



ẢNH HƯỞNG CỦA HỆ SỐ BẮM ĐẾN HIỆU QUẢ PHANH ĐOÀN XE SƠ MI RƠ MOỐC

Nguyễn Thanh Tùng^{1*}, Võ Văn Hường²

Tóm tắt: Đoàn xe sơ mi rơ moóc thường bị mất ổn định và gây tai nạn giao thông khi phanh. Bài báo này trình bày kết quả nghiên cứu ảnh hưởng của hệ số bám đến hiệu quả phanh đoàn xe sơ mi rơ moóc trên đường thẳng ở vận tốc 60km/h. Các tác giả sử dụng phương pháp tách cấu trúc và phương trình Newton-Euler để thiết lập hệ phương trình động lực học phanh đoàn xe sơ mi rơ moóc; sử dụng phần mềm Matlab-Simulink để khảo sát hiệu quả phanh đoàn xe sơ mi rơ moóc trên đường thẳng ứng với các loại đường có hệ số bám khác nhau $\varphi_{x\max}=[0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1,0]$. Kết quả nghiên cứu cho thấy, khi phanh đoàn xe sơ mi rơ moóc với mô men phanh $M_B=80\%M_{B\max}$ ở vận tốc $V_0=60\text{km/h}$ trên đường khô tốt có hệ số bám $\varphi_{x\max}=[0,7; 0,8; 0,9; 1,0]$ thì đoàn xe sơ mi rơ moóc đạt hiệu quả phanh cao và ổn định; đường có hệ số bám $\varphi_{x\max}=0,6$ thì hiệu quả phanh giảm 25%; đường có hệ số bám $\varphi_{x\max}=0,5$ thì hiệu quả phanh giảm khoảng 37%.

Từ khoá: Xe đầu kéo; sơ mi rơ moóc; phanh; hiệu quả phanh; hệ số bám.

Impact of coefficient of grip on braking efficiency of tractor semitrailer

Abstract: The tractor semitrailer is often unstable and causes traffic accidents at the braking moment. This paper presents the research results about the impact of grip the road coefficient on braking efficiency of tractor semitrailer on the straight road at 60km/h. The authors established dynamic equations of tractor semitrailer by structural separation method and Newton-Euler equations. We studied efficiency of tractor semitrailer on the straight road by Matlab-Simulink software. The results show that, when the tractor semitrailer is braked with $M_B=80\%M_{B\max}$ at $V_0=60\text{km/h}$, the tractor semitrailer is very stable with grip coefficient $\varphi_{x\max}=[0,7; 0,8; 0,9; 1,0]$; braking efficiency of tractor semitrailer is reduced about 25% with grip coefficient $\varphi_{x\max}=0,6$ and braking efficiency of tractor semitrailer is reduced about 37% with grip coefficient $\varphi_{x\max}=0,5$.

Keywords: Tractor; semitrailer; brake; braking efficiency; coefficient of grip.

Nhận ngày 10/5/2017; sửa xong 14/6/2017; chấp nhận đăng 23/6/2017
Received: May 10, 2017; revised: June 14, 2017; accepted: June 23, 2017



1. Đặt vấn đề

Hiện nay đoàn xe sơ mi rơ moóc (ĐXSMMR) được sử dụng rất nhiều để vận chuyển hàng hóa, máy móc, thiết bị. Đoàn xe SMMR có ưu điểm là vận chuyển được những hàng hóa có kích thước và khối lượng lớn, công suất vận chuyển cao, chi phí vận chuyển thấp, ít tiêu hao nhiên liệu, giảm lượng khí thải, góp phần giảm ùn tắc giao thông và giảm ô nhiễm môi trường. Tuy nhiên, việc phát triển ĐXSMMR cũng kéo theo nhiều hệ lụy cho xã hội cần phải nghiên cứu khắc phục như: ĐXSMMR làm cầu đường mau bị hư hỏng; ĐXSMMR dễ mất ổn định và gây nhiều tai nạn giao thông. Qua nghiên cứu thấy rằng các vụ tai nạn giao thông do ĐXSMMR gây ra thường có liên quan đến hiệu quả phanh và kỹ thuật điều khiển của lái xe, nhất là khi chạy trên đường có hệ số bám thấp hoặc phanh trong đường vòng [1]. Tai nạn giao thông do ĐXSMMR gây ra được xã hội rất quan tâm nhưng ở Việt Nam chưa có nhiều công trình nghiên cứu về nó. Ở Việt Nam hiện nay chỉ có một vài đề tài nghiên cứu về hiệu quả phanh ĐXSMMR bằng mô hình phẳng. Để góp phần cùng với xã hội làm giảm tai nạn giao thông, đặc biệt là tai nạn giao thông do các ĐXSMMR gây ra, trong bài báo này nhóm tác giả sử dụng mô hình không gian tích hợp để thiết lập hệ phương trình động lực học phanh ĐXSMMR và sử dụng phần mềm Matlab-Simulink để khảo sát ảnh hưởng của hệ số bám đến hiệu quả phanh ĐXSMMR trên đường thẳng ở vận tốc 60km/h. Kết quả nghiên cứu hiệu quả phanh ĐXSMMR

¹TS, Trường Đại học Sư phạm kỹ thuật Vĩnh Long.

²PGS.TS, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.

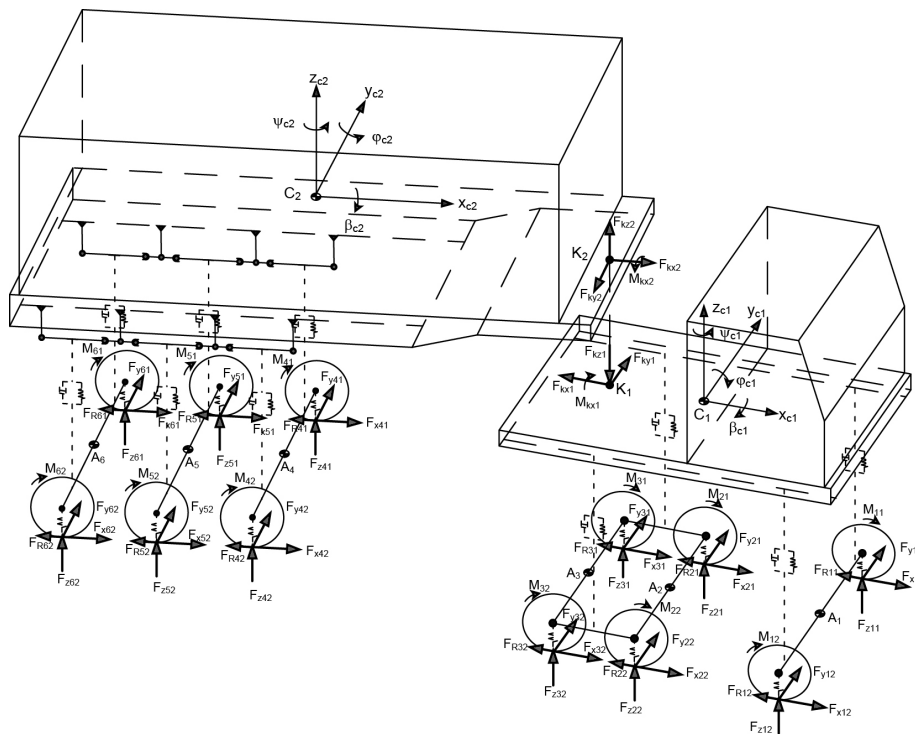
*Tác giả chính. E-mail: tungnt@vlute.edu.vn.

của bài báo là cơ sở ban đầu cho việc nghiên cứu động lực học phanh ĐXSMMR theo quy định của tiêu chuẩn TCVN 7360:2008 [2] và tiêu chuẩn Châu Âu ECE-R13 [3]. Mô hình và chương trình mô phỏng động lực học phanh ĐXSMMR cho phép khảo sát các trạng thái phanh ĐXSMMR nhằm tìm ra quy luật và giới hạn mất ổn định của đoàn xe khi phanh trong những điều kiện đường và kỹ thuật lái xe khác nhau, giúp cho lái xe có cơ sở điều khiển ổn định và an toàn.



2. Mô hình động lực học

Để nghiên cứu hiệu quả phanh ĐXSMMR, ta cần phải xác định các thông số động lực học như: gia tốc dọc, gia tốc ngang, góc lệch giữa thân xe đầu kéo và thân sơ mi rơ moóc, quỹ đạo chuyển động của đoàn xe, hệ số trượt, phản lực thẳng đứng của đường tác dụng lên các bánh xe bên trái và bên phải, lực phanh ở các bánh xe bên trái và bên phải,... Do đó, nhóm tác giả chọn mô hình không gian để có thể mô tả đầy đủ cấu trúc ĐXSMMR và nghiên cứu hiệu quả phanh chính xác [4]. Đoàn xe SMMR là một hệ nhiều vật, cấu trúc phức tạp nên nhóm tác giả sử dụng phương pháp tách cấu trúc để thiết lập mô hình, phương pháp này cho phép mô đun hoá các phần tử trong cơ hệ, dễ dàng thay đổi cấu trúc và đặc tính cụm, dễ thực hiện và phù hợp với tư duy mô phỏng trên máy tính. Việc thiết lập mô hình động lực học phanh ĐXSMMR dựa vào phương pháp tách cấu trúc và thực hiện theo các bước như sau: Phân tích đặc điểm cấu trúc khung vỏ, kiểu hệ thống treo, kiểu lốp; Định nghĩa hệ toạ độ cố định và các hệ toạ độ vật, toạ độ suy rộng, toạ độ qui dẫn; Tách cấu trúc ĐXSMMR thành 8 vật và xác định nội lực hệ thống treo, lực tương tác lốp-đường; Viết phương trình Newton-Euler cho các vật và liên kết các vật theo các mô đun; Giải phương trình vi phân bằng phương pháp số [4-6] (Hình 1).



Hình 1. Mô hình động lực học đoàn xe sơ mi rơ moóc [7]

$F_{z_{ij}}$ - Phản lực thẳng đứng tác dụng lên bánh xe; $F_{x_{ij}}$ - Lực dọc tác dụng lên bánh xe; $F_{y_{ij}}$ - Lực ngang tác dụng lên bánh xe; $F_{kx_{ij}}$, $F_{ky_{ij}}$, $F_{kz_{ij}}$ - Phản lực tác dụng lên khớp yên ngựa của xe đầu kéo theo phương x , y , z ;
 $F_{kx_{ij}}$, $F_{ky_{ij}}$, $F_{kz_{ij}}$ - Phản lực tác dụng lên khớp yên ngựa của sơ mi rơ moóc theo phương x , y , z ;
 M_{ij} - Mô men tác dụng lên bánh xe; φ_{c1} - Góc lắc dọc thân xe đầu kéo quanh trục y ;
 φ_{c2} - Góc lắc dọc thân sơ mi rơ moóc quanh trục y ; β_{c1} - Góc lắc ngang thân xe đầu kéo quanh trục x ;
 β_{c2} - Góc lắc ngang thân sơ mi rơ moóc quanh trục x ; ψ_{c1} - Góc quay thân xe đầu kéo quanh trục z ;
 ψ_{c2} - Góc quay thân sơ mi rơ moóc quanh trục z

Dựa trên phương pháp tách cấu trúc và sử dụng phương trình Newton-Euler để thiết lập hệ phương trình động lực học phanh ĐXSMMR 6 cầu gồm 42 phương trình. Hệ phương trình động lực học ĐXSMMR trong mặt phẳng đường như sau:

$$\begin{aligned}
 (m_{c1} + \sum_1^3 m_{Ai})(\ddot{x}_{c1} - \dot{\psi}_{c1}\dot{y}_{c1}) &= (F_{x11} - F_{R11})\cos\delta_{11} + (F_{x12} - F_{R12})\cos\delta_{12} - F_{y11}\sin\delta_{11} \\
 &\quad - F_{y12}\sin\delta_{12} - (F_{R21} + F_{R22} + F_{R31} + F_{R32}) + (F_{x21} + F_{x22} + F_{x31} + F_{x32}) - F_{wx1} - F_{kx1} \\
 (m_{c1} + \sum_1^3 m_{Ai})(\ddot{y}_{c1} + \dot{\psi}_{c1}\dot{x}_{c1}) &= (F_{x11} - F_{R11})\sin\delta_{11} + (F_{x12} - F_{R12})\sin\delta_{12} \\
 &\quad + F_{y11}\cos\delta_{11} + F_{y12}\cos\delta_{12} + (F_{y21} + F_{y22} + F_{y31} + F_{y32}) - F_{ky1} \\
 J_{zc1}\ddot{\psi}_{c1} &= [(F_{x11} - F_{R11})\sin\delta_{11} + (F_{x12} - F_{R12})\sin\delta_{12} + F_{y11}\cos\delta_{11} + F_{y12}\cos\delta_{12}]l_1 \\
 &\quad + (F_{x12}\cos\delta_{12} - F_{x11}\cos\delta_{11} + F_{y11}\sin\delta_{11} - F_{y12}\sin\delta_{12} + F_{R11}\cos\delta_{11} - F_{R12}\cos\delta_{12})b_1 + F_{ky1}l_{k1} \\
 &\quad + (F_{x22} - F_{x21} + F_{R21} - F_{R22})b_2 + (F_{x32} - F_{x31} + F_{R31} - F_{R32})b_3 - (F_{y21} + F_{y22})l_2 - (F_{y31} + F_{y32})l_3 \\
 (m_{c2} + \sum_4^6 m_{Ai})(\ddot{x}_{c2} - \dot{\psi}_{c2}\dot{y}_{c2}) &= (F_{x41} - F_{R41}) + (F_{x42} - F_{R42}) + (F_{x51} - F_{R51}) + (F_{x52} - F_{R52}) \\
 &\quad + (F_{x61} - F_{R61}) + (F_{x62} - F_{R62}) + F_{kx2} \\
 (m_{c2} + \sum_4^6 m_{Ai})(\ddot{y}_{c2} + \dot{\psi}_{c2}\dot{x}_{c2}) &= F_{ky2} + F_{y41} + F_{y42} + F_{y51} + F_{y52} + F_{y61} + F_{y62} \\
 J_{zc2}\ddot{\psi}_{c2} &= (F_{x42} - F_{x41} + F_{R41} - F_{R42})b_4 + (F_{x52} - F_{x51} + F_{R51} - F_{R52})b_5 - (F_{y61} + F_{y62})l_6 \\
 &\quad + (F_{x62} - F_{x61} + F_{R61} - F_{R62})b_6 + F_{ky2}l_{k2} - (F_{y41} + F_{y42})l_4 - (F_{y51} + F_{y52})l_5
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

$$\begin{aligned}
 (m_{c1} + \sum_1^3 m_{Ai})(\ddot{x}_{c1} - \dot{\psi}_{c1}\dot{y}_{c1}) &= (F_{x11} - F_{R11})\cos\delta_{11} + (F_{x12} - F_{R12})\cos\delta_{12} - F_{y11}\sin\delta_{11} \\
 &\quad - F_{y12}\sin\delta_{12} - (F_{R21} + F_{R22} + F_{R31} + F_{R32}) + (F_{x21} + F_{x22} + F_{x31} + F_{x32}) - F_{wx1} - F_{kx1}
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

$$\begin{aligned}
 (m_{c1} + \sum_1^3 m_{Ai})(\ddot{y}_{c1} + \dot{\psi}_{c1}\dot{x}_{c1}) &= (F_{x11} - F_{R11})\sin\delta_{11} + (F_{x12} - F_{R12})\sin\delta_{12} \\
 &\quad + F_{y11}\cos\delta_{11} + F_{y12}\cos\delta_{12} + (F_{y21} + F_{y22} + F_{y31} + F_{y32}) - F_{ky1} \\
 J_{zc1}\ddot{\psi}_{c1} &= [(F_{x11} - F_{R11})\sin\delta_{11} + (F_{x12} - F_{R12})\sin\delta_{12} + F_{y11}\cos\delta_{11} + F_{y12}\cos\delta_{12}]l_1 \\
 &\quad + (F_{x12}\cos\delta_{12} - F_{x11}\cos\delta_{11} + F_{y11}\sin\delta_{11} - F_{y12}\sin\delta_{12} + F_{R11}\cos\delta_{11} - F_{R12}\cos\delta_{12})b_1 + F_{ky1}l_{k1} \\
 &\quad + (F_{x22} - F_{x21} + F_{R21} - F_{R22})b_2 + (F_{x32} - F_{x31} + F_{R31} - F_{R32})b_3 - (F_{y21} + F_{y22})l_2 - (F_{y31} + F_{y32})l_3
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

$$\begin{aligned}
 (m_{c2} + \sum_4^6 m_{Ai})(\ddot{x}_{c2} - \dot{\psi}_{c2}\dot{y}_{c2}) &= (F_{x41} - F_{R41}) + (F_{x42} - F_{R42}) + (F_{x51} - F_{R51}) + (F_{x52} - F_{R52}) \\
 &\quad + (F_{x61} - F_{R61}) + (F_{x62} - F_{R62}) + F_{kx2}
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

$$\begin{aligned}
 (m_{c2} + \sum_4^6 m_{Ai})(\ddot{y}_{c2} + \dot{\psi}_{c2}\dot{x}_{c2}) &= F_{ky2} + F_{y41} + F_{y42} + F_{y51} + F_{y52} + F_{y61} + F_{y62}
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

$$\begin{aligned}
 J_{zc2}\ddot{\psi}_{c2} &= (F_{x42} - F_{x41} + F_{R41} - F_{R42})b_4 + (F_{x52} - F_{x51} + F_{R51} - F_{R52})b_5 - (F_{y61} + F_{y62})l_6 \\
 &\quad + (F_{x62} - F_{x61} + F_{R61} - F_{R62})b_6 + F_{ky2}l_{k2} - (F_{y41} + F_{y42})l_4 - (F_{y51} + F_{y52})l_5
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

trong đó: m_{c1} , m_{c2} là khối lượng được treo xe đầu kéo (XĐK) và sơ mi rơ moóc (SMRM); $\dot{x}_{c1}$, $\dot{y}_{c1}$ là vận tốc, gia tốc phương dọc trọng tâm XĐK; $\dot{y}_{c1}$, $\dot{x}_{c1}$ là vận tốc, gia tốc phương ngang trọng tâm XĐK; $\dot{x}_{c2}$, $\dot{y}_{c2}$ là vận tốc, gia tốc phương dọc trọng tâm SMRM; $\dot{y}_{c2}$, $\dot{x}_{c2}$ là vận tốc, gia tốc phương ngang trọng tâm SMRM;

Phương trình chuyển động thẳng đứng theo phương z và phương trình lắc dọc quanh trục y của khối lượng được treo ĐXSMMR trong mặt phẳng thẳng đứng như sau:

$$(m_{c1}(\ddot{z}_{c1} - \dot{\phi}_{c1}\dot{x}_{c1})) = F_{C11} + F_{K11} + F_{C12} + F_{K12} + F_{C231} + F_{K231} + F_{C232} + F_{K232} - F_{kz1}
 \tag{7}$$

$$J_{yc1}\ddot{\phi}_{c1} = (F_{C11} + F_{K11} + F_{C12} + F_{K12})l_1 + F_{kz1}l_{k1} - F_{kx1}(h_{c1} - h_{k1}) + (F'_{x11} + F'_{x12})(h_{c1} - r_1) + M_{11}
 \tag{8}$$

$$\begin{aligned}
 &\quad - (F_{C231} + F_{K231} + F_{C232} + F_{K232})\left(\frac{l_2 + l_3}{2}\right) + F_{wx1}(h_{w1} - h_{c1}) + (F'_{x231} + F'_{x232})(h_{c1} - r_{23}) + M_{12} \\
 m_{c2}(\ddot{z}_{c2} - \dot{\phi}_{c2}\dot{x}_{c2}) &= F_{C41} + F_{K41} + F_{C42} + F_{K42} + F_{C51} + F_{K51} + F_{C52} + F_{K52} + F_{C61} + F_{K61} + F_{C62} + F_{K62} + F_{kz2}
 \end{aligned}
 \tag{9}$$

$$\begin{aligned}
 J_{yc2}\ddot{\phi}_{c2} &= -(F_{C41} + F_{K41} + F_{C42} + F_{K42})l_4 - (F_{C51} + F_{K51} + F_{C52} + F_{K52})l_5 - (F_{C61} + F_{K61} + F_{C62} + F_{K62})l_6 \\
 &\quad + (F'_{x41} + F'_{x42})(h_{c2} - r_4) + (F'_{x51} + F'_{x52})(h_{c2} - r_5) + F_{kz2}(h_{c2} - h_{k2}) + F_{kz2}l_{k2} + (F'_{x61} + F'_{x62})(h_{c2} - r_6) + M_{ij}
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

$$J_{xc1}\ddot{\beta}_{c1} = (F_{C12} + F_{K12} - F_{C11} - F_{K11})w_1 + (F_{C232} + F_{K232} - F_{C231} - F_{K231})w_{23} + F_{i1}(h_{c1} - h_{B1}) + F_{23}(h_{c1} - h_{B23}) + M_{kx1}
 \tag{11}$$

$$J_{xc2}\ddot{\beta}_{c2} = \sum_{i=4}^{i=6} (F_{C12} + F_{K12} - F_{C11} - F_{K11})w_i + \sum_{i=4}^{i=6} F_i(h_{c2} - h_{B1}) - M_{kx2}
 \tag{12}$$

$$m_{Ai}(\ddot{z}_{Ai} + \dot{\beta}_{Ai}\dot{y}_{Ai}) = F_{CLij} + F_{KLij} - F_{Cij} - F_{Kij}
 \tag{13}$$

$$m_{Ai}(\ddot{y}_{Ai} - \dot{\beta}_{Ai}\dot{z}_{Ai}) = F_i + F_{yij}
 \tag{14}$$

$$J_{Axi}\ddot{\beta}_{Ai} = (F_{C11} + F_{K11} - F_{C12} - F_{K12})w_i + (F_{CLi2} + F_{KLi2} - F_{CLi1} - F_{KLi1})b_i - F_{yij}(r_{ij} + \xi_{Aij}) + F_i(h_{B1} - r_i)
 \tag{15}$$

trong đó: $\ddot{z}_{c1}$, $\ddot{z}_{c2}$ là gia tốc phương thẳng đứng của XĐK và SMRM; $\dot{z}_{Ai}$, $\ddot{z}_{Ai}$ là vận tốc, gia tốc phương thẳng đứng của cầu thứ i.

Các phương trình từ (1) đến (6) là phương trình mô tả chuyển động của ĐXSMMR trong mặt đường; là phản ứng của ĐXSMMR khi lái xe ga (tăng tốc), phanh hoặc quay vô lăng. 6 tọa độ suy rộng mô tả động lực học ĐXSMMR là cơ sở đánh giá hiệu quả phanh. Để giải được hệ phương trình đó ta cần xác định các lực liên kết về phải trong đó có lực dọc và ngang bánh xe $F_{xij} = F_{zij}\varphi_{zij}$; $F_{yij} = F_{zij}\varphi_{yij}$. Các hệ số bám của các bánh xe φ_{zij} được xác định bằng mô hình lớp. Muốn mô tả động lực học ĐXSMMR một cách đầy đủ nhằm nghiên cứu động lực học phanh ĐXSMMR ta phải mô tả động lực học bánh xe đàn hồi như Hình 2. Tương tác giữa bánh xe và đường là tương tác động lực học, ta có thể dùng các mô hình lớp để xác định các lực tương tác lớp-đường. Chuyển động của ĐXSMMR được xác định bởi các lực tương tác lớp đường F_{xij} , F_{yij} , F_{zij} . Điều kiện cần để ĐXSMMR chuyển động là có mô men chủ động M_{Aij} , mô men phanh M_{Bij} và góc quay vô lăng δ_k . Điều kiện đủ để ĐXSMMR chuyển động là có hệ số bám dọc φ_{xmax} , và hệ số bám ngang φ_{ymax} .

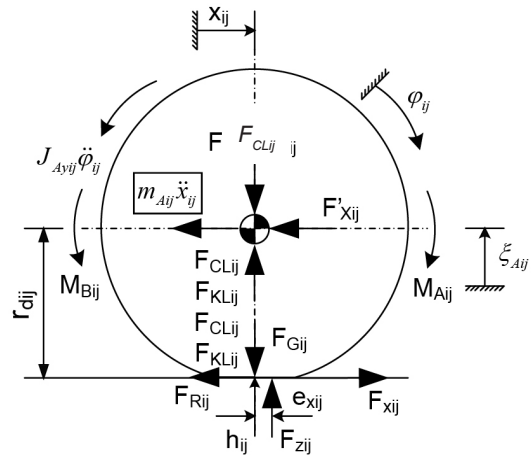
Các mô men M_{Aij} , M_{Bij} làm cho bánh xe quay quanh trục y . Tuy nhiên, tương tác bánh xe với đường là có trượt nên chuyển động quay của bánh xe hoàn toàn độc lập với chuyển động tịnh tiến của nó, nghĩa là khi lăn, bánh xe có trượt và tổn hao vận tốc. Do đó, khi mô phỏng ta cần thiết lập mô hình động lực học bánh xe. Đoàn xe SMRM có 6 cầu, giả thiết mỗi cầu có 1 bánh xe bên trái và 1 bánh xe bên phải, ta có phương trình động lực học của 12 bánh xe trong mặt phẳng dọc như sau: $J_{Ayij} \ddot{\varphi}_{ij} = M_{Aij} - M_{Bij} - F_{xij} r_{dij}$ (16).

Vậy ta đã thiết lập được hệ phương trình động lực học phanh ĐXSMMR 6 cầu gồm 16 phương trình từ (1÷16), vế phải các phương trình này có chứa các lực liên kết của hệ thống treo (F_{Cij} , F_{Kij}), lực và mô men liên kết của khớp yên ngựa (F_{kx1} , F_{ky1} , F_{kz1} , M_{kx1} , F_{kx2} , F_{ky2} , F_{kz2} , M_{kx2}), lực liên kết lốp đường (F_{xij} , F_{yij} , F_{zij}). Do đó, để giải được hệ phương trình động lực học phanh ĐXSMMR cần phải xác định các lực và mô men liên kết của hệ thống treo, khớp yên ngựa và lốp đường.

3. Kết quả khảo sát

Sử dụng phần mềm Matlab-Simulink để khảo sát động lực học phanh ĐXSMMR 6 cầu, gồm xe đầu kéo FAW 3 cầu và sơ mi rơ moóc Tân Thanh 3 cầu. Điều kiện khảo sát như sau: Cho ĐXSMMR chạy ổn định trên đường thẳng ở vận tốc 60 km/h, rồi phanh với mô men $M_B = 80\% M_{Bmax}$ (với $M_{Bdm} = F_{Gxmax} r_d$ ứng với $\varphi_{xmax} = 0,8$). Khảo sát trên 6 loại đường có hệ số bám khác nhau là $\varphi_{xmax} = [0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1,0]$. Đường liền màu đen (1) ứng với trường hợp $\varphi_{xmax} = 0,5$; đường đứt màu đen (2) ứng với trường hợp $\varphi_{xmax} = 0,6$; đường liền màu đỏ (3) ứng với trường hợp $\varphi_{xmax} = 0,7$; đường đứt màu đỏ (4) ứng với trường hợp $\varphi_{xmax} = 0,8$; đường liền màu xanh (5) ứng với trường hợp $\varphi_{xmax} = 0,9$; đường đứt màu xanh (6) ứng với trường hợp $\varphi_{xmax} = 1$. Hình (3 - 5) là đồ thị mô men chủ động và mô men phanh đầu vào của mô hình khảo sát ứng với trường hợp $M_B = 80\% M_{Bmax}$.

Một số kết quả khảo sát ảnh hưởng của hệ số bám đến hiệu quả phanh ĐXSMMR trên đường thẳng ở vận tốc 60Km/h như sau:



Hình 2. Sơ đồ động lực học bánh xe [7]

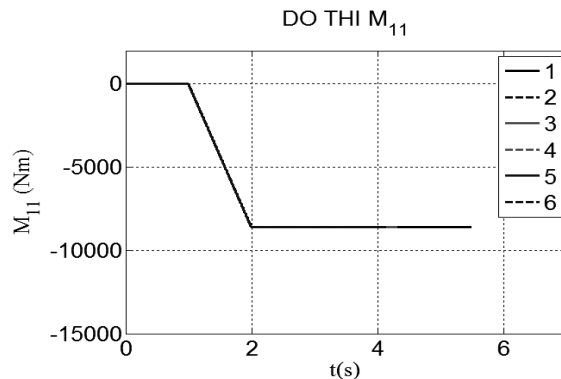
J_{Ayij} - Mô men quán tính trục y của bánh xe thứ ij ;

M_{Aij} - Mô men chủ động bánh xe thứ ij ;

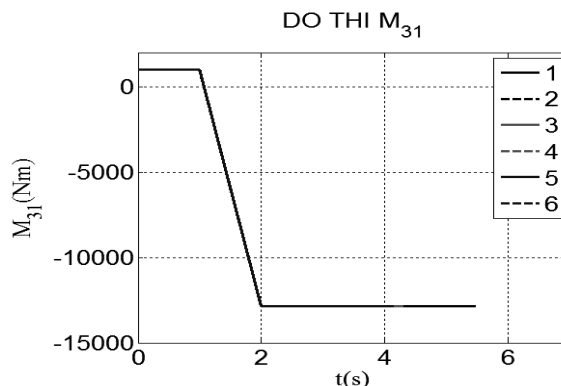
M_{Bij} - Mô men phanh bánh xe thứ ij ; r_{di} - Bán kính động của lốp thứ ij ; $r_{oij} = r_{oij} - (h_{ij} - \xi_{ij})$; r_{ij} - Bán kính tĩnh của lốp thứ ij ; $r_{ij} = r_{ij} - f'_{ij}$; r_{ij} - Bán kính thiết kế của lốp thứ ij ; f'_{ij} - Độ võng tĩnh lốp thứ ij ; F_{Cij} - Lực đàn hồi của hệ thống treo bánh xe thứ ij ; F_{Kij} - Lực cản của hệ thống treo bánh xe thứ ij ;

F_{CLij} - Lực đàn hồi hướng kính của lốp thứ ij ;

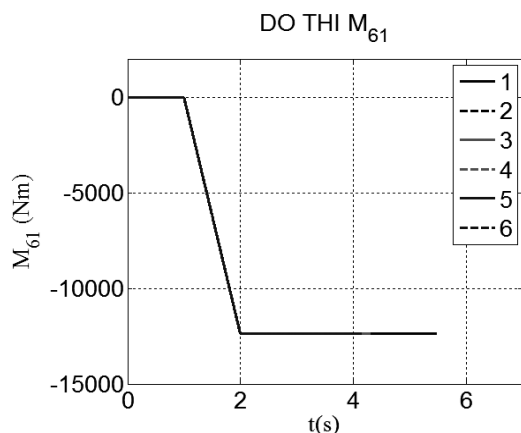
ξ_{Aij} , ξ_{Bij} - Chuyển vị, gia tốc phương thẳng đứng tâm bánh xe thứ ij .



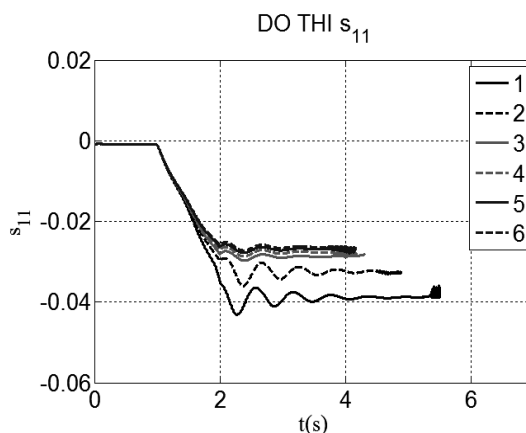
Hình 3. Mô men bánh xe cầu trước 1 [7]



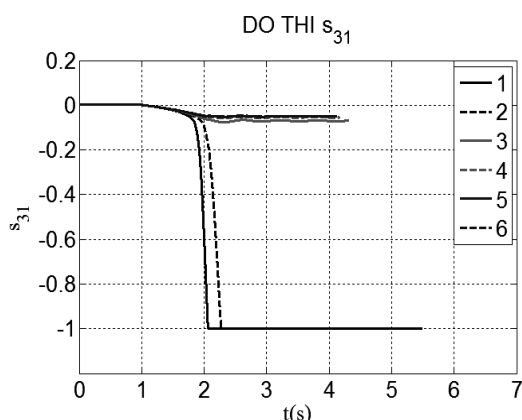
Hình 4. Mô men bánh xe cầu giữa 3 [7]



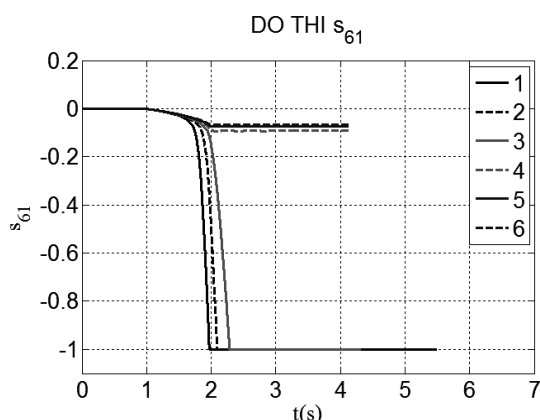
Hình 5. Mô men bánh xe cầu sau 6 [7]



Hình 6. Hệ số trượt bánh xe cầu 1 [7]



Hình 7. Hệ số trượt bánh xe cầu 3 [7]



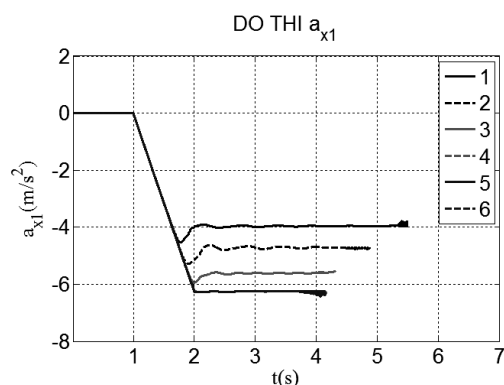
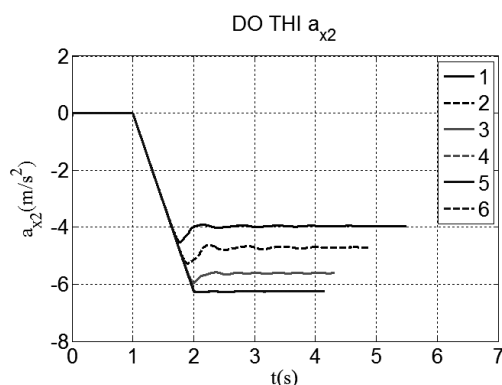
Hình 8. Hệ số trượt bánh xe cầu 6 [7]

Hình 6 biểu thị hệ số trượt của bánh xe cầu trước 1 theo thời gian. Ta thấy đối với bánh xe cầu trước 1 thì hệ số trượt khi phanh trên cả 6 loại đường có hệ số bám $\varphi_{x\max} = [0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1,0]$ đều nhỏ hơn 5%, nên các bánh xe làm việc trong vùng đàn hồi tuyến tính, lúc này truyền lực giữa bánh xe và đường là truyền lực khớp-đàn hồi, do đó các bánh xe làm việc ổn định trong cả 6 trạng thái đường. Lý do, khi phanh lực quán tính dọc cùng chiều chuyển động làm phân bố lại tải trọng tác dụng lên các bánh xe, lúc này phản lực thẳng đứng tác dụng lên các bánh xe cầu trước tăng lên, cầu giữa và cầu sau giảm xuống, làm cho lực bám của bánh xe 1 tăng theo và luôn lớn hơn lực phanh vì thế bánh xe 11 không bị trượt.

Hình 7 biểu thị hệ số trượt của bánh xe cầu giữa 3 theo thời gian. Ta thấy khi phanh với cường độ bằng 80% mô men phanh định mức trên đường có hệ số bám cao $\varphi_{x\max} = [0,7; 0,8; 0,9; 1]$ thì hệ số trượt của các bánh xe cầu giữa 31 nhỏ hơn 10%, các bánh xe làm việc ổn định. Còn đối với đường có hệ số $\varphi_{x\max} = [0,5; 0,6]$ thì sau khi phanh khoảng 1s hệ số trượt tăng lên nhanh chóng đạt giá trị tối đa 100%, lúc này các bánh xe bị bó cứng hoàn toàn, truyền lực giữa bánh xe và đường là truyền lực ma sát, các bánh xe bị trượt lết trên mặt đường.

Đối với các bánh xe cầu sau 6, khi phanh trên đường có hệ số bám cao $\varphi_{x\max} = [0,8; 0,9; 1]$ thì hệ số trượt nhỏ hơn 10%, các bánh xe làm việc ổn định. Khi phanh trên đường có hệ số bám thấp $\varphi_{x\max} = [0,5; 0,6; 0,7]$ thì hệ số trượt đạt giá trị tối đa 100%, các bánh xe bị bó cứng và trượt hoàn toàn (Hình 8).

Hình 9, 10 là đồ thị gia tốc phanh xe đầu kéo và sơ mi rơ moóc. Ta thấy gia tốc phanh của xe đầu kéo và sơ mi rơ moóc có hình dạng và giá trị tương đối giống nhau. Khi phanh ĐXSMMR với mô men bằng 80% mô men phanh định mức trên đường có hệ số bám cao $\varphi_{x\max} = [0,8; 0,9; 1]$ thì gia tốc phanh đạt $6,3\text{m/s}^2$; đường có hệ số bám $\varphi_{x\max} = 0,7$ thì gia tốc phanh khoảng $5,6\text{m/s}^2$; đường có hệ số bám $\varphi_{x\max} = 0,6$ thì gia tốc phanh đạt khoảng $4,7\text{m/s}^2$, hiệu quả phanh giảm khoảng 25%; đường có hệ số bám $\varphi_{x\max} = 0,5$ thì gia tốc phanh đạt khoảng 4m/s^2 , hiệu quả phanh giảm khoảng 37% (Bảng 1).


Hình 9. Gia tốc phanh xe đầu kéo [7]

Hình 10. Gia tốc phanh sơ mi rơ móc [7]

Bảng 1. Gia tốc phanh và hệ số trượt trên 6 loại đường [7]

Hệ số bám φ_{xmax}	Gia tốc phanh (m/s ²)		Hệ số trượt		
	Khảo sát	Tiêu chuẩn ECE-R13	s_1	s_3	s_6
0,5	4,0	5,0	0,040	1,0	1,0
0,6	4,7	5,0	0,032	1,0	1,0
0,7	5,6	5,0	0,028	0,04	1,0
0,8	6,3	5,0	0,027	0,04	0,05
0,9	6,3	5,0	0,026	0,03	0,04
1,0	6,3	5,0	0,025	0,03	0,04



4. Kết luận

Phanh ĐXSMMR với cường độ 80% mô men phanh định mức ở vận tốc 60km/h trên đường $\varphi_{xmax}=[0,7; 0,8; 0,9; 1,0]$ thì gia tốc phanh $> 5\text{m/s}^2$, đạt tiêu chuẩn ECE-R13, ĐXSMMR chuyển động ổn định; đường $\varphi_{xmax}=0,6$ thì các bánh xe cầu giữa và cầu sau bị trượt hoàn toàn, gia tốc phanh khoảng $4,7\text{m/s}^2$, hiệu quả phanh giảm 25%; đường $\varphi_{xmax}=0,5$ thì các bánh xe cầu giữa và cầu sau bị trượt hoàn toàn, gia tốc phanh khoảng 4m/s^2 , hiệu quả phanh giảm khoảng 37%. Vậy phanh ĐXSMMR với cường độ 80% ở vận tốc 60km/h trên đường có hệ số bám $\varphi_{xmax}=[0,6; 0,5]$ thì ĐXSMMR bị trượt, mất ổn định chuyển động, hiệu quả phanh giảm từ (25-37)%.

Tài liệu tham khảo

- David J., Matthew S. (2000), *Active Roll Control of Articulated Heavy Vehicles*, Churchill College, Cambridge University.
- TCVN 7360:2008, *Tiêu chuẩn Việt Nam*, Bộ Khoa học và Công nghệ, Việt Nam.
- ECE-Regulation N° 13, ECE-R13 (2004), *Vehicle Regulations*, The international Braking Regulation of the UNO-Economic Commission for Europe.
- Võ Văn Hường và các tác giả (2014), *Động lực học ô tô*, Nhà xuất bản Giáo dục Việt Nam.
- Reza N.J. (2005), *Vehicle Dynamics*, Springer Newyork.
- Dieter A. (1997), *Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeug-dynamik*, Teubner Stuttgart B.G.
- Nguyễn Thanh Tùng (2017), *Nghiên cứu hiệu quả phanh trên đường có hệ số bám khác nhau của đoàn xe sơ mi rơ móc làm cơ sở đề xuất giải pháp nhằm giảm thiểu tai nạn giao thông*, Luận án tiến sĩ, Đại học Bách khoa Hà Nội.