

ĐẠI HỌC THÁI NGUYÊN
TRƯỜNG ĐẠI HỌC KỸ THUẬT CÔNG NGHIỆP

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

NGHIÊN CỨU NÂNG CAO HIỆU QUẢ HỆ THỐNG TREO
THỦY KHÍ

Mã số: T2022-B27

Xác nhận của tổ chức chủ trì
KT. HIỆU TRƯỞNG
PHÓ HIỆU TRƯỞNG



PGS.TS. Vũ Ngọc Pi

Chủ nhiệm đề tài

ThS. Lê Xuân Long

THÁI NGUYÊN, 2023

DANH SÁCH THÀNH VIÊN THAM GIA NGHIÊN CỨU

TT	Họ và tên	Đơn vị công tác và lĩnh vực chuyên môn
1	Hoàng Anh Tấn	Bộ môn Kỹ thuật ô tô - Khoa KT Ô tô & Máy động lực
2	Bùi Văn Cường	Bộ môn Kỹ thuật ô tô - Khoa KT Ô tô & Máy động lực
3	Cánh Chí Huân	Bộ môn Kỹ thuật Ô tô - Khoa KT Ô tô & Máy động lực
4	Nguyễn Thị Kim Thoa	Bộ môn Cơ học - Khoa KT Ô tô & Máy động lực
5	Vũ Thị Hiền	Bộ môn Kỹ thuật Thủy khí - Khoa KT Ô tô & Máy động lực
6	Nguyễn Thành Công	Bộ môn Kỹ thuật Máy động lực - Khoa KT Ô tô & Máy động lực

iii
MỤC LỤC

MỞ ĐẦU	1
CHƯƠNG 1. TỔNG QUAN VỀ CHUYÊN ĐỀ NGHIÊN CỨU	2
1.1. Tổng quan về kết cấu hệ thống treo xe off-road	2
1.1.1. Nhiệm vụ, một số bộ phận cơ bản, phân loại hệ thống treo	2
1.1.1.1. Nhiệm vụ	2
1.1.1.2. Một số bộ phận cơ bản	2
1.1.1.3. Phân loại	3
1.1.2. Giới thiệu một số kết cấu hệ thống treo xe tải	3
1.1.2.1. Hệ thống treo khí	3
1.1.2.2. Hệ thống treo thủy khí điều chỉnh độ cao tự động (Citroen)	6
1.1.2.3. Hệ thống treo nhíp	12
1.1.2.4. Hệ thống treo cao su [3, 4]	15
1.2. Tổng quan về tình hình nghiên cứu trong nước và nước ngoài	15
1.2.1. Tình hình nghiên cứu trong nước	15
1.2.2. Tổng quan về tình hình nghiên cứu ở nước ngoài	17
1.3. Mục tiêu, phạm vi và nội dung và đối tượng nghiên cứu của đề tài	18
1.3.1. Mục tiêu nghiên cứu	18
1.3.2. Phạm vi nghiên cứu và đối tượng nghiên cứu	18
1.3.3. Phương pháp nghiên cứu	18
1.3.4. Nội dung nghiên cứu	19
1.4. Kết luận chương	19
CHƯƠNG 2 : XÂY DỰNG MÔ HÌNH TOÁN HỆ THỐNG TREO THỦY KHÍ	20
2.1. Mô hình toán hệ thống treo thủy khí	20
2.1.1. Mô hình toán hệ thống treo thủy khí gồm 01 khoang khí và 02 khoang dầu (Mô hình 1)	20
2.1.2. Mô hình toán hệ thống treo thủy khí (Mô hình 2)	22
2.2. Xây dựng mô hình dao động toàn xe tải có tải trọng lớn	25

2.2.1. Các giả thiết mô hình dao động tương đương.....	25
2.2.2. Mô hình dao động toàn xe tải ben khai thác mỏ.....	26
2.2.3. Thiết lập phương trình vi phân mô tả dao động.....	28
2.2.4. Mập mô mặt đường dạng ngẫu nhiên.....	31
2.2.5. Hệ số tải trọng động.....	33
2.3. Kết luận:.....	33
CHƯƠNG 3: MÔ PHỎNG VÀ PHÂN TÍCH HIỆU QUẢ HỆ THỐNG	
TREO THỦY KHÍ.....	34
3.1. Mô phỏng đánh giá hiệu quả hệ thống treo Mô hình 1 trên xe tải hạng nặng.....	34
3.1.1. Ảnh hưởng của điều kiện mặt đường.....	37
3.1.2. Ảnh hưởng của điều kiện vận tốc.....	37
3.1.3. Ảnh hưởng của điều kiện tải trọng.....	38
3.2. Đánh giá hiệu quả hai kết cấu hệ thống treo thủy khí với mô hình $\frac{1}{4}$ xe tải.....	39
3.2.1 Ảnh hưởng của điều kiện mặt đường.....	41
3.2.2. Ảnh hưởng của điều kiện vận tốc.....	41
3.2.3. Ảnh hưởng của điều kiện tải trọng.....	42
3.2. Kết luận.....	43
KẾT LUẬN VÀ NHỮNG KIẾN NGHỊ.....	44
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	46
PHỤ LỤC.....	51
PHỤ LỤC 1: CHƯƠNG TRÌNH TÍNH TOÁN GIA TỐC BÌNH PHƯƠNG TRUNG BÌNH.....	51
PHỤ LỤC 2: KHỐI CHƯƠNG TRÌNH CON TRONG SIMULINK-MATLAB.....	52
PHỤ LỤC 3: BÀI BÁO KHOA HỌC.....	58

v
DANH MỤC CÁC CÁC KÝ HIỆU VÀ CHỮ VIẾT TẮT

Ký hiệu	Đơn vị	Thông số
a_z	$m.s^{-2}$	Gia tốc theo phương đứng
φ	rad	Chuyển vị góc quay quanh trục dọc của thân xe
θ	$rad.s^{-2}$	Chuyển vị góc quay quanh trục ngang của thân xe
a_c	$m.s^{-2}$	Gia tốc bình theo phương đứng
a_{ϕ}	$rad.s^{-2}$	Gia tốc lắc dọc
a_{θ}	$rad.s^{-2}$	Gia tốc lắc ngang
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_{a1}	kg	Khối lượng không được treo cầu 1
m_{a2}	kg	Khối lượng không được treo cầu 2
m_b	kg	Khối lượng thân xe
m_c	kg	Khối lượng cabin
l_1	m	Khoảng cách tâm thân xe đến cầu trước theo phương x
l_2	m	Khoảng cách tâm thân xe đến cầu sau theo phương x
l_3	m	Khoảng cách tâm thân xe đến cầu trước theo phương y
l_4	m	Khoảng cách tâm thân xe đến cầu sau theo phương y

b_1	m	Khoảng cách 2 bánh xe theo phương y
b_2	m	Khoảng cách tâm hai hệ thống treo theo phương y
l_5	m	Khoảng cách từ tâm cabin đến đệm cách dao động trước theo phương x
l_6	m	Khoảng cách từ tâm cabin đến đệm cách dao động sau theo phương x
l_{r1}	m	Khoảng cách từ cầu 2,3 đến tâm gối đỡ cầu 2,3 theo phương y
k_1	N/m	Độ cứng của đệm cách dao động cabin trước
k_3	N/m	Độ cứng của đệm cách dao động cabin sau
k_{t1}	N/m	Độ cứng của lớp xe cầu trước
k_{t3}	N/m	Độ cứng của lớp xe cầu sau
c_1	N.s/m	Hệ số cản giảm chấn đệm cách dao động cabin trước
c_3	N.s/m	Hệ số cản giảm chấn đệm cách dao động cabin sau
c_{t1}	N.s/m	Hệ số cản giảm chấn lớp cầu trước
c_{t3}	N.s/m	Hệ số cản giảm chấn lớp cầu sau
l_1	m	Khoảng cách tâm thân xe đến cầu trước theo phương x
l_2	m	Khoảng cách tâm thân xe đến cầu sau theo phương x
l_3	m	Khoảng cách tâm thân xe đến cầu trước theo phương y
l_4	m	Khoảng cách tâm thân xe đến cầu sau theo phương y
b_1	m	Khoảng cách 2 bánh xe theo phương y

b_2	m	Khoảng cách tâm hai hệ thống treo theo phương y
l_5	m	Khoảng cách từ tâm cabin đến đệm cách dao động trước theo phương x
l_6	m	Khoảng cách từ tâm cabin đến đệm cách dao động sau theo phương x
l_{r1}	m	Khoảng cách từ cầu 2,3 đến tâm gối đỡ cầu 2,3 theo phương y
k_1	N/m	Độ cứng của đệm cách dao động cabin trước
k_3	N/m	Độ cứng của đệm cách dao động cabin sau
k_{t1}	N/m	Độ cứng của lớp xe cầu trước
k_{t3}	N/m	Độ cứng của lớp xe cầu sau
c_1	N/m	Hệ số cản giảm chấn đệm cách dao động cabin trước
c_3	N/m	Hệ số cản giảm chấn đệm cách dao động cabin sau
c_{t1}	N.s/m	Hệ số cản giảm chấn lớp cầu trước
c_{t3}	N.s/m	Hệ số cản giảm chấn lớp cầu sau
k_{t1}	N.s/m	Độ cứng của lớp xe cầu trước
DLC		Hệ số tải trọng động

TRƯỜNG ĐẠI HỌC
KỸ THUẬT CÔNG NGHIỆP
Đơn vị: KHOA KỸ THUẬT Ô TÔ VÀ MĐL

THÔNG TIN KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

1. Thông tin chung:

- Tên đề tài: Nghiên cứu nâng cao hiệu quả hệ thống treo thủy khí
- Mã số : T2022-B27
- Chủ nhiệm đề tài : ThS. Lê Xuân Long
- Cơ quan chủ trì: Trường Đại học Kỹ thuật công nghiệp – Đại học Thái Nguyên
- Thời gian thực hiện: Từ tháng 04 năm 2022 đến tháng 04 năm 2023

2. Mục tiêu:

- Nghiên cứu nâng cao hiệu quả hệ thống treo thủy khí.

3. Kết quả nghiên cứu:

- Phân tích tổng quan hệ thống treo thủy khí
- Xây dựng mô hình toán hệ thống treo thủy khí
- Xây dựng mô hình động lực học của xe
- Mô phỏng, phân tích hiệu quả hệ thống treo thủy khí

4. Sản phẩm:

- Sản phẩm đào tạo: Không
- Sản phẩm khoa học: 02 bài báo quốc tế trong danh mục ISI/Scopus (Q4)
- Sản phẩm ứng dụng: Không

5. Hiệu quả: Đào tạo đại học và sau đại học

- ### 6. Khả năng áp dụng và phương thức chuyển giao kết quả nghiên cứu :
- Khoa Kỹ thuật ô tô và Máy động lực, Trường Đại học Kỹ thuật công nghiệp.

Ngày tháng 05 năm 2023

Cơ quan chủ trì
KT. HIỆU TRƯỞNG
PHÓ HIỆU TRƯỞNG

Chủ nhiệm đề tài



PGS.TS. Vũ Ngọc Pi

ThS. Lê Xuân Long

INFORMATION ON RESEARCH RESULTS**1. General information:**

Project title: Study on improving the efficiency of hydro-pneumatic suspension system.

Code number: **T2022-B27**

Coordinator: Le Xuan Long

Implementing institution: Thai Nguyen University of Technology

Duration: from 2022 to 2023

2. Objective(s):

A method to improve the efficiency of hydro-pneumatic suspension system is proposed to investigate in this project.

3. Research results:

- Analyze the overview of the hydraulic suspension system;
- Setting up a mathematical model of hydro-pneumatic suspension system;
- Establishing full-vehicle dynamic model;
- Simulating and analyzing the efficiency of hydro-pneumatic suspension system.

4. Products: 02 papers/ Scopus-Q4

5. Effects: Training

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

MỞ ĐẦU

Động lực học của xe ô tô nói chung và của xe tải nói riêng được nhiều nhà khoa học quan tâm nghiên cứu. Do nguồn kích thích dao động từ bên ngoài như mặt đường và nguồn kích thích bên trong do động cơ, quá trình phanh, quá trình chuyển hướng của xe, ...vv khiến xe ô tô bị dao động. Lực phát sinh trong quá trình dao động của xe khá phức tạp với các phương khác nhau, tuy nhiên các nghiên cứu trước chỉ ra rằng nếu chỉ kể đến nguồn kích thích bên ngoài là mấp mô mặt đường và xe chuyển động trên đường thẳng thì lực gây ra dao động của xe hầu hết là theo phương đứng là chủ yếu. Xe tải khai thác mỏ là phương tiện thường xuyên hoạt động trên mặt nền đường chất lượng xấu với biên độ mấp mô mặt nền đường cao và tần số kích thích thấp thậm chí mặt nền đường còn biến dạng. Từ các nguồn kích thích dao động hình thành lực động theo các phương khác nhau tại bánh xe gây tác động xấu đến mặt đường. Để giảm tác động xấu đến mặt đường, các nhà nghiên cứu và chế tạo luôn quan tâm tìm kiếm và đề xuất nhiều các giải pháp như tác động đến khung xe, lớp xe, hệ thống treo, hệ đệm cách dao động giữa động cơ, hệ thống treo cabin, hệ thống treo ghế ngồi. Trong nội dung đề tài này nhóm nghiên cứu lựa chọn hướng nghiên cứu nâng cao hiệu quả thân thiện với mặt đường của hệ thống treo thủy khí với tiêu chuẩn để đánh giá là dùng hệ số tải trọng động.

CHƯƠNG 1. TỔNG QUAN VỀ CHUYÊN ĐỀ NGHIÊN CỨU

1.1. Tổng quan về kết cấu hệ thống treo xe off-road

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

Khi xe ô tô chuyển động trên nền đường không bằng phẳng, do sự chếp hình của bánh xe khiến ô tô bị dao động và gây ra tải trọng động. Tải trọng động này ảnh hưởng xấu đến tính êm dịu và tiện nghi cho người sử dụng, đồng thời làm giảm tuổi bền các chi tiết của ô tô. Hệ thống treo được hiểu như hệ thống liên kết mềm (đàn hồi) giữa bánh xe thông qua cầu xe với khung xe hoặc vỏ xe.

1.1.1.1. Nhiệm vụ

Hệ thống treo thực hiện nhiệm vụ đỡ thân xe lên trên cầu xe; cho phép bánh xe chuyển động tương đối theo phương thẳng đứng đối với khung xe hoặc vỏ xe; hạn chế những chuyển động không muốn có khác của bánh xe. Cấu tạo chung của hệ thống treo bao gồm 3 bộ phận cơ bản: *Bộ phận đàn hồi; Bộ phận giảm chấn; Bộ phận dẫn hướng.*

1.1.1.2. Một số bộ phận cơ bản

Bộ phận đàn hồi

+ Nối “mềm” giữa bánh xe và thùng xe giảm nhẹ tải trọng động tác dụng từ bánh xe lên khung trên các địa hình khác nhau đảm bảo độ êm dịu khi chuyển động.

+ Phần tử đàn hồi có nhiệm vụ đưa vùng tần số dao động của xe phù hợp vùng tần số thích hợp với người sử dụng.

Bộ phận giảm chấn

+ Dập tắt dao động phát sinh trong quá trình xe chuyển động từ mặt đường lên khung xe trong các địa hình khác nhau một cách nhanh chóng bằng cách biến năng lượng dao động thành nhiệt năng tỏa ra môi trường.

+ Đảm bảo dao động của phần không treo nhỏ nhất, sự tiếp xúc của bánh xe trên nền đường, nâng cao khả năng bám đường và an toàn trong chuyển động.

Bộ phận dẫn hướng

+ Xác định tính chất chuyển động (động học) của bánh xe đối với khung vỏ xe.

+ Tiếp nhận và truyền các lực dọc, ngang và các mô men giữa bánh xe với khung xe và ngược lại.

Ngoài ra trên một số hệ thống treo còn có: bộ phận ổn định ngang và các ụ cao su tăng cứng hoặc hạn chế hành trình.

Phần tử ổn định ngang: Với chức năng là phần tử đàn hồi phụ làm tăng khả năng chống lật thân xe khi có sự thay đổi tải trọng trong mặt phẳng ngang.

Các phần tử phụ khác: vấu cao su, thanh chịu lực phụ,... có tác dụng tăng cứng, hạn chế hành trình và chịu thêm tải trọng.

1.1.1.3. Phân loại

Việc phân loại hệ thống treo dựa theo các căn cứ sau:

- Theo loại bộ phận đàn hồi chia ra:

+ Loại bằng kim loại: nhíp lá, lò xo, thanh xoắn.

+ Loại khí: buồng khí nén dạng gấp, dạng sóng, có buồng khí nén phụ.

+ Loại thủy khí: kết hợp giữa khí nén và giảm chấn thủy lực.

+ Loại cao su: các gối cao su, ống cao su đàn hồi

-Theo bố trí bộ phận dẫn hướng chia ra:

+ Loại phụ thuộc với dầm cầu liền.

+ Loại độc lập: một đòn, hai đòn,...

-Theo phương pháp điều khiển có thể chia ra:

+ Hệ thống treo bị động (Hệ thống treo không điều khiển),

+ Hệ thống treo chủ động (Hệ thống treo có điều khiển).

1.1.2. Giới thiệu một số kết cấu hệ thống treo xe tải

1.1.2.1. Hệ thống treo khí

Hệ thống treo khí nén với ballon khí nén như một bình chứa khí nén áp suất cao bên trong với thể tích thay đổi. Sự nén và giãn nở của ballon khí nén không những làm thay đổi thể tích mà còn thay đổi trạng thái nhiệt động lực

học chất khí bên trong. Do đó, độ cứng của ballon khí nén có xu hướng phi tuyến với tần số kích động. Các quá trình nhiệt động lực học chất khí gồm:

- Quá trình đẳng nhiệt: là quá trình nhiệt độ của hệ được giữ không đổi thông qua trao đổi nhiệt với môi trường xung quanh. Điều kiện cần cho quá trình này là sự biến dạng chậm của ballon khí nén. Trong trường hợp đó, ballon khí nén có thể giữ nhiệt độ không đổi bằng cách trao đổi nhiệt hoàn toàn với môi trường xung quanh.

- Quá trình đoạn nhiệt: quá trình đoạn nhiệt không cho phép hệ thống trao đổi nhiệt với môi trường xung quanh và nhiệt độ của hệ thống thay đổi. Dao động nhanh dần đều của ballon khí nén được coi là quá trình đoạn nhiệt vì có rất ít hoặc không có sự trao đổi nhiệt giữa ballon khí nén với môi trường xung quanh. Do đó, nhiệt độ ballon khí nén tăng lên trong quá trình nén và giảm trong quá trình giãn nở.

- Quá trình đa biến: được sử dụng khi quá trình nhiệt động lực học không thể được mô hình hóa là quá trình đẳng nhiệt hoặc quá trình đoạn nhiệt. Ballon khí nén có trạng thái khí thay đổi phức tạp, với tất cả các thông số chất khí đều thay đổi từ nhiệt độ, áp suất, thể tích, mật độ chất khí. Chính điều này tạo nên tính chất phi tuyến của ballon khí nén. Đặc tính độ cứng của ballon khí nén thể hiện qua hai yếu tố: độ cứng tĩnh và độ cứng động. Độ cứng tĩnh của ballon khí nén được xây dựng dựa trên các quan hệ động lực học chất khí với ba trạng thái: đẳng nhiệt, đoạn nhiệt, đa biến theo các thông số: áp suất, thể tích, diện tích hiệu dụng ballon khí nén và thể tích của bình khí phụ. Độ cứng động được xác định dựa trên các quan hệ lực-chuyển vị, được xác định bằng mô phỏng hoặc thực nghiệm.

Ballon khí nén gồm vỏ cao su đàn hồi, mặt bích phía trên và pít tông phía dưới tạo thành khoang kín chứa khí nén. Hệ thống treo khí nén sử dụng phổ biến trên nhiều loại phương tiện từ ô tô con, ô tô khách, ô tô tải đến sơ mi rơ mooc nhờ có nhiều ưu điểm:

- Ballon khí nén thường có độ cứng thấp hơn hệ thống treo kim loại truyền thống (nhíp) nên êm dịu hơn. Do hệ thống treo kim loại thường thiết kế có độ

cứng ứng với trường hợp đầy tải nên trong trường hợp không tải hoặc tải thấp, hệ thống treo khá cứng.

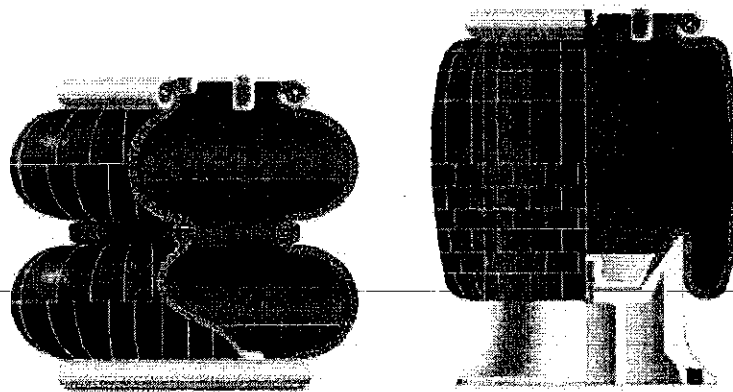
- Có khả năng thích nghi với nhiều mức tải bằng cách điều chỉnh áp suất khí cấp vào mà vẫn giữ nguyên chiều cao tĩnh của ballon khí nén (không gian treo). Do đó, khả năng lưu trữ năng lượng trên đơn vị khối lượng lớn hơn nhiều lần so với hệ thống treo kim loại.

- Có thể điều chỉnh được độ cứng, phụ thuộc vào áp suất của ballon khí nén. Đối với hệ thống treo kim loại truyền thống, độ cứng thường được coi là không đổi, trong khi độ cứng của ballon khí thay đổi theo tải trọng.

- Có thể điều chỉnh chiều cao mong muốn của hệ thống treo khí nén bằng cách nạp hoặc xả khí trong ballon khí nén thông qua các van điều chỉnh áp suất và bình chứa, trong khi chiều cao tĩnh của hệ thống treo kim loại với mỗi mức tải không thay đổi được [1].

- Ballon khí nén có phần tử đàn hồi cao su hoạt động tự do nên giảm tiếng ồn so với phần tử đàn hồi kim loại.

Có 2 loại ballon khí nén thường sử dụng hiện nay: dạng xoắn (convoluted bellow) và dạng ống cuộn (rolling lobe hoặc reversible sleeve) như hình 1.1 [2]



a) Dạng xoắn

b) Dạng ống cuộn

Hình 1.1 Các loại ballon khí nén [2]

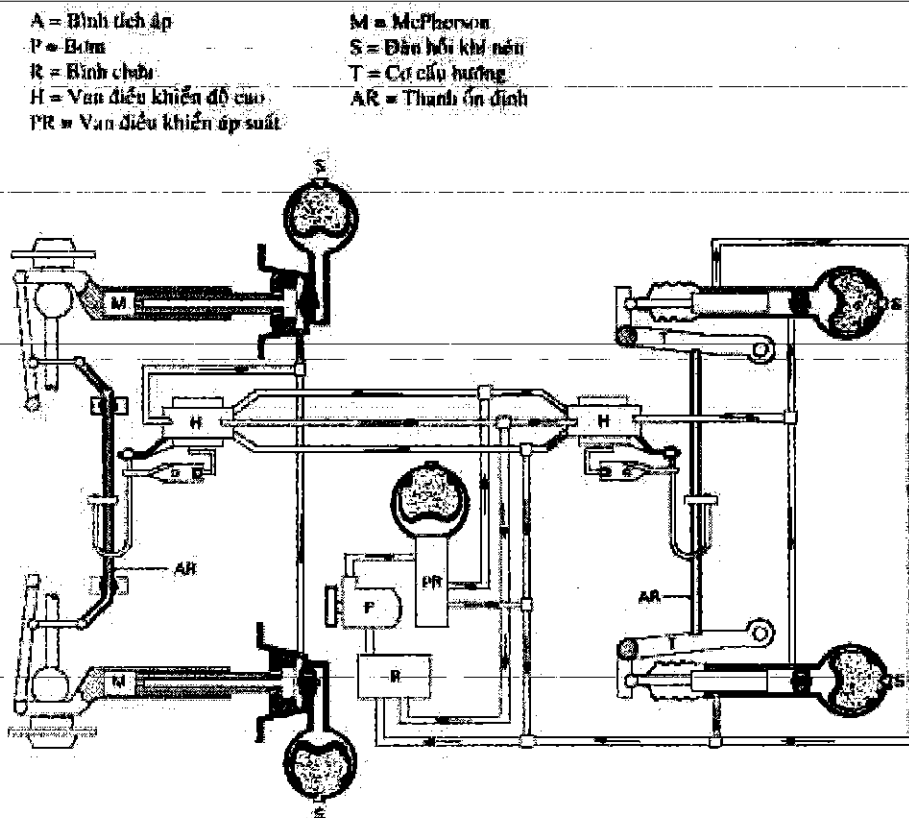
- Ballon khí nén dạng xoắn (Hình 1.1a): khi nén lớp vỏ cao su sẽ phình to tiết diện. Loại này có đường kính lớn, hành trình nhỏ, cung cấp tải trọng lớn với áp suất thấp, phù hợp với các loại tàu điện hoặc sử dụng treo cabin, treo ghế ô tô.

- Ballon khí nén dạng ống cuộn (Hình 1.1b): khí nén lớp vỏ cao su sẽ cuộn lại quanh pit tông phía dưới. Loại này có đường kính nhỏ, hành trình lớn, cung cấp tải trọng nhỏ hơn, phù hợp sử dụng cho hệ thống treo ô tô, sơ mi rơ mooc.

Hiện nay, hệ thống treo khí nén thường sử dụng ballon khí nén dạng ống cuộn, cho phép khoảng dịch chuyển lớn hơn với diện tích hiệu dụng thay đổi không nhiều. Các nghiên cứu đã chứng minh rằng sự thay đổi diện tích hiệu dụng chủ yếu phụ thuộc vào chuyển vị tương đối giữa khung xe và trục xe, ảnh hưởng của áp suất lên diện tích hiệu dụng không đáng kể.

1.1.2.2. Hệ thống treo thủy khí điều chỉnh độ cao tự động (Citroen)

Hệ treo trước có thể sử dụng kiểu MacPherson, hệ treo sau dùng loại đòn dọc (hình 1.2). Hai thanh chống lắc ngang (9) được lắp cho treo trước và sau nhằm tăng cứng xoắn cho hệ và để điều khiển van điều chỉnh độ cao (4).

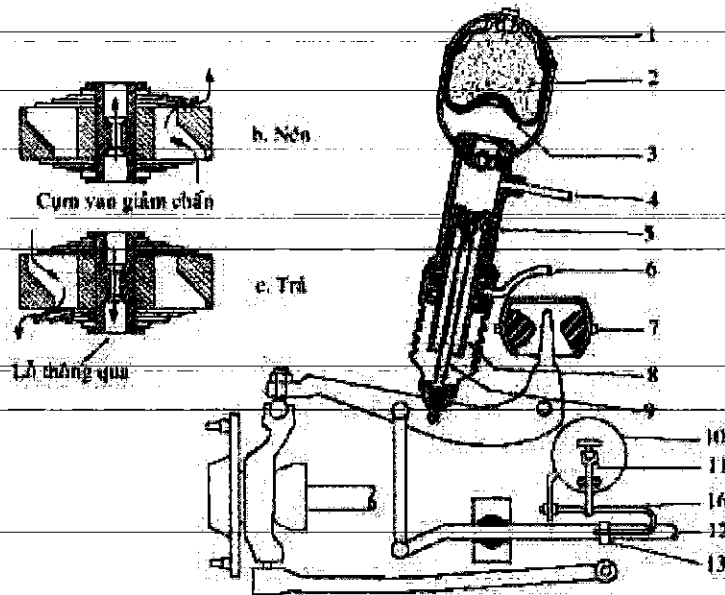


Hình 1.2. Hệ thống treo thủy khí

Cấu tạo:

Bộ phận đàn hồi: balon khí nitơ (1,2) và giảm chấn (5), xem hình (1.3). Khi bánh xe đi qua mấp mô, piston bị đẩy lên, chất lỏng bị đẩy vào khoang dưới của balon khí, màng (3) ép khí nitơ trong một thể tích bé. Nếu bánh xe qua chỗ lõm, khí nén giãn ra, đẩy chất lỏng trở lại xy lanh giảm chấn, làm piston chuyển

động đi xuống. bằng cách thay đổi chất lỏng đi qua van giảm chấn mà khí nén bị nén hoặc giãn nở làm thay đổi áp suất so với áp suất ban đầu để hạn chế các lực động tác dụng lên thân xe (hình 1.3).



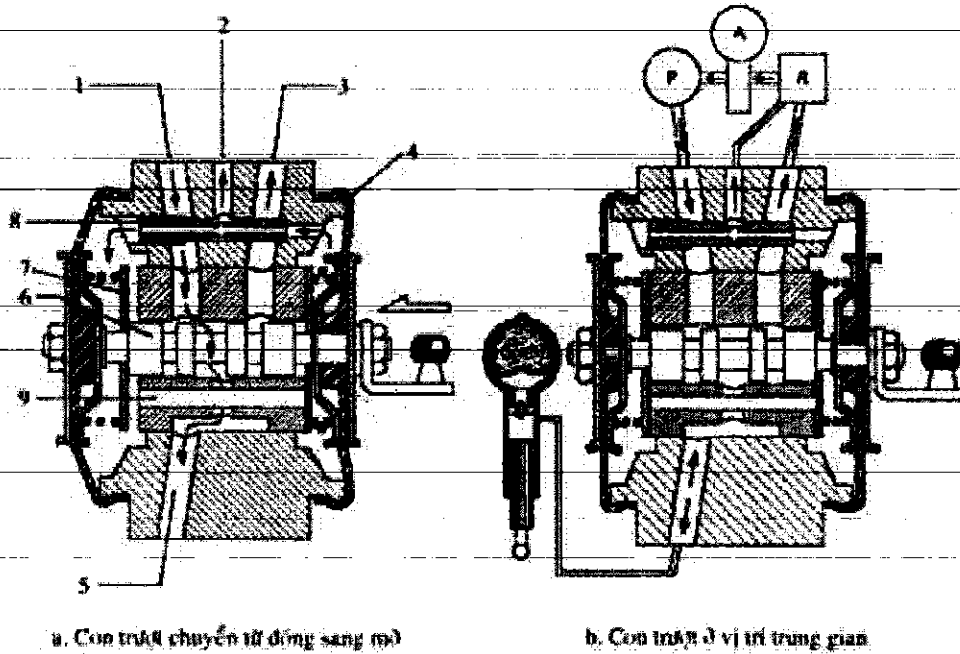
Hình 1.3. Hệ thống treo thủy khí trang bị van điều áp

1. Balon khí; 2. khí nito; 3. màng ngăn cách; 4. ống dẫn chất lỏng vào; 5. xilanh; 6. đường dầu ra; 7. vấu hạn chế hành trình; 8. piston giảm chấn; 9. cần piston; 10. van điều chỉnh độ cao; 11. đòn điều chỉnh; 12. thanh ổn định.

Bơm dầu và van đẳng áp (hình 1.3): Dầu được cấp từ bơm dầu piston-đĩa quay lại bởi động cơ đốt trong; cấp dầu liên tục với một áp suất ổn định xác định trước. Dầu áp suất cao được dự trữ trong bình tích áp (1), (trong đó có một túi khí nito) để cấp khí khi có nhu cầu đột ngột; cho phép bơm chạy không tải và loại được quá trình đóng ngắt bơm. Khi bơm chạy không tải, áp suất chỉ đủ để đưa dầu về bình chứa (3) qua van điều chỉnh áp suất (5). Van điều chỉnh áp suất và bình tích áp điều chỉnh áp suất tối thiểu để hệ thống làm việc và hạn chế áp suất tối đa (áp suất đóng của bơm 140 bar, áp suất cắt 165-175 bar).

Van điều chỉnh độ cao (hình 1.4): Độ cao của xe được thay đổi tự động nhờ thay đổi thể tích dầu không chịu nén giữa buồng dầu của balon (1) và xy lanh (5). Khi tải trọng tăng thì thân xe bị hạ thấp làm biến dạng cơ cấu hướng hệ treo và làm quay thanh ổn định (12). Góc quay của thanh ổn định là giá trị tương ứng chuyển vị tương đối của hệ thống treo so với vị trí tĩnh ban đầu. Chuyển vị này

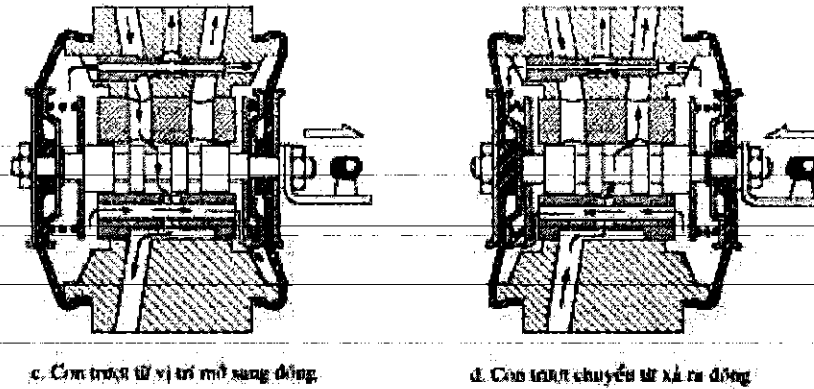
được chuyển tiếp đến van điều chỉnh độ cao(10) thông qua thanh xoắn điều khiển (16), một đầu của nó được kẹp chặt (13) với thanh ổn định (12), đầu kia kẹp với đòn điều chỉnh (11). Đầu kia của đòn (11) nối với van điều chỉnh độ cao (10).



Hình 1.4.a.b Van điều chỉnh độ cao

1. Dầu từ bơm tới; 2,3. cửa hồi về bình chứa; 4. màng cao su; 5. đường dầu đến xi-lanh treo; 6. van trượt; 7. đĩa van; 8. cửa cần.

Để tránh sự điều chỉnh liên tục, cần có sự phản ứng chậm của van (10): dầu không được nạp ở hành trình nén và không được xả trong hành trình trả. Độ cao chỉ được điều chỉnh sau một thời gian ngắn, trong thời gian đó hệ thống treo phải có thời gian thay đổi mức tải của bộ phận đàn hồi. Mỗi khi xy lanh được nạp đầy hoặc ngừng nạp để đưa hệ treo về vị trí chuẩn, van độ cao phải phản ứng ngay tức khắc chuyển từ vị trí van nạp sang vị trí trung gian hay từ vị trí van xả sang vị trí trung gian. Hình (1.4) trình bày 4 trạng thái của van độ cao: (i) piston van trượt (6) chuyển từ vị trí đóng (hình 1.4 (b)) sang vị trí mở cấp dầu cho xy lanh treo (5), hình 1.4 (a); (ii) vị trí cắt (trung gian), hình 1.4 (b); (iii) piston (6) chuyển từ vị trí mở sang vị trí đóng (ii); (iv) piston chuyển từ vị trí xả sang trung gian.



Hình 1.4.c.d Van điều chỉnh độ cao

1. Dầu từ bơm tới; 2,3. cửa hồi về bình chứa; 4. màng cao su; 5. đường dầu đến xi lanh treo; 6. van trượt; 7. đĩa van; 8. cửa cản.

Piston van điều khiển độ cao từ vị trí trung gian sang trạng thái nạp, hình (1.4 (a)): Khi tải tăng, đòn treo bị hạ thấp làm quay thanh ổn định (12), làm xoắn thanh (16) dẫn đến đòn điều chỉnh bị nghiêng, tạo ra lực hướng trực tác dụng vào piston (6) làm nó chuyển động sang trái, van từ trạng thái đóng sang trạng thái mở, cấp dầu vào xy lanh treo (5) để nâng thân xe lên làm thanh ổn định quay ngược lại, đẩy piston (6) về vị trí trung gian ngừng cấp dầu (ii). Việc quay về vị trí trung gian là rất nhanh vì piston (6) không bị lực cản nào và xe đã được đưa về độ cao ban đầu. Để làm chậm lại chuyển động của piston (6) từ vị trí đóng sang mở, van đĩa phải (7) đóng nên cửa không cản (9) đóng chỉ mở cửa cản (8) nên piston (6) chuyển động rất chậm.

Piston điều khiển độ cao ở vị trí trung gian, hình (1.4(b)): Giảm tải trọng thẳng đứng của bánh xe tạo ra hiệu ứng giảm áp suất trong xy lanh treo. Piston (6) chuyển từ vị trí trung gian sang vị trí xả. Dầu thừa giữa piston và màng bị đẩy về bình chứa; độ cao của xe được giữ nguyên; van (6) ở vị trí trung gian (hình 1.4 b)). Quá trình ngắt xảy ra rất chậm cho nên van (6) không phản ứng khi hệ treo dao động trong biên độ nhỏ của đường.

Piston điều khiển độ cao từ vị trí nạp sang vị trí trung gian, hình (1.4c)): Khi xy lanh treo đã được cấp dầu đầy, thanh ổn định làm đổi hướng chuyển động của piston (6) từ vị trí nạp (hiện tại) sang vị trí trung gian như hình 1.4 (b). Chuyển động của piston sang vị trí cắt là nhanh vì van đĩa trái ở vị trí mở, trước hết nó thay đổi chiều chuyển động, chất lỏng trong cửa không cản (9)

mở tiếp van đĩa phải, dầu thoát nhanh và nhờ đó van (6) đi nhanh về vị trí trung gian. Khi nó đạt vị trí trung gian, van đĩa trái lại đóng. Nhờ đó hạn chế chuyển động dư của (6) và hạn chế van điều khiển độ cao lặp lại việc điều chỉnh sau một giây.

Piston điều khiển độ cao từ vị trí xả qua vị trí cắt, hình (1.4 (d)): Khi xy lanh treo nhiều dầu quá mức cần xả và khi đã đạt độ cao chuẩn, cần đóng nhanh cửa thoát về bình chứa. Van điều chỉnh độ cao có khả năng phản ứng nhanh để đóng đường thoát trong trường hợp này là do van đĩa phải mở, dầu thoát nhanh qua cả hai cửa (8,9), ngay lập tức thanh (16) đưa piston (6) về vị trí trung gian.

Điều chỉnh độ cao bằng tay: Trong xe, lái xe có thể chọn 5 vị trí độ cao khác nhau: Vị trí chuẩn; hai vị trí cao và thấp nhất; hai vị trí trung gian giữa chuẩn và cao nhất.

Cụm treo thủy khí tự điều chỉnh mức (hình 1.5, 1.6)

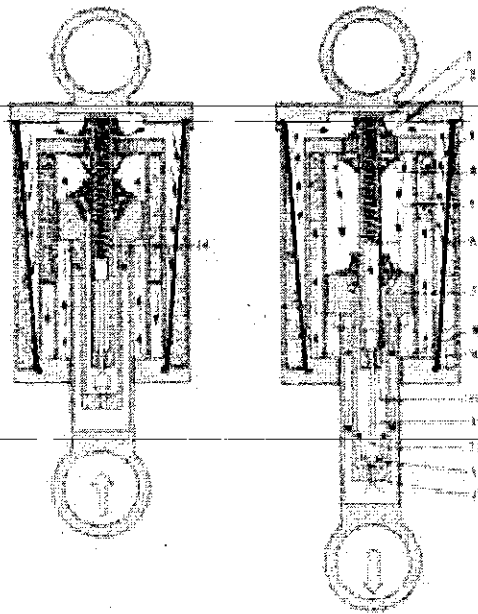
Cụm treo có độ cao không đổi có hai bộ phận cơ bản là (1) khí đàn hồi và giảm chấn thủy lực và (2) bơm dầu điều khiển độ cao.

Tần số dao động của khối lượng được treo gần không đổi có thể đạt được nhờ hai buồng khí trong (3) và ngoài (9); buồng ngoài là buồng chính, buồng trong là buồng phụ (hình 1.5). Buồng khí nén chính (9) được điều khiển bởi sự lưu thông chất lỏng giảm chấn từ buồng trên piston (7) đến buồng có màng chứa khí (6). Buồng khí nén trong (3) là phần điều chỉnh, được điều khiển bởi buồng dưới piston, thay đổi chất lỏng cho buồng khí nén dự trữ (3). Kết cấu của cụm treo có một giảm chấn thủy lực. Xy lanh ngoài cùng cụm treo nối với khối lượng được treo, xy lanh trong cùng nối với van hút (13), hai xy lanh giữa tạo buồng khí phụ dự trữ. Giữa xy lanh ngoài với xy lanh thứ hai được chia ra buồng khí chính bởi màng chính (6). Piston (7) nối với khối lượng không được treo, trên đỉnh có gắn van xả (5). Trong lòng piston là xy lanh bơm (12) và piston bơm (10); thanh dẫn bơm điều khiển độ cao (11) gắn với bơm hút (13). Lỗ thông (14) điều khiển độ cao của hệ treo. Ngoài ra trong hệ còn có van nén (2), van trả (4) của giảm chấn thủy lực. Khí trong buồng trong bị nén do áp suất

chất lỏng phía dưới piston. Độ cứng treo là độ cứng tổng cộng của hai buồng khí.

Nguyên lý đàn hồi cụm treo

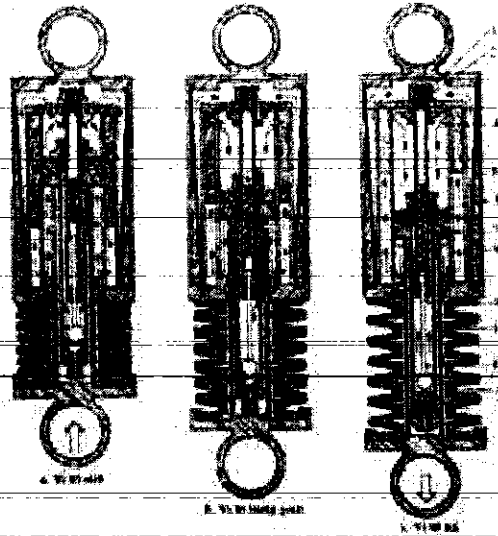
Có hai chu kỳ liên hệ mật thiết với nhau. Một là áp suất được hình thành phía trên, hai là áp suất thay đổi dưới piston. Ở hành trình nén (hình 1.5 (a)), piston chuyển động lên trên, chất lỏng qua van nén (2) vào xung quanh màng (6) và nén khí trong buồng chính. Đồng thời khi áp suất dưới piston giảm, khí nén trong buồng phụ giãn ra, chất lỏng đi qua lỗ thông (14) điền đầy cho khoang dưới piston. Biến dạng của màng (6) làm biến dạng đàn hồi khí và khí đi qua van nén (2) ép khí trong buồng chính. Vì vậy tần số dao động hành trình nén giảm đi. Ở hành trình trả (hình 1.5 (b)), chất lỏng chuyển động từ buồng khí ngoài qua van trả (4) vào buồng trên piston, đồng thời dầu cũng đi qua van trả (4) vào dưới xy lanh piston, cùng lúc piston nén dầu vào buồng khí phụ. Cũng giống như dầu di chuyển từ buồng khí chính đến buồng trên piston, cần sẽ tăng lên do van trả, chất lỏng đi qua một chu kỳ dài hơn.



Hình 1.5. Cụm thủy khí tự động điều chỉnh

1. Dầu; 2. van nén; 3. buồng phụ chứa khí; 4. van trả; 5. van xả bơm; 6. màng chứa khí; 7. piston; 8. cửa thông; 9. buồng chính chứa khí; 10. piston bơm; 11 thanh độ cao; 12. xilanh bơm; 13. van

Nguyên lý điều chỉnh độ cao tự động (hình 1.6)



Hình 1.6. Tự động điều chỉnh chiều cao

1. Dầu; 2. van nén; 4. van trả; 6. màng ngăn khí; 5. van xả; 7. piston; 9. buồng chứa khí; 10. piston bơm; 12. xilanh bơm; 11. thanh độ cao; 13. van hút

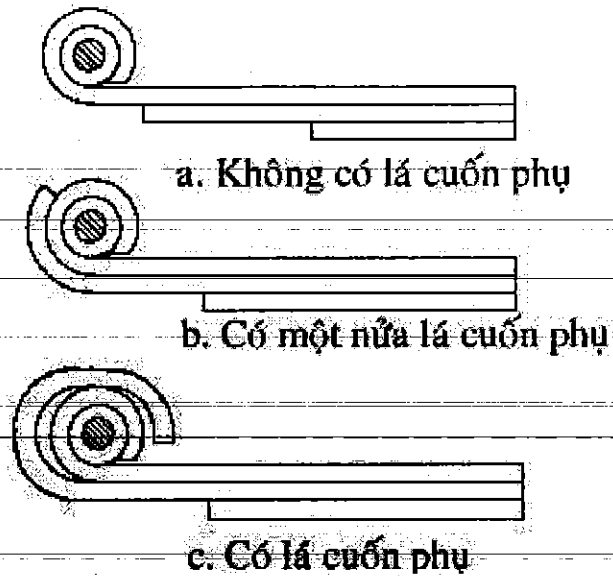
1.1.2.3. Hệ thống treo nhíp

Đối với hệ thống treo nhíp, bộ phận đàn hồi chỉ có một thông số là độ cứng. Trong một số trường hợp nếu kể đến lực ma sát giữa các lá nhíp và các khâu khớp thì có thêm thành phần lực ma sát. Mô hình hệ thống treo trong trường hợp này có nhiều nhất là ba thông số: độ cứng của bộ phận đàn hồi, hệ số cản của giảm chấn và lực ma sát.

Ở hệ treo xe tải, nhíp chịu hai loại tải cơ bản là tải trọng tĩnh và động phương thẳng đứng; mô men xoắn khi hai bánh xe chuyển động khác pha. Ngoài ra khi phanh và tăng tốc, nhíp còn chịu mô men uốn và chèn dập ở tai nhíp. Khi tính toán nhíp ta cần đề cập 4 loại lực sau: Lực tác dụng thẳng đứng; lực dọc do phanh/tăng tốc gây ra; lực ngang do lực ly tâm, đường nghiêng, gió ngang gây ra.

*) Mỡ nhíp

Mỡ nhíp chịu cường độ lớn do tải trọng thẳng đứng, lực phanh và lực ngang. Với các xe nhỏ, nhíp có một lá chính và cuốn một lá; nếu hai lá chính cuốn lá đầu còn lá sau cuốn nửa vòng; các xe tải nặng thường hai lá chính, cuốn lá thứ nhất và cuốn vòng to lá thứ hai (hình 1.7).



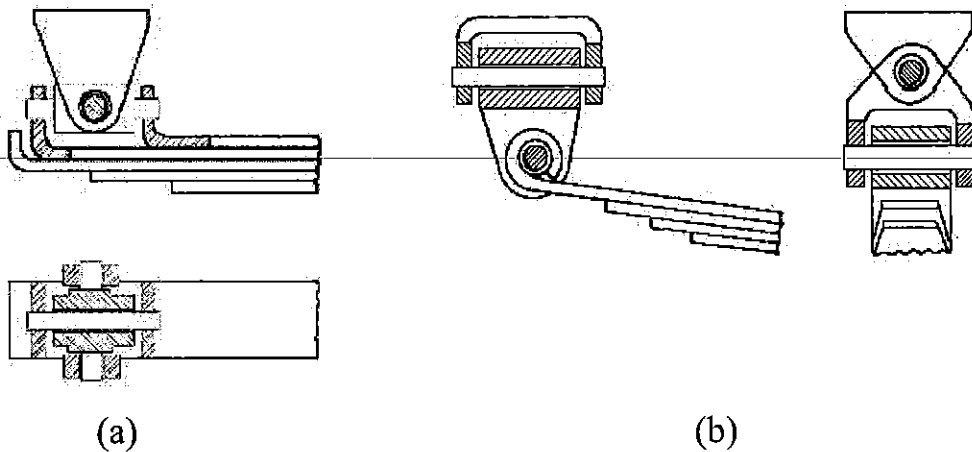
Hình 1.7. Kết cấu mô nhíp

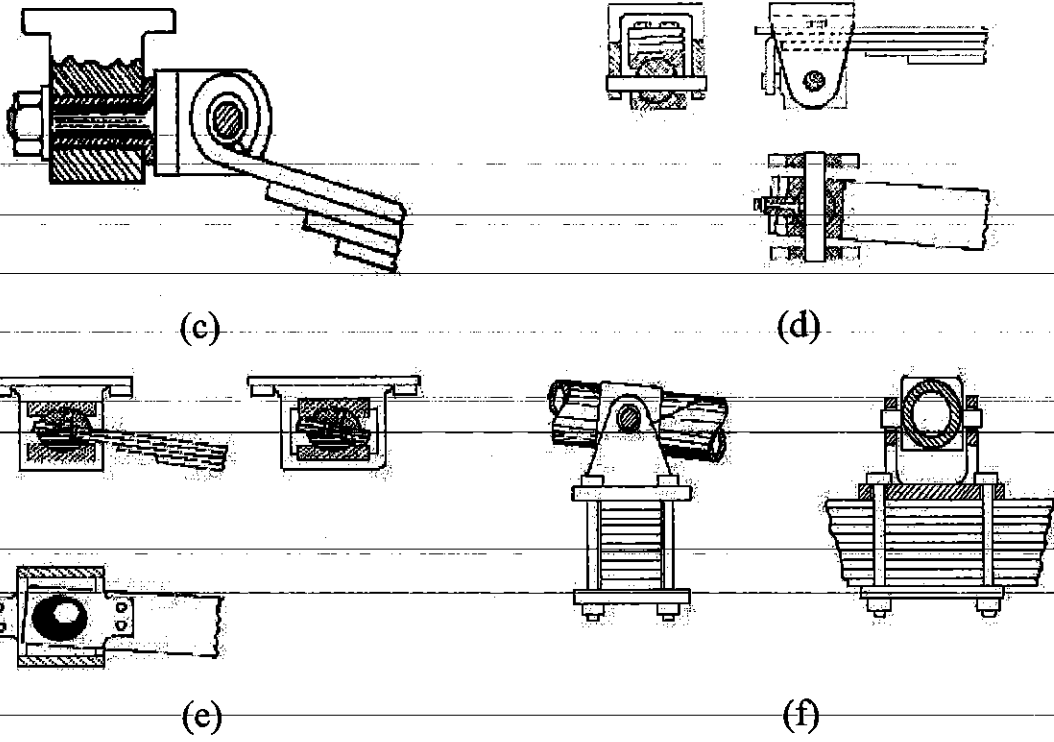
***) Một số kết cấu đầu bắt nhíp quang nhíp**

Để giảm tải trọng uốn và xoắn cho nhíp, có thể sử dụng các kết cấu như hình 1. Quang nhíp bắt với cầu có thể kết cấu như trong hình 1.8.

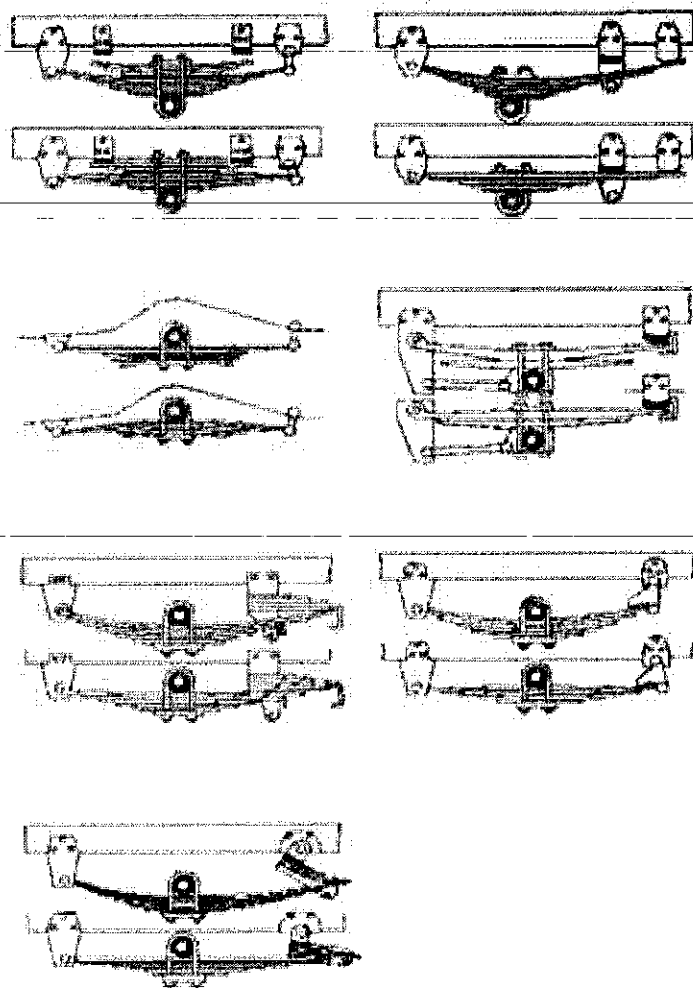
***) Nhíp có độ cứng thay đổi**

Ở các xe tải, tải trọng thường xuyên thay đổi là thay đổi tần số của khối lượng được treo. Để giảm bớt sự thay đổi đó, người ta thường thiết kế nhíp phụ (a), nhíp có chiều dài hiệu dụng thay đổi (b), nhíp có bán kính cong khác nhau (c), nhíp một lá thiết diện thay đổi và nhíp phụ thiết diện thay đổi (d), đầu nhíp đặc biệt thay đổi chiều dài hiệu dụng (e,f,g) trong hình (1.9).





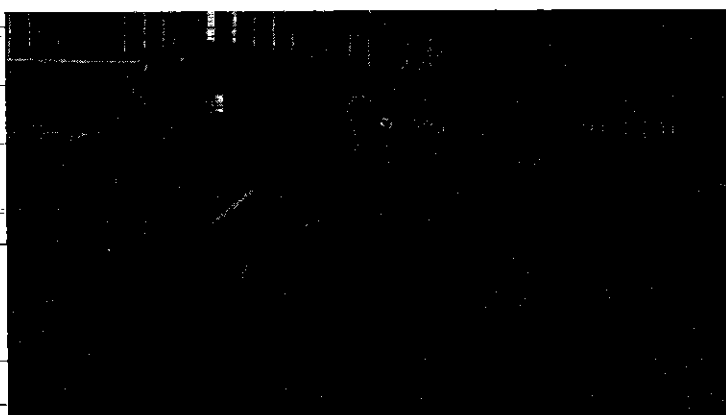
Hình 1.8. Một số kết cấu đầu bắt nhịp quang nhịp



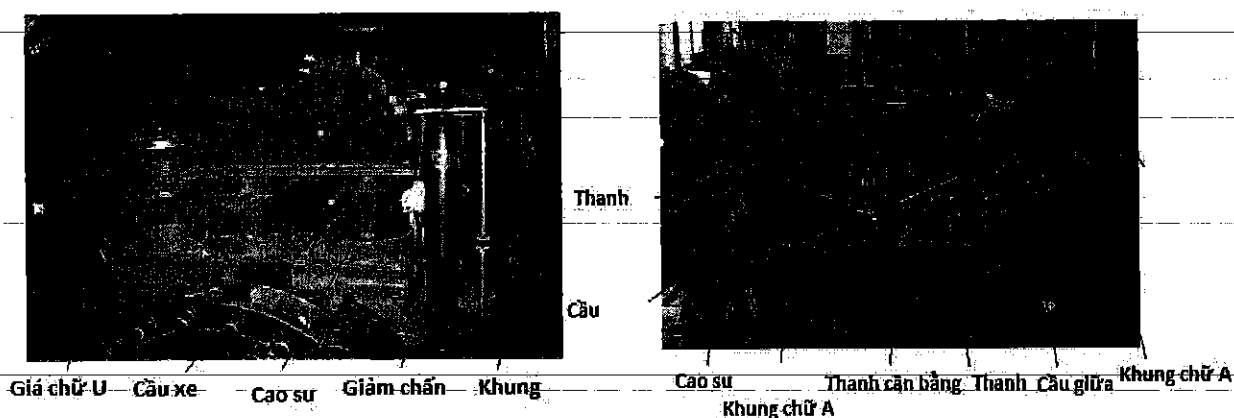
Hình 1.9. Nhịp có độ cứng thay đổi

1.1.2.4. Hệ thống treo cao su [3, 4]

Hệ thống treo cao su đã và đang được ứng dụng cho các loại xe tải hạng nặng “off-road”. Kết cấu treo trước hình 1.11(a) và kết cấu treo hình 1.11(b).



Hình 1.10. Xe tải AD250 sử dụng hệ thống treo cao su



(a) Hệ thống treo cầu trước

(b) Hệ thống treo cầu sau

Hình 1.11. Hệ thống treo cao su

1.2. Tổng quan về tình hình nghiên cứu trong nước và nước ngoài

1.2.1. Tình hình nghiên cứu trong nước

Trong nước hiện nay có khá nhiều các nhà khoa học nghiên cứu nhằm nâng cao hiệu quả hệ thống treo như:

- Công trình của tác giả Vũ Thành Niêm, Nghiên cứu hệ thống treo đoàn xe theo hướng giảm tải trọng động, Luận án tiến sĩ, 2021, Đại học Bách khoa Hà Nội. Trong công trình này tác giả đã nghiên cứu đánh giá hiệu quả hệ thống treo khí nén với hệ thống treo nhíp trên đoàn xe sơ mi rơ moóc theo hướng giảm tải trọng động, công trình cũng đã xây dựng hệ thống thí nghiệm động lực học

đoàn xe sơ mi rơ mooc phương thẳng đứng theo trạng thái chuyển động của xe trên đường [1].

- Công trình “Võ Văn Hùng, *Nghiên cứu hoàn thiện mô hình khảo sát dao động ô tô tải nhiều cầu*, Luận án Tiến sĩ LA 111/05, 2004. ĐHBK Hà Nội” nghiên cứu khá hoàn chỉnh dao động của ô tô nhiều cầu. Trong luận án tác giả nghiên cứu đặc tính phi tuyến của phân tử đàn hồi của hệ thống treo, lớp xe với mô hình không gian và giải quyết bài toán dao động bằng phương pháp Matlab Simulink [5].

Công trình “Đào Mạnh Hùng, báo cáo đề tài cấp bộ, năm 2005 đơn vị chủ trì Trường Đại học Giao thông Vận tải” đã xây dựng mô hình dao động xe tải $1/2$ với kích thích ngẫu nhiên mấp mô mặt đường quốc lộ 1A đo được làm tín hiệu đầu vào. Trong báo cáo đánh giá được ảnh hưởng của thông số thiết kế hệ thống treo, tải trọng đến mặt đường quốc lộ dựa vào hệ số tải trọng động bánh xe DLC[6].

- Công trình “Lê Văn Quỳnh và cộng sự trong bài báo khoa học của mình, 2012” nghiên cứu và đánh giá dao động của lớp xe tải 2 cầu, 3 cầu, 4 cầu và 5 cầu đến mức độ thân thiện mặt đường. Kết quả bài báo đã xây dựng mô hình dao động $1/2$ lớp xe tải hạng nặng dưới kích thích ngẫu nhiên của mặt đường quốc lộ. Các ảnh hưởng của các thông số động lực học của lớp xe lần lượt được phân tích dựa vào hệ số tải trọng động bánh xe DLC[7,8].

- Lê Văn Quỳnh và cộng sự đã tiến hành đánh giá ảnh hưởng của các thông số thiết kế hệ thống treo đến độ êm dịu chuyển động của xe và sự thân thiện với mặt đường được nghiên cứu[9]

- Công trình của tác giả Phùng Mạnh Cường, Nghiên cứu dao động thẳng đứng của ô tô theo các mô hình khác nhau có tính đến hiện tượng mất liên kết giữa bánh xe và mặt đường, Luận án tiến sĩ, 2022, Học viện Kỹ thuật quân sự, Trong luận án này tác giả đã xây dựng được các mô hình hệ xe - đường kết hợp gần với thực tế hơn khi đồng thời tính đến hiện tượng mất liên kết giữa bánh xe với mặt đường, biến dạng của đường và sự thay đổi kích thước của các vết tiếp xúc [10].

-Công trình của Lê Xuân Long và nhóm nghiên cứu, Phân tích hiệu quả hệ thống treo thủy khí trên xe tải đồng thời so sánh hiệu quả hệ thống treo thủy khí với các hệ thống treo truyền thống khác [11,12,13].

1.2.2. Tổng quan về tình hình nghiên cứu ở nước ngoài

Theo thống kê các kết quả nghiên cứu từ công bố trên các tạp chí khoa học, luận văn và đề tài khoa học của các nhà khoa học quốc tế về lĩnh vực nghiên cứu “Hệ thống treo thủy khí và xây dựng mô hình động lực học của xe” trong những năm gần đây, nghiên cứu sinh tổng kết và đưa ra một số kết quả nghiên cứu điển hình và có liên quan đến vấn đề nghiên cứu của đề tài này như sau Bian Gong và cộng sự [14] đã đề xuất một phương pháp tối ưu cho các thông số hệ thống treo thủy khí cho xe di chuyển trên mặt đường “On-Off” bằng cách sử dụng mô hình VRPEI-Kriging nhằm nâng cao độ êm dịu chuyển động của xe. Hengmin Qi và cộng sự [15] đã đề xuất một mô hình hệ thống treo thủy khí cải tiến với hai khoang dầu được kết nối với nhau và khí nén được điều khiển bằng bộ điều khiển mờ ECAS nhằm nâng cao độ êm dịu chuyển động của xe. Ibrahim A. Badway và cộng sự [16] đã tiến hành nghiên cứu mô phỏng hệ thống treo thủy khí bán chủ động với bộ điều khiển PI sử dụng mô hình $\frac{1}{4}$ xe nhằm nâng cao độ êm dịu chuyển động của xe. Wang Shuai và cộng sự [17] đã đề xuất cải tiến hệ thống treo thủy khí bằng cách tối ưu hóa bộ điều khiển “Tối ưu các thông số của hệ thống treo thủy khí thông qua thuật toán tối ưu bầy đàn, trên cơ sở tối ưu các thông số thiết kế của hệ thống treo được điều khiển bằng bộ điều khiển mờ”. Yin Y và các cộng sự [18], [19] đã tiến hành nghiên cứu các đặc tính phi tuyến của hệ thống treo thủy khí với một khoang hỗn hợp dầu-khí và một khoang dầu. Kihan Kwon và cộng sự [20] đã tiến hành tối ưu thiết kế hệ thống treo thủy khí với các khoang dầu trên cơ sở tối ưu trên cơ sở tối ưu đa mục tiêu với mô hình toàn xe. M. S. H. Khiyal và cộng sự [21] đã tìm ra các thông số tối ưu của hệ thống treo thủy khí trên xe tải ba cầu bằng cách sử dụng thuật toán di truyền để xác định với hàm mục tiêu là độ êm dịu chuyển động của xe. Zhiguo Sang và cộng sự [22] đã đề xuất và phân tích hiệu quả của đặc tính của hệ thống treo thủy khí. Dezhao Lin và các cộng sự [23] đã tiến hành khảo sát hiệu quả hệ

thống treo thủy khí thông qua thí nghiệm ảo bằng mô hình AMESim. Cao, D. và cộng sự [24] đã đề xuất và phân tích đánh giá hiệu quả hệ thống treo thủy khí với hai khoang khí. Yin, Y. và cộng sự [25] đã đề xuất và phân tích đánh giá đặc tính phi tuyến của độ cứng và hệ số giảm chấn hệ thống treo thủy khí bằng phương pháp thực nghiệm và phương pháp số được trình bày trong tài liệu. Tuy nhiên, các nghiên cứu chỉ tập trung vào nghiên cứu các bộ phận riêng lẻ cho từng các bộ phận như hệ thống treo thủy khí sử dụng các mô hình đơn giản hoặc sử dụng các mô hình toàn xe trong các phần mềm ảo để khảo sát và đánh giá đặc tính của hệ thống treo thủy khí, các nghiên cứu phân tích hiệu quả hệ thống treo thủy khí trên xe tải khai thác mỏ ít được quan tâm.

1.3. Mục tiêu, phạm vi và nội dung và đối tượng nghiên cứu của đề tài

1.3.1. Mục tiêu nghiên cứu

Nghiên cứu nâng cao hiệu quả hệ thống treo thủy khí với hàm mục tiêu nâng cao hiệu quả thân thiện với mặt đường của xe tải hạng nặng dưới kích thích mấp mô mặt đường quốc lộ. Trong khuôn khổ đề tài nhóm nghiên cứu tập trung cứu một số vấn đề sau:

- Xây dựng mô hình toán hệ thống treo thủy khí
- Xây dựng mô hình dao động của xe tải hạng nặng ;
- Mô phỏng và phân tích hiệu quả hệ thống treo thủy khí

1.3.2. Phạm vi nghiên cứu và đối tượng nghiên cứu

Phạm vi nghiên cứu: Nghiên cứu mô phỏng hệ thống treo thủy khí với các thông số khác nhau.

Đối tượng: Hệ thống treo thủy khí dùng trên xe ô tô

1.3.3. Phương pháp nghiên cứu

- Sử dụng lí thuyết cơ hệ nhiều vật và nguyên lí D’Alambert để xây dựng mô hình dao động của xe.
- Mô phỏng đánh giá bằng phần mềm Matlab/Simulink.

1.3.4. Nội dung nghiên cứu

Nội dung chính của đề tài như sau:

Chương 1. Tổng quan về đề tài nghiên cứu;

Chương 2. Xây dựng mô hình toán hệ thống treo tùy khí

Chương 3. Mô phỏng và phân tích hiệu quả hệ thống treo

1.4. Kết luận chương

Kết quả phân tích trong chương này đã đưa được các lập luận về cơ sở lý thuyết cho vấn đề cần nghiên cứu như phân tích hệ thống treo, phân tích mục tiêu, phương pháp và nội dung nghiên cứu.

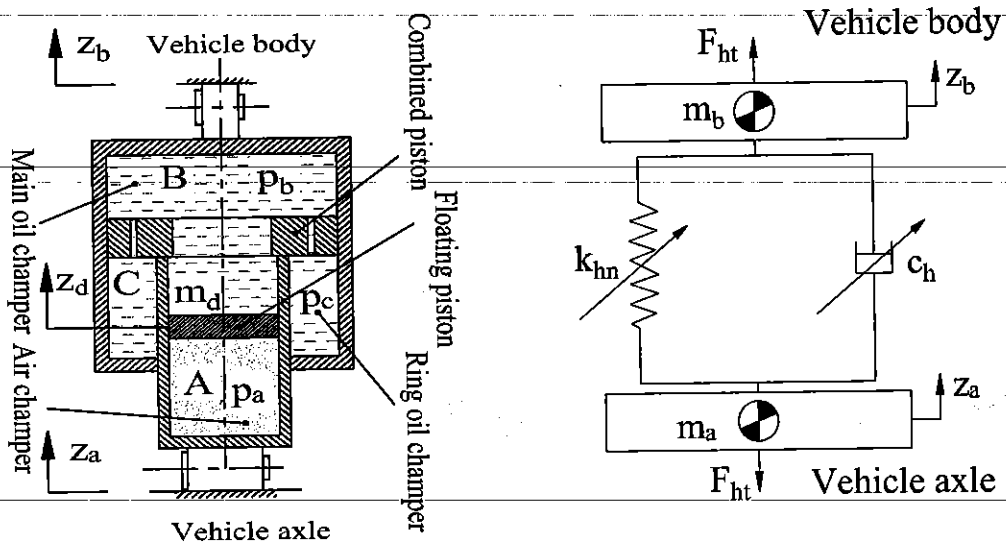
CHƯƠNG 2 : XÂY DỰNG MÔ HÌNH TOÁN HỆ THỐNG TREO THỦY KHÍ

2.1. Mô hình toán hệ thống treo thủy khí

Hệ thống treo thủy khí đã và đang được các nhà nghiên cứu, thiết kế hoàn thiện kết cấu để ứng dụng cho các loại xe tải hạng nặng “off-road”. Trong khuôn khổ của đề tài, nhóm nghiên cứu tiến hành nghiên cứu hai mô hình hệ thống treo thủy khí: Mô hình hệ thống treo thủy khí với 01 khoang khí và 2 khoang dầu (Mô hình 1) và mô hình hệ thống treo thủy khí với 01 khoang khí và 03 khoang dầu (Mô hình 2).

2.1.1. Mô hình toán hệ thống treo thủy khí gồm 01 khoang khí và 02 khoang dầu (Mô hình 1)

Mô hình dao động của hệ thống treo thủy khí (Mô hình 1) được thể hiện trên hình 2.1. Kết cấu hệ thống treo gồm có phần tử giảm chấn thủy lực và phần tử đàn hồi khí nén.



(a) Mô hình cấu tạo

(b) Mô hình dao động

Hình 2.1. Hệ thống treo thủy khí (Mô hình 1)

Trên hình 2.1, m_a , m_b và m_d lần lượt là khối lượng của cầu xe, khối lượng thân xe và floating piston; z_a , z_b và z_d là chuyển vị cầu xe, thân xe và floating piston; p_1 , p_3 và p_a là áp suất trong khoang 1, 3 và 4; A_b , A_c và A_p là diện tích xi lanh, piston và floating piston; A_{13} là diện tích lỗ tiết lưu; k_h và c_h là độ cứng và hệ số cản của hệ thống treo thủy khí.

Từ hình 2.1(b) lực theo phương đứng của hệ thống treo thủy khí (F_{ht}) được xác định bằng tổng của lực đàn hồi (F_{kt}) và lực giảm chấn (F_c).

$$F_{ht} = F_{kt} + F_c \quad (2.1)$$

Lực đàn hồi của hệ thống treo thủy khí được tạo nên do tính nén được của chất khí trong khoang khí và được xác định:

$$F_{kt} = (p_a - p_0)A_p \quad (2.2)$$

Quá trình giãn nở của khí trong khoang khí được xem như quá trình đoạn nhiệt theo lý thuyết nhiệt động lực học và được xác định qua công thức:

$$p_0 V_0^n = p_a V_a^n \quad (2.3)$$

Trong đó:

V_0 : Thể tích ban đầu của bình khí

p_0 : Áp suất ban đầu của bình khí

V_a : Thể tích của bình khí khi piston và xi lanh ở vị trí bất kỳ

p_a : Áp suất của bình khí khi piston và xi lanh ở vị trí bất kỳ

n : hằng số đoạn nhiệt của khí

Từ phương trình (2.3) ta suy ra:

$$p_a = p_0 \left(\frac{V_0}{V_a} \right)^n, \quad V_a = V_0 + A_p (z_b - z_a) \quad (2.4)$$

Kết hợp phương trình (2.2) và (2.4) ta suy ra lực đàn hồi của hệ thống treo thủy khí:

$$F_{kt} = p_0 \left(\frac{V_0}{V_0 + A_p (z_b - z_a)} - 1 \right) A_p \quad (2.5)$$

Lực giảm chấn của hệ thống treo thủy khí được tạo nên do lực cản nhớt của dầu đi qua lỗ tiết lưu giữa khoang B và khoang C. Lực cản nhớt này tạo ra chênh lệch áp suất giữa hai khoang hình thành lực giảm chấn nếu bỏ qua ma sát giữa piston và xi lanh.

$$F_c = p_b (A_b - A_p) - p_c (A_b - A_c) - \left(p_0 - \frac{m_d g}{A_p} \right) (A_c - A_p) \quad (2.6)$$

Trong đó A_b , A_c và A_p là tiết diện của xilanh, piston và floating piston; p_b và p_c áp suất tại khoang b và khoang c.

Lưu lượng dầu qua lỗ tiết lưu được xác định theo lý thuyết dòng chảy qua lỗ và được tính toán theo công thức:

$$Q = C_d A \sqrt{2 \frac{(p_c - p_b)}{\rho} \text{sign}(\dot{z}_b - \dot{z}_a)} \quad (2.7)$$

Trong đó: C_d là hệ số lưu lượng của lỗ; A là diện tích lỗ tiết lưu; ρ là khối lượng riêng của dầu.

Dựa trên nguyên lý cân bằng thể tích ta có:

$$Q = (A_b - A_c)(\dot{z}_b - \dot{z}_a) \quad (2.8)$$

Kết hợp phương trình (2.7) và (2.8) ta tìm được quan hệ áp suất giữa khoang 1 và 2:

$$p_c = p_b + \frac{\rho(A_b - A_c)^2 |\dot{z}_b - \dot{z}_a| (\dot{z}_b - \dot{z}_a)}{2C_d^2 A^2} \quad (2.9)$$

Phương trình vi phân chuyển động của floating piston được xác định:

$$(p_b - p_a)A_p + m_d g = m_d \ddot{z}_d \quad (2.10)$$

Biến đổi phương trình (2.10) ta có:

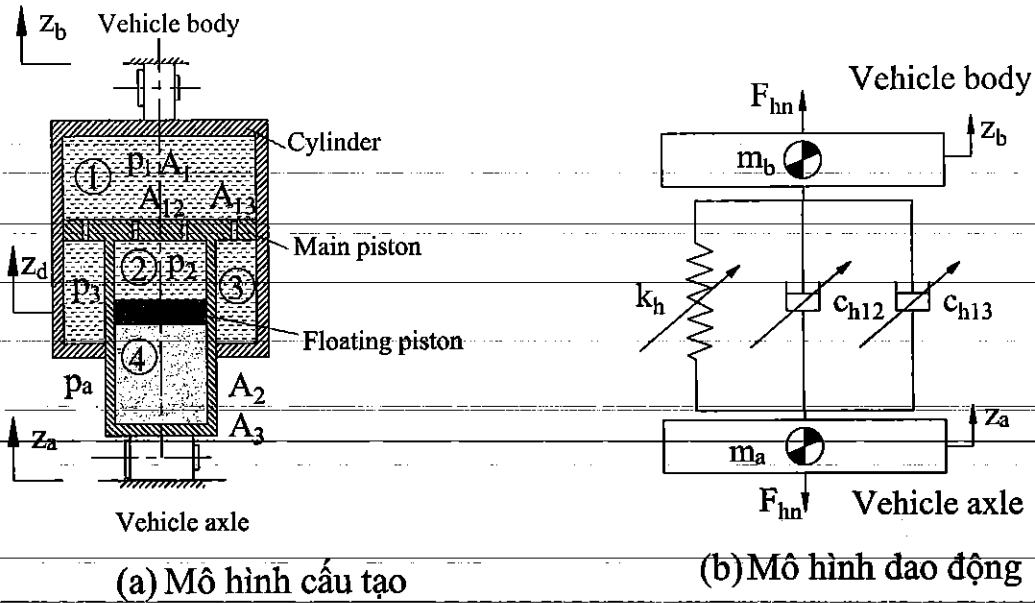
$$p_b = p_a - \frac{m_d(\ddot{z}_d + g)}{A_3} \quad (2.11)$$

Từ các phương trình (2.6), (2.9) và (2.11) ta tìm được lực giảm chấn của hệ thống treo thủy khí:

$$F_c = -\frac{\rho(A_b - A_c)^3 |\dot{z}_b - \dot{z}_a| (\dot{z}_b - \dot{z}_a)}{2C_d^2 A^2} + p_0(A_c - A_p) \left(\left(\frac{V_0}{V_0 + A_p(z_b - z_a)} \right)^n - 1 \right) - \frac{m_d \ddot{z}_d}{A_p} (A_c - A_p) \quad (2.12)$$

2.1.2. Mô hình toán hệ thống treo thủy khí (Mô hình 2)

Mô hình dao động hệ thống treo thủy khí với 3 khoang dầu và 1 khoang khí (mô hình 2) được thể hiện trên hình 2.2. Ở mô hình 2 có thêm một khoang dầu số 2. Khoang dầu 1 và 2 được kết nối với nhau qua lỗ tiết lưu có diện tích A_{12} . Áp suất trong khoang dầu 2 là p_2 .



Hình 2.2. Mô hình hệ thống treo thủy khí 3 khoang chứa dầu (Mô hình 2)

Từ mô hình dao động trên hình 2.2 (b). Lực theo phương đứng của hệ thống treo mô hình 2 (F_{hm}) được xác định theo biểu thức:

$$F_{hm} = F_k + F_{cn} \quad (2.13)$$

Trong đó: F_k và F_{cn} là lực đàn hồi và lực giảm chấn của mô hình 2

Lực đàn hồi của mô hình 2 (F_k) tính toán theo công thức (2.5) giống như mô hình 1

Do có thêm 01 khoang dầu so với mô hình 1 nên ở mô hình số 2 thêm một hệ số giảm chấn c_{h12} . Vì vậy thành phần lực giảm chấn thay đổi so với mô hình 1. Lực giảm chấn trên mô hình 2 được xác định theo biểu thức:

$$F_{cn} = p_1 A_1 - p_2 A_3 - p_3 (A_1 - A_2) - \left(p_0 - \frac{m_d g}{A_3} \right) (A_2 - A_3) \quad (2.14)$$

Lưu lượng dầu qua lỗ tiết lưu giữa khoang 1 và khoang 2 được xác định theo công thức:

$$Q_{12} = C_d A_{12} \sqrt{2 \frac{(p_2 - p_1)}{\rho} \text{sign}(\dot{z}_b - \dot{z}_a)} \quad (2.15)$$

Trong đó: A_{12} là diện tích lỗ tiết lưu giữa khoang 1 và khoang 2; p_1 và p_2 là áp suất trong khoang 1 và khoang 2.

Theo nguyên lý cân bằng thể tích ta có:

$$Q_{12} = A_3 (\dot{z}_b - \dot{z}_a) \quad (2.16)$$

Kết hợp phương trình (2.15) và (2.16) ta tìm ra quan hệ áp suất giữa khoang 1 và khoang 2:

$$p_1 = p_2 - \frac{\rho A_3^2 |\dot{z}_b - \dot{z}_a| (\dot{z}_b - \dot{z}_a)}{2C_d^2 A_{12}^2} \quad (2.17)$$

Áp suất trong khoang 2 được xác định từ phương trình vi phân chuyển động của floating piston:

$$p_2 = p_a - \frac{m_d(\ddot{z}_d + g)}{A_3} = p_0 \left(\frac{V_0}{V_0 + A_3(z_b - z_a)} \right)^n + \frac{m_d(\ddot{z}_d - g)}{A_3} \quad (2.18)$$

Từ phương trình (2.17) và (2.18) ta xác định được áp suất trong khoang 1:

$$p_1 = p_0 \left(\frac{V_0}{V_0 + A_3(z_b - z_a)} \right)^n - \frac{m_d(\ddot{z}_d + g)}{A_3} - \frac{\rho A_3^2 |\dot{z}_b - \dot{z}_a| (\dot{z}_b - \dot{z}_a)}{2C_d^2 A_{12}^2} \quad (2.19)$$

Lưu lượng dòng chảy giữa khoang 1 và khoang 3 được xác định theo lý thuyết dòng chảy qua lỗ:

$$Q_{13} = C_d A_{13} \sqrt{2 \frac{(p_3 - p_1)}{\rho} \text{sign}(\dot{z}_b - \dot{z}_a)} \quad (2.20)$$

Theo nguyên lý cân bằng thể tích nên ta có:

$$Q_{13} = (A_1 - A_2)(\dot{z}_b - \dot{z}_a) \quad (2.21)$$

Kết hợp phương trình (2.20) và (2.21) ta tìm được quan hệ áp suất giữa khoang 1 và khoang 3:

$$p_3 = p_1 + \frac{\rho (A_1 - A_2)^2 |\dot{z}_b - \dot{z}_a| (\dot{z}_b - \dot{z}_a)}{2C_d^2 A_{13}^2} \quad (2.22)$$

Từ phương trình (2.19) và (2.22) ta xác định được áp suất trong khoang 3:

$$p_3 = p_0 \left(\frac{V_0}{V_0 + A_3(z_b - z_a)} \right)^n - \frac{m_d(\ddot{z}_d + g)}{A_3} - \frac{\rho |\dot{z}_b - \dot{z}_a| (\dot{z}_b - \dot{z}_a) \left(\frac{A_3^2}{A_{12}^2} - \frac{(A_1 - A_2)^2}{A_{13}^2} \right)}{2C_d^2} \quad (2.23)$$

Kết hợp các phương trình (2.14), (2.18), (2.19), (2.23) ta xác định được lực giảm chấn của mô hình 2:

$$F_{cn} = -\frac{\rho |\dot{z}_b - \dot{z}_a| (\dot{z}_b - \dot{z}_a)}{2C_d^2} \left(\frac{A_1(A_1 - A_2)^2}{A_{13}^2} + A_2 \left(\frac{A_3^2}{A_{12}^2} - \frac{(A_1 - A_2)^2}{A_{13}^2} \right) \right) \quad (2.24)$$

$$+ p_0(A_3 - A_2) \left(\frac{V_0}{V_0 + A_3(z_b - z_a)} - 1 \right)^n - \frac{m_d \ddot{z}_d}{A_3} (A_2 - A_3)$$

2.2. Xây dựng mô hình dao động toàn xe tải có tải trọng lớn

2.2.1. Các giả thiết mô hình dao động tương đương

Xe tải 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 tải 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 tải.

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 lốp. 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_a

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_b tập trung vào trọng tâm của cầu xe.

c. Hệ thống treo

Hệ thống treo trong xe tải 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 mấp mô mặt đường khi xe chuyển động. Hệ thống treo gồm những bộ phận sau:

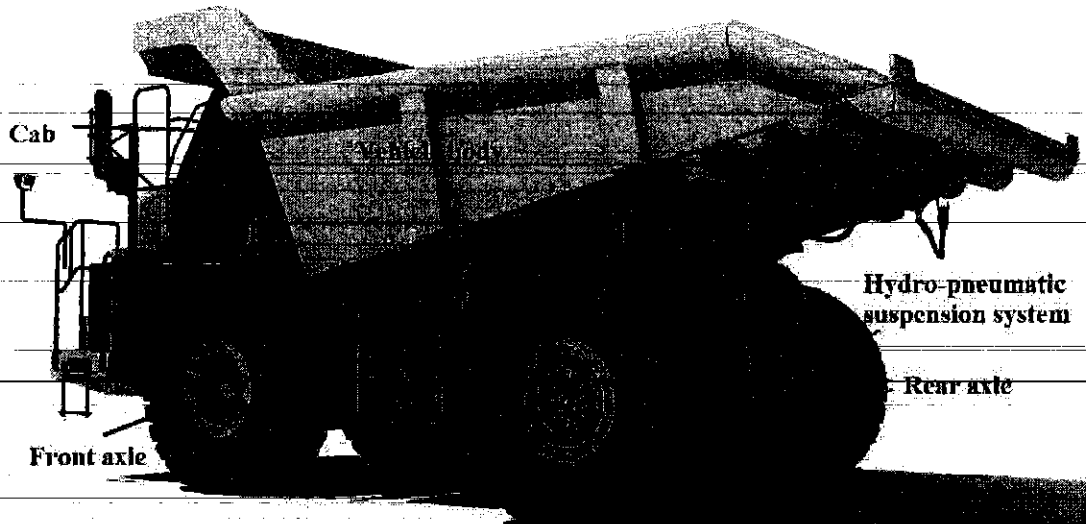
- Bộ phận đàn hồi: Lò xo, nhíp, thanh xoắn, bình khí ... Nó được biểu diễn bằng một lò xo có độ cứng k .
- Bộ phận giảm chấn: có nhiệm vụ dập tắt các chấn động. Nó được đặc trưng bằng hệ số cản giảm chấn c .
- Bộ phận dẫn hướng: gồm có các thành đòn và có nhiệm vụ truyền lực và mô men theo các phương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

d. Bánh xe

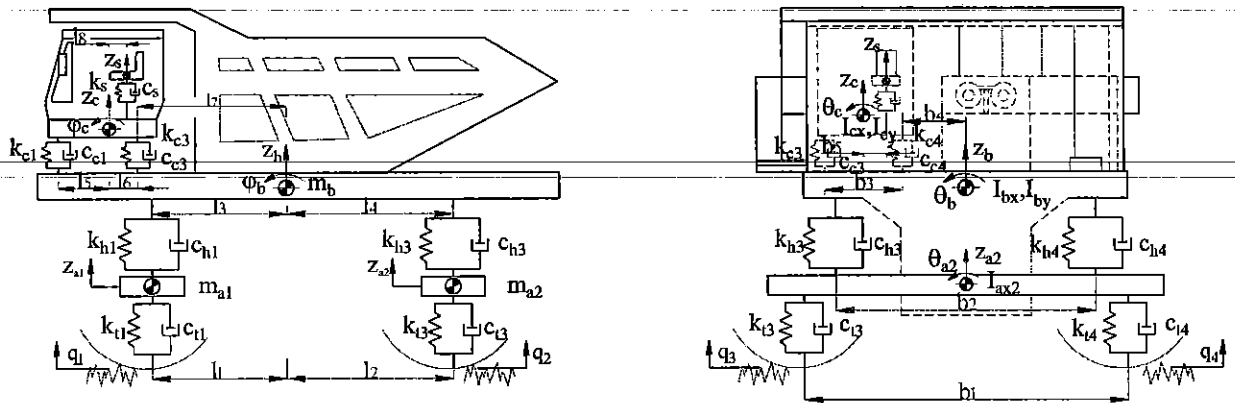
Bánh xe ngoài tác dụng là hệ thống di chuyển và đỡ toàn bộ trọng lượng của xe còn có tác dụng làm giảm các chấn động từ mặt đường lên xe, tăng độ êm dịu cho xe. Bánh xe là hình ảnh thu nhỏ của hệ thống treo, có nghĩa là cũng bao gồm một thành phần đàn hồi và một thành phần giảm chấn, đặc trưng độ cứng k và hệ số cản c .

2.2.2. Mô hình dao động toàn xe tải ben khai thác mỏ

Để đánh giá hiệu quả của hệ thống treo với phần tử giảm chấn thủy lực, mô hình xe tải hạng nặng 2 cầu 11 bậc tự được chọn để xây mô hình dao động. Sơ đồ cấu tạo của xe tải hạng nặng được thể hiện trên hình 2.3.



Hình 2.3. Sơ đồ cấu tạo xe tải khai thác mỏ



Hình 2.4. Mô hình dao động của xe tải khai thác mỏ

Mô hình dao động của xe tải khai thác mỏ được thể hiện trên hình 2.4. Trên hình 2.4 các thông số được giải thích như sau:

k_{ti} và c_{ti} là độ cứng và hệ số giảm chấn lốp xe; k_{hi} và c_{hi} là độ cứng và hệ số giảm chấn của hệ thống treo thủy khí; k_{ci} và c_{ci} là độ cứng và hệ số giảm chấn của đệm cách dao động của cabin; k_{ci} và c_{ci} là độ cứng và hệ số giảm chấn của ghế lái; z_{a1} , z_{a2} , z_b , z_c là chuyển vị theo phương đứng của cầu trước, cầu sau, thân xe, cabin; θ_{a1} , θ_{a2} , ϕ_b , θ_b và ϕ_c , θ_c , là chuyển vị góc của cầu trước, cầu sau,

thân xe và cabin; I_{ax1} , I_{ax2} , I_{bx} , I_{by} và I_{cx} , I_{cy} là momen quán tính của cầu trước, cầu sau, thân xe và cabin; q_i ($i=1\div 4, j=1\div 8, k=1\div 5$) là hàm mấp mô mặt đường.

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 nhóm nghiên cứu 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:

$$\vec{F} + \vec{F}_{qt} = 0 \quad (2.25)$$

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.

a) Thiết lập các phương trình vi phân mô tả dao động ghế lái

Phương trình vi phân chuyển động cầu ghế lái theo phương đứng

$$m_s \ddot{z}_s = -F_s \quad (2.26)$$

Trong đó: F_s là lực theo phương đứng của hệ thống treo ghế.

Lực theo phương đứng hệ thống treo ghế lái được xác định theo biểu thức:

$$F_s = k_s (z_s - z_c - \varphi_c l_8 - \theta_c b_5) + k_s (\dot{z}_s - \dot{z}_c - \dot{\varphi}_c l_8 - \dot{\theta}_c b_5) \quad (2.27)$$

b) Thiết lập các phương trình vi phân mô tả dao động CABIN

Theo lý thuyết hệ nhiều vật chúng ta tách liên kết của cabin ra khỏi cơ hệ và thay vào đó các phản lực liên kết. Trên cơ sở đó ta có phương trình vi phân mô tả dao động của cabin

Phương trình vi phân dao động theo phương đứng, lắc dọc và lắc ngang của cabin:

$$m_c \ddot{z}_c = \sum_{i=1}^4 F_{ci} - F_s \quad (2.28)$$

$$I_{cy} \ddot{\phi}_c = \sum_{i=1}^2 F_{ci} l_5 - \sum_{i=3}^4 F_{ci} l_6 + F_s l_8 \quad (2.29)$$

$$I_{cx} \ddot{\theta}_c = \sum_{i=1}^4 (-1)^{i+1} F_{ci} \frac{b_3}{2} + F_s b_5 \quad (2.30)$$

Trong đó: F_{ci} ($i=1-4$) là lực của hệ thống treo cabin

Với

$$F_{ci} = F_{kci} + F_{cci} \quad (2.31)$$

Lực giảm chấn:

$$F_{cci} = c_{ci} (\dot{z}_i - \dot{z}_{ij}) \quad (2.32)$$

Lực đàn hồi:

$$F_{kci} = k_{ci} (z_i - z_{ij}) \quad (2.33)$$

c) Thiết lập các phương trình vi phân mô tả dao động thân xe

Phương trình vi phân dao động theo phương đứng của thân xe

$$m_b \ddot{z}_b = \sum_{i=1}^4 F_{hi} - \sum_{i=1}^4 F_{ci} \quad (2.34)$$

Trong đó: F_{hi} ($i=1-4$) là lực theo phương đứng của hệ thống treo của xe, thành phần lực theo phương đứng này được xác định theo mô hình hệ thống treo 2

Phương trình vi phân dao động lắc dọc của thân xe:

$$I_{by} \ddot{\phi}_b = \sum_{i=1}^2 F_{hi} l_3 - \sum_{i=3}^4 F_{hi} l_4 - \sum_{i=1}^2 F_{ci} (l_5 + l_6 + l_7) - \sum_{i=3}^4 F_{ci} l_7 \quad (2.35)$$

Phương trình vi phân dao động lắc ngang của thân xe:

$$I_{bx} \ddot{\theta}_b = \sum_{i=1}^4 (-1)^{i+1} F_{hi} \frac{b_2}{2} - (F_{c1} + F_{c3})(b_3 + b_4) - (F_{c2} + F_{c4})b_4 \quad (2.36)$$

d) Thiết lập các phương trình vi phân mô tả dao động cầu trước

Tương tự theo lý thuyết hệ nhiều vật chúng ta tách liên kết của cầu trước ra khỏi cơ hệ và thay vào đó các phản lực liên kết.

Phương trình vi phân dao động theo phương đứng của cầu trước

$$m_{a1} \ddot{z}_{a1} = \sum_{i=1}^2 F_{hi} - \sum_{i=1}^2 F_{ti} \quad (2.37)$$

Trong đó: F_{ti} ($i=1-2$) là lực theo phương đứng của lớp cầu trước

Lực theo phương đứng lớp phải cầu trước được xác định theo công thức:

$$F_{t1} = k_{t1}(z_{a1r} - q_1) + c_{t1}(\dot{z}_{a1r} - \dot{q}_1) \quad (2.38)$$

Lực theo phương đứng lớp trái cầu trước được xác định theo công thức:

$$F_{t2} = k_{t2}(z_{a1l} - q_2) + c_{t2}(\dot{z}_{a1l} - \dot{q}_2) \quad (2.39)$$

Phương trình vi phân dao động lắc ngang của cầu trước:

$$I_{ax1} \ddot{\theta}_{a1} = \sum_{i=1}^2 (-1)^{i+1} F_{ti} \frac{b_1}{2} + \sum_{i=1}^2 (-1)^i F_{hi} \frac{b_2}{2} \quad (2.40)$$

e) Thiết lập các phương trình vi phân mô tả dao động cầu sau

Phương trình vi phân dao động theo phương đứng của cầu sau

$$m_{a2} \ddot{z}_{a2} = \sum_{i=3}^4 F_{hi} - \sum_{i=3}^4 F_{ti} \quad (2.41)$$

Trong đó: F_{ti} ($i=1-2$) là lực theo phương đứng của lớp cầu sau

Lực theo phương đứng lớp phải cầu sau được xác định theo công thức:

$$F_{t3} = k_{t3}(z_{a2r} - q_3) + c_{t3}(\dot{z}_{a2r} - \dot{q}_3) \quad (2.42)$$

Lực theo phương đứng lớp trái cầu trước được xác định theo công thức:

$$F_{t4} = k_{t4}(z_{a2l} - q_4) + c_{t4}(\dot{z}_{a2l} - \dot{q}_4) \quad (2.43)$$

Phương trình vi phân dao động lắc ngang của cầu sau:

$$I_{ax2} \ddot{\theta}_{a2} = \sum_{i=3}^4 (-1)^{i+1} F_{ti} \frac{b_1}{2} + \sum_{i=3}^4 (-1)^i F_{hi} \frac{b_2}{2} \quad (2.44)$$

2.2.4. Mấp mô mặt đường dạng ngẫu nhiên

Hiện nay mô tả mấp mô mặt đường trong bài toán đầu vào để khảo sát dao động của ô tô, có nhiều phương pháp và hàm toán học để miêu tả mấp mô như hàm điều hòa, hàm bậc, hàm ngẫu nhiên dựa hàm thực nghiệm hoặc kết quả dữ liệu đo mấp mô mặt đường thực tế. Tuy nhiên, mỗi phương pháp đều có những ưu nhược điểm của nó. Để khắc phục các nhược điểm trên trong đề tài này, tác giả giới thiệu kích thích ngẫu nhiên mặt đường theo tiêu chuẩn ISO 8068[17] 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)[23] về cách phân loại mặt đường và là tín hiệu kích thích đầu vào cho bài toán phân tích dao động ô tô. Đề tài nay 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:

$$S_q(n) = S_q(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-\omega} \quad (2.45)$$

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

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

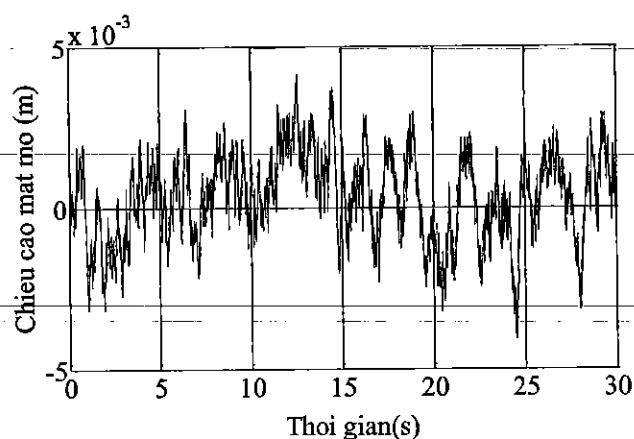
$$q(t) = \sum_{i=1}^N \sqrt{\frac{2vn_0^2 S_q(n_0)}{f_{mid,i}^2}} \Delta f \cdot \cos(2\pi f_{mid,i} t + \phi_i) \quad (2.46)$$

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 $0 \div 2\pi$.

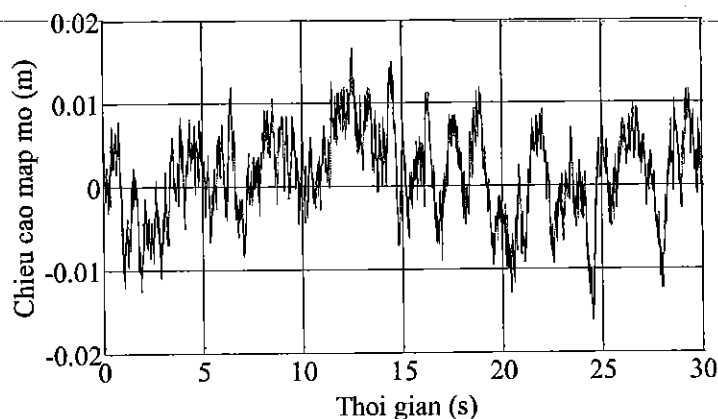
Bảng 2.1. Các lớp mức mô mặt đường phân loại theo tiêu chuẩn ISO 8068[27]

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

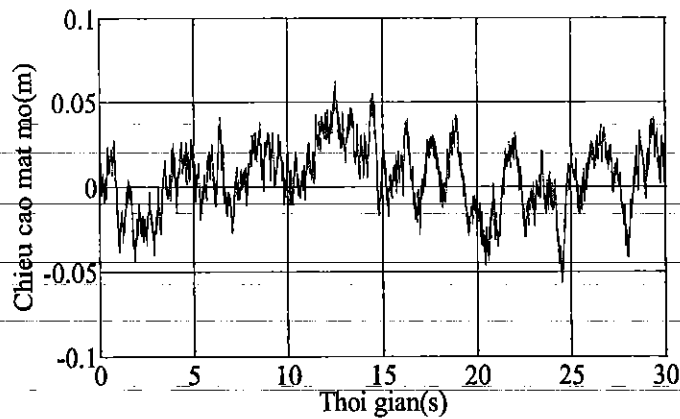
Căn cứ số liệu bảng 2.1 các loại đường được phân cấp theo tiêu chuẩn ISO với $v=20(m.s^{-1})$; $f_1=0.5(Hz)$; $f_2=30(Hz)$; $n_0=0.1(m^{-1})$, nhóm nghiên cứu đã tiến hành lập chương trình toán bằng phần mềm Matlab để mô phỏng các mức mô ngẫu nhiên của mặt đường thể hiện phụ lục 1. Một số kết quả mức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



Hình 2.5. Chiều cao mức mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO level A (mặt đường có chất lượng rất tốt)



Hình 2.6. Chiều cao mức mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO level C (mặt đường có chất lượng trung bình)



Hình 2.7.. Chiều cao mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO level E (mặt đường có chất lượng rất xấu)

2.2.5. Hệ số tải trọng động

Hệ số tải trọng động (DLC) được chọn là hàm mục tiêu để đánh giá mức độ tác động xấu đến mặt đường. Hệ số DLC được xác định bằng tỷ số giữa bình phương trung bình của lực động theo phương đứng trên tải trọng tĩnh theo phương đứng:

$$DLC = \frac{F_{T,RMS}}{F_s} \quad (2.47)$$

Trong đó: $F_{T,RMS}$, F_s là bình phương trung bình của lực động và tải trọng tĩnh theo phương đứng tại lớp xe.

2.3. Kết luận:

Trong chương này nhóm nghiên cứu đã xây dựng được mô hình dao động và mô hình toán của hệ thống treo thủy khí với hai mô hình khác nhau, mô hình dao động toàn xe tải có tải trọng lớn với 11 bậc tự do dưới kích ngẫu nhiên của mặt đường quốc lộ; thiết lập được các phương trình vi phân mô tả dao động của các vật trong cơ hệ, sau đó đưa ra hệ thống trình vi phân dao động toàn bộ xe.

CHƯƠNG 3: MÔ PHỎNG VÀ PHÂN TÍCH HIỆU QUẢ HỆ THỐNG Treo Thủy Khí

3.1. Mô phỏng đánh giá hiệu quả hệ thống treo Mô hình 1 trên xe tải hạng nặng

Phần mềm Matlab-Simulink được sử dụng để mô phỏng mô hình không gian 3 chiều của xe tải vùng mở, 11-bậc tự do với hệ thống treo thủy khí (Mô hình 1)

Trong khuôn khổ đề tài nhóm nghiên cứu chưa có điều kiện thí nghiệm để xác định thông số mô phỏng mà sử dụng thông số kỹ thuật tài liệu tham khảo[2,16] làm số liệu phục vụ cho mô phỏng.

Bảng 3.1. Thông số hệ thống treo thủy khí

TT	Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Thể tích bình khí	V_0	0.006	m^3
2	Áp suất ban đầu bình khí	p_b	5.7	MPa
3	Đường kính piston	d_s	0.11	m
4	Đường kính lỗ tiết lưu	d	0.03	m
5	Áp suất khí quyển	p_a	101325	bar
6	Hằng số đoạn nhiệt	k	1.4	

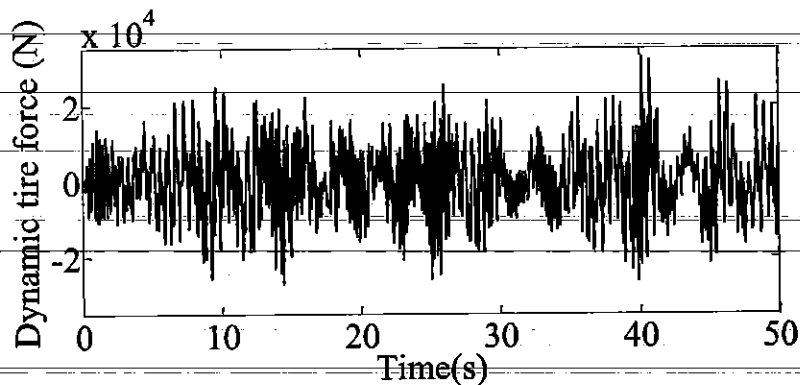
Bảng 3.2. Các thông số kỹ thuật của xe tải 2 cầu và hệ thống treo cao su

TT	Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Khối lượng không được treo cầu trước	m_{a1}	956.33	kg
2	Khối lượng không được treo cầu sau	m_{a2}	964.15	kg
4	Khối lượng thân xe	m_b	13332	kg
5	Khối lượng cabin	m_c	341.95	kg
6	Khoảng cách tâm thân xe đến cầu trước theo phương x	l_1	1.5	m

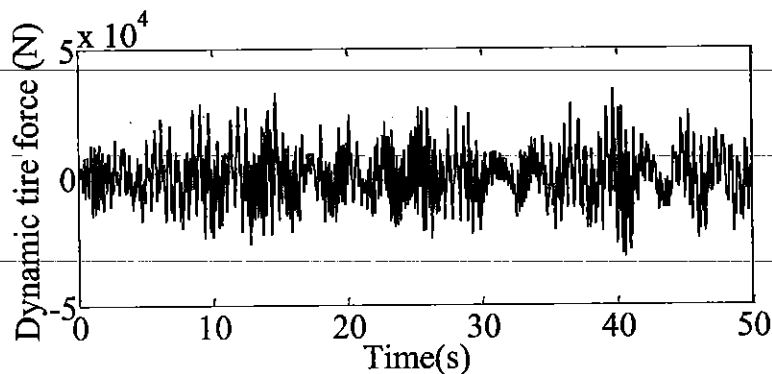
7	Khoảng cách tâm thân xe đến cầu sau theo phương x	l_2	2.1	m
8	Khoảng cách tâm thân xe đến cầu trước theo phương y	l_3	1.5	m
9	Khoảng cách tâm thân xe đến cầu sau theo phương y	l_4	2.2	m
10	Khoảng cách 2 bánh xe theo phương y	b_1	2.35	m
11	Khoảng cách tâm hai hệ thống treo theo phương y	b_2	2.1	m
12	Khoảng cách từ tâm cabin đến đệm cách dao động trước theo phương x	l_5	0,65	m
13	Khoảng cách từ tâm cabin đến đệm cách dao động sau theo phương x	l_6	0.42	m
14	Khoảng cách từ cầu 2,3 đến tâm gối đỡ cầu 2,3 theo phương y	l_{r1}	0.595	m
15	Độ cứng của đệm cách dao động cabin trước	k_1	28911	N/m
16	Độ cứng của đệm cách dao động cabin sau	k_3	33911	N/m
17	Độ cứng của lớp xe cầu trước	k_{t1}	1840000	N/m
18	Độ cứng của lớp xe cầu sau	k_{t3}	1840000	N/m
19	Hệ số cản giảm chấn đệm cách dao động cabin trước	c_1	2120	N.s/m
20	Hệ số cản giảm chấn đệm cách dao động cabin sau	c_3	2420	N.s/m
21	Hệ số cản giảm chấn lớp cầu trước	c_{t1}	2893.3	N.s/m
22	Hệ số cản giảm chấn lớp cầu sau	c_{t3}	2893.3	N.s/m

Mô hình không gian ba chiều của xe tải khai thác mô với 11 bậc tự do được mô phỏng bằng phần mềm Matlab/Simulink với hệ thống treo thủy khí Mô hình 1

với các thông số theo tài liệu tham khảo [9]. Lực động theo phương đứng tại bánh xe ở cầu sau bên phải của xe tải khai thác mỏ khi xe chuyển động trên mặt đường ISO cấp D và ISO cấp E với vận tốc 30 km/h được thể hiện trên hình 3.1



a) Trên mặt đường ISO cấp D



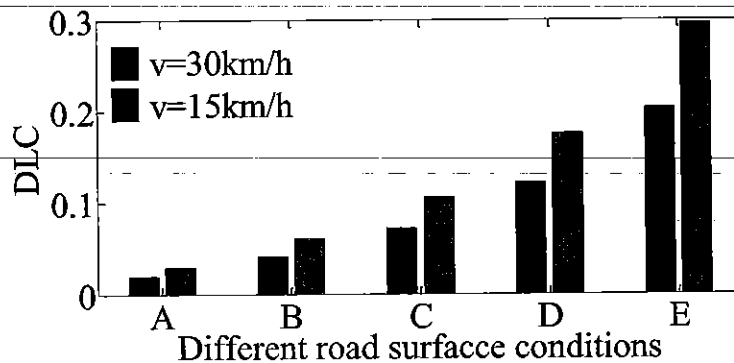
b) Trên mặt đường ISO cấp E

Hình 3.1. Lực động theo phương đứng tại bánh xe ở cầu sau bên phải của xe tải xe chuyển động trên mặt đường ISO cấp D và ISO cấp E với vận tốc 30 km/h

Từ kết quả mô phỏng trên hình 3.1 ta có thể xác định theo công thức (2.47). Giá trị DLC tại cầu sau bên phải khi xe chuyển động trên mặt đường ISO cấp D và ISO cấp E với vận tốc 30km/h lần lượt là 0,176 và 0,297. Giá trị DLC tại cầu sau bên phải khi xe chuyển động trên mặt đường ISO cấp E tăng 40,68% so với trường hợp khi xe chuyển động trên mặt đường ISO cấp D với vận tốc 30km/h. Ta thấy rằng giá trị DLC tăng nhanh khi xe chuyển động trên mặt đường xấu, điều này gây tác động xấu đến mặt đường. Để phân tích hiệu quả của hệ thống treo thủy khí trên xe tải khai thác mỏ theo hướng giảm tác động xấu đến mặt đường, các điều kiện khai thác khác nhau như ảnh hưởng của mặt đường, vận tốc chuyển động của xe, tải trọng của xe được lựa chọn để phân tích, đánh giá ở phần tiếp theo.

3.1.1. Ảnh hưởng của điều kiện mặt đường

Để đánh giá ảnh hưởng của mặt đường đến hệ số tải trọng động, năm điều kiện mặt đường khác nhau từ mặt đường ISO cấp A đến mặt đường ISO cấp E được lựa chọn để mô phỏng, phân tích đánh giá khi xe chuyển động với vận tốc 15km/h và 30km/h, trạng thái đầy tải. Giá trị DLC tại cầu sau bên phải khi xe chuyển động trên các mặt đường khác nhau được biểu diễn trên hình 3.2. Từ kết quả trên hình 3.2 chỉ ra rằng giá trị DLC tăng nhanh khi xe chuyển động trên mặt đường xấu hơn. Giá trị DLC tại bánh xe cầu sau bên phải khi xe chuyển động với vận tốc 30km/h tăng lần lượt 32.28%, 32.05%, 32.11%, 30.84% và 31.28% so với khi xe chuyển động với vận tốc 15km/h trên các mặt đường khác nhau từ mặt đường ISO cấp A đến mặt đường ISO cấp E. Kết quả tính toán cũng chỉ ra rằng giá trị DLC khi xe chuyển động với vận tốc 30km/h tăng gây tác động xấu hơn đến mặt đường so với trường hợp khi xe chuyển động với vận tốc 15km/h.

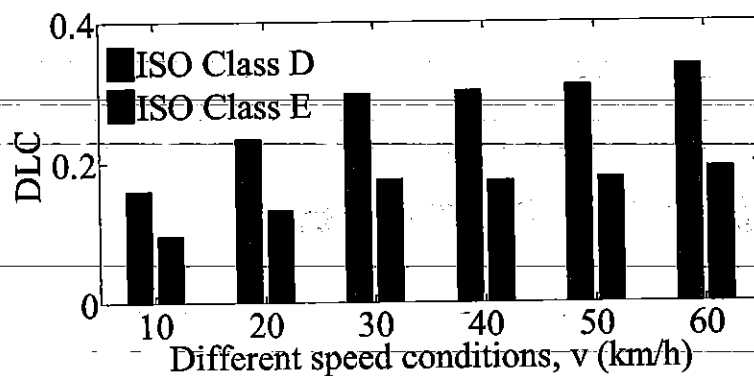


Hình 3.2. Giá trị DLC tại bánh xe cầu sau bên phải khi xe chuyển động trên mặt điều kiện mặt đường khác nhau

3.1.2. Ảnh hưởng của điều kiện vận tốc

Các vận tốc chuyển động của xe từ 10km/h đến 60km/h được lựa chọn để phân tích, đánh giá lực động tại bánh xe với hệ thống treo thủy khí khi xe chuyển động trên mặt đường ISO cấp D và ISO cấp E, trạng thái đầy tải. Giá trị DLC tại bánh xe cầu sau bên phải khi xe chuyển động với vận tốc khác nhau trên hai điều kiện mặt đường được thể hiện trên hình 3.3. Từ kết quả trên hình 3.2 ta thấy rằng giá trị DLC tại bánh xe cầu sau bên phải khi xe chuyển động

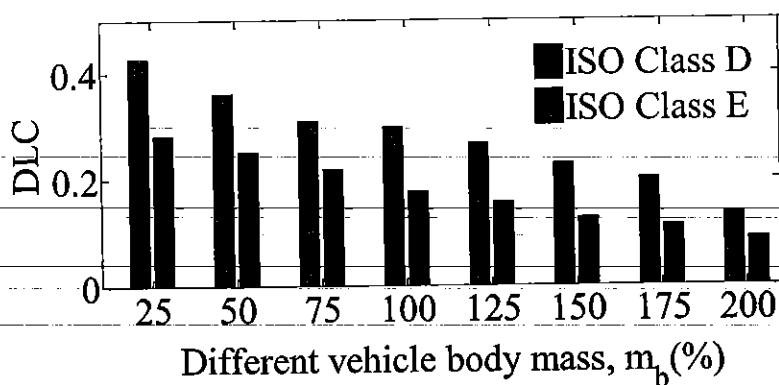
trên mặt đường ISO cấp E tăng lần lượt 40.69%, 43.37%, 40.68%, 42.28%, 42.54% và 43.3% so với trường hợp khi xe chuyển động trên mặt đường ISO cấp D với các vận tốc khác nhau. Giá trị DLC tăng nhanh trong khi xe chuyển động trong khoảng vận tốc từ 10km/h đến 30km/h và tăng chậm hơn khi xe chuyển động trong khoảng vận tốc từ 30km/h đến 60km/h. Điều này cũng chỉ ra rằng hệ thống treo thủy khí làm giảm tác động xấu khi xe chuyển với điều kiện vận tốc cao.



Hình 3.3. Giá trị DLC tại bánh xe cầu sau bên phải khi xe chuyển động với vận tốc khác nhau

3.1.3. Ảnh hưởng của điều kiện tải trọng

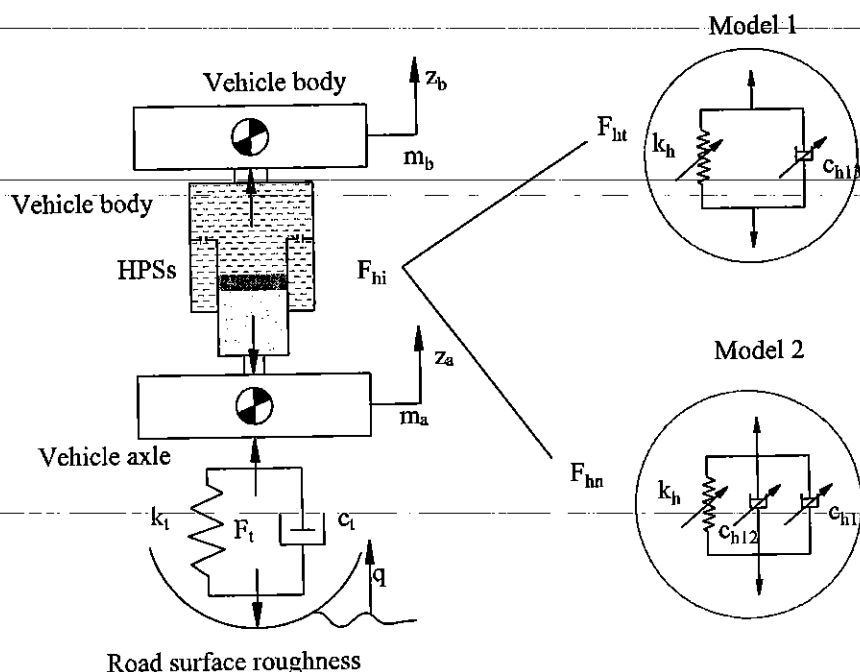
Các giá trị tải trọng của thân xe $m=[25, 50, 75, 100, 125, 150, 175-200]\%$ m_b được sử dụng để đánh lực động tại bánh xe với hệ thống treo thủy khí khi xe chuyển động trên mặt đường ISO cấp D và ISO cấp E với vận tốc 30km/h. Giá trị DLC tại bánh xe cầu sau bên phải được thể hiện trên hình 3.4. Từ kết quả trên hình 3.4 chỉ ra rằng giá trị DLC tại bánh xe cầu sau bên phải giảm nhanh khi xe hoạt động với tải trọng tăng, điều này làm giảm tác động xấu đến mặt đường. Tuy nhiên khi tải trọng tăng ảnh hưởng đến độ bền của chi tiết cũng như an toàn chuyển động của xe.



Hình 3.4. Giá trị DLC tại bánh xe cầu sau bên phải khi xe chuyển động với tải trọng khác nhau

3.2. Đánh giá hiệu quả hai kết cấu hệ thống treo thủy khí với mô hình $\frac{1}{4}$ xe tải

Mô hình động lực học của $\frac{1}{4}$ xe tải nông nghiệp với hai bậc tự do được thể hiện trên hình 3.5. Trong đó k_t và c_t là độ cứng và hệ số giảm chấn của lốp, q là mấp mô mặt đường.



Hình 3.5. Mô hình động lực học $\frac{1}{4}$ xe tải nông nghiệp 2 bậc tự do

Từ hình 3.5, phương trình vi phân dao động của $\frac{1}{4}$ xe được xác định:

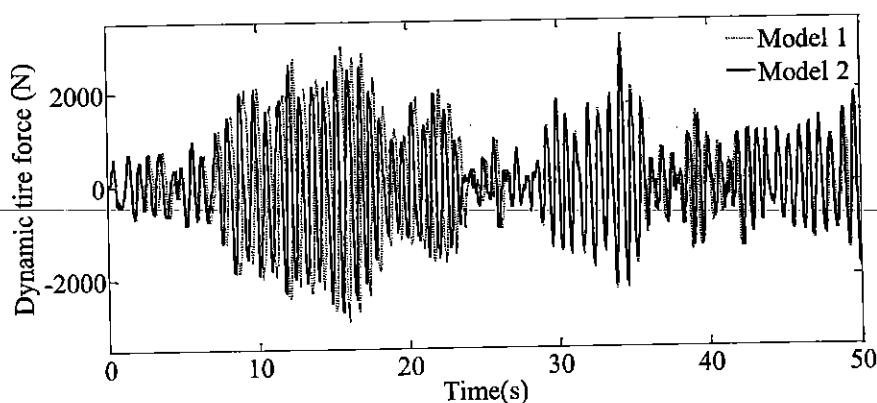
$$m_b \ddot{z}_b = -F_{hi} \quad (3.1)$$

$$m_a \ddot{z}_a = F_{hi} - [k_t(q - z_a) + c_t(\dot{q} - \dot{z}_a)] \quad (3.2)$$

Để phân tích hiệu quả thân thiện với mặt đường của hai kết cấu hệ thống treo (Mô hình 1 và Mô hình 2), mô hình $\frac{1}{4}$ xe tải với hai kết cấu hệ thống treo thủy khí được mô phỏng và phân tích bằng phần mềm Matlab/Simulink với các thông số theo bảng 3.1. Kết quả mô phỏng lực động tại bánh xe theo phương đứng của hai kết cấu hệ thống treo thủy khí khi xe chuyển động trên mặt đường ISO cấp D và ISO cấp E với vận tốc 30-km/h được thể hiện trên hình 3.6. Kết quả mô phỏng chỉ ra rằng biên độ của lực động tại bánh xe theo phương đứng của hệ thống treo thủy khí mô hình 2 nhỏ hơn so với hệ thống treo thủy khí mô hình 1. Việc đánh giá hiệu quả thân thiện với mặt đường của hai kết cấu hệ thống treo (Mô hình 1 và Mô hình 2) sẽ được tiếp tục phân tích và so sánh ở phần tiếp theo.

TABLE 3.1. Các thông số của xe và hệ thống treo thủy khí.

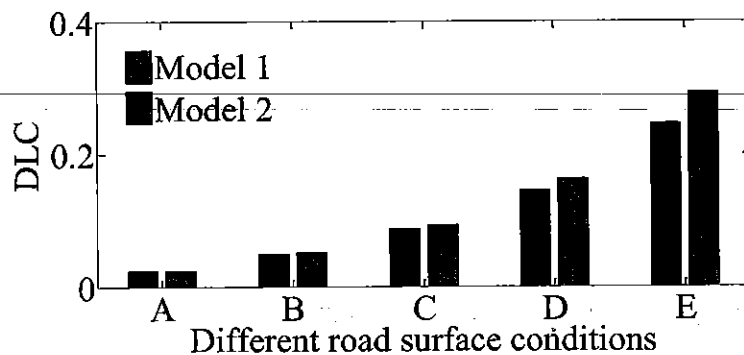
Thông số	Giá trị	Thông số	Giá trị	Thông số	Giá trị	Thông số	Giá trị
m_a/kg	145	m_b/kg	1000	$k_v/(\text{N/m})$	185500	$c_v/(\text{Ns/m})$	2100
p_0/Mpa	1.5	V_0/m^3	1.3×10^{-4}	A_1/m^2	2.5×10^{-3}	A_2/m^2	1.6×10^{-3}
			4		3		
A_3/m^2	1.3×10^3	C_d	0.62	A_{12}/m^2	6×10^{-4}	A_{13}/m^2	7.5×10^{-4}



Hình 3.6. Lực động theo phương đứng tại bánh xe của hai kết cấu hệ thống treo thủy khí khi xe chuyển động trên mặt đường ISO cấp D và ISO cấp E với vận tốc 30 km/h

3.2.1 Ảnh hưởng của điều kiện mặt đường

Để đánh giá hiệu quả thân thiện với mặt đường của hai kết cấu hệ thống treo (Mô hình 1 và Mô hình 2), các điều kiện mặt đường khác nhau từ mặt đường ISO cấp A đến mặt đường ISO cấp E được lựa chọn để mô phỏng, phân tích đánh giá khi xe chuyển động với vận tốc 40km/h, trạng thái đầy tải. Giá trị DLC khi so sánh của hai kết cấu hệ thống treo khi xe chuyển động trên mặt đường khác nhau được biểu diễn trên hình 3.7. Từ kết quả trên hình 3.7 chỉ ra rằng giá trị DLC của cả hai mô hình hệ thống treo đều tăng nhanh khi xe chuyển động trên mặt đường xấu hơn. Giá trị DLC của kết cấu hệ thống treo thủy khí mô hình 2 giảm lần lượt 2.69%, 4.41%, 6.97%, 11.54% và 19.27% so với mô hình 1 khi xe chuyển động với vận tốc 40km/h, trên các mặt đường khác nhau từ mặt đường ISO cấp A đến mặt đường ISO cấp E. Điều này chỉ ra rằng hệ thống treo thủy khí với kết cấu mô hình 2 giảm tác động xấu đến mặt đường so với kết cấu hệ thống treo thủy khí mô hình 1.

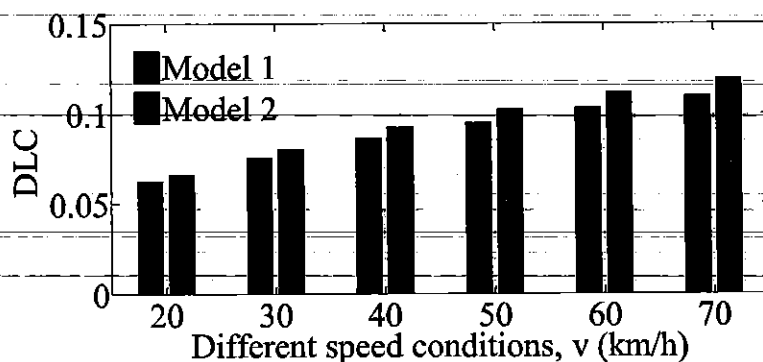


Hình 3.7. Giá trị DLC của hai kết cấu hệ thống treo thủy khí khi xe chuyển động trên mặt điều kiện mặt đường khác nhau

3.2.2. Ảnh hưởng của điều kiện vận tốc

Các vận tốc chuyển động của xe từ 20km/h đến 70km/h được lựa chọn để phân tích, đánh giá hiệu quả thân thiện với mặt đường của hai kết cấu mô hình hệ thống treo thủy khí khi xe chuyển động trên mặt đường ISO cấp D, trạng thái đầy tải. Giá trị DLC khi so sánh của hai kết cấu hệ thống treo khi xe chuyển động với vận tốc khác nhau được biểu diễn trên hình 3.8. Từ kết quả trên hình 3.8 chỉ ra rằng giá trị DLC của cả hai mô hình hệ thống treo đều tăng khi vận

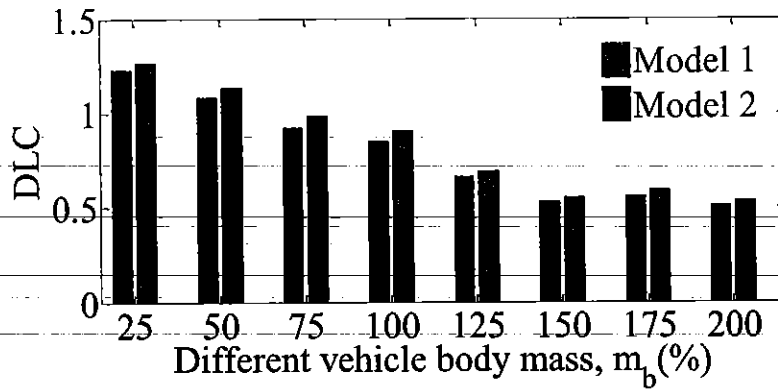
tốc chuyển động của xe tăng. Giá trị DLC của kết cấu hệ thống treo thủy khí mô hình 2 giảm lần lượt 5.74%, 5.88%, 6.97%, 7.96%, 8.68% và 8.61% so với mô hình 1 khi xe chuyển động với vận tốc từ 20km/h đến 70km/h. Kết quả tính toán chỉ ra rằng hiệu quả thân thiện với mặt đường của hệ thống treo thủy khí mô hình 2 cải thiện đáng kể so với hệ thống treo thủy khí mô hình 1.



Hình 3.8. Giá trị DLC của hai kết cấu hệ thống treo thủy khí khi xe chuyển động với vận tốc khác nhau

3.2.3. Ảnh hưởng của điều kiện tải trọng

Các giá trị tải trọng của thân xe $m=[25, 50, 75, 100, 125, 150, 175, 200]\%$ m_b được sử dụng để so sánh, đánh giá hiệu quả thân thiện với mặt đường của hai kết cấu mô hình hệ thống treo thủy khí khi xe chuyển động trên mặt đường ISO cấp C với vận tốc 40km/h. Giá trị DLC của cả hai mô hình hệ thống treo thủy khí được thể hiện trên hình 3.9. Từ kết quả trên hình 3.9 chỉ ra rằng giá trị DLC của cả hai mô hình hệ thống treo thủy khí giảm nhanh khi xe hoạt động với tải trọng tăng, điều này làm giảm tác động xấu đến mặt đường. Tuy nhiên khi tải trọng tăng ảnh hưởng đến độ bền của chi tiết cũng như an toàn chuyển động của xe. Giá trị DLC của hệ thống treo thủy khí mô hình 2 giảm lần lượt 3.11%, 4.86%, 6.78%, 6.97%, 4.23%, 4.18%, 5.75% và 4.8% khi so sánh với hệ thống treo thủy khí mô hình 1 khi giá trị tải trọng m_b tăng từ 25% m_b đến 200% m_b . Hệ thống treo thủy khí mô hình hai có hiệu quả làm giảm tác động xấu đến mặt đường tốt hơn so với hệ thống treo thủy khí mô hình 1.



Hình 3.9. Giá trị DLC của hai kết cấu hệ thống treo thủy khí khi xe chuyển động với tải trọng khác nhau

3.2. Kết luận

Trong chương này, tác giả đã xây dựng mô hình toán hai mô hình hệ thống treo thủy khí; mô phỏng đánh giá, đánh giá hiệu quả thân thiện với mặt đường của mô hình hệ thống treo thủy khí với mô hình xe tải có tải trọng lớn với 11 bậc tự do. So sánh đánh giá hiệu quả thân thiện với mặt đường của hai mô hình hệ thống treo thủy khí. Kết quả nghiên cứu chỉ ra rằng hiệu quả hệ thống treo thủy khí mô hình 2 cải thiện mức độ thân thiện với mặt của xe so với hệ thống treo thủy khí mô hình 1. Kết quả chương này đã công bố được 02 bài báo quốc tế trên tạp chí trong danh mục Scopus

KẾT LUẬN VÀ NHỮNG KIẾN NGHỊ

Sau một thời gian nghiên cứu, với sự nỗ lực của bản thân và nhóm nghiên cứu được ủng hộ tinh thần từ Nhà trường và sự giúp đỡ của các đồng nghiệp trong Khoa Kỹ thuật Ô tô và Máy Động lực, Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên cùng với sự động viên khích lệ của bạn bè, đồng nghiệp, nhóm nghiên cứu đã hoàn thành nội dung của đề tài NCKH cấp Trường năm 2022. 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 chỉ tiêu đánh giá hệ số tải trọng động (DLC) làm hàm chỉ tiêu đánh giá hiệu quả hệ thống treo thủy khí so với hệ thống treo khác.
- Xây dựng mô hình toán cho 2 mô hình hệ thống treo thủy khí (Mô hình 1 và Mô hình 2))
- Xây dựng được mô hình dao động không gian phi tuyến của xe xe tải hạng nặng 2 cầu với 11 bậc tự do dưới kích thích ngẫu nhiên của đường quốc lộ.
- Đề tài đã công bố được 02 bài báo quốc tế trên tạp chí trong danh mục Scopus . Với kết quả trên đề tài đã đạt được chỉ tiêu đặt ra.
- Kết quả mô phỏng và phân tích hiệu quả hệ thống treo đưa ra được một số kết luận dưới đây:

(1) Đánh giá hiệu quả giảm tác động xấu đến mặt đường của xe tải hạng nặng sử dụng hệ thống treo thủy khí 1 khoang khí và 2 khoang dầu:

(i) Giá trị DLC tại bánh xe cầu sau bên phải khi xe chuyển động với vận tốc 30km/h tăng lần lượt 32.28%, 32.05%, 32.11%, 30.84% và 31.28% so với khi xe chuyển động với vận tốc 15km/h trên các mặt đường khác nhau từ mặt đường ISO cấp A đến mặt đường ISO cấp E.

(ii) Giá trị DLC tại bánh xe cầu sau bên phải khi xe chuyển động trên mặt đường ISO cấp E tăng lần lượt 40.69%, 43.37%, 40.68%, 42.28%, 42.54% và 43.3% so với trường hợp khi xe chuyển động trên mặt đường ISO cấp D với các vận tốc khác nhau.

(iii) Giá trị DLC tại bánh xe cầu sau bên phải được thể hiện trên hình 3.4. Từ kết quả trên hình 3.4 chỉ ra rằng giá trị DLC tại bánh xe cầu sau bên phải

giảm nhanh khi xe hoạt động với tải trọng tăng, điều này làm giảm tác động xấu đến mặt đường. Tuy nhiên khi tải trọng tăng ảnh hưởng đến độ bền của chi tiết cũng như an toàn chuyển động của xe.

(2) So sánh hiệu quả hai mô hình hệ thống treo thủy khí với mô hình ¼ xe tải

(i) Giá trị DLC của kết cấu hệ thống treo thủy khí mô hình 2 giảm lần lượt 2.69%, 4.41%, 6.97%, 11.54% và 19.27% so với mô hình 1 khi xe chuyển động với vận tốc 40km/h, trên các mặt đường khác nhau từ mặt đường ISO cấp A đến mặt đường ISO cấp E. Điều này chỉ ra rằng hệ thống treo thủy khí với kết cấu mô hình 2 giảm tác động xấu đến mặt đường so với kết cấu hệ thống treo thủy khí mô hình 1.

(ii) Giá trị DLC của kết cấu hệ thống treo thủy khí mô hình 2 giảm lần lượt 5.74%, 5.88%, 6.97%, 7.96%, 8.68% và 8.61% so với mô hình 1 khi xe chuyển động với vận tốc từ 20km/h đến 70km/h. Kết quả tính toán chỉ ra rằng hiệu quả thân thiện với mặt đường của hệ thống treo thủy khí mô hình 2 cải thiện đáng kể so với hệ thống treo thủy khí mô hình 1.

(iii) Giá trị DLC của hệ thống treo thủy khí mô hình 2 giảm lần lượt 3.11%, 4.86%, 6.78%, 6.97%, 4.23%, 4.18%, 5.75% và 4.8% khi so sánh với hệ thống treo thủy khí mô hình 1 khi giá trị tải trọng m_b tăng từ 25% m_b đến 200% m_b . Hệ thống treo thủy khí mô hình hai có hiệu quả làm giảm tác động xấu đến mặt đường tốt hơn so với hệ thống treo thủy khí mô hình 1.

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

- Phân tích mô hình toán và tối ưu các thông số hệ thống treo.
- Phân tích các đặc tính phi tuyến của lốp xe và hiện tượng tách bánh trong mô hình dao động toàn xe.
- Thí nghiệm thực tế để so sánh với kết quả mô phỏng.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Vũ Thành Niêm (2021), “Nghiên cứu hệ thống treo đoàn xe theo hướng giảm tải trọng động” Luận án tiến sĩ, Đại học Bách khoa Hà Nội.
- [2]. Firestone (2013), “Firestone air spring - Engineering Manual & Design Guide”.
- [3]. Sun beibei và các công sự (2008), “Parametric Optimization of Rubber Spring of Construction Vehicle Suspension”, *Global Design to Gain a Competitive Edge*, pp. 571-580
- [4]. Xu Jinghua (2009), “Vehicle and terrain interaction based on Adams-Matlab co-simulation”, *Journal of Southeast University (Natural Science Edition)*, Vol.25(3), pp. 335-339.
- [5]. Võ Văn Hương(2004), “Nghiên cứu hoàn thiện mô hình khảo sát dao động ô tô tải nhiều cầu”, Luận án tiến sĩ kỹ thuật, Trường ĐHBK Hà Nội, Hà Nội.
- [6]. 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
- [7]. Lê Văn Quỳnh, Nguyễn Khắc Tuấn, Nguyễn Văn Liêm (2012), “Research on the influence of heavy truck vibration on highway road surface”, Hội nghị cơ học toàn quốc năm, Hà Nội.
- [8]. Le Van Quynh, Jianrun Zhang, Xiaobo Liu and Wang yuan (2011), “Nonlinear dynamics model and analysis of interaction between vehicle and road surfaces for 5-axle heavy truck”, *Journal of Southeast University (Natural Science Edition)*, Vol 27(4):452-457.
- [9] Le Van Quynh, Bui Van Cuong et al, "Effects of suspension design parameters of a semi-trailer truck on vehicle ride comfort and road surface friendliness," *Adva. In Engi. Re and App.* (2019), pp. 281-289.
- [10]. Phùng Mạnh Cường (2022), Luận án tiến sĩ, “Nghiên cứu dao động thẳng đứng của ô tô theo các mô hình khác nhau có tính đến hiện tượng mất liên kết giữa bánh xe và mặt đường”, Học viện Kỹ thuật quân sự

- [11]. Le Xuan Long, Tran Thi Hong, Le Van Quynh, Bui Van Cuong (2018), "Performance Analysis of the Hydro-Pneumatic Suspension System of Heavy Truck", *International Journal of Mechanical Engineering and Technology* 9(13), pp.1128–1139.
- [12]. Le Xuan Long, Le Van Quynh, et al, "A Comparison of Ride Performance of Hydro-Pneumatic Suspension System with Those of Rubber and Leaf Suspension Systems," *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 914-012037, 2020.
- [13]. Le Xuan Long, Le Van Quynh et al, "Ride Performance Evaluation of Air and Hydro-Pneumatic Springs of Suspension System," *International Journal of Advanced Research in Engineering and Technology (IJARET)*, Vol.12(1), p.439-447, 2021.
- [14]. Gong, B., Guo, X., Hu, S., and Xu, L., "Ride comfort optimization of a multi-axle heavy motorized wheel dump truck based on virtual and real prototype experiment integrated Kriging model. *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 7, 168781401558425, 2015.
- [15]. Qi, H., Chen, Y., Zhang, N., Zhang, B., Wang, D., and Tan, B., "Improvement of both handling stability and ride comfort of a vehicle via coupled hydraulically interconnected suspension and electronic controlled air spring," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 095440701985653, 2019.
- [16]. Ibrahim A. Badway, et al., "Simulation and Control of a Hydro-pneumatic Suspension system," *International Journal of Scientific & Engineering Research*, Vol. 8(7), pp. 930-935, 2017.
- [17]. Wang, S., Lu, Z., Liu, X., Cao, Y., and Li, X, "Active control of hydropneumatic suspension parameters of wheel loaders based on road condition identification," *International Journal of Advanced Robotic Systems*, vol.15(6), 172988141881742, 2018.
- [18]. Yin, Y., Rakheja, S., Yang, J., et al., "Characterization of a hydro-pneumatic suspension strut with gas-oil emulsion, " *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.106, pp.319–333, 2018.

- [19]. Yin, Y., Rakheja, S., et al., "Hydraulic damping nonlinearity of a compact hydro-pneumatic suspension considering gas-oil emulsion " *Vibroengineering PROCEDIA*, Vol. 30, pp. 68-71, 2020.
- [20]. Kwon, K., Seo, M., Kim, H., Lee, T. H., Lee, J., and Min, S., "Multi-objective optimisation of hydro-pneumatic suspension with gas-oil emulsion for heavy-duty vehicles. *Vehicle System Dynamics*, pp.1–20, 2019.
- [21]. M. S. H. Khiyal, A. Khan, and E. Shehzadi, "SMS-based wireless home appliance control system (HACS) for automating appliances and security," *Issues in Informing Science and Information Technology*, vol. 6, pp. 887-894, 2009.
- [22]. Zhiguo Sang et al, "Numerical analysis of a dual-chamber hydro-pneumatic suspension using nonlinear vibration theory and fractional calculus, " *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 9(5), pp.1–13, 2017.
- [23]. Dezhao Lin, Fan Yang, Di Gong, et al, "Experimental Investigation of Two Types Interconnected Hydro-Pneumatic Struts," *IEEE Access*, Vol. 7, pp. 100626 – 100637, 2019.
- [24]. Cao, D., et al, (2007). "Analysis of a twin-gas-chamber hydro -pneumatic vehicle suspension," *Advances in Dynamics, Instrumentation and Control*, 2007.
- [25]. Yin, Y., Rakheja, S., Yang, J., & Boileau, P.-E, "Effects of Entrapped Gas within the Fluid on the Stiffness and Damping Characteristics of a Hydro-Pneumatic Suspension Strut," *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, Vol.10(1), 2017.
26. GB7031(1986), "*Pavement roughness made input the vehicle vibration*", (in Chinese).
27. ISO 8068 (1995), "*Mechanical vibration-Road surface profiles-reporting of measured data*", International Organization for Standardization.
28. Nguyễn Hữu Cần, Dư Quốc Thịnh(2010), "*Lý thuyết ô tô*", NXBKHKHKT.
29. Đào Mạnh Hùng , "*Dao động ô tô – máy kéo*", Trường ĐH GTVT Hà Nội.

30. Vũ Đức Lập (1994), "*Dao động ô tô, Học viện kỹ thuật quân sự*", Hà Nội.
31. Vũ Đức Lập (2001), "*Ứng dụng máy tính trong tính toán xe quân sự*", Học viện kỹ thuật quân sự, Hà Nội.
32. Nguyễn Khắc Trai và các tác giả khác (2009), NXB Đại học Bách Khoa Hà Nội.
33. Đặng Việt Hà (2010), "*Nghiên cứu ảnh hưởng của một số thông số đến độ êm dịu chuyển động của ô tô khách được đóng mới ở Việt Nam*", Luận án tiến sĩ kỹ thuật, Trường ĐHGTVT Hà Nội, Hà Nội.
34. Lê Văn Quỳnh (2006), "*Nghiên cứu dao động ghế ngồi xe khách sản xuất tại Việt Nam*", Luận án thạc sĩ kỹ thuật, Trường ĐHBK Hà Nội, Hà Nội.
35. Lê Văn Quỳnh, Zhang Jianrun, Wang Yuan, Sun Xiaojun, Nguyen Van Liem (2013), "*Influence of Heavy Truck Dynamic Parameters on Ride Comfort Using a 3D Dynamic Model*", Journal of Southeast University (Natural Science Edition), Vol.43(4), pp. 763-770.
36. Sun Lijun (2010), "*Structural Behavior Study for Asphalt Pavements*", China Communications Press, Beijing, China.
37. M. N. Fox, R. L. Roebuck, and D. Cebon. "*Modelling rollinglobe air springs*", International Journal of Heavy Vehicle Systems, 2007, 14(3), pp. 254-270.
38. Bohao Li (2006), "*3-D dyanamic modeling and simulation of a multi-degree of freedom 3-axle rigid*", Matster thesis, University of Wollongong.
39. ISO 2631-1 (1997), "*Mechanical vibration and shock-Evanluation of human exposure to whole-body vibration*", Part I: General requirements, The International Organization for Standardization.
40. 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.

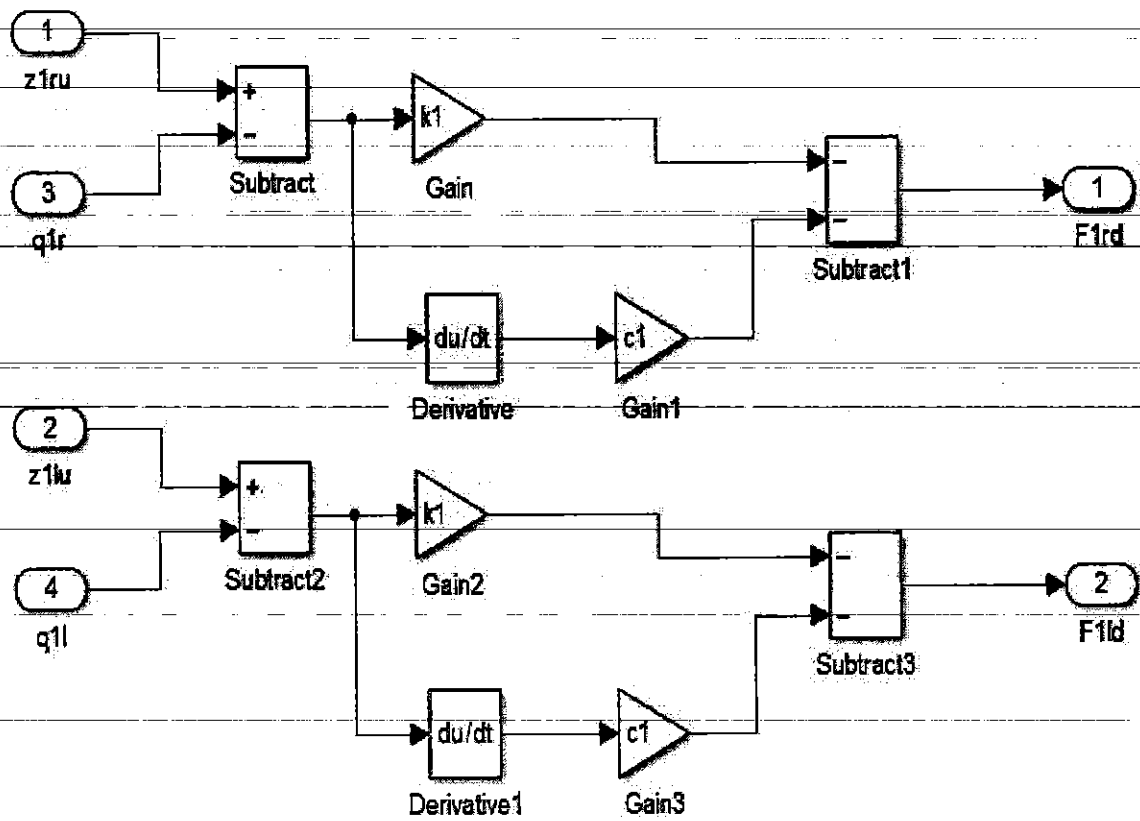
41. Hohl GH (1984), *"Ride comfort of off-road vehicles"*, Proceedings of the 8th international conference of the ISTVS, vol.I of III, Cambridge, England, August 5-11; 1984.
42. Mitschke M(1986), *"Effect of road roughness on vehicle vibration"*, IFF Report, 33(1) : 165-198.
43. M. B. Darade,N.D. Khaire (2016), *"Design and Modeling of Passive Hydro-pneumatic Suspension System for Car"*, IOSR Journal of Mechanical & Civil Engineering (IOSRJMCE), Vol.2016, p.6-11.
44. J.A. Razenberg(2009), *"Modelling of the hydro-pneumatic suspension system of a rally truck"*, Master Thesis: Eindhoven University of Technology
45. Nguyen Van Liem, Zhang Jianrun, Le Van Quynh (2017), *"Jiao Renqiang, Liao Xin. Performance analysis of air suspension system of heavy truck with semi-active fuzzy control"*, Journal of Southeast University (English Edition), Vol.33, No.2, pp. 159-165.
46. Le Van Quynh (2017), *"Comparing the performance of suspension system of semi-trailer truck with two air suspension systems"*, Vibroengineering PROCEDIA, Vol. 14, pp.220-226
47. Shousong Han, Zhiqiang Chao, and Xiangbo Liu (2017), *"Research on the effects of hydropneumatic parameters on tracked vehicle ride safety based on cosimulation"*, Shock and Vibration, Volume 2017
48. 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.

PHỤ LỤC**PHỤ LỤC 1: CHƯƠNG TRÌNH TÍNH TOÁN GIA TỐC BÌNH PHƯƠNG
TRUNG BÌNH**

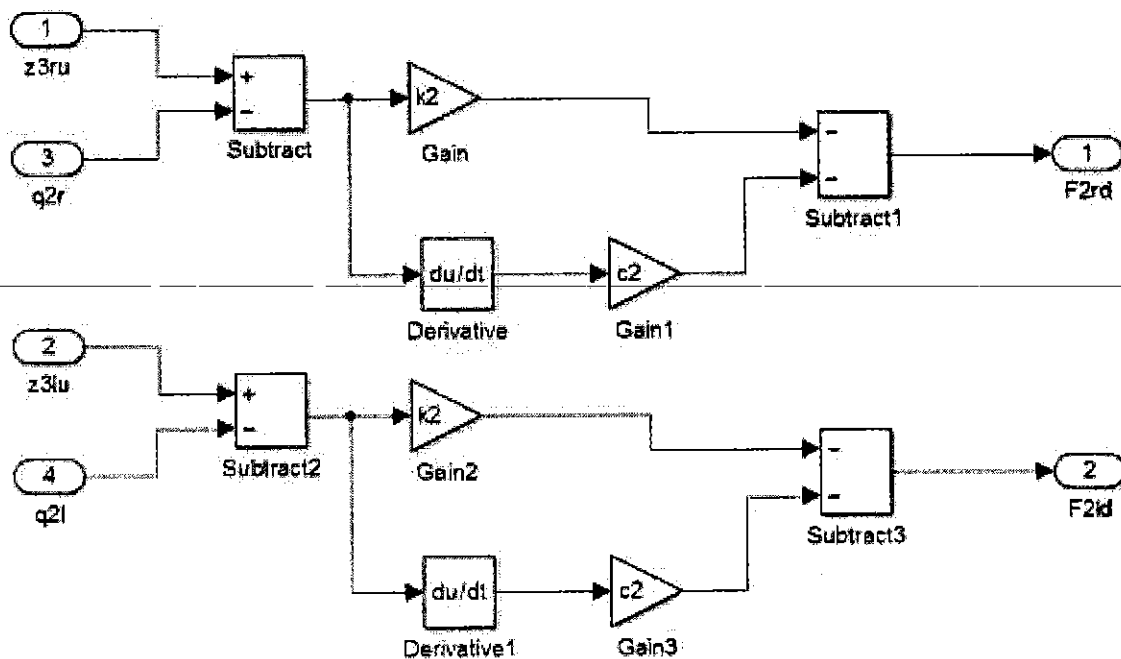
```
A=simout(:,2); %Gia toc binh phuong trung binh;
[n,m]=size(A);
total=0;
for i=1:n
    total=A(i)^2+total;
end
a0=total/n;
aw=sqrt(a0);
```

PHỤ LỤC 2: KHỐI CHƯƠNG TRÌNH CON TRONG SIMULINK- MATLAB

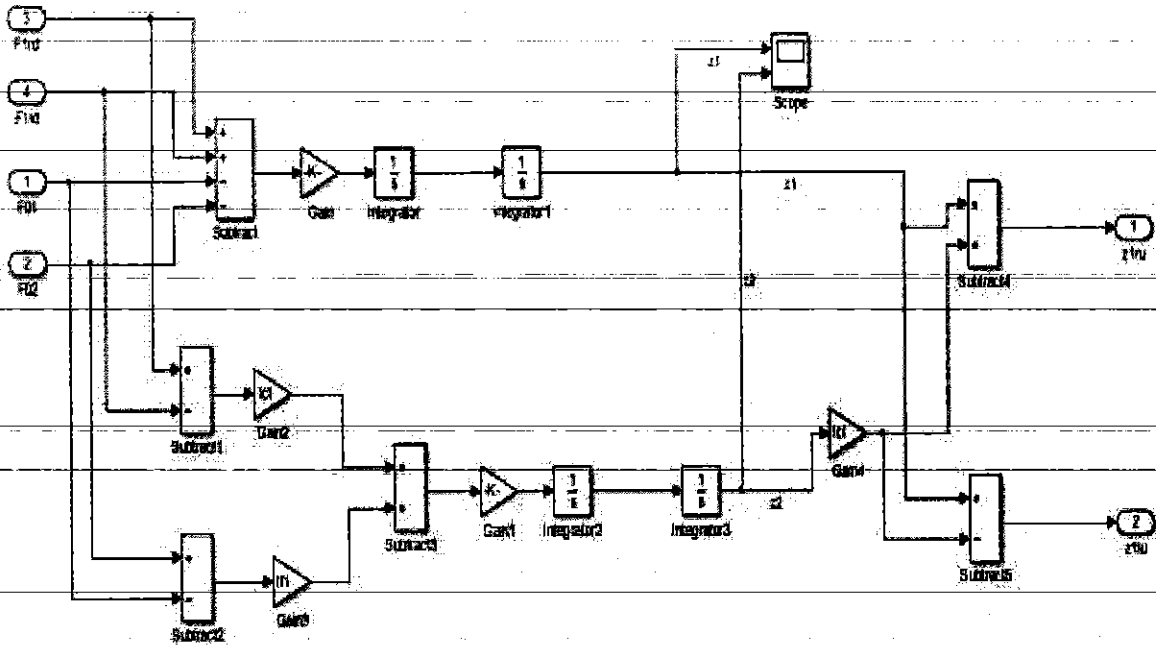
Khối lực lớp xe cầu 1



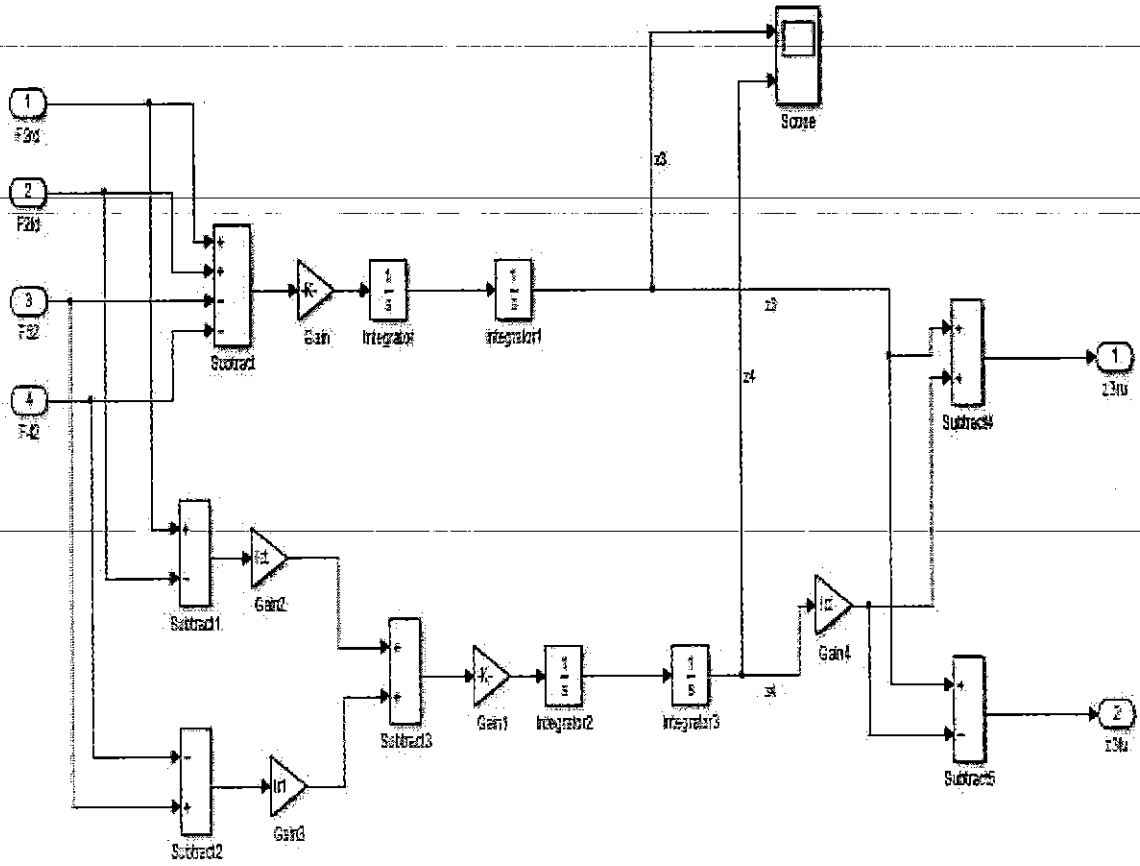
Khối lực lớp xe cầu thứ 2



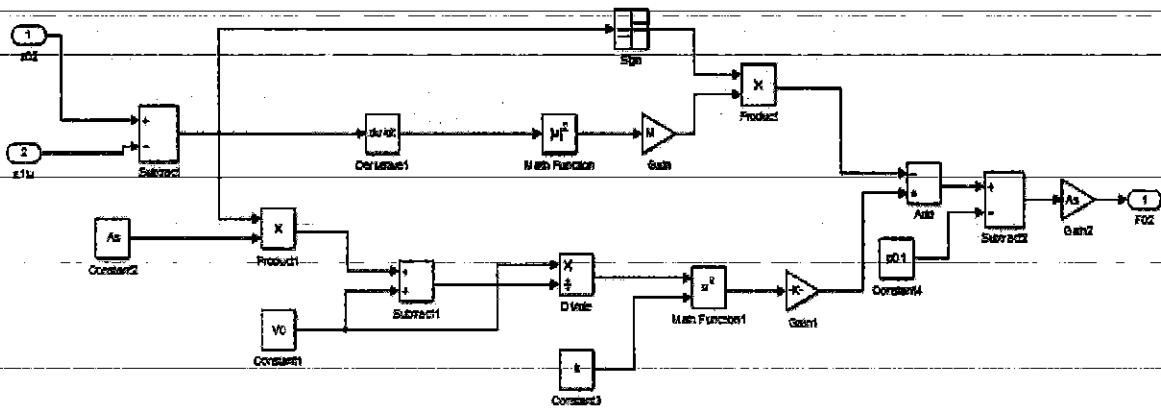
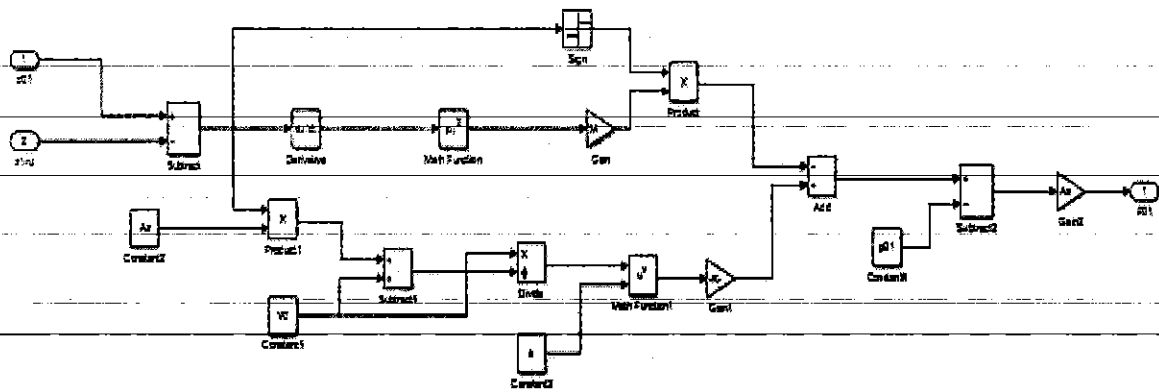
Khối mô phỏng chuyển vị cầu 1:



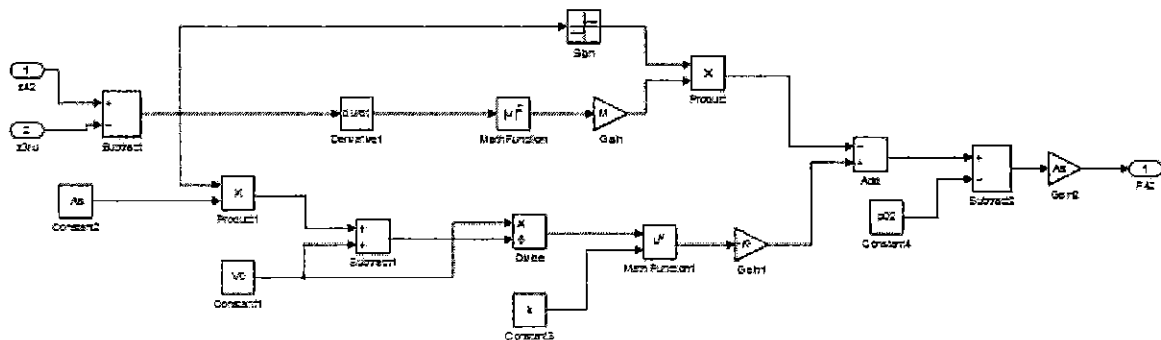
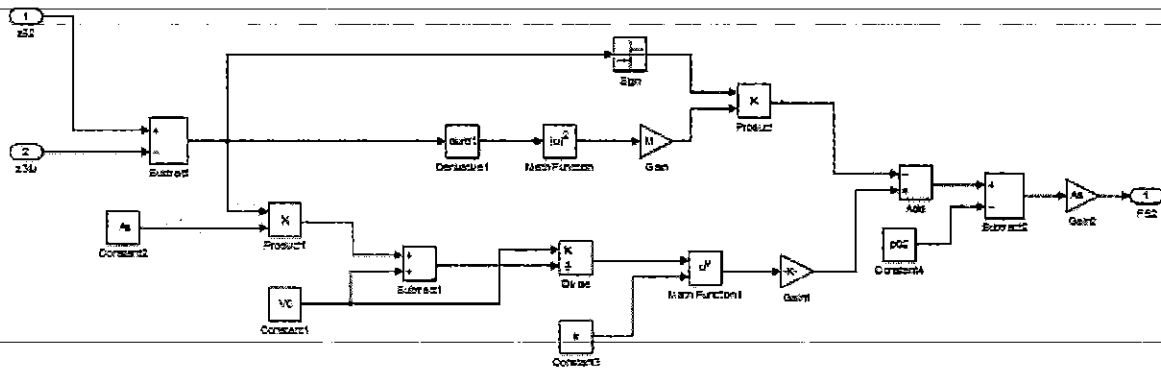
Khối mô phỏng chuyển vị cầu thứ 2:



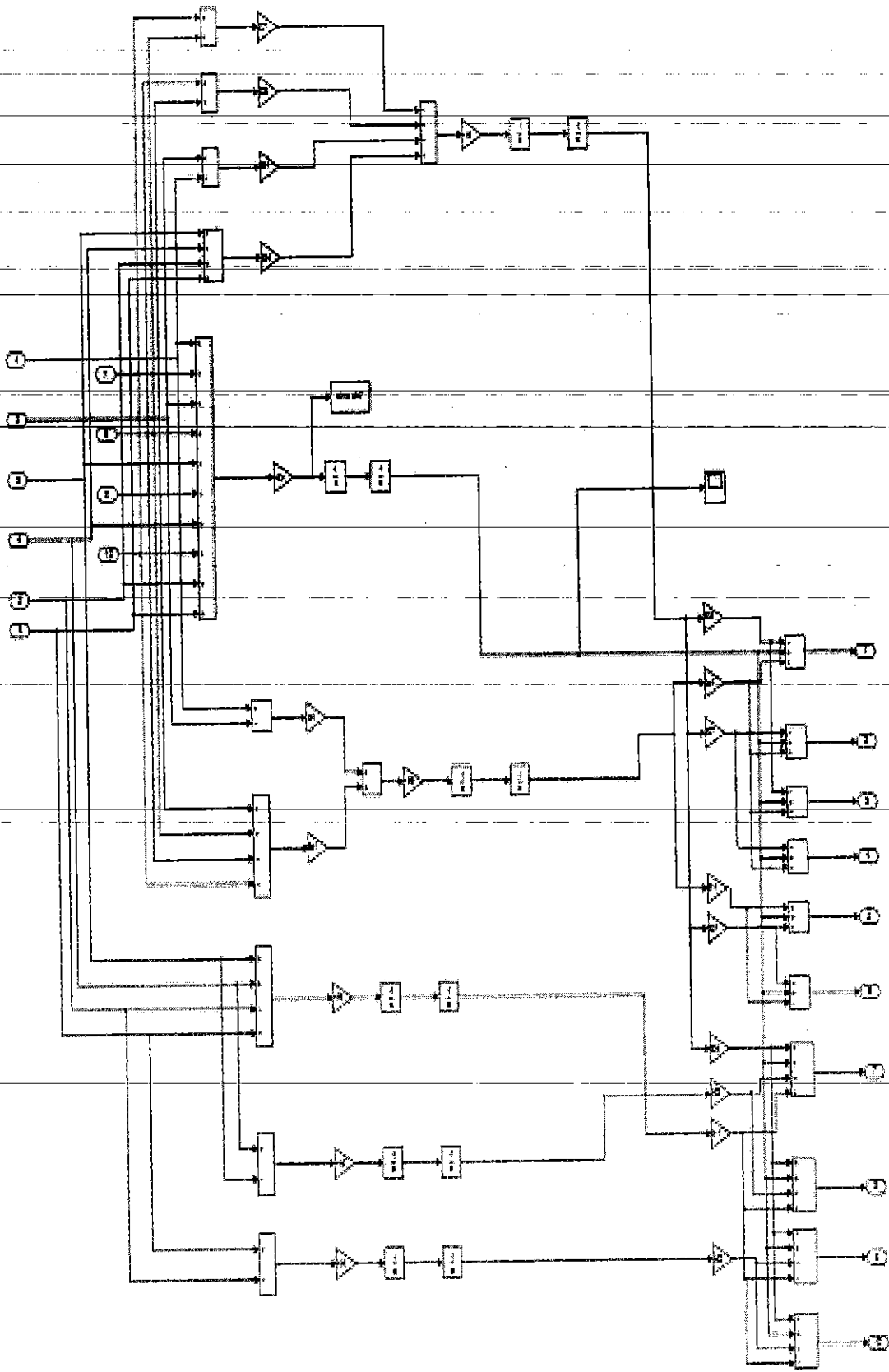
Khối mô phỏng phần tử treo thủy khí cầu 1



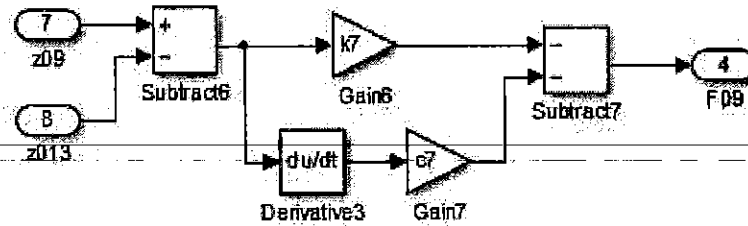
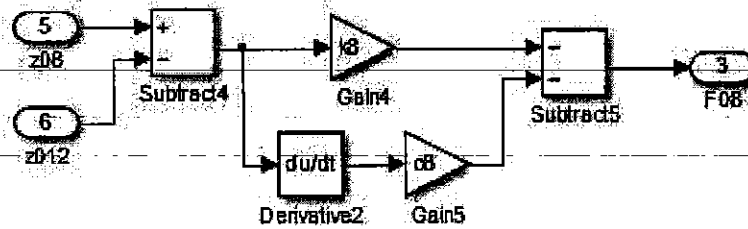
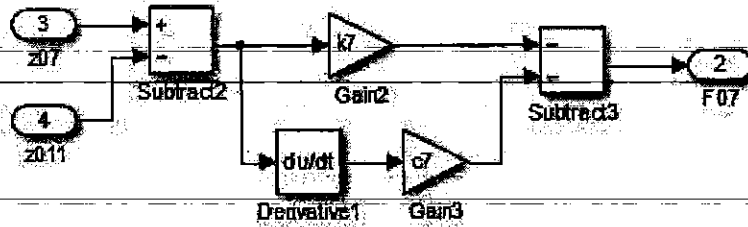
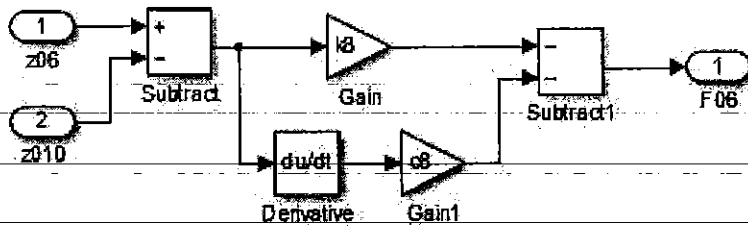
Khối mô phỏng phần tử treo thủy khí cầu 2



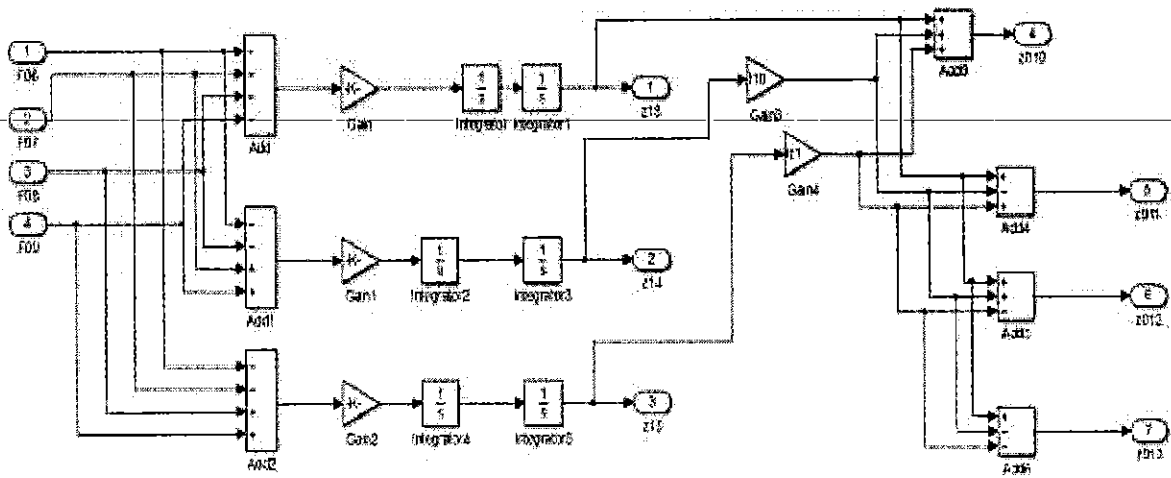
Khối mô phỏng chuyển vị thân xe



Khối mô phỏng lực liên kết giữa thân xe và cabin:



Khối mô phỏng chuyển vị của cabin:

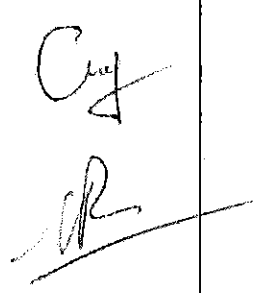


PHỤ LỤC 3: BÀI BÁO KHOA HỌC

1. Ta Tuan Hung , Le Xuan Long (Tác giả liên hệ), Nguyen Van Tuan, Hoang Anh Tan and Vu The Truyen, Pavement-Friendly Performance Analysis of an Agricultural Truck with Two Types of Hydro-Pneumatic Suspension Struts, ICERA 2022, LNNS 602, pp. 780–789, 2023.
https://doi.org/10.1007/978-3-031-22200-9_82

2. Le Xuan Long (Tác giả liên hệ), Dang Viet Ha, Nguyen Van Tuan, Vu Thanh Niem and Vu Thi Hien, A Simulation Investigation of Dynamic Wheel Load of a Heavy Truck with Hydro-Pneumatic Suspension System, ICERA 2022, LNNS 602, pp. 74–83, 2023.
https://doi.org/10.1007/978-3-031-22200-9_8

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

1. TÊN ĐỀ TÀI: Nghiên cứu nâng cao hiệu quả hệ thống treo thủy khí		2. MÃ SỐ:		
3. LĨNH VỰC NGHIÊN CỨU		4. LOẠI HÌNH NGHIÊN CỨU		
Khoa học Tự nhiên <input type="checkbox"/>	Khoa học KT và CN <input checked="" type="checkbox"/>	Cơ bản <input type="checkbox"/>	Ứng dụng <input type="checkbox"/>	
Khoa học Y, dược <input type="checkbox"/>	Khoa học Nông nghiệp <input type="checkbox"/>	Triển khai <input type="checkbox"/>		
Khoa học Xã hội <input type="checkbox"/>	Khoa học Nhân văn <input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
5. THỜI GIAN THỰC HIỆN 12 tháng Từ tháng 1 năm 2022 đến tháng 12 năm 2022				
6. CHỦ NHIỆM ĐỀ TÀI				
Họ và tên: Lê Xuân Long		Học vị: ThS		
Chức danh khoa học:		Năm sinh: 03/07/1982		
Địa chỉ cơ quan:		Điện thoại di động: 0941815222		
Điện thoại cơ quan:		Fax:		
E-mail: lexuanlong@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	Lê Xuân Long	Khoa KT Ô tô và MĐL	Xây dựng mô hình toán hệ thống treo thủy khí	
2	Hoàng Anh Tấn	Khoa KT Ô tô và MĐL	Xây dựng mô hình dao động của xe	
3	Bùi Văn Cường	Khoa KT Ô tô và MĐL	Xây dựng phương trình vi phân dao động của xe	
4	Cảnh Chí Huân	Khoa KT Ô tô và MĐL	Xây dựng phương trình vi phân dao động của xe	
5	Nguyễn Thị Kim Thoa	Khoa KT Ô tô và MĐL	Mô phỏng dao động của xe	

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

9.1. Tổng quan tình hình nghiên cứu thuộc lĩnh vực của đề tài: *(Mức độ đầy đủ, hợp lý trong việc đánh giá tình hình nghiên cứu trong và ngoài nước; thành công và hạn chế của công trình liên quan; mức độ cập nhật thông tin mới nhất về lĩnh vực nghiên cứu)*

Hệ thống treo thủy khí ngày càng được sử dụng rộng rãi trên các phương tiện giao thông. Trong nước hiện nay có một số công trình của các nhà khoa học nghiên cứu về hệ thống treo thủy khí. Tuy nhiên các công trình nghiên cứu về hệ thống treo khí và thủy khí còn khá ít. Có thể kể đến một số nghiên cứu: Công trình của Lê Xuân Long và nhóm nghiên cứu, *Phân tích hiệu quả hệ thống treo thủy khí trên xe tải hạng nặng*, 2019, Đề tài đã phân tích đánh giá hiệu quả hệ thống treo thủy khí dựa vào hệ số tải trọng động DLC [1]; Công trình [2] “Đặng Ngọc Minh Tuấn luận án thạc sĩ kỹ thuật Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên 2017” tối ưu hệ thống treo khí xe tải hạng nặng nhằm nâng cao khả năng thân thiện mặt đường quốc lộ. Trong luận án tác giả xây dựng mô hình không gian dao động của ô tô 5 cầu với kích động ngẫu nhiên và giải quyết bài toán dao động bằng phương pháp Matlab/Simulink. Từ hàm mục tiêu là hệ số tải trọng động bánh xe DLC, các thông số thiết kế hệ thống treo như độ cứng và hệ số cản lần lượt được tối ưu thiết kế.

Trên thế giới hệ thống treo của xe thu hút rất nhiều các nhà khoa học nghiên cứu, các nhà khoa học đã nghiên cứu và phát triển nhiều hệ thống treo theo hướng giảm tác dụng xấu đến mặt đường đồng thời tăng độ êm dịu khi chuyển động như các hệ thống treo khí, thủy khí, các bộ điều khiển hệ thống treo, làm cho các hệ thống treo thích ứng tốt hơn với các điều kiện hoạt động khác nhau. Một số nghiên cứu của các trên thế giới có thể kể đến: Ferhat Saglam và cộng sự đã nghiên cứu tối ưu các thông số hệ thống treo thủy khí nhằm nâng cao độ êm dịu chuyển động của xe[3]; Ibrahim A. Badway và nhóm nghiên cứu đã mô phỏng và điều khiển hệ thống treo thủy khí[4]; Phát triển mô hình toán và mô phỏng hệ thống treo thủy khí được trình bày bởi Tian-hong Luo, Ting-qiong Cui, Wen-jun Luo, Xun-jia Zheng, Chao Lin, et al[5]. Tuy nhiên việc nghiên cứu nhằm nâng cao hiệu quả hệ thống treo thủy khí vẫn được rất nhiều các nhà khoa học trên thế giới đang quan tâm nghiên cứu.

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

a) Của chủ nhiệm đề tài

[1] Lê Xuân Long, Calculation of hydraulic characteristics of chute spillway and energy dissipation, Tạp chí Khoa học công nghệ- Đại học Thái Nguyên, p.77, 2015.

[2] Le Xuan Long, T.T.Hong, 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, Issue 13, (December 2018), p.1128-1139, 2018.

[3] Le Xuan Long, Le Van Quynh, Bui Van Cuong, Study on the influence of bus suspension parameters on ride comfort, Vibroengineering procedia, Vol.21, p.77, 2018.

[4] Lê Xuân Long, Nguyễn Đức Thuận, Nghiên cứu ảnh hưởng của điều kiện khai thác đến độ êm dịu của hành khách, Tạp chí Nghiên cứu khoa học và công nghệ quân sự, p.262, 2018.

[5] Bùi Văn Cường, Lê Xuân Long, Vũ Trường Sơn, Dương Đức Minh, Trần Hồng Hà, Hoàng Anh Tân, Nghiên cứu ảnh hưởng của thông số hệ thống treo cabin đến độ êm dịu

- [3] Ferhat Saglam, Samim Unlusoy, Optimization of ride comfort for a three-axle vehicle equipped with interconnected hydro-pneumatic suspension system, *Advances in Automotive Engineering*, Vol. 1, No. 1 (2018) 1-20
- [4] Ibrahim A. Badway, Mohamed Ib. Sokar, Saber Abd Raboo, Simulation and Control of a Hydro-pneumatic Suspension system, *International Journal of Scientific & Engineering Research* Volume 8, Issue 9, September-2017, p.930-935
- [5] Tian-hong Luo, Ting-qiong Cui, Wen-jun Luo, Xun-jia Zheng, Chao Lin, et al, A Improved Hydro-Pneumatic Suspension: Mathematical Modeling and Simulation, *International Journal of research In Mechanical engineering & technology*, 2015, Vol.5(1), p.37-42.
- [6] J.A. Razenberg, Modelling of the hydro-pneumatic suspension system of a rally truck, Master Thesis, 2009
- [7] Na Jiao, Jian Juan, Shulin Liu, Hydro-Pneumatic Suspension System Hybrid Reliability Modeling Considering the Temperature Influence, *IEEE Access*, 2017
- [8] Zhou Chang-feng, Dynamics modeling, optimization and experimental research of rubber suspension system off-road vehicle, Doctor Thesis, Southeast University, 2007
- [9] Sun Lijun Structural Behavior Study for Asphalt Pavements. China Communications Press, Beijing, China, 2005.
- [10] Armin Shabani, Ilia Amir Mostofian, Vibration Control of Heavy Truck Suspension System using Model Reference Adaptive Controller, *International Conference on researches in Science and Engineering*, Istanbul University, Turkey, 2016.
- [11] 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
- [12] Le Van Quynh, Zhang Jianrun, Liu Xiaobo, Wang Yuan Nonlinear dynamics model and analysis of interaction between vehicle and road surfaces for 5-axle heavy truck. *Journal of Southeast University*, Vol. 27, Issue 4, 2011, p. 452-457.
- [13] Chen Yikai, He Jie, King Mark, et al Effect of driving conditions and suspension parameters on dynamic load-sharing of longitudinal-connected air suspensions. *Science China Technological Sciences*, Vol. 56, Issue 3, 2013, p. 666-676.
- [14] Lu Yongjie, Yang Shaopu, et al. Numerical and experimental investigation on stochastic dynamic load of a heavy duty vehicle. *Applied Mathematical Modeling*, Vol. 34, Issue 1, 2010, p. 2698-2710.
- [15] Dodds C. J., Robson J. D. The description of road surface roughness. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 31, Issue 2, 1973, p. 175-183.
- [16] ISO 8068 Mechanical Vibration-Road Surface Profiles-Reporting of Measured Data. International Organization for Standardization, 1995.
- [17] Shi X. M., Cai C. S. Simulation of dynamic effects of vehicles on pavement using a 3D interaction model. *Journal of Transportation Engineering*, Vol. 135, 2009, p. 736-744.
- [18] Zhengchao Xie, Pak Kinwong, et al. A noise-insensitive semi-active air suspension for heavy-duty vehicles with an integrated fuzzy-wheelbase preview control. *Mathematical Problems in Engineering*, 2013, p.121953.
- [19] Haider Abid J., Jie Chen, Ameen Nassar A. Equivalent air spring suspension model for quarterpassive model of passenger vehicles. *International Scholarly Research Notices*, 2015, p.974020.

13. CÁCH TIẾP CẬN, PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

13.1. Cách tiếp cận

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

13.2. Phương pháp nghiên cứu

- Sử dụng lý thuyết cơ hệ nhiều vật và nguyên lý D'Alembert để xây dựng mô hình dao động của xe.

- Mô phỏng, đánh giá bằng phần mềm Matlab/Simulink

14. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU VÀ TIẾN ĐỘ THỰC HIỆN

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

- Xây dựng thuyết minh đề tài

- Nghiên cứu tổng quan về hệ thống treo trên xe, từ các kết quả nghiên cứu trong nước và trên thế giới chỉ ra tính cấp thiết của đề tài

- Xây dựng mô hình toán hệ thống treo thủy khí.

- Xây dựng mô hình động lực học xe từ đó tìm được các phương trình dao động của xe

- Mô phỏng dao động của xe bằng phần mềm Matlab/Simulink

- Trên cơ sở kết quả thu được khi mô phỏng đánh giá hiệu quả hệ thống treo thủy khí.

- Viết bài báo khoa học

- Báo cáo các bài báo khoa học tại đơn vị

- Báo cáo tổng kết

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	Xây dựng thuyết minh đề tài	Thuyết minh đề tài	01/2022-02/2022	Lê Xuân Long
2	Nghiên cứu tổng quan về hệ thống treo thủy khí	Báo cáo kết quả giới thiệu tổng quan	02/2022-03/2022	Lê Xuân Long Hoàng Anh Tấn
3	Xây dựng mô hình toán hệ thống treo thủy khí	Báo cáo kết quả, mô hình toán	03/2022-04/2022	Lê Xuân Long
4	Xây dựng mô hình động lực học của xe	Báo cáo kết quả, mô hình toán	05/2022-06/2022	Lê Xuân Long Vũ Thị Hiền Bùi Văn Cường Hoàng Anh Tấn

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

16.1. Phương thức chuyển giao

- Tài liệu tham khảo dưới dạng báo cáo tổng kết.

16.2. Địa chỉ ứng dụng

Khoa Kỹ thuật Ô tô và Máy động lực, Trường Đại học Kỹ thuật công nghiệp, Đại học Thái Nguyên.

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

17.1. Đối với lĩnh vực giáo dục và đào tạo

- Nâng cao chất lượng đào tạo: đại học các ngành cơ khí, ô tô và xây dựng; sau đại học: ngành Kỹ thuật Cơ khí động lực

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

- Nâng cao chất lượng của đội ngũ giảng viên.

17.3. Đối với phát triển kinh tế-xã hội

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

- Tài liệu tham khảo dưới dạng báo cáo tổng kết.

17. KINH PHÍ THỰC HIỆN ĐỀ TÀI

Tổng kinh phí:

(Dự toán chi tiết các mục chi đính kèm có xác nhận của các đơn vị liên quan.)

Ngày tháng năm 2022

CHỦ NHIỆM ĐỀ TÀI

XÁC NHẬN CỦA ĐƠN VỊ

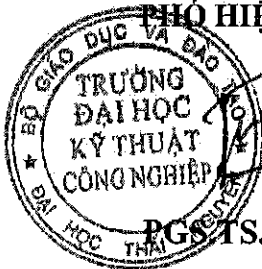
ThS. Lê Xuân Long

PGS.TS. Lê Văn Quỳnh

KT. HIỆU TRƯỞNG

TRƯỞNG PHÒNG KHCN&HTQT

PHÓ HIỆU TRƯỞNG



PGS.TS. Vũ Ngọc Pi



Lecture Notes in Networks and Systems 602

Duy Cuong Nguyen · Ngoc Pi Vu ·
Banh Tien Long · Horst Puta ·
Kai-Uwe Sattler *Editors*

Advances in Engineering Research and Application

Proceedings of the International
Conference on Engineering Research
and Applications, ICERA 2022

 Springer

A Simulation Investigation of Dynamic Wheel Load of a Heavy Truck with Hydro-Pneumatic Suspension System	74
Le Xuan Long, Dang-Viet-Ha, Nguyen Van Tuan, Vu Thanh Niem, and Vu Thi Hien	
A Study of Kinematics, Dynamics of the Stair Climbing Wheelchairs	84
Nguyen Hoang Hiep, Le Hong Ky, Duong Tan Dat, and Le Hong Ky Duyen	
A Study of Polygonal Holes Machining Using Attachment	93
Anh-Tuan Dang and Dinh-Ngoc Nguyen	
Study on Multi-criteria Decision Making in CBN Grinding SKD11 Tool Steel	99
Bui Thanh Danh, Tran Huu Danh, Vu Van Khoa, Pham Duc Lam, Nguyen Hong Linh, Nguyen Van Tung, and Bui Thanh Hien	
Study on Multi-criteria Optimization in CBN Grinding SKD11 Tool Steel	106
Trieu Quy Huy, Vu Van Khoa, Bui Thanh Danh, Tran Huu Danh, Hoang Xuan Tu, Vu Ngoc Pi, and Bui Thanh Hien	
A Study on Optimization of Helical Worm Gearboxes Based on Volume Function	116
Bui Thanh Danh, Le Hoang Anh, Tran Huu Danh, Tran Ngoc Huy Thinh, Trinh Kieu Tuan, Luong Viet Dung, and Tran Thi Phuong Thao	
A Study on Wearing and Tool Life of Shredding Machine Cutters When Cutting Fabric Industrial Waste	128
Trong Hai Nguyen and Ngoc Tuyen Bui	
A System Engineering Approach to Model and Implement Planar Trajectory-Tracking Controllers for Autonomous Underwater Vehicles	138
Ngo Van Hien, Hoang Cong Liem, and Ngo Van He	
Active Disturbance Rejection Control of an Antagonistic Muscle	150
Quy-Thinh Dao, Duc-Canh Nguyen, Minh-Chien Trinh, Van-Vuong Dinh, Trong-Hieu Do, and Minh-Duc Duong	
An Approach for Optimizing the Hedge-Algebras-Based Controller and Application in Structural Vibration Control	157
Hai-Le Bui	
An Enhanced Hybrid Jaya Algorithm for Size Optimization of Truss Structure Under Frequency Constraints	166
Nga T. T. Nguyen, Sy Nguyen-Van, Thuy T. T. Diem, Ngoc-Nguyen-Dinh, Tien-Dat Hoang, and Luong Viet Dung	

Auto-balancing Ballbot Systems: A Fractional-Order Sliding Mode Based Radial-Basis Neural Network Approach	270
Minh-Duc Pham, Cong Minh Pham, Thu Giang Do, Phuong Thao Dao, Trong Dang Van, Quoc Dong Hoang, and Tung Lam Nguyen	
Backstepping Sliding Mode Control Design for Active Suspension Systems in Half-Car Model	281
Viet Hung Pham, Duc Thinh Le, Nhu Toan Nguyen, Van Trong Dang, Van-Anh Nguyen-Thi, Danh Huy Nguyen, and Tung Lam Nguyen	
Balancing Composite Motion Optimization and Artificial Neural Network for the Prediction of Critical Load of Concrete-Filled Steel Tubes Under Axial Compression	290
Huan Thanh Duong, Tien-Thinh Le, Xuan Son Nguyen, Minh Vuong Le, Hieu Chi Phan, Lu Minh Le, and Van Hai Nguyen	
Building Power Demand Forecasting Using Machine Learning: Application for an Office Building in Danang	297
Hoang-Anh Dang and Van-Dung Dao	
Calculating Optimum Input Factors for Maximum Material Removal Rate in Wire-EDM SKD11 Tool Steel	305
Nguyen Hong Linh, Tran Huu Danh, Bui Thanh Danh, Tran Minh Tan, Nguyen Anh Tuan, Trinh Kieu Tuan, Nguyen Manh Cuong, and Nguyen Thi Thanh Nga	
Calculating Optimum Main Design Factors of a Two-Stage Helical Gearboxes for Minimum Gearbox Mass	314
Do Quang Khai, Nguyen Hong Linh, Tran Huu Danh, Tran Minh Tan, Nguyen Manh Cuong, Bui Thanh Hien, Vu Ngoc Pi, and Nguyen Thi Quoc Dung	
Deep ANFIS for Understanding Emotions in Movie Clips	326
Tuan-Linh Nguyen	
Determination of Best Input Factors for PMEDM 90CrSi Tool Steel Using MABAC Method	335
Nguyen Hong Linh, Phan Dang Phong, Thangaraj Muthumaralingam, Tran Minh Tan, Tran Huu Danh, Vu Ngoc Pi, Hoang Xuan Tu, and Nguyen Van Tung	
Determination of Optimum Main Design Parameters of a Two-Stage Helical Gearbox for Minimum Gearbox Cross-Section Area	345
Do Quang Khai, Tran Huu Danh, Bui Thanh Danh, Tran Minh Tan, Nguyen Manh Cuong, Le Xuan Hung, Vu Ngoc Pi, and Tran Thi Phuong Thao	

Effect of Input Factors on Material Removal Speed in Electrical Discharge Machining SKD11 Tool Steel	425
Nguyen Hong-Linh, Bui Thanh Danh, Tran Minh Tam, Tran Huu Danh, Nguyen Huu Quang, Nguyen Thanh Tu, and Do Thi Tam	
Effect of Main Blade Configuration on the Performance of the Optimized Multicurve Savonius Wind Turbine	433
Banh Duc Minh, Le Dinh Anh, Tran Cuong Hung, Doan Viet Ha, Tran Cong Manh-Hung, and Nguyen Thi Thu-Phuong	
Effect of Mass Reduction and Aerodynamic Drag Coefficient on Fuel Consumption Reduction on Student Fuel-Saving Car	439
Nguyen Thanh Quang, Ngo Quang Tao, and Le Hong Quan	
Effect of Composite Materials to Vehicle Body Vibration	448
Nguyen Thanh Quang	
Effect of Printing Parameters on Characteristics of PCL Scaffold Fabricated by Direct Powder Extrusion	455
Quang Duy Do, Du Khac Nguyen, Tung Van Nguyen, Lan Xuan Phung, and Trung Kien Nguyen	
Effect of Process Parameters on Material Removal Speed in CBN Grinding Al6061 T6	462
Bui Thanh Danh, Tran Huu Danh, Nguyen Hong Linh, Nguyen Anh Tuan, Nguyen Van Tung, Hoang Xuan Tu, and Nguyen Van Trang	
Effects of Voltage Unbalance on Matrix Converter Induction Motor Drive	468
Nhu Y Do and Xuan Cuong Ngo	
Electrocardiogram (ECG) Circuit Design and Using the Random Forest to ECG Arrhythmia Classification	477
Van Nam Pham and Hoai Linh Tran	
Electromagnetic Torque and Force Analysis of Switched Reluctance Motors with Different Rotor Pole Shapes	495
Bui Duc Hung, Dinh Bui Minh, and Vuong Dang Quoc	
Energy-Based Tracking Control with Vertical Vibration Suspending for a 6-DOF Bridge Crane	505
Quoc-Dong Hoang, Le Anh Tuan, Do Duc Luu, and Le Sy Dung	
Enhancing Total Transfer Capability via Optimal Location of Energy Storage Systems Using a Hybrid Improved Min-Cut Algorithm and Genetic Algorithm	512
Tung Linh Nguyen, Ngoc Sang Dinh, Viet Anh Truong, Thanh-Long-Duong, Dao Huy Du, and Do Anh Tuan	

Iterative Learning Control for Completely Uncertain CSTR with Matched Disturbance	623
Trung Thanh Cao, Nam Hoai-Nguyen, and Phuoc Doan-Nguyen	
Load Sharing Control of Two Ac Motors with a Common Stiff Shaft by Using an Adaptive Fuzzy Controller	633
Nguyen Trung Thanh and Dang Danh Hoang	
Mathematical Model of the Workflow of a Modern Spark-Ignition Engine Running on Ammonia	649
Andrey Y. Dunin, Dung Van Nguyen, and Nguyen Khac Minh	
Mixed Convection of a Non-Newtonian Fluid in a Square Enclosure with Rotating Cylinder	662
Swaranjali Maurya, Ram Dayal, and Manish Kumar	
Modeling and Dynamic Simulation of a Multi-slope Vibrating Screen to Determine the Basic Working Parameters	671
Tan Nguyen Dang	
Module Integrated Converters and Independent MPPT Technique	685
Bui Van Hien, Truong Viet Anh, Nguyen Duc Minh, Trinh Trong Chuong, Y. Do Nhu, and Trieu Viet Phuong	
Multi-criteria Decision Making in Wire-EDM Process Using MARCOS Method	699
Trieu Quy Huy, Tran Huu Danh, Bui Thanh Danh, Nguyen Van Cuong, Nguyen Manh Cuong, and Nguyen Thanh Tu	
Multi-objective Optimization in Internal Grinding SKD11 Tool Steel in Terms of Surface Roughness, Material Removal Rate and Wheel Life	707
Tran Huu Danh, Nguyen Hong Linh, Bui Thanh Danh, Nguyen Anh Tuan, Do Thi Tam, Hoang Xuan Tu, and Le Xuan Hung	
Novel Energy Efficient Schemes for Wireless Sensor Networks Utilizing Mobile Sensors	718
Minh T. Nguyen, Cuong V. Nguyen, Quynh C. Le, Binh D. Ha, Hoang T. Tran, Vuong Q. Dang, Mien L. Trinh, and Fabio Viola	
Numerical Analysis of Capacity Augmentation of Finned-Tube Type Waste Heat Recovery Systems	733
Amit Arora and P. M. V. Subbarao	
Numerical Investigation into the Effects of Fuel Injection Parameters and Piston Bowl Geometry on Exhaust Pollutants and Performance of Diesel Engine	739
Doan Nguyen Cong and Khanh Nguyen Duc	

Robust Hierarchical Sliding Mode Control for Planar Flexible-Joint Robot	855
Nguyen-Thi Thu Hien, Tran Xuan-Minh, and Dang Danh Hoang	
Selection of Input Parameters in External Cylindrical Grinding Using EDAS Method	864
Tran Huu Danh, Bui Thanh Danh, Trieu Quy Huy, Tran Minh Tan, Nguyen Hong Linh, Luu Anh Tung, and Hoang Xuan Tu	
Stability of Microgrids: An Application of Virtual Synchronous Generator	873
Guido Ala, Nicola Campagna, Massimo Caruso, Vincenzo Castiglia, Antonino Oscar Di Tommaso, Rosario Miceli, Claudio Nevoloso, Giuseppe Schettino, Fabio Viola, and Minh Nguyen	
Effects of Design Parameters of Cab's Suspension System on an Agricultural Tractor Ride Comfort	881
Bui Van Cuong, Canh Chi Huan, Le Van Quynh, and Doan Thanh Binh	
Study the Impact of Cutting Edge Number Engaged on the Surface Integrity During Machining Laminate Composites	887
Dinh-Ngoc Nguyen and Anh-Tuan Dang	
Studying Optimal Set of Input Parameters for CBN Grinding Aluminum 6061T6 on CNC Milling Machine	895
Bui Thanh Danh, Luu Anh Tung, Tran Huu Danh, Tran Minh Tan, Trinh Kieu Tuan, Duong Van Phuong, and Nguyen Dinh Ngoc	
Studying the Braking Efficiency of the Tractor Semi-trailer on a Straight Road with Road Surface Profiles According to ISO 8608-2016	903
Nguyen Thanh Tung and Luong Van Van	
The Design of the Compound Non-circular Gear Train Has an Internal Gears Pair with an Improved Cycloid Tooth Profile	910
Nguyen Thanh Trung, Phung Van Thom, and Nguyen Hong Thai	
Effect of Main Design Factors on Two-Stage Helical Gearbox Length	924
Tran Huu Danh, Nguyen Hong Linh, Bui Thanh Danh, Tran Minh Tan, Nguyen Van Trang, Tran Thi Phuong Thao, and Nguyen Manh Cuong	
The Experimental Research on Mechanical Properties and Microstructural Characteristics of Narrow Gap Welding Carbon Steel	933
Minh Hung Ha, Trong Binh Ngo, and Duong Vu	



A Simulation Investigation of Dynamic Wheel Load of a Heavy Truck with Hydro-Pneumatic Suspension System

Le Xuan Long¹(✉), Dang Viet Ha², Nguyen Van Tuan², Vu Thanh Niem²,
and Vu Thi Hien¹

¹ Faculty of Vehicle and Energy Engineering, Thai Nguyen University of Technology, Thai Nguyen, Vietnam

lexuanlong@tnut.edu.vn

² Vietnam Register, 12059, Hanoi, Vietnam

Abstract. The main objective of this paper is to investigate the effects of operating conditions of a mining dump truck with hydro-pneumatic suspension system (HPSs) on road surface friendliness, a three-dimensional vehicle-road coupled dynamic model of a mining dump truck with 11 degrees of freedom (DOF) is set up to investigate. The dynamic load coefficient (DLC) is chosen as objective function. The different operating conditions such as road surface roughness, vehicle speed and vehicle body mass are investigated through DLC value. The study results show that the vehicle operating conditions have a great influence on the road friendliness. The study results are the theoretical basis to optimize the design of the suspension system for off-road vehicles.

Keywords: Mining dump truck · Hydro-pneumatic suspension · Dynamic wheel load · DLC

1 Introduction

An analytical model of the HPSs is proposed to formulate considering polytropic change in the seal friction, gas state, and the gas-oil emulsion flows through valves and orifices [1]. Artificial intelligence has been applied to simulate and predict the suspension system performance for vehicles which would incorporate the artificial neural networks, Mamdani fuzzy logic and a hybrid system, the hybrid neural fuzzy interference system, for achieving the goal [2]. A HPSs model based on fractional order was built with the advantage of fractional order in viscoelastic material modeling considering the mechanics property of multiphase medium of HPSs [3]. The performance of the HPSs of vehicle on the ride quality of road surfaces was proposed to compare to the air spring and rubber suspension systems using a full dynamic model of a heavy vehicle [4]. A semi-active HPSs was proposed to improve ride comfort performance, without compromising the road holding and load carrying capabilities of the passive suspension through an active damper used in parallel with a gas spring [5]. The effects of HPS parameters such as the

where p_0 and V_0 are the initial absolute pressure and volume in the gas chamber, p_a and V_a are the absolute pressure and volume in the gas chamber, n is the polytropic rate ($1 < n < 1.4$).

$$p_a = p_0 \left(\frac{V_0}{V_a} \right)^n, \quad V_a = V_0 + A_3(z_b - z_a) \quad (4)$$

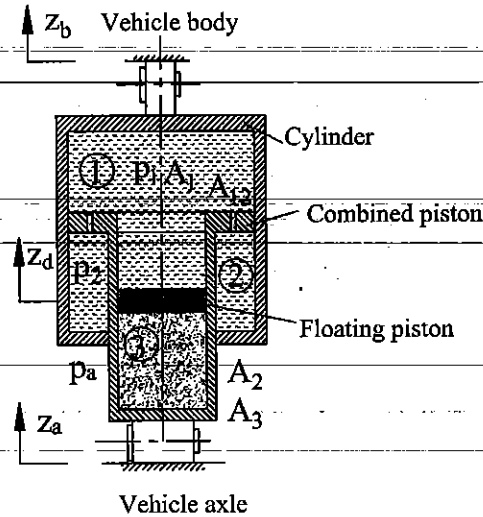


Fig. 1. Structural schematic of HPS strut.

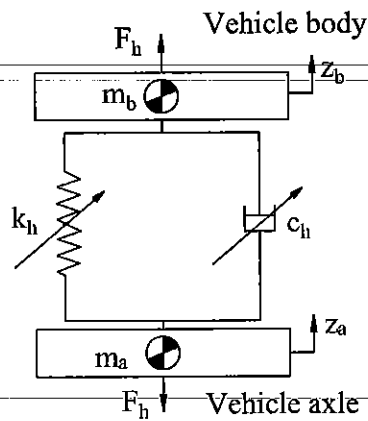


Fig. 2. Nonlinear dynamic model of HPS strut.

Combination of Eqs. (4) and (2), the elastic force of the gas chamber of HPSs is achieved by

$$F_k = p_0 \left(\frac{V_0}{V_0 + A_3(z_b - z_a)} - 1 \right) A_3 \quad (5)$$

The damping force of HPSs is determined by

$$F_c = p_1(A_1 - A_3) - p_2(A_1 - A_2) - \left(p_0 - \frac{m_d g}{A_3} \right) (A_2 - A_3) \quad (6)$$

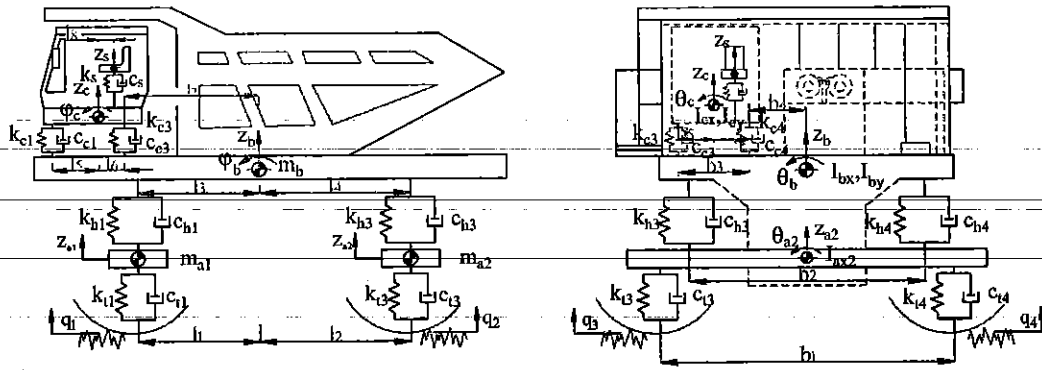


Fig. 3. Three-dimensional vehicle-road coupled dynamic model of a mining dump truck.

and I_{cx} , I_{cy} , the distances l_j and b_k and the road surface excitations q_i ($i = 1 \div 4, j = 1 \div 8, k = 1 \div 5$).

The multi-body system theory is used to separate the system into subsystems which are linked by the force and moment equations. D'Alembert's principle is used to set up force and moment equations to describe vehicle dynamic subsystems. The equations of motion can be written as.

The equations of motion for front axle of vehicle are written as follows

$$m_{a1}\ddot{z}_{a1} = \sum_{i=1}^2 F_{hi} - \sum_{i=1}^2 F_{ti} \quad (13)$$

$$I_{ax1}\ddot{\theta}_{a1} = \sum_{i=1}^2 (-1)^{i+1} F_{ti} \frac{b_1}{2} + \sum_{i=1}^2 (-1)^i F_{hi} \frac{b_2}{2} \quad (14)$$

The equations of motion for rear axle of vehicle are written as follows

$$m_{a2}\ddot{z}_{a2} = \sum_{i=3}^4 F_{hi} - \sum_{i=3}^4 F_{ti} \quad (15)$$

$$I_{ax2}\ddot{\theta}_{a2} = \sum_{i=3}^4 (-1)^{i+1} F_{ti} \frac{b_1}{2} + \sum_{i=3}^4 (-1)^i F_{hi} \frac{b_2}{2} \quad (16)$$

The equations of motion for vehicle body are written as follows

$$m_b\ddot{z}_b = \sum_{i=1}^4 F_{ci} - \sum_{i=4}^4 F_{hi} \quad (17)$$

$$I_{by}\ddot{\phi}_b = \sum_{i=1}^2 F_{hi} l_3 - \sum_{i=3}^4 F_{hi} l_4 - \sum_{i=1}^2 F_{ci} (l_5 + l_6 + l_7) - \sum_{i=3}^4 F_{ci} l_7 \quad (18)$$

$$I_{bx}\ddot{\theta}_b = \sum_{i=1}^4 (-1)^{i+1} F_{hi} \frac{b_2}{2} - (F_{c1} + F_{c3})(b_3 + b_4) - (F_{c2} + F_{c4})b_4 \quad (19)$$

4 Results and Discussion

The three-dimensional dynamic model of a mining dump truck with 11 DOF is simulated by the MATLAB/Simulink software with a set of vehicle and HPSs parameters in the reference [9]. The dynamic tire load at right rear axle of a mining dump truck when vehicle moves on ISO class D road surface (poor condition) and ISO class E road surface (very poor condition) at speed of 30 km/h and full load are shown in Fig. 4.

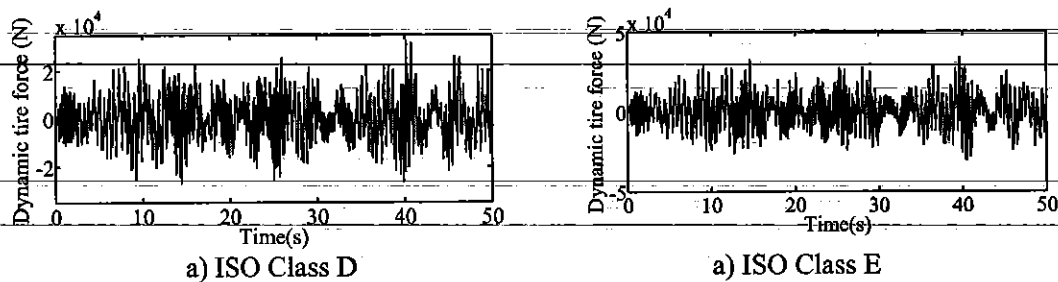


Fig. 4. The dynamic tire force at axle of vehicle under two different road surface conditions.

From the simulation results of Fig. 4 could be determined according to Eq. (27). The DLC values rear axle under ISO class D and ISO class E road surface conditions are respectively 0.176 and 0.297. The DLC value of right rear axle under ISO class E road surface condition increase 40.68% in comparison with ISO class D road surface condition. The DLC value increases quickly when vehicle moves on the bad road surface conditions which makes the negative effects on the road surface. In order to investigate dynamic wheel load of heavy vehicle with HPSs, the different operating conditions such as road surface roughness, vehicle speed, body mass, discussions will be presented in the next sections.

Road surface roughness: Five road surface conditions from ISO class A (very good) to ISO class E (very poor) in ISO 8608 [17] are used when vehicle moves at the speed of 15km/h and 30km/h, full load. The DLC values at right rear axle of vehicle when vehicle moves under the different road surface conditions are shown in Fig. 5. The results in Fig. 5 show that the DLC values increase more quickly when vehicle move on the worse road surface conditions. The DLC values at right rear axle at vehicle speed of 30 km/h increase 32.28%, 32.05%, 32.11%, 30.84% and 31.28%, respectively in comparison with vehicle speed of 15 km/h. The results also show that the DLC value at vehicle speed of 30 km/h increase the negative impacts on road surface much worse than at vehicle speed of 15 km/h.

Vehicle speed conditions: The values of vehicle speed from 10 km/h to 60 km/h are chosen to investigate dynamic wheel load of heavy vehicle with HPSs when vehicle move moves on the ISO class D and ISO class E road surface conditions and full load. The DLC values at right rear axle of vehicle with HPSs under two road surface conditions at different vehicle speed conditions are shown in Fig. 6. The result of Fig. 6 show that the DLC values at right rear axle under ISO class E condition increase 40.69%, 43.37%, 40.68%, 42.28%, 42.54% and 43.3%, respectively in comparison with ISO class D condition when vehicle speed value increases. The DLC values increase quickly

DOF three-dimensional dynamic model. The main study conclusions drawn from the investigation results are: (1) the DLC values increase more quickly when vehicle move on the worse road surface conditions; (2) the DLC values at right rear axle under ISO class E condition increase 40.69%, 43.37%, 40.68%, 42.28%, 42.54% and 43.3%, respectively in comparison with ISO class D condition when vehicle speed value increases; and (3) The DLC values at right rear axle of vehicle decrease quickly when vehicle body mass value increases. The Study results are useful references for designers and manufacturers in the field of off-road vehicle suspension systems.

Acknowledgment. The work described in this paper was supported by Thai Nguyen University of Technology.

References

1. Yin, Y., et al.: Characterization of a hydro-pneumatic suspension strut with gas-oil emulsion. *Mech. Syst. Signal Process.* **106**, 319–333 (2018)
2. Ali, D., Frimpong, S.: Artificial intelligence models for predicting the performance of hydro-pneumatic suspension struts in large capacity dump trucks. *Int. J. Ind. Ergon.* **67**, 283–295 (2018)
3. Zhang, J., Chen, S., et al.: Research on modeling of hydropneumatic suspension based on fractional order. *Math. Probl. Eng.* (2015)
4. Long, L.X., et al.: Performance analysis of the hydro-pneumatic suspension system of heavy truck. *IJMET* **9**, 1128–1139 (2019)
5. Solomon, U., Padmanabhan, C.: Semi-active hydro-gas suspension system for a tracked vehicle. *J. Terramechanics* **48**(4), pp. 225–239 (2011)
6. Han, S., Chao, Z., et al: Research on the effects of hydropneumatic parameters on tracked vehicle ride safety based on cosimulation. *Shock Vib.* **2017**, 1–10 (2017)
7. Long, L.X., Quynh, L.V., et al.: A comparison of ride performance of hydro-pneumatic suspension system with those of rubber and leaf suspension systems. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 914 012037 (2020)
8. Long, L.X., Quynh, L.V., et al.: Ride performance evaluation of air and hydro-pneumatic springs of suspension system. *IJARET* **12**(1), 439–447 (2021)
9. Long, L.X.: Performance analysis of the hydro-pneumatic suspension system on vehicle ride comfort. Science Project, Thai Nguyen University of Technology. Thai Nguyen, Viet Nam, (2019)
10. Qi, H., Zhang, Y., et al. (2019) Improvement of both handling stability and ride comfort of a vehicle via coupled hydraulically interconnected suspension and electronic controlled air spring. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 095440701985653 (2019)
11. Gong, B., et al.: Ride comfort optimization of a multi-axle heavy motorized wheel dump truck based on virtual and real prototype experiment integrated Kriging model. *Adv. Mech. Eng.* **7**(6), 168781401558425 (2015)
12. Kwon, K., Seo, M., Kim, et al.: Multi-objective optimization of hydro-pneumatic suspension with gas-oil emulsion for heavy-duty vehicles. *Veh. Syst. Dyn.* **58**, 1–20 (2019)
13. Xuefeng, S., Shengjie, J., et al.: Research on the vibration damping performance of hydro-pneumatic suspension of mining dump truck. *Vibroengineering PROCEDIA* **20**, 113–119 (2018)

Auto-balancing Ballbot Systems: A Fractional-Order Sliding Mode Based Radial-Basis Neural Network Approach	270
Minh Duc Pham, Cong Minh Pham, Thu Giang Do, Phuong Thao Dao, Trong Dang Van, Quoc Dong Hoang, and Tung Lam Nguyen	
Backstepping Sliding Mode Control Design for Active Suspension Systems in Half-Car Model	281
Viet Hung Pham, Duc Thinh Le, Nhu Toan Nguyen, Van Trong Dang, Van-Anh Nguyen-Thi, Danh Huy Nguyen, and Tung Lam Nguyen	
Balancing Composite Motion Optimization and Artificial Neural Network for the Prediction of Critical Load of Concrete-Filled Steel Tubes Under Axial Compression	290
Huan Thanh Duong, Tien-Thinh Le, Xuan Son Nguyen, Minh Vuong Le, Hieu Chi Phan, Lu Minh Le, and Van Hai Nguyen	
Building Power Demand Forecasting Using Machine Learning: Application for an Office Building in Danang	297
Hoang-Anh Dang and Van-Dung Dao	
Calculating Optimum Input Factors for Maximum Material Removal Rate in Wire-EDM SKD11 Tool Steel	305
Nguyen Hong Linh, Tran Huu Danh, Bui Thanh Danh, Tran Minh Tan, Nguyen Anh Tuan, Trinh Kieu Tuan, Nguyen Manh Cuong, and Nguyen Thi Thanh Nga	
Calculating Optimum Main Design Factors of a Two-Stage Helical Gearboxes for Minimum Gearbox Mass	314
Do Quang Khai, Nguyen Hong Linh, Tran Huu Danh, Tran Minh Tan, Nguyen Manh Cuong, Bui Thanh Hien, Vu Ngoc Pi, and Nguyen Thi Quoc Dung	
Deep ANFIS for Understanding Emotions in Movie Clips	326
Tuan-Linh Nguyen	
Determination of Best Input Factors for PMEDM 90CrSi Tool Steel Using MABAC Method	335
Nguyen Hong Linh, Phan Dang Phong, Thangaraj Muthumaralingam, Tran Minh Tan, Tran Huu Danh, Vu Ngoc Pi, Hoang Xuan Tu, and Nguyen Van Tung	
Determination of Optimum Main Design Parameters of a Two-Stage Helical Gearbox for Minimum Gearbox Cross-Section Area	345
Do Quang Khai, Tran Huu Danh, Bui Thanh Danh, Tran Minh Tan, Nguyen Manh Cuong, Le Xuan Hung, Vu Ngoc Pi, and Tran Thi Phuong Thao	

Effect of Input Factors on Material Removal Speed in Electrical Discharge Machining SKD11 Tool Steel	425
Nguyen Hong Linh, Bui Thanh Danh, Tran Minh Tam, Tran Huu Danh, Nguyen Huu Quang, Nguyen Thanh Tu, and Do Thi Tam	
Effect of Main Blade Configuration on the Performance of the Optimized Multicurve Savonius Wind Turbine	433
Banh Duc Minh, Le Dinh Anh, Tran Cuong Hung, Doan Viet Ha, Tran Cong Manh Hung, and Nguyen Thi Thu Phuong	
Effect of Mass Reduction and Aerodynamic Drag Coefficient on Fuel Consumption Reduction on Student Fuel-Saving Car	439
Nguyen Thanh Quang, Ngo Quang Tao, and Le Hong Quan	
Effect of Composite Materials to Vehicle Body Vibration	448
Nguyen Thanh Quang	
Effect of Printing Parameters on Characteristics of PCL Scaffold Fabricated by Direct Powder Extrusion	455
Quang Duy Do, Du Khac Nguyen, Tung Van Nguyen, Lan Xuan Phung, and Trung Kien Nguyen	
Effect of Process Parameters on Material Removal Speed in CBN Grinding Al6061 T6	462
Bui Thanh Danh, Tran Huu Danh, Nguyen Hong Linh, Nguyen Anh Tuan, Nguyen Van Tung, Hoang Xuan Tu, and Nguyen Van Trang	
Effects of Voltage Unbalance on Matrix Converter Induction Motor Drive	468
Nhu Y Do and Xuan Cuong Ngo	
Electrocardiogram (ECG) Circuit Design and Using the Random Forest to ECG Arrhythmia Classification	477
Van Nam Pham and Hoai Linh Tran	
Electromagnetic Torque and Force Analysis of Switched Reluctance Motors with Different Rotor Pole Shapes	495
Bui Duc Hung, Dinh Bui Minh, and Vuong Dang Quoc	
Energy-Based Tracking Control with Vertical Vibration Suspending for a 6-DOF Bridge Crane	505
Quoc-Dong Hoang, Le Anh Tuan, Do Duc Luu, and Le Sy Dung	
Enhancing Total Transfer Capability via Optimal Location of Energy Storage Systems Using a Hybrid Improved Min-Cut Algorithm and Genetic Algorithm	512
Tung Linh Nguyen, Ngoc Sang Dinh, Viet Anh Truong, Thanh Long Duong, Dao Huy Du, and Do Anh Tuan	

Iterative Learning Control for Completely Uncertain CSTR with Matched Disturbance	623
Trung Thanh Cao, Nam Hoai Nguyen, and Phuoc Doan Nguyen	
Load Sharing Control of Two Ac Motors with a Common Stiff Shaft by Using an Adaptive Fuzzy Controller	633
Nguyen Trung Thanh and Dang Danh Hoang	
Mathematical Model of the Workflow of a Modern Spark-Ignition Engine Running on Ammonia	649
Andrey Y. Dunin, Dung Van Nguyen, and Nguyen Khac Minh	
Mixed Convection of a Non-Newtonian Fluid in a Square Enclosure with Rotating Cylinder	662
Swaranjali Maurya, Ram Dayal, and Manish Kumar	
Modeling and Dynamic Simulation of a Multi-slope Vibrating Screen to Determine the Basic Working Parameters	671
Tan Nguyen Dang	
Module Integrated Converters and Independent MPPT Technique	685
Bui Van Hien, Truong Viet Anh, Nguyen Duc Minh, Trinh Trong Chuong, Y. Do Nhu, and Trieu Viet Phuong	
Multi-criteria Decision Making in Wire-EDM Process Using MARCOS Method	699
Trieu Quy Huy, Tran Huu Danh, Bui Thanh Danh, Nguyen Van Cuong, Nguyen Manh Cuong, and Nguyen Thanh Tu	
Multi-objective Optimization in Internal Grinding SKD11 Tool Steel in Terms of Surface Roughness, Material Removal Rate and Wheel Life	707
Tran Huu Danh, Nguyen Hong Linh, Bui Thanh Danh, Nguyen Anh Tuan, Do Thi Tam, Hoang Xuan Tu, and Le Xuan Hung	
Novel Energy Efficient Schemes for Wireless Sensor Networks Utilizing Mobile Sensors	718
Minh T. Nguyen, Cuong V. Nguyen, Quynh C. Le, Binh D. Ha, Hoang T. Tran, Vuong Q. Dang, Mien L. Trinh, and Fabio Viola	
Numerical Analysis of Capacity Augmentation of Finned-Tube Type Waste Heat Recovery Systems	733
Amit Arora and P. M. V. Subbarao	
Numerical Investigation into the Effects of Fuel Injection Parameters and Piston Bowl Geometry on Exhaust Pollutants and Performance of Diesel Engine	739
Doan Nguyen Cong and Khanh Nguyen Duc	

Robust Hierarchical Sliding Mode Control for Planar Flexible-Joint Robot	855
Nguyen-Thi Thu Hien, Tran Xuan Minh, and Dang Danh Hoang	
Selection of Input Parameters in External Cylindrical Grinding Using EDAS Method	864
Tran Huu Danh, Bui Thanh Danh, Trieu Quy Huy, Tran Minh Tan, Nguyen Hong Linh, Luu Anh Tung, and Hoang Xuan Tu	
Stability of Microgrids: An Application of Virtual Synchronous Generator	873
Guido Ala, Nicola Campagna, Massimo Caruso, Vincenzo Castiglia, Antonino Oscar Di Tommaso, Rosario Miceli, Claudio Nevoloso, Giuseppe Schettino, Fabio Viola, and Minh Nguyen	
Effects of Design Parameters of Cab's Suspension System on an Agricultural Tractor Ride Comfort	881
Bui Van Cuong, Canh Chi Huan, Le Van Quynh, and Doan Thanh Binh	
Study the Impact of Cutting Edge Number Engaged on the Surface Integrity During Machining Laminate Composites	887
Dinh-Ngoc Nguyen and Anh-Tuan Dang	
Studying Optimal Set of Input Parameters for CBN Grinding Aluminum 6061T6 on CNC Milling Machine	895
Bui Thanh Danh, Luu Anh Tung, Tran Huu Danh, Tran Minh Tan, Trinh Kieu Tuan, Duong Van Phuong, and Nguyen Dinh Ngoc	
Studying the Braking Efficiency of the Tractor Semi-trailer on a Straight Road with Road Surface Profiles According to ISO 8608-2016	903
Nguyen Thanh Tung and Luong Van Van	
The Design of the Compound Non-circular Gear Train Has an Internal Gears Pair with an Improved Cycloid Tooth Profile	910
Nguyen Thanh Trung, Phung Van Thom, and Nguyen Hong Thai	
Effect of Main Design Factors on Two-Stage Helical Gearbox Length	924
Tran Huu Danh, Nguyen Hong Linh, Bui Thanh Danh, Tran Minh Tan, Nguyen Van Trang, Tran Thi Phuong Thao, and Nguyen Manh Cuong	
The Experimental Research on Mechanical Properties and Microstructural Characteristics of Narrow Gap Welding Carbon Steel	933
Minh Hung Ha, Trong Binh Ngo, and Duong Vu	



Pavement-Friendly Performance Analysis of an Agricultural Truck with Two Types of Hydro-Pneumatic Suspension Struts

Ta Tuan Hung¹, Le Xuan Long²(✉), Nguyen Van Tuan², Hoang Anh Tan²,
and Vu The Truyen¹

¹ Faculty of Mechanical Engineering, University of Transport Technology, Hanoi, Vietnam

² Faculty of Vehicle and Energy Engineering, Thai Nguyen University of Technology, Thai Nguyen, Vietnam

lexuanlong@tnut.edu.vn

Abstract. The purpose of this study is to analyze the pavement-friendly performance of an agricultural truck with two types of hydro-pneumatic suspension (HPS) struts on dynamic load coefficient (DLC). The nonlinear dynamical models of two different types of HPS struts with one gas chamber and two oil chambers (Model 1) and with one gas chamber and three oil chambers (Model 2) are set up to calculate their nonlinear vertical forces. A quarter-vehicle mathematical model of an agricultural truck is set up for the analysis of the nonlinear vertical forces of two proposed suspensions which is implemented in MATLAB/Simulink platform. The obtained results indicated that the pavement-friendly performance of Model 2 is better than performance of Model 1. Especially, the values of DLC at axle of vehicle with Model 2 reduce by 6.97% in comparison with Model 1 when vehicle moves on ISO class C road surface at vehicle speed of 40 km/h and full load.

Keywords: Agricultural truck · Hydro-pneumatic suspension · Dynamic tire load · DLC

1 Introduction

Hydro-pneumatic suspension (HPS) system is applied widely in engineering fields because the gas absorbs excessive force while the oil is nonlinear elasticity and good vibration damping perforation. A multi body co-simulation approach was proposed to investigate the effects of HPS parameters on the ride safety [1]. A semi-active HPS based on the electro-hydraulic proportional valve control was proposed using the control strategy to adjust the damping force of the semi-active hydro-pneumatic suspension [2]. A HPS model based on fractional order was built with the advantage of fractional order in viscoelastic material modeling considering the mechanics property of multiphase medium of hydro-pneumatic suspension system [3]. The ride comfort of vehicle using a HPS applied with the semi-active control was analyzed and compared with a passive cab suspension [4]. A hydro-pneumatic inerter-based suspension system theoretical model was developed to analyze its performance which was controlled to improve vehicle ride

The elastic force of the gas chamber of Model 1 is determined by

$$F_k = (p_a - p_0)A_3 \quad (2)$$

The pressure in the gas chamber is defined as an adiabatic process following the laws of thermodynamics

$$p_0 V_0^n = p_a V_a^n \quad (3)$$

where p_0 and V_0 are the initial absolute pressure and volume in the gas chamber, p_a and V_a are the absolute pressure and volume in the gas chamber, n is the polytropic rate ($1 < n < 1.4$).

$$p_a = p_0 \left(\frac{V_0}{V_a} \right)^n, \quad V_a = V_0 + A_3(z_b - z_a) \quad (4)$$

Combination of Eqs. (4) and (2), the elastic force of the gas chamber of Model 1 is achieved by

$$F_k = p_0 \left(\frac{V_0}{V_0 + A_3(z_b - z_a)} - 1 \right) A_3 \quad (5)$$

The damping force of Model 1 is determined by

$$F_c = p_1(A_1 - A_3) - p_3(A_1 - A_2) - \left(p_0 - \frac{m_d g}{A_3} \right) (A_2 - A_3) \quad (6)$$

where A_1 , A_2 , and A_3 are the area of cylinder, rod and floating piston, p_1 and p_3 are the pressures in the oil chamber (1) and chamber (3).

The flow rate through the orifice is determined by:

$$Q = C_d A_{13} \sqrt{2 \frac{(p_3 - p_1)}{\rho} \text{sign}(\dot{z}_b - \dot{z}_a)} \quad (7)$$

where, C_d is coefficient of discharge, A_{13} is the area of the orifices and ρ is the density of oil.

On the basic of volume balance, the flow rate is inferred by

$$Q = (A_1 - A_2)(\dot{z}_b - \dot{z}_a) \quad (8)$$

Combination of Eqs. (7) and (8), the relationship p_1 and p_3 is achieved by

$$p_3 = p_1 + \frac{\rho(A_1 - A_2)^2 |\dot{z}_b - \dot{z}_a| (\dot{z}_b - \dot{z}_a)}{2C_d^2 A_{13}^2} \quad (9)$$

The differential motion equation of floating piston can be determined by

$$(p_1 - p_a)A_3 + m_d g = m_d \ddot{z}_d \quad (10)$$

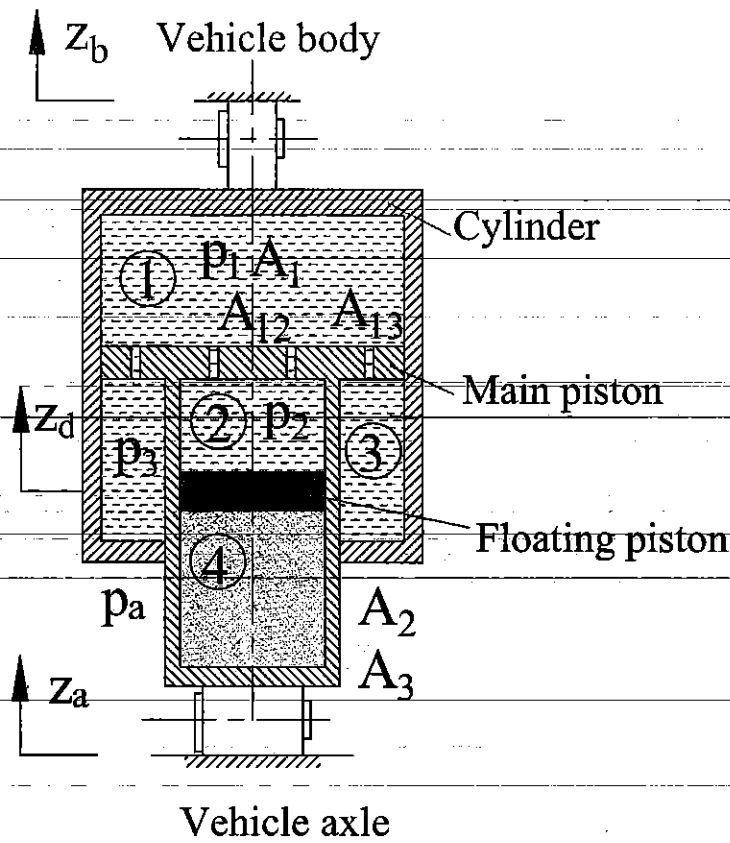


Fig. 2. Model 2

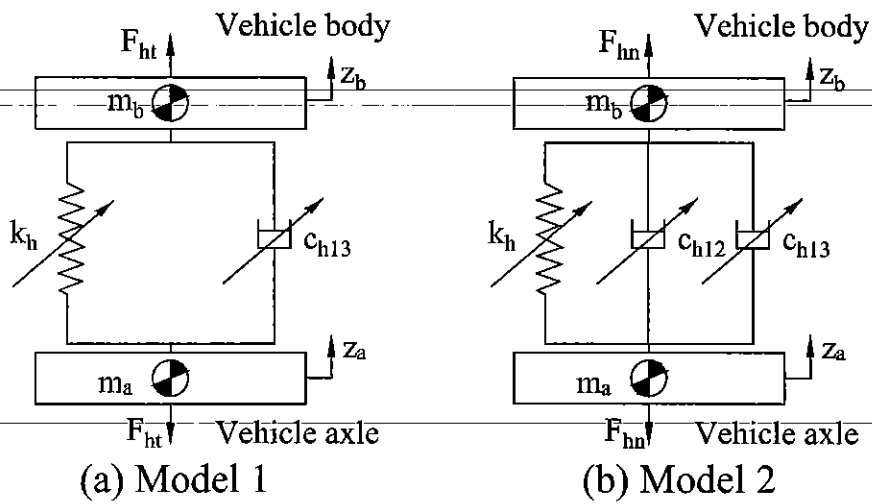


Fig. 3. Nonlinear dynamic model of two types of HPS struts

3 Quarter-vehicle Dynamic Model of a Mining Dump Truck

The schematic diagram of 2-DOFs quarter-vehicle dynamic model of an agricultural truck with two models of HPS struts is shown in Fig. 4 which consists of the tire stiffness and damping coefficients k_t and c_t , the random road surface roughness q .

4 Results and Discussion

In order to analyze the pavement-friendly performance of two HPS struts (Model 1 and Model 2), the quarter-vehicle mathematical model of an agricultural truck is solved in Matlab/Simulink software under the road surface excitations and a set of vehicle parameters in Table 1. The simulation results of the vertical dynamic tire load at axle with two types of HPS struts when vehicle moves on the ISO class C at the speed of 40 km/h and full load are shown in Fig. 5. The results of Fig. 5 reflect that the peak amplitudes of dynamic tire force with Model 2 are smaller than Model 1.

Table 1. Parameters of the vehicle and HPSs.

Parameter	Value	Parameter	Value	Parameter	Value	Parameter	Value
m_a/kg	145	m_b/kg	1000	$k_t/(\text{N/m})$	185500	$c_t/(\text{Ns/m})$	2100
p_0/Mpa	1.5	V_0/m^3	1.3×10^{-4}	A_1/m^2	2.5×10^{-3}	A_2/m^2	1.6×10^{-3}
A_3/m^2	1.3×10^3	C_d	0.62	A_{12}/m^2	6×10^{-4}	A_{13}/m^2	7.5×10^{-4}

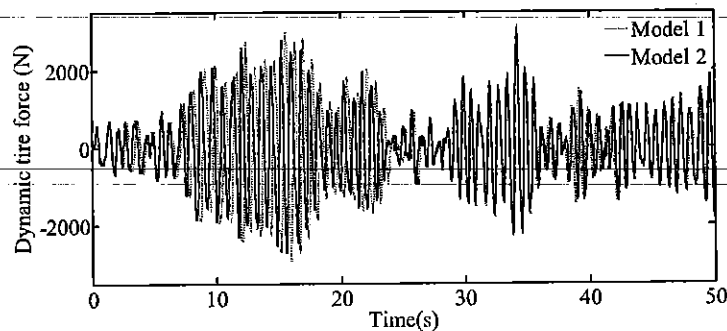


Fig. 5. Dynamic tire forces at axle of vehicle with two types

The pavement-friendly performance of two HPS struts of two types of HPS struts will be analyzed and compared in next sections when vehicle moves under the different operating conditions.

Road surface condition: In order to evaluate the pavement-friendly performance of two HPS struts, the road surface conditions from ISO class A road surface to ISO class E road surface are considered when vehicle moves at vehicle speed of 40 km/h and full load. The DLC values in comparison with both two types of Models under variable road surface conditions are shown in Fig. 6. The results of Fig. 6 shows that the DLC values with both two types of Models increase rapidly when the road surface quality deteriorates. The DLC values with Model 2 respectively reduce 2.69%, 4.41%, 6.97%, 11.54% and 19.27% in comparison with Model 1 when vehicle moves on from ISO class A road surface to ISO class E road surface which prove that the negative impact on road surface with Model 2 has improved significantly in comparison with Model 1.

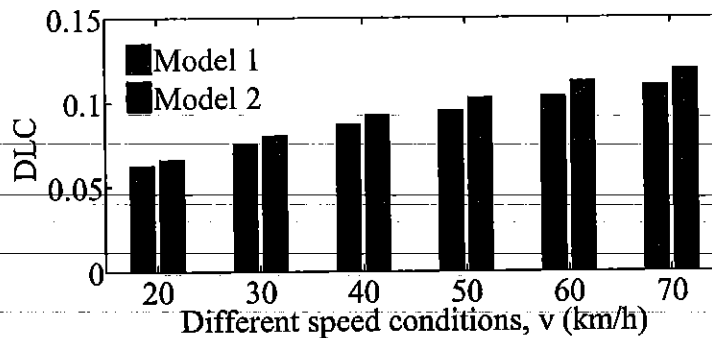


Fig. 7. DLC values of both two models at different vehicle-speed conditions

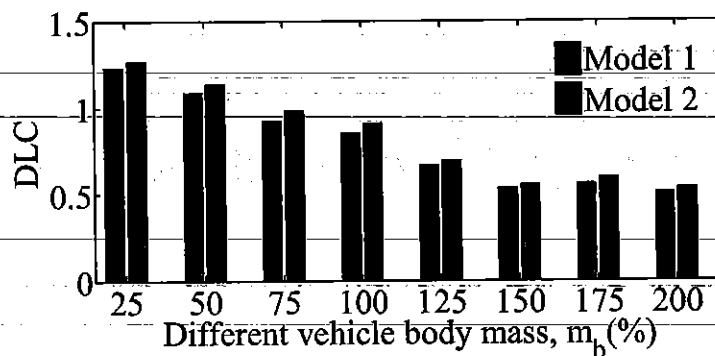


Fig. 8. DLC values of both two models under the different vehicle body mass

Model 1 with the change of vehicle speed from 20 km/h to 70 km/h; and (3) The DLC values with Model 2 respectively reduce 3.11%, 4.86%, 6.78%, 6.97%, 4.23%, 4.18%, 5.75% and 4.8% in comparison with Model 1 with the change of m_b value from 25% m_b to 200% m_b .

Acknowledgment. The work described in this paper was supported by Thai Nguyen University of Technology.

References

1. Han, S., Chao, Z., et al: Research on the effects of hydropneumatic parameters on tracked vehicle ride safety based on cosimulation. In: Shock and Vibration, pp. 1–10 (2017)
2. Yue, W., Li, S., et al: Investigation of semi-active hydropneumatic suspension for a heavy vehicle based on electro-hydraulic proportional valve. World J. Eng. Technol. 696–706 (2017)
3. Zhang, J., Chen, S., et al: Research on modeling of hydropneumatic suspension based on fractional order. Math. Probl. Eng. (2015)
4. Sim, K., et al: Effectiveness evaluation of hydro-pneumatic and semi-active cab suspension for the improvement of ride comfort of agricultural tractors. J. Terramech. 69, 23–32 (2017)
5. Yin, Y., et al.: Multi-performance analyses and design optimisation of hydro-pneumatic suspension system for an articulated frame-steered vehicle. Int. J. Vehicle Mech. Mob. 57, 108–133 (2019)
6. Long, L.X., et al: Performance analysis of the hydro-pneumatic suspension system of heavy truck. Int. J. Mech. Eng. Technol. (IJMET) 9, 1128–1139 (2019)