# BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO BỘ QUỐC PHÒNG HỌC <u>VIÊN KỸ THUÂT QU</u>ÂN SỰ

# PHÙNG MẠNH CƯỜNG

# NGHIÊN CỨU DAO ĐỘNG THẰNG ĐỨNG CỦA Ô TÔ THEO CÁC MÔ HÌNH KHÁC NHAU CÓ TÍNH ĐẾN HIỆN TƯỢNG MẤT LIÊN KẾT GIỮA BÁNH XE VÀ MẶT ĐƯỜNG

Chuyên ngành: Cơ kỹ thuật Mã số: 9 52 01 01

TÓM TẮT LUẬN ÁN TIẾN SỸ KỸ THUẬT

HÀ NỘI – NĂM 2022

# CÔNG TRÌNH ĐƯỢC HOÀN THÀNH TẠI HỌC VIỆN KỸ THUẬT QUÂN SỰ - BỘ QUỐC PHÒNG

Người hướng dẫn khoa học:

1. PGS.TS. Vũ Công Hàm 2. PGS.TS. Trần Quang Dũng

Phản biện 1: PGS. TS. Nguyễn Tuấn Anh

Phản biện 2: PGS. TS. Nguyễn Trang Minh

Phản biện 3: TS. Võ Quốc Đại

Luận án được bảo vệ trước Hội đồng đánh giá luận án cấp Học viện theo quyết định số 2311/*QĐ-HV*, ngày 16 tháng 6 năm 2022 của Giám đốc Học viện Kỹ thuật Quân sự, họp tại: Học viện Kỹ thuật Quân sự vào hồi: ........giờ....... ngày.....tháng..... năm ......

**Có thể tìm hiểu luận án tại:** - Thư viện Học viện Kỹ thuật Quân sự

- Thư viện Quốc gia

# CÁC CÔNG TRÌNH CÔNG BỐ LIÊN QUAN ĐẾN LUẬN ÁN

- Phùng Mạnh Cường, Vũ Công Hàm, Trần Quang Dũng. Khảo sát dao động của ô tô theo mô hình phẳng có kể đến hiện tượng mất liên kết giữa bánh xe với mặt đường. Kỷ Yếu Hội Nghị Khoa học Công nghệ toàn quốc về Cơ Khí - Động lực, TP. HCM 14/10/ 2017, tập 2, trang 326-332, ISBN: 978-604-73-5603-4.
- Phùng Mạnh Cường, Nguyễn Đình Dũng, Vũ Công Hàm. Khảo sát dao động và lực tương tác giữa xe và đường khi biến dạng của đường được kể đến. Kỷ Yếu Hội Nghị Khoa học Công Nghệ toàn quốc về Cơ Khí - Động lực, TP. HCM 14/10/ 2017, tập 2, trang 267-273, ISBN: 978-604-73-5603-4.
- 3. Ham V.C., **Cuong P.M**. *Consideration on vibration of automobiles in spatial model with the loss of contact taken into account*. International Journal of Applied Engineering Research, India, 2020, Vol. 15, Number 6, pp. 594-599, ISSN: 0973-4562.
- Ham V.C., Cuong P.M., Dung T.Q. Consideration of the problem about vibration of automobiles in one-fourth model with taking road deformation and the loss of contact into account. Journal of Vibroengineering, Luthiania, Vol. 22, Issue 4, 2020, pp. 945-958, ISSN 1392-8716, ESCI/Q3. DOI https://doi.org/10.21595/jve.2019.20849
- Ham V.C., Cuong P.M., Dung T.Q. Consideration on lateral vibration of automobiles in quasi-planar with wheel separation and road deformation taken into account. Journal of Vibroengineering, Luthiania, Vol. 23, Issue 1, 2021, pp. 256-272, ISSN 1392-8716, ESCI/Q3. DOI <u>https://doi.org/10.21595/jve.2020.21670</u>
- Ham V.C., Cuong P.M., Dung T.Q. Consideration of longitudinal vibration of automobiles in planar model with taking road deformation and loss of contact into account. Journal of Vibroengineering, Luthiania, Vol. 23, Issue 4, 2021, pp. 994-1010, ISSN 1392-8716, ESCI/Q3. DOI <u>https://doi.org/10.21595/jve.2021.21575</u>.
- Ham V.C., Cuong P.M., Dung T.Q. Vibration Analysis of Two-Axle Automobiles in Spatial Model with Wheel Separation. Journal of Vibration Engineering & Technologies, Springer, 15 june 2021, SCIE/Q3. DOI <u>https://doi.org/10.1007/s42417-021-00331-9</u>

# MỞ ĐẦU

## 1. Lý do lựa chọn đề tài

Ô tô là loại phương tiện giao thông phổ biến, chính vì thế mà việc nghiên cứu về nó được sự quan tâm của nhiều nhà khoa học và nhà sản xuất. Một trong những vấn đề lớn được hướng tới khi thiết kế ô tô là đảm bảo được sự an toàn và độ êm dịu chuyển động. Dao động thẳng đứng của ô tô khi chuyển động trên đường hay địa hình không bằng phẳng là nguyên nhân chủ yếu làm giảm độ êm dịu và độ an toàn chuyển động. Để giảm thiểu dao động một cách có cơ sở khoa học, nhiều nghiên cứu về dao động của ô tô đã được thực hiện theo những mô hình khác nhau và ngày càng được hoàn thiện.

Khi ô tô chuyển động, dao động của các bộ phận sẽ xuất hiện như một hiện tượng cố hữu. Dao động của ô tô làm thay đổi giá trị áp lực tương tác giữa các bộ phận mà các bánh xe tác dụng xuống mặt đường, dẫn đến việc làm tăng tốc độ phá hỏng đường và các bộ phận của xe. Đường càng bị phá hỏng thì lực kích thích tác động lên xe trong quá trình chuyển động càng tăng, tốc độ bị phá hỏng của cả xe và đường lại càng lớn.

Khi mức dao động đủ lớn, bánh xe có thể tách ra khỏi mặt đường hiện tượng này được gọi là hiện tượng mất liên kết (MLK), còn gọi là hiện tượng tách bánh. Sự mất tiếp xúc của bánh xe với mặt đường làm giảm hoặc làm mất hẳn tính điều khiển (về phanh, lái, tốc độ), có thể gây mất an toàn cho người, hàng hóa và chính phương tiện. Thực tế cho thấy, hiện tượng mất liên kết là rất dễ xảy ra, ngay cả khi xe chuyển động với vận tốc còn khá nhỏ.

Mặc dù mất liên kết là một hiện tượng xuất hiện phổ biến trong thực tế nhưng các nghiên cứu lý thuyết đủ chặt chẽ về mặt cơ học còn khá khiêm tốn. Xuất phát từ những phân tích nêu trên, nghiên cứu sinh đã đề xuất đề tài "Nghiên cứu dao động thẳng đứng của ô tô theo các mô hình khác nhau có tính đến hiện tượng mất liên kết giữa bánh xe và mặt đường" đây là vấn đề mang tính cấp thiết, có ý nghĩa khoa học và thực tiễn.

#### 2. Mục đích nghiên cứu

Mục đích nghiên cứu của luận án là hoàn thiện các mô hình khảo sát dao động thẳng đứng của ô tô trên các phương diện khoa học và học thuật nhờ kể đến một cách đồng thời các yếu tố biến dạng của đường, hiện tượng mất liên kết giữa bánh xe với mặt đường và sự thay đổi kích thước vết tiếp xúc của các bánh xe.

#### 3. Đối tượng và phạm vi nghiên cứu

Đối tượng nghiên cứu của luận án là các mô hình dao động thẳng đứng của ô tô, gồm: mô hình 1/4 (quarter-car model), mô hình 1/2 dọc (longitudinal half-car model), mô hình 1/2 ngang (lateral half-car model) và mô hình không gian (spacial/ full-car model).

Về phạm vi nghiên cứu, luận án chỉ khảo sát dao động thẳng đứng của ô tô chuyển động thẳng với vận tốc không đổi, ứng xử của các cụm lò xo-giảm chấn trong các mô hình là tuyến tính, kiểu kích thích dao động là kích thích tiền định, sự mất mát vận tốc và năng lượng do va chạm tại các thời điểm liên kết trở lại được bỏ qua.

## 4. Nội dung và cấu trúc luận án

Luận án bao gồm phần mở đầu, 4 chương chính, kết luận chung, danh mục các công trình nghiên cứu của tác giả và các tài liệu tham khảo.

#### 5. Phương pháp nghiên cứu

Sử dụng phương pháp lý thuyết kết hợp với tính toán và mô phỏng số. Các chương trình tính tự viết cho phép biểu diễn dao động của các bộ phận, lực tiếp xúc, khảo sát ảnh hưởng của các yếu tố và xác định thời gian MLK tại các bánh xe.

## 6. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của đề tài

Luận án góp phần hoàn thiện các mô hình khảo sát dao động thẳng đứng của ô tô, tương tác động lực học giữa xe và đường, đồng thời góp phần giải quyết những vấn đề mà thực tế đặt ra trong khai thác, sử dụng cả ô tô và đường. Những kết quả nhận được từ quá trình khảo sát đó có thể được sử dụng làm số liệu đầu vào cho các bài toán thiết kế, kiểm nghiệm bền của xe, đường và bài toán tối ưu hóa hệ thống treo, v.v.

# Chương 1. TỔNG QUAN VỀ VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU

#### 1.1. Dao động của ô tô

Mục này trình bày vắn tắt một số vấn đề liên quan đến dao động thẳng đứng của ô tô như nguyên nhân và những tác hại của dao động, hiện tượng mất liên kết (hiện tượng tách bánh) và những đại lượng phản ánh dao động của ô tô nhằm làm rõ chủ đề và mục đích nghiên cứu của luận án, hay lý do xuất hiện trong kết quả khảo sát của một số đại lượng như chuyển vị, vận tốc, gia tốc, lực liên kết, thời gian mất liên kết, giá trị Max và giá trị RMS của các đại lượng, v.v.

#### 1.2. Các mô hình khảo sát dao động của ô tô

Trong nghiên cứu dao dộng của ô tô, nhất là trên phương diện học thuật, người ta thường sử ba dạng mô hình [13], [17], đó là mô hình 1/4, mô hình 1/2 (dọc xe hoặc ngang xe) và mô hình không gian. Trong số đó, mô hình 1/2 ngang ít được đề cập hơn.

Các yếu tố liên quan trực tiếp đến việc xây dựng mô hình dao động của ô tô gồm: cấu tạo thực của ô tô, các giả thiết về ứng xử tuyến tính hay phi tuyến của các bộ phận xe, dạng gây kích thích dao động (tiền định, ngẫu nhiên), mục đích, phạm vi và phương pháp nghiên cứu.

#### 1.3. Các dạng kích thích dao động của ô tô

Kích thích dao động là yếu tố không thể vắng mặt trong các mô hình dao động của ô tô. Theo tài liệu [13], [17], nguồn kích thích dao động của ô tô chủ yếu là sự không bằng phẳng của mặt đường. Biên dạng mặt đường (BDMĐ) được phân thành 4 nhóm như sau:

*Nhóm 1*: BDMĐ có dạng hình sin nhiều chu kỳ liên tiếp.

Nhóm 2: BDMĐ dạng xung đơn.

Nhóm 3: BDMĐ dạng gờ giảm tốc (speed bumps).

Nhóm 4: BDMĐ kiểu ngẫu nhiên.

Trong 4 nhóm BDMĐ ở trên, 3 nhóm đầu thuộc về kiểu tiền định (xem như biết trước). Luận án sẽ chỉ sử dụng kiểu kích thích thuộc dạng này.

## 1.4. Tổng quan tình hình nghiên cứu dao động của ô tô

Rất nhiều các nghiên cứu về dao động của ô tô đã được công bố trong và ngoài nước. Phần lớn các công trình đã được công bố ở dạng bài toán khi không tính đến hiện tượng MLK và biến dạng của đường, các nghiên ở dạng này rất đa dạng với nhiều mục đích và mô hình khảo sát khác nhau. Tiêu biểu cho nhóm nghiên cứu này là các công trình [7-13], [15], [17], [23], [25-27], [38], [43], [57], [58], [60].

Đối với các nghiên cứu có tính biến dạng của đường nhưng không tính đến hiện tượng MLK, các tác giả tập trung chủ yếu vào việc xác định lực tương tác xe-đường và khảo sát ảnh hưởng của các đại lượng cần quan tâm đến đáp ứng động lực học (ĐLH) của hệ xe-đường. Các công trình tiêu biểu trong nhóm này là [3], [34], [40], [47], [49], [63].

Với bài toán có tính đến hiện tượng MLK, phần lớn các nghiên cứu đều ở dạng tách biệt (chỉ về ĐLH của ô tô, hoặc chỉ về ĐLH của cầu/đường, không xét hệ xe-đường kết hợp), mô hình khảo sát thường là mô hình phẳng. Một số công trình có đề cập đến hiện tượng MLK nhưng chỉ ở mô hình toán mà không kể đến trong mô hình vật lý (cụm lò xo-giảm chấn biểu diễn bánh xe chịu cả kéo và nén). Các công trình tiêu biểu đã được công bố thuộc nhóm có kể đến hiện tượng MLK là [11], [28], [30], [31], [33], [62], [65], [66].

Từ kết quả tìm hiểu về tình hình nghiên cứu dao động của ô tô, có thể rút ra một số nhận xét:

- Dao động của ô tô được nhiều tác giả trong và ngoài nước quan tâm. Tuy nhiên, số nghiên cứu có tính đến biến dạng của đường còn khiêm tốn.

- Hiện tượng MLK giữa bánh xe với mặt đường được nghiên cứu một cách tách biệt trong bài toán về ĐLH của ô tô hay ĐLH của đường/cầu, hoặc chỉ được nghiên cứu trong mô hình toán (vẫn giả thiết bánh xe tiếp xúc với mặt đường).

- Sự thay đổi kích thước vết tiếp xúc trong quá trình dao động và việc xét đến các quy luật khác nhau về phân bố áp suất tại vết tiếp xúc chưa được quan tâm.

Trên cơ sở đó, luận án đề xuất các nội dung cần giải quyết như sau:

- Xây dựng mô hình vật lý và mô hình toán về dao động thẳng đứng của ô tô ở cả bốn dạng 1/4, 1/2 dọc, 1/2 ngang và không gian, trong đó kể đến cả hiện tượng MLK, biến dạng của đường và sự thay đổi kích thước của vết tiếp xúc.

- Xây dựng các chương trình tính toán số cho từng mô hình cụ thể trong phần mềm Matlab. Sử dụng các chương trình đã xây dựng để khảo sát dao động của ô tô với các dạng kích thích tiền định khác nhau và khảo sát ảnh hưởng của một số yếu tố về ĐLH và khai thác (độ cứng của nền đường, quy luật phân bố áp suất, vận tốc chuyển động, v.v.) đến đáp ứng ĐLH của cơ hệ.

#### Kết luận chương 1

Dao động của ô tô đã thu hút được rất nhiều nhà khoa học trong nước và quốc tế quan tâm nghiên cứu. Thông qua việc tìm hiểu và phân tích những công bố có thể tiếp cận và thu thập được, luận án đã xác định được các nhiệm vụ trọng tâm cần tập trung giải quyết trong các chương tiếp theo.

# Chương 2. KHẢO SÁT DAO ĐỘNG CỦA Ô TÔ THEO MÔ HÌNH 1/4

## 2.1. Mô hình dao động của bánh xe khi kể đến mất liên kết

Một mô hình dao động thẳng đứng của bánh xe có tính đến hiện tượng MLK và biến dạng của đường được đề xuất như Hình 2.2. Ở đây, các tính chất quán tính, đàn hồi và cản dao động của bánh xe cũng được biểu diễn bằng một hệ khối lượng-lò xo-giảm chấn.

Từ Hình 2.2, chiều dài vết tiếp xúc ( $d_c$ ) và biến dạng thẳng đứng của bánh xe ( $\Delta z_L$ ) được xác định theo các công thức sau:



Hình 2.2: Bánh xe bị biến dạng và các đặc trưng (*a*- Bánh xe bị biến dạng, *b*- Vết tiếp xúc, *c*- Mô hình dao động)

Khi MLK xảy ra, phản lực từ đường tác dụng lên bánh xe (R) và hợp lực lò xo-giảm chấn biểu diễn bánh xe ( $F_L$ ) bằng 0. Khi MLK không xảy ra, phản lực từ đường tác dụng lên bánh xe hợp lực lò xo-giảm chấn biểu diễn bánh xe được xác định bởi:

$$R = F_L = \left[ k_L \cdot \Delta z_L + c_L \frac{d(\Delta z_L)}{dt} \right]$$
(2.2)

Theo đó, có thể viết công thức tính các lực R và  $F_L$  cho cả hai trường hợp có và không xảy ra hiện tượng MLK như sau:

$$R = F_L = s\bar{F} = s \left[ k_L (u_D - u_A) + c_L (\dot{u}_D - \dot{u}_A) \right]$$
(2.6)

trong đó s là tham số trạng thái tiếp xúc,  $\overline{F}$  (biểu thức trong dấu [...] ở vế phải của (2.6)) là giá trị kiểm tra của lực tiếp xúc. Khi  $\overline{F} > 0$  thì MLK chưa xảy ra và s=1, khi  $\overline{F} \le 0$  thì MLK xảy ra, hoặc bánh xe nằm ở thời điểm chuyển trạng thái tiếp xúc và s=0.

Lực tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường tại vết tiếp xúc được xác định:

$$R = \int_{A_c} p(x, y, t) dA = \int_{-d_c/2}^{d_c/2} P(t) U(x) b_L dx = b_L P(t) I_0$$
(2.11)

trong đó U(x) là hàm biểu thị sự thay đổi quy luật phân bố áp suất theo phương chuyển động được chọn theo các dạng mà các tác giả [12] đề xuất:

$$I_{0} = \int_{-d_{c}/2}^{d_{c/2}} U(x)dx \; ; \; P(t) = \frac{s}{I_{0}b_{L}} \left[ k_{L}\Delta z_{L} + c_{L}\frac{d(\Delta z_{L})}{dt} \right]$$
(2.12)

#### 2.2. Mô hình dao động 1/4

Trên cơ sở cấu tạo thực của xe ô tô và các giả thiết được áp dụng, mô hình dao động dạng 1/4 của hệ xe-đường kết hợp có tính đến hiện tượng MLK và biến dạng của đường được xây dựng như trên Hình 2.4*a*.

Trên hình vẽ, ô tô được mô hình hóa bởi một hệ dao động 2 bậc tự do, biến dạng của đường được biểu diễn bằng một dầm đàn hồi trên nền đàn nhớt Kelvin tựa đơn tại cả hai đầu. Các thành phần chuyển vị của cơ hệ được lấy từ vị trí tự nhiên, tại đó tất cả các lò xo trong cơ hệ đều không bị biến dạng.



Hình 2.4: Mô hình dao động của ô tô dạng 1/4 có kể đến biến dạng của đường (*a*- Mô hình dao động; *b*- Sơ đồ chịu lực của thân xe và cầu xe)

## 2.3. Hệ phương trình vi phân dao động của cơ hệ

Hệ PTVP dao động của xe được thiết lập bằng cách áp dụng định luật II Newton cho các khối lượng (Hình 2.4*b*), PTVP dao động của dầm biểu diễn đường biến dạng được thiết lập bằng cách xét cân bằng của một phân tố dầm tiêu biểu. Kết quả nhận được:

$$\begin{cases} m_{b}\ddot{u}_{b} + c_{T}\dot{u}_{b} - c_{T}\dot{u}_{c} + k_{T}u_{b} - k_{T}u_{c} = -m_{b}g \\ m_{c}\ddot{u}_{c} - c_{T}\dot{u}_{b} + (c_{T} + sc_{L})\dot{u}_{c} - sc_{L}\dot{w}_{D} - k_{T}u_{b} + \\ + (k_{T} + sk_{L})u_{c} - sk_{L}w_{D} = -m_{c}g + s(k_{L}r_{D} + c_{L}\dot{r}_{D}) \end{cases}$$

$$\rho h_{B}\frac{\partial^{2}w}{\partial t^{2}} + c_{S}\frac{\partial w}{\partial t} + k_{S}w + \frac{EI}{b_{B}}\frac{\partial^{4}w}{\partial x^{4}} + \frac{b_{L}}{b_{B}}P(t)U(x) = -\rho h_{B}g$$
(2.20)
(2.25)

Nghiệm của phương trình (2.25) cần thỏa mãn các điều kiện biên sau:

$$w(x, t) \|_{x=0} = w(x, t) \|_{x=L_{B}} = 0; \quad \frac{\partial^{2} w(x, t)}{\partial x^{2}} \|_{x=0} = \frac{\partial^{2} w(x, t)}{\partial x^{2}} \|_{x=L_{B}} = 0 \quad (2.26)$$

Để có thể giải hệ PTVP dao động có chứa phương trình đạo hàm riêng (2.25) bằng phương pháp số, cần chuyển hệ PTVP này về hệ PTVP thường. Bằng cách xấp xỉ hàm chuyển vị của dầm dưới dạng chuỗi lượng giác:

$$w(x,t) = \sum_{l=1}^{N} T_{l}(t) \sin \frac{(2l-1)\pi x}{L_{B}}$$
(2.27)

và áp dụng phương pháp Bubnov-Galerkin [2], phương trình đạo hàm riêng (2.25) được chuyển về hệ PTVP thường (k=1, 2, 3, ... N):

$$\rho h_{B} \ddot{T}_{k}(t) - \mu_{k} c_{L} \dot{u}_{c} + \sum_{l=1}^{N} \left[ \delta_{kl} c_{S} + (-1)^{l+1} \mu_{k} c_{L} \right] \dot{T}_{l}(t) - \mu_{k} k_{L} u_{c} + \sum_{l=1}^{N} \left[ \delta_{kl} H_{k} + (-1)^{l+1} \mu_{k} k_{L} \right] T_{l}(t) = -\frac{4\rho h_{B} g}{(2k-1)\pi} - \mu_{k} (k_{L} r_{D} + c_{L} \dot{r}_{D})$$

$$(2.34)$$

trong đó  $r_D$  là chiều cao mấp mô tại tâm D của vết tiếp xúc  $\dot{r}_D = dr_D/dt$  và:

$$\mu_{k} = \frac{2sI_{k}}{I_{0}b_{L}L_{B}}, \ H_{k} = k_{s} + EI\frac{(2k-1)^{4}\pi^{4}}{b_{B}L_{B}^{4}}, \ \delta_{kl} = \begin{cases} 1, \ k = l\\ 0, \ k \neq l \end{cases}$$
(2.35)

Thay (2.27) vào hệ PTVP dao động của xe (2.20) và biến đổi ta nhận được:

$$m_{b}\ddot{u}_{b} + c_{T}\dot{u}_{b} - c_{T}\dot{u}_{c} + k_{T}u_{b} - k_{T}u_{c} = -m_{b}g$$

$$m_{c}\ddot{u}_{c} - c_{T}\dot{u}_{b} + (c_{T} + sc_{L})\dot{u}_{c} - sc_{L}\sum_{l=1}^{N} (-1)^{l+1}\dot{T}_{l}(t) - k_{T}u_{b} + (k_{T} + sk_{L})u_{c} \qquad (2.36)$$

$$-sk_{L}\sum_{l=1}^{N} (-1)^{l+1}T_{l}(t) = -m_{c}g + s(k_{L}r_{D} + c_{L}\dot{r}_{D})$$

Hệ PTVP dao động dạng chuyển đổi (2.34) và (2.36) của cơ hệ có thể được viết dưới dạng ma trận:

$$[M]\ddot{\vec{q}} + [C]\dot{\vec{q}} + [K]\vec{q} = \vec{F}$$
(2.37)

và được giải bằng phương pháp số theo thuật toán Newmark. Điều kiện đầu được chọn ứng với khi xe đang chuyển động trên đường hoàn toàn bằng phẳng thì đi vào mặt đường có mấp mô. Do đó, giá trị tại thời điểm ban đầu của các đại lượng liên quan đến tính toán số được xác định bởi:

$$\ddot{\vec{q}} \parallel_{t=0} = \ddot{\vec{q}}_0 = \vec{0}, \ \vec{q}/\prime_{t=0} = \vec{q}_0 = \vec{0}, \ \vec{q}/\prime_{t=0} = \vec{q}_0; \ r_D = 0, \ \dot{r}_D = 0, \ s = 1$$
(2.43)

# 2.4. Một số kết quả khảo sát

Các số liệu dùng để khảo sát đối với ô tô được chọn theo xe Gaz-66 [18] và [3], các số liệu liên quan đến dầm đàn hồi và nền đường được lấy theo tài liệu [63]. Để thấy được sự cần thiết của việc kế đến MLK và biến dạng của đường, một số kết quả khảo sát được so sánh giữa 4 trường hợp: (1) không tính đến cả MLK và biến dạng của đường; (2) có tính đến MLK và không tính đến biến dạng của đường; (3) không tính MLK và có tính đến biến dạng của đường; (4) tính đến cả MLK và biến dạng của đường (trường hợp nghiên cứu của luận án).

#### 2.4.1. Khảo sát đáp ứng dao động của ô tô

Ô tô đang chuyển động trên đường bằng phẳng với vận tốc *V*=20km/h rồi đi vào đoạn đường có mấp mô dạng xung parabol với chiều dài  $L_E = 0,60$ m và chiều cao  $h_E = 0,12$ m. Quy luật phân bố áp suất trên diện tích tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường được chọn ở dạng parabol. Một số kết quả tính toán tiêu biểu được thể hiện bằng đồ thị trên các Hình 2.6-2.7 và Hình 2.9-2.10.



Hình 2.6: Chuyển vị thẳng đứng thân xe



Hình 2.9: Khe hở tách bánh xe



Hình 2.7: Gia tốc thẳng đứng thân xe



Hình 2.10: Lực tiếp xúc tại bánh xe

Từ các đồ thị trên có thể rút ra nhận xét:

- Mất liên kết đã xảy ra, thể hiện bởi sự khác 0 của khe hở tách bánh trên Hình 2.9 và những đoạn đồ thị nằm trên đường 0 trên Hình 2.10.

Có sự khác biệt rõ rệt về đáp ứng dao động của thân xe giữa các trường hợp có tính đến và không tính đến MLK (trường hợp 1 và 3 so với trường hợp 2 và 4) như thể hiện trên các Hình 2.6 và 2.7.

# 2.4.2. Khảo sát ảnh hưởng của các dạng quy luật phân bố áp suất

Khảo sát cho trường hợp tính đến cả MLK và biến dạng của đường, vận tốc chuyển động của xe V=30km/h, BDMĐ kiểu hình sin nhiều chu kỳ liên tiếp với chiều dài bước sóng  $L_E=8$ m, chiều cao bước sóng  $h_E=0.15$ m.

Đại lượng đặc trưng	Các quy luật phân bố áp suất			
	Đều	Parabol	Cosin	BP cosin
$\text{RMS}(\ddot{u}_b) (\text{m/s}^2)$	7,7665	7,7666	7,7666	7,7666
$Max(\ddot{u}_b) (m/s^2)$	20,529	20,529	20,529	20,529
$RMS(F_L)$ (N)	23802,24	23802,27	23802,27	23802,29
$Max(F_L)$ (N)	32976,11	32976,02	32976,01	32975,96
$T_{LC}(s)$	0,411	0,411	0,411	0,411

Bảng 2.3. Ảnh hưởng của các dạng quy luật phân bố áp suất đến đáp ứng ĐLH của xe

Các kết quả trên cho thấy không có sự khác biệt đáng kể về đáp ứng động lực học của xe giữa các dạng quy luật phân bố áp suất được lựa chọn.

# 2.4.3. Khảo sát ảnh hưởng của vận tốc chuyển động

Chọn BDMĐ dạng xung kiểu parabol với chiều dài  $L_E=0,6m$  và chiều cao  $h_E=0.12m$ , quy luật phân bố áp suất tại diện tích vết tiếp xúc có dạng parabol. Các kết quả cần quan tâm được thể hiện ở dạng đồ thị trên các Hình 2.17 và 2.18.



Các kết quả nhận được cho thấy:

- Nhìn chung khi vận tốc chuyển động tăng thì tổng thời gian MLK cũng tăng (Hình 2.18).

- Giá trị RMS của lực tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường cũng tăng theo vận tốc nhưng hai trường hợp không tính đến MLK cho giá trị lớn hơn (Hình 2.17). Điều này là hợp lý.

Ngoài các kết quả trên, luận án còn đưa ra kết quả khảo sát ảnh hưởng của độ cứng nền đường ( $k_s$ ) và các kiểu kích thích dạng xung đến đáp ứng ĐLH của xe.

# Kết luận chương 2

Chương 2 đã xây dựng mô hình dao động của bánh xe có tính đến hiện tượng MLK với các đặc trưng tiếp xúc và mối quan hệ giữa chúng. Mô hình bánh xe này được áp dụng cho tất cả các mô hình khảo sát trong luận án. Trên cơ sở đó, đã xây dựng được mô hình dao động kiểu 1/4 của hệ xe-đường kết hợp có tính đến MLK, biến dạng của đường và sự thay đổi kích thước vết tiếp xúc. Hệ PTVP dao động của cơ hệ có chứa phương trình đạo hàm riêng đã được thiết lập và được chuyển về hệ PTVP thường bằng cách áp dụng phương pháp Bubnov-Galerkin. Các kết quả khảo sát số nhận được cho phép khẳng định sự cần thiết của việc kể đến hiện tượng MLK và sự ảnh hưởng đáng kể của vận tốc chuyển động. Kết quả nghiên cứu của chương 2 được thể hiện trong bài báo số [4] của tác giả luận án.

# Chương 3. KHẢO SÁT DAO ĐỘNG CỦA Ô TÔ THEO MÔ HÌNH 1/2

## 3.1. Mô hình dao động 1/2 dọc 3.1.1. Mô hình dao động



Hình 3.1: Mô hình dao động dạng 1/2 dọc của ô tô có kể đến biến dạng của đường Hình 3.2: Sơ đồ chịu lực của các khối lượng

Mô hình 1/2 dọc được thể hiện trên hình 3.1, trong đó ô tô được lập mô hình bởi hệ dao động 4 bậc tự do, đường biến dạng được biểu diễn bằng một dầm đàn hồi với liên kết tựa đơn ở cả hai đầu và nằm trên nền đàn nhớt Kelvin. Cơ hệ dao động thẳng đứng trong mặt phẳng Oxz. Các chuyển vị được lấy từ vị trí tự nhiên của các lò xo trong mô hình.

#### 3.1.2. Hệ phương trình vi phân dao động của cơ hệ

Hệ PTVP dao động của xe cũng được thiết lập bằng cách áp dụng định luật II Newton cho các khối lượng, gồm thân xe và hai cầu xe (Hình 3.2). PTVP dao động của dầm đàn hồi biểu diễn đường biến dạng vẫn có dạng (2.25) như trong mô hình 1/4. Điểm khác biệt ở đây nằm ở hàm phân bố áp suất mà xe tác dụng xuống mặt đường (dầm) thông qua các bánh xe.

Bằng cách xấp xỉ hàm chuyển vị của dầm biểu diễn đường biến dạng dưới dạng (2.27) và áp dụng phương pháp Bubnov-Galerkin, hệ PTVP dao động của cơ hệ có chứa phương trình đạo hàm riêng sẽ được chuyển về hệ phương trình gồm (4+N) PTVP thường như sau:

- Hệ PTVP dao động sau chuyển đổi của đường:

$$\rho h_{B} \ddot{T}_{k}(t) - \mu_{k}^{(1)} c_{LI} \dot{u}_{cI} - \mu_{k}^{(2)} c_{L2} \dot{u}_{c2} + \sum_{l=1}^{N} \left( \delta_{kl} c_{S} + \mu_{k}^{(1)} c_{LI} \chi_{l}^{(1)} + \mu_{k}^{(2)} c_{L2} \chi_{l}^{(2)} \right) \dot{T}_{l}(t) - \mu_{k}^{(1)} k_{LI} u_{c1} - \mu_{k}^{(2)} k_{L2} u_{c2} + \sum_{l=1}^{N} \left( \delta_{kl} H_{k} + \mu_{k}^{(1)} k_{LI} \chi_{l}^{(1)} + \mu_{k}^{(2)} k_{L2} \chi_{l}^{(2)} \right) T_{l}(t)$$

$$= -\frac{4\rho g h_{B}}{(2k-1)\pi} - \mu_{k}^{(1)} (k_{LI} r_{DI} + c_{LI} \dot{r}_{DI}) - \mu_{k}^{(2)} (k_{L2} r_{D2} + c_{L2} \dot{r}_{D2})$$

$$(3.19)$$

(*k*=1, 2, 3,..., *N*)

trong đó:

$$\mu_k^{(1)} = \frac{2s_1 I_k^{(1)}}{I_0^{(1)} b_B L_B}, \ \mu_k^{(2)} = \frac{2s_2 I_k^{(2)}}{I_0^{(2)} b_B L_B}, \ H_k = k_s + \frac{EI(2k-1)^4 \pi^4}{b_B L_B^4}$$

 $(I_0^{(1)}, I_0^{(2)}, I_k^{(1)}, I_k^{(2)})$  phụ thuộc vào  $k, d_c, U(x)$  theo công thức hoàn toàn xác định) - Hệ PTVP dao động chuyển đổi của ô tô:

$$m_{b}\ddot{u}_{b} + (c_{TI} + c_{T2})\dot{u}_{b} + (c_{TI}a_{1} - c_{T2}a_{2})\dot{\phi}_{b} - c_{TI}\dot{u}_{cI} - c_{T2}\dot{u}_{c2} + (k_{TI} + k_{T2})u_{b} + (k_{TI}a_{1} - k_{T2}a_{2})\varphi_{b} - k_{TI}u_{cI} - k_{T2}u_{c2} = -m_{b}g$$

$$J_{b}\ddot{\varphi}_{b} + (c_{TI}a_{1} - c_{T2}a_{2})\dot{u}_{b} + (c_{TI}a_{1}^{2} + c_{T2}a_{2}^{2})\dot{\varphi}_{b} - c_{TI}a_{1}\dot{u}_{cI} + c_{T2}a_{2}\dot{u}_{c2} + (k_{TI}a_{1} - k_{T2}a_{2})u_{b} + (k_{TI}a_{1}^{2} + k_{T2}a_{2}^{2})\varphi_{b} - k_{TI}a_{1}u_{cI} + k_{T2}a_{2}u_{c2} = 0$$
(3.21)

$$\begin{split} m_{cl}\ddot{u}_{cl} &- c_{Tl}\dot{u}_{b} - c_{Tl}a_{l}\dot{\phi}_{b} + (c_{Tl} + s_{1}c_{Ll})\dot{u}_{cl} - s_{1}c_{Ll}\sum_{l=1}^{N}\chi_{l}^{(1)}\dot{T}_{l}(t) - k_{Tl}u_{b} - k_{Tl}a_{l}\phi_{b} \\ &+ (k_{Tl} + s_{1}k_{Ll})u_{cl} - s_{1}k_{Ll}\sum_{l=1}^{N}\chi_{l}^{(1)}T_{l}(t) = -m_{cl}g + s_{1}(k_{Ll}r_{Dl} + c_{Ll}\dot{r}_{Dl}) \\ m_{c2}\ddot{u}_{c2} - c_{T2}\dot{u}_{b} + c_{T2}a_{2}\dot{\phi}_{b} + (c_{T2} + s_{2}c_{L2})\dot{u}_{c2} - s_{2}c_{L2}\sum_{l=1}^{N}\chi_{l}^{(2)}\dot{T}_{l}(t) - k_{T2}u_{b} + k_{T2}a_{2}\phi_{b} \\ &+ (k_{T2} + s_{2}k_{L2})u_{c2} - s_{2}k_{L2}\sum_{l=1}^{N}\chi_{l}^{(2)}T_{l}(t) = -m_{c2}g + s_{2}(k_{L2}r_{D2} + c_{L2}\dot{r}_{D2}) \end{split}$$

## 3.1.3. Một số kết quả khảo sát

3.1.3.1. Khảo sát đáp ứng dao động của ô tô

Khảo sát với vận tốc của ô tô *V*=20km/h, BDMĐ dạng hình sin nhiều chu kỳ liên tiếp với  $L_E = 10$ m và  $h_E = 0,15$ m, quy luật phân bố áp suất dạng cô-sin. Một số kết quả tính toán tiêu biểu được thể hiện bằng đồ thị trên các Hình 3.5 đến Hình 3.8.



Hình 3.5: Gia tốc thẳng đứng của thân xe



Hình 3.7: Lực tiếp xúc bánh xe cầu trước



Hình 3.6: Khe hở tách bánh xe (trường hợp tính đến cả MLK và BD của đường -TH 4)



Hình 3.8: Lực tiếp xúc bánh xe cầu sau

Từ các đồ thị ta thấy:

- MLK đã xảy ra trên cả hai bánh xe. Điều này được thể hiện trên đồ thị biểu diễn khe hở tách bánh (Hình 3.6) và các đoạn đồ thị trùng với đường 0 ở các trường hợp 2 và 4 trên các Hình 3.7 và 3.8.

- Có sự khác biệt khá rõ về quy luật và biên độ gia tốc thẳng đứng của thân xe trong trường hợp 2 so với các trường hợp còn lại (Hình 3.5).

3.1.3.2. Khảo sát ảnh hưởng của vận tốc chuyển động

Khảo sát cho trường hợp 4, BDMĐ dạng hình sin nhiều chu kỳ liên tiếp với chiều cao bước sóng  $h_E = 10$ m và chiều dài bước sóng  $L_E = 0,15$ m, quy luật phân bố áp suất dạng cô-sin. Các kết quả cần quan tâm được thể hiện ở dạng đồ thị trên các Hình 3.14 và 3.17.







Các kết quả nhận được cho thấy:

- Giá trị Max của gia tốc thẳng đứng của hai cầu xe có giá trị gần như nhau và tăng mạnh khi vận tốc tăng và lớn hơn nhiều so với thân xe (Hình 3.14).

- Bánh xe cầu trước và bánh xe cầu sau bắt đầu xảy ra MLK khi xe đạt các vận tốc lần lượt là 40km/h và 45km/h. Khi vận tốc chuyển động tăng từ 40km/h đến 80km/h thì thời gian MLK của hai bánh xe cũng có xu hướng tăng, nhưng tính quy luật không được thể hiện rõ ràng (Hình 3.17).

#### 3.2. Mô hình dao động 1/2 ngang

### 3.2.1. Mô hình dao động

Mô hình 1/2 ngang được thể hiện trên Hình 3.18, trong đó ô tô được lập mô hình dưới dạng hệ dao động 4 bậc tự do, đường biến dạng được biểu diễn bằng một dầm đàn hồi với liên kết tựa đơn ở cả hai đầu và nằm trên nền đàn nhớt Kelvin. Cơ hệ dao động thẳng đứng trong mặt phẳng Oyz. Các chuyển vị được lấy từ vị trí tự nhiên của các lò xo trong mô hình. Điểm khác biệt của mô hình 1/2 ngang so với mô hình 1/2 dọc là sự có mặt của hai thành phần dao động góc ngang của thân xe và cầu xe; đồng thời, phương chuyển động của xe vuông góc với phương của trục dầm (không phải song song như mô hình 1/2 dọc).





Hình 3.19: Sơ đồ chịu lực của thân xe và cầu xe

Hình 3.18: Mô hình dao động dạng 1/2 ngang của ô tô có kể đến biến dạng của đường

## 3.2.2. Hệ phương trình vi phân dao động của cơ hệ

Hệ PTVP dao động của xe nhận được khi áp dụng định luật II Newton cho thân xe và cầu xe (sơ đồ lực trên Hình 3.19) như trong mô hình 1/4 và 1/2 dọc.

PTVP của dầm biểu diễn đường biến dạng được thiết lập bằng cách xét cân bằng của một phân tố dầm. Khi đó nhận được:

$$\rho h_B \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + c_S \frac{\partial w}{\partial t} + k_S w(y, t) + \frac{1}{b_B^x} EI \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + \frac{P_j(t) I_0^{(j)}}{b_B^x} = -\rho g h_B$$
(3.43)

Nghiệm w(y, t) của PTVP (3.43) phải thỏa mãn điều kiện biên:

$$w(y,t)\|_{y=0} = w(y,t)\|_{y=L_{Bn}} = 0; \frac{\partial^2 w(y,t)}{\partial y^2}\|_{y=0} = \frac{\partial^2 w(y,t)}{\partial y^2}\|_{y=L_{Bn}} = 0$$
(3.44)

Phương trình đạo hàm riêng (3.43) cũng được chuyển về hệ PTVP thường bằng phương pháp Bubnov-Galerkin với việc xấp xỉ hàm chuyển vị w(y, t) ở dạng chuỗi lượng giác:

$$w(y,t) = \sum_{l=1}^{N} T_{l}(t) Y_{l}(y) = \sum_{l=1}^{N} T_{l}(t) \sin \frac{(2l-1)\pi y}{L_{Bn}}$$
(3.45)

Hệ PTVP dao động sau khi chuyển đổi về hệ bao gồm (4+N) PTVP thường như sau:

$$m_{b}\ddot{u}_{b} + 2c_{T}\dot{u}_{b} - 2c_{T}\dot{u}_{c} + 2k_{T}u_{b} - 2k_{T}u_{c} = -m_{b}g$$
$$J_{b}\ddot{\psi}_{b} + 2c_{T}c^{2}\dot{\psi}_{b} - 2c_{T}c^{2}\dot{\psi}_{c} + 2k_{T}c^{2}\psi_{b} - 2k_{T}c^{2}\psi_{c} = 0$$

14

$$m_{c}\ddot{u}_{c} - 2c_{T}\dot{u}_{b} + [2c_{T} + (s_{1} + s_{2})c_{L}]\dot{u}_{c} - (s_{1} - s_{2})c_{L}b\dot{\psi}_{c} - \sum_{l=1}^{N} (s_{1}\chi_{l}^{(1)} + s_{2}\chi_{l}^{(2)})c_{L}\dot{T}_{l}(t) - 2k_{T}u_{b} + [2k_{T} + (s_{1} + s_{2})k_{L}]u_{c} - (s_{1} - s_{2})k_{L}b\psi_{c} - \sum_{l=1}^{N} (s_{1}\chi_{l}^{(1)} + s_{2}\chi_{l}^{(2)})k_{L}T_{l}(t) = -m_{c}g + s_{1}(k_{L}r_{Dl} + c_{L}\dot{r}_{Dl}) + s_{2}(k_{L}r_{D2} + c_{L}\dot{r}_{D2}) J_{c}\ddot{\psi}_{c} - 2c_{T}c^{2}\dot{\psi}_{b} - (s_{1} - s_{2})c_{L}b\dot{u}_{c} + [2c_{T}c^{2} + (s_{1} + s_{2})c_{L}b^{2}]\dot{\psi}_{c} + \sum_{l=1}^{N} (s_{1}\chi_{l}^{(1)} - s_{2}\chi_{l}^{(2)})c_{L}b\dot{T}_{l}(t) - 2k_{T}c^{2}\psi_{b} - (s_{1} - s_{2})k_{L}bu_{c} + [2k_{T}c^{2} + (s_{1} + s_{2})k_{L}b^{2}]\psi_{c} + \sum_{l=1}^{N} (s_{1}\chi_{l}^{(1)} - s_{2}\chi_{l}^{(2)})k_{L}bT_{l}(t) = -s_{1}b(k_{L}r_{Dl} + c_{L}\dot{r}_{Dl}) + s_{2}b(k_{L}r_{D2}^{2} + c_{L}\dot{r}_{D2}) \rhoh_{B}\ddot{T}_{k}(t) - (\mu_{k}^{(1)} + \mu_{k}^{(2)})c_{L}\dot{u}_{c} + (\mu_{k}^{(1)} - \mu_{k}^{(2)})c_{L}b\dot{\psi}_{c} + + \sum_{l=1}^{N} [\delta_{kl}c_{S} + (\mu_{k}^{(1)}\chi_{l}^{(1)} + \mu_{k}^{(2)}\chi_{l}^{(2)})c_{L}]\dot{T}_{l}(t) - (\mu_{k}^{(1)} + \mu_{k}^{(2)})k_{L}u_{c} + + (\mu_{k}^{(1)} - \mu_{k}^{(2)})k_{L}b\psi_{c} + \sum_{l=1}^{N} [\delta_{kl}H_{k} + (\mu_{k}^{(1)}\chi_{l}^{(1)} + \mu_{k}^{(2)}\chi_{l}^{(2)})k_{L}]T_{l}(t) = - \frac{4\rho gh_{B}}{(2k - 1)\pi} - \mu_{k}^{(1)}(k_{L}r_{Dl} + c_{L}\dot{r}_{Dl}) - \mu_{k}^{(2)}(k_{L}r_{D2} + c_{L}\dot{r}_{D2})$$
(3.60)

trong đó k = 1, 2, ..., N và:

$$H_{k} = k_{s} + \frac{EI}{b_{B}^{x}} \frac{(2k-1)^{4} \pi^{4}}{L_{Bn}^{4}}, \ \mu_{k}^{(1)} = \frac{s_{1}\beta_{k}^{(1)}}{I_{0}^{(1)}b_{B}^{x}}, \ \mu_{k}^{(2)} = \frac{s_{2}\beta_{k}^{(2)}}{I_{0}^{(2)}b_{B}^{x}}, \ \delta_{kl} = \begin{cases} 1, & k = l \\ 0, & k \neq l \end{cases}$$

# 3.2.3. Một số kết quả khảo sát

#### 3.2.3.1. Khảo sát đáp ứng dao động của ô tô

Khảo sát cho trường hợp vận tốc *V*=15km/h, mấp mô tại hai vết bánh xe được biểu diễn trên Hình 3.22, cùng có dạng parabol với các kích thước  $h_P$ =0,10m,  $l_P$ = 0,75m,  $h_T$ =0,12m,  $l_T$ =0,80m, d=1,0m, quy luật phân bố áp suất dạng cô-sin. Một số kết quả tiêu biểu được thể hiện bằng đồ thị trên các Hình 3.23, 3.24, 3.27 và 3.28.



Hình 3.22: Hình dạng và kích thước biên dạng mặt đường



Hình 3.27: Lực tiếp xúc bánh xe bên phải

0.02

Hình 3.28: Lực tiếp xúc bánh xe bên trái

TH 1

4

3

Từ các kết quả trên các đồ thi ta thấy:

- MLK đã xảy ra tại hai bánh xe (thể hiện bởi các đoạn đồ thị trùng với đường 0 trên các Hình 3.27 và 3.28).

- Có sư khác biệt rõ rệt về đáp ứng dao đông của thân xe giữa các trường hợp có và không kể đến MLK (Hình 3.23 và Hình 3.24).

3.2.3.2. Khảo sát ảnh hưởng của vân tốc chuyển đông

Khảo sát cho trường hợp 4, BDMĐ được lấy như mục 3.2.3.1, quy luật phân bố áp suất dạng cô-sin bình phương. Một số kết quả quan tâm được thể hiện ở dang đồ thi như trên Hình 3.31 và Hình 3.33.



Hình 3.31: Giá trị RMS của lực tiếp xúc



Hình 3.33: Tổng thời gian MLK

16

- TH 1

0.2

Các đồ thị cho thấy:

- Tại vận tốc V=5km/h thì bắt đầu xảy ra MLK trên cả hai bánh xe. Khi V tăng thì thời gian MLK của hai bánh xe có xu hướng tăng, nhưng tính quy luật không được thể hiện rõ ràng (Hình 3.33).

- Giá trị RMS lực tiếp xúc tại hai bánh xe cũng tăng khi tăng vận tốc nhưng khác biệt không nhiều (Hình 3.31).

#### 3.2.3.3. So sánh đáp ứng dao động của ô tô giữa mô hình 1/2 ngang và mô hình 1/4

So sánh hai trường hợp nhằm xác định xem khi nào có thể sử dụng mô hình 1/4 (đơn giản) thay vì sử dụng mô hình 1/2 (phức tạp hơn). Để so sánh, luận án chọn BDMĐ dạng gờ giảm tốc đơn (suy từ hình 3.22 bằng cách lấy d=0) mặt cắt ngang parabol, với  $h_P = 0,12m$ ,  $l_P = 0,6m$ ,  $h_T = 0,12m$ ,  $l_T = 0,6m$ ; quy luật phân bố áp suất kiểu cô-sin, vận tốc chuyển động V=15km/h. Các kết quả quan tâm được thể hiện bằng đồ thị trên các Hình 3.34 và 3.37.



Hình 3.34: Chuyển vị thẳng đứng thân xe



Hình 3.37: Lực tiếp xúc tại hai bánh xe

Các đồ thị cho thấy:

- Chuyển vị thẳng đứng của thân xe ở hai mô hình là như nhau (trên Hình 3.34, hai đồ thị hoàn toàn trùng nhau).

- Trong hai mô hình lực tiếp xúc tại bánh xe có quy luật như nhau nhưng ở cùng một thời điểm thì trong mô hình 1/4 có giá trị lớn gấp đôi (Hình 3.37), điều này là do trong mô hình 1/2 ngang tải trọng được phân bố đều cho hai bánh xe.

Theo đó, khi kích thích hai bên vệt bánh xe như nhau, có thể sử dụng mô hình 1/4 thay cho mô hình 1/2 ngang trong khảo sát dao động của ô tô.

## Kết luận chương 3

Chương 3 đã xây dựng 2 mô hình dao động của ô tô dạng mô hình 1/2 dọc và 1/2 ngang có kể đến hiện tượng mất liên kết, biến dạng của đường và sự thay đổi kích thước vết tiếp xúc. Đã thiết lập hệ PTVP dao động của hệ xe-đường kết hợp

và chuyển hệ PTVP dao động xuất phát có chứa phương trình đạo hàm riêng về hệ PTVP thường, có thể giải được bằng phương pháp số, đồng thời thực hiện một số khảo sát cần thiết. Các kết quả khảo sát cho thấy sự cần thiết của việc kể đến hiện tượng MLK và ảnh hưởng lớn của vận tốc chuyển động đến đáp ứng dao động của xe. Ngoài ra, khi kích thích hai bên vệt bánh xe như nhau, có thể sử dụng mô hình 1/4 để khảo sát dao động xe thay cho mô hình 1/2 ngang. Các kết quả nghiên cứu của chương 3 được thể hiện trong các bài báo [1], [5] và [6] đã được công bố của tác giả luận án.

# Chương 4. KHẢO SÁT DAO ĐỘNG CỦA Ô TÔ THEO MÔ HÌNH KHÔNG GIAN

#### 4.1. Mô hình dao động

Mô hình dao động dạng không gian của hệ xe-đường kết hợp có tính đến hiện tượng MLK và biến dạng của đường được xây dựng như trên Hình 4.1. Trên hình vẽ, ô tô được mô hình hóa bởi hệ dao động không gian 7 bậc tự do. Đường biến dạng được biểu diễn bằng một tấm đàn hồi hình chữ nhật trên nền đàn nhớt Kelvin với liên kết tựa đơn trên cả bốn cạnh, các chuyển vị của hệ cũng được lấy từ vị trí tự nhiên.



Hình 4.1: Mô hình dao động dạng không gian của hệ xe-đường kết hợp (*a*- nhìn từ bên phải; *b*- nhìn từ phía sau; *c*- mặt phẳng tiếp xúc nhìn từ trên)

#### 4.2. Hệ phương trình vi phân dao động của cơ hệ

Hệ PTVP dao động của xe gồm 7 phương trình tương ứng với 7 bậc tự do cũng được thiết lập bằng cách áp dụng định luật II Newton cho thân xe và hai cầu. Phương trình đạo hàm riêng của tấm đàn hồi được thiết lập bằng cách xét các điều kiện cân bằng của một phân tố tấm:

$$D\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2(D_c + 2D_k)\frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + D\frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + \rho h_p \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + c_s \frac{\partial w}{\partial t} + k_s w + p(x, y, t) = -\rho g h_p \qquad (4.25)$$

trong đó  $D_c = vD$ ,  $D_k = D(1-v)/2$ ,  $D = \frac{Eh_p^3}{12(1-v^2)}$ .

Nghiệm 
$$w = w(x, y, t)$$
 của (4.25) cần thỏa mãn các điều kiện biên:  

$$\begin{cases} w(x, y, t) \|_{x=0} = w(x, y, t) \|_{x=L_p} = 0; \ w(x, y, t) \|_{y=0} = w(x, y, t) \|_{y=B_p} = 0; \\ \frac{\partial^2 w(x, y, t)}{\partial x^2} \|_{x=0} = \frac{\partial^2 w(x, y, t)}{\partial x^2} \|_{x=L_p} = 0; \ \frac{\partial^2 w(x, y, t)}{\partial y^2} \|_{y=0} = \frac{\partial^2 w(x, y, t)}{\partial y^2} \|_{y=B_p} = 0$$
(4.26)

Áp dụng phương pháp Bubnov-Galerkin cho phương trình đạo hàm riêng (4.25) với việc xấp xỉ hàm chuyển vị w(x, y, t) dưới dạng chuỗi lượng giác kép:

$$w = \sum_{m=1}^{M} \sum_{n=1}^{N} T_{mn}(t) \sin \frac{(2m-1)\pi x}{L_p} \sin \frac{(2n-1)\pi y}{B_p}$$
(4.27)

chúng ta nhận được hệ PTVP dao động dạng chuyển đổi của cơ hệ, gồm (7+MN) PTVP thường như sau:

$$m_{b}\ddot{u}_{b} = -m_{b}g - 2(c_{Tf} + c_{Tr})\dot{u}_{b} - 2(c_{Tf}a_{1} - c_{Tr}a_{2})\dot{\phi}_{b} + 2c_{Tf}\dot{u}_{c1} + 2c_{Tr}\dot{u}_{c2} - 2(k_{Tf} + k_{Tr})u_{b} - 2(k_{Tf}a_{1} - k_{Tr}a_{2})\phi_{b} + 2k_{Tf}u_{c1} + 2k_{Tr}u_{c2}$$

$$(4.11)$$

$$J_{by}\ddot{\varphi}_{b} = -2(c_{Tf}a_{1} - c_{Tr}a_{2})\dot{u}_{b} - 2(c_{Tf}a_{1}^{2} + c_{Tr}a_{2}^{2})\dot{\varphi}_{b} + 2c_{Tf}a_{1}\dot{u}_{cl} - 2c_{Tr}a_{2}\dot{u}_{c2}$$

$$-2(k_{rr}a_{r} - k_{rr}a_{2})u_{rr} - 2(k_{rr}a_{2}^{2} + k_{rr}a_{2}^{2})\omega_{rr} + 2k_{rr}a_{rr}u_{rr} - 2k_{rr}a_{rr}u_{rr}$$

$$(4.12)$$

$$J_{bx}\ddot{\psi}_{b} = -2(c_{Tf} + c_{Tr})c^{2}\dot{\psi}_{b} + 2c_{Tf}c^{2}\dot{\psi}_{cl} + 2c_{Tr}c^{2}\dot{\psi}_{c2}$$

$$(4.13)$$

$$-2(k_{Tf} + k_{Tr})c^{2}\psi_{b} + 2k_{Tf}c^{2}\psi_{c1} + 2k_{Tr}c^{2}\psi_{c2}$$
(111)

$$n_{cl}u_{cl} = -m_{cl}g + 2c_{Tf}u_{b} + 2c_{Tf}a_{1}\varphi_{b} - [2c_{Tf} + (s_{1} + s_{2})c_{Lf}]u_{cl} - (s_{1} - s_{2})c_{Lf}b\psi_{cl} + 2k_{Tf}u_{b} + 2k_{Tf}a_{1}\varphi_{b} - [2k_{Tf} + (s_{1} + s_{2})k_{Lf})u_{cl} - (s_{1} - s_{2})k_{Lf}b\psi_{cl} + c_{Lf}\sum_{m=1}^{M}\sum_{n=1}^{N}\dot{T}_{mn}(t)(s_{1}\chi_{mn}^{(1)} + s_{2}\chi_{mn}^{(2)}) + k_{Lf}\sum_{m=1}^{M}\sum_{n=1}^{N}T_{mn}(t)(s_{1}\chi_{mn}^{(1)} + s_{2}\chi_{mn}^{(2)}) + s_{1}(c_{Lf}\dot{r}_{DI} + k_{Lf}r_{DI}) + s_{2}(c_{Lf}\dot{r}_{D2} + k_{Lf}r_{D2})$$

$$(4.49)$$

$$\begin{aligned} J_{cl}\ddot{\psi}_{cl} &= 2c_{Tf}c^{2}\dot{\psi}_{b} - (s_{1} - s_{2})c_{Lf}b\dot{u}_{cl} - [2c_{Tf}c^{2} + (s_{1} + s_{2})c_{Lf}b^{2})\dot{\psi}_{cl} \\ &+ 2k_{Tf}c^{2}\psi_{b} - (s_{1} - s_{2})k_{Lf}bu_{cl} - [2k_{Tf}c^{2} + (s_{1} + s_{2})k_{Lf}b^{2})\psi_{cl} \\ &+ c_{Lf}b\sum_{m=1}^{N}\sum_{n=1}^{N}\dot{T}_{mn}(t)(s_{1}\chi_{mn}^{(1)} - s_{2}\chi_{mn}^{(2)}) + k_{Lf}b\sum_{k=1}^{M}\sum_{l=1}^{N}T_{mn}(t)(s_{1}\chi_{mn}^{(1)} - s_{2}\chi_{mn}^{(2)}) \\ &+ s_{1}b(c_{Lf}\dot{r}_{DI} + k_{Lf}r_{DI}) - s_{2}b(c_{Lf}\dot{r}_{D2} + k_{Lf}r_{D2}) \\ m_{c2}\ddot{u}_{c2} &= -m_{c2}g + 2c_{Tr}\dot{u}_{b} - 2c_{Tr}a_{2}\dot{\phi}_{b} - [2c_{Tr} + (s_{3} + s_{4})c_{Lr}]\dot{u}_{c2} - (s_{3} - s_{4})c_{Lr}b\dot{\psi}_{c2} \\ &+ 2k_{Tr}u_{b} - 2k_{Tr}a_{2}\phi_{b} - [2k_{Tr} + (s_{3} + s_{4})k_{Lr}]u_{c2} - (s_{3} - s_{4})k_{Lr}b\psi_{c2} \\ &+ c_{Lr}\sum_{m=1}^{M}\sum_{n=1}^{N}\dot{T}_{mn}(t)(s_{3}\chi_{mn}^{(3)} + s_{4}\chi_{mn}^{(4)}) + k_{Lr}\sum_{k=1}^{M}\sum_{l=1}^{N}T_{mn}(t)(s_{3}\chi_{mn}^{(3)} + s_{4}\chi_{mn}^{(4)}) \\ &+ s_{3}(c_{Lr}\dot{r}_{D3} + k_{Lr}r_{D3}) + s_{4}(c_{Lr}\dot{r}_{D4} + k_{Lr}r_{D4}) \\ J_{c2}\ddot{\psi}_{c2} &= 2c_{Tr}c^{2}\dot{\psi}_{b} - (s_{3} - s_{4})c_{Lr}b\dot{u}_{c2} - [2c_{Tr}c^{2} + (s_{3} + s_{4})k_{Lr}b^{2})\psi_{c2} \\ &+ c_{Lr}b\sum_{k=1}^{M}\sum_{l=1}^{N}\dot{T}_{mn}(t)(s_{3}\chi_{mn}^{(3)} - s_{4}\chi_{mn}^{(4)}) + k_{Lr}b\sum_{k=1}^{M}\sum_{l=1}^{N}T_{mn}(t)(s_{3}\chi_{mn}^{(3)} - s_{4}\chi_{mn}^{(4)}) \\ &+ s_{3}b(c_{Lr}\dot{r}_{D3} + k_{Lr}r_{D3}) - s_{4}b(c_{Lr}\dot{r}_{D4} + k_{Lr}r_{D4}) \end{aligned}$$

$$(4.52)$$

$$\rho h_{p} \ddot{T}_{kl}(t) - (\beta_{kl}^{(1)} + \beta_{kl}^{(2)}) c_{Lf} \dot{u}_{cl} - (\beta_{kl}^{(1)} - \beta_{kl}^{(2)}) c_{Lf} b \dot{\psi}_{cl} - (\beta_{kl}^{(3)} + \beta_{kl}^{(4)}) c_{Lr} \dot{u}_{c2} - (\beta_{kl}^{(3)} - \beta_{kl}^{(4)}) c_{Lr} b \dot{\psi}_{c2} + \sum_{m=1}^{M} \sum_{n=1}^{N} \Phi_{mn}^{kl} \dot{T}_{mn}(t) - (\beta_{kl}^{(1)} + \beta_{kl}^{(2)}) k_{Lf} u_{cl} - (\beta_{kl}^{(1)} - \beta_{kl}^{(2)}) k_{Lf} b \psi_{cl} - (\beta_{kl}^{(3)} + \beta_{kl}^{(4)}) k_{Lr} u_{c2} - (\beta_{kl}^{(3)} - \beta_{kl}^{(4)}) k_{Lr} b \psi_{c2} + \sum_{m=1}^{M} \sum_{n=1}^{N} \Gamma_{mn}^{kl} T_{mn}(t) = - \frac{16\rho g h_{p}}{(2k-1)(2l-1)\pi^{2}} - \sum_{j=1}^{4} (\beta_{kl}^{(j)} k_{Lj} r_{Dj} + \beta_{kl}^{(j)} c_{Lj} \dot{r}_{Dj})$$

$$(4.47)$$

 $(k=1 \div M, l=1 \div N)$ 

trong đó:

$$\begin{split} \Phi_{mn}^{kl} &= \delta_{mn}^{kl} c_{s} + (\beta_{kl}^{(1)} \chi_{mn}^{(1)} + \beta_{kl}^{(2)} \chi_{mn}^{(2)}) c_{Lf} + (\beta_{kl}^{(3)} \chi_{mn}^{(3)} + \beta_{kl}^{(4)} \chi_{mn}^{(4)}) c_{Lr}, \\ \Gamma_{mn}^{kl} &= \delta_{mn}^{kl} H_{kl} + (\beta_{kl}^{(1)} \chi_{mn}^{(1)} + \beta_{kl}^{(2)} \chi_{mn}^{(2)}) k_{Lf} + (\beta_{kl}^{(3)} \chi_{mn}^{(3)} + \beta_{kl}^{(4)} \chi_{mn}^{(4)}) k_{Lr}, \\ \beta_{kl}^{(j)} &= \frac{4}{L_{p} B_{p}} \cdot \frac{s_{j} I_{kl}^{(j)}}{b_{L} I_{0}^{(j)}}, \ \delta_{mn}^{kl} = \begin{cases} 1: \ (m=k) \cap (n=l) \\ 0: \ (m\neq k) \cup (n\neq l) \end{cases} \end{split}$$

# 4.3. Một số kết quả khảo sát 4.3.1. Khảo sát đáp ứng dao động của ô tô

Khảo sát cho trường hợp vận tốc V=50km/h, BDMĐ dạng hình sin nhiều chu kỳ liên tiếp khác nhau giữa hai vệt bánh xe  $h_P=0,12$ m,  $l_P=10$ m,  $h_T=0,15$ m,  $l_T=10$ m, đồng thời bánh xe bên trái đi vào mặt đường mấp mô chậm sau một đoạn d=1,5m so với vệt bên phải, quy luật phân bố áp suất chọn kiểu cô-sin. Một số kết quả tiêu biểu ở dạng đồ thị được thể hiện trên các Hình 4.14, 4.15 và các Hình 4.16, 4.17.



Hình 4.14: Gia tốc thẳng đứng thân xe



Hình 4.16: Lực tiếp xúc tại bánh xe 2

Từ các đồ thị ta thấy:

- MLK đã xảy ra tại hai bánh xe số 2 và số 3 được thể hiện bởi các đoạn đồ thị trùng với đường 0 trên các Hình 4.16 và 4.17.

 Có sự khác biệt rõ rệt về đáp ứng dao động của ô tô giữa các trường hợp tính đến hoặc không tính đến hiện tượng MLK (trường hợp 1 và 3 so với trường hợp 2 và 4).

# 4.3.2. Khảo sát ảnh hưởng của vận tốc chuyển động

Khảo sát trường hợp kể đến cả MLK và biến dạng của đường, các số liệu đầu vào tính toán được lấy như trong mục 4.3.1.



Hình 4.15: Gia tốc thẳng đứng cầu sau



Hình 4.17: Lực tiếp xúc tại bánh xe 3



Từ các đồ thị trên, ta thấy:

- Giá trị RMS của lực tiếp xúc tại các bánh xe đều tăng khi tăng vận tốc chuyển động và tăng nhanh từ 50km/h (Hình 4.19).

- Mất liên kết bắt đầu xảy ra tại vận tốc V=35km/h (đầu tiên là bánh số 1). Tổng thời gian MLK tại các bánh xe tăng nhanh khi vận tốc tăng từ  $50\div80$ km/h.

- Quy luật thay đổi của tổng thời gian MLK tại mỗi bánh xe theo vận tốc là khó xác định (Hình 4.21). Điều này phụ thuộc vào mối quan hệ phức tạp giữa các thông số hình học, ĐLH của xe, đường, BDMĐ và vận tốc chuyển động.

# 4.3.3. So sánh đáp ứng dao động của ô tô giữa mô hình không gian với mô hình 1/2 dọc

Việc so sánh nhằm xác định trường hợp nào có thể sử dụng mô hình 1/2 (đơn giản) thay cho mô hình không gian (phức tạp hơn). Để so sánh, các thông số liên quan đến dao động dọc của xe được lấy như nhau, BDMĐ dạng gờ giảm tốc đơn có mặt cắt ngang dạng parabol (suy từ Hình 3.22 bằng cách lấy d=0) với các giá trị  $h_P = 0,12m$ ,  $l_P = 0,65m$ ,  $h_T = 0,12m$ ,  $l_T = 0,65m$ , lấy quy luật phân bố áp suất tại vết tiếp xúc ở dạng cô-sin, vận tốc chuyển động V=20km/h. Các kết quả tiêu biểu được thể hiện dưới dạng đồ thị trên các hình 4.22 và 4.26.



Hình 4.22: Chuyển vị thẳng đứng thân xe



Hình 4.26: Lực tiếp xúc bánh xe cầu sau

22

Các đồ thị cho thấy:

- Chuyển vị thẳng đứng của thân xe trong hai mô hình là như nhau (trên Hình 4.22, các đồ thị hoàn toàn trùng nhau).

- Quy luật thay đổi lực tiếp xúc tại các bánh xe trên cùng một cầu như nhau. Tại cùng một thời điểm, lực trong mô hình 1/2 dọc có giá trị lớn gấp đôi so với mô hình không gian (Hình 4.26); lý do là vì trong mô hình không gian tải trọng được phân bố đều cho hai bánh xe trên cùng một cầu.

Theo đó, khi kích thích hai bên vệt bánh xe là như nhau có thể sử dụng mô hình 1/2 dọc để khảo sát đáp ứng dao động của ô tô thay cho mô hình không gian.

# Kết luận chương 4

Chương 4 đã xây dựng mô hình dao động dạng không gian của hệ xe-đường kết hợp có tính đến MLK, biến dạng của đường và sự thay đổi kích thước của vết tiếp xúc. Đã thiết lập hệ PTVP dao động của cơ hệ và áp dụng phương pháp Bubnov-Galerkin để chuyển hệ phương trình có chứa phương trình đạo hàm riêng về hệ PTVP thường có thể giải được bằng phương pháp số. Các chương trình tính tự viết cho phép xác định đáp ứng dao động của xe, khảo sát ảnh hưởng của các thông số động lực học và vận tốc chuyển động đến đáp ứng ĐLH của ô tô.

Các kết quả khảo sát số cho thấy sự cần thiết của việc kể đến hiện tượng MLK và biến dạng của đường, sự ảnh hưởng đáng kể của vận tốc chuyển động đến đáp ứng dao động và thời gian MLK. Việc so sánh đáp ứng dao động của xe giữa mô hình 1/2 dọc và mô hình không gian cho thấy, khi BDMĐ ở hai bên vệt bánh xe như nhau, có thể sử dụng mô hình 1/2 dọc để khảo sát dao động thay cho mô hình không gian. Kết quả nghiên cứu của chương 4 được thể hiện trong các công trình số [2], [3] và [7] của tác giả luận án.

# KẾT LUẬN CHUNG

# Một số kết quả đạt được của luận án:

- Tổng hợp và đánh giá tình hình nghiên cứu dao động ô tô. Trên cơ sở đó, xác định những vấn đề cần tập trung giải quyết khi nghiên cứu dao động ô tô có tính đến hiện tượng MLK và biến dạng của đường.
- Đề xuất mô hình dao động thẳng đứng của bánh xe khi có tính đến hiện tượng MLK, biến dạng của đường và sự thay đổi kích thước vết tiếp xúc tại mỗi bánh xe.
- 3. Xây dựng được các mô hình khảo sát dao động của hệ xe-đường kết hợp có

tính đến hiện tượng MLK và biến dạng của đường. Trong từng mô hình, đã thiết lập hệ PTVP dao động và đề xuất phương pháp giải với việc áp dụng phương pháp Bubnov-Galerkin.

- 4. Đã xây dựng các chương trình tính toán số cho phép khảo sát đáp ứng dao động của xe và khảo sát ảnh hưởng của các đại lượng cần quan tâm đến đáp ứng dao động của cơ hệ. Các kết quả khảo sát khẳng định sự cần thiết phải tính đến hiện tượng MLK.
- 5. So sánh đáp ứng dao động của xe giữa mô hình 1/4 với mô hình 1/2 ngang, mô hình 1/2 dọc với mô hình không gian, cho phép khẳng định khi nào thì có thể sử dụng mô hình đơn giản thay thế cho mô hình phức tạp.

# Những đóng góp mới của luận án:

- Đề xuất mô hình dao động của bánh xe có tính đến hiện tượng MLK và sự thay đổi kích thước vết tiếp xúc.
- 2. Đã xây dựng được các mô hình (vật lý-toán) phục vụ khảo sát dao động của hệ xe-đường kết hợp khi tính đến hiện tượng MLK, biến dạng của đường và sự thay đổi kích thước vết tiếp xúc, trong đó sử dụng phương pháp Bubnov-Galerkin để đưa hệ PTVP dao động có chứa phương trình đạo hàm riêng về hệ PTVP thường.
- 3. Đã khảo sát đáp ứng dao động của ô tô trong các mô hình với các dạng kích thích kiểu tiền định khác nhau, đồng thời khảo sát ảnh hưởng của một số yếu tố đến đáp ứng ĐLH của ô tô. Các kết quả khảo sát cho phép khẳng định sự cần thiết phải tính đến hiện tượng MLK.

# Hướng phát triển tiếp theo của luận án:

- 1. Mở rộng mô hình khảo sát đối với xe nhiều cầu hay đoàn xe, chú ý tập trung giải quyết một số vấn đề ảnh hưởng đến hiện tượng MLK như: xe có hệ thống treo độc lập, kích thích động học từ biên dạng mặt đường theo dạng ngẫu nhiên, có xét đến các yếu tố phi tuyến trong ứng xử của hệ thống treo và bánh xe.
- 2. Hiện tượng cộng hưởng, hiện tượng va chạm cần được xem xét nhằm đánh giá ảnh hưởng của chúng đến hiện tượng MLK.
- Đầu tư các trang thiết bị chuyên dụng để thu thập và xử lý số liệu, tiến hành thực nghiệm hiện trường về hiện tượng MLK trong điều kiện giao thông đường bộ tại Việt Nam.