

XÂY DỰNG PHƯƠNG TRÌNH KHẢO SÁT DAO ĐỘNG TRÊN MÔ HÌNH $\frac{1}{4}$ Ô TÔ BẰNG PHƯƠNG PHÁP LAGRANGE II

RESEARCH TO DEVELOPING A DIFFERENTIAL EQUATIONS TO SURVEY VIBRATION ON $\frac{1}{4}$ CAR MODEL USING LAGRANGE II METHOD

NGUYỄN CHÍ HÀO^{1,a}, NGUYỄN THÁI VÂN¹, TRẦN HOÀNG XUÂN THẮNG¹,
TRANG HOÀNG PHÚC²

¹Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vĩnh Long

²Đại học CNKT ô tô, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vĩnh Long

^aTác giả liên hệ: haonc@vlute.edu.vn

Nhận bài(Received): 21/11/2024; Phản biện(Reviewed): 03/12/2024; Chấp nhận(Accepted): 07/01/2025

TÓM TẮT

Các công trình nghiên cứu dao động trên mô hình $\frac{1}{4}$ ô tô được xây dựng bằng phương pháp Newton-Euler đã được ứng dụng phổ biến. Tuy nhiên, trong nhiều trường hợp dao động ô tô bị ảnh hưởng bởi các thông số kết cấu hệ thống treo như chiều dài các cánh tay đòn, phương truyền lực của bộ phận đàn hồi và giảm chấn thì phương pháp Newton-Euler đã bỏ qua. Để xem xét đánh giá sự ảnh hưởng của các yếu tố trên đến dao động ô tô, mô hình dao động $\frac{1}{4}$ ô tô cần thể hiện được các thông số kết cấu hệ thống treo. Bài báo này đã xây dựng phương trình vi phân cho chuyển động phẳng của hệ thống treo bằng phương pháp Lagrange II. Khảo sát sự ảnh hưởng của các thông số: độ cao mấp mô mặt đường, góc đặt của trục chứa lò xo và giảm chấn, vị trí điểm đặt của trục lò xo trên đòn dẫn hướng và trên thân xe, độ cứng lò xo, hệ số cản giảm chấn đến dao động ô tô trong mặt phẳng ngang. Kết quả nghiên cứu kiểm tra đánh giá độ tin cậy của mô hình lý thuyết.

Từ khóa: Hệ thống treo độc lập, treo hai đòn ngang, độ êm dịu, dao động ô tô, lò xo, giảm chấn.

ABSTRACT

Research works on the vibration of a quarter-car model developed by the Newton-Euler method have been widely applied. However, in many cases, the vibration of the car is affected by the structural parameters of the suspension system such as the length of the lever arms, the direction of force transmission of the elastic element and shock absorbers, which the Newton-Euler method has ignored. To consider and evaluate the influence of the above factors on the vibration of the car, the $\frac{1}{4}$ -car vibration model needs to describe the structural parameters of the suspension system. The article has developed a differential equation for the plane motion of the suspension system using the Lagrange II method. The influence of the parameters such as the height of the bumpy road surface, the angle of the spring and shock absorber shaft, the position of the spring shaft in the suspension system, the spring stiffness, the damping coefficient on the vehicle's vibration

of in the horizontal plane is investigated. The test results evaluate the reliability of the theoretical model.

Keywords: Independent suspension, double-wishbone, vehicle comfort, vehicle vibration, spring, damping.

1. Đặt vấn đề

Hiện nay, việc nâng cao độ êm dịu và ổn định chuyển động ô tô là một trong những đề tài nghiên cứu hàng đầu, với nhiều công trình nổi bật trong và ngoài nước. Mô hình hóa hệ thống treo ô tô bằng các mô hình như mô hình không gian, mô hình $\frac{1}{2}$ và mô hình $\frac{1}{4}$ ô tô, nhằm khảo sát và đánh giá mức độ ổn định dao động và độ êm dịu. Đa số các mô hình động lực học được xây dựng dựa trên phương pháp Newton-Euler, nổi bật với tính đơn giản khi chỉ xem xét yếu tố khối lượng được treo và không được treo, độ lớn của phần tử cản nhớt, đàn hồi và vị trí tác động của ngoại lực, bỏ qua sự ảnh hưởng của kết cấu động học.

Phương pháp Newton-Euler có ưu điểm là tính trực quan, dễ hiểu và áp dụng, đồng thời tính toán nhanh chóng, phù hợp cho các bài toán động lực học với ít bậc tự do như hệ thống treo ô tô. Tuy nhiên, phương pháp này giảm thiểu số phương trình xây dựng cho mô hình bằng cách thiết lập phương trình vi phân cho mô hình động lực học theo phương pháp D'Alembert. Trong khi đó, phương pháp Lagrange II, một phương pháp cổ điển, thiết lập phương trình vi phân động lực học dựa trên các nguồn năng lượng và thông số kết cấu hình học chuyển động trong cơ hệ nhiều vật với nhiều bậc tự do, thông qua phương pháp bảo toàn năng lượng.

Một số công trình nghiên cứu tiêu biểu bao gồm: nghiên cứu của Vũ Hải Quân và Trịnh Duy Hùng [1], xây dựng mô hình động lực học hệ thống treo ô tô cho mô hình không gian (toàn xe) bằng phương

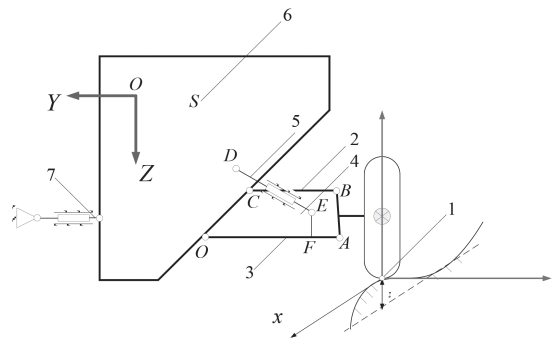
pháp Newton-Euler, ứng dụng thuật toán điều khiển LQR để khảo sát và đánh giá các thông số dao động ô tô tối ưu. Nguyễn Đình Khiêm và Hoàng Mạnh Cường [2] tính toán dao động ô tô có xét đến phần tử đàn nhớt cấp phân số bằng phương pháp Newton-Euler, xây dựng phương trình vi phân động lực học với mô hình $\frac{1}{2}$ ô tô, tối ưu các phần tử đàn hồi và cản nhớt cấp phân số. Vũ Hải Quân, Nguyễn Anh Ngọc và Nguyễn Huy Trường [3] xây dựng mô hình động lực học $\frac{1}{4}$ ô tô, đánh giá độ ổn định dao động thân xe bằng phương pháp Newton-Euler và điều khiển tối ưu hệ thống treo bằng thuật toán LQR và PID.

Bên cạnh đó, một số công trình nghiên cứu ngoài nước đáng chú ý như Vargas (2022) [4] đã nghiên cứu mô hình động lực học hệ thống treo độc lập dẫn hướng 2 đòn bằng phương pháp tách cấu trúc Newton-Euler và phân tích dao động ô tô qua phần mềm mô phỏng Simulink. Zhou và Ji (2008) [5] đã sử dụng phương pháp năng lượng và phương trình Lagrange II để xây dựng phương trình vi phân động lực học cho hệ thống treo, khảo sát các phương dao động trong mặt phẳng dọc, mặt phẳng ngang và chuyển động quay vòng.

Các công trình trên đã tập trung giải quyết vấn đề dao động ô tô bằng phương pháp Newton-Euler với các thông số đầu vào như khối lượng, độ lớn phần tử đàn hồi, cản nhớt của hệ thống treo và lớp xe, cũng như các thông số kết cấu chung của xe như chiều rộng cơ sở, độ cao trọng tâm xe, chiều dài cơ sở. Tuy nhiên, chúng chưa xét đến các yếu tố thông số kết cấu của hệ thống treo. Nghiên cứu [5] đã ứng

dụng phương pháp năng lượng để xây dựng phương trình vi phân động lực học bằng phương pháp Lagrange II, nhưng bỏ qua các thông số kết cấu của hệ thống treo, do đó kết quả tương tự như khi sử dụng phương pháp Newton-Euler.

Với mục tiêu tối ưu các thông số về độ êm dịu và ổn định dao động của ô tô, nghiên cứu này định hướng xây dựng phương trình vi phân động lực học của hệ thống treo bằng phương pháp Lagrange II, các yếu tố ảnh hưởng đến độ ổn định thân xe bao gồm khối lượng, độ lớn phần tử đàn hồi và các thông số kết cấu của hệ thống treo. Dựa trên cơ sở lý thuyết về phương pháp năng lượng và Lagrange II [6], bài báo sẽ tiến hành nghiên cứu và xây dựng mô hình khảo sát cho ¼ ô tô, có xem xét ảnh hưởng của các thông số kết cấu. Nghiên cứu này xây dựng mô hình khảo sát bằng phương pháp Lagrange II cho hệ thống treo độc lập dẫn hướng 2 đòn.



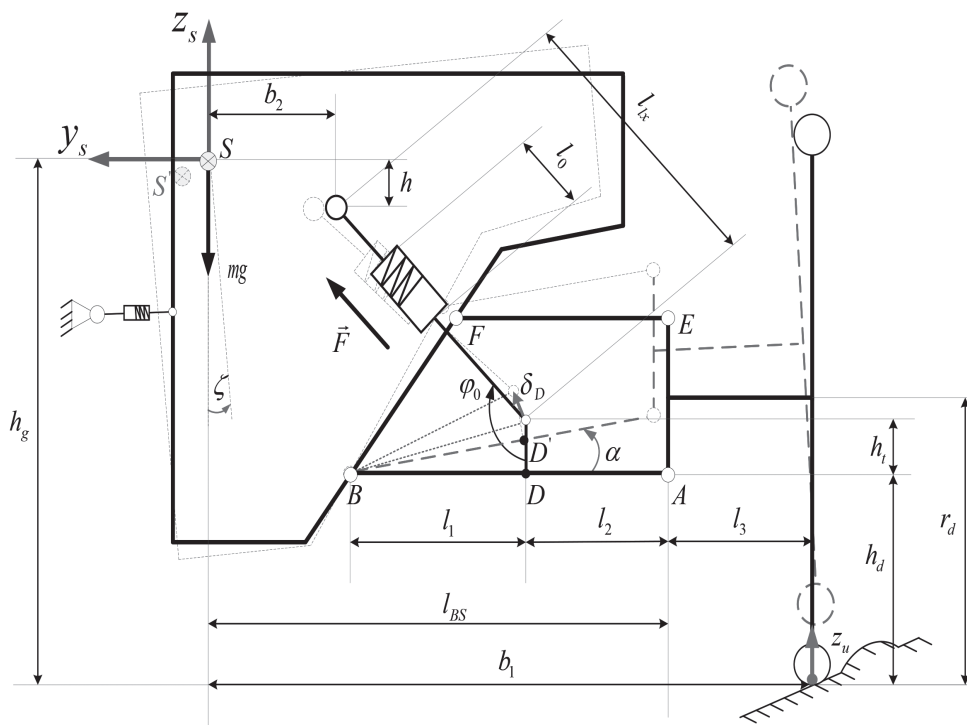
Hình 1. Lược đồ nguyên lý hệ thống treo độc lập loại dẫn hướng 2 đòn

Các khâu 1,6 là loại khớp bậc cao; các khâu 2,3,4,5,7 là loại khớp bậc thấp

2. Xây dựng mô hình động lực học hệ thống treo độc lập dẫn hướng 2 đòn

2.1. Mô hình động lực học hệ thống treo

Mô hình dao động ô tô với hệ thống treo độc lập dẫn hướng 2 được xây dựng dựa trên cơ sở lý thuyết của các công trình nghiên cứu [6] và [7] về động lực học cơ hệ nhiều vật và mô hình động lực học ô tô.



Hình 2. Mô hình động lực học tổng quát trên hệ thống treo độc lập loại dẫn hướng 2 đòn

Bảng 1. Ký hiệu và thông số tham khảo

Ký hiệu	Thông số	Giá trị	Đơn vị đo
m_s	Khối lượng được treo	2500	Kg
B	Chiều rộng cơ sở	1,94	m
b_l	½ chiều rộng cơ sở	0,97	m
k	Độ cứng lò xo trước	125370	N/m
c	Giá trị cản giảm chấn trước	6090	Ns/m
h_g	Chiều cao trọng tâm xe	0,8	m
l_0	Chiều dài thanh chứa phần tử lò xo và giảm chấn ban đầu	0,18	m
l	Chiều dài đòn treo dưới	0,22	m
l_1	Khoảng cách đòn treo dưới từ thân xe đến điểm bố trí thanh chứa phần tử đàn hồi và giảm chấn	0,18	m
h_t	Khoảng cách vị trí bố trí phần tử đàn hồi và giảm chấn so với đòn treo dưới	0,05	m
l_3	Khoảng cách từ vị trí tiếp xúc bánh xe với mặt đường so với điểm đầu mút đòn treo dưới	0,22	m
l_{BS}	Khoảng cách từ tâm chuyển động thân xe đến vị trí chuyển động tay đòn dưới	0,7	m
h	Khoảng cách tâm chuyển động thân xe đến vị trí tác dụng phần tử đàn hồi và giảm chấn	0,2	m
h_c	Chiều cao cơ sở	1,85	m
φ_0	Góc bố trí vị trí phần tử đàn hồi và phần tử giảm chấn	165	Độ
h_{td}	Độ cao tay đòn dưới đến mặt đất	0,2	m
r_d	Bán kính lốp	0,3	m

Liên kết của cơ hệ chuyển động ô tô được xét bao gồm liên kết giữ, liên kết dừng và liên kết Hôlônôm. Các khâu chuyển động của cơ hệ gồm các liên kết bậc thấp (bậc 5) và bậc cao (bậc 4). Cơ hệ có 3 bậc tự do, các chuyển vị theo 02 phương Oy và Oz với một đại lượng góc xoay thân xe (ζ).

2.2. Xây dựng phương trình động lực học ¼ ô tô với hệ thống treo độc lập loại dẫn hướng 2 đòn

Phương trình chuyển động của ô tô viết theo tọa độ suy rộng được lập từ phương

trình Lagrange loại 2 [6]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_i^* \quad (1)$$

Trong đó: T, Π , Φ lần lượt là các hàm động năng, thế năng và hao tán của cơ hệ; Q_i là lực suy rộng không thế tương ứng với tọa độ suy rộng q_i [6]

Xác định động năng T của cơ hệ:

$$T = \sum \frac{m_k v_k^2}{2} \Leftrightarrow T = \frac{1}{2} \sum m_k v_c^2 + \frac{1}{2} \sum J_c \omega^2 \quad (2)$$

Hệ tọa độ suy rộng của các chuyển vị trong cơ hệ, với:

$$\begin{cases} q_1 = y_s \\ q_2 = \alpha \\ q_3 = \zeta \end{cases} \quad (3)$$

Sử dụng các tọa độ suy rộng cho phương trình động năng (2):

$$T = \frac{1}{2} m_s (\dot{y}_s^2 + (l_{BS} \dot{\alpha} \cos(\alpha))^2) + \frac{1}{2} (J_\alpha \dot{\alpha}^2 + J_\zeta \dot{\zeta}^2)$$

Thế các phương trình (3), (4) vào phương trình (2), ta được tổng động năng của cơ hệ:

$$T = \frac{1}{2} m_s (\dot{y}_s^2 + (l_{BS} \dot{\alpha} \cos(\alpha))^2) + \frac{1}{2} (J_\alpha \dot{\alpha}^2 + J_\zeta \dot{\zeta}^2) \quad (4)$$

Thế năng Π của cơ hệ được xác định thông qua thế năng của thân ô tô [6], [8] và [9] được xác định như sau:

$$\begin{aligned} \Pi &= \frac{1}{2} k (y_s - l_{BS} \sin(\alpha) - h \zeta - b_2 \zeta^2)^2 - m_s \cdot g \cdot l_{BS} \sin(\alpha) \\ \Pi &= \frac{1}{2} k \left(\begin{aligned} &y_s^2 + (l_{BS} \sin(\alpha))^2 + (h \zeta)^2 + (b_2 \zeta)^2 \\ &- 2y_s l_{BS} \sin(\alpha) - 2y_s h \zeta - 2y_s b_2 \zeta \\ &+ 2l_{BS} \sin(\alpha) h \zeta + 2l_{BS} \sin(\alpha) b_2 \zeta + 2h b_2 \zeta^2 \end{aligned} \right) - m \cdot g \cdot l_{BS} \sin(\alpha) \end{aligned} \quad (5)$$

Xác định động năng hao tán Φ của cơ hệ:

$$\begin{aligned} \Phi &= \frac{1}{2} c (\dot{y}_s - l_{BS} \dot{\alpha} \cos(\alpha) - h \dot{\zeta} - b_2 \dot{\zeta}^2) \\ &= \frac{1}{2} c \left(\begin{aligned} &\dot{y}_s^2 + (l_{BS} \dot{\alpha} \cos(\alpha))^2 + (h \dot{\zeta})^2 + (b_2 \dot{\zeta}^2)^2 \\ &- 2\dot{y}_s l_{BS} \dot{\alpha} \cos(\alpha) - 2\dot{y}_s h \dot{\zeta} - 2\dot{y}_s b_2 \dot{\zeta}^2 \\ &+ 2l_{BS} \dot{\alpha} \cos(\alpha) h \dot{\zeta} + 2l_{BS} \dot{\alpha} \cos(\alpha) b_2 \dot{\zeta}^2 + 2h b_2 \dot{\zeta}^2 \end{aligned} \right) - m_s \cdot g \cdot l_{BS} \dot{\alpha} \cos(\alpha) \end{aligned} \quad (6)$$

Lực suy rộng của cơ hệ, bao gồm các thành phần lực Q_{y_s}, Q_α và Q_ζ . được xác định theo công thức tính lực suy rộng từ nguyên lý di chuyển khả dĩ [6]:

$$\begin{cases} Q_{y_s} = F^* = \frac{\delta A}{\delta y_s} = F \sin(\varphi_0) \\ Q_\alpha = \frac{\delta A}{\delta \alpha} = F \cdot l_{BS} \cdot \cos(\varphi_0) \\ Q_\zeta = \frac{\delta A}{\delta \zeta} = F \cdot [h \cdot \cos(\varphi_0) - b_2 \sin(\varphi_0)] \end{cases} \quad (7)$$

Trong đó: δA - Công di chuyển khả dĩ; δy_s - chuyển vị thân xe theo phương Oy; $\delta \alpha, \delta \zeta$ - chuyển vị thân xe tương ứng góc α, ζ , F - lực kích động cơ hệ.

Từ phương trình (6), xác định giá trị đạo hàm các thông số và thay các đại lượng đã xác định đạo hàm T, Π , Φ của phương trình (4), (5), (6) tương ứng vào phương trình tổng quát (1), ta thu được hệ phương trình vi phân động lực học của cơ hệ:

$$\begin{cases} m_s \ddot{y}_s + c (\dot{y}_s - l_{BS} \dot{\alpha} \cos(\alpha) - h \dot{\zeta} - b_2 \dot{\zeta}^2) + k (y_s - l_{BS} \sin(\alpha) - h \zeta - b_2 \zeta^2) = F \cdot \sin(\varphi_0) \\ J_\zeta \ddot{\zeta} + c (h^2 \dot{\zeta}^2 + (b_2 \dot{\zeta}^2)^2 - \dot{y}_s h - \dot{y}_s b_2 + l_{BS} \dot{\alpha} \cos(\alpha) \cdot h + l_{BS} \cos(\alpha) b_2 + 2h b_2 \dot{\zeta}^2) + \\ k (h^2 \zeta^2 + (b_2 \zeta^2)^2 - y_s h - y_s b_2 + l_{BS} \alpha \sin(\alpha) \cdot h + l_{BS} \sin(\alpha) b_2 + 2h b_2 \zeta^2) = F \cdot [h \cdot \cos(\varphi_0) - b_2 \sin(\varphi_0)] \\ \ddot{\alpha} (J_\alpha + m_s (l_{BS} \cos(\alpha))^2) - (l_{BS} \dot{\alpha})^2 \cos(\alpha) \sin(\alpha) + \\ c (\dot{\alpha} (l_{BS} \cos(\alpha))^2 - \dot{y}_s l_{BS} \cos(\alpha) + l_{BS} \cos(\alpha) \cdot h \dot{\zeta} + l_{BS} \cos(\alpha) b_2 \dot{\zeta}^2) + m_s \cdot g \cdot l_{BS} \cdot \sin(\alpha) + \\ k (\alpha \cdot l_{BS}^2 \cdot 2 \sin(\alpha) \cos(\alpha) - y_s l_{BS} \cos(\alpha) + l_{BS} \cos(\alpha) \cdot h \zeta + l_{BS} \cos(\alpha) b_2 \zeta^2) - m \cdot g \cdot l_{BS} \cos(\alpha) \\ = F \cdot l_{BS} \cdot \cos(\varphi_0) \end{cases} \quad (8)$$

Từ phương trình tổng quát xây dựng cho hệ thống treo bằng phương pháp Lagrange II, thu được hệ phương trình với các đa thức bậc hai là hệ phương trình phi tuyến. Điều này cho thấy các đại lượng và biến số trong hệ thống treo có mối quan hệ phi tuyến, sự thay đổi của một đại lượng hoặc biến số sẽ ảnh hưởng đến các đại lượng và biến số khác theo cách không tuyến tính với các biến số $(y_s; \alpha; \zeta)$, ngoài ra hệ phương trình bị ảnh hưởng bởi các thông số kết cấu như $(h; b_2; \varphi_0; m_s; l_1)$.

2.3. Thông số đầu vào cho mô hình khảo sát

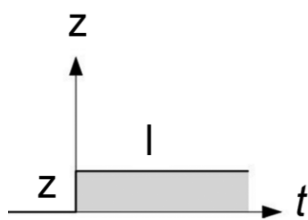
Mô hình khảo sát được sử dụng là mô hình 1/2 bên phải của thân xe, vị trí lái xe vì người lái có thời gian chịu tác động nhiều nhất. Để lực tác động từ lò xo đi qua trọng tâm xe thì chiều cao của lò xo theo phương ngang phải ngang với chiều cao cơ sở hg của xe do đó thay đổi thông số khoảng cách “h” từ điểm đặt tại tay đòn dưới đến vị trí đặt lò xo h với mấp mô dạng bậc $z = 0,05m$.

Bảng 2. Các thông số đầu vào khi khảo sát trường hợp bố trí lò xo và giảm chấn theo phương ngang (Oy), phương truyền lực đi qua trọng tâm thân xe

Stt	Ký hiệu	Thông số	Giá trị	Đơn vị
1	φ_0	Góc đặt lò xo ban đầu	90	Độ
2	h	Khoảng cách tâm chuyển động thân xe đến vị trí tác dụng phần tử đàn hồi và giảm chấn	0	m
3	k	Độ cứng lò xo trước	125370	N/m
4	c	Giá trị cản giảm chấn trước	6090	Ns/m

Và để kiểm tra sự phù hợp của mô hình khảo sát nhằm mục tiêu so sánh kết quả khảo sát dao động ô tô bằng phương pháp Lagrange qua phương trình (8) xây dựng được với kết quả khảo sát dao động ô tô trên mô hình 1/4 ô tô thông qua hệ phương trình được thiết lập theo phương pháp Newton - Euler thường được sử dụng khi nghiên cứu về dao động ô tô.

Biên dạng mặt đường là một hàm bậc có dạng Hình 3.

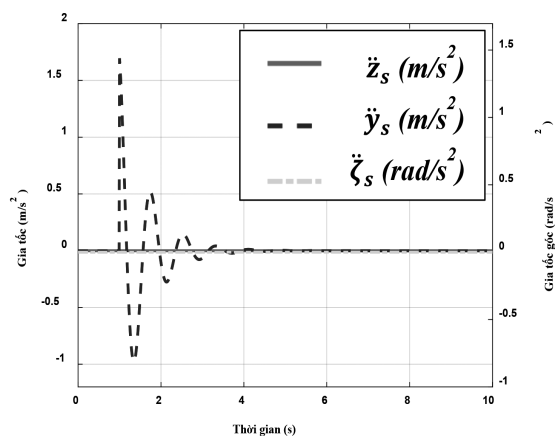


Hình 3. Biên dạng mặt đường

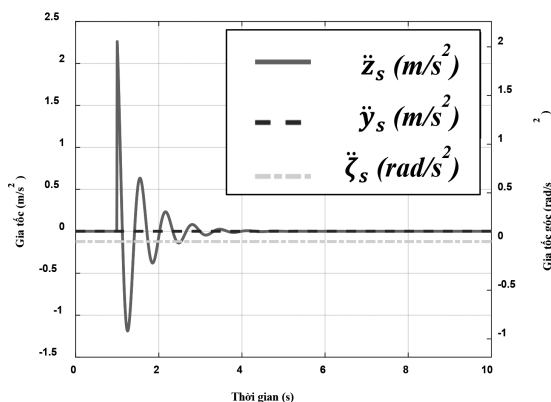
Với: z – chiều cao bậc; l – chiều dài bậc;

Tiến hành khảo sát với phương trình vi phân (8).

3. Kết quả nghiên cứu và thảo luận



Hình 4. Đồ thị gia tốc thân xe khi bố trí trục lò xo nằm ngang, lực tác dụng đi qua trọng tâm xe



Hình 5. Đồ thị gia tốc thân xe khi khảo sát mô hình dao động $1/4$ ô tô bằng phương trình ĐLH ô tô xây dựng theo phương pháp Newton-Euler

Kết quả khảo sát đồ thị Hình 4. thể hiện các giá trị gia tốc của thân xe theo phương ngang (\ddot{y}_s), phương thẳng đứng (\ddot{z}_s) và gia tốc xoay của thân xe quanh trục Ox ($\dot{\zeta}_s$) khi thay đổi một số thông số kết cấu của hệ thống treo độc lập dẫn hướng 2 đòn. Trong trường hợp khảo sát này, ta thấy rằng, khi bố trí lò xo nằm ngang đi qua trọng tâm thân xe làm cho gia tốc xoay thân xe ($\dot{\zeta}_s$) và gia tốc theo phương thẳng đứng (\ddot{z}_s) có giá trị rất nhỏ, gần bằng “0”, do đó độ êm và dao động theo phương thẳng đứng đáp ứng tốt, thân xe ổn định không bị lắc ngang. Tuy nhiên, gia tốc theo phương ngang Oy có giá trị $\ddot{y}_s = 1,7 > a_y = 0,7$ (m/s²), khi so sánh kết quả khảo sát với tiêu chuẩn về gia tốc ngang thì giá trị gia tốc ngang thân xe cao gấp 2,4 lần so với giá trị giới hạn, điều này sẽ gây ra nguy cơ trượt ngang, ảnh hưởng đến khả năng mất ổn định hướng chuyển động theo phương ngang. Xét về tần số dao động ngang, khi quan sát trên đồ thị ta thấy có khoảng 6 dao động với biên độ tắt dần diễn ra trong 4 giây đầu của đồ thị nên ta được tần số $f = 6/4 = 1,5$ (Hz) và con số này đúng bằng ngưỡng cho phép đối với tần số của xe chở người và đáp ứng được độ êm dịu chuyển động ngang ô tô.

Thông qua đồ thị Hình 5. khi khảo sát

mô hình dao động $1/4$ ô tô bằng phương trình ĐLH ô tô xây dựng theo phương pháp Newton-Euler, trong đó góc đặt của lò xo và giảm chấn được bố trí theo phương thẳng đứng, có thể thấy rằng phần lớn nguồn dao động từ mặt đường truyền trực tiếp đến chuyển động thẳng đứng của thân xe, với gia tốc thẳng đứng $\ddot{z}_s = 2,25$ m/s², giá trị này cao hơn 1,35 lần (hơn 35%) so với phương pháp mô hình hóa bằng phương trình Lagrange II. Sự chênh lệch này là do phương pháp Lagrange II cho phép phân tích chi tiết các nguồn năng lượng chuyển động của thân xe theo từng chuyển động riêng lẻ, dựa trên nguyên lý cơ học. Khi có sự thay đổi trong vị trí bố trí của phần tử đàn hồi và giảm chấn, các thông số về chuyển vị và chuyển động cũng thay đổi theo. Đồng thời, các nguồn năng lượng dao động được hấp thụ và phân tán theo từng phương qua góc lệch của lực tác động, tuân thủ chặt chẽ các nguyên tắc vật lý, toán học và cơ học. Điều này làm sáng tỏ nguyên lý bảo toàn năng lượng, theo đó năng lượng không tự sinh ra hay mất đi mà chuyển đổi từ dạng này sang dạng khác. Cụ thể, năng lượng được chuyển từ phương thẳng đứng Oz sang phương ngang Oy và sinh ra một đại lượng đặc trưng cho chuyển động xoay của thân xe quanh trục Ox trong mặt phẳng yOz (ζ), đặc trưng cho góc xoay của thân xe.

4. Kết luận

Bài báo đã ứng dụng phương pháp Lagrange II để xây dựng mô hình động lực học thân xe với hệ thống treo độc lập dẫn hướng 2 đòn. Hệ phương trình vi phân phi tuyến (8) biểu diễn mối quan hệ giữa tải trọng, ngoại lực tác động bên ngoài và các chuyển vị của thân ô tô, phụ thuộc vào thông số kết cấu của hệ thống treo và ô tô. Đây là cơ sở lý luận quan trọng để đánh giá khả năng hoạt động của cơ hệ trong điều

kiện thay đổi vị trí bố trí các phần tử đàn hồi và giảm chấn.

Mô hình được xây dựng dựa trên việc khảo sát vị trí các phần tử đàn hồi và giảm chấn, cũng như các thành phần lực sinh ra trong quá trình chuyển động và các yếu tố ảnh hưởng đến độ ổn định dao động. Kết quả khảo sát cho thấy vị trí bố trí các phần tử này ảnh hưởng đáng kể đến độ êm dịu và ổn định dao động của ô tô trong mặt phẳng zOy. So với phương pháp Newton-Euler, phương pháp Lagrange II giúp giảm biên độ gia tốc dao động khoảng

35%, do không bỏ qua các phần tử kết cấu hệ thống treo.

Kết quả nghiên cứu bằng phương pháp Lagrange II nhất quán với hệ phương trình vi phân đã thiết lập. Khi bố trí phần tử lò xo nằm ngang và điểm đặt lực qua trọng tâm thân xe, mô hình đã xác nhận tính chính xác và tính khả thi. Năng lượng khảo sát được chuyển hóa từ kích động mặt đường theo phương thẳng đứng Oz thành dao động kích thích theo phương ngang Oy, với gia tốc cực đại $\ddot{y}_s = 1,7 \text{ m/s}^2$ và các gia tốc cực tiểu quanh điểm cân bằng 0.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Vũ Hải Quân, Trịnh Duy Hùng. Xây dựng mô hình nghiên cứu hệ thống treo có điều khiển cho mô hình toàn xe, Khoa học kỹ thuật thủy lợi và môi trường, số đặc biệt (10/2019).
- [2]. Nguyễn Đình Khiêm, Hoàng Mạnh Cường. Tính toán dao động của mô hình ô tô có xét đến phần tử đàn nhớt cấp phân số. Tạp chí Khoa Học Công Nghệ Hàng Hải, số 73, 01/2023.
- [3] Vũ Hải Quân, Nguyễn Anh Ngọc, Nguyễn Huy Trường. Phân tích động lực học hệ thống treo chủ động cho mô hình $\frac{1}{4}$ xe sử dụng bộ điều khiển PID và LQR, tạp chí *Khoa công nghệ hàng hải*, 2021.
- [4] Vargas, J. P. L. (2022). Three-Wheeled Vehicle Modeling with Multibody Suspension Implementation. Master's thesis, Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa. Supervisors: Prof. Duarte Pedro Mata de Oliveira Valério, Prof. Paulo José da Costa Branco.
- [5] Zhou, D., & Ji, T. (2008). Dynamic characteristics of a generalised suspension system. *International Journal of Mechanical Sciences*, 50(1), 30-42. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2007.05.007>.
- [6]. Nguyễn Văn Khang, Động lực học hệ nhiều vật, NXB Khoa học và Kỹ thuật, 2007.
- [7] Jazar, R. N. (2017). *Vehicle dynamics: Theory and application* (3rd ed.). Springer.
- [8]. Gillespie T. D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics* (Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc), 1992, p. 512.
- [9]. TianMi, Gabor Stepan, Denes Takacs, Nan Chena, NingZhanga. Model Establishment and Parameter Analysis on Shimmy of Electric Vehicle with Independent Suspensions. *Procedia IUTAM* 22, 2017, pp. 259-266.