

LỜI CAM ĐOAN

Đây là đề tài nghiên cứu khoa học của tôi với sự hướng dẫn của thầy giáo TS. Lê Quốc Phong. Trong quá trình xây dựng luận văn, tôi có sử dụng tài liệu tham khảo là một số đề tài nghiên cứu về lĩnh vực ô tô và thừa kế một số kết quả nghiên cứu của các đề tài đã được ứng dụng như: Báo cáo tổng kết đề tài NCKH cấp bộ về nghiên cứu ảnh hưởng của biên dạng đường đến tải trọng tác dụng lên ô tô tại quốc lộ 1A đoạn Hà Nội-Lạng Sơn, Trường ĐHGTVT Hà Nội; Nghiên cứu hoàn thiện mô hình khảo sát dao động ô tô tải nhiều cầu, Luận án tiến sỹ kỹ thuật, Trường ĐHBK Hà Nội, ... để làm cơ sở cho luận văn.

Tôi cam đoan đề tài của tôi không có sự trùng lặp với các đề tài đã nghiên cứu trước đó.

Thái nguyên, ngày tháng 10 năm 2009

Học viên

Nguyễn Tân Chính

MỤC LỤC

	Trang
Mục lục	2
Danh mục các ký hiệu và chữ viết tắt	4
Danh mục các hình vẽ và bảng biểu	9
LỜI NÓI ĐẦU	11
Chương I. TỔNG QUAN VỀ ĐỀ TÀI NGHIÊN CỨU	13
1.1. Tổng quan về tình hình phát triển công nghiệp ô tô Việt Nam	13
1.1.1. Nhu cầu về ô tô và định hướng của chính phủ	13
1.1.2. Thực trạng các cơ sở lắp ráp ô tô ở Việt Nam	17
1.2. Sơ lược tình hình nghiên cứu dao động của ô tô	18
1.2.1. Nghiên cứu dao động của ô tô trên thế giới	18
1.2.2. Nghiên cứu dao động ô tô ở Việt Nam	22
1.2.3. Mục tiêu và phương pháp nghiên cứu của luận án	23
1.3. Nghiên cứu các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động của ô tô	25
1.3.1. Đánh giá độ êm dịu chuyển động	25
1.3.2. Chỉ tiêu về tải trọng động	27
1.3.3. Chỉ tiêu về không gian bố trí treo	29
Chương II. XÂY DỰNG MÔ HÌNH DAO ĐỘNG TƯƠNG ĐƯƠNG CỦA ĐỘNG CƠ ĐÓT TRONG	30
2.1. Xây dựng mô hình dao động tương đương của động cơ	30
2.1.1. Các khái niệm tương đương	30
2.1.2. Các giả thiết	31
2.1.3. Mô hình dao động tương đương	32
2.2. Thiết lập hệ phương trình vi phân mô tả dao động của động cơ	35
2.2.1. Khối lượng không được treo trước	37
2.2.2. Khối lượng không được treo sau	40

2.2.3. Khối lượng được treo (thân xe)	43
2.2.4. Khối lượng của động cơ	48
2.3. Các yếu tố phi tuyến có thể có trong mô hình dao động	51
2.3.1. Các đặc tính phi tuyến	51
2.3.2. Phi tuyến do đặc tính động học của phần tử đàn hồi	52
2.3.3. Phi tuyến do đặc tính động học của cơ cấu dẫn hướng	52
2.3.4. Đặc tính phi tuyến của giảm chấn thuỷ lực	53
2.3.5. Mô phỏng ma sát khô	54
2.4. Nghiên cứu mấp mô mặt đường	55
2.4.1. Các phương pháp định hàm kích động mặt đường	55
2.4.2. Cơ sở lý thuyết hàm ngẫu nhiên	56
2.4.3. Chọn hàm kích động ngẫu nhiên mặt đường	58
Chương 3. ỨNG DỤNG PHẦN MỀM SIMULINK-MATLAB 7.0	
ĐỀ KHẢO SÁT DAO ĐỘNG CỦA ĐỘNG CƠ	
3.1. Sơ đồ mô phỏng dao động của động cơ	
3.1.1. Sơ đồ mô phỏng tổng thể	
3.1.2. Sơ đồ các khối chức năng	
3.2. Thông số mô phỏng	
3.3. Một số kết quả đánh giá	
3.3.1. Lực của hệ thống treo tác dụng lên vỏ xe:	
3.3.2. Các chuyển vị và gia tốc theo phương thẳng đứng của thân xe	
3.3.3. Khảo sát thông số dao động của động cơ đến độ êm dịu chuyển động	
Chương 4. KẾT QUẢ VÀ BÀN LUẬN	85
4.1. Kết luận	85
4.2. Kiến nghị	86
TÀI LIỆU THAM KHẢO	87

DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU VÀ CHỮ VIẾT TẮT

<i>Ký hiệu</i>	<i>Đơn vị</i>	<i>Giải nghĩa</i>
m_{1T}	kg	Khối lượng không được treo cầu trước trước trái
m_{1P}	kg	Khối lượng không được treo cầu trước trước phải
m_{2T}	kg	Khối lượng không được treo cầu sau trái
m_{2P}	kg	Khối lượng không được treo cầu sau phải
M	kg	Khối lượng được treo của xe (không tính khối lượng của động cơ) khi đầy tải
M_{dc}	kg	Khối lượng động cơ
J_x	Nms^2	Mô men quán tính khối lượng được treo đối với trục quay Y
J_y	Nms^2	Mô men quán tính khối lượng được treo đối với trục quay X
J_{dcx}	Nms^2	Mô men quán tính khối lượng động cơ đối với trục quay Y_1
J_{dcy}	Nms^2	Mô men quán tính khối lượng động cơ với trục quay X_1
B_{dc}	m	Chiều rộng của động cơ tính vị trí bắt 2 bu lông
L_{dc}	m	Chiều dài của động cơ tính vị trí bắt 2 bu lông
L	m	Chiều dài cơ sở ô tô
B_T	m	Vết bánh xe cầu trước
B_S	m	Vết bánh xe cầu sau
a	m	Khoảng cách trọng tâm a
b	m	Khoảng cách trọng tâm b
C_1	N/m	Độ cứng nhíp của hệ thống treo trước
C_2	N/m	Độ cứng nhíp của hệ thống treo sau
K_1	Nm/s	Hệ số cản giảm chấn hệ thống treo trước
K_2	Nm/s	Hệ số cản giảm chấn hệ thống treo sau
C_{L1}	N/m	Độ cứng lớp cầu trước
C_{L2}	N/m	Độ cứng lớp cầu sau

Ký hiệu	Đơn vị	Giải nghĩa
K_{L1}	Nm/s	Hệ số cản giảm chấn lớp cầu trước
K_{L1}	Nm/s	Hệ số cản giảm chấn lớp cầu sau
K_{nn1}	Nm/s	Hệ số cản của giảm chấn quá trình nén nhẹ hệ thống treo phía trước
K_{nm1}	Nm/s	Hệ số cản của giảm chấn quá trình nén mạnh hệ thống treo phía trước
K_{tn1}	Nm/s	Hệ số cản của giảm chấn quá trình trả nhẹ hệ thống treo phía trước
K_{tm1}	Nm/s	Hệ số cản của giảm chấn quá trình trả mạnh hệ thống treo phía trước
K_{nn2}	Nm/s	Hệ số cản của giảm chấn quá trình nén nhẹ hệ thống treo phía trước
K_{nm2}	Nm/s	Hệ số cản của giảm chấn quá trình nén mạnh hệ thống treo phía trước
K_{tn2}	Nm/s	Hệ số cản của giảm chấn quá trình trả nhẹ hệ thống treo phía sau
K_{tm2}	Nm/s	Hệ số cản của giảm chấn quá trình trả mạnh hệ thống treo phía sau
G_1	KG	Trọng lượng đặt lên cầu trước khi ô tô đầy tải
G_2	KG	Trọng lượng đặt lên cầu sau khi ô tô đầy tải
$(\xi -z)$	m	Chuyển vị tương đối giữa khối lượng không được treo và khối lượng được treo.
f_{dyn}^n	m	Độ võng động hành trình nén của hệ treo
f_{dyn}^t	m	Độ võng động hành trình trả của hệ treo
C_{L1P}	N/m	Độ cứng lớp xe phía trước bên phải xe
C_{L1T}	N/m	Độ cứng lớp xe phía trước bên trái xe
K_{L1P}	Ns/m	Hệ số cản giảm chấn của lớp xe phía trước bên phải
K_{L1T}	Ns/m	Hệ số cản giảm chấn của lớp xe phía trước bên trái
C_{L2P}	N/m	Độ cứng lớp xe phía sau bên phải xe

Ký hiệu	Đơn vị	Giải nghĩa
C_{L2P}	N/m	Độ cứng lớp xe phía sau bên trái xe
K_{L2P}	Ns/m	Hệ số cản giảm chấn của lớp phía sau bên phải
K_{L2T}	Ns/m	Hệ số cản giảm chấn của lớp phía sau bên trái
V	m/s	Vận tốc chuyển động của ô tô
T_1		Trọng tâm của động cơ
C_{dc1}	N/m	Độ cứng lò xo vị trí lắp động cơ thứ nhất
K_{dc1}	Nm/s	Hệ số cản của giảm chấn vị trí lắp động cơ thứ nhất
C_{dc2}	N/m	Độ cứng lò xo vị trí lắp động cơ thứ hai
K_{dc2}	Nm/s	Hệ số cản của giảm chấn vị trí lắp động cơ thứ hai
C_{dc3}	N/m	Độ cứng lò xo vị trí lắp động cơ thứ ba
K_{dc3}	Nm/s	Hệ số cản của giảm chấn vị trí lắp động cơ thứ ba
C_{dc4}	N/m	Độ cứng lò xo vị trí lắp động cơ thứ tư
K_{dc4}	Nm/s	Hệ số cản của giảm chấn vị trí lắp động cơ thứ tư
\vec{F}	N	Tổng các ngoại lực tác dụng lên vật
\vec{F}_{qt}	N	Tổng các lực quán tính tác dụng lên vật
φ	rad	Chuyển động quay quanh trục Y
θ	rad	Chuyển động quay quanh trục X
ξ_{1T}	m	Toạ độ suy rộng khối lượng không được treo phía trước bên trái
ξ_{1P}	m	Toạ độ suy rộng khối lượng không được treo phía trước bên phải
ξ_{2T}	m	Toạ độ suy rộng khối lượng không được treo phía sau bên trái
ξ_{2P}	m	Toạ độ suy rộng khối lượng không được treo phía sau bên phải
T_1		trọng tâm của động cơ
φ_1	rad	Chuyển động quay của động cơ quanh trục X_1
θ_1	rad	Chuyển động quay của động cơ quanh trục Y_1

Ký hiệu	Đơn vị	Giải nghĩa
F_{q1T}	N	Lực quán tính khối lượng m_{1T} bên trái
F_{CL1T}	N	Lực đàn hồi của bánh xe phía trước bên trái
F_{KL1T}	N	Lực giảm chấn của bánh xe phía trước bên trái
F_{C1T}	N	Lực đàn hồi của hệ thống treo trước bên trái
F_{K1T}	N	Lực giảm chấn của hệ thống treo trước bên trái
F_{q1P}	N	Lực quán tính khối lượng m_{1P} bên phải
F_{CL1P}	N	Lực đàn hồi của bánh xe phía trước bên phải
F_{KL1P}	N	Lực giảm chấn của bánh xe phía trước bên phải
F_{C1P}	N	Lực đàn hồi của hệ thống treo trước bên phải
F_{K1P}	N	Lực giảm chấn của hệ thống treo trước bên phải
F_{CL2T}	N	Lực đàn hồi của bánh xe phía sau bên trái
F_{KL2T}	N	Lực giảm chấn của bánh xe phía sau bên trái
F_{C2T}	N	Lực đàn hồi của khối lượng treo sau bên trái
F_{K2T}	N	Lực giảm chấn của hệ thống treo saubên trái
F_{CL2P}	N	Lực đàn hồi của bánh xe sau bên phải
F_{KL2P}	N	Lực giảm chấn của bánh xe sau bên phải
F_{C2P}	N	Lực đàn hồi của hệ thống treo sau bên phải
F_{K2P}	N	Lực giảm chấn của hệ thống treo sau bên phải
F_{qtdc}	N	Lực quán tính của đồng cơ
F_{dcC1}	N	Lực đàn hồi của vị trí bắt động cơ thứ nhất
F_{dcK1}	N	Lực giảm chấn của vị trí bắt động cơ thứ nhất
F_{dcC2}	N	Lực đàn hồi của vị trí bắt động cơ thứ hai
F_{dcK2}	N	Lực giảm chấn của vị trí bắt động cơ thứ hai
F_{dcC3}	N	Lực đàn hồi của vị trí bắt động cơ thứ ba
F_{dcK3}	N	Lực giảm chấn của vị trí bắt động cơ thứ ba

Ký hiệu	Đơn vị	Giải nghĩa
F_{dcC4}	N	Lực đàn hồi của vị trí bất động cơ thứ tư
F_{dcK4}	N	Lực giảm chấn của vị trí bất động cơ thứ tư
Eq		Kỳ vọng toán học hoặc giá trị tung độ trung bình của các mấp mô mặt đường
K		Số lượng các giá trị đo đạc
q_i		Giá trị độ cao mấp mô tại điểm đo thứ i
P_i		Xác suất xuất hiện độ cao mấp mô thứ i
D_v		Phương sai các mấp mô

DANH MỤC CÁC HÌNH VẼ VÀ BẢNG BIỂU

Bảng 1.1. Dự kiến sản lượng ô tô các loại đến năm 2020	13
Bảng 1.2. Biểu cân đối năng lực, nhu cầu và bổ sung sản lượng ô tô đến năm 2010	14
Hình 2.1. Mô hình dao dao động của động cơ trong ô tô con hai cầu	33
Hình 2.2. Mô hình dao dao động trương đương của động cơ trong ô tô con hai cầu	34
Hình 2.3. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên cơ hệ	36
Hình 2.4. Sơ đồ lực tác dụng lên khối lượng không được treo trước trái	38
Hình 2.5. Sơ đồ lực tác dụng lên khối lượng không được treo trước phải	39
Hình 2.6. Sơ đồ lực tác dụng của khối lượng không được treo sau trái	40
Hình 2.7. Sơ đồ lực tác dụng của khối lượng không được treo sau	42
Hình 2.8. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên thân xe	42
Hình 2.9. Sơ đồ lực tác dụng lên khối lượng được treo (của động cơ)	48
Hình 2.10. Hệ treo 2 đòn ngang	53
Hình 2.11. Kết quả đo mấp mô mặt đường quốc lộ 1A (đoạn 1)	61
Hình 2.12. Kết quả đo mấp mô đã qua xử lý (đoạn 1)	61
Hình 2.13. Kết quả đo mấp mô mặt đường quốc lộ 1A (đoạn 2)	62
Hình 2.14. Kết quả đo mấp mô đã qua xử lý (đoạn 2)	62
Hình 3.1. Sơ đồ mô phỏng tổng thể dao động động cơ	63
Hình 3.2. Sơ đồ mô tả khối kích động mặt đường	64
Hình 3.3- Sơ đồ mô tả khối các lực lớp xe trước trái và phải	65
Hình 3.4. Sơ đồ mô tả khối các lực lớp xe sau trái và phải	65
Hình 3.5. Mô tả các chuyển vị của khối lượng không được treo	66
Hình 3.6. Sơ đồ mô tả đặc tính phi tuyến của hệ số cản giảm chấn của hệ thống treo phía trước	67
Hình 3.7. <i>Sơ đồ mô tả đặc tính phi tuyến của hệ số cản giảm chấn của hệ thống treo phía trước</i>	67

Hình 3.8.. Sơ đồ các lực tác dụng của hệ thống treo phía sau	68
Hình 3.9. Sơ đồ mô tả đặc tính phi tuyến của hệ số cản giảm chấn của hệ thống treo phía sau	68
Hình 3.10. Sơ đồ khối mô tả khối vỏ xe	69
Hình 3.11. Sơ đồ khối các lực hệ thống treo của động cơ	70
Hình 3.12. Sơ đồ khối mô tả các chuyển vị của động cơ	71
Bảng 3.1. Các thông số kỹ thuật của xe minibus 8 chỗ ngồi MEFA5-LAVI-304	72
Hình 3.13. Lực tác dụng lên vỏ xe ở các vị trí bắt bu lông động cơ ở trường hợp vị trí lắp ráp động cơ và vỏ xe coi như đệm đàn hồi.	75
Hình 3.14. Lực tác dụng lên vỏ xe ở các vị trí bắt bu lông động cơ ở trường hợp vị trí lắp ráp động cơ và vỏ xe coi như đệm đàn hồi chỉ đặc trưng C_{dc}	76
Hình 3.15. Lực tác dụng lên vỏ xe ở các vị trí bắt bu lông động cơ ở trường hợp vị trí lắp ráp động cơ và vỏ xe coi như đệm đàn hồi chỉ đặc trưng C_{dc} tăng.	77
Hình 3.16. Chuyển vị và gia tốc theo phương thẳng đứng ở vị trí trọng tâm xe ở trường hợp vị trí lắp ráp động cơ và vỏ xe coi như đệm đàn hồi chỉ đặc trưng C_{dc} và K_{dc}	78
Hình 3.17. Chuyển vị và gia tốc theo phương thẳng đứng ở vị trí trọng tâm xe ở trường hợp vị trí lắp ráp động cơ và vỏ xe coi như đệm đàn hồi chỉ đặc trưng C_{dc}	79
Hình 3.18. Chuyển vị và gia tốc theo phương thẳng đứng ở vị trí trọng tâm thân xe ở trường hợp vị trí lắp ráp động cơ và vỏ xe coi như đệm đàn hồi chỉ đặc trưng C_{dc} tăng	80
Hình 3.19. Độ lệch quân phương gia tốc theo phương thẳng đứng khi C_{dc} thay đổi	81
Hình 3.20. Độ lệch quân phương gia tốc theo phương thẳng đứng khi K_{dc} thay đổi	83

LỜI NÓI ĐẦU

Hiện nay công nghiệp ô tô Việt Nam phát triển rất nhanh thông qua các cơ chế của Nhà nước, cụ thể là Quyết định số: 175/2002/QĐ-TTg của Thủ tướng chính phủ về việc phê duyệt chiến lược công nghiệp ô tô Việt Nam đến năm 2010. Trong đó nhấn mạnh đến công nghệ chế tạo các linh kiện, các cụm, các hệ thống của ô tô mang thương hiệu Việt Nam. Tuy nhiên hiện nay ngành công nghiệp ô tô Việt Nam cũng mới chỉ dừng lại ở sản xuất một số chi tiết, cụm chi tiết và lắp ráp dựa trên dây chuyền của nước ngoài.

Theo số liệu thống kê trong những năm gần đây đã có nhiều nhà khoa học Việt Nam cũng như Thế giới đã quan tâm nghiên cứu ảnh hưởng của dao động đến độ êm dịu chuyển động của ô tô và giảm ảnh hưởng của dao động của ô tô đến đường giao thông. Tuy nhiên đối tượng nghiên cứu của các nhà khoa học là nghiên cứu về hệ thống treo, hệ thống lớp xe, khối lượng không được treo, vv Nhằm nâng cao độ êm dịu và giảm thiểu khả năng phá huỷ đường của các phương tiện tham gia giao thông. Qua tìm hiểu các tài liệu nghiên cứu và các cơ sở lắp ráp ở Việt Nam tác giả nhận thấy các nhà khoa học Việt Nam chưa quan tâm đến dao động của động cơ đốt trong ảnh hưởng đến độ êm dịu chuyển động của ô tô. Chính vì vậy nghiên cứu dao động của động cơ đốt trong ảnh hưởng đến độ êm dịu của ô tô là rất cần thiết.

Chính vì các lý do trên tác giả chọn đề tài **“Mô phỏng dao động của động cơ đốt trong và xem xét ảnh hưởng của nó lên độ êm dịu chuyển động của ô tô du lịch”** làm đề tài của luận án thạc sỹ của mình dưới sự hướng dẫn khoa học của thầy giáo TS. Lê Quốc Phong.

Đây là một mảng đề tài khá rộng, trong khuôn khổ thời gian có hạn của một luận văn cao học, tác giả chọn lĩnh vực nghiên cứu về ảnh hưởng của các thông số kết cấu của đệm đàn hồi ở các vị trí lắp ráp động cơ với vỏ xe. Thông số các đệm đàn hồi được đặc trưng bởi độ cứng và hệ số cản ảnh

hưởng đến độ êm dịu chuyển động ô tô. Để đạt được các mục đích đó trong đề tài giải quyết những vấn đề sau:

- Nghiên cứu các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động của ô tô trong điều kiện đường xá Việt Nam, phù hợp với người Việt Nam.

- Xây dựng mô hình dao động động cơ xe du lịch lắp ráp tại Việt Nam.

- Thiết lập hệ phương vi phân mô tả dao động của động cơ xe du lịch lắp ráp tại Việt Nam.

- Ứng dụng thành công kết quả đo mấp mô mặt đường quốc lộ 1A Hà Nội – Lạng Sơn vào bài toán dao động động cơ.

- Giải hệ phương trình vi phân mô tả dao động bằng phần mềm Matlab Simulink 7.0.

- Nghiên cứu và đề xuất bộ thông số kết cấu đệm đàn hồi ở các vị trí lắp động cơ lên vỏ xe theo quan điểm độ êm dịu.

Qua đây cho phép tôi được bày tỏ lòng cảm ơn sâu sắc đến thầy giáo hướng dẫn khoa học TS. Lê Quốc Phong người hướng dẫn trực tiếp tôi trong suốt thời gian làm luận văn. Tôi cũng xin gửi lời cảm ơn tới các thầy trong Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kỹ thuật Công Nghiệp Thái Nguyên, các bạn bè, đồng nghiệp đã giúp đỡ tôi hoàn thành luận văn này.

Do trình độ của bản thân và thời gian còn hạn nên đề tài chắc chắn không tránh khỏi những sai sót nhất định, rất mong nhận được sự đóng góp của các thầy, độc giả quan tâm để đề tài hoàn thiện hơn.

Thái Nguyên, ngày tháng 10 năm 2009

Tác giả

Nguyễn Tân Chính

Chương I

TỔNG QUAN VỀ ĐỀ TÀI NGHIÊN CỨU

1.1. Tổng quan về tình hình phát triển công nghiệp ô tô Việt Nam

1.1.1. Nhu cầu về ô tô và định hướng của chính phủ

Theo Quyết định số 177/2004/QĐ-TTg ngày 5 tháng 10 năm 2004 của Thủ tướng Chính phủ về việc phê duyệt Quy hoạch phát triển ngành công nghiệp ô tô Việt Nam đến năm 2010, tầm nhìn đến 2020. Trong Quy hoạch trình bày Quan điểm và mục tiêu phát triển như sau:

- Quan điểm phát triển: Công nghiệp ô tô là ngành công nghiệp rất quan trọng cần được ưu tiên phát triển để góp phần phục vụ có hiệu quả quá trình công nghiệp hoá, hiện đại hoá và xây dựng tiềm lực an ninh, quốc phòng của đất nước; trên cơ sở thị trường và hội nhập với nền kinh tế thế giới; lựa chọn các bước phát triển thích hợp, khuyến khích chuyên môn hoá - hợp tác hoá nhằm phát huy lợi thế, tiềm năng của đất nước; trên cơ sở tiếp thu công nghệ tiên tiến của thế giới, kết hợp với việc đẩy mạnh hoạt động nghiên cứu - phát triển trong nước và tận dụng có hiệu quả cơ sở vật chất, trang thiết bị hiện có, nhằm nhanh chóng đáp ứng nhu cầu trong nước về các loại xe thông dụng với giá cả cạnh tranh, tạo động lực thúc đẩy các ngành công nghiệp hỗ trợ trong nước phát triển nhằm đẩy nhanh quá trình sản xuất linh kiện, phụ tùng trong nước; phải phù hợp với chính sách tiêu dùng của đất nước và phải bảo đảm đồng bộ với việc phát triển hệ thống hạ tầng giao thông; các yêu cầu về bảo vệ và cải thiện môi trường.

- Mục tiêu phát triển:

Bảng 1.1. Dự kiến sản lượng ô tô các loại đến năm 2020.

Đơn vị: xe

TT		2005	2010	2020
1	Tổng số ô tô	120.000	239.000	398.000
2	Xe con đến 5 chỗ ngồi	32.000	60.000	116.000

TT		2005	2010	2020
3	Xe con từ 6 - 9 chỗ ngồi	3.000	10.000	28.000
4	Xe khách	15.000	36.000	79.900
	+ 10 - 16 chỗ ngồi	9.000	21.000	44.000
	+ 17 - 25 chỗ ngồi	2.000	5.000	11.200
	+ 26 - 46 chỗ ngồi	2.400	6.000	15.180
	+ > 46 chỗ ngồi	1.600	4.000	9.520
5	Xe tải	68.000	127.000	159.800
	+ Đến 2 tấn	40.000*	57.000*	50.000
	+ > 2 tấn - 7 tấn	14.000	35.000	53.700
	+ > 7 tấn - 20 tấn	13.600	34.000	52.900
	+ > 20 tấn	400	1.000	3.200
6	Xe chuyên dung	2.000	6.000	14.400

Kể cả thay thế 55.000 xe vận chuyển nông thôn (xe công nông) trong thời gian từ nay đến hết 2007.

Trên cơ sở cân đối năng lực hiện tại và nhu cầu dự báo, dự kiến sản lượng ô tô bổ sung đến 2010 như Biểu sau.

Bảng 1.2. Cân đối năng lực, nhu cầu và bổ sung sản lượng ô tô đến năm 2010

Đơn vị: xe

STT	Loại xe	Năng lực hiện tại năm 2003	Sản lượng yêu cầu năm 2010 (dự báo)	Sản lượng cần bổ sung năm 2010	Ghi chú
1	Xe con đến 5 chỗ	100.000	60.000		Không cần ĐT thêm
2	Xe con từ 6 - 9 chỗ	4.000 (đến 2010)	10.000	6.000	Đầu tư thêm
3	Xe khách	8.000	36.000	28.000	
	+ 10 16 chỗ ngồi		21.000	21.000	ĐT thêm

STT	Loại xe	Năng lực hiện tại năm 2003	Sản lượng yêu cầu năm 2010 (dự báo)	Sản lượng cần bổ sung năm 2010	Ghi chú
	+ 17 25 chỗ ngồi		5.000	5.000	ĐT thêm
	+ 26 46 chỗ ngồi	7.000 (đến 2010)	6.000		Không cần ĐT thêm
	+ > 46 chỗ ngồi	2.000	4.000	2.000	ĐT thêm
4	Xe tải	14.000	127.000	113.000	
	+ Đến 2 tấn	10.000	57.000	47.000	ĐT thêm
	+ > 2 tấn - 7 tấn	4.000	35.000	31.000	ĐT thêm
	+ > 7 tấn - 20 tấn		34.000	34.000	ĐT thêm
	+ > 20 tấn		1.000	1.000	ĐT thêm
5	Xe chuyên dùng	300	6.000	6.000	ĐT thêm

Nguồn: Quyết định 175/2000/QĐ-TTg

Định hướng đầu tư: Giao các doanh nghiệp nhà nước như: Tổng công ty Công nghiệp ô tô Việt Nam, Tổng công ty Máy động lực và Máy nông nghiệp, Tổng công ty Than Việt Nam, Tổng công ty Cơ khí giao thông vận tải Sài Gòn đảm nhiệm vai trò nòng cốt trong ngành công nghiệp ô tô Việt Nam, xây dựng và triển khai các dự án đầu tư sản xuất, lắp ráp ô tô và phụ tùng theo hướng:

+ Tổng công ty Công nghiệp ô tô Việt Nam: tập trung sản xuất, lắp ráp xe khách, xe tải cỡ trung và nhỏ, xe con, động cơ, hộp số, cụm truyền động.

+ Tổng công ty Máy động lực và máy nông nghiệp: tập trung sản xuất, lắp ráp xe khách, xe tải trung và nhỏ, động cơ, hộp số, cụm truyền động.

+ Tổng công ty Than Việt Nam: tập trung sản xuất, lắp ráp xe tải hạng trung và nặng, xe chuyên dùng và các thiết bị công tác kèm theo.

+ Tổng công ty Cơ khí giao thông vận tải Sài Gòn: tập trung lắp ráp, sản xuất xe khách, xe chuyên dùng và một số loại phụ tùng ô tô.

Trong những năm gần đây với sự phát triển của cơ sở hạ tầng, mạng lưới đường xuyên quốc gia và liên tỉnh phát triển, kể cả các đường làm mới và nâng cấp dựa trên các dự án xây dựng và nâng cấp đường quốc gia được Tổ chức Ngân hàng Thế giới và các dự án khác, do vậy đã có nhiều tuyến đường có chất lượng cao đảm bảo cho xe ô tô chạy với tốc độ cao và an toàn. Giải pháp nâng cấp hạ tầng giao thông được cải thiện, từ đó nhu cầu về sử dụng xe ô tô ngày càng lớn, các xe có chất lượng cao ra đời để đáp ứng nhu cầu sử dụng của của những khách hàng khó tính. Cùng đó, việc ban hành nghị định số 23/2004/NĐ-CP của Chính phủ ngày 13/1/2004 quy định niên hạn sử dụng ô tô đã loại bỏ hàng ngàn ô tô chở khách quá hạn sử dụng. Trên cả nước sẽ có trên 31.000 xe ô tô quá hạn sử dụng phải loại bỏ, hơn 55.000 xe vận chuyển nông thôn phải thay thế vì vậy nhu cầu về xe ô tô là rất lớn. Riêng Thành phố Hồ Chí Minh có nhu cầu thay thế hàng ngàn xe buýt loại: 45-50 chỗ ngồi và 7.000 xe lam cần được thay thế bằng xe 6-8 chỗ ngồi.

Theo số liệu của Bộ Công nghiệp (nay là bộ Công Thương), hiện cả nước có trên 200 doanh nghiệp tham gia sản xuất, lắp ráp, sửa chữa ô tô và chế tạo phụ tùng ô tô, trong đó có khoảng 90 cơ sở sản xuất, lắp ráp ô tô. Tuy nhiên, chưa có nhà máy nào đầu tư hoàn chỉnh vào chế tạo các bộ phận quan trọng của xe như động cơ, hộp số và hệ thống truyền động. Trong khi theo một số nhận định, khi sản xuất được động cơ xe có nghĩa là đã có nền công nghiệp ô tô phát triển tốt.

Quy hoạch này cũng đã phân tích đánh giá năng lực của các cơ sở sản xuất hiện nay và đề ra nhu cầu bổ sung sản lượng sản xuất ô tô đến năm 2020. Vì vậy từng bước nâng cao tỷ lệ nội địa hoá sản phẩm và trong tương lai không xa chúng ta có thể sản xuất những xe ô tô mang thương hiệu Việt Nam. Với chủ trương như vậy, nhiều nhà máy đã được đầu tư nâng cấp và đầu tư mới đáp ứng nhu cầu phát triển chung của ngành công nghiệp ô tô Việt Nam.

1.1.2. Thực trạng các cơ sở lắp ráp ô tô ở Việt Nam

Đến thời điểm hiện nay trên cả nước đã có các cơ sở lắp ráp ô tô có thương hiệu như: Vinamotor; Cơ khí ô tô Đà Nẵng; Trường Hải; Samco; Vinaxuki; Daewoo; Hino; Mercedes-Benz ...

- Các sản phẩm của Vinamotor (Công ty cơ khí ô tô 1-5, công ty ô tô 3-2, ...) thuộc Tổng công ty công nghiệp ô tô Việt Nam rất đa dạng, các cơ sở này đã sản xuất và lắp ráp các chủng loại ô tô khách từ 24 - 80 ghế ngồi dựa trên dây chuyền lắp ráp của Hàn Quốc, đã đáp ứng được hàng nghìn xe khách mỗi năm, phục vụ đặc lực cho yêu cầu vận tải hành khách (xe khách công cộng) ở các thành phố.

- Tổng công ty Máy động lực và máy nông nghiệp: tập trung sản xuất, lắp ráp xe khách, xe tải trung và nhỏ, động cơ, hộp số, cụm truyền động.

- Tổng công ty Than Việt Nam: tập trung sản xuất, lắp ráp xe tải hạng trung và nặng, xe chuyên dùng và các thiết bị công tác kèm theo.

- Tổng công ty Cơ khí giao thông vận tải Sài Gòn: tập trung lắp ráp, sản xuất xe khách, xe chuyên dùng và một số loại phụ tùng ô tô.

- Các công ty Ô tô Đà Nẵng, Trường Hải, Vinaxuki đã sản xuất và lắp ráp các loại ô tô tải cỡ nhẹ và cỡ trung, xe chở khách từ 24-45 chỗ với sản lượng bán ra hàng năm từ 500-1.000 xe các loại trên mỗi đơn vị. Đó là những cơ sở sản xuất có uy tín và phù hợp với nhu cầu sử dụng của người Việt Nam.

- Tổng công ty SAMCO Sài Gòn sản xuất và lắp ráp các loại ô tô khách cỡ 24-45 chỗ ngồi. Các xe do SAMCO sản xuất, lắp ráp có tính năng kỹ thuật khá cao và đều có nguồn gốc cơ bản của hãng Isuzu (Nhật Bản) nên có sức cạnh tranh lớn, đặc biệt là ở thị trường phía Nam.

- Hai hãng liên doanh là Daewoo và Mercedes-Benz đều sản xuất các loại xe chở khách tiên tiến, rất được ưa chuộng ở các thành phố lớn như Hà

Nội, Thành Phố Hồ Chí Minh, Hải Phòng, Đà Nẵng. Đó là những xe có chất lượng cao, có sức cạnh tranh lớn về chỉ tiêu kinh tế - kỹ thuật.

Tất cả các cơ sở sản xuất, lắp ráp ô tô trên đây thực chất là các cơ sở lắp ráp xe trên cơ sở các phụ tùng nhập khẩu. Phần công việc chính thực hiện trong nước là sản xuất khung, vỏ, các chi tiết phụ trợ bằng công nghệ hàn, sơn, lắp ráp nội thất, gia cơ khí các chi tiết phụ trợ. Với mức đầu tư trang thiết bị còn khiêm tốn, chất lượng của các sản phẩm lắp ráp trong nước còn ở mức hạn chế. Tuy nhiên, đây là nguồn cung cấp ô tô chở khách chủ yếu cho thị trường trong nước hiện nay nhờ có ưu thế về giá thành.

Qua phân tích ở trên chúng ta thấy công nghiệp ô tô Việt Nam chỉ dừng lại ở phần lắp ráp, sản xuất khung, vỏ, bố trí nội thất, tiện nghi và một số chi tiết phụ trợ. Trong đó công nghệ lắp ráp là phần quan trọng nhất, mặc dù vậy nhưng vấn đề dao động của động cơ đột trong có ảnh hưởng như thế nào đến độ êm dịu của ô tô, ảnh hưởng gì đến sức khỏe con người thì chưa được chú ý quan tâm đúng mức. Trong đề tài này tác giả tập trung nghiên cứu dao động của động cơ đột trong ảnh hưởng đến độ êm dịu của ô tô như thế nào và sử dụng phần mềm Matlab Simulink giải phương trình vi phân mô tả dao động.

1.2. Sơ lược tình hình nghiên cứu dao động của ô tô

1.2.1. Nghiên cứu dao động của ô tô trên thế giới

Ngành ô tô thế giới đã phát triển trên 100 năm. Những sản phẩm của nó ngày càng chứa hàm lượng công nghệ cao hơn, ô tô ngày càng chạy nhanh hơn, số lượng ngày càng nhiều. Những yếu tố phát triển đột biến đó đã đưa đến những áp lực mới cho xã hội như: tai nạn giao thông, mức độ phá hủy đường ngày càng nghiêm trọng. Nghiên cứu để hoàn thiện các kết cấu của ô tô nhằm nâng cao an toàn chuyển động và giảm ảnh hưởng xấu của dao động đến sức khỏe con người và các công trình giao thông là một nhu cầu cấp thiết của nhiều Quốc gia.

Nghiên cứu về dao động của ô tô nói riêng và động lực học ô tô nói chung ngày càng được quan tâm đúng mức. Ô tô là một liên kết của một hệ nhiều vật (MBS), các khối lượng đó liên kết với nhau bằng các phân tử có đặc tính phi tuyến phức tạp. Ví dụ như đặc tính giảm chấn, đặc tính đàn hồi, sự va chạm của bánh xe.

Những mô hình đơn giản thông thường chỉ có thể xác định được các chuyển động (dao động) riêng rẽ, độc lập ở phương dọc (X), phương ngang (Y) và phương thẳng đứng (Z). Do các yếu tố phi tuyến xuất phát từ động lực học của hệ thống treo, sự biến dạng của lốp và tách bánh xe không được mô tả trong các mô hình tuyến tính, nên kết quả nghiên cứu của dao động ô tô tuyến tính thường không chính xác.

Mô hình gần thực với ô tô cần đáp ứng các yêu cầu sau: Không hạn chế chuyển động (dao động), không gian của toàn xe; xác lập được động học, động lực học phi tuyến của hệ thống treo; xác lập được động lực học phi tuyến của bánh xe.

Độ êm dịu của chuyển động ô tô là chỉ tiêu quan trọng đánh giá chất lượng ô tô. Do vậy vấn đề dao động của ô tô được các nhà khoa học, các chuyên gia sản xuất ô tô trên thế giới đặc biệt quan tâm nghiên cứu với các hướng nghiên cứu như sau:

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

Sự phối hợp nghiên cứu của các chuyên gia thuộc nhiều lĩnh vực như: Công nghệ ô tô; bảo hộ lao động, y tế, tập trung chủ yếu ở các vấn đề: Nghiên cứu dao động ảnh hưởng đến sức khỏe con người và tìm ra các vùng thông số của dao động như tần số, vận tốc, gia tốc, biên độ dao động ảnh hưởng đến sức khỏe con người. Vấn đề ảnh hưởng của các biên độ và tần số rung động đối với cơ thể con người Trong đó có 02 công trình nổi tiếng của M.V.Vinogradov và Andreeva Galania. Công trình nghiên cứu của Vinogradov

nghiên cứu ảnh hưởng của rung động toa xe đối với cơ thể hành khách và đưa ra chỉ số xác định mức độ ảnh hưởng rung động đối với con người theo tần số và biên độ. Andreva Galinia cũng nghiên cứu ảnh hưởng của rung động và có kết luận mức độ ảnh hưởng của rung động đến các loại bệnh tật con người.

Đưa ra các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu của chuyển động của các ô tô phụ thuộc vào sự phát triển của khoa học của từng nước, phụ thuộc vào tâm sinh lý hành khách của mỗi nước và các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu khác nhau.

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

Ngày nay với sự phát triển của khoa học kỹ thuật, đặc biệt là các ngành công nghệ thông tin, điều khiển tự động, công nghệ vật liệu ... đã góp phần không nhỏ để phát triển công nghiệp ô tô. Các hệ thống ô tô, trong đó hệ thống treo và các phần tử của hệ thống treo đã được cải tiến đáng kể theo hướng nâng cao chất lượng của độ êm dịu chuyển động của ô tô. Năm 1974 phần tử giảm chấn được điều khiển đầu tiên đưa vào áp dụng cho hệ thống treo đã đánh dấu một bước ngoặt quan trọng trong nghiên cứu hoàn thiện hệ thống treo. Từ đó một loạt các công trình ra đời như: Hai tác giả Kqrrnop, Crosby và Harwood sử dụng giảm chấn có điều khiển dạng ON-OFF trên mô hình với hệ một bậc tự do đã nghiên cứu, mô tả thành công các đặc tính tần số - biên độ của gia tốc, vận tốc và dịch chuyển của phần khối lượng được treo với các kích thước đơn giản. Các tác giả Ahmadian và Marjoram bằng việc sử dụng mô hình treo bán tích cực (*semi active suspension*) 1/4 xe với các phần tử điều khiển là giảm chấn dạng ON-OFF đã khảo sát đặc tính tần số- biên độ của gia tốc khối lượng phần được treo, dịch chuyển của hệ thống treo và của lớp xe với tác động đầu vào có vận tốc dịch chuyển theo phương thẳng đứng ngẫu

nhiên. Trong những năm gần đây đã ứng dụng điều khiển mở dùng để điều khiển giảm chấn của các tác giả Titli và Roukieh điều khiển tối ưu hơn phương pháp điều khiển ON-OFF.

Cùng với sự phát triển của hệ thống treo bán tích cực (*semi active suspension*) thì hệ thống treo tích cực (*active suspension*) cũng phát triển song song có nghĩa là hệ thống treo điều khiển hai thông số là điều khiển phân tử giảm chấn và điều khiển phân tử đàn hồi của các hệ thống treo.

** Nghiên cứu nguồn gây dao động:*

Dao động của ô tô khi chuyển động không phải dao động tự do mà là dao động cưỡng bức, trong đó có nguồn gây kích thích xuất phát từ mấp mô đường. Từ thập kỷ 50, các nước phát triển trên thế giới như: Mỹ Anh, Pháp ... đã có nhiều công trình nghiên cứu về công nghệ, thiết bị và đã ban hành các quy trình đo đạc, đánh giá chất lượng đường ô tô thông qua chỉ tiêu độ mấp mô. Nghiên cứu phương pháp đo đạc và xử lý các số liệu để tìm ra các quy luật của mấp mô đường là một vấn đề rộng lớn được nhiều tác giả trên thế giới quan tâm và các hướng nghiên cứu như sau: Mô hình hoá mấp mô mặt đường (thực hiện việc mô hình hoá, các tác giả phải khảo sát các loại mặt đường, từ đó phân chia đường ra từng loại. Trong đó tác giả Yasenko và Prutrikop trong các công trình nghiên cứu của mình đã phân chia các đập mấp mô). Phương pháp thực nghiệm (đo đạc trực tiếp trên mặt đường bằng các thiết bị đặc biệt) quy luật của các mấp mô sẽ được biểu diễn dưới dạng số, kết quả này rất thuận tiện cho việc xử lý bằng máy tính thành các hàm toán học mô tả mấp mô của đường với sai số có thể chấp nhận được hoặc bằng các phép toán xác suất thống kê đối với đại lượng ngẫu nhiên, rời rạc.

** Giải bài toán dao động ô tô:*

Giải bài toán dao động đã được đưa ra từ lâu. Từ những năm 50 của thế kỷ 20 E.A.Trudakop trong các công trình của mình đã đưa ra mô hình dao

động ô tô hai bậc tự do. Từ đó đến nay, mô hình dao động ô tô ngày càng hoàn thiện theo hướng ngày càng tiến gần sát với mô hình thật và đặc biệt sự phát triển của công nghệ thông tin thì việc giải quyết các bài toán dao động ngày càng dễ dàng hơn. Ngày nay, các nhà nghiên cứu đã giải quyết các bài toán dao động phi tuyến trong đó hệ số cản của giảm chấn không phải là hằng số hoặc hệ số cứng của phần tử đàn hồi cũng không phải hằng số.

1.2.2. Nghiên cứu dao động ô tô ở Việt Nam

Trong những năm gần đây ngành công nghiệp ô tô nước ta đã có bước phát triển đáng kể và đã được Nhà nước đặc biệt quan tâm như đã trình bày phần trên. Do vậy một loạt các công trình nghiên cứu về vấn đề dao động ô tô đã được ra đời. Sau đây là một số công trình tiêu biểu:

- Công trình cấp nhà nước mạng mã số: 58A-02-04 thuộc chương trình nhà nước, 58A-02 cũng đã nghiên cứu về rung động trong bảo hộ lao động và các tác giả đã đưa ra một số kết quả về vấn đề này.

- Công trình của tác giả Triệu Quốc Lộc, cũng có công trình nghiên cứu về ghế của máy kéo và đã có thiết kế dùng cho máy kéo Việt Nam và bao tay dùng cho công nhân lái máy kéo.

- Công trình của tác giả và PGS.TS Dư Quốc Thịnh chủ nhiệm đề tài mang mã số: B91-03, T16/90-CK, T18/91-CK đã có nghiên cứu mạng tính chất lý thuyết và định hướng về vấn đề dao động.

- Công trình nghiên cứu “Nguyễn Tiến Thành, *thiết kế hệ thống treo, tính toán dao động xe ba cầu*, ĐATS 2004, ĐHBKHN đã đề ra mục tiêu êm dịu cho xe ca. Trong luận án tác giả chú ý đến mô tả thuộc tính đàn hồi giữa khung và vỏ là yếu tố đặc trưng cho xe ca - kết cấu khung, vỏ chịu lực.

- Công trình [6] “Nguyễn Thanh Hải, *khảo sát ô tô nhiều cầu*, luận án thạc sỹ kỹ thuật, Học viện kỹ thuật Quân sự HN, 2000 nghiên cứu ảnh hưởng của thông số kết cấu và điều kiện làm việc của ô tô đến độ êm dịu chuyên

động. Trong luận án tác giả giải quyết bài toán dao động 7 bậc tự do với kích động mặt đường là hàm phổ của Iasenکو.

- Công trình [10] “Phạm Đình Vi, *Zvysovani kvality odpruzeni vozidel*, DIS, 1992, BRONO nghiên cứu ứng dụng hệ thống treo có điều khiển để nâng cao chất lượng độ êm dịu chuyển động của ô tô. Trong luận án này các tác giả tập trung nghiên cứu hệ thống treo bán tự động với các mô hình và với kích động mặt đường ngẫu nhiên với các phổ được đo với các đường ở Việt Nam.

- Công trình [9] “Luu Văn Tuấn, *Nghiên cứu dao động xe ca Ba Đình, trên cơ sở đó để tính các biện pháp nâng cao độ êm dịu chuyển động*, Luận án Tiến sỹ MS 02-01-39, 1993. ĐHBK Hà Nội nghiên cứu hoàn thiện kết cấu của các hệ thống treo, kết cấu xe dựa trên quan điểm êm dịu, từ đó tác giả tiến hành tối ưu hoá các thông số này.

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

- Công trình [11] nghiên cứu ảnh hưởng của biến dạng mặt đường đến tải trọng tác dụng lên ô tô tại Quốc lộ 1A. Trong công trình này tác giả đo đạc và thu thập được số liệu mấp mô biến dạng đường trên tuyến đường 1A Hà Nội- Lạng Sơn, xử lý số liệu và đưa vào bài toán dao động để xác định tải trọng tác dụng lên ô tô. kết quả bộ số liệu mấp mô biến dạng đường được sử dụng nguồn kích động dao động trong luận án.

1.2.3. Mục tiêu và phương pháp nghiên cứu của luận án

Dựa trên cơ sở phân tích ở phần phân trên và được sự đồng ý có thầy hướng dẫn khoa học tôi chọn đề tài ‘*Nghiên cứu dao động của dao động cơ*

đốt trong của xe ô tô du lịch xuất tại Việt Nam”. Trong khuôn khổ của một luận án Thạc sĩ khoa học tôi tập chung nghiên cứu một số vấn cơ bản sau đây:

** Nghiên cứu các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu ô tô:*

Dựa trên cơ sở các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyên động của ô tô của các tác giả trong, ngoài nước và các kết quả nghiên cứu trong nước về định mức rung, về ảnh hưởng của dao động đến sức khoẻ con người Việt Nam đề ra các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu của ô tô. Các tiêu chí này phải thoả mãn các yêu cầu sau đây:

- Phù hợp với sức khoẻ người Việt Nam.
- Các chỉ tiêu phải ở dạng tường minh và phù hợp với điều kiện Việt Nam.

** Xây dựng mô hình và thiết lập hệ phương trình vi phân mô tả dao động:*

- *Xây dựng mô hình dao động:* xây dựng mô hình dao động động cơ tương đương cho loại xe du lịch sản xuất ở Việt Nam.

- *Thiết lập hệ phương trình vi phân:* Trên cơ sở mô hình dao động tương đương tiến hành thiết lập hệ phương trình vi phân biểu diễn dao động. Trong bản luận văn này sử dụng nguyên lý D'alambert để thiết lập hệ phương trình vi phân mô tả dao động.

** Giải hệ phương trình vi phân mô tả dao động:*

Sử dụng kết quả đo hàm biểu diễn kích động mặt đường là mật độ phổ mặt đường ngẫu nhiên trên quốc lộ 1A tuyến đường Hà Nội – Lạng Sơn của tác giả Đào Mạnh Hùng chủ nhiệm với đề tài cấp bộ mã số B2003-35-42.

Để giải hệ phương trình dao động sử dụng phần mềm Matlab Simulink 7.0 làm công cụ chủ yếu cho việc tính toán và mô phỏng. Đây là phần mềm hiện nay được áp dụng nhiều để giải các bài toán về kỹ thuật.

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

Đánh giá ảnh hưởng của dao động có tính lịch sử. Trước đây, người ta đánh giá ảnh hưởng dao động ô tô theo 2 chỉ tiêu là độ êm dịu và tải trọng động, tượng trưng cho sự ảnh hưởng đến tuổi thọ chi tiết.

Ngày nay, do nhận thức mới về ảnh hưởng của dao động, các chỉ tiêu được xác lập theo tiêu chí mới như sau:

1. Chỉ tiêu về độ êm dịu

- + Chỉ tiêu đối với khách;
- + Chỉ tiêu đối với hàng hoá.

2. Chỉ tiêu về tải trọng động

- + Chỉ tiêu về độ bền chi tiết;
- + Chỉ tiêu về mức độ phá đường;
- + Chỉ tiêu về an toàn động lực học.

3. Chỉ tiêu về không gian bố trí hệ treo

1.3.1. Đánh giá độ êm dịu chuyển động

Độ êm dịu chuyển động Drive comfort là một khái niệm chỉ sự cảm nhận chủ quan của con người người về dao động. Cảm giác đó được phỏng vấn trực tiếp các nhóm người khác nhau và như vậy độ êm dịu (ngưỡng) là chủ quan. Lĩnh vực này được đông đảo các nhà khoa học trong ngành cơ kỹ thuật, y tế, bảo hiểm lao động, kỹ thuật chống rung, chống ồn quan tâm.

Các nhà khoa học chỉ ra rằng, dao động có ảnh hưởng xấu đến người và hàng hoá; đặc biệt làm giảm khả năng điều khiển của lái xe [8].

Chỉ tiêu về độ êm dịu cho hành khách được Hiệp hội kỹ sư Đức VDI đưa ra bằng tiêu chuẩn quốc gia VDI [8] và được Tổ chức Tiêu chuẩn quốc tế chấp nhận thành tiêu chuẩn ISO [8].

Độ êm dịu chuyển động là cảm giác của con 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: z'' , y'' , x'' ;
- Tần số kích động;
- Thời gian kích động.

Cách xác định hệ số KB và sự phụ thuộc của các tham số trong giá trị tham số KB [8].

Theo đó ba 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.

Chỉ tiêu về an toàn hàng hoá: Chỉ tiêu về an toàn hàng hoá hiện nay mới chỉ thấy Hiệp hội Đóng gói Đức BFSV [8]. Dựa vào đó, với nghiên cứu ảnh hưởng của dao động với đường, Mitschke [8] đề ra ngưỡng cho an toàn hàng hoá như sau:

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

Giới hạn cảnh báo, theo Mitschke [8], là ở đó hệ thống treo hoặc đường xá đã hỏng đến mức phải có kế hoạch sửa chữa ngay.

Theo tài liệu [8] tác giả các đưa ra đánh giá độ êm dịu chuyển động ô tô thông qua độ lệch quân phương gia tốc theo phương thẳng đứng dựa theo vào các công trình nghiên cứu của Viện bảo hộ lao động Việt Nam. Độ lệch quân phương gia tốc theo phương thẳng đứng được xác định theo công thức dưới đây:

$$Z_c'' = \sqrt{\frac{\int_0^t (Z'')^2 dt}{t}} \quad (1.1)$$

Trong đó:

Z_c'' - Độ lệch quân phương gia tốc theo phương thẳng đứng.

Z'' - Gia tốc theo phương thẳng đứng .

t- Thời gian khảo sát.

Theo các nghiên cứu này thì đối với người Việt Nam thỏa mãn ngồi lên các dao động trong thời gian t nhất định vẫn đảm bảo được độ thỏa mái khi và chỉ thỏa mãn điều kiện $Z_c'' \leq 0,6$ g (trong đó g là gia tốc trọng trường).

1.3.2. Chỉ tiêu về tải trọng động

Chỉ tiêu này đặc trưng bởi tải trọng động của cầu xe; nhiều mô hình không xác định được yếu tố này. Muốn xác định được chỉ tiêu tải trọng động, trong mô hình phải xác định được phản lực từ đường lên bánh xe, khác với nhiều tác giả lấy $F_{zmax} = G_{0kd}$.

Dao động của cầu xe có hai hành trình nén và trả, điều này làm mâu thuẫn trong mục tiêu thiết kế.

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

* Chỉ tiêu về độ bền chi tiết.

Định nghĩa lại tải trọng chi tiết, tải trọng động cực đại như sau:

$$K_{dyn, max} = 1 + \frac{\max(F_{zdyn})}{F_{z, st}} \leq 2,5 \quad (1.2)$$

Trong đó:

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

$F_{z,dyn}$: Tải trọng động bánh xe

$F_{z,st}$: Tải trọng tĩnh bánh xe

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

$$\sigma_{Fz} = F_{z,RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int (F_z(t) - F_{z,st})^2 dt} \quad (1.3)$$

$$\text{Và: } k_{dyn, max} = \frac{1,64 F_{z,RMS}}{F_{z,st}} + 1$$

* *Chỉ tiêu về mức độ thân thiện với đường*

Sau những năm 1990, ô tô ngày càng có tải trọng lớn, tỷ trọng kinh tế của cầu và đường trong ngành giao thông ngày càng được đánh giá cao. Các nhà nghiên cứu của Anh, Mỹ [8] đã đặt vấn đề nghiên cứu ảnh hưởng của dao động ô tô đối với cầu và đường. Người ta thấy rằng mức độ ảnh hưởng của dao động ô tô đến cầu và đường tỷ lệ với số mũ bậc 4 của áp lực bánh xe với đường. Họ đã đưa ra khái niệm Road stress Coefficient, tạm gọi là hệ số áp lực đường W, là hệ số có thể đánh giá mức độ ảnh hưởng của dao động ô tô với cầu và đường. Trong một số tài liệu còn có tên tiếng anh là Dynamic wear factor. Theo đó, Wilkinson [8] đã nêu ra công thức xác định hệ số áp lực đường w như sau:

$$W = 1 + 6\eta^2 + 4\eta^4$$

$$\eta = \frac{\max(f_{z,dyn})}{F_{z,st}} \quad (1.4)$$

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

$$W = \frac{\sum_1^i w(i).F_{z,st}(i)}{\sum_1^i F_{z,st}(i)} \quad (1.5)$$

* *Chỉ tiêu về an toàn động lực học*

Giới hạn chuyển động của ô tô, tức là khả năng truyền lực khi tăng tốc và phanh, giữ ổn định quỹ đạo chuyển động, đều phụ thuộc vào mức độ tăng

giảm tải trọng động của bánh xe xuống đường. Do vậy, người ta đã tách ra hệ số tải trọng động cực tiểu $K_{\text{dyn, min}}$ để chỉ ra sự giảm khả năng truyền lực của bánh xe:

$$K_{\text{dyn, min}} = 1 + \frac{\min(F_{\text{dyn}})}{F_{z, \text{st}}} \quad \text{với } 0 < K_{\text{dyn, min}} < 1$$

$$K_{\text{dyn, min}} = 0,5 \quad \text{giới hạn cảnh báo [8]}$$

$$K_{\text{dyn, min}} = 0 \quad \text{giới hạn can thiệp [8]}$$

1.3.3. Chỉ tiêu về không gian bố trí treo

Chỉ tiêu này chỉ ra khả năng chọn độ võng động và độ võng tĩnh cũng như việc xác lập vị trí đặt vấu hạn chế hành trình treo. Nhiều mô hình trước đây đã không chú ý yếu tố đơn giản này:

$$f_{\text{dyn}}^t = \max(\xi - z) \quad f_{\text{dyn}}^n$$

Trong đó: $(\xi - z)$ là chuyển vị tương đối giữa khối lượng không được treo và được treo.

F_{dyn}^n là độ võng động hành trình nén của hệ treo; vị trí đặt vấu hạn chế hành trình nén.

F_{dyn}^t là độ võng động hành trình trả của hệ treo; vị trí đặt vấu hành trình trả.

Qua phân tích các chỉ tiêu đánh giá mức độ ảnh hưởng của dao động cũng như chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động của ô tô, tác giả chọn chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động thông qua chỉ tiêu độ lệch quân phương gia tốc theo phương thẳng đứng với các lý do sau:

- Thông qua mô phỏng có thể xác định được gia tốc theo phương thẳng đứng và thời gian dao động.

- Thỏa mãn được điều kiện phù hợp với người và đường Việt Nam.