

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 PHÂN TÍCH HIỆU QUẢ HỆ THỐNG ĐỆM CÁCH DẠO ĐỘNG CABIN MÁY XÚC LẬT THEO HƯỚNG NÂNG CAO ÊM DỊU

Mã số: T2022-B26

Xác nhận của tổ chức chủ trì

KT. HIỆU TRƯỞNG
PHÓ HIỆU TRƯỞNG



PGS.TS. Vũ Ngọc Pi

Chủ nhiệm đề tài

Cảnh Chí Huân

Thái Nguyên, 5/2023

DANH SÁCH NHỮNG THÀNH VIÊN THAM GIA NGHIÊN CỨU ĐỀ TÀI

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

MỤC LỤC

PHẦN MỞ ĐẦU.....	1
CHƯƠNG 1.....	3
TỔNG QUAN VỀ ĐỀ TÀI NGHIÊN CỨU.....	3
1.1. Tình hình phát triển máy xây dựng tại thị trường Việt Nam.....	3
1.2. Phân tích dao động của máy xây dựng.....	4
1.3. Đệm cách dao động cabin máy xây dựng.....	5
1.3.1. Đệm cách dao động cao su.....	6
1.3.2. Đệm cách dao động cao su và thủy lực.....	7
1.3.3. Đệm cánh dao động bán chủ động.....	8
1.3.4. Đệm cánh dao động chủ động.....	9
1.4. Phân tích hệ thống đệm cách dao động cabin trên một số máy xây dựng.....	10
1.5. Tình hình nghiên cứu trong nước và nước ngoài.....	12
1.5.1. Đối với nhà nghiên cứu Việt Nam.....	12
1.5.2. Đối với nhà nghiên cứu trên thế giới.....	14
1.6. Các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu.....	15
1.6.1. Tần số và gia tốc dao động.....	16
1.6.2. Chỉ tiêu về độ êm dịu được Hiệp hội kỹ sư Đức VDI.....	16
1.6.3. Đánh giá độ êm dịu theo tiêu chuẩn ISO.....	20
1.7. Kết luận chương 1.....	21
CHƯƠNG 2.....	23
XÂY DỰNG MÔ HÌNH DAO ĐỘNG MÁY XÚC LẬT.....	23
2.1. Xây dựng mô hình máy xây dựng.....	23
2.1.1. Các giả thiết tương đương.....	23
2.1.2. Mô hình dao động máy xúc lật.....	23
2.1.3. Thiết lập hệ phương trình vi phân mô tả dao động.....	25
2.2. Phân tích hiệu quả của đệm cách dao động cabin bán chủ động.....	29
2.2.1. Mô hình động lực học của đệm cách dao động cabin thủy lực.....	29
b) Thiết lập phương trình động lực học.....	30

2.3. Kết luận chương 2	34
CHƯƠNG 3 :	35
MÔ PHỎNG VÀ PHÂN TÍCH	35
3.1. Phương pháp giải.....	35
3.1.1. Giới thiệu phần mềm Matlab/Simulink	35
3.1.2. Các khối chức năng chính trong thư viện Simulink	36
3.2. Sơ đồ thuật toán và sơ đồ tổng thể	38
3.2.1. Sơ đồ thuật toán.....	38
3.2. Sơ đồ tổng thể	40
3.3. Kết quả mô phỏng	41
3.4. Phân tích hiệu quả của đệm cao su thủy lực	43
3.4.1. Ảnh hưởng của mặt đường.....	43
3.4.2. Ảnh hưởng của vận tốc	43
3.5. Kết luận chương 3	44
KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ.....	45
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	46
PHỤ LỤC BÀI BÁO KHOA HỌC	49

DANH MỤC HÌNH ẢNH

Hình 1.1. Cabin và người điều khiển xe công trình.....	4
Hình 1.2. Các vị trí tiếp xúc dao động và cảm biến đo dao động của người điều khiển.....	5
Hình 1.3. Lịch sử phát triển hệ thống đệm cách dao động.....	6
Hình 1.4. Kết cấu đệm cao su cabin máy công trình.....	7
Hình 1.5. Đệm cách dao động cao su thủy lực cabin.....	7
Hình 1.6. Đệm cách dao động cao su, lò xo và thủy lực cabin.....	8
Hình 1.7. Đệm cách dao động bán chủ động MR của cabin.....	9
Hình 1.8. Đệm cách dao động điện từ chủ động.....	10
Hình 1.9. Bố trí đệm cách dao động máy múc và ủi.....	11
Hình 1.10. Bố trí hệ thống đệm cách dao động cabin xe lu rung bánh đơn và mô hình dao động không gian.....	11
Hình 1.11. Hệ thống đệm cách dao động máy xúc lật.....	11
Hình 1.12. Hệ thống đệm cách dao động cabin xe lu rung bánh kép.....	12
Hình 1.13. Các đường cong cảm giác như nhau ở dao động điều hòa.....	17
Hình 1.14. Sơ đồ xác định thực nghiệm hệ số độ êm dịu K.....	18
Hình 2.3. Cấu tạo máy xúc bánh lốp 2 trục.....	24
Hình 2.4. Mô hình động lực học $\frac{1}{2}$ của máy xúc lật.....	24
Hình 2.5. Sơ đồ lực tác dụng lên ghế ngồi.....	26
Hình 2.6. Sơ đồ lực tác dụng lên cabin.....	27
Hình 2.7. Sơ đồ lực tác dụng lên thân xe.....	27
Hình 2.8. Mô hình cấu tạo đệm cao su thủy lực.....	29
Hình 2.9. Mô hình động lực học phi tuyến cao su thủy lực.....	30
Hình 3.1: Sơ đồ thuật toán của chương trình.....	39
Hình 3.2 Sơ đồ mô phỏng tổng thể Matlab/Simulink.....	40
Hình 3.3 Gia tốc theo phương thẳng đứng của thân xe theo miền thời gian..	42
Hình 3.4 Gia tốc theo phương thẳng đứng của thân xe theo miền tần số.....	42
Hình 3.5 So sánh gia tốc theo phương thẳng đứng của thân xe trong các cấp độ mặt đường khác nhau.....	43
Hình 3.6 So sánh gia tốc theo phương thẳng đứng của thân xe các vận tốc khác nhau.....	44

BẢNG BIỂU

Bảng 1.1 Bảng đánh giá chủ quan độ êm dịu ô tô theo ISO 2631-1.....	20
Bảng 3.1 Các khối chức năng trong simulink.....	37
Bảng 3.2. Thông số của đệm cách dao động.....	41

DANH MỤC CHỮ VIẾT TẮT

<i>Ký hiệu</i>	<i>Đơn vị</i>	<i>Giải nghĩa</i>
m_s	kg	Khối lượng ghế
m_c	kg	Khối lượng của cabin
m_b	kg	Khối lượng thân xe
z	m	Các chuyển vị theo phương đứng
k_s	N/m	Độ cứng hệ thống treo ghế ngồi người điều khiển
k_r, c_r	N/m	Độ cứng và hệ số cản đệm cách dao động của cabin
$k_{d1,2}$	N/m	Độ cứng của hệ thống cách dao động bánh trước và sau
c_s	N.s/m	Hệ số cản hệ thống treo ghế ngồi người điều khiển
f	N	Lực cản cản điều khiển của đệm cách dao động
$c_{d1,2}$	N.s/m	Hệ số cản của hệ thống cách dao động
\vec{F}_{qt}	N	Véc tơ lực quán tính tác dụng lên vật
\vec{F}	N	Véc tơ lực ngoại lực
F_t	N	Tải trọng tĩnh tác dụng lên bánh xe
Ω	Hz	Tần số sóng mặt đường
S	m	Chiều dài sóng mặt đường
v	m/s	Vận tốc xe
n	Chu kỳ/m	Tần số sóng mặt đường
n_0	Chu kỳ/m	Tần số mẫu
$S_q(n)$	m^3 /chu kỳ	Mật độ phổ chiều cao mấp mô mặt đường
ω	Rad	Hệ số tần số được miêu tả tần số mật độ phổ của mặt đường

THÔNG TIN KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

1. Thông tin chung:

- Tên đề tài: Nghiên cứu phân tích hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động cabin máy xúc lật theo hướng nâng cao êm dịu
- Mã số: T2022-B26
- Chủ nhiệm đề tài: ThS. Cảnh Chí Huân
- Cơ quan chủ trì: Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp
- Thời gian thực hiện: 2022-2023

2. Mục tiêu:

- Xây dựng mô hình dao động toàn xe;
- Thiết lập phương trình vi phân mô tả dao động của xe;
- Phân tích hiệu quả.

3. Kết quả nghiên cứu:

- Phân tích được tổng quan đề tài nghiên cứu;
- Xây dựng được mô hình dao động toàn xe;
- Phân tích và đánh giá được hiệu quả êm dịu của hệ thống đệm cách dao động cabin máy xúc lật.

4. Sản phẩm:

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

5. Hiệu quả: Đào đào tạo

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

Ngày 25 tháng 05 năm 2023

Chủ nhiệm đề tài



ThS. Cảnh Chí Huân

INFORMATION ON RESEARCH RESULTS

1. General information:

Project title: Study on analyzing the effectiveness of cab isolation system for the wheel loader in the direction of ride comfort.

Code number: T2022-B22

Coordinator: Canh Chi Huan

Implementing institution: Thai Nguyen University of Technology

Duration: from 2022 to 2023

2. Objective(s):

- Establishing full-vehicle vibration model.
- Setting up the differential equations describing the vehicle's vibration.
- Analyzing the effectiveness.

3. Research results:

- Analyzing the overview of study project;
- Establishing full-vehicle vibration model;
- Analyzing the ride comfort effectiveness of cab isolation system for the wheel loader.

4. Products: 01 paper/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

PHẦN MỞ ĐẦU

Hiện nay thị trường máy xây dựng đã và đang phát triển rất mạnh mẽ, do các hạng mục xây dựng đô thị cũng như xây dựng giao thông ngày một phát triển nhanh chóng để hoàn thiện cơ sở hạ tầng của mỗi quốc gia trên thế giới. Các hãng sản xuất máy xây dựng luôn hoàn thiện và tối ưu thiết kế sản phẩm của mình theo hướng nâng cao hiệu quả của cơ cấu chấp hành cũng như nâng cao độ êm dịu hoạt động của máy. Máy xây dựng thường xuyên làm việc trong môi trường khắc nghiệt, nguồn dao động của máy truyền lên cabin người điều khiển từ mặt nền biến dạng, cơ cấu chấp hành và nguồn động lực. Nâng cao hiệu quả hệ thống đệm cách dao động cabin người điều khiển máy xây dựng, các nhà nghiên cứu và sản xuất không ngừng nghiên cứu hoàn thiện và tối ưu thiết kế các sản phẩm hệ thống đệm cách dao động như hệ thống đệm cao su, hệ thống đệm thủy lực, hệ thống đệm điện từ bị động, bán chủ động và chủ động. Mặt khác, ngày nay thị trường máy xây dựng không những chỉ cạnh tranh khốc liệt hiệu quả làm việc của máy, mà còn cạnh tranh khốc liệt về tính tiện nghi của máy trong đó độ êm dịu hoạt động của máy có vai trò quan trọng nâng cao tính tiện nghi cho máy và hiệu quả làm việc cũng như giảm các tác động xấu đến người điều khiển. Về mặt kết cấu máy xây dựng hầu hết không được trang bị hệ thống treo nhằm liên kết khung xe và cầu xe, chính vì vậy các nguồn dao động truyền cabin người điều khiển chủ yếu thông qua hệ thống đệm cách cabin. Nghiên cứu đặc tính hệ thống đệm cách dao động cabin phù hợp điều kiện khai thác của máy xây dựng có tính cấp thiết để nâng cao độ êm dịu cabin người điều khiển, giảm tác động xấu đến sức khỏe người điều khiển cũng như nâng cao hiệu quả lao động của người điều khiển.

Chính vì lý do trên tôi đã chọn đề tài **“Nghiên cứu phân tích hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động cabin máy xúc lật theo hướng nâng cao êm dịu”**

Mục đích của đề tài:

- Xây dựng mô hình dao động toàn xe.

- Thiết lập phương trình vi phân mô tả dao động toàn xe.
- Phân tích hiệu quả.

**Ý nghĩa khoa học và thực tiễn*

Kết quả nghiên cứu đánh giá hiệu quả hệ thống đệm cách cabin theo hướng giảm các tác động xấu cũng như nâng cao hiệu quả làm việc cho người điều khiển máy xúc lật. Ngoài ra kết quả đề tài sẽ góp phần bổ sung cho cơ sở lý thuyết hoàn thiện thiết kế đệm cách dao động cho máy xây dựng.

**Đối tượng nghiên cứu*

Máy xúc lật và đệm cách dao động cabin máy xúc lật.

** Phương pháp nghiên cứu.*

Nghiên cứu lý thuyết: mô phỏng và phân tích hiệu quả của đệm cách..

** Phạm vi nghiên cứu*

Trong phạm vi của đề tài, một mô hình dao động của toàn xe, phân tích hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động theo hướng nâng cao độ êm dịu hoạt động của máy.

** Nội dung nghiên cứu.*

- Tổng quan về đề tài nghiên cứu;
- Xây dựng mô hình toàn xe
- Phân tích và đánh giá hiệu quả;
- Kết luận và kiến nghị.

CHƯƠNG 1

TỔNG QUAN VỀ ĐỀ TÀI NGHIÊN CỨU

1.1. Tình hình phát triển máy xây dựng tại thị trường Việt Nam

Trong những năm gần đây, tình hình phát triển kinh tế xã hội của Việt Nam thời gian qua tương đối ổn định và có nhiều dấu hiệu khởi sắc (tăng trưởng GDP của Việt Nam năm 2019 tăng 7,02%, vượt mục tiêu đề ra 6,6% đến 6,8%). Cơ sở hạ tầng, đặc biệt là hạ tầng giao thông và hạ tầng đô thị đã được quan tâm đầu tư, tới nay đã một phần đáp ứng nhu cầu phát triển hiện tại về kinh tế – xã hội. Tuy nhiên, hai năm 2020 và 2021 thị trường cũng bị ảnh hưởng nhất định do tác động của đại dịch Covid-19. Năm 2020 là một năm đầy biến động đối với nền kinh tế Việt Nam, đặc biệt là ngành xây dựng và ảnh hưởng tới giá máy xây dựng. Theo khảo sát của trang đánh giá uy tín - Vietnam Report cho thấy phần lớn doanh nghiệp cho rằng năm 2020 kinh doanh sẽ khó khăn hơn (73,9%), chỉ có 13,0% doanh nghiệp lạc quan kỳ vọng ngành XD-VLXD sẽ tăng trưởng hơn so với năm trước, 4,3% cho rằng ngành XD-VLXD sẽ tiếp tục duy trì tăng trưởng ổn định như năm 2019. Đáng chú ý, khoảng 8,7% số doanh nghiệp được hỏi cho rằng thị trường sẽ “trầm lắng” trong 6 tháng đầu năm và sẽ trở lại sôi động trong 6 tháng cuối năm sau khi dịch COVID-19 kết thúc, và các gói kích cầu của Chính phủ bắt đầu có hiệu quả. Kết quả khảo sát của Tổng cục Thống kê thực hiện trong quý I/2020 chỉ ra rằng có đến 47,5% số doanh nghiệp kinh doanh khó khăn hơn, 33,7% số doanh nghiệp giữ được ổn định và 18,8% số doanh nghiệp kinh doanh tốt hơn.

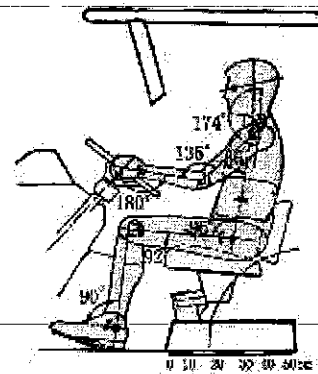
Tuy nhiên, đại dịch qua đi, ngành xây dựng sẽ khởi động chở lại. Vì vậy, việc cơ giới hóa và tự động hóa trong lĩnh vực xây dựng là một khâu không thể thiếu được trong quá trình phát triển quốc gia. Nó quyết định việc tăng năng xuất lao động, hạ giá thành sản phẩm, giảm nhẹ sức lao động chân tay và trí óc cho người lao động. Đồng thời góp phần rất quan trọng vào việc rút ngắn thời gian thi công, nhanh chóng đưa công trình vào khai thác sử dụng, nâng cao hiệu quả kinh tế, chất lượng và tính thẩm mỹ đẩy mạnh tốc độ tăng trưởng của nền

kinh tế quốc dân. Để thực hiện các công trình xây dựng, không thể thiếu được các máy xây dựng. Trên thế giới đã chế tạo được những thiết bị chuyên dùng trong xây dựng các công trình như: xây dựng nhà cao tầng, nhà công nghiệp, dân dụng, xây dựng cầu đường, xây dựng các nhà máy thủy điện... Các thiết bị xây dựng ngày càng được hiện đại hóa.

Hiện nay, máy xây dựng ngoài các yêu cầu về hiệu suất công việc, tiết kiệm nhiên liệu, bảo vệ môi trường... thì vấn đề đảm bảo tiện nghi hoạt động của con người cho người lao động, đảm bảo sức khỏe cho người vận hành máy xây dựng giảm thiểu các bệnh nghề nghiệp đã và đang được các nhà nghiên cứu khoa học tập trung nghiên cứu, phát triển.

1.2. Phân tích dao động của máy xây dựng

Máy xây dựng luôn làm việc trong môi trường khắc nghiệt, thiết bị di chuyển của máy luôn tiếp xúc mặt đường off-road và biến dạng. Mặt khác, giữa cầu xe và khung xe thường không liên kết đàn hồi thông qua hệ thống treo. Do đó, các nguồn dao động truyền lên người điều khiển máy chủ yếu thông qua cabin và ghế ngồi. Hình 1.1 thể hiện Cabin và người điều khiển xe công trình.



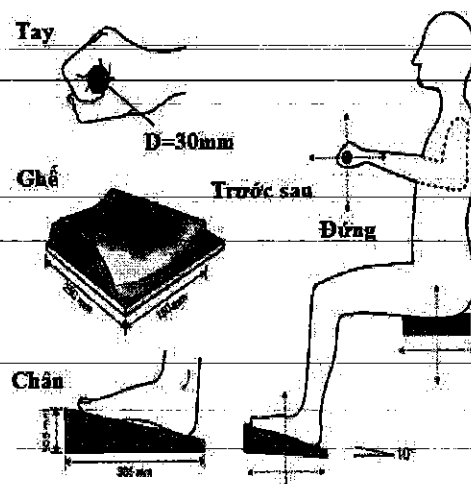
Hình 1.1. Cabin và người điều khiển xe công trình

Nguồn sinh ra dao động của máy xây dựng truyền lên cabin người điều khiển chủ yếu từ mặt đường, động cơ và cơ cấu cấp hành của máy.

Người điều khiển tiếp xúc nguồn dao động thông qua ghế ngồi, tay và chân vận hành máy. Hình 1.2 thể hiện các vị trí tiếp xúc dao động của người điều khiển trên máy xây dựng.

Từ kết quả nghiên cứu đã chỉ ra rằng con người mẫn cảm với dải tần số 2-8 Hz đối với phương đứng và 1-2 Hz đối với phương ngang.

Để nâng cao độ êm dịu cabin và giảm các tác động xấu gây ra đối với người điều khiển máy xây dựng, các giải pháp kết cấu của đệm cách dao động cabin máy xây dựng sẽ tiếp tục trình bày phần dưới đây.



Hình 1.2. Các vị trí tiếp xúc dao động và cảm biến đo dao động của người điều khiển

1.3. Đệm cách dao động cabin máy xây dựng

Đệm cách dao động có vai trò cách ly nguồn dao động, lịch sử phát triển đệm cách dao động được áp dụng hệ thống đệm cách dao động động cơ đốt trong (Mounting Sytem) được thể hiện trên hình 1.3. Đệm cách dao động cabin của máy xây dựng cũng có lịch sử hoàn thiện kết cấu tương tự như hệ thống

đệm cách dao động động cơ đốt trong. Đặc tính kết cấu đệm cách dao động cabin của máy xây dựng tiếp tục được phân tích dưới đây.

1.3.1. Đệm cách dao động cao su

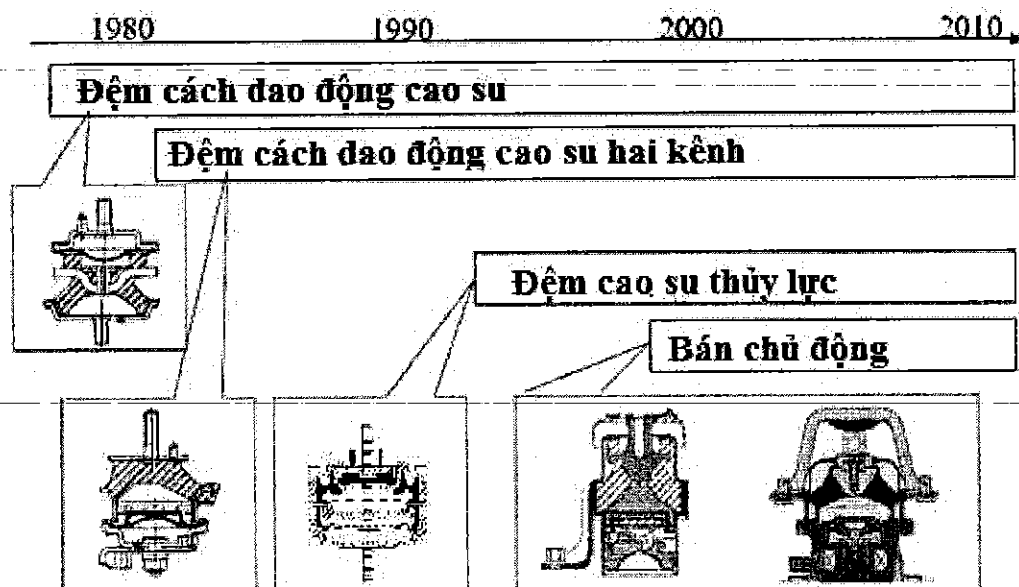
Đệm cách dao động cao su được áp dụng rất sớm, với các đặc tính vượt trội giảm dao động ở tần số kích thích cao và giảm ồn. Đặc điểm kết cấu gồm các đế đệm bằng thép hợp kim và cao su. Kết cấu đệm cao su cabin máy công trình được thể hiện hình 1.4.

*** Ưu điểm:**

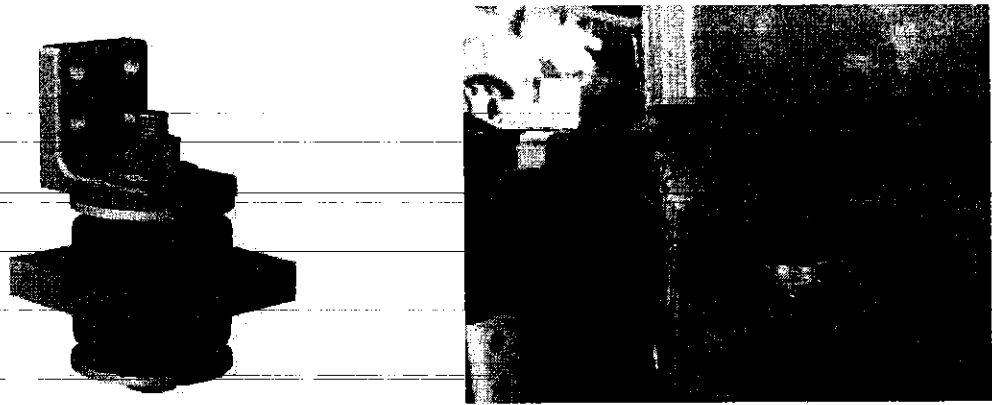
- + Kết cấu đơn giản và dễ chế tạo;
- + Giảm hiệu quả được tiếng ồn và dao động khi tần số kích thích cao;

*** Nhược điểm:** Hệ số cản của đệm nhỏ vì hệ số nội ma sát của cao su nhỏ.

Chính vì vậy, nó khó giảm được dao động kích thích tần số thấp. Chính vì nhược điểm này các nhà nghiên cứu đã đề xuất đệm cách dao động cabin kết hợp cao su và thủy lực sẽ tiếp tục được trình bày dưới đây.



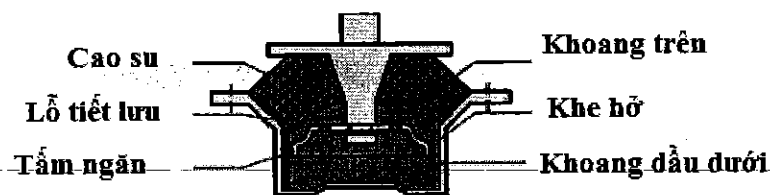
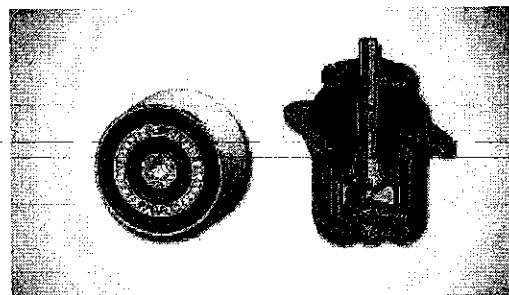
Hình 1.3. Lịch sử phát triển hệ thống đệm cách dao động



Hình 1.4. Kết cấu đệm cao su cabin máy công trình

1.3.2. Đệm cách dao động cao su và thủy lực

Để tăng hiệu quả đệm cách dao động cabin khi tần số kích thích dao động ở dải tần số thấp, các nhà nghiên cứu và thiết kế đã kết hợp đệm cách dao động cao su với thủy lực. Kết cấu đệm cách dao động cao su kết hợp thủy lực được thể hiện hình 1.5. Đệm cách dao động cao su, lò xo và thủy lực cabin được thể hiện trên hình 1.6.



Hình 1.5. Đệm cách dao động cao su thủy lực cabin

* **Ưu điểm:** Giảm hiệu quả được dao động khi tần số kích thích thấp do nâng cao giá trị hệ số cản của đệm.

* **Nhược điểm:**

+ Kết cấu phức tạp;

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

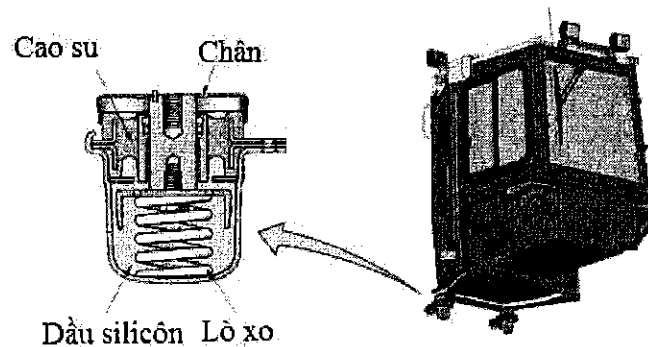
1.3.3. Đệm cách dao động bán chủ động

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

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

* **Nhược điểm:**

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



Hình 1.6. Đệm cách dao động cao su, lò xo và thủy lực cabin

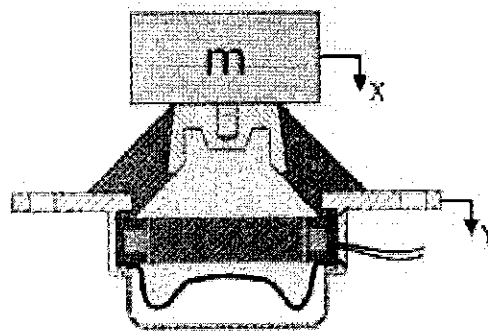
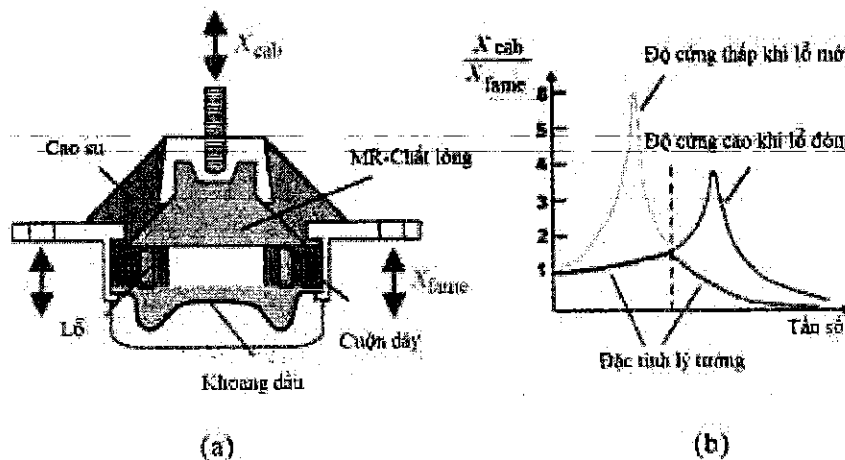
1.3.4. Đệm cách dao động chủ động

Xu hướng phát triển và hoàn thiện đệm cách dao động chủ động cabin. Để điều khiển thông minh cả hai thông số độ cứng và hệ số cản của đệm cách dao động của cabin với các điều kiện làm việc của xe, kết cấu đệm cách dao động điện từ ra đời, một đệm cách dao động cao điện từ chủ động được thể hiện trên hình 1.8.

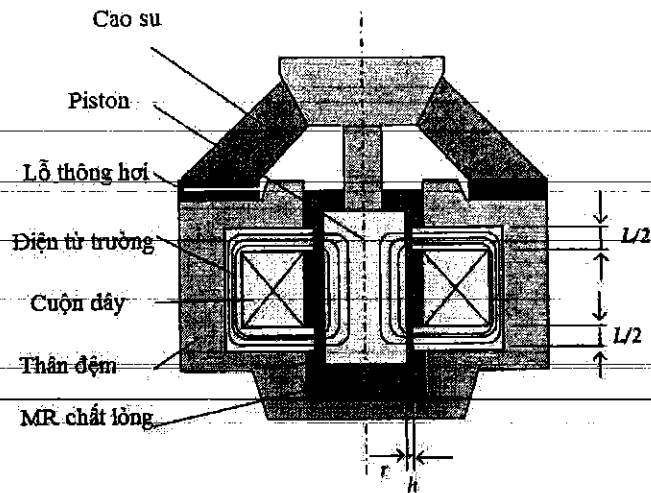
* **Ưu điểm:** Giảm được dao động với mọi điều kiện làm việc khác nhau do điều khiển giá trị cả giá trị độ cứng và hệ số cản của đệm một cách tiện nghi theo chế độ làm việc. Do vậy, đệm cách dao động chủ động điện từ có ưu điểm hơn đệm cách dao động cao thủy lực bán chủ động.

* **Nhược điểm:**

- + Kết cấu phức tạp và giá thành đắt;
- + Giảm dao động cũng như tiếng ồn gây ra tốt hơn đệm cách dao động bán chủ động.



Hình 1.7. Đệm cách dao động bán chủ động MR của cabin

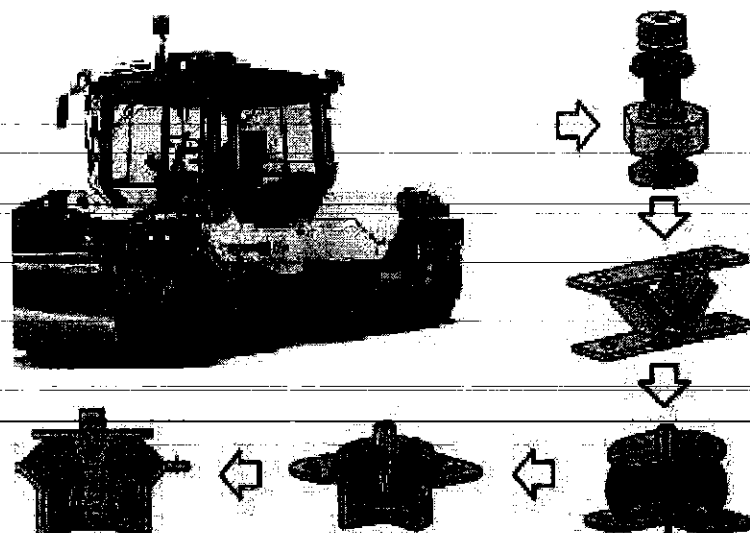


Hình 1.8. Đệm cách dao động điện từ chủ động

1.4. Phân tích hệ thống đệm cách dao động cabin trên một số máy xây dựng

Bố trí các hệ thống đệm cách dao động cho động cơ, cabin,... của máy múc và máy ủi được thể hiện trên Hình 1.9.

Bố trí hệ thống đệm cách dao động cabin xe lu rung bánh đơn và mô hình dao động không gian được thể hiện trên Hình 1.10. Bố trí hệ thống đệm cách dao động cabin máy xúc lật được thể hiện trên Hình 1.11. Bố trí hệ thống đệm cách dao động cabin xe lu rung bánh kép được thể hiện trên Hình 1.12. Hệ thống đệm cách dao động cabin máy xây dựng được phát triển từ hệ thống đệm cao su thuần túy, hệ thống đệm cao su thủy lực, khí nén và hệ thống đệm cách dao động bán chủ động và chủ động như đã phân tích ở phần trên. Hầu hết các loại máy xây dựng không trang bị hệ thống treo nối cầu xe và khung xe, do vậy hệ thống đệm cách dao động cabin của máy có vai trò quan trọng nhằm giảm ảnh hưởng xấu của dao động truyền thân người điều khiển. Hiện nay, để nâng cao độ êm dịu của máy xây dựng, các nhà thiết kế và nghiên cứu tập trung cải tiến hệ thống đệm cách dao động cabin và hệ thống treo của ghế ngồi người điều khiển theo hướng tích cực. Xu hướng phát triển là tăng hệ số cản và điều khiển đặc tính của đệm cách dao động theo hướng bán chủ động và chủ động. Tuy nhiên, giá thành của các hệ thống đệm bán chủ động và chủ động cao so với hệ thống đệm cách dao động bị động, hệ thống đệm cách dao động thủy lực



Hình 1.12. Hệ thống đệm cách dao động cabin xe lu rung bánh kép

1.5. Tình hình nghiên cứu trong nước và nước ngoài

Theo thống kê các báo cáo, tài liệu khoa học công bố nghiên cứu về lĩnh vực nghiên cứu ta có các công trình nghiên cứu trong nước và ngoài nước:

1.5.1. Đối với nhà nghiên cứu Việt Nam

Đối với Việt Nam theo thống kê của các công bộ khoa học, thì độ êm dịu cabin xe ô tô nói chung và cabin máy xây dựng nói riêng đã và đang được nhiều nhà khoa học quan tâm nghiên cứu. Tuy nhiên các nghiên cứu về máy xây dựng đang còn hạn chế, đây vẫn đang là hướng nghiên cứu mở cho các nhà khoa học.

Dưới đây là một số kết quả nghiên cứu của nhà khoa học trong nước những năm gần đây:

Công trình nghiên cứu của Lê Văn Quỳnh và các công sự[17] đề xuất một phương án thiết kế và tối ưu thống đệm cách dao động phụ cho cabin xe lu rung bánh đơn sử dụng mô hình và phương pháp CAE.

Công trình nghiên cứu Lê Văn Quỳnh và Nguyễn Khắc Tuấn[7] đề xuất được một phương pháp thí nghiệm đánh giá độ êm dịu của xe lu rung bánh đơn. Độ êm dịu hoạt động của xe lu rung được đo thông qua tín hiệu gia tốc khi xe hoạt động ở các điều kiện khác nhau. Kết quả đo được phân tích dựa vào tiêu chuẩn ISO 2631-1(1997) và kết quả này cơ sở về mặt thực nghiệm cho việc

thiết kế tối ưu hệ thống đệm cách dao động cabin xe lu rung. Phân tích kết quả đo dao động theo miền tần số và hiệu quả giảm dao động của cabin thông qua hệ số truyền dao động đệm cách dao động cabin[9].

Công trình nghiên cứu Lê Văn Quỳnh và Nguyễn Khắc Tuấn[8] đã đề xuất một mô hình dao động không gian toàn xe của xe lu rung bánh đơn để nghiên cứu ảnh hưởng của hệ thống cách dao động cao su cabin xe lu rung đến độ êm dịu khi xe hoạt động ở các điều kiện khác nhau. Kết quả nghiên cứu đã chỉ ra được ảnh hưởng của hệ thống đệm cách dao động cao su cabin đến độ êm dịu của người điều khiển và đề xuất được bộ thống số tối ưu cho đệm cách cabin xe lu rung bánh đơn.

Công trình nghiên cứu Lê Văn Quỳnh và cộng sự[13] đã xây dựng được một mô hình động lực học phi tuyến của toàn bộ xe dựa vào sự tương tác giữa bánh xe và mặt nền. Kết quả phân tích được ảnh hưởng điều kiện hoạt động và thông số các hệ thống đệm cách dao động của xe lu rung bánh đơn đến độ êm dịu dựa vào tiêu chuẩn ISO 2631: 1997 (E), ảnh hưởng của tiếng ồn và rung động đến sức khỏe con người để đánh giá ảnh hưởng của các điều kiện đường khác nhau, điều kiện hoạt động và tốc độ xe trên người lái xe.

Công trình Bùi Văn Cường[10, 11] trong đề tài NCKH của mình, tác giả tối ưu thông số đệm cách dao động cabin cho xe lu rung bằng phương pháp ràng buộc, tối ưu hàm đa mục tiêu nhằm đảm bảo giảm thiểu tác hại xấu của dao động đến sức chịu đựng của con người.

Công trình nghiên cứu Lê Văn Quỳnh và cộng sự[14] đã xây dựng được mô hình động lực học phi tuyến của toàn bộ xe dựa vào sự tương tác giữa bánh xe và mặt nền. Từ đó, các thông số thiết kế của hệ thống đệm cách dao động cabin xe lu rung bánh đơn được tiến hành tối ưu theo các giải thuật di truyền đa mục tiêu (Multi-Objective Genetic Algorithm).

Công trình nghiên cứu Lê Văn Quỳnh [16] đã xây dựng được một phương pháp đo dao động cabin và kết quả đo được đã làm căn cứ kiểm chứng tính đúng đắn của mô hình toán cabin xe lu rung bánh đơn.

Công trình nghiên cứu Nguyễn Văn Liêm và các cộng sự[18] đề xuất ba loại đệm cách dao động cao su, khí nén và cao su thủy lực để phân tích hiệu quả ba loại đệm này đến độ êm dịu của cabin sử dụng mô hình động lực học phi tuyến toàn xe lu rung bánh đơn.

Công trình nghiên cứu Nguyễn Văn Liêm và các cộng sự[19] đề xuất phương pháp điều khiển bán chủ động đệm cách dao động cao su thủy lực để nâng cao độ êm dịu của cabin sử dụng mô hình động lực học phi tuyến toàn xe lu rung bánh đơn.

Công trình nghiên cứu của tác giả Trần Văn Tấn[12] trong đề tài NCKH tác giả đã xây dựng mô hình dao động của xe để khảo sát các thông số của đệm cách dao động bán tích cực cabin xe lu rung bánh đơn. Xây dựng điều khiển tích cực thông số hệ số cản cho hệ thống đệm cách dao động cabin xe lu rung theo quan điểm nâng cao độ êm dịu cho người điều khiển khi xe hoạt động.

Theo thống kê ở trên các công trình nghiên cứu trong nước vẫn còn khiêm tốn về lĩnh vực nghiên cứu giảm các tác động xấu của dao động máy công trình. Kết quả nghiên cứu chủ yếu được công bố của nhóm đề tài. Chính vì vậy, xây dựng mô hình, mô phỏng và phân tích hiệu quả của động đệm cách dao động cabin máy xây dựng theo hướng nâng cao êm dịu và hoàn thiện thiết kế hệ thống đệm cách dao động cabin cho máy xây dựng là một đề tài mở cho các nhà nghiên cứu.

1.5.2. Đối với nhà nghiên cứu trên thế giới

Hiện nay, các nhà nghiên cứu và thiết kế máy xây dựng hoàn thiện và nâng cao hiệu quả làm việc các cơ cấu chấp hành và nâng cao tính tiện nghi của cabin của người điều khiển. Trong đề tài này, nhóm nghiên cứu chủ yếu tập trung vào phân tích dao động và điều khiển hệ thống đệm cách dao động.

Đối với nghiên cứu hiệu quả các hệ thống đệm cách đến độ êm dịu hoạt động của cabin cũng như người điều khiển, Công trình nghiên cứu của Sun Xiaojuan và Zhang Jian run[15] đã đề xuất một hệ thống treo cao su thủy lực cho cabin máy xây dựng và đánh giá hiệu quả của hệ thống đệm cao su thủy

lực so với hệ thống đệm cao su sử dụng mô hình động lực học cabin của máy xây dựng 6 bậc tự do. Công trình như công trình nghiên cứu *Ario Kordestani và các cộng sự* [20] đưa ra mô hình không gian của xe lu rung bánh đơn với 12 bậc tự, mô hình bao gồm hệ thống treo ghế ngồi người điều khiển, hệ thống đệm cách dao động cabin, hệ thống đệm cách dao động bánh lu và lớp xe. Một thí nghiệm đo dao động toàn xe được tiến hành trên nền đàn hồi dẻo. Kết quả thí nghiệm được sử dụng để kiểm chứng tính đúng đắn của mô hình động lực học xe lu rung bánh đơn. Từ đó tác giả tiến hành phân tích ảnh hưởng của thông số hệ thống treo và đệm cách dao động đến độ êm dịu hoạt động của xe thông qua tiêu chuẩn ISO 2631-1 (1997) về ảnh hưởng của dao động đến sức khỏe con người.

Nâng cao độ êm dịu cho hệ thống cách dao động cabin của máy xây dựng, các hệ thống cách dao động bán chủ động và chủ động đã ra đời rất là sớm. Hệ thống đệm cách dao động bán chủ động được giới thiệu ở thập kỷ 1970 (Crosby and Karnopp, năm 1973 [21]; Karnopp và các cộng sự, năm 1974 [22]), như một thay thế sự tốn kém và rất phức tạp của hệ thống chủ động. Ngay sau đó, một nghiên cứu so sánh với hệ thống đệm cách dao động bị động được tiến hành bởi Margolis (1982) [23] và bởi Ahmadian và Marjoram(1989) [24]. Các kết quả nghiên cứu cho thấy hệ thống bán chủ động đã cải thiện đáng kể hiệu suất so với hệ thống bị động.

1.6. Các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu

Các phương tiện giao thông nói chung và máy xây dựng nói riêng khi hoạt động sẽ sinh ra các dao động truyền lên cabin người điều khiển, hành khách cũng như hàng hóa. Những dao động này dưới dạng sóng cơ học được truyền trực tiếp lên con người làm cho cả cơ thể hoặc từng bộ phận của cơ thể dao động theo. Hiện nay có nhiều chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động phương tiện. Theo các tài liệu các công trình nghiên cứu của nước ngoài cùng với sự kết hợp kết quả nghiên cứu của Viện khoa học kỹ thuật bảo hộ lao động Việt nam, dưới đây làm một số chỉ tiêu đánh giá.

1.6.1. Tần số và gia tốc dao động

+ Tần số dao động:

Tần số dao động xe con nằm trong khoảng

$n = 60 - 90$ lần/phút đối với xe con;

$n = 100 - 120$ lần/phút đối với xe vận tải;

+ Gia tốc dao động

Giá trị này được lấy theo tần số trung bình trung bình của gia tốc theo các phương X, Y, Z là $\bar{Z}_c \leq 2.5; \bar{Y}_c \leq 0.7, \bar{X}_c \leq 1.0$

Các số liệu trên có thể xem là gần đúng để đánh giá độ êm dịu chuyển động của ô tô bởi vì nó dựa trên cơ sở số liệu thống kê.

1.6.2. Chỉ tiêu về độ êm dịu được Hiệp hội kỹ sư Đức VDI

a, Chỉ tiêu về độ êm dịu cho con người:

Chỉ tiêu đưa ra bằng tiêu chuẩn công nghiệp Đức VDI- 2057. Độ êm dịu chuyển động là cảm giác của người, đặc trưng bởi nhiều thông số vật lý. Do đó, người ta đưa ra khái niệm “cường độ dao động KB” để chỉ mức độ ảnh hưởng của dao động với người.

Cường độ dao động KB phụ thuộc:

- Gia tốc $\ddot{z}, \ddot{y}, \ddot{x}$
- Tần số kích động
- Thời gian tác động

Có 3 ngưỡng được dùng để đánh giá:

-KB= 20 giới hạn êm dịu

-KB= 50 giới hạn điều khiển

-KB= 125 giới hạn gây bệnh lý

* Cảm giác theo gia tốc và vận tốc dao động

Chỉ tiêu này được đưa ra đánh giá trên cơ sở cho rằng cảm giác con người khi chịu dao động phụ thuộc vào hệ số đệm êm dịu chuyển động K. Hệ số K phụ thuộc vào tần số dao động, gia tốc hoặc vận tốc dao động, phương dao

động (theo phương thẳng đứng và phương ngang) và thời gian tác động của chúng lên cơ thể con người.

Hệ số K được xác định theo trị số biên độ gia tốc \ddot{Z} hoặc bình phương trung bình $\overline{\ddot{Z}_c}$ theo công thức sau:

$$K = \frac{12.5}{\sqrt{1+0.01.\omega^2}} \cdot 2.\ddot{Z} = \frac{18}{\sqrt{1+0.01.\omega^2}} \cdot \ddot{Z}_c = k_y \cdot \ddot{Z}_c \quad (1-1)$$

+Trong đó:

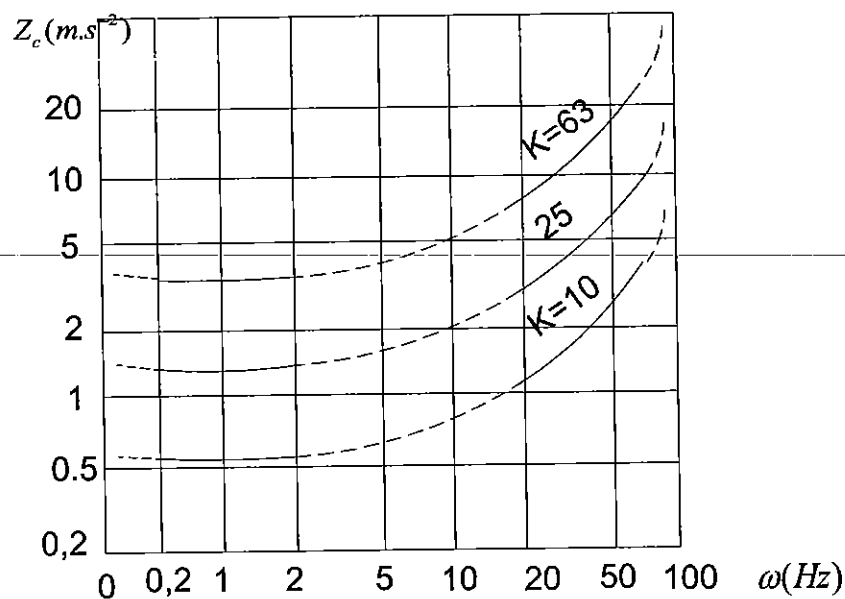
ω : tần số dao động (Hz)

\ddot{Z}_c : gia tốc dao động ($m.s^{-2}$)

$\overline{\ddot{Z}_c}$: bình phương trung bình của gia tốc ($m.s^{-2}$)

k_y : hệ số hấp thụ

Nếu K= constan thì cảm giác khi dao động sẽ không thay đổi. Nếu con người chịu dao động ở tư thế nằm thì hệ số k_y giảm đi một nửa. Hệ số K càng nhỏ thì càng dễ chịu đựng dao động và độ êm dịu của ô tô càng cao. Giá trị K=0.1 tương ứng với ngưỡng kích thích. Khi ngồi lâu dài trên xe K = 10-25, khi ngồi trong thời gian ngắn K=25-63.



Hình 1.13. Các đường cong cảm giác như nhau ở dao động điều hòa

Những công thức và số liệu đưa ra ở trên là ứng với tác động lên con người là hàm điều hoà. Khi kích thích dao động ở trên là hàm ngẫu nhiên thì giá trị hệ số K được xác định theo công thức sau:

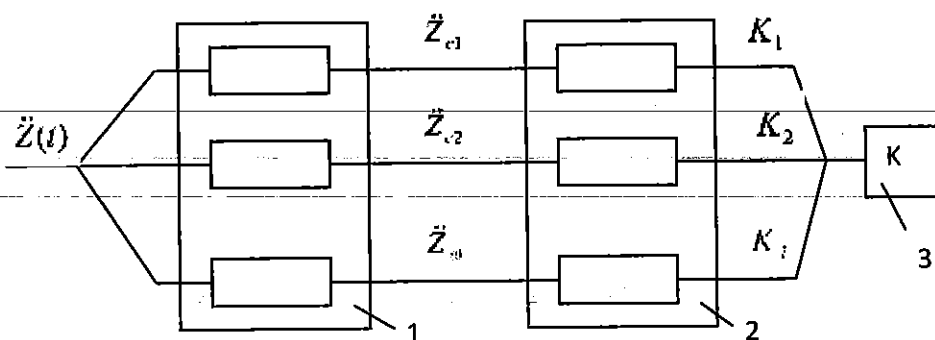
$$K = \sqrt{\sum_{i=1}^n K_i} \quad (1-2)$$

Trong đó:

K_i - hệ số độ êm dịu của thành phần thứ i .

n - số thành phần của hàm ngẫu nhiên

Giá trị của K có thể xác định bằng tính toán hoặc xác định bằng thực nghiệm.



Hình 1.14. Sơ đồ xác định thực nghiệm hệ số độ êm dịu K

- Đánh giá cảm giác theo công suất dao động.

Chỉ tiêu này dựa trên giả thiết rằng: cảm giác của con người khi dao động phụ thuộc vào trị số của công suất dao động truyền cho con người.

Công suất trung bình truyền đến con người sẽ là:

$$N_c = \lim \frac{1}{T} \int P(t).v(t).dt \quad (1-3)$$

Trong đó: $p(t)$ - Lực tác động lên con người khi dao động; v - Vận tốc dao động.

Số liệu thực nghiệm theo giá trị cho phép $[N_c]$.

+ $[N_c] = 0,2 \div 0,3$ (W) – tương ứng với cảm giác thoải mái.

+ $[N_c] = 6 \div 10$ (W) – là giới hạn cho phép đối với ô tô có tính năng thông qua cao.

Ưu điểm cơ bản của chỉ tiêu này là nó cho phép kể đến tác dụng đồng thời của dao động với các tần số khác nhau và theo các hướng khác nhau.

Năng lượng tổng cộng truyền đến con người có thể xác định như sau:

$$N_c = \sum_{i=1}^n (K_{z_i} \cdot \ddot{Z}_{ci}^2 + K_{z_{ci}} \cdot \ddot{Z}_{cci}^2 + K_{x_i} \cdot \ddot{X}_{ci}^2 + K_{y_i} \cdot \ddot{Y}_{ci}^2) \quad (1-4)$$

Trong đó:

$K_{(x,y,z)}$: hệ số hấp thụ;

\ddot{Z}_c : gia tốc dao động thẳng đứng truyền qua chân.

\ddot{Z}_{cc} : gia tốc dao động thẳng đứng truyền qua ghế ngồi.

\ddot{X}_c : gia tốc hướng dọc.

\ddot{Y}_c : gia tốc theo hướng ngang.

Các số liệu nhận được phản ánh tính phức tạp của sự cảm nhận dao động của con người. Chúng ta có thể đưa ra kết luận chung: những tác động phụ truyền qua chân không lớn như những tác động truyền qua ghế ngồi. Bởi vì trong tư thế đứng tác động của dao động bị yếu đi bởi các khớp xương của chân.

Trong điều kiện Việt Nam hiện nay khó có thể tính toán đo đạc được toàn bộ giá trị của gia tốc theo ba phương X, Y, Z. Vì vậy chỉ tiêu công suất trên nêu ra chỉ mang tính tham khảo

$$N_c = \sum_{i=1}^n K_{y_i}(\omega) \cdot \ddot{a}_{ci}^2 \quad (1-5)$$

b, Chỉ tiêu về độ êm dịu cho hàng hoá

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

- $a_{\max} = 3 \text{ m/s}^2$ giới hạn cảnh báo
- $a_{\max} = 5 \text{ m/s}^2$ giới hạn can thiệp

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

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

1.6.3. Đánh giá độ êm dịu theo tiêu chuẩn ISO

* Gia tốc bình phương trung bình

Theo tiêu chuẩn ISO 2631-1 [26] đưa ra chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động ô tô thông qua gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng dựa theo vào các công trình nghiên cứu của thế giới. Gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng được xác định theo công thức dưới đây:

$$(1-6)$$

Trong đó:

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

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

T - Thời gian khảo sát.

Điều kiện chủ quan đánh giá độ êm dịu ô tô theo độ lệch gia tốc quân phương theo phương thẳng đứng ISO 2631-1 [26] dựa vào Bảng 1.1.

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

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

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

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

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

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

$$T_{FDO} = (4a_1T_0) / a_v^2$$

$$T_{FDX} = (4a_2T_0) / a_{wx}^2$$

$$T_{FDY} = (4a_2T_0) / a_{wy}^2 \tag{1-7}$$

$$T_{FDZ} = (4a_1T_0) / a_{wz}^2$$

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

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

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

Trong luận văn này, nhóm nghiên cứu chọn tiêu chuẩn đánh giá độ êm dịu chuyển động của ô tô theo tiêu chuẩn ISO 2631-1 để phân tích hiệu quả hệ thống đệm cách dao động cabin của máy xây dựng.

1.7. Kết luận chương 1

Qua nghiên cứu tổng quan chương này đạt một số kết quả như sau: (1) Phân tích tình hình phát triển của thị trường nước ta máy xây dựng; (2) Phân tích được ưu điểm, nhược điểm của các loại đệm cách dao động cabin được trang bị trên các loại máy xây dựng; (3) Phân tích được tổng quan tình hình nghiên cứu trong nước và quốc tế của các nhà khoa học trong nước và quốc tế. Từ đó nêu

lên tính cấp thiết của luận văn này; (4) Phân tích được tiêu chuẩn đánh giá cho độ êm dịu chuyển động của máy xây dựng nói riêng và phương tiện giao thông nói chung. Từ các phân tích tổng quan tác giả đã đưa được mục tiêu, ý nghĩa, thực tiễn, đối tượng, phương pháp và phạm vi nghiên cứu của đề tài. Nội dung phần này là cơ sở lý thuyết để phát triển trong các chương tiếp theo của đề tài.

CHƯƠNG 2.

XÂY DỰNG MÔ HÌNH DAO ĐỘNG MÁY XÚC LẬT

2.1. Xây dựng mô hình máy xây dựng

2.1.1. Các giả thiết tương đương

Máy xúc lật là một hệ dao động bao gồm nhiều bộ phận nối với nhau. Mỗi bộ phận có khối lượng và thông số đặc trưng cho nó. Để mô phỏng được dao động máy xúc lật và tính toán các chỉ tiêu đánh giá dao động một cách thuận lợi cần phải mô tả máy xúc lật bằng một sơ đồ dao động tương đương. Trong đó sơ đồ tương đương cần có đầy đủ các thông số liên quan đến dao động của máy.

- Hệ thống đệm cách dao động: bộ phận đàn hồi của cao su đệm cách dao động được đặc trưng bởi độ cứng k và bộ phận giảm chấn đặc trưng hệ số cản c .

- Ghế ngồi người điều khiển xem là vật có khối lượng m_s đặt tại trọng tâm. Tọa độ suy rộng của ghế ngồi là chuyển vị theo phương thẳng đứng z_s .

- Cabin được coi là một thanh phẳng tuyệt đối cứng và có khối lượng đặt tại vị trí trọng tâm m_c , có mô men quán tính là I_c . Tọa độ suy rộng của cabin gồm chuyển vị theo phương thẳng đứng tại vị trí trọng tâm thanh z_c và góc lắc dọc φ_c .

- Khung xe được coi là một thanh tuyệt đối cứng, có khối lượng tập trung m_b , momen quán tính I_b . Tọa độ suy rộng chuyển vị theo phương thẳng đứng tại vị trí trọng tâm là z_b và góc lắc dọc của khung là φ_b

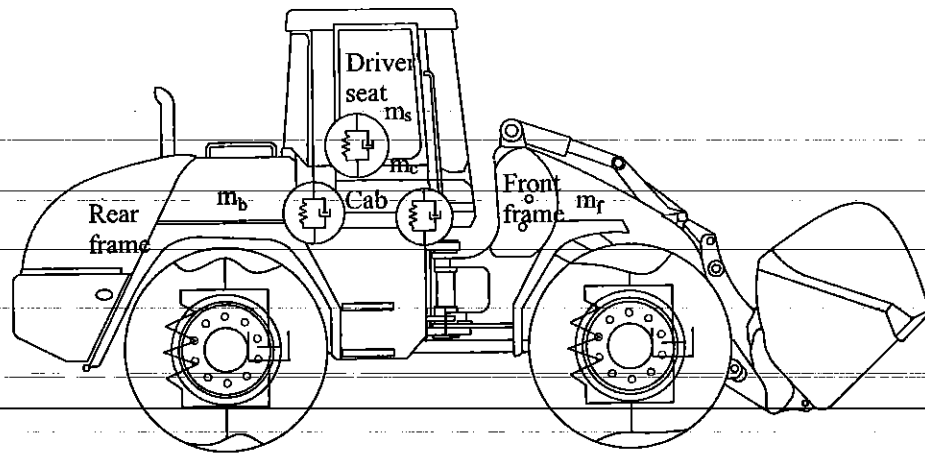
- Lốp xe được đặc trưng bởi độ cứng k_t và hệ số cản c_t .

- Khi xe di chuyển thì coi kích thích dao động do mấp mô mặt nền cứng và tiếp xúc điểm. Đặc trưng hàm mấp mô mặt đường q .

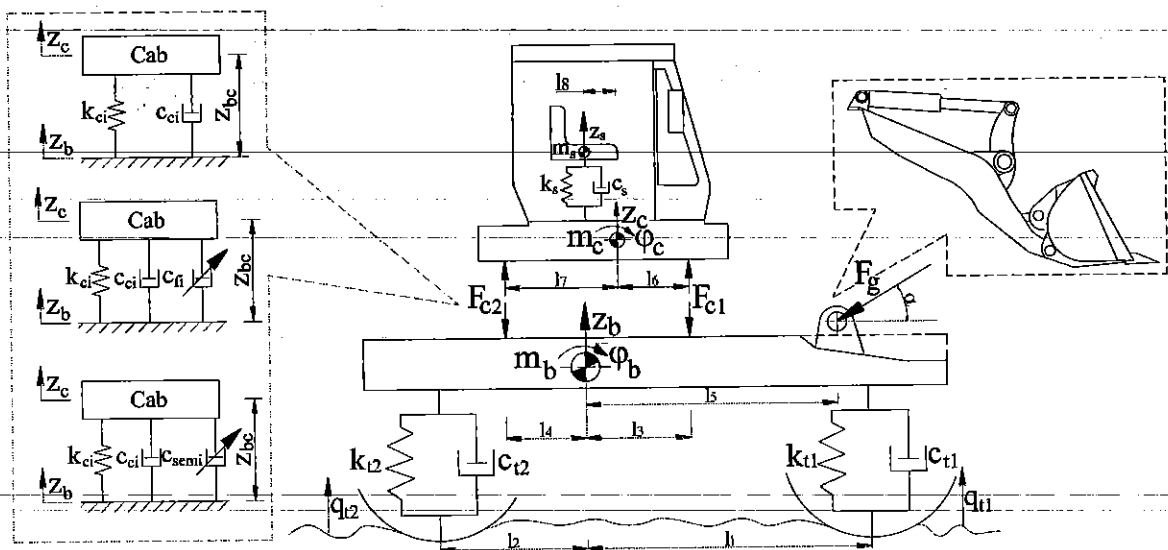
- Coi vận tốc $v = \text{const}$ khi xe di chuyển và hoạt động trên công trường.

2.1.2. Mô hình dao động máy xúc lật

Với các giả thiết trên mục 2.1. Ta có mô hình dao động $\frac{1}{2}$ của xe được trình bày hình 2.4.



Hình 2.3. Cấu tạo máy xúc bánh lốp 2 trục



Hình 2.4. Mô hình động lực học 1/2 của máy xúc lật

Giải thích các đại lượng trong hình 2.4:

- m_s : là khối lượng của người và bản thân ghế;
- z_s : là chuyển vị theo phương thẳng đứng của ghế ngồi người điều khiển;
- F_{c1}, F_{c2} : Giá trị lực của hệ thống treo cabin ;
- m_c : khối lượng của cabin;
- ϕ_c : góc lắc dọc của cabin;
- z_c : chuyển vị của cabin theo phương thẳng đứng;
- I_c : là mô men quán tính của cabin;
- m_b : khối lượng khung xe;
- ϕ_b : góc lắc dọc của khung xe;
- z_b : chuyển vị theo phương thẳng đứng của khung xe;

- I_b : momen quán tính khung xe;
- k_{t1}, k_{t2} : độ cứng của lốp xe trước và sau;
- c_{t1}, c_{t2} : hệ số cản của lốp xe trước và sau;
- q_{t1}, q_{t2} : biểu dẫn hàm mấp mô mặt đường bánh lu và các bánh xe phía

sau;

- l_i : khoảng cách, i : là chỉ số;

2.1.3 Thiết lập hệ 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. Hiện nay có rất nhiều phương pháp để thiết lập phương trình vi phân miêu tả chuyển động của cơ hệ như: phương trình Lagrange loại II, nguyên lý D’Alambe, nguyên lý Jourdain kết hợp phương trình Newton – Euler. Tuy nhiên để thuận lợi cho mô phỏng bằng máy tính em sử dụng nguyên lý D’Alambe kết hợp cơ sở lý thuyết hệ nhiều vật để thiết lập hệ phương trình vi phân mô tả dao động của xe.

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

Theo nguyên lý D’Alambe:

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

trong đó:

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

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

M : là mô men ngoại lực.

M_{qt} : là mô men quán tính.

Mô hình dao động của cơ hệ gồm các vật sau :

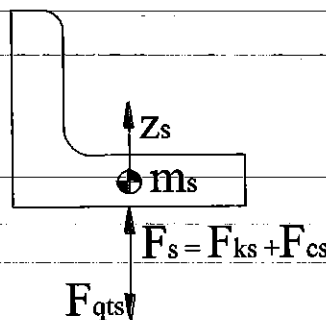
- + Vật 1 Ghế ngồi và trọng lượng của người điều khiển

- + Vật 2 Cabin
- + Vật 3 Phần thân xe

Chúng ta có hệ phương trình vi phân bậc 2 tổng quát miêu tả mô hình dao động máy xúc lật.

*** Phương trình vi phân mô tả dao động của ghế ngồi**

- Theo lý thuyết hệ nhiều vật chúng ta tách liên kết của ghế ra khỏi cơ hệ và thay vào đó các phản lực liên kết, sơ đồ lực tác dụng lên ghế được thể hiện hình



Hình 2.5. Sơ đồ lực tác dụng lên ghế ngồi

*** Phương trình cân bằng lực**

$$m_s \ddot{z}_s = -F_s \quad (2-2)$$

Ta có:

- Lực quán tính

$$F_{qts} = -m_s \ddot{z}_s$$

Trong đó: $F_s = F_{ks} + F_{cs}$

- Lực đàn hồi : $F_{ks} = k_s (z_s - z_c)$ (2-3)

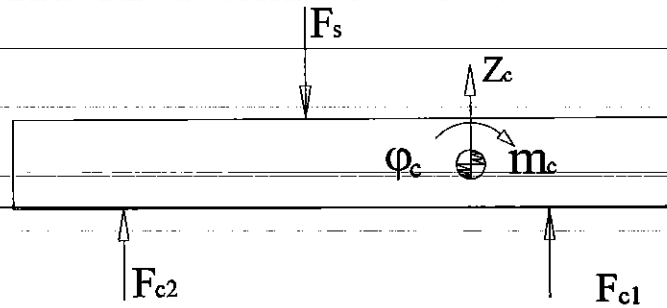
- Lực giảm chấn : $F_{cs} = c_s (\dot{z}_s - \dot{z}_c)$ (2-4)

Thay (2-3), (2-4), vào (2-2) ta có

$$m_s \ddot{z}_s = -[k_s (z_s - z_c) + c_s (\dot{z}_s - \dot{z}_c)] \quad (2-5)$$

*** Phương trình vi phân mô tả dao động của cabin**

Tương tự như trên chúng ta tách liên kết của vật trong cơ hệ và thay vào đó là các phản lực liên kết. Hình 2.6. Thể hiện sơ đồ lực và mô men tác dụng lên cabin



Hình 2.6. Sơ đồ lực tác dụng lên cabin

- Phương trình cân bằng lực tác dụng lên cabin:

$$m_c \ddot{z}_c = F_s - \sum_{i=1}^2 F_{c_i} \quad (2-6)$$

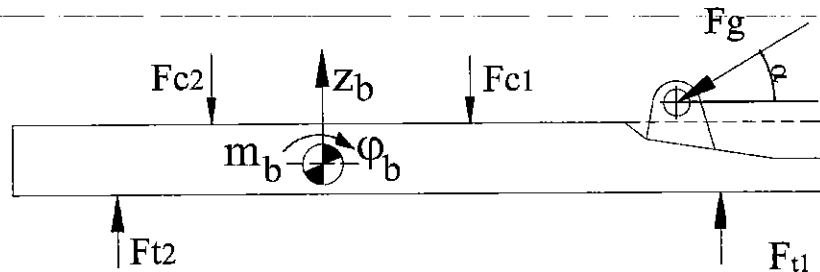
- Phương trình momen:

$$I_c \ddot{\varphi}_c = F_{c1} \cdot l_6 - F_{c2} \cdot l_7 + F_s \cdot l_s \quad (2-7)$$

Trong đó lực tác dụng lên hệ thống treo của ghế được xác định theo công thức 2-3 và 2-4. Lực tác dụng lên hệ thống treo cabin được xác định trong phần tiếp theo

***Phương trình vi phân mô tả dao động của khung xe**

Hình 2.7. Thể hiện sơ đồ lực và mô men tác dụng lên khung máy xúc lật. Thiết lập phương trình cân bằng lực và mô men tác dụng lên khung, ta có:



Hình 2.7. Sơ đồ lực tác dụng lên thân xe

- Phương trình cân bằng lực:

$$m_b \ddot{z}_b = F_{c1} + F_{c2} + F_g \cdot \sin \alpha - F_{t1} - F_{t2} \quad (2-8)$$

- Phương trình momen:

$$I_c \ddot{\varphi}_b = F_{t1} \cdot l_1 - F_{t2} \cdot l_2 - F_{c1} \cdot l_3 + F_{c2} \cdot l_4 - F_g \cdot \sin \alpha \cdot l_5 \quad (2-9)$$

+ lực tác dụng của lớp

$$F_t = F_{kt} + F_{ct} \quad (2-10)$$

trong đó:

- Lực đàn hồi của lớp:

$$\begin{aligned} F_{kt1} &= k_{t1} (z_{t1} - q_{t1}) \\ F_{kt2} &= k_{t2} (z_{t2} - q_{t2}) \end{aligned} \quad (2-11)$$

- Lực cản đặc trưng của lớp:

$$\begin{aligned} F_{ct1} &= c_{ct1} (\dot{z}_{t1} - \dot{q}_{t1}) \\ F_{ct2} &= c_{ct2} (\dot{z}_{t2} - \dot{q}_{t2}) \end{aligned} \quad (2-12)$$

Với z_{t1} , z_{t2} là chuyển vị hai bên đầu nút bên phải của khung. Các chuyển vị theo phương thẳng đứng z_{t1} , z_{t2} có liên hệ với chuyển vị tại trọng tâm khung z_b và chuyển vị góc φ_b .

$$\begin{cases} z_{t1} = (z_b - l_1 \cdot \text{tg} \varphi_b) \\ z_{t2} = (z_b + l_2 \cdot \text{tg} \varphi_b) \end{cases} \quad (2-13)$$

Vì chuyển vị góc φ_b rất nhỏ do vậy $\text{tg} \varphi_b \approx \varphi_b$. Khi đó (2-13) trở thành:

$$\begin{cases} z_{t1} = (z_b - l_1 \cdot \varphi_b) \\ z_{t2} = (z_b + l_2 \cdot \varphi_b) \end{cases} \quad (2-14)$$

Hệ phương trình vi phân của máy như phương trình dưới đây

$$\begin{cases}
 m_s \ddot{z}_s = -F_s \\
 m_c \ddot{z}_c = F_s - \sum_{i=1}^{i=2} F_{ci} \\
 I_c \ddot{\phi}_c = \sum_{i=1}^{i=2} (-1)^{i+1} F_{ci} l_{i+5} - F_l l_8 \\
 m_b \ddot{z}_b = \sum_{i=1}^{i=2} F_{ci} - \sum_{i=1}^{i=2} F_{fi} + F_g \sin \alpha \\
 I_b \ddot{\phi}_b = \sum_{i=1}^{i=2} (-1)^{i+1} F_{fi} l_i + \sum_{i=1}^{i=2} (-1)^i F_{ci} l_{i+2} - F_g \sin \alpha l_5
 \end{cases} \quad (2-15)$$

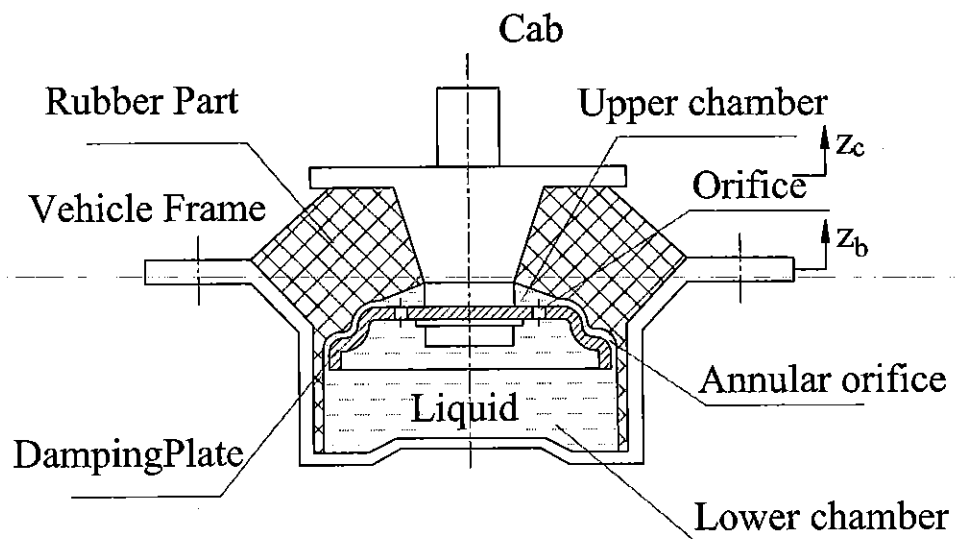
2.2. Phân tích hiệu quả của đệm cách dao động cabin bán chủ động

2.2.1. Mô hình động lực học của đệm cách dao động cabin thủy lực.

a) kết cấu của đệm cao su thủy lực

Mô hình động lực học học phi tuyến của đệm được thể hiện như hình 2.8. và hình

Mô hình động lực học học phi tuyến của đệm được thể hiện như hình 2.8. và hình 2.9:



Hình 2.8. Mô hình cấu tạo đệm cao su thủy lực

Tổn thất áp suất lỗ hình khuyên được xác định bằng công thức dưới đây:

$$\Delta p = c_a^{21} \left(\frac{A_c}{A_a} \right) \dot{z} + c_a^{22} \left(\frac{A_c}{A_a} \right)^2 |\dot{z}| \dot{z} + \hat{c}_g \left(\frac{A_c}{A_a} \right) \left(\frac{\dot{z}}{\delta} \right)^2 \dot{z} \quad \text{with } \dot{z} \geq 0 \quad (2-24)$$

Chênh lệch áp suất giữa hai buồng được xác định bằng công thức dưới đây:

$$\Delta p = c_0 \left(\frac{A_c}{A_0} \right)^2 |\dot{z}| \dot{z} + \begin{cases} c_a^{11} \left(\frac{A_c}{A_a} \right) \dot{z} + c_a^{12} \left(\frac{A_c}{A_a} \right)^2 |\dot{z}| \dot{z} & \text{with } \dot{z} < 0 \\ c_a^{21} \left(\frac{A_c}{A_a} \right) \dot{z} + c_a^{22} \left(\frac{A_c}{A_a} \right)^2 |\dot{z}| \dot{z} + \hat{c}_g \left(\frac{A_c}{A_a} \right) \left(\frac{\dot{z}}{\delta} \right)^2 \dot{z} & \text{with } \dot{z} \geq 0 \end{cases} \quad (2-25)$$

Lực giảm của đệm thủy lực với dòng chảy qua tiết lưu và lỗ hình khuyên có thể đạt được bằng

$$F_f = c_{0f} |\dot{z}| \dot{z} + \begin{cases} c_f^{11} \dot{z} + c_f^{12} |\dot{z}| \dot{z} & \text{with } \dot{z} < 0 \\ c_f^{21} \dot{z} + c_f^{22} |\dot{z}| \dot{z} + c_g \left(\frac{\dot{z}}{\delta} \right)^2 \dot{z} & \text{with } \dot{z} \geq 0 \end{cases} \quad (2-26)$$

where,

$$c_{0f} = c_0 A_d \left(\frac{A_c}{A_0} \right)^2, \quad c_f^{11} = c_a^{11} A_d \left(\frac{A_c}{A_a} \right),$$

$$c_f^{12} = c_a^{12} A_d \left(\frac{A_c}{A_a} \right)^2, \quad c_f^{21} = c_a^{21} \left(\frac{A_c}{A_a} \right),$$

$$c_f^{22} = c_a^{22} A_d \left(\frac{A_c}{A_a} \right)^2, \quad c_g = \hat{c}_g A_d \left(\frac{A_c}{A_a} \right)$$

Tổng giá trị lực tác dụng lên cabin như sau:

$$\begin{aligned}
 F_c &= F_r + F_f \\
 &= k_r z + c_r \dot{z} + c_{0f} |\dot{z}| \dot{z} + \begin{cases} c_f^{11} \dot{z} + c_f^{12} |\dot{z}| \dot{z} \\ c_f^{21} \dot{z} + c_f^{22} |\dot{z}| \dot{z} + c_g \left(\frac{\dot{z}_c}{\delta} \right)^2 \dot{z} \end{cases} \quad \text{with } \dot{z} < 0 \quad (2-27)
 \end{aligned}$$

2.3. Kết luận chương 2

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

- Phân tích và xây dựng mô hình dao động $\frac{1}{2}$ của máy xúc lật, từ đó 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 máy;
- Phân tích mô hình động lực học và thiết lập được phương trình vi phân của đệm cách dao động cabin thủy lực
- Mô hình động lực học của đệm cách dao động bán chủ động được phân tích và áp dụng cho cabin máy xây dựng.

CHƯƠNG 3 : MÔ PHỎNG VÀ PHÂN TÍCH

3.1. Phương pháp giải

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

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

3.1.1. Giới thiệu phần mềm Matlab/Simulink

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

Những ưu điểm chính của MatLab là:

- + Có khả năng tính toán mạnh. MatLab đã tích hợp sẵn các công cụ tính toán ma trận (Như tính ma trận chuyển vị, tính ma trận nghịch đảo, tính định thức...) ác công cụ toán giải tích, xử lý tín hiệu, phân tích dữ liệu và công cụ đồ họa.
- + Cho phép lập trình trên ngôn ngữ bậc cao dựa trên nền tảng là các phép tính toán với vectơ, mảng và ma trận.
- + Có khả năng hiển thị và xử lý đồ họa mạnh (kể cả không gian ba chiều).
- + Có thư viện lớn các Toolbox ứng dụng với lời giả đầy đủ các lĩnh vực chuyên môn khác nhau.
- + Có tích hợp mô đun Simulink là một cách tiếp cận mới để mô phỏng các hệ thống động lực học tuyến tính và phi tuyến trên cơ sở các khối.

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

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

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

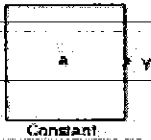
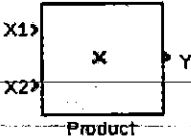
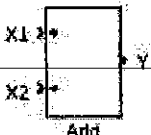
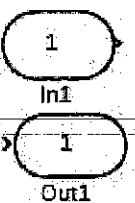

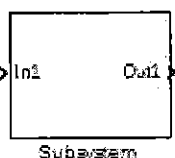
3.1.2. Các khối chức năng chính trong thư viện Simulink

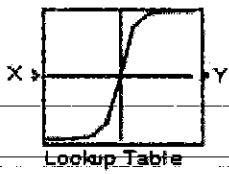
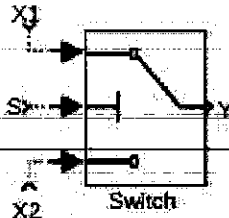
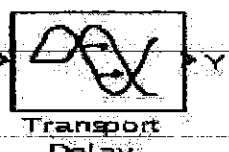
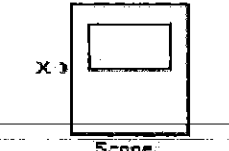
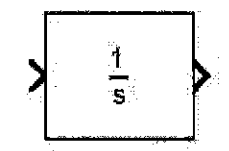

Simulink là một phần chương trình mở rộng của MatLab. Là một công cụ mạnh về đồ họa, mô hình hóa, mô phỏng và phân tích động học các hệ thống tuyến tính và phi tuyến. Là sản phẩm nằm bên trong của MatLab nên có thể sử dụng nhiều hàm của MatLab và cũng có thể trao đổi qua lại với mô trường của MatLab để tăng thêm tính linh hoạt của nó. Simulink có những đặc điểm sau:

+ **Đặc điểm thứ nhất:** Ngôn ngữ Simulink là lập trình ở dạng sơ đồ cấu trúc của hệ thống. Có nghĩa là nó dùng để mô phỏng động học một hệ thống được mô tả toán học ở dạng phương trình vi phân, phương trình trạng thái, hàm truyền đạt hoặc sơ đồ cấu trúc thì chúng ta cần xây dựng chương trình trong Simulink dưới dạng sơ đồ gồm các khối cơ bản khác nhau nối với nhau theo cấu trúc của hệ thống cần khảo sát. Cách lập trình này giúp người sử dụng sẽ thấy trực quan đơn giản và dễ hiểu.

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

Bảng 3.1 Các khối chức năng trong simulink

Khối	Tên gọi	Công dụng	Mô tả
	Khối hằng số	Gửi tín hiệu vào là hằng số được nhập từ trong Matlab	$Y = a$
	Khối nhân	Thực hiện phép nhân với hằng số	$Y = aX$
	Khối cộng	Thực hiện phép cộng trừ các tín hiệu	$Y = X1 + X2$
	Đầu vào, đầu ra	ra vào các Subsystem	
	Khối From - Goto	Gửi và nhận các tín hiệu đi và đến trong cùng một Subsystem	
	Khối Subsystem	Là khối chức năng con	

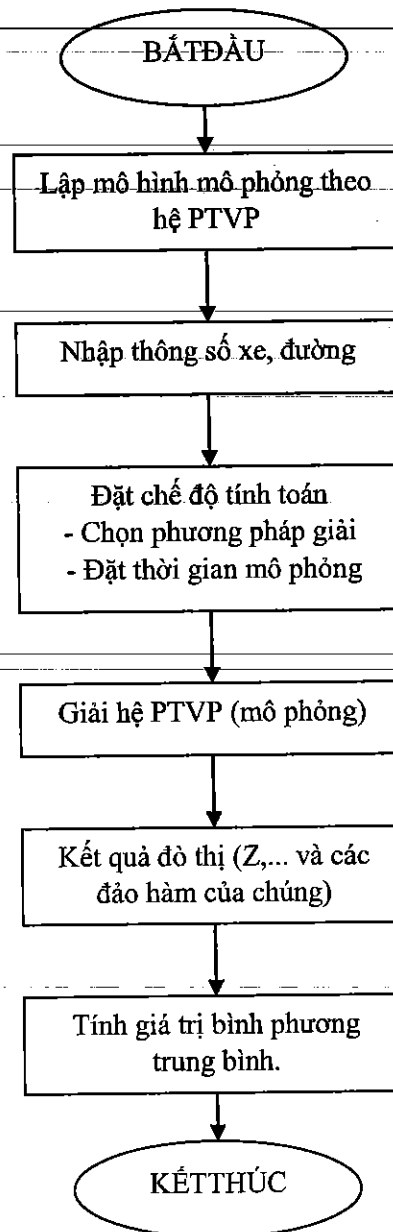
 <p>Lookup Table</p>	Khối Lookup - Table	Nội ngoại suy	$Y=f(X)$
 <p>Switch</p>		So sánh với tín hiệu ngưỡng S_0	$Y=X_1$ khi $S \geq S_0$ $Y=X_2$ khi $S \leq S_0$
 <p>Transport Delay</p>	Khối trễ pha	Tín hiệu ra trễ pha so với tín hiệu vào	$Y=X + X_t$
 <p>Scope</p>	Khối Scope	Vẽ đồ thị của tín hiệu X theo thời gian t	
 <p>Integrator</p>	Khối tích phân	Lấy tích phân tín hiệu vào	$Y=\int X dt$
 <p>Derivative</p>	Khối đạo hàm	Lấy đạo hàm tín hiệu vào	$Y= dX/dt$

3.2. Sơ đồ thuật toán và sơ đồ tổng thể

3.2.1. Sơ đồ thuật toán

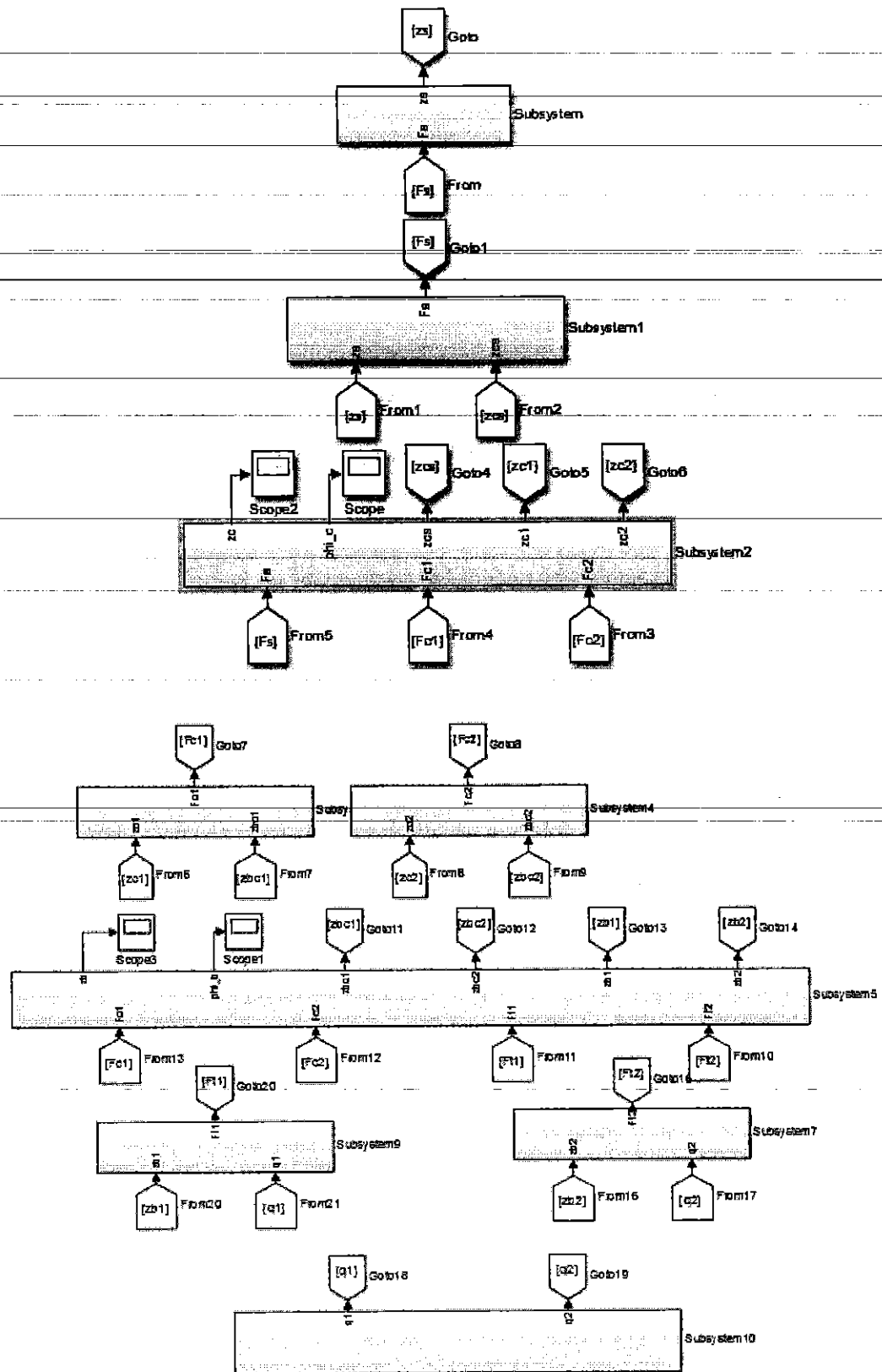
Sơ đồ thuật toán là công cụ dùng để biểu diễn thuật toán, mô tả nhập (input), dữ liệu xuất (output) và luồng xử lý thông qua các ký hiệu hình học. Công cụ này rất thích hợp để bạn học cách tư duy phân tích bài toán.

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



Hình 3.1: Sơ đồ thuật toán của chương trình

3.2. Sơ đồ tổng thể



Hình 3.2 Sơ đồ mô phỏng tổng thể Matlab/Simulink

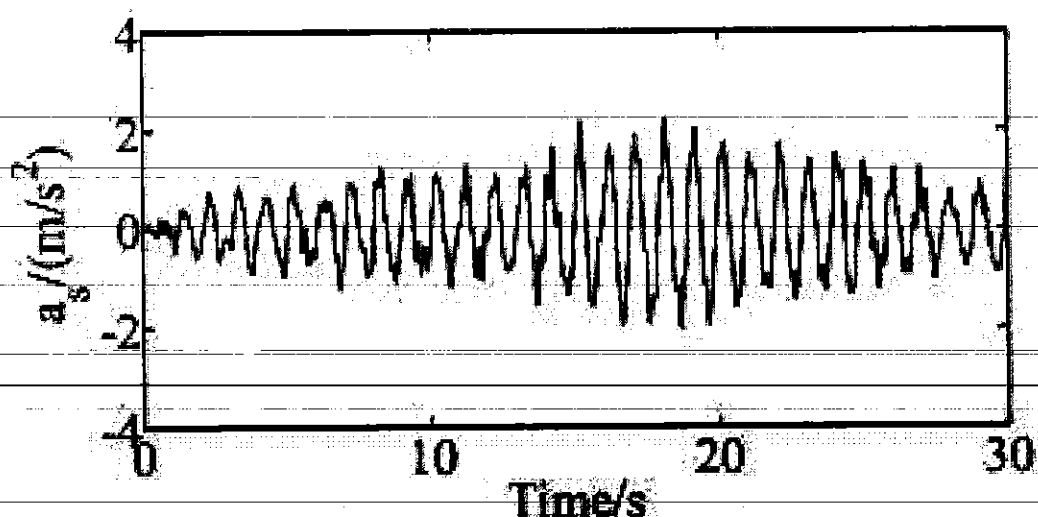
Sơ đồ tổng thể chứa các khối chức năng riêng, mỗi khối là một SubSystem thể hiện các phần tử đặc trưng của mô hình. Bản thân các khối cũng chứa trong lòng nó các khối chức năng cụ thể để xử lý các tín hiệu vào và ra, các tín hiệu này chủ yếu là các giá trị độ lớn của các lực liên kết giữa các phần tử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

3.3. Kết quả mô phỏng

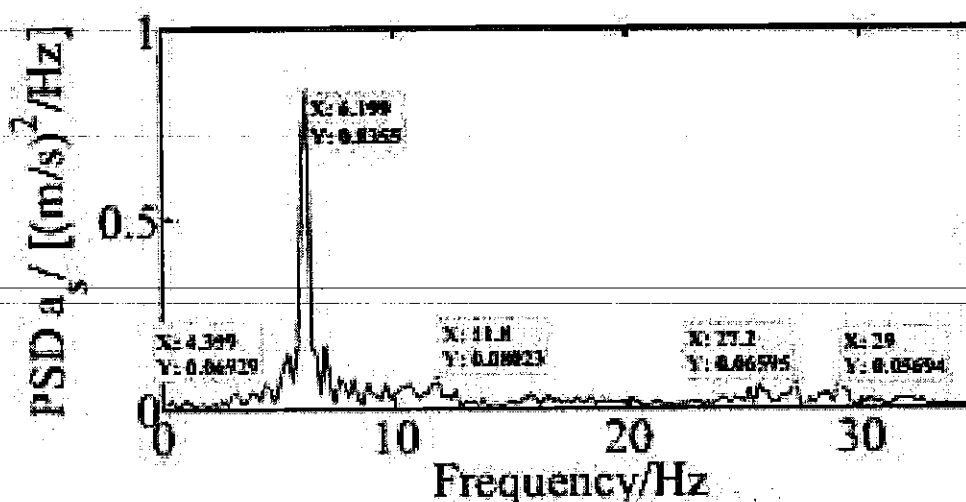
Khi xe di chuyển đến công trường làm việc, xe thường chuyển động trên các mặt đường xấu thậm chí các mặt đường biến dạng. Trong nghiên cứu này chọn mặt đường cấp ISO cấp D khi xe di chuyển đến công trường với vận tốc chuyển $v=15\text{km/h}$. Với các thông số của đệm cách dao động như trong bảng 3.2. Gia tốc theo phương thẳng đứng của thân xe theo miền thời gian và tần số được thể hiện trên Hình 3.3 và Hình 3.4.

Bảng 3.2. Thông số của đệm cách dao động

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



Hình 3.3 Gia tốc theo phương thẳng đứng của thân xe theo miền thời gian



Hình 3.4 Gia tốc theo phương thẳng đứng của thân xe theo miền tần số

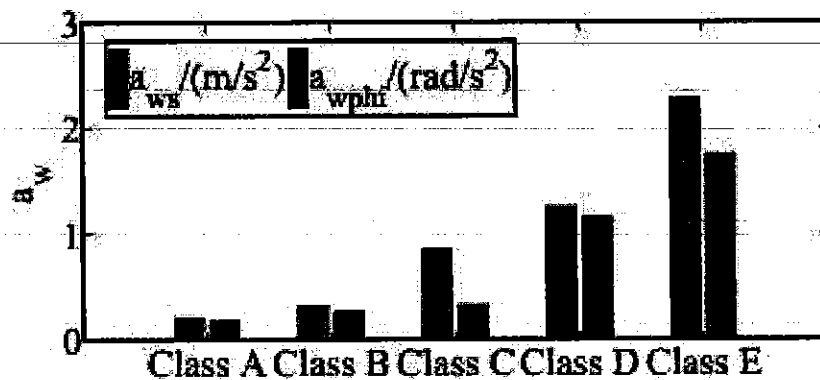
Các giá trị gia tốc bình phương trung bình của thân xe được xác định theo công thức 1.6, các giá trị cho mô hình 1 và 2 là 1.2039 m/s^2 và 1.1454 m/s^2 tương ứng. Nhận thấy rằng khi sử dụng mô hình 2 giá trị gia tốc bình phương trung bình của thân xe giảm xuống 5.11% đồng nghĩa với độ êm dịu được cải thiện theo hướng tích cực.

3.4. Phân tích hiệu quả của đệm cao su thủy lực

Để đánh hiệu quả đệm cách dao động bán tích cực của cabin máy thủy xúc lật, các điều khai thác khác nhau được chọn để đánh giá và so sánh hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động bán chủ động và hệ thống cách dao động bị động.

3.4.1. Ảnh hưởng của mặt đường

Năm điều kiện mặt nền từ ISO cấp A đến mặt nền ISO cấp E được chọn để phân tích và đánh giá khi máy xúc lật chuyển động vận tốc $v=15\text{km/h}$. Các giá trị gia tốc a_{ws} và a_{wphi} với năm điều kiện mặt nền khác nhau được thể hiện trên Hình 3.5.



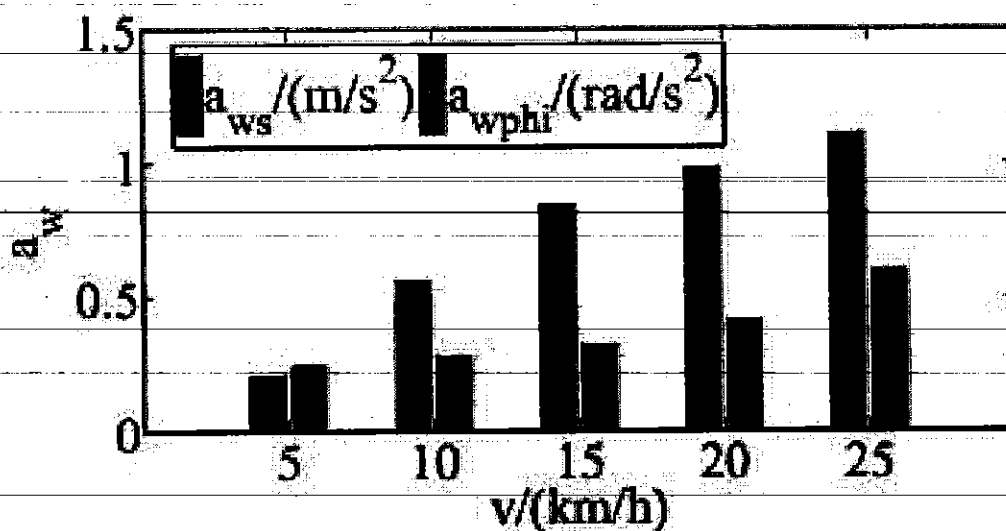
Hình 3.5 So sánh gia tốc theo phương thẳng đứng của thân xe trong các cấp độ mặt đường khác nhau

Từ kết quả Hình 7, các giá trị gia tốc a_{wb} và a_{wphi} lần lượt tăng nhanh khi điều kiện mặt nền chuyển động biến xấu, điều đó có nghĩa là độ êm dịu chuyển động của máy biến xấu rất nhanh khi điều kiện mặt đường biến xấu. Tuy nhiên, chúng ta cũng nhận thấy rằng khi sử dụng đệm bán tích cực thì giá trị gia tốc trung bình của thân xe giảm 7.08%, 6.96%, 6.14%, 5.11% và 3.64% tương ứng với các cấp độ đường ISO A đến ISO E

3.4.2. Ảnh hưởng của vận tốc

Tương tự với điều kiện mặt đường, sáu điều kiện vận tốc $v=[5\ 10\ 15\ 20\ 25]$ km/h được chọn để phân tích và đánh giá khi máy xúc lật chuyển động trên

mặt nền ISO cấp D. Các giá trị gia tốc a_{wb} với sáu điều kiện vận tốc khác nhau được thể hiện trên Hình 3.6 .



Hình 3.6 So sánh gia tốc theo phương thẳng đứng của thân xe các vận tốc khác nhau

Từ kết quả Hình 3.6, các giá trị gia tốc a_{wb} lần lượt tăng khi điều kiện vận tốc chuyển động tăng, điều đó có nghĩa là độ êm dịu chuyển động của máy xâu dần đi. Tuy nhiên, chúng ta cũng nhận thấy rằng khi sử dụng đệm bán tích cực thì giá trị gia tốc bình phương trung bình của thân xe giảm 5.68%, 5.20%, 5.11%, 4.70%, 4.44% và 4.66% so với đệm bị động

3.5. Kết luận chương 3

Sau khi hoàn thành nội dung chương 3, có thể rút ra một số kết luận sau: Từ hệ phương trình vi phân tổng quát tác giả đã sử dụng phần mềm Matlab/Simulink để mô phỏng cơ hệ ở các điều kiện khai thác khác nhau.

Tiến hành mô phỏng đối với điều kiện làm việc của xe và phân tích kết quả. Kết quả thấy rằng hiệu quả của đệm cách dao động trong các trường hợp phân tích.

KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ

Quá trình thực hiện đề tài đã thực hiện được các nội dung sau

- Phân tích tổng quan đề tài nghiên cứu: tình hình phát triển máy xây dựng và phân tích đặc tính đệm cách dao động cabin, tình hình nghiên cứu trong nước và nước ngoài về vấn đề mình nghiên cứu, phân tích đối tượng, tiêu chí đánh giá dao động cabin máy xây dựng cũng như phương pháp nghiên cứu trong đề tài này.

- Xây dựng mô hình dao động $\frac{1}{2}$ máy xúc lật với hệ thống đệm cách dao động cao su bị động và hệ thống đệm cách dao động thủy lực bán chủ động;

- Thiết lập được phương trình vi phân mô tả dao động của máy xúc lật

- Phân tích được mô hình động lực học phi tuyến của của đệm cách dao động cabin

Tuy nhiên đề tài còn một số hạn chế cần khắc phục theo các hướng sau đây:

- Phân tích các nguồn kích thích dao động truyền lên khung xe sát với thực tế hơn;

- Thí nghiệm đánh giá;

- Hoàn thiện phương pháp điều khiển đệm cách dao động cabin máy xúc lật

TÀI LIỆU THAM KHẢO

Tiếng Việt

1. Nguyễn Hữu Cần, Du Quốc Thịnh(2010), *Lý thuyết ô tô*, Nxb Khoa học Kỹ thuật, Hà Nội.
2. Đào Mạnh Hùng (2010) , *Dao động ô tô – máy kéo*, Nxb Trường ĐH GTVT Hà Nội.
3. Vũ Đức Lập (1994), *Dao động ô tô*, Nxb, Học viện kỹ thuật quân sự, Hà Nội.
4. Vũ Đức Lập (2001), *Ứng dụng máy tính trong tính toán xe quân sự*, Nxb Học viện kỹ thuật quân sự, Hà Nội.
5. Nguyễn Việt Hùng, Nguyễn Tấn Đồi, Trương Ngọc Anh, Tạ Văn Phương(2008), *Điều khiển thông minh*, Nxb Trường ĐHSPTK TP Hồ Chí Minh
6. Nguyễn Như Hiền, Lại Khắc Lãi (2007), *Hệ mờ và Noron trong kỹ thuật điều khiển*, Nxb Khoa học Tự nhiên và Công nghệ, Hà Nội
7. Lê Văn Quỳnh, Nguyễn Khắc Tuấn (2014), “Một phương pháp thí nghiệm đánh giá độ êm dịu của xe lu rung”. *Tạp chí Khoa học & Công nghệ ĐH Thái Nguyên*, Tập 118(4), tr.55-59.
8. Lê Văn Quỳnh, Nguyễn Khắc Tuấn (2015), “Nghiên cứu ảnh hưởng của hệ thống cách dao động cabin xe lu rung đến độ êm dịu”, *Tạp chí Khoa học và Công nghệ các trường kỹ thuật*, số 104, tr.83-90.
9. Lê Văn Quỳnh, Nguyễn Khắc Tuấn (2017), “Một phương pháp thí nghiệm đánh giá độ êm dịu của xe lu rung”, *Tạp chí Cơ khí Việt Nam*, Số đặc biệt, số 3, tr.82-88.
10. Bùi Văn Cường, Lê Văn Quỳnh, Nguyễn Kiều Hưng (2017), “Tối ưu thông số thiết kế đệm cách dao động cabin xe lu rung”, *Tạp chí Cơ khí Việt Nam*, Số đặc biệt, Số 3, tr.143-148.
7056.
11. Bùi Văn Cường (2017), *Nghiên cứu tối ưu thông số thiết kế đệm cách dao động cabin cho xe lu rung XS120*, Luận án thạc sĩ kỹ thuật Trường Đại học

Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên.

12. Trần Văn Tấn (2019), *Nghiên cứu điều khiển đệm cách dao động bán chủ động cabin xe lu rung*, Luận án thạc sĩ kỹ thuật Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên.

Tiếng Anh

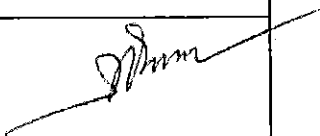

13. Le VQ, Zhang JR, et al (2013). Ride comfort evaluation of vibratory roller under different soil ground, *Trans Chin Soc Agric Eng*, Vol.29, 2013, pp.39–47.
14. VQ Le, KT Nguyen (2018), Optimal design parameters of cab's isolation system for vibratory roller using a multi-objective genetic algorithm. *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 875, 2018 pp.105–112.
15. Xiaojuan Sun and Jianrun Zhang (2014), Performance of earth-moving machinery cab with hydraulic mounts in low frequency, *Journal of Vibration and Control*, Vol. 20 (5), pp. 724-735.
16. V LE (2017), Ride comfort analysis of vibratory roller via numerical simulation and experiment, *DEStech Transactions on Engineering and Technology Research*, 2017, pp. 56-73.
17. LV Quynh, JR Zhang, et al. (2011), Vibration analysis and optimal design for cab's isolation system of vibratory roller, *Advanced Materials Research*, Vol.199-200, pp. 936–940.
18. Nguyen Van Liem, Zhang Jianrun, Le Van Quynh, Jiao Renqiang (2018), Low-frequency performance analysis of cab's isolation mounts of vibratory roller considering the interaction between wheels and offroad terrain, *Shock and Vibration*, Volume 2018, Article ID 8527574, 17 pages
19. Vanliem Nguyen, Jianrun Zhang Xiuzhi Yang (2019), Low-Frequency Performance Analysis of Semi-Active Cab's Hydraulic Mounts of an Off-Road Vibratory Roller, *Shock and Vibration* 2019(8), 15 pages
20. Kordestani, A., Rakheja, S., et al., (2010), Analysis of ride vibration environment of soil compactors, *SAE International Journal of Commercial*

- Vehicles, Vol. 3(1)*, pp.259–272.
21. Cosby MJ, Karnopp DC (1979), The active damper-a new concept for shock and vibration Control. *Shock Vib. Bull., Vol 43(4)*, pp.119-133.
22. Karnopp DC, Cosby MJ, Harwood R.A., (1974), Vibration control using semi-active force generators, *Journal Engineering Industry, Vol.97*, pp.619-629.
23. Margolis DL (1982), The response active and semi-active suspensions to realistic feedback signals. *Vehicle System Dynamic, Vol. 11(5-6)*, pp.267-282.
24. Ahmadian M, Marjoram RH (1989), Effects of passive and semi-active suspension on body and wheel-hop control, *SAE Paper*, 892487.
25. Sung-Ryong Hong and Seung-Bok Choi (2005), Vibration Control of a Structural System Using Magneto-Rheological Fluid Mount, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol.16*, pp. 931-945.
26. ISO 2631-1 (1997), Mechanical vibration and shock-Evaluation of human exposure to whole-body vibration, Part I: General requirements, *The International Organization for Standardization*.
27. ISO 8608(2016), Mechanical vibration-Road surface profiles - reporting of measured data, *The International Organization for Standardization*.
28. Jiao, S., Wang, Y., Zhang, L., & Hua, H., Shock wave characteristics of a hydraulic damper for shock test machine, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 24(5) (2010), pp.1570–1578.
- [29]. Jiao Renqiang, Nguyen Vanliem, Le Vanquynh. Ride comfort performance of hydro pneumatic isolation for soil compactors cab in low frequency region. *Journal of Vibroengineering*, Vol. 22, Issue 5, 2020, p. 1174-1186.

PHỤ LỤC BÀI BÁO KHOA HỌC

- [1] Huan, C.C., Ha, D.V., Vu, L.A., Thoan, T.V., Quynh, L.V. (2023). *Ride Comfort Evaluation for a Wheel Loader with Cab's Hydraulic Isolation System*. Lecture Notes in Networks and Systems, vol 602. Springer, Cham.
https://doi.org/10.1007/978-3-031-22200-9_89 (Scopus/Q4).

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

1. TÊN ĐỀ TÀI		2. MÃ SỐ		
Nghiên cứu phân tích hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động cabin máy xúc lật theo hướng nâng cao êm dịu		T2022-B26		
3. LĨNH VỰC NGHIÊN CỨU		4. LOẠI HÌNH NGHIÊN CỨU		
Khoa học <input type="checkbox"/> Tự nhiên Khoa học Kỹ thuật và Công nghệ <input checked="" type="checkbox"/>		Cơ bản <input checked="" type="checkbox"/> Ứng dụng <input type="checkbox"/> Triển khai <input type="checkbox"/>		
Khoa học Y, dược <input type="checkbox"/> Khoa học Xã hội <input type="checkbox"/>		Khoa học Nông nghiệp <input type="checkbox"/> Khoa học Nhân văn <input type="checkbox"/>		
5. THỜI GIAN THỰC HIỆN DỰ KIẾN: 12 tháng				
Từ tháng 1 năm 2022 đến tháng 12 năm 2022				
6. CHỦ NHIỆM ĐỀ TÀI				
Họ và tên: Cảnh Chí Huân		Học vị: ThS		
Chức danh khoa học:		Năm sinh: 1980		
Địa chỉ cơ quan:		Điện thoại di động: 0977774678		
Điện thoại cơ quan:		Fax:		
E-mail:				
7. NHỮNG THÀNH VIÊN THAM GIA NGHIÊN CỨU ĐỀ TÀI				
TT	Họ và tên	Đơn vị công tác và lĩnh vực chuyên môn	Nội dung nghiên cứu cụ thể được giao	Chữ ký
1	Hoàng Anh Tấn	Khoa KT Ô tô và MĐL	Xây dựng mô hình dao động toàn xe;	
2	Bùi Văn Cường	Khoa KT Ô tô và MĐL	Phân tích hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động cabin	
8. ĐƠN VỊ PHỐI HỢP CHÍNH				
Tên đơn vị trong và ngoài nước		Nội dung phối hợp nghiên cứu		Họ và tên người đại diện đơn vị

BỘ

143-148.

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

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

Tài liệu tham khảo

[1] Lê Văn Quỳnh , Nguyễn Khắc Tuấn. Nghiên cứu ảnh hưởng của hệ thống cách dao động cabin xe lu rung đến độ êm dịu. *Tạp chí Khoa học & Công nghệ ĐH Thái Nguyên*, 2014, Tập 118(4), pp.55-59.

[2] Lê Văn Quỳnh , Nguyễn Khắc Tuấn. Phân tích hiệu quả hệ thống cách dao động cabin xe lu rung bằng một phương pháp thí nghiệm. *Tạp chí Khoa học và Công nghệ các trường kỹ thuật*, 2015,104, pp.83-90.

[3] Lê Văn Quỳnh , Nguyễn Khắc Tuấn. Một phương pháp thí nghiệm đánh giá độ êm dịu của xe lu rung. *Tạp chí Cơ khí Việt Nam*, Số đặc biệt, 2017,3, pp.82-88.

[4] Bùi Văn Cường, Lê Văn Quỳnh, Nguyễn Kiều Hưng. Tối ưu thông số thiết kế đệm cách dao động cabin xe lu rung. *Tạp chí Cơ khí Việt Nam*, Số đặc biệt, 2017,3, pp.143-148.

[5] Le VanQuynh, Jianrun Zhang, Guowang Jiao, Xiaobo Liu, Yuan Wang. *Vibration Analysis and Optimal Design for Cab's Isolation System of Vibratory Roller*. *Advanced Materials Research*, 2011, Vol. 199-200: pp.936-940.

[6] Le Van Quynh , Zhang Jianrun , Liu Xiaobo , Wang Yuan , P.V. Thoan. Ride comfort evaluation of vibratory roller under different soil ground. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2013, Vol 29(9): pp.39-47. (in Chinese with English abstract)

[7] Cosby MJ, Karnopp DC. The active damper-a new concept for shock and vibration Control. *Shock Vib. Bull.*, 1979, Vol 43(4) : pp.119-133.

[8] Karnopp DC, Cosby MJ, Harwood R.A.(1974). Vibration control using semi-active force generators, *Journal Engineering Industry*, 1974, Vol.97: pp.619-629.

[9] Margolis DL. The response active and semi-active suspensions to realistic feedback signals. *Vehicle System Dynamic*, 1982, Vol. 11(5-6): pp.267-282.

[10] Ahmadian M, Marjoram RH. Effects of passive and semi-active suspension on body and wheel-hop control, *SAE Paper*, 1989 : 892487.

[11] Sung-Ryong Hong and Seung-Bok Choi. Vibration Control of a Structural System Using Magneto-Rheological Fluid Mount. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2005, Vol.16:pp. 931-945.

hệ thống đệm cách dao động theo hướng nâng cao độ êm dịu hoạt động của máy.

13. CÁCH TIẾP CẬN, PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

13.1. Cách tiếp cận

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

13.2. Phương pháp nghiên cứu

Nghiên cứu lý thuyết: mô phỏng và phân tích hiệu quả của đệm cách.

14. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU VÀ TIẾN ĐỘ THỰC HIỆN

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

- Tổng quan đề tài;
- Xây dựng mô hình dao động toàn xe;
- Phân tích và đánh giá hiệu quả.

14.2. Tiến độ thực hiện

STT	Các nội dung, công việc thực hiện	Sản phẩm	Thời gian (bắt đầu-kết thúc)	Người thực hiện
1	Tổng quan về đề tài nghiên cứu	Báo cáo	01/2022-02/2022	Cảnh Chí Huân
2	Xây dựng mô hình dao động toàn xe	Báo cáo	02/2022-03/2022	Hoàng Anh Tấn
3	Phân tích và đánh giá hiệu quả.	Báo cáo	03/2022-04/2022	Bùi Văn Cường
6	Viết báo đăng trên các tạp chí khoa học.	Báo cáo	07/2022-11/2022	Cảnh Chí Huân
7	Báo cáo tổng kết	Báo cáo	11/2022-12/2022	Cảnh Chí Huân

15. SẢN PHẨM

Stt	Tên sản phẩm	Số lượng	Yêu cầu chất lượng sản phẩm (mô tả chi tiết chất lượng sản phẩm đạt được như nội dung, hình thức, các chỉ tiêu, thông số kỹ thuật,...)
I	Sản phẩm khoa học (Các công trình khoa học sẽ được công bố: sách, bài báo khoa học, ..)		
1.1	Tạp chí quốc tế	01	Chỉ số ISSN
II	Sản phẩm đào tạo (cử nhân, thạc sĩ, tiến sĩ,...)		
2.1			
III	Sản phẩm ứng dụng		

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 Tam, 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	



Ride Comfort Evaluation for a Wheel Loader with Cab's Hydraulic Isolation System

Canh Chi Huan¹, Dang Viet Ha², Le Anh Vu³, Tran Van Thoan³,
and Le Van Quynh¹ (✉)

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

lequynh@tnut.edu.vn

² Vietnam Register, 12059 Hanoi, Vietnam

³ Faculty of Automobile Engineering, Hung Yen University of Technology and Education, Hung Yen, Vietnam

Abstract. In order to evaluate a wheel loader ride comfort using hydraulic isolation system (HIS) of cab with the orifice and the annular orifice, a half-vehicle dynamic model of a wheel loader is established under different driving conditions. Time domain and frequency domain acceleration responses of the vertical driver's seat and cab pitching angle are selected as the objective functions to analyze and evaluate vehicle ride comfort. The study results show that the amplitude values of the PSD acceleration responses of the vertical driver's seat with $1.5c_0$ value of HIS respectively reduce in comparison with $0.5c_0$ value of HIS at the low frequency region from 2.0 Hz to 20 Hz. Finally, the different operating conditions are investigated and evaluated their effects on vehicle ride comfort with HIS, and the evaluation results indicate that the values of the root mean square (RMS) acceleration responses of the vertical driver's seat (a_{ws}) and cab pitching angle (a_{wphi}) change greatly when operating conditions get worse, which means that operating conditions greatly affect vehicle ride comfort.

Keywords: Wheel loader · Cab · Hydraulic Isolation System (HIS) · Dynamic model · Ride comfort

1 Introduction

Wheel loader is off-road vehicle and works on uneven terrain, unexpected banks or steep slopes. In order to reduce the adverse effects on the operator and vehicle durability caused by vibrations, the researchers have been constantly looking for ways to improve the design of the vehicle cab and driver's seat suspension system. A five degrees of freedom (5DOF) dynamic model of a tractor front-end loader system was established for vehicle ride comfort analysis and the simulation results were verified by the experimental ride comfort results [1]. Some results for the analysis of the influence of design parameters of cab's isolation system on construction machine ride comfort under different conditions using dynamic models such as the half-vehicle and full-vehicle dynamic

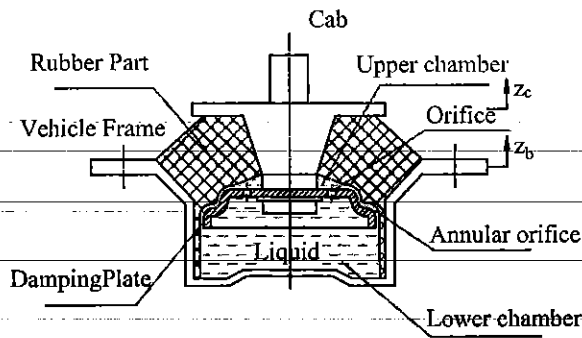


Fig. 1. A schematic of cab's hydraulic isolation

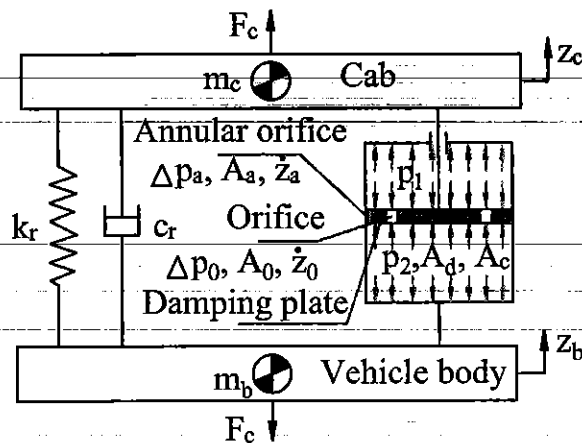


Fig. 2. Nonlinear dynamic model of cab's hydraulic isolation

Based on references [14, 16] and Fig. 2, the total vertical forces of cab's hydraulic isolation could be achieved by

$$\begin{aligned}
 F_c &= F_r + F_f \\
 &= k_r z + c_r \dot{z} + c_{0f} |\dot{z}| \dot{z} + \begin{cases} c_f^{11} \dot{z} + c_f^{12} |\dot{z}| \dot{z} & \text{with } \dot{z} > 0 \\ c_f^{21} \dot{z} + c_f^{22} |\dot{z}| \dot{z} + c_g \left(\frac{\dot{z}_c}{\delta} \right)^2 \dot{z} & \text{with } \dot{z} \geq 0 \end{cases} \quad (1)
 \end{aligned}$$

where, c_{0f} , c_f , and c_g are the constants which are defined in the reference [16].

3 Half-Vehicle Dynamic Model of a Wheel Loader

The structure of 2-axle wheel loader includes a rear-engine articulated tractor with a front mounted lifting implement. In order to evaluate a wheel loader ride comfort using hydraulic isolation system (HIS) of cab with the orifice and the annular orifice, based on the schematic of the elastic systems of a wheel loader as in Fig. 3, a half-vehicle dynamic model of a wheel loader is established, as shown in Fig. 4. In this model, m_s , m_c , m_b and m_f are driver's seat mass, cab mass, vehicle body mass; and I_c and I_b —the mass moment

The equations of vehicle motion: The equations of motion for a wheel loader using Newton’s second law of motion are written in two operating conditions below. From Fig. 4, the motion equations of vehicle mass are written as follows:

$$\begin{cases}
 m_s \ddot{z}_s = -F_s \\
 m_c \ddot{z}_c = F_s - \sum_{i=1}^{i=2} F_{ci} \\
 I_c \ddot{\varphi}_c = \sum_{i=1}^{i=2} (-1)^{i+1} F_{ci} l_{i+5} - F_t l_8 \\
 m_b \ddot{z}_b = \sum_{i=1}^{i=2} F_{ci} - \sum_{i=1}^{i=2} F_{ti} + F_g \sin \alpha \\
 I_b \ddot{\varphi}_b = \sum_{i=1}^{i=2} (-1)^{i+1} F_{ti} l_i + \sum_{i=1}^{i=2} (-1)^i F_{ci} l_{i+2} - F_g \sin \alpha \cdot l_5
 \end{cases} \tag{2}$$

where, F_{ti} , F_{ci} , F_s and F_g are the vertical forces of tires, cab’s hydraulic isolation system and the equivalent alternative force of a front mounted lifting implement, respectively.

Vibration excitations for a wheel loader: Low frequency vibrations in vehicles are usually caused by road surface roughness which plays an important role in analyzing driver ride comfort. It is assumed to be a zero-mean stationary Gaussian random process [19–21] which can be generated through an inverse Fourier transformation

$$q(t) = \sum_{i=1}^N \sqrt{\frac{2vn_0^2 G_q(n_0)}{f_{mid,i}^2} \Delta f} \cdot \cos(2\pi f_{mid,i} t + \varphi_i) \tag{3}$$

where, $G_q(n_0)$ is the road roughness coefficient which is defined for typical road classes from A ($G_q(n_0) = 4 \times 10^{-6} \text{ m}^3$) to H ($G_q(n_0) = 16384 \times 10^{-6} \text{ m}^3$) according to ISO 8608(2016) [21], n_0 is a reference spatial frequency; v is the speed of vehicle; φ_i is an uniform probabilistic distribution within the $0 - 2\pi$ range; $f_{mid,i}$ is the temporal frequencies of the road roughness.

4 Results and Discussion

The nonlinear equation of HIS Eq. (1) is written by a program in Matlab software environment which is connected to the simulation blocks describing the equations of motion Eq. (2) in Matlab/simulink software environment under road surface random excitation function Eq. (3) and with the parameters in the reference [24]. The results of the time domain and power spectral density (PSD) acceleration responses of the vertical driver’s seat with hydraulic isolation system (HIS) when vehicle moves on ISO class C road surface ($G_q(n_0) = 64 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ – Average condition) at the vehicle speed of 15km/h and full load are shown in Fig. 5.

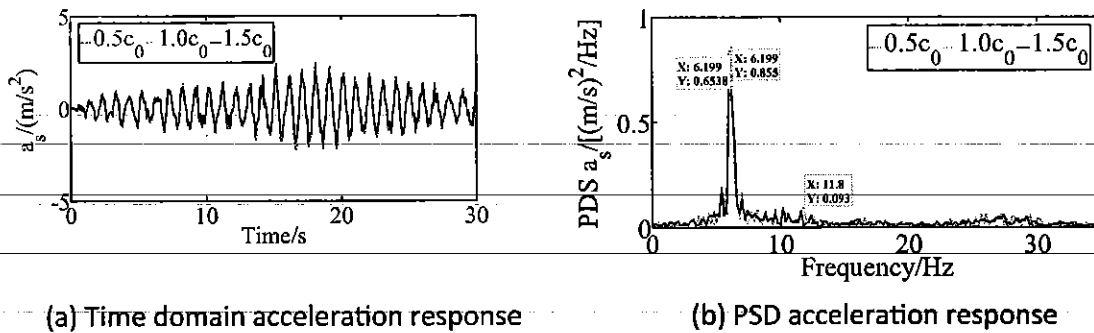


Fig. 6. The results of a_s and PSD a_s with three c_0 values of HIS

for evaluation when vehicle moves at speed of 15 km/h and full load. The values of the root mean square (RMS) acceleration responses of the vertical driver's seat (a_{ws}) and cab pitching angle (a_{wphi}) with the different vehicle speed conditions based on the International Standard ISO 2631-1: 1997 which are determined through Eq. (4), as shown in Fig. 6. From the results of Fig. 6, we show that the a_{ws} and a_{wphi} values increase height fast when the vehicle moves on poor and very poor road surface conditions, especially ISO class D road surface and ISO class E road surface. The a_{ws} and a_{wphi} values respectively increase when the vehicle moves on from ISO class A road surface to ISO class E road surface which make the vehicle comfort worse.

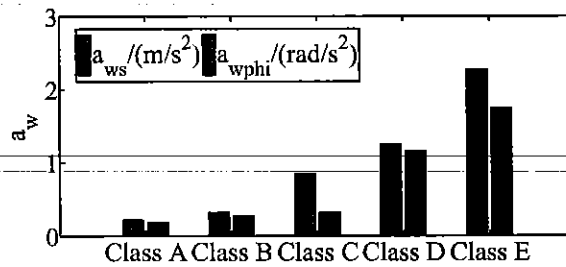


Fig. 7. a_{ws} and a_{wphi} values with the different road surface conditions

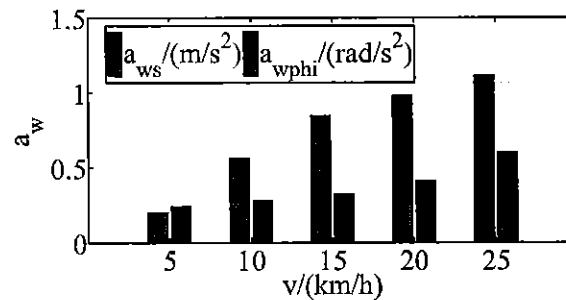


Fig. 8. a_{ws} and a_{wphi} values with the different vehicle speed conditions

Different vehicle speed conditions: Five vehicle speed conditions from 5 km/h to 25 km/h are selected for evaluation when vehicle moves on ISO class C road and full load. The values of the root mean square (RMS) acceleration responses of the vertical driver's