

TÍNH TOÁN MÔ PHỎNG ẢNH HƯỞNG CỦA QUÁ TRÌNH PHANH ĐẾN DAO ĐỘNG CỦA Ô TÔ KAMAZ-43253

SIMULATION CALCULATION OF THE EFFECT OF BRAKING ON THE VIBRATIONAL CHARACTERISTICS THE KAMAZ-43253 VEHICLE

VŨ MẠNH DŨNG, HUỖNH ĐẶNG NHỨT RỒNG*

Viện Cơ khí động lực, Trường Đại học Kỹ thuật Lê Quý Đôn

*Email liên hệ: nhutrong0603@gmail.com

DOI: <https://doi.org/10.65154/jmst.1114>

Tóm tắt

Tại Việt Nam đã có nhiều nghiên cứu về ảnh hưởng của quá trình phanh đến dao động ô tô, tuy nhiên các nghiên cứu này chủ yếu áp dụng cho các phương tiện hạng nhẹ hoặc ô tô du lịch. Đối với xe tải hạng nặng như KAMAZ-43253 vẫn còn thiếu các nghiên cứu chuyên sâu. Các phương tiện này có tải trọng và khối lượng lớn, làm cho quá trình phanh và dao động trở nên phức tạp hơn và có biên độ lớn hơn. Điều này làm giảm tính ổn định chuyển động và ảnh hưởng đến an toàn của người và hàng hóa trên xe. Trên cơ sở đó, bài báo xây dựng mô hình và thiết lập hệ phương trình vi phân, sử dụng phương pháp không gian trạng thái và phần mềm MATLAB để tính toán và mô phỏng dao động của ô tô trong quá trình phanh, làm tài liệu tham khảo cho các nghiên cứu tiếp theo.

Từ khóa: Ảnh hưởng quá trình phanh, dao động lắc dọc, hệ thống treo.

Abstract

In Vietnam, numerous studies have investigated the effects of braking on vehicle vibrations; however, these studies have primarily focused on light vehicles or passenger cars. In-depth studies on heavy trucks such as the KAMAZ-43253 are still limited. These vehicles have large mass and payload, making the braking process and vibration response more complex and resulting in larger vibration amplitudes. This reduces vehicle stability and affects the safety of occupants and cargo. Based on this, the paper develops a dynamic model and establishes a system of differential equations, using state-space methods and MATLAB software to simulate vehicle vibrations during braking, providing a reference for future studies.

Keywords: Braking process impact, axle system, Pitching motion, Suspension system.

1. Đặt vấn đề

Trong quá trình khai thác ô tô, hệ thống phanh giữ vai trò đặc biệt quan trọng trong việc giảm tốc độ, bảo đảm an toàn chuyển động và duy trì tính ổn định của xe. Tuy nhiên, khi phanh, đặc biệt trong trường hợp phanh gấp hoặc phanh với gia tốc lớn, lực quán tính xuất hiện tại trọng tâm xe sẽ gây ra hiện tượng chuyển tải trọng động giữa các cầu xe, làm thay đổi phân bố áp suất tiếp xúc bánh xe và gây ra dao động thân xe theo phương thẳng đứng cũng như dao động lắc dọc. Đối với xe tải hạng nặng, hiện tượng này diễn ra phức tạp hơn do khối lượng và tải trọng lớn, từ đó ảnh hưởng đáng kể đến độ ổn định chuyển động, độ êm dịu và an toàn khai thác của xe [7, 8, 11, 17].

Trong những năm gần đây, ảnh hưởng của quá trình phanh đến dao động và đặc tính động lực học của ô tô đã được nhiều nhà nghiên cứu quan tâm. Nghiên cứu [7] sử dụng mô hình dao động 5 bậc tự do để phân tích hiện tượng chúi đầu xe khi phanh và sự thay đổi tải trọng động giữa các cầu xe. Kết quả cho thấy gia tốc phanh có ảnh hưởng trực tiếp đến dao động thân xe và độ ổn định chuyển động. Tuy nhiên, nghiên cứu chủ yếu tập trung vào mô hình khối lượng tập trung và chưa xem xét khả năng cải thiện dao động bằng hệ thống treo bán tích cực.

Nghiên cứu [9] khảo sát ảnh hưởng của dao động lắc dọc đến dao động tải trọng bánh xe bằng phương pháp mô phỏng động lực học nhiều vật. Kết quả cho thấy dao động lắc dọc có ảnh hưởng đáng kể đến sự phân bố tải trọng động và khả năng bám đường của phương tiện. Tuy nhiên, đối tượng nghiên cứu chủ yếu là xe du lịch nên chưa phản ánh đầy đủ đặc tính dao động của xe tải hạng nặng.

Trong nghiên cứu [10], các tác giả đã phân tích dao động ô tô trong giai đoạn sau phanh dựa trên hệ thống phanh điều khiển điện tử và mô hình điều khiển hiện đại. Kết quả nghiên cứu cho thấy hệ thống điều khiển điện tử có khả năng cải thiện độ êm dịu chuyển động và giảm dao động thân xe trong giai đoạn sau phanh. Tuy nhiên, nghiên cứu chưa đánh giá cụ thể ảnh hưởng của lực quán tính khi phanh đối với dao động

của xe tải hạng nặng trong điều kiện khai thác thực tế.

Bên cạnh đó, nhiều nghiên cứu đã tập trung vào việc cải thiện dao động ô tô bằng hệ thống treo bán tích cực và thuật toán điều khiển Skyhook. Nghiên cứu [13] đã đề xuất nguyên lý điều khiển giảm chấn bán tích cực sử dụng lực điều khiển tương đương với bộ giảm chấn lý tưởng gắn với một điểm cố định trong không gian. Trên cơ sở đó, nghiên cứu [14] đã tổng hợp và đánh giá các phương pháp điều khiển hiện đại cho hệ thống treo ô tô, cho thấy hệ thống treo bán tích cực có khả năng nâng cao độ ổn định và cải thiện chất lượng dao động của xe so với hệ treo bị động truyền thống. Các nghiên cứu gần đây [19, 20, 23] tiếp tục khẳng định thuật toán điều khiển Skyhook có hiệu quả cao trong việc giảm dao động thân xe, cải thiện độ êm dịu chuyển động và tăng độ ổn định đối với các hệ dao động nhiều bậc tự do cũng như xe tải hạng nặng.

Ở trong nước, các nghiên cứu về dao động ô tô khi phanh chủ yếu tập trung vào xe du lịch hoặc xe tải thông thường [1,4,5]. Các nghiên cứu này chủ yếu sử dụng mô hình dao động tuyến tính và phương pháp mô phỏng MATLAB để khảo sát dao động thân xe trong quá trình phanh. Tuy nhiên, hiện nay vẫn còn thiếu các nghiên cứu chuyên sâu đối với xe tải quân sự hạng nặng như KAMAZ-43253, đặc biệt là các nghiên cứu kết hợp giữa mô hình dao động, sự phân bố lại tải trọng động khi phanh và khả năng cải thiện dao động bằng hệ thống treo bán tích cực.

Từ việc phân tích các nghiên cứu trong và ngoài nước có thể nhận thấy rằng hiện nay chưa có nhiều công trình nghiên cứu xây dựng mô hình dao động của xe tải hạng nặng trong quá trình phanh kết hợp với khảo sát ảnh hưởng của gia tốc phanh đến dao động thẳng đứng, dao động lắc dọc và sự phân bố tải trọng động giữa các cầu xe. Đồng thời, việc đánh giá khả năng cải thiện dao động bằng hệ thống treo bán tích cực sử dụng thuật toán điều khiển Skyhook đối với xe tải hạng nặng vẫn còn hạn chế. Đây chính là khoảng trống nghiên cứu mà bài báo hướng tới giải quyết.

Trên cơ sở đó, bài báo tiến hành xây dựng mô hình dao động phẳng 1/2 dọc xe của ô tô KAMAZ-43253 trong quá trình phanh, thiết lập hệ phương trình vi phân chuyển động bằng phương pháp Lagrange loại II và giải bằng phương pháp không gian trạng thái trong MATLAB. Đồng thời, bài báo khảo sát ảnh hưởng của gia tốc phanh đến dao động thân xe trong các trường hợp đầy tải và không tải, từ đó đề xuất phương án cải tiến hệ thống treo bị động thành hệ thống treo bán tích cực sử dụng thuật toán điều khiển Skyhook nhằm nâng cao khả năng dập tắt dao động và cải thiện độ ổn định chuyển động của xe.

2. Mô hình nghiên cứu

2.1. Giả thiết

Tác giả đưa ra các giả thiết nhằm đơn giản hóa bài toán nhưng vẫn đánh giá được các thông số dao động cần thiết như sau:

- Mô hình động lực học biểu thị dao động liên kết ô tô hai cầu ở dạng mô hình phẳng, có nghĩa là ô tô được giả thiết là đối xứng đối với trục dọc xe và xem độ mấp mô của biên dạng đường ở dưới các bánh xe bên phải và bên trái của một cầu là như nhau.

- Khối lượng treo được quy dẫn về trọng tâm phần treo biểu thị qua giá trị khối lượng M và mô men quán tính khối lượng phần treo đối với trục ngang đi qua trọng tâm phần treo J_y . Khối lượng M được liên kết với khối lượng không treo qua phần tử đàn hồi của treo và giảm chấn (hệ số đàn hồi của treo $C1, C2$; hệ số cản giảm chấn $K1, K2$).

- Khối lượng phần không treo tương ứng ở cầu trước và cầu sau là $m1, m2$, được liên hệ với đường qua các lò xo (có hệ số đàn hồi $CL1, CL2$) và giảm chấn (có hệ số cản giảm chấn $KL1, KL2$). Các thông số này đặc trưng cho độ đàn hồi của lớp và sự dập tắt dao động của lớp.

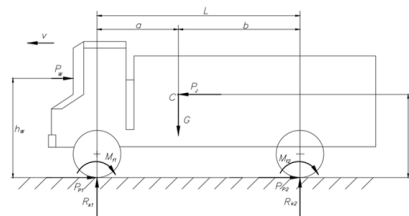
- Ô tô chuyển động thẳng, tiếp xúc bánh xe với mặt đường là tiếp xúc điểm. Dao động của hệ là dao động nhỏ, tuyến tính, xung quanh vị trí cân bằng tĩnh. Bỏ qua ảnh hưởng của gió, lực cản moóc kéo.

- Vị trí trọng tâm xe là cố định, hàng hóa không bị xô dịch trong cả quá trình di chuyển. Khảo sát dao động của xe khi lực phanh đã đạt tối đa và sau khi quá trình phanh kết thúc.

2.2. Mô hình khảo sát

Trong quá trình chuyển động khi có lực phanh tác động xuất hiện lực quán tính đặt tại trọng tâm xe:

$$P_j = \frac{G}{g} \cdot \delta \cdot J_p = M \cdot \delta \cdot J_p; \quad (1)$$



Hình 1. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô 2 cầu khi phanh

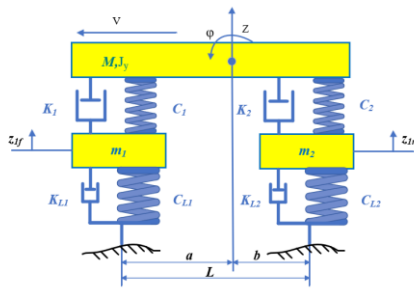
Để xác định tải trọng thẳng đứng khi phanh (hay là phản lực pháp tuyến của đường) chúng ta lập

phương trình cân bằng mô men với các điểm tiếp xúc của bánh xe với đường ta có (bỏ qua lực cản lăn, lực cản không khí, mô men quán tính bánh xe):

$$\begin{aligned} R_1.L - M.J_p.h_g - G.b &= 0; \\ R_2.L + M.J_p.h_g - G.a &= 0; \end{aligned} \quad (2)$$

Từ các biểu thức (2) ta xác định được giá trị phản lực pháp tuyến tại các trục như sau:

$$\begin{aligned} R_1 &= \frac{G.b}{L} + \frac{M.J_p.h_g}{L}; \\ R_2 &= \frac{G.a}{L} - \frac{M.J_p.h_g}{L}; \end{aligned} \quad (3)$$



Hình 2. Mô hình phẳng hệ dao động 1/2 dọc xe

Như vậy, trong quá trình chuyển động khi có lực phanh tác động xuất hiện lực quán tính đặt tại trọng tâm xe dẫn đến sự phân bố lại tải trọng phân bố lên cầu, lúc này phần treo cầu trước và phần treo cầu sau thêm bớt 1 lượng theo công thức sau:

$$\Delta P = \frac{M.J_p.h_g}{L}; \quad (4)$$

Trong đó:

m_1, m_2 - Khối lượng phần không treo phía trước, phía sau [kg];

M_1, M_2, M_3 - Khối lượng phần treo quy dẫn về treo trước, sau và trọng tâm [kg];

z_{0f}, z_{0r} - Mấp mô mặt đường tương ứng lớp trước, sau [m];

z_{1f}, z_{1r} - Dịch chuyển thẳng đứng của khối lượng treo trước, sau [m];

z_{2f}, z_{2r} - Dịch chuyển thẳng đứng của khối lượng không treo trước, sau [m];

φ - Góc lắc dọc của ô tô [rad];

K_{L1}, K_{L2} - Hệ số cản giảm chấn của lớp trước và các lớp sau [Ns/m];

C_{L1}, C_{L2} - Hệ số đàn hồi của lớp trước và các lớp sau [N/m];

K_1, K_2 - Hệ số cản giảm chấn của treo trước và các

treo sau [Ns/m];

C_1, C_2 - Hệ số đàn hồi treo trước và treo sau [N/m];

L - Chiều dài cơ sở của ô tô [m];

a, b - Khoảng cách từ trọng tâm ô tô đến cầu trước, sau [m];

P_{p1}, P_{p2} - Lực phanh tương ứng ở các bánh xe cầu trước, cầu sau [N];

P_j - Lực quán tính khi phanh [N];

P_w - Lực cản không khí [N];

G - Trọng lượng ô tô [N];

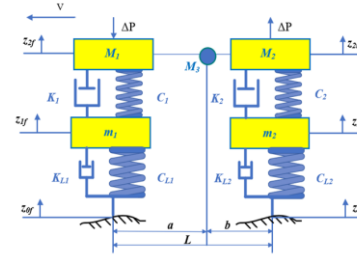
R_{k1}, R_{k2} - Phản lực pháp tuyến của đường và lực cản lăn P_{f1}, P_{f2} tương ứng đặt tại vị trí tiếp xúc giữa các bánh xe cầu trước, cầu sau lên đường [N];

M_{f1}, M_{f2} - Mô men cản lăn tương ứng ở các bánh xe cầu trước, cầu sau [Nm];

h_g - Chiều cao trọng tâm xe [m];

h_w - Chiều cao điểm đặt lực cản không khí [m];

δ - Hệ số xét đến ảnh hưởng khối lượng quay.



Hình 3. Mô hình dao động ô tô 2 cầu trong quá trình phanh

2.3. Hệ phương trình vi phân chuyển động

Dựa trên mô hình khảo sát đã phân tích, tác giả nhận thấy hệ dao động có 4 bậc tự do ($Z, \varphi, z_{2f}, z_{2r}$). Dùng phương trình Lagrange loại 2 để thiết lập hệ phương trình vi phân:

$$\begin{cases} M.\ddot{Z} + (K_1 + K_2).\dot{Z} + (C_1 + C_2).Z + \\ + (a.K_1 - b.K_2).\dot{\varphi} + (a.C_1 - b.C_2).\varphi - \\ - K_1.z_{1f} - C_1.z_{1f} - K_2.z_{1r} - C_2.z_{1r} = 0 \\ J_y.\ddot{\varphi} + (a.K_1 - b.K_2).\dot{Z} + (a.C_1 - b.C_2).Z + \\ + (a^2.K_1 + b^2.K_2).\dot{\varphi} + (a^2.C_1 + b^2.C_2).\varphi - \\ - a.K_1.z_{1f} - a.C_1.z_{1f} + b.K_2.z_{1r} + b.C_2.z_{1r} = 0 \\ m_1.\ddot{z}_{1f} - K_1.\dot{Z} - C_1.Z - a.K_1.\dot{\varphi} - a.C_1.\varphi + \\ = (K_1 + K_{L1}).z_{1f} + (C_1 + C_{L1}).z_{1f} = K_{L1}.z_{0f} + C_{L1}.z_{0f} \\ m_2.\ddot{z}_{1r} - K_2.\dot{Z} - C_2.Z + b.K_2.\dot{\varphi} + b.C_2.\varphi + \\ + (K_2 + K_{L2}).z_{1r} + (C_2 + C_{L2}).z_{1r} = K_{L2}.z_{0r} + C_{L2}.z_{0r} \end{cases} \quad (5)$$

Chúng ta có thể mô tả chuyển động của hệ theo các tọa độ suy rộng: $z_{2f}, z_{2r}, z_{1f}, z_{1r}$

Các tọa độ này có liên hệ với các tọa độ qua các biểu thức sau:

$$Z = \frac{z_{2r} \cdot a + z_{2f} \cdot b}{L}; \varphi = \frac{z_{2r} - z_{2f}}{L}; \quad (6)$$

$$z_{2f} = Z - \varphi \cdot a; z_{2r} = Z - \varphi \cdot b;$$

Ta nhận được phương trình vi phân mô tả chuyển động của cơ hệ đối với các tọa độ suy rộng: $z_{1f}, z_{1r}, z_{2f}, z_{2r}$.

$$\begin{cases} M_1 \ddot{z}_{2f} + K_1(\dot{z}_{2f} - \dot{z}_{1f}) + C_1(z_{2f} - z_{1f}) + \\ + M_3 \ddot{z}_{2r} = 0 \\ M_2 \ddot{z}_{2r} + K_2(\dot{z}_{2r} - \dot{z}_{1r}) + C_2(z_{2r} - z_{1r}) + \\ + M_3 \ddot{z}_{2f} = 0 \\ m_1 \ddot{z}_{1f} + K_1(\dot{z}_{1f} - \dot{z}_{2f}) + K_{L1}(\dot{z}_{1f} - \dot{z}_{0f}) + \\ + C_1(z_{1f} - z_{2f}) + C_{L1}(z_{1f} - z_{0f}) = 0 \\ m_2 \ddot{z}_{1r} + K_2(\dot{z}_{1r} - \dot{z}_{2r}) + K_{L2}(\dot{z}_{1r} - \dot{z}_{0r}) + \\ + C_2(z_{1r} - z_{2r}) + C_{L2}(z_{1r} - z_{0r}) = 0 \end{cases} \quad (7)$$

Các ký hiệu M_1, M_2, M_3 là các khối lượng quy dẫn được xác định từ 3 điều kiện sau đây:

* Điều kiện bảo toàn khối lượng treo M:

$$M_1 + M_2 + M_3 = M; M_1 > 0; M_2 > 0; M_3 > 0, < 0, = 0.$$

* Điều kiện bảo toàn vị trí trọng tâm khối lượng treo:

$$M_1 \cdot a - M_2 \cdot b = 0;$$

* Điều kiện bảo toàn mô men quán tính khối lượng treo J_y :

$$J_y = M \cdot \rho_y^2 = M_1 \cdot a^2 + M_2 \cdot b^2;$$

ρ_y - Bán kính quán tính quy dẫn của khối lượng treo M đối với trục Y đi qua trọng tâm khối lượng phần treo.

Từ 3 điều kiện trên chúng ta xác định trị số của các khối lượng quy dẫn M_1, M_2, M_3 như sau:

$$M_1 = M \cdot \frac{\rho_y^2}{a \cdot L}; M_2 = M \cdot \frac{\rho_y^2}{b \cdot L}; M_3 = M \cdot \left(1 - \frac{\rho_y^2}{a \cdot b} \right); \quad (8)$$

Kết hợp (7) và (4) ta nhận được hệ phương trình vi phân mô tả dao động của hệ trong quá trình phanh như sau:

$$\begin{cases} M_1 \ddot{z}_{2f} + K_1(\dot{z}_{2f} - \dot{z}_{1f}) + C_1(z_{2f} - z_{1f}) + \\ + M_3 \ddot{z}_{2r} = \frac{M \cdot h_g}{L} \cdot J_p \\ M_2 \ddot{z}_{2r} + K_2(\dot{z}_{2r} - \dot{z}_{1r}) + C_2(z_{2r} - z_{1r}) + \\ + M_3 \ddot{z}_{2f} = -\frac{M \cdot h_g}{L} \cdot J_p \\ m_1 \ddot{z}_{1f} + K_1(\dot{z}_{1f} - \dot{z}_{2f}) + K_{L1}(\dot{z}_{1f} - \dot{z}_{0f}) + \\ + C_1(z_{1f} - z_{2f}) + C_{L1}(z_{1f} - z_{0f}) = 0 \\ m_2 \ddot{z}_{1r} + K_2(\dot{z}_{1r} - \dot{z}_{2r}) + K_{L2}(\dot{z}_{1r} - \dot{z}_{0r}) + \\ + C_2(z_{1r} - z_{2r}) + C_{L2}(z_{1r} - z_{0r}) = 0 \end{cases} \quad (9)$$

Giải hệ phương trình (9) bằng phương pháp không gian trạng thái:

$$\begin{cases} \dot{x} = A \cdot x + B \cdot u \\ y = C \cdot x + D \cdot u \end{cases}$$

Trong đó:

x - Biến trạng thái;

u - Biến điều khiển hay kích thích đầu vào;

y - Thông số ra;

A - Ma trận trạng thái;

B - Ma trận quan hệ thông số vào với trạng thái;

C - Ma trận quan hệ thông số ra với trạng thái;

D - Ma trận truyền tín hiệu điều khiển;

Từ phương trình vi phân dao động của cơ hệ, xác định được:

- Biến trạng thái:

$$x = [z_{2f}, \dot{z}_{2f}, z_{2r}, \dot{z}_{2r}, z_{1f}, \dot{z}_{1f}, z_{1r}, \dot{z}_{1r}]^T$$

- Kích thích đầu vào:

$$u = [J_p, z_{0f}, \dot{z}_{0f}, z_{0r}, \dot{z}_{0r}]^T$$

- Ma trận quan hệ thông số vào với biến trạng thái:

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{(M_2 + M_3) \cdot M \cdot h_g}{(M_1 \cdot M_2 - M_3^2) \cdot L} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{(M_1 + M_3) \cdot M \cdot h_g}{(M_1 \cdot M_2 - M_3^2) \cdot L} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{C_{L1}}{m_1} & \frac{K_{L1}}{m_1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{C_{L2}}{m_2} & \frac{K_{L2}}{m_2} \end{bmatrix}$$

- Thông số ra:

$$y = [z_{2f}, z_{2r}, Z, \dot{Z}, \ddot{Z}, \varphi]^T$$

- Ma trận truyền tín hiệu điều khiển:

$$D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{(g-f).M.h_g}{(M_1.M_2 - M_3^2).L^2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Với: $f = \frac{a.M_3 - b.M_2}{L}$; $g = \frac{-a.M_1 + b.M_3}{L}$

- Ma trận biến trạng thái:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-C_1.M_2}{M_1.M_2 - M_3^2} & \frac{-K_1.M_2}{M_1.M_2 - M_3^2} & \frac{C_2.M_3}{M_1.M_2 - M_3^2} & \frac{K_2.M_3}{M_1.M_2 - M_3^2} & \frac{C_1.M_2}{M_1.M_2 - M_3^2} & \frac{K_1.M_2}{M_1.M_2 - M_3^2} & \frac{-C_2.M_3}{M_1.M_2 - M_3^2} & \frac{-K_2.M_3}{M_1.M_2 - M_3^2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{C_1.M_3}{M_1.M_2 - M_3^2} & \frac{K_1.M_3}{M_1.M_2 - M_3^2} & \frac{-C_2.M_1}{M_1.M_2 - M_3^2} & \frac{-K_2.M_1}{M_1.M_2 - M_3^2} & \frac{-C_1.M_3}{M_1.M_2 - M_3^2} & \frac{-K_1.M_3}{M_1.M_2 - M_3^2} & \frac{C_2.M_1}{M_1.M_2 - M_3^2} & \frac{K_2.M_1}{M_1.M_2 - M_3^2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{C_1}{m_1} & \frac{K_1}{m_1} & 0 & 0 & -\frac{C_1 + C_{L1}}{m_1} & -\frac{K_1 + K_{L1}}{m_1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \frac{C_2}{m_2} & \frac{K_2}{m_2} & 0 & 0 & -\frac{C_2 + C_{L2}}{m_2} & -\frac{K_2 + K_{L2}}{m_2} \end{bmatrix}$$

- Ma trận quan hệ thông số ra với biến trạng thái:

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{b}{L} & 0 & \frac{a}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{b}{L} & 0 & \frac{a}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{C_1.f}{M_1.M_2 - M_3^2} & \frac{K_1.f}{M_1.M_2 - M_3^2} & \frac{C_2.g}{M_1.M_2 - M_3^2} & \frac{K_2.g}{M_1.M_2 - M_3^2} & \frac{-C_1.f}{M_1.M_2 - M_3^2} & \frac{-K_1.f}{M_1.M_2 - M_3^2} & \frac{-C_2.g}{M_1.M_2 - M_3^2} & \frac{-K_2.g}{M_1.M_2 - M_3^2} \\ \frac{-1}{L} & 0 & \frac{1}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

3. Thông số đầu vào và trường hợp mô phỏng

3.1. Thông số đầu vào

Nhóm tác giả sử dụng phần mềm MATLAB [2] để mô phỏng quá trình dao động và sử dụng các thông số của xe KAMAZ-43253 [3, 4] như thể hiện trên Bảng 1.

3.2. Trường hợp mô phỏng

Tác giả tiến hành khảo sát dao động ô tô trong quá trình phanh trên đường bằng phẳng trong các trường hợp được thể hiện trên Bảng 2.

4. Kết quả mô phỏng và nhận xét

4.1. Kết quả mô phỏng

Trường hợp 1 được thể hiện trên các Hình 3, 4 và 5;

Trường hợp 2 được thể hiện trên các Hình 6, 7, 8 và 9;

Trường hợp 3 được thể hiện trên các Hình 10, 11 và 11;

Trường hợp 4 được thể hiện trên các Hình 12, 13 và 14;

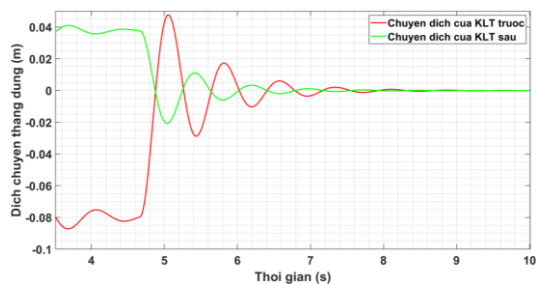
Bảng 1. Các thông số đầu vào của ô tô KAMAZ-43253

Kí hiệu	Giá trị	Đơn vị
M	14.440	kg
m	12190	kg
m_1	800	kg
m_2	1450	kg
L	4,2	m
a	2,66	m
b	1,54	m
C_1	420000	N/m
C_2	900000	N/m
K_1	20000	Ns/m
K_2	45000	Ns/m
C_{L1}	2200000	N/m
C_{L2}	4400000	N/m
K_{L1}	3000	Ns/m
K_{L2}	6000	Ns/m
hg	1,76	m

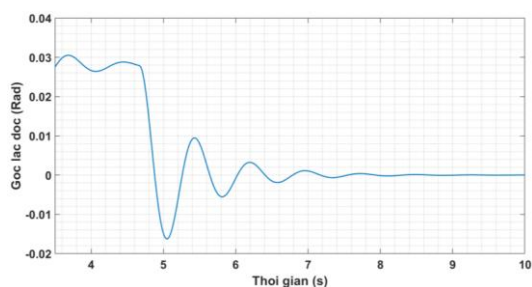
Bảng 2. Các trường hợp mô phỏng

TH	Điều kiện vận hành	Gia tốc phanh
1	Xe đầy tải	$J_p = 5,5$ m/s
2	Xe đầy tải	$J_p = 2$ m/s
3	Xe không tải	$J_p = 5,5$ m/s
4	Xe không tải	$J_p = 2$ m/s

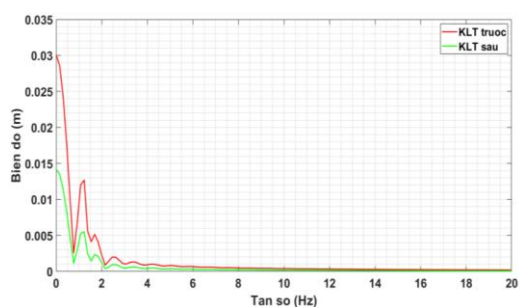
*. Trường hợp 1



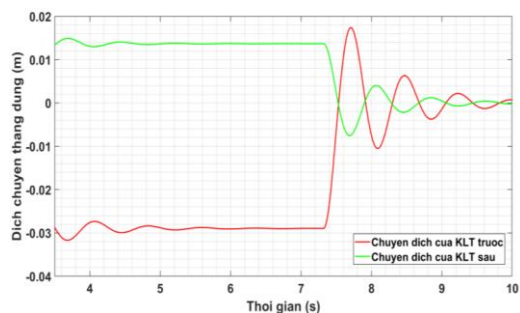
Hình 4. Đồ thị dịch chuyển thẳng đứng KLT trước, sau



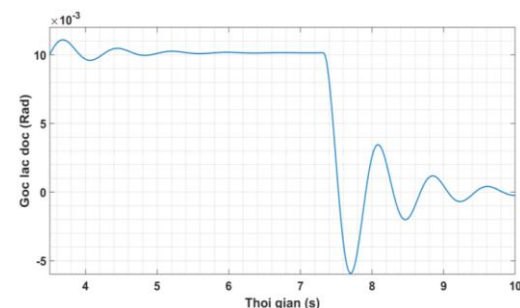
Hình 5. Đồ thị góc lắc dọc



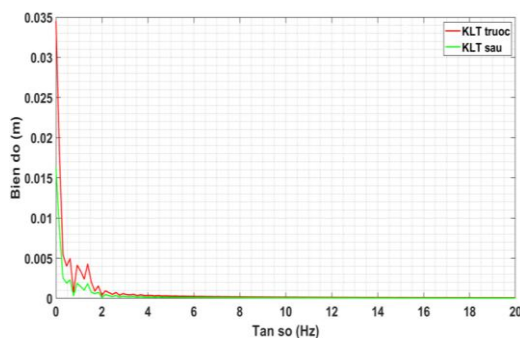
Hình 6. Phổ biên độ FFT của dịch chuyển KLT trước, *. Trường hợp 2



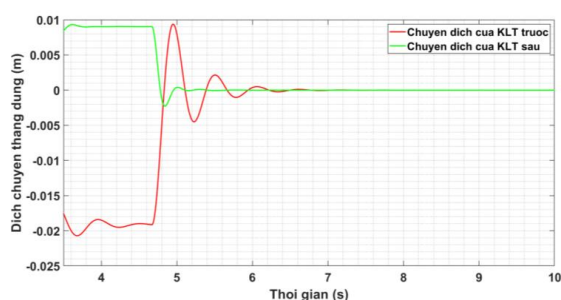
Hình 7. Đồ thị dịch chuyển thẳng đứng KLT trước, sau



Hình 8. Đồ thị góc lắc dọc

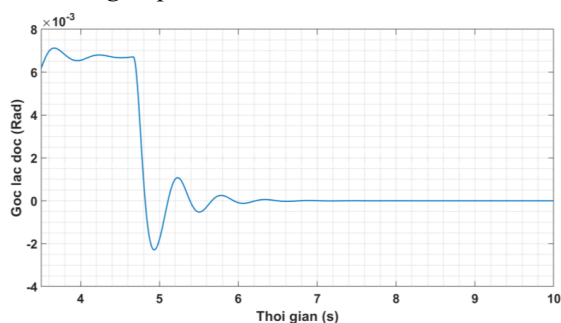


Hình 9. Phổ biên độ FFT của dịch chuyển KLT trước, sau

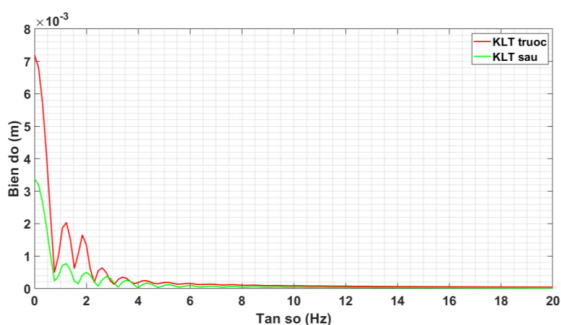


Hình 10. Đồ thị dịch chuyển thẳng đứng KLT trước, sau

*. Trường hợp 3

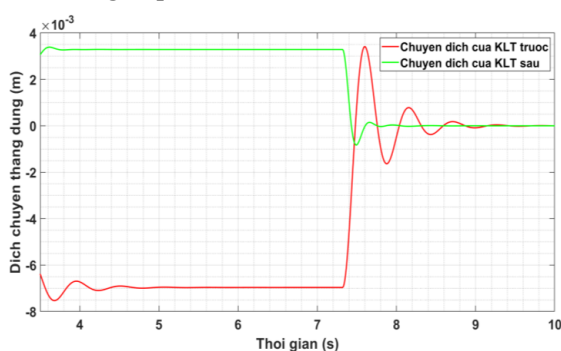


Hình 11. Đồ thị góc lắc dọc

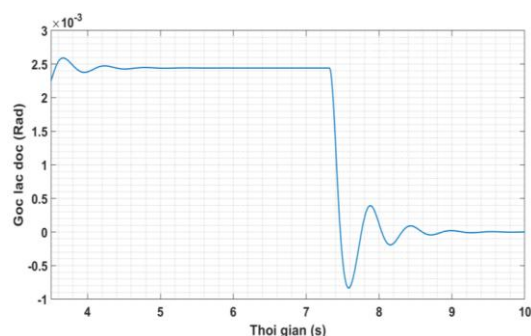


Hình 12. Phổ biên độ FFT của dịch chuyển KLT trước, sau

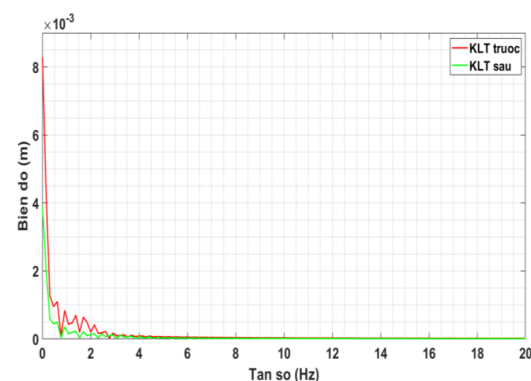
*. Trường hợp 4



Hình 13. Đồ thị dịch chuyển thẳng đứng KLT trước, sau



Hình 14. Đồ thị góc lắc dọc



Hình 15. Phổ biên độ FFT của dịch chuyển KLT trước, sau

4.2. Nhận xét

+ Khi thực hiện quá trình phanh, dưới tác động của lực quán tính đặt tại trọng tâm sinh ra một mô men quay quanh trục ngang, ép phần đầu xe xuống và nhấc phần đuôi xe lên (ΔP chính là thành phần tải trọng sinh ra do mô men quay gây ra bởi lực quán tính).

+ Căn cứ vào kết quả trên đồ thị, ta thấy ở trường hợp 1 ($J_p = 5,5 \text{ m/s}^2$ ứng với trường hợp phanh cấp tốc và xe đầy tải), trong thời gian quá trình phanh diễn ra (J_p tác động vào cơ hệ), KLT trước, sau và thân xe dao động quanh vị trí cân bằng mới. Sau khi quá trình phanh kết thúc ($J_p = 0$), dao động của cơ hệ sẽ tắt dần trong vòng 2,5 giây và dao động quanh vị trí ban đầu.

+ Trường hợp 3 ($J_p = 5,5 \text{ m/s}^2$ ứng với trường hợp phanh cấp tốc và xe không tải), trong thời gian quá trình phanh diễn ra (J_p tác động vào cơ hệ), KLT trước, sau và thân xe dao động quanh vị trí cân bằng mới, sau đó gần như không dao động. Sau khi quá trình phanh kết thúc ($J_p = 0$), dao động của cơ hệ sẽ tắt dần trong vòng 1,5 giây và dao động quanh vị trí ban đầu.

+ Ở trường hợp 2 và 4 ($J_p = 2 \text{ m/s}^2$ ứng với trường hợp phanh chậm dần), trong thời gian quá trình phanh diễn ra (J_p tác động vào cơ hệ), KLT trước, sau và thân xe dao động quanh vị trí cân bằng mới. Sau khoảng

2,5s do tác dụng của hệ thống treo, dao động tắt dần và thân xe gần như không dao động quanh vị trí cân bằng. Khi quá trình phanh kết thúc ($J_p = 0$), dao động của cơ hệ sẽ tắt dần trong vòng 3,5 giây và dao động quanh vị trí ban đầu.

+ Khi so sánh biên độ dao động và góc lắc dọc của các trường hợp 1 và 2, 3 và 4, ta nhận thấy rằng cùng điều kiện ban đầu khi gia tốc phanh tăng, lực quán tính tăng làm chuyển tải trọng giữa các cầu lớn hơn, dẫn đến biên độ dao động KLT trước, sau và góc lắc dọc tăng. Ngược lại, với gia tốc phanh nhỏ hơn, hệ dao động nhẹ hơn và ổn định hơn. Điều này cho thấy gia tốc phanh là yếu tố ảnh hưởng trực tiếp đến mức độ kích thích dao động của hệ thống treo.

+ Phân tích phổ biên độ FFT cho thấy năng lượng dao động của hệ thống treo tập trung chủ yếu ở dải tần thấp, đặc biệt trong khoảng 0-2 Hz, đây là vùng tần số đặc trưng ảnh hưởng đến dao động thân xe. Ở cả bốn trường hợp khảo sát, biên độ phổ giảm nhanh khi tần số tăng, cho thấy hệ có khả năng triệt tiêu dao động ở dải tần cao. Đồng thời, biên độ dao động của khối lượng không treo phía trước luôn lớn hơn phía sau, phản ánh ảnh hưởng của hiện tượng chuyển tải trọng khi phanh.

4.3. Cải tiến hệ thống treo bị động ô tô KAMAZ-43253 thành hệ thống treo bán tích cực sử dụng thuật toán điều khiển Skyhook

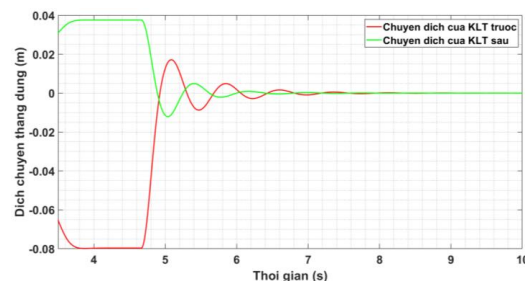
Trong lĩnh vực điều khiển dao động ô tô, thuật toán điều khiển Skyhook là một trong những phương pháp điều khiển bán tích cực được sử dụng phổ biến nhằm nâng cao khả năng giảm chấn của hệ thống treo [13, 14, 19]. Phương pháp này giả định tồn tại một điểm cố định trong không gian để tạo ra lực giảm chấn lý tưởng tác động lên thân xe. Dựa trên tín hiệu gia tốc và vận tốc dao động của thân xe, bộ điều khiển sẽ điều chỉnh hệ số giảm chấn nhằm dập tắt dao động nhanh nhất có thể. So với hệ thống treo bị động truyền thống, điều khiển Skyhook cho phép thích nghi linh hoạt hơn với điều kiện vận hành thực tế và cải thiện đáng kể độ ổn định chuyển động của xe [20, 23].

- Hệ treo bị động có ưu điểm đơn giản, độ tin cậy cao nhưng không thể thay đổi đặc tính giảm chấn theo điều kiện vận hành. Trong và sau quá trình phanh, dao động thân xe và góc lắc dọc vẫn còn lớn và tắt dần chậm. Vì vậy, tác giả đề xuất cải tiến hệ treo bị động thành hệ treo bán tích cực nhằm nâng cao khả năng dập tắt dao động và cải thiện ổn định chuyển động của xe.

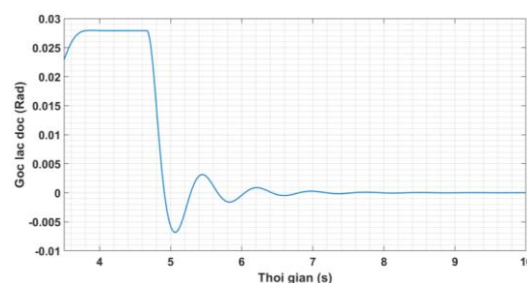
- Hệ treo được cải tiến theo hướng bán tích cực bằng cách thay thế giảm chấn thụ động bằng giảm chấn có khả năng điều chỉnh. Cụ thể là điều chỉnh theo gia tốc phanh và vận tốc tương đối giữa thân xe

và bánh xe.

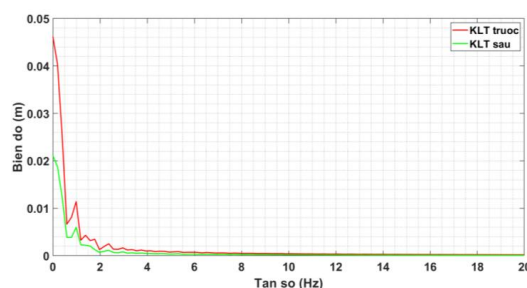
Tiến hành mô phỏng hệ thống treo bán tích cực sử dụng thuật toán Skyhook trong trường hợp xe đầy tải, $J_p = 5,5 \text{ m/s}^2$, ta thu được các đồ thị Hình 16, 17 và 18.



Hình 16. Đồ thị dịch chuyển thẳng đứng KLT trước, sau



Hình 17. Đồ thị góc lắc dọc



Hình 18. Phổ biên độ FFT của dịch chuyển KLT trước, sau

So sánh với trường hợp khảo sát 1, ta nhận thấy:

+ Đối với dịch chuyển KLT trước, sau và góc lắc dọc trường hợp treo bán tích cực có biên độ dao động nhỏ hơn và thời gian dập tắt dao động ngắn hơn cho thấy khả năng giảm chấn của treo bán tích cực tốt hơn và chất lượng dao động của hệ thống đã được cải thiện đáng kể. Ngoài ra, khi $J_p = 5,5 \text{ m/s}^2$ (gia tốc phanh lớn nhất), dao động của hệ được dập tắt ngay sau khi đạt cực đại cho thấy khả năng kiểm soát tải trọng và dập dao động tốt hơn dưới tác động lực phanh lớn. Điều này chứng tỏ có khả năng thích nghi tốt hơn với biến đổi lực quán tính, giúp nâng cao độ ổn định và êm dịu khi phanh gấp.

+ Mặc dù phổ FFT của hệ treo bán tích cực có biên

độ lớn hơn so với hệ bị động tại một số dải tần, điều này không phản ánh trực tiếp chất lượng dao động. Nguyên nhân là do tín hiệu khảo sát mang tính quá độ, dẫn đến sự khác biệt trong phân bố năng lượng. Khi xét trong miền thời gian, hệ bán tích cực vẫn cho thấy khả năng dập dao động nhanh hơn và ổn định tốt hơn.

5. Kết luận

Kết luận rút ra từ nghiên cứu như sau:

- Xây dựng được mô hình động lực học dao động khi phanh và thiết lập hệ phương trình vi phân mô tả dao động của ô tô trong quá trình phanh và đã khảo sát đối với 4 trường hợp di chuyển khác nhau. Giải hệ phương trình vi phân dao động bằng phương pháp không gian trạng thái.

- Mô phỏng dao động của ô tô dựa theo phương pháp không gian trạng thái trong MATLAB, từ đó xuất ra các kết quả dạng đồ thị để dễ dàng kiểm tra, so sánh. Kết quả nghiên cứu giúp đánh giá tác động của quá trình phanh đến dao động thân xe của KAMAZ-43253, có thể được sử dụng làm cơ sở cho các nghiên cứu, phát triển sau này.

- Đề xuất phương án cải tiến hệ thống treo bị động của ô tô KAMAZ-43253 thành hệ thống treo bán tích cực sử dụng thuật toán điều khiển Skyhook, mô phỏng hệ dao động và tiến hành so sánh.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Hữu Cẩn (2007), *Lý thuyết ô tô - máy kéo*, Hà Nội: NXB Khoa học và Kỹ thuật.
- [2] Nguyễn Hoài Thanh, Nguyễn Thanh Việt & Bùi Xuân Lâm (2002), *Ứng dụng Matlab trong tính toán kỹ thuật*, Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh.
- [3] Vũ Đức Lập (2004), *Sổ tay tra cứu tính năng kỹ thuật ô tô*, Học viện Kỹ thuật Quân sự.
- [4] Vũ Đức Lập (2011), *Dao động ô tô*, Hà Nội: NXB Quân đội Nhân dân.
- [5] Vũ Đức Lập (2008), *Động lực học phanh ô tô*, Học viện Kỹ thuật Quân sự.
- [6] Nguyễn Phúc Hiểu & Vũ Đức Lập (2001), *Lý thuyết ô tô quân sự*, NXB Quân đội Nhân dân.
- [7] Brake-Dive Sensitivity Analysis Using a Five-Degree-of-Freedom Lumped-Mass Model (2022), SAE Technical Paper 2022-01-5099.
- [8] Wong, J. Y. (1990), *Theory of Ground Vehicles (3rd edition)*, Springer.
- [9] Köylü, H. (2021), *Improvement of Dynamic Wheel Load Oscillations by Coupling Pitch Motion into Bounce Motion during Pitching Motion of Passenger Vehicle*, International Journal of Automotive Engineering and Technologies.
- [10] Liu, X., Song, J., Yu, L., Lu, Z., Wang, J., & Abi, L. (2023), *Study on Ride Comfort in Post-Braking Phase Based on Brake-by-Wire System*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering.
- [11] Rajamani, R. (2012), *Vehicle Dynamics and Control*, Springer.
- [12] ISO 2631-1:1997 (1997), *Mechanical Vibration and Shock - Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration - Part 1: General Requirements*, Geneva, Switzerland: International Organization for Standardization.
- [13] Karnopp, D., Crosby, M. J., & Harwood, R. A. (1974), *Vibration Control Using Semi-Active Force Generators*, ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 96(2), pp. 619-626.
- [14] Hrovat, D. (1997), *Survey of Advanced Suspension Developments and Related Optimal Control Applications*, Automatica, Vol. 33(10), pp. 1781-1817.
- [15] Yao, G., Yap, F., Chen, G., Li, W., & Yeo, S. (2002), *MR Damper and Its Application for Semi-Active Control of Vehicle Suspension System*, Mechatronics, Vol. 12(7), pp. 963-973.
- [16] He, Y., & McPhee, J. (2008), *Multibody Dynamics Modelling of Heavy-Duty Vehicles for Handling and Ride Analysis*, Vehicle System Dynamics, Vol. 46(1), pp. 273-290.
- [17] Gillespie, T. D. (1992), *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, SAE International.
- [18] Sun, W., Pan, H., & Gao, H. (2013), *Adaptive Robust Vibration Control of Full-Car Active Suspension Systems*, IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 21(6), pp. 2417-2422.
- [19] Wang, J., Huang, Z., Hu, H., & Yang, S. (2025), *Skyhook-Based Techniques for Vehicle Suspension Control: A Review of the State of the Art*, Machines, Vol. 13(8).
- [20] Yang, T., & Sun, J. (2025), *Research on Suspension Systems Control for Heavy Duty Vehicles*, Transportation Research Record, Vol. 2679(6), pp. 313-327.

- [21] Tan, P. K., & Nguyen, D. T. (2025), *Research the Influence of Road Surface Conditions on Vibration and Safety of Semi Trailer Vehicle Dynamics*.
- [22] Lim, H., Lee, J. W., Choi, S. B., & Choi, J. B. (2025), *PD-Skygroundhook Controller for Semi-Active Suspension System Using Magnetorheological Fluid Dampers*.
- [23] Prabakar, R., & Kumar, M. (2022), *Performance Evaluation of Semi-Active Suspension for Vehicle Ride Comfort Using Skyhook and Groundhook Controllers, International Journal of Vehicle Structures and Systems*.

Ngày nhận bài:	14/04/2026
Ngày nhận bản sửa:	24/04/2026
Ngày duyệt đăng:	24/05/2026