

PHÂN TÍCH RUNG ĐỘNG CỦA NGƯỜI KHI VẬN HÀNH XE LU RUNG HAI BÁNH THÉP

VIBRATION ANALYSIS OF THE OPERATOR WHILE OPERATING A STEEL TWO-WHEEL VIBRATORY ROLLER

HOÀNG MẠNH CƯỜNG*, VŨ VĂN TẬP

Viện Cơ khí, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

*Email liên hệ: cuonghm@vimaru.edu.vn

Tóm tắt

Bài báo này trình bày việc xây dựng mô hình động lực học và tính toán dao động của xe lu rung hai bánh thép trong quá trình vận hành. Đầu tiên, một mô hình dao động của xe lu rung đã được đưa ra, dựa trên mô hình dao động này, một hệ các phương trình vi phân đã được thiết lập. Việc tìm nghiệm của hệ phương trình vi phân được thiết lập ở trên bằng phương pháp số, cho ta các đồ thị mô tả dao động của xe lu và sự rung động của người khi vận hành xe lu rung.

Từ khóa: Xe lu rung, dao động, động lực học.

Abstract

This paper presents the construction of dynamic modeling and oscillation calculation of steel two-wheel vibratory rollers during operation. Firstly, a vibration model of the vibrating roller was proposed, based on which, a system of differential equations was established. Finding the solution of the above system of differential equations by numerical method gives us graphs describing the oscillation of the roller and the vibration of the operator while operating the vibrating roller.

Keywords: Steel Two Wheel Vibratory Roller, vibration, dynamic.

1. Mở đầu

Các xe lu chủ yếu được sử dụng cho các nhiệm vụ đầm nén trong công trình đất và xây dựng đường. Do hiệu suất nén chặt bề mặt vượt trội của quá trình đầm nén động đã khiến các xe lu rung thường được dùng cho thi công các đường có yêu cầu hệ số đầm nén cao. Hiệu suất của các xe lu rung phụ thuộc vào các tính năng và thông số kỹ thuật của chúng, cũng như các tính chất của vật liệu xây dựng và các điều kiện trong quá trình xây dựng.

Có thể tăng hiệu suất của xe lu bằng cách tự động hóa quá trình đầm nén, có nghĩa là tự động điều chỉnh các thông số của máy như tần số và biên độ

lực kích thích, tốc độ lăn và số lần lăn theo các điều kiện nhất định tại công trường xây dựng.

Bên cạnh các ưu điểm nêu trên, nhược điểm của các xe lu rung là gây ra các dao động cơ học cho các bộ phận trên xe, từ đó truyền đến ghế ngồi làm ảnh hưởng không tốt đến sức khỏe của người vận hành. Do đó, một vấn đề cũng cần được giải quyết là nghiên cứu làm giảm các dao động truyền đến ghế ngồi của người vận hành xe lu rung.

Để giải quyết các vấn đề về tăng hiệu suất hoạt động, đồng thời giảm dao động truyền đến ghế ngồi, cần phải có mô tả toán học về mối quan hệ giữa các trạng thái hoạt động của xe lu với trạng thái nén chặt của vật liệu xây dựng và mối quan hệ giữa các trạng thái hoạt động của xe lu với dao động của ghế ngồi. Vì mục đích này, cần có một mô hình tính toán để mô phỏng mọi trạng thái hoạt động của hệ thống xe lu rung. Mô hình này là nền tảng cho nghiên cứu các ảnh hưởng của các thông số kỹ thuật của xe đến tiến trình nén chặt của vật liệu xây dựng, cũng như ảnh hưởng đến người vận hành xe.

Việc xây dựng mô hình động lực học cũng như nghiên cứu các ảnh hưởng của dao động cơ học lên người ngồi trên các phương tiện giao thông hay trên các máy xây dựng đã được đề cập trong nhiều công bố [2-7]. Tuy nhiên, với các xe lu rung hai bánh thép chưa thấy có nghiên cứu nào được đề cập đến.

Trong nghiên cứu này tập trung xây dựng mô hình động lực học và tính toán dao động cho xe lu rung hai bánh thép, các kết quả tính toán được dùng để phân tích các mức độ rung của ghế và ảnh hưởng của nó lên cơ thể người vận hành thiết bị.

2. Thiết lập phương trình động lực học của xe lu rung hai bánh thép

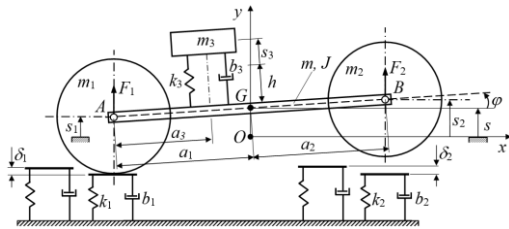
2.1. Xây dựng mô hình dao động

Trên Hình 1 là hình ảnh của một dạng xe lu rung hai bánh thép. Từ hình ảnh này, một mô hình dao động của xe lu rung hai bánh thép trong quá trình vận hành trên đường thẳng được xây dựng như Hình 2, trong đó, thân xe được mô hình hóa bởi một vật rắn có khối lượng m , mô men quán tính đối với khối tâm G là J . Hai bánh lu được mô hình hóa bởi hai

khối lượng m_1 cho bánh trước và m_2 cho bánh sau. Sự tiếp xúc đàn hồi giữa các bánh xe và mặt đường, được mô hình hóa bởi các lò xo và giảm chấn, tại bánh trước là k_1, b_1 tại bánh sau là k_2, b_2 . Người vận hành cùng ghế ngồi được mô hình hóa bởi vật nặng có khối lượng m_3 , liên kết với thân xe bởi lò xo k_3 và giảm chấn b_3 .



Hình 1. Hình ảnh của xe lu rung hai bánh thép



Hình 2. Mô hình dao động của xe lu rung hai bánh thép

2.2. Thiết lập phương trình vi phân chuyển động

Bỏ qua sự dịch chuyển theo phương ngang của thân xe, từ Hình 2 ta thấy hệ có 3 bậc tự do, ta chọn hệ tọa độ suy rộng đủ là: $q_1 = s_1, q_2 = s_2, q_3 = s_3$, trong đó s_1 là dịch chuyển theo phương thẳng đứng của trục bánh trước so với vị trí cân bằng tĩnh, s_2 là dịch chuyển theo phương thẳng đứng của trục bánh sau so với vị trí cân bằng tĩnh, s_3 là dịch chuyển theo phương vuông góc với thân xe của ghế và người so với vị trí cân bằng tĩnh. Khi đó động năng T , thế năng Π và hàm hao tán Φ của hệ được xác định như sau:

Động năng của hệ có dạng:

$$\begin{aligned} T = & (m_1 \dot{s}_1^2 + m_2 \dot{s}_2^2 + m_3 \dot{s}_3^2) / 2 \\ & + [(m + m_3) \dot{s}^2 + J \dot{\varphi}^2 + m_3 (h + s_3)^2 \dot{\varphi}^2] / 2 \\ & + (m_3 / 2)(a_1 - a_3)^2 \dot{\varphi}^2 - m_3(a_1 - a_3) \dot{s}_3 \dot{\varphi} \\ & + m_3 \dot{s}_3 \dot{s}_3 \cos \varphi - m_3(h + s_3) \dot{s}_3 \dot{\varphi} \sin \varphi \\ & - m_3(a_1 - a_3) \dot{s}_3 \dot{\varphi} \cos \varphi \end{aligned} \quad (1)$$

Trong đó:

$$s = \frac{a_2 s_1 + a_1 s_2}{a_1 + a_2}; \quad \varphi = \frac{s_2 - s_1}{a_1 + a_2} \quad (2)$$

Thế năng của hệ có dạng:

$$\begin{aligned} \Pi = & \Pi_1 + \Pi_2 + \Pi_3 \\ & + m_1 g \cdot s_1 + m_2 g \cdot s_2 + m g \cdot s + m_3 g \cdot y_3 \end{aligned} \quad (3)$$

Trong đó:

$$\Pi_1 = \begin{cases} \frac{1}{2} k_1 (s_1 - \delta_1)^2; & s_1 < \delta_1 \\ 0; & s_1 \geq \delta_1 \end{cases} \quad (4)$$

$$\Pi_2 = \begin{cases} \frac{1}{2} k_2 (s_2 - \delta_2)^2; & s_2 < \delta_2 \\ 0; & s_2 \geq \delta_2 \end{cases} \quad (5)$$

$$\Pi_3 = \frac{1}{2} k_3 (s_3 - \delta_3)^2 \quad (6)$$

$$y_3 = s + (h + s_3) \cos \varphi - (a_1 - a_3) \sin \varphi \quad (7)$$

Hàm hao tán có dạng:

$$\Phi = \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 \quad (8)$$

Trong đó:

$$\Phi_1 = \begin{cases} \frac{1}{2} b_1 \dot{s}_1^2; & s_1 < \delta_1 \\ 0; & s_1 \geq \delta_1 \end{cases} \quad (9)$$

$$\Phi_2 = \begin{cases} \frac{1}{2} b_2 \dot{s}_2^2; & s_2 < \delta_2 \\ 0; & s_2 \geq \delta_2 \end{cases} \quad (10)$$

$$\Phi_3 = \frac{1}{2} b_3 \dot{s}_3^2 \quad (11)$$

Thay động năng T , thế năng Π và hàm hao tán Φ vào phương trình Lagrange II [1], ta được hệ phương trình vi phân có dạng như sau:

$$\mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) + \mathbf{G}(\mathbf{q}) = \mathbf{U}(t) \quad (12)$$

Trong đó:

$$\mathbf{q} = [s_1 \quad s_2 \quad s_3]^T \quad (13)$$

$$\mathbf{M}(\mathbf{q}) = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} & m_{13} \\ m_{21} & m_{22} & m_{23} \\ m_{31} & m_{32} & m_{33} \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = [c_1 \quad c_2 \quad c_3]^T \quad (15)$$

$$\mathbf{G}(\mathbf{q}) = [g_1 \quad g_2 \quad g_3]^T \quad (16)$$

$$\mathbf{U}(t) = [F_1 \quad F_2 \quad 0]^T \quad (17)$$

Các thành phần của ma trận $\mathbf{M}(\mathbf{q})$ có dạng:

$$\begin{aligned} m_{11} &= m_1 + \frac{J}{(a_1 + a_2)^2} + \frac{(m + m_3)a_2^2}{(a_1 + a_2)^2} \\ &+ m_3 \frac{(a_1 - a_3)^2}{(a_1 + a_2)^2} + m_3 \frac{(h + q_3)^2}{(a_1 + a_2)^2} \\ &+ \frac{2m_3 a_2}{(a_1 + a_2)^2} \left((a_1 - a_3) \cos \varphi \right) \\ &+ (h + q_3) \sin \varphi \\ m_{12} &= \frac{a_1 a_2 (m + m_3)}{(a_1 + a_2)^2} - \frac{J}{(a_1 + a_2)^2} \\ &- \frac{m_3 (a_1 - a_3)^2}{(a_1 + a_2)^2} - \frac{m_3 (h + q_3)^2}{(a_1 + a_2)^2} \\ &+ \frac{m_3 (a_1 - a_2)}{(a_1 + a_2)^2} \left((a_1 - a_3) \cos \varphi \right) \\ &+ (h + q_3) \sin \varphi \end{aligned}$$

$$m_{13} = m_3 \left(\frac{a_1 - a_3}{a_1 + a_2} + \frac{a_2}{a_1 + a_2} \cos \varphi \right)$$

$$\begin{aligned} m_{22} &= m_2 + \frac{J}{(a_1 + a_2)^2} + \frac{a_1^2 (m + m_3)}{(a_1 + a_2)^2} \\ &+ \frac{m_3 (a_1 - a_3)^2}{(a_1 + a_2)^2} + \frac{m_3 (h + q_3)^2}{(a_1 + a_2)^2} \\ &- \frac{2m_3 a_1}{(a_1 + a_2)^2} \left((a_1 - a_3) \cos \varphi \right) \\ &+ (h + q_3) \sin \varphi \end{aligned}$$

$$m_{23} = -m_3 \left(\frac{a_1 - a_3}{a_1 + a_2} - \frac{a_1}{a_1 + a_2} \cos \varphi \right)$$

$$m_{33} = m_3$$

$$m_{21} = m_{12}, \quad m_{31} = m_{13}, \quad m_{32} = m_{23}$$

Bảng 1. Giá trị các tham số của mô hình dao động

Tham số	Giá trị	Đơn vị	Tham số	Giá trị	Đơn vị
m_1	3800	kg	k_3	39200	N/m
m_2	3800	kg	a_1	1.67	m
m_3	80	kg	a_2	1.67	m
m	1400	kg	a_3	1.4	m
b_1	15	Ns/m	h	1.735	m
b_2	8	Ns/m	Ω_1	96 π	rad/s
b_3	25	Ns/m	Ω_2	96 π	rad/s
k_1	8.0*10 ⁶	N/m	A_1	78	kN
k_2	8.9*10 ⁶	N/m	A_2	78	kN

Các thành phần của véc tơ $\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ có dạng:

$$\begin{aligned} c_1 &= H_3 + 2 \frac{m_3 (\dot{q}_1 - \dot{q}_2) \dot{q}_3}{(a_1 + a_2)^2} (h + q_3 + a_2 \sin \varphi) \\ &+ \frac{m_3 a_2 (\dot{q}_1 - \dot{q}_2)^2}{(a_1 + a_2)^3} \left((a_1 - a_3) \sin \varphi \right) \\ &- (h + q_3) \cos \varphi \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_2 &= H_4 - 2 \frac{m_3 (\dot{q}_1 - \dot{q}_2) \dot{q}_3}{(a_1 + a_2)^2} (h + q_3 - a_1 \sin \varphi) \\ &- \frac{m_3 a_1 (\dot{q}_1 - \dot{q}_2)^2}{(a_1 + a_2)^3} \left((h + q_3) \cos \varphi \right) \\ &- (a_1 - a_3) \sin \varphi \end{aligned}$$

$$c_3 = b_3 \dot{s}_3 - \frac{m_3 (h + q_3) (\dot{q}_1 - \dot{q}_2)^2}{(a_1 + a_2)^2}$$

Các thành phần của véc tơ $\mathbf{G}(\mathbf{q})$ có dạng:

$$\begin{aligned} g_1 &= H_1 + m_1 g + \frac{(m + m_3) g a_2}{(a_1 + a_2)} \\ &+ \frac{m_3 g}{(a_1 + a_2)} \left((h + q_3) \sin \varphi \right) \\ &+ (a_1 - a_3) \cos \varphi \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} g_2 &= H_2 + m_2 g + \frac{(m + m_3) g a_1}{(a_1 + a_2)} \\ &- \frac{m_3 g}{(a_1 + a_2)} \left((h + q_3) \sin \varphi \right) \\ &- (a_1 - a_3) \cos \varphi \end{aligned}$$

$$g_3 = k_3 (s_3 - \delta_3) + m_3 g \cos \varphi$$

Với các hàm H_1, H_2, H_3, H_4 có dạng:

$$H_1 = \begin{cases} k_1 (s_1 - \delta_1); & s_1 < \delta_1 \\ 0; & s_1 \geq \delta_1 \end{cases} \quad (18)$$

$$H_2 = \begin{cases} k_2 (s_2 - \delta_2); & s_2 < \delta_2 \\ 0; & s_2 \geq \delta_2 \end{cases} \quad (19)$$

$$H_3 = \begin{cases} b_1 \dot{s}_1; & s_1 < \delta_1 \\ 0; & s_1 \geq \delta_1 \end{cases} \quad (20)$$

$$H_4 = \begin{cases} b_2 \dot{s}_2; & s_2 < \delta_2 \\ 0; & s_2 \geq \delta_2 \end{cases} \quad (21)$$

Các lực kích động F_1, F_2 có được bởi các bộ tạo rung bên trong các bánh lu khi vận hành gây ra, các lực này có dạng như sau:

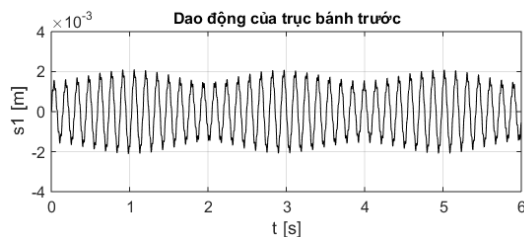
$$\begin{cases} F_1 = A_1 \sin(\Omega_1 t + \alpha_1) \\ F_2 = A_2 \sin(\Omega_2 t + \alpha_2) \end{cases} \quad (22)$$

Để phân tích các dao động của xe lu rung hai bánh thép, ta cần phải giải hệ phương trình vi phân (12).

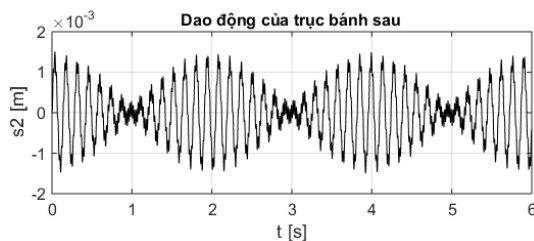
3. Kết quả tính toán và phân tích

Để giải hệ phương trình vi phân (12) đã được thiết lập ở trên, một chương trình tính toán số đã được xây dựng dựa trên phương pháp Newmark [1]. Để tính toán số, các tham số của hệ được lấy như trong Bảng 1. Trong đó, giá trị các tham số về khối lượng, kích thước, tần số và biên độ lực kích động, được lấy dựa trên các thông số kỹ thuật của xe lu rung hai bánh thép Dynapac - CC2200. Giá trị độ cứng tiếp xúc giữa các bánh lu và mặt đường được xác định dựa trên độ lún của mặt đường sau mỗi lượt lu và độ biến dạng của bánh lu.

Với các số liệu như trên, sau khi tính toán bằng phương pháp số, ta được một số kết quả cho trong các Hình 3 - 7. Từ các hình vẽ ta thấy, người ngồi trên xe, ngoài chịu dao động lên xuống còn chịu dao động lắc do thân xe truyền đến.



Hình 3. Dao động của trục bánh trước
ứng với $\alpha_1 = 0$, $\alpha_2 = 0$



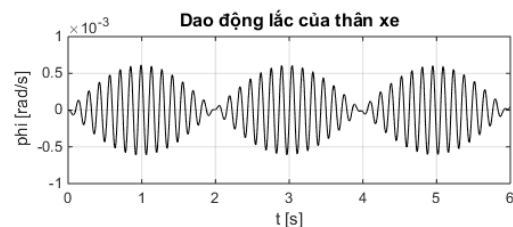
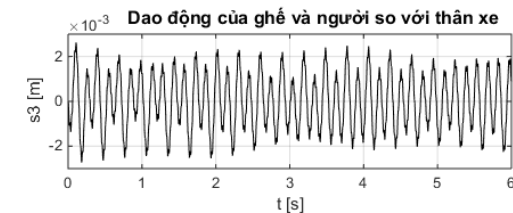
Hình 4. Dao động của trục bánh sau
ứng với $\alpha_1 = 0$, $\alpha_2 = 0$

Với các xe lu rung hai bánh thép, các lực rung được kích động ở cả hai bánh, do đó, các thông số có thể ảnh hưởng đến dao động của hệ thống là biên độ và tần số các lực kích động, tốc độ lăn của các bánh lu, sự lệch pha của các lực kích động tại hai bánh lu. Trong nghiên cứu này, chúng tôi chủ yếu tập trung phân tích ảnh hưởng của sự lệch pha của các lực kích động ở hai bánh thép đến người vận hành thiết bị.

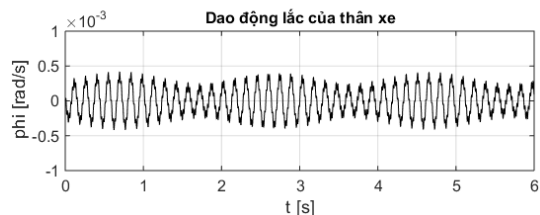
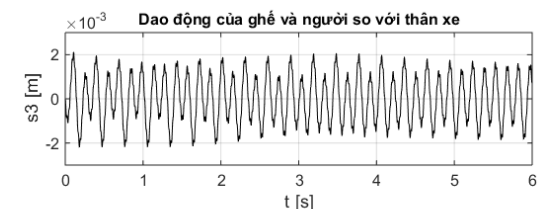
Hình 5 cho thấy dao động truyền đến ghế người

vận hành khi không có sự lệch pha của các lực kích động. Hình 6, cho thấy dao động truyền đến người vận hành khi có sự lệch pha của các lực kích động là $\pi/3$, trong trường hợp này dao động lắc của thân xe giảm xuống rõ rệt, dao động lên xuống của ghế người vận hành giảm xuống không nhiều. Hình 7 cho thấy dao động truyền đến người vận hành khi có sự lệch pha của các lực kích động là π , trong trường hợp này dao động lắc của thân xe tăng lên rất mạnh, trong khi dao động lên xuống của ghế người vận hành giảm xuống rất mạnh.

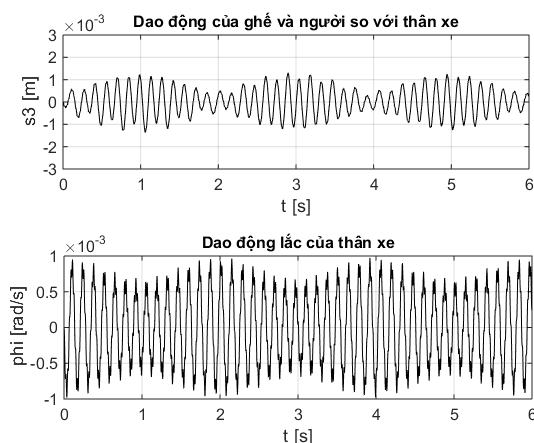
Qua các kết quả tính toán cho thấy, với mức độ lệch pha khác nhau của các lực tạo rung, sẽ cho ta các dao động truyền đến ghế ngồi khác nhau. Khi dao động lên xuống tăng thì dao động lắc giảm và khi dao động lên xuống giảm thì dao động lắc lại tăng, việc tìm ra một mức độ lệch pha hợp lý để các dao động lên xuống và lắc cùng giảm là khó có thể thực hiện được.



Hình 5. Dao động ảnh hưởng đến người vận hành
ứng với $\alpha_1 = 0$, $\alpha_2 = 0$



Hình 6. Dao động ảnh hưởng đến người vận hành
ứng với $\alpha_1 = 0$, $\alpha_2 = \pi/3$



Hình 7. Dao động ảnh hưởng đến người vận hành ứng với $\alpha_1 = 0$, $\alpha_2 = \pi$

4. Kết luận

Bài báo này đã nghiên cứu xây dựng mô hình toán cho các xe lu rung hai bánh thép. Từ các phương trình có được, ta đi tính toán dao động của hệ bằng phương pháp tính toán số. Các kết quả tính toán là dao động của thân xe và dao động của người khi vận hành thiết bị.

Các phân tích dao động chủ yếu tập trung vào phân tích ảnh hưởng của sự lệch pha của các lực kích động tại các bánh lu đến dao động truyền đến ghế ngồi của người vận hành.

Các kết quả nghiên cứu có được trong nghiên cứu này, có thể sử dụng làm cơ sở cho việc nghiên cứu các phương pháp giảm dao động cho người khi vận hành các xe lu rung.

Lời cảm ơn

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Hàng hải Việt Nam trong đề tài mã số: **DT24-25.34**.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Văn Khang (2017), *Động lực học hệ nhiều vật*, NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [2] M. Nader (2000), *Influence of mechanical vibration on the human body in the means of transport and its modeling*, Archives of Transport, Vol.12, No.2, pp.33-53.
- [3] M. AlShabi, W. Araydah, H. ElShatarat, M. Othman, M.B. Younis, and S.A. Gadsden (2016), *Effect of Mechanical Vibrations on Human Body*, World Journal of Mechanics, Vol.6, pp.273-304.
<http://dx.doi.org/10.4236/wjm.2016.69022>
- [4] R. Burdzik and L. Konieczny (2014), *Vibration Issues in Passenger Car*, Ph.D. thesis, Silesian University of Technology, poland.
- [5] W. Abbas, O. B. Abouelatta, M. El-Azab, M. Elsaiedy, and A. A. Megahed (2019), *Vibration in car seat- occupant system: Overview and proposal of a novel simulation method*, AIP Conference Proceedings 2080 040003, Scientific Research 2.
<https://doi.org/10.1063/1.5092921>
- [6] Ario Kordestani, Subhash Rakheja, Pierre Marcotte (2010), *Analysis of Ride Vibration Environment of Soil Compactors*, AE Int. J. Commer. Veh., Vol.3(1), pp.259-272.
<https://doi.org/10.4271/2010-01-2022>
- [7] Le Van Quynh, Jianrun Zhang, Guowang Jiao (2021), *Vibration Analysis and Optimal Design for Cab's Isolation System of Vibratory Roller*, Advanced Materials Research, Vol.199-200, pp.936-940.
<https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.199-200.936>

Ngày nhận bài:	04/03/2025
Ngày nhận bản sửa:	10/03/2025
Ngày duyệt đăng:	11/03/2025