

Nghiên cứu ảnh hưởng của mô-men phanh đến tải trọng bánh xe của đoàn xe sơ-mi rơ-moóc

■ TS. ĐẶNG VIỆT HÀ
Cục Đăng kiểm Việt Nam

TÓM TẮT: Đoàn xe sơ-mi rơ-moóc (ĐXSMSM) được biết đến là phương tiện có kích thước và khối lượng lớn. Trong quá trình chuyển động, tải trọng bánh xe thay đổi theo điều kiện vận hành, đặc biệt khi phanh. Lực quán tính có xu hướng làm tăng tải trọng trên trục trước và giảm trên các trục sau. Bài báo nghiên cứu ảnh hưởng của mô-men phanh đến tải trọng bánh xe của ĐXSMSM bằng mô hình phẳng một dãy. Hệ số tải trọng động DLC, tải trọng bánh xe lớn nhất F_{zmax} , nhỏ nhất F_{zmin} được sử dụng làm tiêu chí đánh giá. Kết quả mô phỏng cho thấy, tải trọng bánh xe trên trục 1 có thể tăng 1,46 - 2,42 lần, trong khi tại các trục còn lại giảm 6,11% - 23,25%.

TỪ KHÓA: Mô-men phanh, tải trọng bánh xe, đoàn xe sơ-mi rơ-moóc, hệ số tải trọng động DLC.

ABSTRACT: Semi trailer trucks are known for their large size and mass. During the movement, the wheel load changes according to the operating conditions, especially when braking. The force of inertia tends to increase the load on the front axle and decrease it on the rear axle. This paper research on the effect of braking torque on wheel load of semi trailer truck by half model. Dynamic load coefficient DLC, maximum wheel load F_{zmax} , minimum wheel load F_{zmin} are used as evaluation criteria. The simulation results show that the wheel load on axle 1 can increase by 1.46 - 2.42 times, other axles decrease by 6.11% - 23.25%.

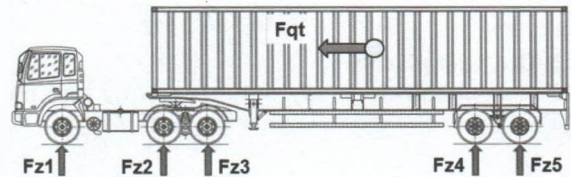
KEYWORDS: Braking torque, wheel load, semi trailer truck, dynamic load coefficient DLC.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

ĐXSMSM là phương tiện vận tải phổ biến và hiệu quả ở nhiều nước trên thế giới và tại Việt Nam. Tuy nhiên, việc gia tăng số lượng phương tiện vận tải có khối lượng lớn gây áp

lực không nhỏ đến đường. Tải trọng bánh xe là tổ hợp của hai thành phần: tải trọng tĩnh không đổi theo thông số thiết kế của xe và tải trọng động thay đổi trong quá trình khai thác, vận hành [1,2,3]. Vì vậy, khi nghiên cứu về tải trọng, ngoài yếu tố kết cấu của xe, tổng thành, cần quan tâm đến mối quan hệ với điều kiện vận hành: vận tốc, loại đường, khối lượng hàng hóa chuyên chở, quá trình phanh, quay vòng [2,4].

Trong quá trình phanh, lực phanh làm thay đổi các thành phần lực tại các bánh xe. Do ảnh hưởng của lực quán tính, tải trọng trên các bánh xe thay đổi theo xu hướng tăng ở trục trước và giảm ở các trục sau (Hình 1.1) [5]. Khi tải trọng tăng có nguy cơ gây quá tải trục xe, cầu/đường, khi tải trọng giảm gây ảnh hưởng đến thành phần lực dọc, lực ngang, ảnh hưởng đến ổn định của xe. Quá trình phanh được đặc trưng bởi cường độ phanh (mô-men phanh) và thời gian tác dụng. Trong đó, mô-men phanh sẽ quyết định lực phanh, ảnh hưởng trực tiếp đến gia tốc phanh, lực quán tính khi phanh tác động đến ĐXSMSM [6,7]. Việc nghiên cứu ảnh hưởng của mô-men phanh đến tải trọng bánh xe là cần thiết, làm cơ sở tính toán giới hạn tải trọng trong điều kiện vận hành.



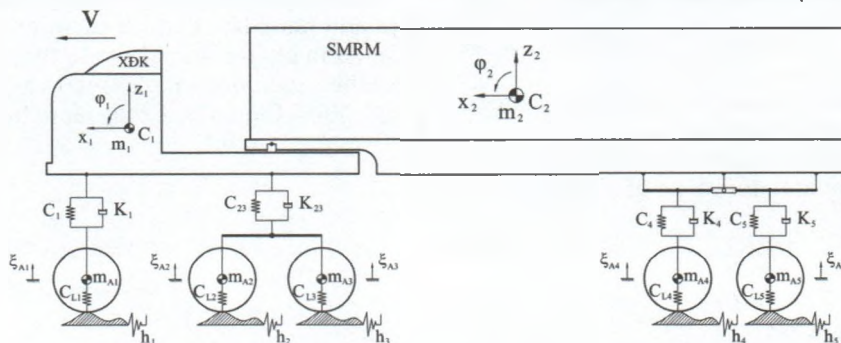
Hình 1.1: Tải trọng bánh xe phân bố lên các trục của ĐXSMSM

Nghiên cứu này xây dựng mô hình động lực học phẳng một dãy của ĐXSMSM với hệ thống treo sử dụng nhíp, kích động mặt đường dạng sin, thông số đầu vào là mô-men phanh thay đổi. Kết quả đánh giá theo hệ số tải trọng động DLC, tải trọng bánh xe lớn nhất F_{zmax} , nhỏ nhất F_{zmin} [8,9].

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC

2.1. Mô hình phẳng

Mô hình được xây dựng dựa trên phương pháp tách cấu trúc hệ nhiều vật và sử dụng phương trình Newton-Euler. Cấu trúc của mô hình được mô tả như Hình 2.1.



Hình 2.1: Sơ đồ cấu trúc của mô hình

Hệ phương trình động lực học của ĐXSMMR như sau [10]:

$$m_i(\ddot{z}_i - \dot{x}_i \dot{\phi}_i) = \sum F_{zi} \quad (1)$$

$$m_i(\ddot{x}_i + \dot{z}_i \dot{\phi}_i) = \sum F_{xi} \quad (2)$$

$$J_{y_i} \ddot{\phi}_i = \sum M_{y_i} \quad (3)$$

$$m_{A_i} \ddot{\xi}_i = \sum F_{\xi_i} \quad (4)$$

$$m_{A_i} \ddot{x}_{i1} = \sum F_{x_{A_i}} \quad (5)$$

$$J_{y_{A_i}} \ddot{\phi}_{A_i} = \sum M_{y_{A_i}} \quad (6)$$

$$J_{y_{23}} \ddot{\theta}_{23} = \sum M_{y_{23}} \quad (7)$$

$$J_{y_{45}} \ddot{\theta}_{45} = \sum M_{y_{45}} \quad (8)$$

Trong đó:

- m_i - Khối lượng được treo ($i=1$: xe đầu kéo, $i=2$: sơ-mi rơ-moóc), (kg).

- m_{A_i} - Khối lượng không được treo ($i=1+5$), (kg).

- $J_{y_{23}}, J_{y_{45}}$ - Mô-men quán tính theo trục y của cầu cân bằng 2, 3 xe đầu kéo và của thanh cân bằng dọc sơ-mi rơ-moóc, (kgm^2).

- $\sum F_{z_i}, \sum F_{x_i}, \sum M_{y_i}, \sum F_{\xi_i}, \sum F_{x_{A_i}}, \sum M_{y_{A_i}}, \sum M_{y_{23}}, \sum M_{y_{45}}$ - Tổng các ngoại lực và mô-men

ngoại lực tác dụng lên đầu kéo ($i=1$), sơ-mi rơ-moóc ($i=2$) bao gồm các lực bánh xe $F_{x_{i1}}, F_{z_{i1}}$ ($i=1+5$), các lực liên kết tại khớp nối $F_{x_{ij}}, F_{z_{ij}}$ và lực cản gió F_{wind} .

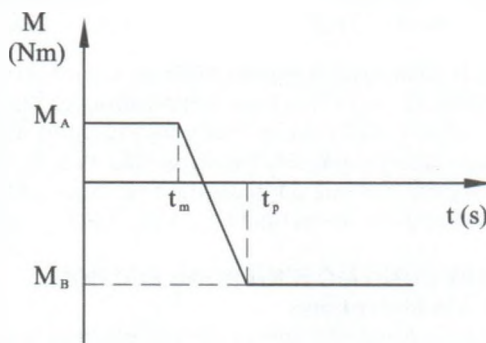
2.2. Hàm kích động

Hàm kích động được xây dựng dạng sin theo phương trình sau:

$$h_i = h_{0i} \sin(2\pi ft + \phi_i) \quad (9)$$

2.3. Quy luật phanh

Mô-men phanh được xây dựng theo quy luật như Hình 2.2 [10].



Hình 2.2: Quy luật mô-men phanh

Trong đó:

- M_A - Mô-men chủ động cấp cho bánh xe để xe chuyển động đều với vận tốc v_0 (Nm).

- M_B - Mô-men phanh cực đại tại các bánh xe, (Nm).

- t_m - Thời điểm bắt đầu phanh, (s).

- t_p - Thời điểm đạt mô-men phanh cực đại, (s).

Lực quán tính khi phanh đối với xe đầu kéo (F_{qt1}), sơ-mi rơ-moóc (F_{qt2}):

$$F_{qt1} = m_1 a_{x1} \quad (10)$$

$$F_{qt2} = m_2 a_{x2} \quad (11)$$

2.4. Phương án khảo sát

Nghiên cứu này khảo sát với phương án như sau:

- Mô-men phanh thay đổi với các mức: $M_p = 10:5:40$ kNm. Giả thiết mô-men phanh phân bố đều trên các bánh xe.
- Kích động mặt đường dạng sin: biên độ $h_0 = 2$ mm, tần số $f = 2$ Hz.
- Vận tốc ban đầu của xe: $v_0 = 60$ km/h.

3. TIÊU CHÍ ĐÁNH GIÁ

Các kết quả được đánh giá theo hai tiêu chí:

3.1. Hệ số tải trọng động DLC (Dynamic Load Coefficient)

Hệ số tải trọng động tính theo công thức sau [8,9]:

$$DLC = \frac{\sigma}{F_{mean}} \quad (12)$$

Trong đó:

- σ - Độ lệch chuẩn của lực trên trục bánh xe, $\sigma = \text{RMS}(F_{z_{dyn}})$ với $F_{z_{dyn}}$ là tải trọng động.

- F_{mean} - Lực tĩnh trên trục bánh xe, $F_{mean} = F_{zn}$.

3.2. Tải trọng bánh xe lớn nhất $F_{z,max}$, nhỏ nhất $F_{z,min}$

Tải trọng bánh xe lớn nhất, nhỏ nhất được tính theo công thức [11]:

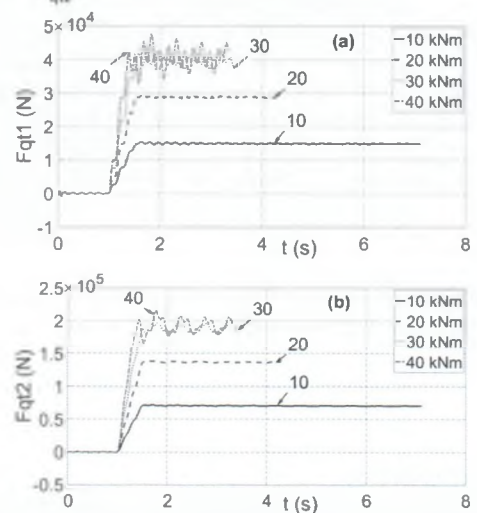
$$F_{z,max} = \text{MAX}(F_{z_i}); \quad (i=1+5) \quad (13)$$

$$F_{z,min} = \text{MIN}(F_{z_i}); \quad (i=1+5) \quad (14)$$

Trong đó: F_{z_i} - Tải trọng bánh xe tại trục thứ i.

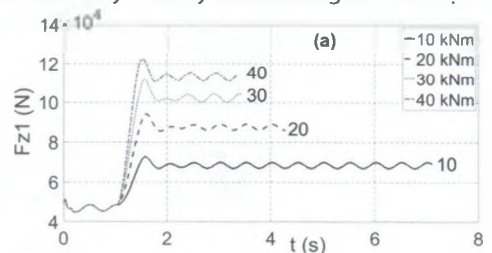
4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

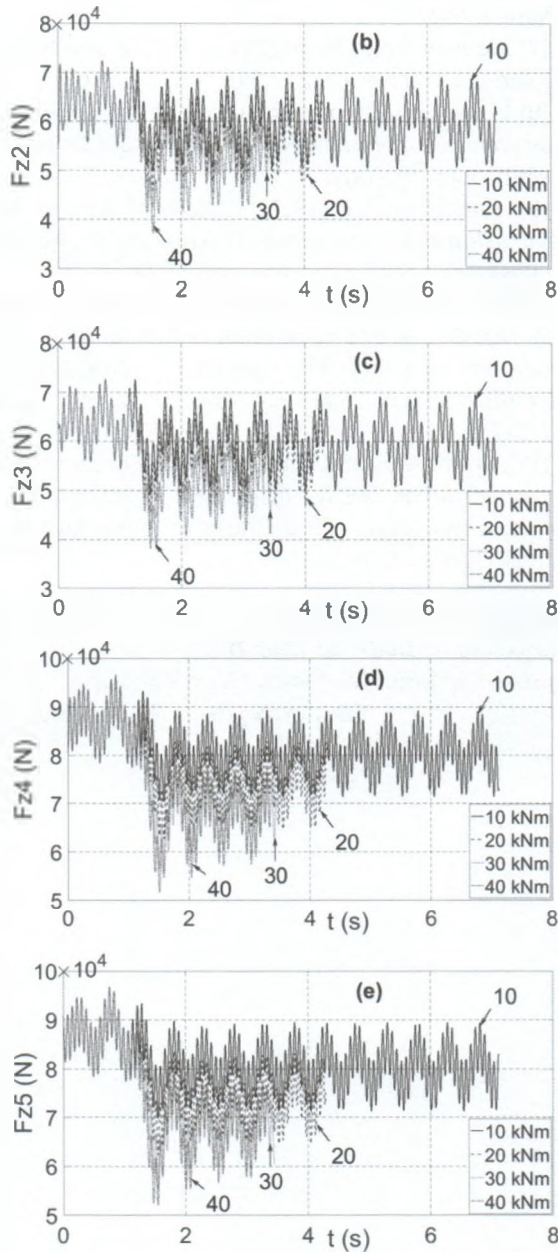
Khi thay đổi mô-men phanh theo các mức: 10:5:40 kNm, lực quán tính khi phanh của xe đầu kéo (F_{qt1}) và sơ-mi rơ-moóc (F_{qt2}) thay đổi như đồ thị Hình 4.1.



Hình 4.1: Lực quán tính khi phanh của ĐXSMMR

Lực quán tính khi phanh có xu hướng theo quy luật của mô-men phanh. Khi tăng mô-men phanh, gia tốc phanh tăng, làm cho lực quán tính cũng tăng theo. Đây là thành phần chính gây ra sự thay đổi của phản lực bánh xe theo xu hướng tăng ở trục 1 và giảm ở trục 2, 3, 4, 5 của ĐXSMMR. Điều này sẽ thấy rất rõ trong các đồ thị Hình 4.2.





Hình 4.2: Tải trọng bánh xe của ĐXSMMR khi phanh

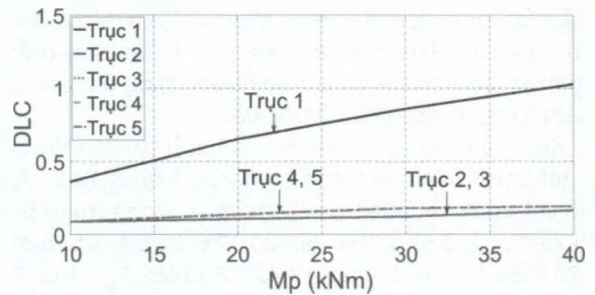
Từ đồ thị Hình 4.2 có thể thấy rằng khi phanh, dưới ảnh hưởng của lực quán tính, các bánh xe nằm phía trước trọng tâm của khối lượng được treo sẽ có tải trọng bánh xe tăng, phía sau sẽ giảm. Do đó, tải trọng bánh xe trục 1 (F_{z1}) tăng, tải trọng bánh xe trục 2, 3, 4, 5 (F_{z2} , F_{z3} , F_{z4} , F_{z5}) giảm. Riêng trục 2, 3 của xe đầu kéo, do tải trọng sơ-mi rơ-moóc phân bố lên chốt kéo tác dụng lên cụm trục này nên mức độ giảm của tải trọng bánh xe 2, 3 không nhiều như trục 4, 5 của sơ-mi rơ-moóc. Mức độ tăng, giảm trung bình của tải trọng bánh xe như Bảng 4.1.

Theo kết quả Bảng 4.1 có thể thấy rằng, tải trọng bánh xe trung bình trước và sau khi phanh trục 1 tăng từ 46,24% đến 141,94%, mức giảm tải trọng trung bình bánh xe trục 2, 3 từ 6,11% đến 20,09%, trục 4, 5 từ 8,01% đến 23,25%. Khi mô-men phanh tăng, mức độ tăng/giảm của tải trọng bánh xe tăng lên.

Bảng 4.1. Mức độ thay đổi của tải trọng bánh xe trung bình so với trước khi phanh

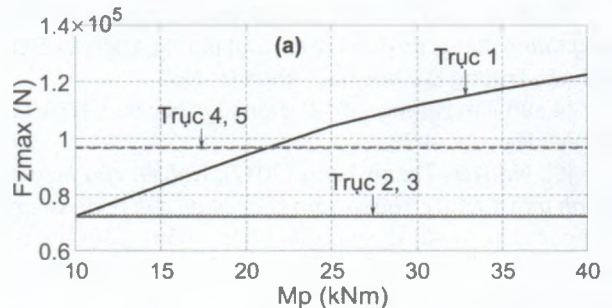
	10 kNm	20 kNm	30 kNm	40 kNm
Mức tăng F_{z1}	46,24%	87,18%	119,15%	141,94%
Mức giảm F_{z2}	6,11%	10,71%	13,08%	19,99%
Mức giảm F_{z3}	6,32%	10,77%	13,26%	20,09%
Mức giảm F_{z4}	8,01%	15,54%	22,10%	23,16%
Mức giảm F_{z5}	8,13%	15,73%	22,19%	23,25%

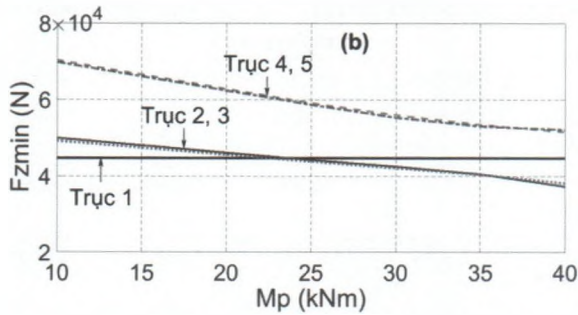
Từ đồ thị Hình 4.3, khi so sánh giữa mức phanh $M_p = 10$ kNm và $M_p = 40$ kNm, có thể thấy rằng hệ số tải trọng động DLC trục 1 thay đổi rất lớn (2,85 lần), đạt ngưỡng 1,0272 tại 40 kNm. DLC trục 2, 3, 4, 5 tăng xấp xỉ 2 lần, tuy nhiên giá trị vẫn ở mức thấp (0,1945 tại 40 kNm). So sánh DLC của các mức phanh 10 - 40 kNm với trường hợp không phanh, DLC trục 1 thay đổi lớn, DLC 2, 3, 4, 5 không thay đổi nhiều so với giá trị khi không phanh.



Hình 4.3: DLC của ĐXSMMR

Từ đồ thị Hình 4.4, khi so sánh giữa mức phanh $M_p = 10$ kNm và $M_p = 40$ kNm có thể thấy rằng, tải trọng bánh xe lớn nhất F_{zmax1} trên trục 1 tăng 1,68 lần, F_{zmax} trục 2, 3, 4, 5 không thay đổi. Trong khi đó, F_{zmin} trục 1 không đổi, F_{zmin} trục 2 giảm 25,34%, trục 3 giảm 22,46%, trục 4 giảm 26,76%, trục 5 giảm 25,36%. Khi so sánh F_{zmax} của các mức phanh 10 - 40 kNm với trường hợp không phanh, F_{zmax} trục 1 tăng 1,42 - 2,39 lần, F_{zmax} trục 2, 3, 4, 5 không đổi; F_{zmin} trục 1 không đổi, trục 2 giảm 8,14% - 31,42%, trục 3 giảm 8,77% - 29,26%, trục 4 giảm 9,38% - 33,63%, trục 5 giảm 9,74% - 32,63%.





Hình 4.4: F_{zmax} , F_{zmin} của ĐXSMMR

Lực quán tính khi phanh của ĐXSMMR làm tăng tải trọng bánh xe trên trục 1 và giảm trên các trục 2, 3, 4, 5. Khi thiết kế tính toán ĐXSMMR cần xác định giới hạn tải trọng lớp, trục xe theo điều kiện phanh.

5. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, một mô hình phẳng một dây được xây dựng để khảo sát sự thay đổi tải trọng bánh xe khi phanh. Tiêu chí đánh giá theo hệ số tải trọng động DLC, tải trọng bánh xe lớn nhất F_{zmax} , tải trọng bánh xe nhỏ nhất F_{zmin} . Một số kết quả chính rút ra như sau:

- Khi nghiên cứu về tải trọng bánh xe, ngoài các yếu tố kết cấu, cần quan tâm đến điều kiện sử dụng, trong đó có quá trình phanh. Lực quán tính khi phanh làm thay đổi tải trọng phân bố trên các trục theo hướng tăng ở trục trước và giảm ở các trục sau của ĐXSMMR.

- Kết quả khảo sát với mô-men phanh 10 - 40 kNm cho thấy, tải trọng bánh xe trung bình trục 1 tăng 1,46 - 2,42 lần so với trước khi phanh; mức giảm tải trọng trung bình bánh xe trục 2, 3 từ 6,11% đến 20,09%, trục 4, 5 từ 8,01% đến 23,25%. F_{zmax} trục 1 tăng 1,42 - 2,39 lần, F_{zmin} trục 2, 3 giảm 8,14 - 31,42%, F_{zmin} trục 4, 5 giảm 9,38 - 33,63%.

- Kết quả nghiên cứu làm cơ sở tính chọn linh kiện cho bài toán thiết kế xe theo khả năng chịu tải (khối lượng giới hạn mà linh kiện chịu được) trong điều kiện phanh.

Tài liệu tham khảo

- [1]. Muluka V. G., Rakehja S., Haseganu E. M, (1996), *Reduction of Dynamic Pavement Loads of Heavy Vehicles Through Optima1 Suspension Damping and Axle Vibration Absorber*, SAE Paper 962148.
- [2]. Rosnawati Buhari, Munzilah Md Rohani and Mohd Ezree Abdullah (2013), *Dynamic Load Coefficient of Tyre Forces from Truck Axles*, Applied Mechanics and Materials, vol. 405-408, pp.1900-1911.
- [3]. Phan Tuấn Kiệt (2018), *Nghiên cứu xác định tải trọng động thẳng đứng của đoàn xe lên mặt đường*, Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.
- [4]. Võ Văn Hùng (2014), *Động lực học ô tô*, NXB. Giáo dục Việt Nam, tr.74-78.
- [5]. Nguyễn Thanh Tùng (2017), *Nghiên cứu hiệu quả phanh trên đường có hệ số bám khác nhau của đoàn xe sơ-mi rơ-moóc làm cơ sở đề xuất giải pháp nhằm giảm thiểu tai nạn giao thông*, Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.
- [6]. Lưu Văn Tuấn (2019), *Lý thuyết ô tô*, NXB. Giáo dục

Việt Nam, tr.166.

[7]. Nguyễn Trọng Hoàn (2019), *Thiết kế tính toán ô tô*, NXB. Giáo dục Việt Nam, tr.247-248.

[8]. Lloyd Davis, Jonathan Bunker (2008), *Load-sharing in heavy vehicle suspensions-New metrics for old*, Queensland University of technology.

[9]. Sweatman P F (1983), *A study of dynamic wheel forces in axle group suspensions of heavy vehicles*, Australian Road Research Board, Special Report SR27.

[10]. Vũ Thành Niêm, Lưu Văn Tuấn, Đặng Việt Hà (2016), *Nghiên cứu dao động đoàn xe dưới ảnh hưởng của lực quán tính khi phanh*, Hội nghị Câu lạc bộ Cơ khí động lực lần thứ 9, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số đặc biệt, tháng 9, tr.212-217.

[11]. Owais Mustafa Siddiqui (2000), *Dynamic analysis of a modern urban bus for assessment of ride quality and dynamic wheel loads*, Ph.D thesis, ConcordiaUniversity Montreal, Quebec, Canada.

Ngày nhận bài: 28/5/2021

Ngày chấp nhận đăng: 11/6/2021

Người phản biện: GS. TSKH. Phạm Văn Lang

PGS. TS. Nguyễn Thành Công