

MỞ ĐẦU

1. Đặt vấn đề

Việc sản xuất, lắp ráp mới xe ô tô khách trong nước trong giai đoạn hiện nay là rất cần thiết. Nó góp phần cải thiện điều kiện đi lại của người dân, đồng thời tiết kiệm ngoại tệ cho đất nước. Tuy nhiên, điều cần được quan tâm là công nghệ chế tạo các linh kiện, độ bền, độ êm dịu và đảm bảo thuận lợi cho người ngồi trên xe khách. Hiện tại, việc sản xuất lắp ráp xe ô tô khách trong nước đều được thực hiện bằng cách nhập ngoại sát xi ô tô khách, đóng mới thân vỏ, ghế ngồi và trang trí nội thất. Bước tiếp theo là tăng cường nội địa hóa như chế tạo động cơ, hệ thống truyền lực, khung xe, nhíp... tiến tới hoàn thiện việc sản xuất, lắp ráp (sau đây viết tắt là SXLR) xe ô tô khách các loại trong nước. Do công nghệ thấp, bố trí ghế ngồi chưa hợp lý, độ cứng ghế ngồi chọn tùy tiện dẫn đến tính êm dịu chuyển động kém. Khi dao động tác động lâu dài sẽ làm cho người lái, hành khách mệt mỏi và căng thẳng thần kinh, dễ gây ra tai nạn giao thông. Do vậy, nghiên cứu về êm dịu chuyển động và các ảnh hưởng của dao động ô tô khách sản xuất và lắp ráp ở Việt Nam tới người lái và hành khách đang là vấn đề được nhiều tác giả quan tâm.

2. Mục tiêu nghiên cứu

- Lựa chọn và xác định các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động của xe ô tô khách SXLR bằng lý thuyết và bằng thực nghiệm.
- Khảo sát các yếu tố ảnh hưởng, đặc biệt là độ cứng ghế ngồi để từ đó đề ra biện pháp trong thiết kế ghế và bố trí ghế đảm bảo giảm thiểu tác hại của dao động ô tô tới sức chịu đựng của con người.

3. Những nội dung cần giải quyết

- Lựa chọn các chỉ tiêu đánh giá dao động và êm dịu chuyển động của ô tô khách.

- Thiết lập mô hình toán học để khảo sát ảnh hưởng một số thông số kết cấu và khai thác tới các chỉ tiêu êm dịu chuyển động.

- Thí nghiệm xác định các thông số đầu vào của mô hình dao động cũng như đánh giá sức chịu dao động của con người.

- Đề xuất hướng cải thiện trong thiết kế ghế ngồi và bố trí ghế nhằm giảm thiểu tác hại của dao động ô tô tới sức chịu đựng của người lái và hành khách.

4. Phương pháp nghiên cứu

Kết hợp lý thuyết và thực nghiệm, sử dụng các thiết bị thí nghiệm hiện đại.

5. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của đề tài

- Ở Việt Nam, những chỉ tiêu êm dịu mà luận án lựa chọn để khảo sát có thể coi là mới chưa từng có.

- Mô hình ô tô khách hai trục cùng các thông số đầu vào cho mô hình được thí nghiệm chính xác trên các thiết bị hiện đại.

- Kết quả nghiên cứu có thể là tài liệu tham khảo tốt cho giảng dạy, nghiên cứu khoa học, các cơ sở sản xuất cũng như các cơ quan quản lý trong nghiên cứu, thiết kế, ban hành luật có liên quan tới êm dịu chuyển động của ô tô khách và sức chịu dao động của con người.

CHƯƠNG I - TỔNG QUAN VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU

1.1. Khái niệm Hệ thống “Đường - Ô tô - Con người”

Khi nghiên cứu dao động, người ta thường coi ô tô như một hệ thống nằm trong một mối liên hệ chặt chẽ với đường và con người trên xe. Dao động của ô tô gây ảnh hưởng xấu tới con người (lái xe và hành khách) hoặc tới sự an toàn của hàng hoá chuyên chở. Đồng thời con người với tư cách là khối lượng được treo cũng có ảnh hưởng tới dao động của ô tô. Nghiên cứu hệ thống “Đường - ô tô - con người”

có thể tiến hành theo 3 hướng: nghiên cứu về biên dạng mặt đường, nghiên cứu dao động ô tô, nghiên cứu sức chịu dao động của con người và sự an toàn hàng hoá chuyên chở.

1.2. Khái niệm về ảnh hưởng của dao động đến con người

Khi ô tô chuyển động, dao động của nó ảnh hưởng lớn đến sức chịu đựng của con người ngồi trên xe. Những rung động cơ học của thân người hay của những bộ phận riêng lẻ của cơ thể rất phức tạp và có thể gây nên hàng loạt những thay đổi về trạng thái chức năng, về khả năng làm việc và về sức chịu đựng. Tác động của sự rung động cơ học đến cơ thể phụ thuộc vào: tần số rung động, cường độ rung động (biên độ), độ liên tục của tác động và phương hướng của nó.

- Những rung động với tần số từ 3 đến 5 Hz gây nên phản ứng ở tuyến tiền đình và có thể gây nên rối loạn dịch chuyển máu.

- Dao động với tần số từ 5 đến 11 Hz có thể tạo ra sự rối loạn tai trong, đồng thời tạo ra sự cộng hưởng rung động toàn thân.

- Những rung động với tần số từ 11 đến 45 Hz gây ra sự rối loạn chức năng của hàng loạt cơ quan nội tạng (trong đó có niệu quản).

1.3. Tổng quan về các chỉ tiêu liên quan đến độ êm dịu chuyển động của ô tô

1.3.1. Tần số dao động riêng

Theo tần số dao động riêng của một hệ dao động (bao gồm 01 khối lượng đặt trên 01 lò xo) được hiểu là số dao động của hệ trong một phút hoặc trong một giây:
$$\omega = \sqrt{\frac{C}{M}}; (\text{rad/s}) \quad (1.1)$$

Trong đó: C là độ cứng của phần tử đàn hồi hệ dao động;
M là khối lượng đặt trên phần tử đàn hồi.

Theo lý thuyết ô tô, đối với ô tô khách 02 trục thì tần số dao động riêng khi dao động phụ thuộc (tần số dao động liên kết).

$$\Omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2(1 - \eta_1 \eta_2)} \left[(\omega_1^2 + \omega_2^2) \pm \sqrt{4\eta_1 \eta_2 \omega_1^2 \omega_2^2} \right]; [\text{rad} / \text{s}] \quad (1.2)$$

$\Omega_{1,2}$: Tần số dao động riêng của khối lượng được treo trực trước, sau.

$\eta_{1,2}$: Hệ số liên kết; $\omega_{1,2}$: Tần số dao động độc lập từng trục.

1.3.2. Gia tốc dao động

Xét hàm kích thích có dạng : $q_i = q_{0i} [1 - \cos(\omega t)]$; (1.7)

$$\text{Gia tốc dao động : } Z_v = \omega_{0i} \sqrt{\frac{4\psi_{ai}^2 v_i^2 + \omega_{ai}^2}{(\omega_{ai}^2 - v_i^2)^2 + 4\psi_{ai}^2 \omega_{ai} v_i^2}} \quad (1.8)$$

Trong đó: ψ_{ai} : hệ số đập tắt dao động trục thứ i;

ω_{ai} : tần số dao động riêng trục thứ i.

1.3.3. Chỉ tiêu hệ số êm dịu

Hệ số êm dịu K được đưa ra do tập thể các kỹ sư Đức (VDI).

Tác giả cho rằng cảm giác con người khi chịu dao động phụ thuộc vào hệ số độ êm dịu chuyển động K theo công thức 1.10.

$$K = \frac{12,5}{\sqrt{1 + 0,01.n_v^2}} \cdot \ddot{Z} = \frac{18}{\sqrt{1 + 0,01.n_v^2}} \cdot \ddot{Z}_c = K_y \cdot \ddot{Z}_c \quad (1.10)$$

Trong đó : n_v - tần số dao động (Hz), \ddot{Z} - gia tốc dao động (m.s^{-2})

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

1.3.4. Chỉ tiêu công suất dao động

Chỉ tiêu này dựa trên cơ sở giả thuyết rằng cảm giác của con người khi chịu dao động phụ thuộc vào trị số của công suất dao động trung bình truyền đến họ:

$$N_c = \text{Lim} \frac{1}{T} \int_0^T P(t) \cdot v(t) \cdot dt. \quad (1.12)$$

1.3.5. Chỉ tiêu đánh giá cảm giác theo gia tốc dao động và độ dài thời gian tác động.

Tổ chức quốc tế về tiêu chuẩn hoá ISO đưa ra năm 1969 cho phép đánh giá tác dụng của dao động con người ngồi trên xe. Cảm giác được đánh giá theo ba mức: thoải mái, mệt mỏi và giới hạn.

Giá trị dao động tới hạn eVDV

- Giá trị gia tốc tới hạn eVDV (estimate vibration dose value) đặc trưng cho giới hạn nguy hiểm đến sức khỏe con người do dao động của xe ô tô khách trong khoảng thời gian dài. Các giá trị này phụ thuộc vào thời gian dao động và gia tốc bình phương trung bình theo tần số được tính theo 1.18: $eVDV = 1,4 \cdot a_{RMS} \cdot T^{1/4}$ (1.18). (a_{RMS} là giá trị bình phương trung bình của gia tốc dao động).

- Chỉ tiêu về giá trị dao động là giá trị ước lượng của gia tốc trung bình bậc 4 VDV:

$$VDV = \left[\int_{t=0}^T a^4(t) dt \right]^{1/4} \quad (m/s^{1,75}) \quad (1.17)$$

Trong đó: $a(t)$: là gia tốc tức thời theo thời gian;

T: khoảng thời gian khảo sát.

1.4. Những kết quả nghiên cứu về êm dịu chuyển động của ô tô ở trong và ngoài nước

1.4.1. Các nghiên cứu trên thế giới

Về biên dạng mặt đường, các tác giả như P.B. Ротенберг - 1972, A. A. Хачатуров - 1976 đã công bố một cách đầy đủ phương pháp mô tả mấp mô biên dạng mặt đường bằng các hàm xác định (mấp mô đơn, mấp mô dạng hàm điều hòa...).

P.B. Ротенберг và một số tác giả khác đã trình bày khá chi tiết về ảnh hưởng của dao động đến con người, các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động của ô tô như: K, N_c, Z_{tr}. Một số tác giả khác như Alexander S.J, Benson A.J,.. đã công bố kết quả nghiên cứu về sức chịu dao động của con người.

1.4.2. Các nghiên cứu trong nước

Trong nước, đã có một số công trình, luận án tiến sỹ nghiên cứu có liên quan tới độ êm dịu chuyển động của T.S Lưu Văn Tuấn, dao

động ô tô của T.S Võ Văn Hùng, biên dạng mặt đường của T.S Trần Minh Sơn, điều kiện khai thác ô tô của T.S Đào Mạnh Hùng...

Qua phân tích nêu trên, có thể nhận thấy mối quan hệ “Đường - ô tô - con người” đã được nghiên cứu từng phần hoặc theo các nội dung riêng biệt bằng lý thuyết hoặc thực nghiệm và đã đạt được một số kết quả nhất định.

1.5. Tiêu chuẩn đánh giá độ êm dịu chuyển động hiện hành ở Việt Nam

Các tiêu chuẩn liên quan tới đánh giá về dao động cho ô tô khách: chưa có tiêu chuẩn riêng mà chỉ đánh giá chỉ tiêu về dao động theo yêu cầu tại mục 4.6.3 22TCN 307-06 “ *Tần số dao động riêng phần được treo của xe ô tô khách ở trạng thái đầy tải được xác định theo tiêu chuẩn 22TCN 336-05 không lớn hơn 2,5 Hz*”.

1.6. Kết luận chương I

- Dao động của ô tô khi chuyển động có ảnh hưởng lớn đến sức chịu đựng của con người. Con người rất nhạy cảm với những dao động ở dải tần số từ 1 - 8 Hz.

- Các nghiên cứu ở trong nước chủ yếu quan tâm tới ô tô, mặt đường, chưa có nghiên cứu nào đề cập tới sự truyền dao động từ ô tô đến con người.

- Kế thừa các kết quả nghiên cứu trong nước và thế giới nghiên cứu đề xuất mục tiêu, phạm vi, phương pháp nghiên cứu.

CHƯƠNG II - XÂY DỰNG MÔ HÌNH TOÁN HỌC HỆ “ĐƯỜNG - Ô TÔ - CON NGƯỜI”

2.1. Lựa chọn chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động

Nhìn chung, các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động của ô tô đã nêu còn đơn lẻ chưa đồng bộ và đã lạc hậu, kể cả các tiêu

chuẩn hiện hành ở Việt Nam. Do đó, nghiên cứu sinh xin lựa chọn các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động của ô tô khách SXLR ở Việt Nam như sau:

- Tần số dao động riêng: Chỉ tiêu này đặc trưng cho mức độ quen chịu dao động của con người (nếu coi một bước đi của con người thực hiện một dao động).

- Gia tốc theo thời gian tác dụng bao gồm:

+ Gia tốc bình phương trung bình a_{RMS} : $a_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \ddot{Z}_n^2 dt}$; (m/s²) (2.1)

+ Lượng dao động tới hạn $eVDV$: $eVDV = 1,4 \cdot a_{RMS} \cdot T^{1/4}$; (m/s^{1,75}) (2.2)

+ Lượng dao động VDV : $VDV = \left(\int_0^T \ddot{Z}_n^4(t) dt \right)^{1/4}$; (m/s^{1,75}) (2.4)

Trong đó: T là khoảng thời gian khảo sát (s);

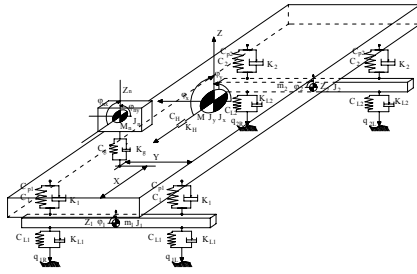
\ddot{Z}_n là gia tốc thẳng đứng của người ngồi trên ghế (m/s²).

2.2. Các loại mô hình nghiên cứu dao động hệ “Đường - Ô tô - Con Người”

2.2.1. Phân tích các loại mô hình dao động ô tô khách

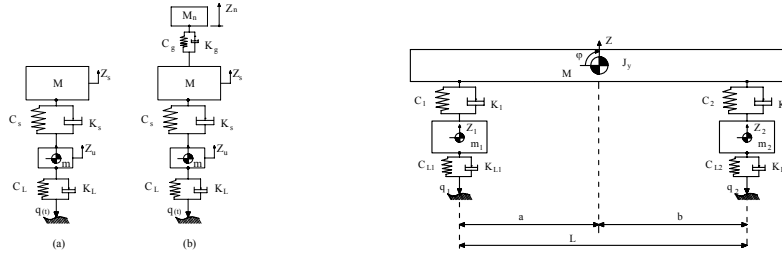
Ô tô nói chung và ô tô khách nói riêng được coi là một hệ dao động cơ học bao gồm nhiều thành phần có mối liên hệ rất phức tạp với nhau thông qua các phần tử đàn hồi và giảm chấn. Ngoài ra, khi muốn đi sâu nghiên cứu ảnh hưởng của dao động ô tô đến con người, mô hình dao động cần bổ sung thêm hệ thống ghế và người ngồi.

2.2.2. Mô hình dao động không gian



Hình 2.1. Mô hình dao động không gian tương đương của ô tô khách 2 trục

2.2.3. Mô hình dao động phẳng



Hình 2.2. Mô hình dao động 1/4 Hình 2.4. Mô hình dao động 1/2

2.3. Xây dựng mô hình toán học hệ “Đường - Ô tô - Con người”

2.3.1. Các giả thiết khi xây dựng mô hình

- Khối lượng ô tô được phân bố đối xứng qua mặt phẳng vuông góc với mặt đường và đi qua trục dọc của nó.

- Độ mấp mô của biên dạng đường ở bên trái và bên phải của bánh xe trên một trục là như nhau.

- Toàn bộ khối lượng được treo được quy dẫn về trọng tâm và coi như cứng tuyệt đối. Nó được biểu thị bằng khối lượng M và mô men quán tính đối với trục ngang Y đi qua trọng tâm J_y . Có 2 bậc tự do là dịch chuyển theo phương thẳng đứng Z và góc lắc dọc φ .

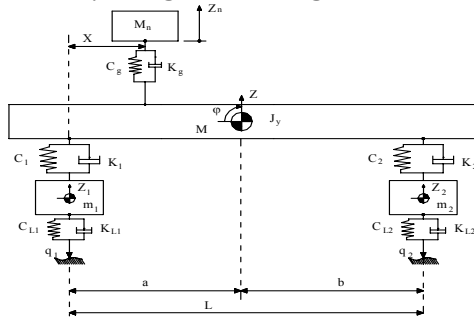
- Phần khối lượng không được treo tương ứng ở cầu trước và cầu sau là m_1, m_2 . Một bậc dịch chuyển thẳng đứng z_1, z_2 tương ứng ở trục trước và sau.

- Coi đặc tính đặc tính đàn hồi của hệ thống treo và lớp là tuyến tính, với độ cứng của hệ thống treo trước và sau là C_1, C_2 ; độ cứng hướng kính của lớp C_{L1}, C_{L2} .

- Bỏ qua nguồn kích thích dao động trên xe. Coi mấp mô của mặt đường là nguồn kích thích dao động duy nhất.

- Khi chuyển động bánh xe luôn tiếp xúc với mặt đường, không có hiện tượng tách bánh.

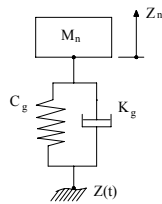
2.3.2. Xây dựng mô hình nghiên cứu



Hình 2.5. Mô hình dao động 1/2 mở rộng (lắp ghế trên sàn xe).

Giống như mô hình 1/2 trong mặt phẳng dọc thông thường nhưng ở đây, hệ dao động có thêm 1 phần tử là ghế và người ngồi được lắp đặt trên sàn xe (trên khối lượng được treo cơ sở). Các dao động từ ô tô được truyền tới con người qua sàn xe và ghế. Trong nhiều trường hợp, ghế có thể làm giảm bớt tác động của các dao động thân xe lên con người.

Để thuận lợi cho nghiên cứu thí nghiệm sau này, nghiên cứu sinh khảo sát cả mô hình 1/4 khi coi con người chịu kích thích dao động từ sàn xe mà không phải là từ mặt đường (hình 2.6).



Hình 2.6. Mô hình dao động 1/4 khi coi con người chịu kích thích dao động từ sàn xe

2.4. Xây dựng hệ phương trình vi phân mô tả dao động của hệ

2.4.1. Các phương pháp thiết lập hệ phương trình vi phân

Để mô tả dao động của ô tô, cần tiến hành xây dựng các phương trình vi phân cấp hai. Hệ phương trình này có thể thiết lập được bằng nhiều phương pháp. Để lập các phương trình cho hệ nhiều vật có 2

phương pháp chính: Sử dụng nguyên lý D'alambert hoặc phương trình Lagrange II trong hệ tọa độ suy rộng.

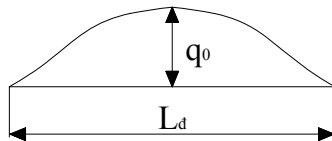
2.4.2. Lựa chọn phương pháp thiết lập hệ phương trình vi phân

Cả hai phương pháp xây dựng hệ phương trình cho hệ dao động nêu trên đều có thể sử dụng chương trình mô phỏng theo thời gian (Matlab - Simulink) để giải một cách dễ dàng. Nhưng để đảm bảo chính xác, NCS chọn phương pháp xây dựng theo Lagrange II.

2.4.3. Lựa chọn hàm kích thích dao động từ mặt đường

Trong thực tế, kích thích dao động của mặt đường rất đa dạng, mỗi loại mặt đường tồn tại nhiều loại hàm kích thích khác nhau. Không có loại đường nào chỉ tồn tại một loại hàm kích thích. Với mục tiêu nghiên cứu là xác định a_{RMS} , eVDV, VDV trong khoảng thời gian rất dài từ 4 đến 8 tiếng (tương ứng với các đoạn đường dài từ 200 đến 400 Km) theo quan điểm của viện sỹ B.K. Baxlamov trong cuốn “Các tính chất khai thác ô tô” - Acagema - 2005 và một số tác giả khác, nghiên cứu sinh lựa chọn hàm kích thích dao động của mặt đường là hàm điều hòa dạng hình sin như sau:

$$q = q_0 \sin(vt) \quad (2.9)$$



q_0 là biên độ lớn nhất của nhấp nhô,
 v là tần số kích thích của mặt đường,
 L_d là chiều dài mấp mô.

Hình 2.7. Biên dạng của đường

Dựa trên biên dạng đường cơ sở này, nghiên cứu sinh sẽ tiến hành nghiên cứu ảnh hưởng các thông số tới êm dịu chuyển động của ô tô đồng thời sẽ thực hiện việc khảo sát và đánh giá tính tương đương giữa mô hình và xe thực tế thông qua kết quả thí nghiệm khi cho xe chạy trên các loại đường với các hàm kích thích khác nhau

(sai số mô hình và hàm kích thích). Sai số mô hình sẽ được đánh giá khi cho xe thí nghiệm chạy trên đoạn đường có biên dạng hình sin.

2.4.4. Thiết lập hệ phương trình vi phân cho mô hình nghiên cứu

2.4.4.1. Mô hình dao động $\frac{1}{2}$ (hình 2.5)

Với hệ dao động gồm 5 bậc tự do Z_n, Z, Z_1, Z_2 và φ , như hình 2.5, nghiên cứu sinh thiết lập hệ phương trình dao động :

Phương trình 1:

$$M_n \ddot{Z}_n + K_g \dot{Z}_n + C_g Z_n - K_g \dot{Z} - C_g Z + K_g(a-x)\dot{\varphi} + C_g(a-x)\varphi = 0 \quad (2.16)$$

Phương trình 2:

$$M \ddot{Z} + (K_1 + K_2 + K_g) \dot{Z} + (C_1 + C_2 + C_g) Z + [K_1 a - K_2 b - K_g(a-x)] \dot{\varphi} + [C_1 a - C_2 b - C_g(a-x)] \varphi - K_1 \dot{Z}_1 - C_1 Z_1 - K_2 \dot{Z}_2 - C_2 Z_2 - K_g \dot{Z}_n - C_g Z_n = 0. \quad (2.17)$$

Phương trình 3:

$$J_y \ddot{\varphi} + [K_1 a^2 + K_2 b^2 + K_g(a-x)^2] \dot{\varphi} + [C_1 a^2 + C_2 b^2 + C_g(a-x)^2] \varphi + [K_1 a - K_2 b - K_g(a-x)] \dot{Z} + [C_1 a - C_2 b - C_g(a-x)] Z - K_1 a \dot{Z}_1 - C_1 a Z_1 + K_2 b \dot{Z}_2 + C_2 b Z_2 + K_g(a-x) \dot{Z}_n + C_g(a-x) Z_n = 0. \quad (2.18)$$

Phương trình 4:

$$m_1 \ddot{Z}_1 + (K_{L1} + K_1) \dot{Z}_1 + (C_{L1} + C_1) Z_1 - K_1 \dot{Z} - C_1 Z - K_1 a \dot{\varphi} - C_1 a \varphi = C_{L1} \dot{q}_1 + K_{L1} q_1. \quad (2.19)$$

Phương trình 5:

$$m_2 \ddot{Z}_2 + (K_{L2} + K_2) \dot{Z}_2 + (C_{L2} + C_2) Z_2 - K_2 \dot{Z} - C_2 Z + K_2 b \dot{\varphi} + C_2 b \varphi = C_{L2} \dot{q}_2 + K_{L2} q_2. \quad (2.20)$$

2.4.4.2. Mô hình dao động $\frac{1}{4}$ khi coi con người chịu kích thích dao động từ sàn xe (hình 2.6)

Phương trình dao động:

$$M_n \ddot{Z}_n + K_g (\dot{Z}_n - \dot{Z}(t)) + C_g (Z_n - Z(t)) = 0. \quad (2.21)$$

2.5. Giải hệ phương trình vi phân dao động

2.5.1. Giải hệ phương trình dao động trong miền thời gian

Để giải hệ phương trình dao động trong miền thời gian, có thể biến đổi hệ phương trình dao động trên thành hệ phương trình dạng

ma trận và giải bằng phần mềm Simulink:

$$[M]\ddot{q} + [K]\dot{q} + [C]q = [Q] \quad (2.24)$$

Với $[M]$ là ma trận khối lượng; $[C]$ là ma trận độ cứng

$[K]$ là ma trận hệ số cản giảm chấn ; $[Q]$ là véc tơ ngoại lực tác dụng; q là véc tơ toạ độ suy rộng các dịch chuyển.

2.5.2. Giải hệ phương trình dao động trong miền tần số

Biến đổi toán tử hệ phương trình đã lập có thể đưa về hệ phương trình biểu diễn dưới dạng ma trận trong miền toán tử như sau:

$$[M].p^2.q(p) + [K].p.q(p) + [C].q(p) = [Q(p)]. \quad (2.25)$$

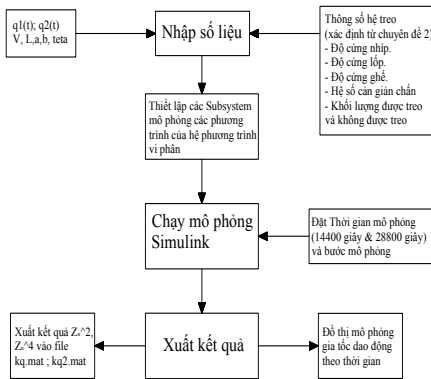
Với toán tử $p: p = i.\omega$ (hay $p = j.\omega$).

Chia các thành phần trong (2.25) cho $q_1(p)$ và thay $p = j.\omega$ chúng ta sẽ nhận được mối quan hệ biên tần giữa gia tốc người ngồi trên ghế và kích thích mặt đường:

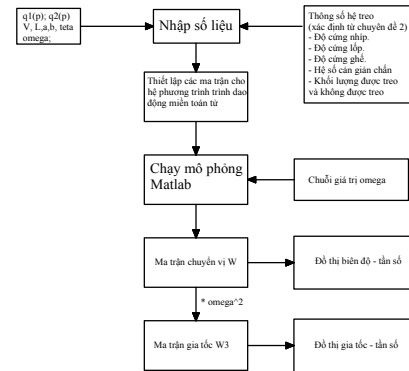
$$\frac{\ddot{Z}_n(p)}{q_1(p)} = p^2 W_1 \rightarrow \left| \frac{\ddot{Z}_n(p)}{q_1(p)} \right| = \omega^2 |W_1| \quad (2.44)$$

2.5.3. Thuật toán giải hệ phương trình bằng phần mềm máy tính.

- Giải hệ phương trình theo miền thời gian và tần số:



Hình 2.8. Thuật toán giải hệ phương trình trong miền thời gian



Hình 2.10. Thuật toán giải hệ phương trình trong miền tần số

2.6. Kết luận chương II

- Nghiên cứu sinh đã xây dựng được mô hình dao động phù hợp để khảo sát ảnh hưởng của dao động ô tô tới con người.

- Thiết lập hệ phương trình vi phân biểu thị dao động của hệ có xét tới vị trí người lái và hành khách.

- Sử dụng phần mềm Matlab - Simulink để giải hệ phương trình.

- Lập trình tính các chỉ tiêu đánh giá sức chịu dao động của con người đã lựa chọn (a_{RMS} , $eVDV$, VDV).

- Các kết quả của chương II có thể để khảo sát và tính toán cho nhiều loại ô tô khác nhau. Đây là phần lý thuyết chung quan trọng của luận án.

CHƯƠNG III - ẢNH HƯỞNG CỦA CÁC THÔNG SỐ ĐẸN ĐỘ ÊM DỊU CHUYỂN ĐỘNG CỦA Ô TÔ KHÁCH ĐÓNG MỚI Ở VIỆT NAM

3.1. Lựa chọn loại ô tô khách đóng mới ở Việt Nam để khảo sát

3.1.1. Các loại xe khách đóng mới ở Việt Nam

Những năm gần đây, cùng với sự tăng trưởng ổn định của nền kinh tế (khoảng 7% mỗi năm), ngành công nghiệp ô tô nước ta đang dần hình thành và phát triển. Tuy nhiên, ngành công nghiệp SXLR ô tô khách trong nước còn ở mức độ công nghệ thấp, chủ yếu thực hiện theo phương án đóng mới khung vỏ và ghế ngồi.

3.1.2. Lựa chọn xe khảo sát

- Đối tượng được lựa chọn để khảo sát cần đáp ứng các yêu cầu sau:

+ Là xe ô tô khách SXLR phổ biến ở trong nước, đặc trưng cho sản phẩm SXLR trên sát xi nhập khẩu.

+ Hệ thống treo là loại được sử dụng phổ biến, có thể xác định được các thông số đầu vào (độ cứng nhíp, lớp, hệ số cản giảm chấn...).

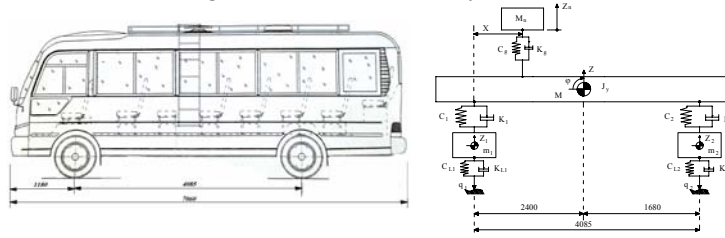
- Trên cơ sở đó, nghiên cứu sinh lựa chọn xe ô tô khách:

+ Tên xe: COUNTY HD 29 E3

+ Đơn vị sản xuất, lắp ráp: Công ty Cổ phần cơ khí Ôtô 3-2

+ Số chỗ ngồi: 29 chỗ (kể cả người lái)

Mô hình dao động của xe được trình bày trên hình 3.8.



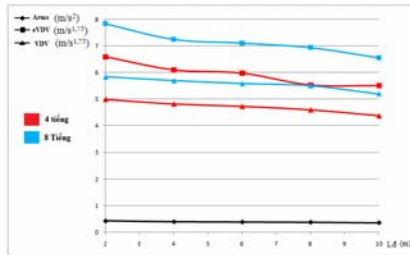
Hình 3.8. Mô hình dao động xe Hyundai County HD 29 E3.

3.1.3. Thí nghiệm xác định các thông số đầu vào

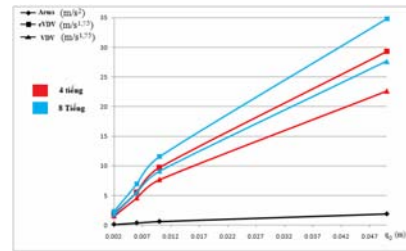
Do trong thực tế, các số liệu của nhà sản xuất còn thiếu nên để phục vụ cho bài toán NCS tiến hành một số các thí nghiệm xác định các thông số đầu vào (như các khối lượng, độ cứng, hệ số cản giảm chấn v..v) và được trình bày trong chương IV của tóm tắt này.

3.2. Khảo sát ảnh hưởng của điều kiện khai thác

3.2.1. Ảnh hưởng của mật đường có dạng hàm điều hòa hình sin



Hình 3.9 Khảo sát các chỉ tiêu êm dịu khi thay đổi khoảng cách mấp mô mặt đường hình sin



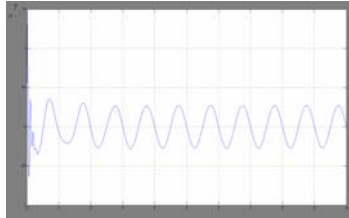
Hình 3.10. Khảo sát các chỉ tiêu êm dịu khi thay đổi chiều cao mấp mô mặt đường hình sin

Nhận xét: Khi mặt đường có mấp mô càng nhiều và chiều cao mấp mô càng lớn sẽ làm giảm độ êm dịu cho người ngồi trên xe.

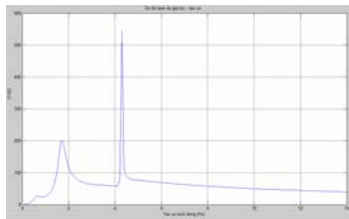
* *Ảnh hưởng của biên dạng đường hình sin đặc thù chọn để thí nghiệm sau này*

+ Chế độ khảo sát: $L_d=0,3$ (m); $q_0=0,06$ (m); $V= 20$ Km/h.

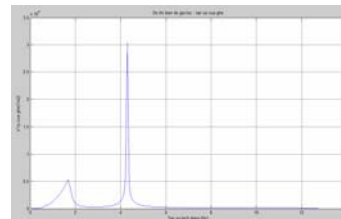
+ KQ: KS 8 tiếng: $eVDV=10,03$ ($m/s^{1,75}$); $VDV=11,87$ ($m/s^{1,75}$).



Hình 3.11 Gia tốc dao động của khối lượng được treo tại trục trước



Hình 3.12. Đặc tính biên độ tần số của gia tốc thẳng đứng của khối lượng được treo tại trục trước



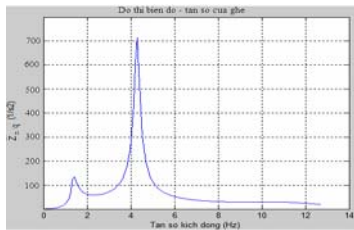
Hình 3.14. Đặc tính biên độ tần số của gia tốc dịch chuyển của người ngồi trên ghế (ghế đặt tại vị trí trục trước).

- Đường đặc tính biên độ tần số của gia tốc có 2 vùng cần chú ý:

+ Cộng hưởng ở tần số thấp, xảy ra ở tần số : $\nu = 1,7$ Hz

+ Cộng hưởng ở tần số cao xảy ra ở tần số : $\nu = 4,4$ Hz

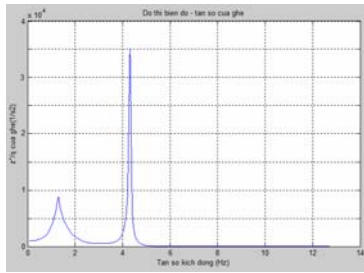
3.2.2. Ảnh hưởng của mấp mô đơn kiểu hình sin đơn vị



Hình 3.15. Đặc tính biên độ tần số của gia tốc dịch chuyển thẳng đứng của người ngồi trên ghế (ghế đặt tại vị trí trục trước) tại các chế độ khảo sát

3.2.3. Ảnh hưởng của mặt đường dạng hàm ngẫu nhiên

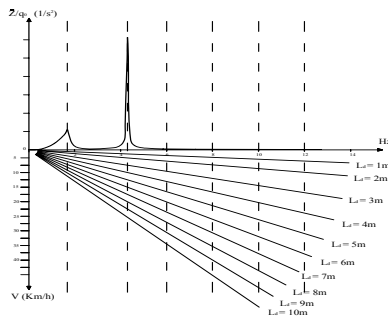
Dựa trên hàm phổ chuẩn đường áp phan xây dựng đồ thị biên tần:



Hình 3.16. Đặc tính biên tần của gia tốc dịch chuyển thẳng đứng của người ngồi trên ghế (ghế đặt tại vị trí trực trước) với kích thích mặt đường ngẫu nhiên

3.2.4. Ảnh hưởng của vận tốc chuyển động

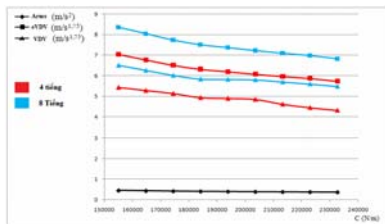
* Xác định tốc độ cộng hưởng



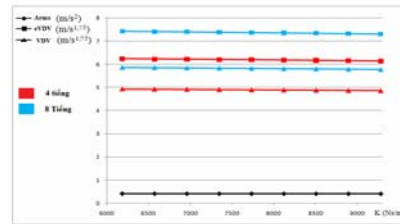
Hình 3.18. Đồ thị xác định vận tốc chuyển động cộng hưởng

3.3. Khảo sát ảnh hưởng các thông số kết cấu đến độ êm dịu chuyển động

3.3.1. Khảo sát ảnh hưởng các thông số của hệ thống treo

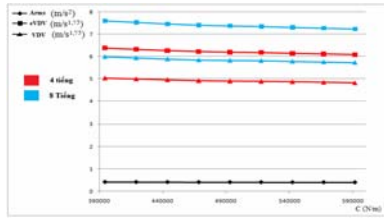


Hình 3.19. Ảnh hưởng độ cứng nhíp trước tới các chỉ tiêu êm dịu trong 4 và 8 tiếng



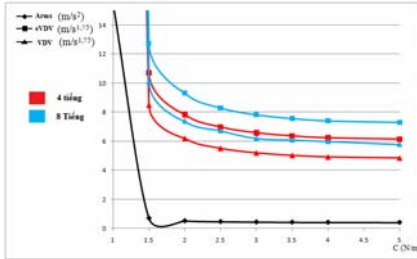
Hình 3.21. Ảnh hưởng hệ số cản giảm chấn trước tới các chỉ tiêu êm dịu 4 và 8 tiếng

3.3.2. Khảo sát ảnh hưởng của độ cứng lớp



Hình 3.23. Đồ thị ảnh hưởng độ cứng lớp trước tới các chỉ tiêu êm dịu trong 4 và 8 tầng

3.3.3. Khảo sát ảnh hưởng của độ cứng ghế

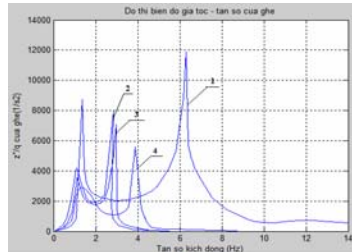


Hình 3.25. Đồ thị ảnh hưởng độ cứng ghế tới các chỉ tiêu êm dịu trong thời gian khảo sát 4 và 8 tầng

Nhận xét chung:

- Độ cứng nhịp ảnh hưởng nhiều tới các chỉ tiêu êm dịu. Tương quan tuyến tính tỉ lệ nghịch.
- Hệ số cản giảm chấn và độ cứng lớp ít ảnh hưởng tới êm dịu.
- Độ cứng ghế ảnh hưởng nhiều tới các chỉ tiêu êm dịu. Tương quan tỷ lệ nghịch phi tuyến tính.

3.3.4. Khảo sát ảnh hưởng đồng thời giữa độ cứng hệ thống treo với độ cứng của ghế tới đặc tính biên tần của gia tốc người ngồi trên ghế.

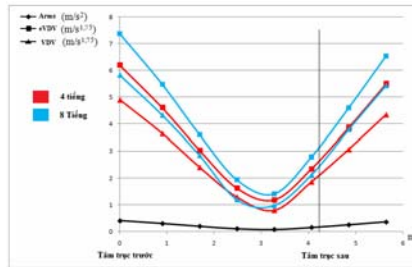


Hình 3.28. Đặc tính biên độ tần số của gia tốc hành khách khi có những độ cứng khác nhau của hệ thống treo và ghế ngồi.

- Đường 2 (Hệ treo mềm ghế ngồi cứng) và đường 3 (Hệ treo cứng ghế ngồi mềm) có sự tương đồng về vùng tần số cộng hưởng tương ứng với “ Hệ treo mềm - ghế ngồi cứng” và “Hệ treo cứng - ghế ngồi mềm”.

- Độ cứng của ghế ngồi được chọn phụ thuộc vào tần số dao động riêng của ô tô. Khi hệ thống treo của ô tô mềm ($\Omega = 1,0 - 1,5$ Hz), thì tần số riêng của hệ người - ghế ngồi $\omega_n \geq (1,5 - 2$ Hz) Ω , thông thường, $\omega_n = 2 - 3$ Hz (ghế cứng). Khi hệ thống treo cứng ($\Omega = 2 - 3$ Hz), thì $\omega_n \leq 0,7$ Hz Ω , thông thường $\omega_n \leq 1,5 - 2$ Hz (ghế mềm).

3.4. Ảnh hưởng của vị trí đặt ghế



Hình 3.30. Đồ thị ảnh hưởng vị trí đặt ghế trên sàn xe tới các chỉ tiêu êm dịu trong thời gian khảo sát 4 và 8 tiếng.

Nhận xét: Vị trí ghế có tọa độ $X = 3,27$ m có độ êm dịu tốt nhất.

3.5. Kết luận chương III

Kết luận chung cho xe khách:

- Nếu hệ thống treo mềm ($\Omega = 1 - 1,5$ Hz) thì ghế cần cứng $\omega_n = 2 - 3$ Hz tương ứng $C_g = 11042 - 24846$ N/m.

- Nếu hệ thống treo cứng ($\Omega = 2 - 3$ Hz) thì ghế cần mềm $\omega_n = 1,5 - 2$ Hz tương ứng $C_g = 6655 - 11042$ N/m.

Kết luận cho xe khách khảo sát:

- Hàng ghế thứ 05 cách tâm trục trước 3,27 (m) đảm bảo được độ êm dịu chuyển động tốt nhất.

- Để đảm bảo độ êm dịu thì độ cứng ghế lái và ghế khách cần giảm đi: 49579,5 (N/m) và 34351,7 (N/m).

CHƯƠNG IV - THÍ NGHIỆM

Mục đích: Thí nghiệm xác định thông số đầu vào chưa biết của bài toán dao động và thí nghiệm kiểm chứng mô hình lý thuyết.

4.1. Đối tượng thí nghiệm: ô tô HYUNDAI COUNTY HD 29 E3.

4.2. Điều kiện và trang thiết bị thí nghiệm

4.2.1. Điều kiện thí nghiệm

- Thí nghiệm ngoài trời: Nhiệt độ: 28 °C; Độ ẩm: 80 (%); Tốc độ gió trung bình: 4 (m/s); Thời tiết: không mưa.

- Thí nghiệm trong phòng thí nghiệm: Nhiệt độ: 26 °C; Độ ẩm: 80(%).

- Thí nghiệm xe trên đường với $V_{tb}=50\text{Km/h}$.

4.2.2. Trang thiết bị phụ trợ cho thí nghiệm

Đồng hồ đo nhiệt độ, độ ẩm, đồng hồ đo áp suất lốp v..v. và một số thiết bị phụ trợ cho từng thí nghiệm khác...

4.3. Các qui trình và kết quả thí nghiệm

4.3.1. Thí nghiệm xác định trọng lượng và độ cứng nhíp, lốp, ghế

4.3.1.1. Xác định trọng lượng và phân bố trọng lượng:

- Thiết bị thí nghiệm: Cân trọng lượng MSI 5300 (Hình 4.3)

- Phương pháp: Tiến hành đo nhiều lần lấy số liệu trung bình.



Hình 4.3.
Thiết bị cân xe
ô tô MSI 5300

4.3.1.2. Xác định trọng lượng các chi tiết phần không được treo

- Thiết bị thí nghiệm: Cân Satedo (cấp chính xác 1% F.S) (Hình4.4)

- Phương pháp: Tiến hành cân nhiều lần lấy số liệu trung bình.



Hình 4.4. Thiết
bị cân Satedo

4.3.1.3. Xác định độ cứng của hệ thống treo, lớp và ghế ô tô

- Thiết bị thí nghiệm: Thiết bị chuyên dùng Simadzu UH 500KNI
- Phương pháp: Tiến hành đo 30 lần lấy số liệu trung bình.



Hình 4.5. Thiết bị chuyên dùng đo độ cứng

4.3.2. Thí nghiệm xác định hệ số cản giảm chấn

- Thiết bị thí nghiệm: Thiết bị đo dao động Servo Type Vibration IMV - VM 5112 (hình 4.12).
- Phương pháp: Xác định gián tiếp thông qua hệ số tắt dần dao động thân xe ψ (xác định theo 22TCN336-06): $K = 2\psi\sqrt{C.M}$



Hình 4.12. Thiết bị đo dao động Servo Type Vibration

4.4. Thí nghiệm đánh giá sức chịu dao động của con người

4.4.1. Thí nghiệm xác định tần số dao động riêng của khối lượng được treo (tại chỗ và trên đường).

- Thiết bị thí nghiệm: Thiết bị đo dao động Servo Type Vibration IMV - VM 5112 (hình 4.12).
- Phương pháp: Xác định tần số dao động riêng theo 22TCN336-06.

4.4.2. Thiết kế và chế tạo thiết bị tạo dao động CV 150



Hình 4.16. Thiết bị CV 150

- + Tiêu chuẩn đáp ứng: ISO 2631 -1
- + Dải biên độ: 0 - 50 mm.
- + Dải tần số: 0-9 Hz
- + Điều chỉnh : Vô cấp.
- +Trọng tải lớn nhất:150 kG.

4.4.3. Thí nghiệm xác định sức chịu dao động của con người ngồi trên thiết bị tạo dao động (với ghế nguyên thủy và lắp thêm nút)

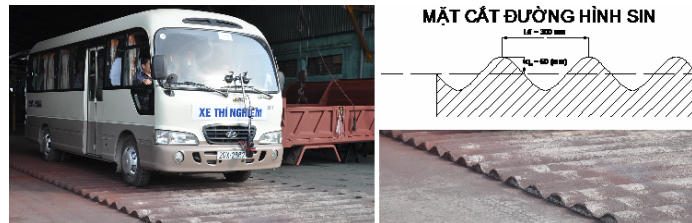
- Thiết bị thí nghiệm: DEWE 5000 và đĩa đo dao động Dytran 5313A
- Phương pháp: Đo dao động thẳng đứng lên người ngồi trên ghế của thiết bị tạo dao động có lắp đĩa đo dao động trong 4 và 8 tiếng.
- Các thông số đo : a_{RMS} , eVDV, VDV.



Hình 4.17&4.18 DEWE5000 và đĩa đo dao động Dytran 5313A

4.4.5. Thí nghiệm đo sức chịu dao động của con người trên đường

- Thiết bị thí nghiệm: DEWE 5000 và đĩa đo dao động Dytran 5313A
- Các thông số đo: a_{RMS} , eVDV, VDV.
- Tiến hành thí nghiệm trên đoạn đường Hồ Chí Minh dài 400 Km.
- Tiến hành, khảo sát trên đoạn đường có biên dạng điều hòa hình sin với các thông số: $q_0=0,06$ (m), $L_d=0,3$ (m), $V = 20$ (Km/h) tại nhà máy ô tô Chiến Thắng để có cơ sở kiểm chứng mô hình lý thuyết.



Hình PL4.1. Biên dạng đường thử dạng hàm điều hòa hình sin

4.5. Kết luận chương IV

Trong chương này, nghiên cứu sinh đã xác định được các thông số chưa biết của bài toán dao động và các thí nghiệm trên đường phục vụ cho việc kiểm chứng mô hình lý thuyết như sau:

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Trọng lượng không tải	M_0	4206	kG
Độ cứng của hệ thống treo trước	C_1	193844	N/m
Độ cứng của hệ thống treo sau	C_2	177007	N/m
Hệ số cản của hệ thống treo trước	K_1	7733	N.s/m
Hệ số cản của hệ thống treo sau	K_2	9804	N.s/m
Độ cứng của lớp trước	C_{L1}	493211	N/m
Độ cứng của lớp sau	C_{L2}	986422	N/m
Độ cứng ghế lái	C_g	52537,5	N/m
Độ cứng ghế khách	C_k	37309,7	N/m
Tần số dao động riêng tại chỗ (trước/sau)	f_{t1}/f_{s1}	2,04/1,88	Hz
Tần số ĐĐR đo trên đường (trước/sau)	f_{t2}/f_{s2}	2,06/1,91	Hz
eVDV/VDV đo trên bệ trong 4 tiếng		6,59/6,38	$m/s^{1,75}$
eVDV/VDV đo trên bệ trong 8 tiếng		7,84/7,43	$m/s^{1,75}$
eVDV/VDV đo trên đường trong 4 tiếng		6,44/8,05	$m/s^{1,75}$
eVDV/VDV đo trên đường trong 8 tiếng		7,66/9,51	$m/s^{1,75}$
eVDV/VDV trên đường hình sin, 4 tiếng		9,05/11,2	$m/s^{1,75}$
eVDV/VDV trên đường hình sin, 8 tiếng		10,8/13,4	$m/s^{1,75}$

Bảng 4.1 Thông số kết quả thí nghiệm

Từ các kết quả trên cho thấy khi khảo sát trên đường HCM giữa thực nghiệm và lý thuyết có sai số eVDV (7,7%) và VDV (16%).

Khi khảo sát trên biên dạng mặt đường giống nhau (biên dạng hình sin) thì sai số giữa mô hình lý thuyết và thực tế là: eVDV (6,8%) và VDV (11,4%). Mặc dù các thông số đầu vào là chính xác

nhưng do không tương ứng về mô hình dẫn tới những sai số trên. Khoảng sai số này là chấp nhận được và những sai số này có thể dùng để hiệu chỉnh kết quả tính toán lý thuyết.

KẾT LUẬN CHUNG

Luận án đã hoàn thành các mục tiêu nghiên cứu và đã đạt được các kết quả mới sau:

1. Tìm hiểu ảnh hưởng của dao động ô tô đến sức chịu đựng của con người. Lựa chọn được các chỉ tiêu mới đánh giá độ êm dịu chuyển động của ô tô khách SXLR mới trong nước mang tính hiện đại và hòa nhập cao. Đó là gia tốc bình phương trung bình (a_{RMS}), lượng dao động (VDV), lượng dao động tới hạn (eVDV).
2. Xây dựng được mô hình dao động phù hợp (có kể đến người ngồi trên ô tô) để khảo sát và thiết lập hệ phương trình vi phân cấp II đồng thời giải bằng phần mềm tính toán mô phỏng Matlab - Simulink. Đây là phần lý thuyết chung có thể sử dụng để khảo sát tính êm dịu chuyển động nhiều loại ô tô khác nhau.
3. Khảo sát ảnh hưởng một số thông số tới độ êm dịu chuyển động và sức chịu đựng của con người cho ô tô khách cụ thể SXLR ở Việt Nam, đề xuất hướng nâng cao độ êm dịu chuyển động.
4. Thí nghiệm xác định các thông số đầu vào của ô tô khảo sát như trọng lượng, độ cứng, hệ số cản giảm chấn.v.v bằng các thiết bị đo hiện đại có độ chính xác cao.
5. Thiết kế chế tạo thiết bị tạo dao động nhằm mục đích mô phỏng dao động của ô tô trong phòng thí nghiệm tạo tiền đề cho việc khảo sát sâu hơn ảnh hưởng của dao động tới sức chịu dao động.
6. Thí nghiệm xác định các chỉ tiêu êm dịu chuyển động trong phòng thí nghiệm và trên đường Hồ Chí Minh cũng như trên đường thử có biên dạng hình sin cho xe ô tô khách chọn khảo sát:

- Sai số giữa tính toán lý thuyết với thí nghiệm trên đường Hồ Chí Minh là 7,7% (với các chỉ tiêu a_{RMS} và eVDV) và 16% (với chỉ tiêu VDV); Với thí nghiệm trên đường thử hình sin là 6,8% (với các chỉ tiêu a_{RMS} và eVDV) và 11,4% (với chỉ tiêu VDV);

- Sai số giữa thí nghiệm trên đường dài với thí nghiệm trong phòng là 2,4% (với các chỉ tiêu a_{RMS} và eVDV) và 19% (với chỉ tiêu VDV).

Các sai số trên đây là chấp nhận được. Nó biểu thị sự sai khác về hàm kích thích dao động và về mô hình khảo sát.

7. Đề xuất hướng bảo vệ người lái và hành khách - những người chịu ảnh hưởng của dao động.

- Với ô tô khách nói chung có:

Hệ thống treo mềm ($\Omega = 1 - 1,5$ Hz) thì ghế cần cứng ($\omega_n = 2 - 3$ Hz) tương ứng $C_g = 11042 - 24846$ N/m.

Hệ thống treo cứng ($\Omega = 2 - 3$ Hz) thì ghế cần mềm $\omega_n = 1,5 - 2$ Hz tương ứng $C_g = 6655 - 11042$ N/m.

- Với ô tô khách khảo sát thì độ cứng ghế lái cần giảm đi 49579 (N/m), độ cứng ghế khách cần giảm đi 34351 (N/m).

Các kết quả nghiên cứu của nghiên cứu sinh là những vấn đề còn mới và không trùng lặp với bất kỳ công trình khoa học nào đã công bố ở Việt Nam.

Sử dụng các phương pháp nghiên cứu lý thuyết và các thiết bị thí nghiệm hiện đại đạt được các kết quả đáng tin cậy.

Hướng nghiên cứu tiếp tục của luận án sẽ là:

- Xác định giá trị cho phép của các chỉ tiêu a_{RMS} , eVDV, VDV phù hợp với sức khỏe của người Việt Nam.

- Khảo sát ảnh hưởng của dao động trong mặt phẳng ngang đến người lái và hành khách.