

ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG CỦA CÁC THÔNG SỐ ĐẾN HIỆU QUẢ PHANH CỦA HỆ THỐNG PHANH DẪN ĐỘNG THỦY LỰC TRÊN Ô TÔ CON

ASSESSMENT THE EFFECT OF PARAMETERS ON BRAKE PERFORMANCE OF HYDRAULIC BRAKE SYSTEM IN A PASSENGER CAR

Nguyễn Tiến Dũng, Nguyễn Hữu Thắng, Dư Tuấn Đạt, Trịnh Minh Hoàng
Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Trên ô tô hiện nay, hệ thống phanh thủy lực thường được sử dụng rộng rãi do có độ nhạy cao và dễ bố trí hệ thống. Việc nghiên cứu đánh giá hiệu quả phanh của hệ thống phanh dẫn động thủy lực bằng phương pháp mô phỏng luôn là vấn đề cần được quan tâm khi nghiên cứu phát triển xe. Trong quá trình vận hành ô tô, các thông số của điều kiện đường xá, vận tốc chuyển động hoặc các thông số kết cấu của hệ thống phanh sẽ ảnh hưởng trực tiếp đến hiệu quả phanh. Bài báo này sẽ tập trung phân tích ảnh hưởng của một số thông số như hệ số bám mặt đường, vận tốc xe, đường kính ống dẫn dầu đến hiệu quả của hệ thống phanh dẫn động thủy lực bằng phương pháp mô phỏng số. Các kết quả nghiên cứu có thể được sử dụng làm cơ sở để lựa chọn các phương án kết cấu, dẫn động cũng như tư liệu tham khảo cho các thử nghiệm thực tế trên xe con.

Từ khóa: Hệ thống phanh dẫn động thủy lực; Mô phỏng số; Hiệu quả phanh; Hệ số bám; Vận tốc.

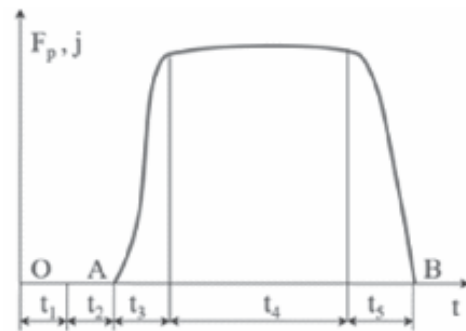
ABSTRACT

Currently, hydraulic brake systems are often used widely due to their high sensitivity and ease of arrangement in automobiles. Therefore, the braking performance of the hydraulic brake system by numerical simulation method is a matter of concern. During the operation of the car, the parameters such as road conditions, speed or structural parameters of the brake system will directly affect the braking performance. This paper will focus on analyzing the effect of some parameters such as the traction coefficient, vehicle speed and oil pipe diameter on the efficiency of the hydraulic brake system by a numerical simulation model. The research results can be used as a basis for selecting options for the brake system structure as well as a reference for actual tests on passenger cars.

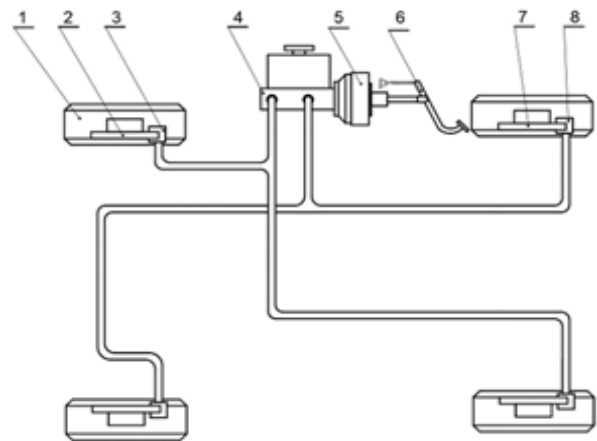
Keywords: Hydraulic brake system, numerical simulation, braking performance, traction coefficient, vehicle speed.

1. TỔNG QUAN

Hiện nay, hiệu quả phanh ô tô khi nghiên cứu lý thuyết thường được đánh giá bằng thời gian phanh và quãng đường phanh. Quá trình phanh ô tô trên thực tế được chia làm nhiều giai đoạn. Người ta đã tiến hành các nghiên cứu, đo đạc và xác định được diễn biến của lực phanh theo thời gian trong quá trình phanh và biểu diễn chúng trên giản đồ phanh thực tế (hình 1, [1]). Trong đó, t_1 là thời gian phản ứng của người lái, t_2 là thời gian chậm tác dụng của hệ thống phanh, t_3 là thời gian gia tăng lực phanh (từ 0 đến giá trị ổn định), t_4 là thời gian phanh hoàn toàn: Phụ thuộc tình huống trên đường. t_5 là thời gian nhả phanh (khi đã đạt vận tốc mong muốn) lực phanh giảm đến 0. Để đánh giá hiệu quả của hệ thống phanh, tác giả Nguyễn Thanh Tùng đã nghiên cứu đánh giá ảnh hưởng của hệ số bám đến hiệu quả phanh đoàn xe sơ mi rơ moóc [2], tác giả Nguyễn Tiến Dũng đi đánh giá ảnh hưởng của các thông số chiều dài đường ống và đường kính các bầu phanh đến quá trình tăng áp suất bầu phanh của hệ thống phanh dẫn động khí nén trên xe tải” [3]. Các bài báo này, tập trung vào đối tượng chính là hệ thống phanh dẫn động khí nén được sử dụng trên các dòng xe cỡ lớn. Không có nhiều các nghiên cứu về hệ thống phanh dẫn động thủy lực. Trên thực tế, hệ thống phanh dẫn động thủy lực đang được sử dụng phổ biến trên các dòng xe cỡ nhỏ ở Việt Nam. Vì vậy, vấn đề về an toàn khi tham gia giao thông nói chung và hiệu quả phanh nói riêng là một vấn đề cần được quan tâm. Trong nghiên cứu này, tác giả lựa chọn khoảng thời gian t_3 để khảo sát và đánh giá hiệu quả phanh và sử dụng thông số xe Corolla Altis làm thông số đầu vào cho việc đánh giá.



Hình 1. Biểu diễn giản đồ phanh thực tế

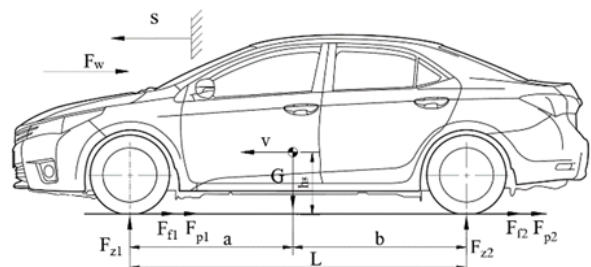


Hình 2. Sơ đồ hệ thống phanh dẫn động thủy lực trên xe Corolla Altis:

1. Bánh xe; 2,7. Đĩa phanh trước, sau; 3,8. Xi lanh chấp hành phanh trước, sau; 4. Xi lanh chính; 5. Bầu trợ lực phanh; 6. Bàn đạp phanh.

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH MÔ PHỎNG

2.1. Xây dựng phương trình chuyển động theo phương dọc



Hình 3. Các lực tác động lên xe khi phanh trên đường bằng phẳng

Trên hình 3 thể hiện các lực tác động lên ô tô trong quá trình phanh. Các lực này bao gồm: Lực phanh F_p , lực cản không khí F_w , lực cản lăn F_f , hợp lực của các phản lực pháp tuyến từ mặt đường lên các bánh xe F_z . Phương trình chuyển động của xe được mô tả như sau [1, 4]:

$$m \cdot \ddot{s} = -F_{p1} - F_{p2} - F_w - F_{f1} - F_{f2} \quad (1)$$

Các thành phần lực được xác định bởi các công thức [1]:

$$F_{p1} = \frac{\mu \cdot \pi \cdot p_2 \cdot R_{tb} \cdot d_1^2}{r_{bx}}; F_{p2} = \frac{\mu \cdot \pi \cdot p_2 \cdot R_{tb} \cdot d_2^2}{r_{bx}}; \quad (2)$$

$$F_{f1} = f_{c1} \cdot G; F_w = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_2 \cdot A \cdot \dot{s}^2$$

Với p_2 là áp suất thủy lực tại cơ cấu phanh.

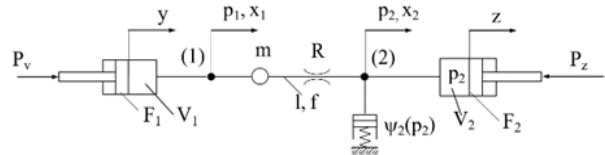
Thế phương trình (2) vào phương trình (1) là phương trình chuyển động theo phương dọc của ô tô khi phanh:

$$m \cdot \ddot{s} = -\frac{\mu \cdot \pi \cdot p_2 \cdot R_{tb} \cdot (d_1^2 + d_2^2)}{r_{bx}} - f \cdot G - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_w \cdot A \cdot (\dot{s})^2 \quad (3)$$

2.2. Xây dựng hệ phương trình vi phân mô tả hệ thống

Việc mô phỏng các hệ thống thủy lực gặp rất nhiều khó khăn do mức độ phức tạp của các quá trình vật lý xảy ra trong hệ thống. Vì vậy, để mô phỏng đánh giá bài toán này, tác giả có sử dụng một số giả thiết như: Sử dụng mô hình toán học một phần tử đàn hồi với toàn bộ khối lượng chất lỏng coi tập trung tại xi lanh chấp hành, trong đó có kể đến ảnh hưởng của các tổn thất trong quá trình tăng áp. Mặt khác,

quy luật áp suất đầu vào (trong xi lanh chính) được quy đổi từ quy luật chuyển động (lực) bàn đạp phanh (quy luật của hàm số mũ) [5, 6]. Sơ đồ mô tả hệ thống phanh dẫn động thủy lực được trình bày như trên hình 4 [5, 6]:



Hình 4. Sơ đồ hóa dẫn động hệ thống phanh dẫn động thủy lực

Các kí hiệu trên hình 4 được định nghĩa như sau: P_v : Lực dẫn động từ bàn đạp tác động lên piston xi lanh chính; F_1, F_2 : Tiết diện piston xi lanh chính và xi lanh chấp hành; V_1, V_2 : Thể tích khoang chất lỏng trong xi lanh chính và xi lanh chấp hành; y : Dịch chuyển xi lanh chính; p_1, p_2 : Áp suất của các cột chất lỏng tại các nút tương ứng; x_1, x_2 : Dịch chuyển của các cột chất lỏng tại các nút tương ứng; m : Khối lượng chất lỏng; R : Sức cản thủy lực của chất lỏng; l : Chiều dài đường ống dẫn; f : Tiết diện đường ống dẫn; $\psi_2(p_2)$: Hệ số giãn nở của hệ thống; z : Dịch chuyển của xi lanh chấp hành; P_z : Lực sinh công hữu ích.

Phương trình dòng chảy chất lỏng tại đoạn (1) – (2) được mô tả [5, 6, 7]:

$$p_1 = p_2 + \rho l \frac{d^2 x_1}{dt^2} + 27,5 \cdot \frac{\rho v l}{f} \cdot \frac{dx_1}{dt} + \left(0,433 \frac{k_p l}{\sqrt{f}} + \frac{\xi \rho}{2} \right) \left(\frac{dx_1}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \frac{dx_1}{dt} \quad (4)$$

Phương trình lưu lượng chất lỏng tại nút (1) như sau [5, 6]:

$$F_1 \frac{dy}{dt} = F_2 \frac{dz}{dt} + V_1 \psi_1(p_1) \frac{dp_1}{dt} \quad (5)$$

Chuyển động của piston của xi lanh chấp hành được mô tả qua phương trình (6) [5, 6]:

$$m_{td} \frac{d^2 z}{dt^2} + k_b \frac{dz}{dt} + P_z + P_{ms} \text{sign} \frac{dz}{dt} - p_2 F_2 = 0 \quad (6)$$

Để tiện lợi cho việc mô tả hệ thống, tất cả các dịch chuyển của piston xi lanh chính được qui đổi về piston chấp hành và bỏ qua khả năng đàn hồi và tính chịu nén của chất lỏng [6]:

$f \cdot x_1 = F_2 z_1$ với z_1 là dịch chuyển x_1 quy về piston chấp hành.

$$\Rightarrow x_1 = \frac{F_2}{f} z_1; \quad \frac{dx_1}{dt} = \frac{F_2}{f} \frac{dz_1}{dt}; \quad \frac{d^2 x_1}{dt^2} = \frac{F_2}{f} \frac{d^2 z_1}{dt^2} \quad (7)$$

$$\text{Tương tự: } F_1 \cdot y = F_2 \cdot z_1 \Rightarrow z_1 = \frac{F_1}{F_2} \cdot y$$

Thể tích chất lỏng khoang xi lanh chính:

$$V_1 = F_1 (y_{\max} - y) + f l + F_2 (z_{\min} + z) \quad (8)$$

($y_{\max}, z_{\min}$: Hành trình dịch chuyển của piston xi lanh chính và xi lanh chấp hành).

Các hệ số rút gọn:

$$a = \rho l \frac{F_2}{f}; \quad b = 27,5 \cdot \frac{\rho v l F_2}{f^2}; \quad c = \left(0,433 \frac{k_b \rho l}{\sqrt{f}} + \frac{\xi \cdot \rho}{2} \right) \left(\frac{F_2}{f} \right)^2 \quad (9)$$

Phản lực P_z tác động lên các má phanh có biến đổi phức tạp, và rất khó để xác định. Trong bài báo này, tác giả đã tham khảo và lựa chọn quy luật theo giả thuyết [5, 6]:

$$P_z = C_{dh} \cdot z \quad (10)$$

Kết hợp các phương trình (4), (5), (6), (7), (8), (9) và 10 ta được hệ phương trình vi phân tổng hợp:

$$\begin{cases} p_1 = p_2 + a \cdot \frac{d^2 z_1}{dt^2} + b \cdot \frac{dz_1}{dt} + c \cdot \left(\frac{dz_1}{dt} \right)^2 \text{sgn} \frac{dz_1}{dt} \\ \frac{dz}{dt} = \frac{dz_1}{dt} - \left(\frac{F_1}{F_2} y_{\max} + \frac{f l}{F_2} + z_{\min} + z - z_1 \right) \psi_2(p_2) \frac{dp_2}{dt} \\ p_2 F_2 = m_{td} \frac{d^2 z}{dt^2} + C_{dh} \cdot z \\ m \cdot \ddot{s} = - \frac{\mu \cdot \pi \cdot p_2 \cdot R_{tb} \cdot (d_1^2 + d_2^2)}{r_{bx}} - f \cdot G - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_w \cdot A \cdot (\dot{s})^2 \end{cases} \quad (11)$$

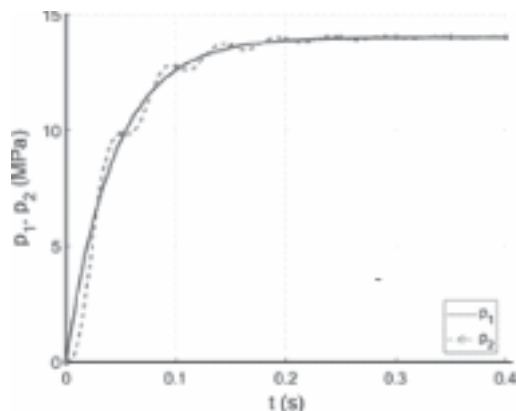
Hệ phương trình (11) là hệ phương trình vi phân mô tả hệ thống phanh dẫn động chất lỏng sử dụng để mô phỏng và đánh giá hệ thống phanh trên xe con. Nhóm tác giả đã sử dụng phần mềm mô phỏng số Matlab- Simulink kết hợp với các thông số trong bảng 1 cho việc đánh giá hệ thống.

Bảng 1. Thông số đầu vào cho bài toán mô phỏng [5, 7]

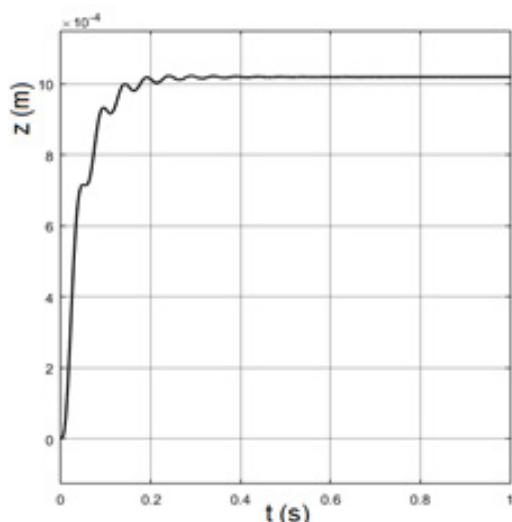
Kí hiệu	Giá trị	Kí hiệu	Giá trị	Kí hiệu	Giá trị
$f \text{ (m}^2\text{)}$	$28,3 \cdot 10^{-4}$	μ	0.3	$Q_{bd} \text{ (N)}$	867
$\rho \text{ (kg/m}^3\text{)}$	850	R_{tb}	0.12	$M \text{ (kg)}$	0.2
$l \text{ (m)}$	2.7	d_1	0.053	$p_{\max} \text{ (Mpa)}$	7
$v \text{ (m}^2\text{/s)}$	$15 \cdot 10^{-5}$	d_2	0.036	f_c	0.02
k_s	0.022	$z_{\min} \text{ (m)}$	0.04	$G \text{ (N)}$	15533
ξ	0.2	$C_{dh} \text{ (N/m)}$	$7 \cdot 10^6$	$\rho \text{ (kg/m}^3\text{)}$	1.24
$F_1 \text{ (m}^2\text{)}$	$3,14 \cdot 10^{-4}$	$\psi_2(p_2) \text{ (m}^2\text{/N)}$	1/E	$A \text{ (m}^2\text{)}$	2.21
$F_2 \text{ (m}^2\text{)}$	$10,2 \cdot 10^{-4}$	$k \text{ (1/s)}$	23	$C_w \text{ (Ns}^2\text{/m}^4\text{)}$	0.28
$y_{\max} \text{ (m)}$	0.1	$E \text{ (N/m}^2\text{)}$	$2 \cdot 10^8$		

3. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

3.1. Kết quả mô phỏng



Hình 5. Quá trình tăng áp suất tại xi lanh chính (p_1) và xi lanh phanh chấp hành (p_2)



Hình 6. Kết quả mô phỏng chuyển vị của piston trong xi lanh phanh chấp hành

Hình 5, thể hiện quá trình biến đổi áp suất tại xi lanh chính (p_1) và trong xi lanh công tác (p_2) trong quá trình đạp phanh (khoảng thời gian t_3). Đồ thị cho thấy, ở giai đoạn đầu khi đạp phanh, áp suất tại đầu ra (p_2) trễ so với áp suất đầu vào (p_1) không đáng kể và đạt giá trị cực đại bằng p_{1max} khi piston xi lanh công tác dừng dịch chuyển thể hiện bản chất quy luật độ

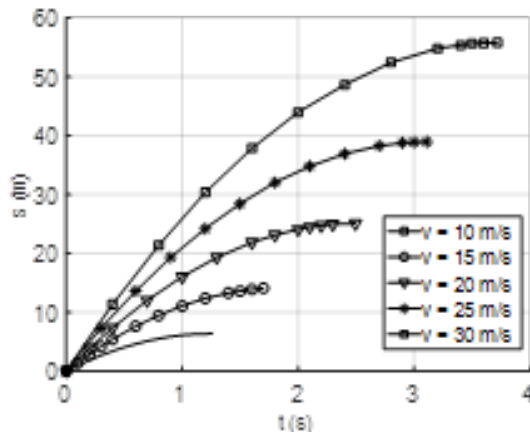
nhảy cao của dẫn động thủy lực. Quy luật tăng áp suất trong hệ thống là phù hợp với lý thuyết [1] và độ trễ thời gian tăng áp suất trong hệ thống đạt yêu cầu theo tiêu chuẩn ECE R13 [8]. Hình 6, thể hiện chuyển vị của piston xi lanh chấp hành khi người lái bắt đầu tác dụng lực vào bàn đạp (thời gian t_3). Kết quả thu được cho thấy ở giai đoạn ban đầu có 1 khoảng thời gian trễ vào khoảng 0.01s do các tổn thất và ma sát, sau đó tăng nhanh và đạt ổn định ở khoảng thời gian 0.3 s. Kết quả thỏa mãn các yêu cầu về quy luật tăng áp theo lý thuyết theo [1].

3.2. Khảo sát ảnh hưởng của một số thông số đến hiệu quả phanh

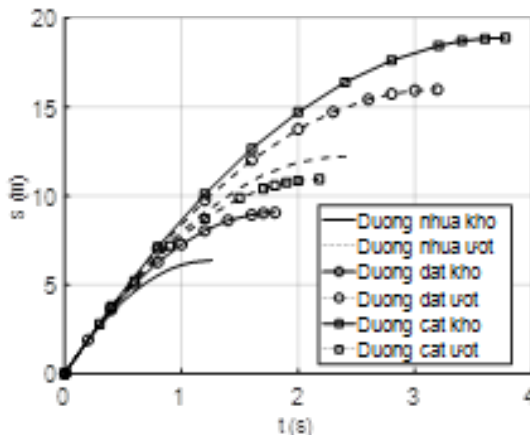
Chất lượng làm việc của hệ thống phanh dẫn động thủy lực chịu ảnh hưởng và phụ thuộc vào nhiều thông số khác nhau. Từ hệ phương trình (11) có thể nhận thấy các thông số ảnh hưởng trực tiếp đến thời gian tăng áp suất của hệ thống phanh, như: Vận tốc trước khi phanh, hệ số bám mặt đường và kích thước đường ống dẫn. Trong nghiên cứu này, tác giả tập trung đánh giá ảnh hưởng của vận tốc trước khi phanh trong khoảng 10- 30 m/s và các điều kiện mặt đường khác nhau như đường bê tông/nhựa, đường đất và cát. Bảng 2, thể hiện hệ số bám tương ứng với các loại mặt đường [1]. Đây là các điều kiện vận tốc và địa hình phổ biến ở Việt Nam.

Bảng 2. Hệ số bám của một số loại mặt đường [1]

Loại đường và tình trạng mặt đường	Hệ số bám
Đường cát khô	0,25
Đường đất ướt	0,3
Đường nhựa ướt	0,4
Đường cát ướt	0,45
Đường đất khô	0,55
Đường nhựa khô	0,8



Hình 7. Quãng đường chuyển động khi phanh với các vận tốc ban đầu khác nhau



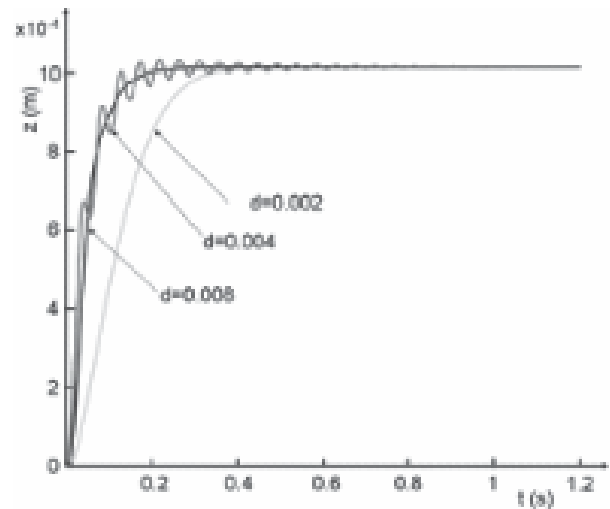
Hình 8. Quãng đường chuyển động khi phanh trên các điều kiện đường khác nhau

Hình 7, thể hiện kết quả khảo sát quãng đường và thời gian phanh với các vận tốc trước khi phanh khác nhau trên điều kiện đường nhựa khô (hệ số bám $\varphi = 0,8$). Kết quả cho thấy, khi tăng vận tốc trước khi phanh từ 10 m/s đến 30m/s thì quãng đường phanh sẽ tăng từ 6.2 m lên 56m và thời gian phanh sẽ tăng từ 1.2s đến 3.7s.

Hình 8, thể hiện kết quả khảo sát quãng đường phanh và thời gian phanh khi thực hiện phanh trên các điều kiện đường khác nhau ở vận tốc không đổi 10 m/s. Kết quả cho thấy,

trên đường nhựa/bê tông khô thì hiệu quả phanh là tốt nhất (quãng đường phanh và thời gian phanh lần lượt là 6.4m và 1.23s) và trên địa hình cát khô hiệu quả phanh là thấp nhất (quãng đường phanh và thời gian phanh lần lượt là 18.5m và 3.8s).

Các kết quả trên thỏa mãn các yêu cầu về chỉ tiêu đánh giá hiệu quả phanh theo [9]. Các kết quả này có thể được sử dụng làm các giá trị tham khảo cho quá trình thử nghiệm hệ thống phanh trên thực tế và cơ sở để nghiên cứu các hệ thống hỗ trợ giúp tăng hiệu quả phanh và chống trượt khi phanh.



Hình 9. Chuyển động của piston xi lanh chấp hành ứng với các đường kính ống dẫn khác nhau

Hình 9, thể hiện quá trình chuyển động của piston xi lanh chấp hành khi thay đổi đường kính ống dẫn thủy lực. Kết quả cho thấy, đường kính ống dẫn lớn sẽ làm giảm độ chậm tác dụng của hệ thống. Kết quả này làm cơ sở để lựa chọn các thông số kết cấu khi thiết kế cho phù hợp và nâng cao hiệu quả phanh.

4. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, các tác giả đã mô

phòng và đánh giá hệ thống phanh dẫn động thủy lực trên dòng xe con 5 chỗ ngồi – một dòng xe đang được sử dụng phổ biến tại Việt Nam. Kết quả mô phỏng đạt được cho thấy được quy luật tăng áp và độ trễ nằm trong giới hạn cho phép của hệ thống phanh dẫn động thủy lực. Kết quả đánh giá thời gian phanh, quãng đường phanh đảm bảo yêu cầu theo tiêu chuẩn về hiệu quả phanh theo tiêu chuẩn ECE [8]. Các kết quả này có ý nghĩa quan trọng, làm tư liệu tham khảo và giảm các chi phí thử nghiệm thực tế, là cơ sở để lựa chọn các thông số kết cấu của hệ thống phanh dẫn động thủy lực trên các dòng xe con. ❖

Ngày nhận bài: 17/5/2022

Ngày phản biện: 27/5/2022

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Hữu Cẩn, Dư Quốc Thịnh, Phạm Minh Thái, Nguyễn Văn Tài, Lê Thị Vàng (2007). *Lý thuyết ô tô máy kéo*. NXB Khoa học và Kỹ thuật.
- [2]. Nguyễn Thanh Tùng (2016); "*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, Đại học Bách khoa Hà Nội.
- [3]. Nguyễn Tiến Dũng, Trương Văn Thuận, Nguyễn Hữu Thắng, Hà Văn Hiếu, Trịnh Minh Hoàng (2020); "*Đánh giá ảnh hưởng của một số thông số kết cấu đến quá trình tăng áp suất bầu phanh trong hệ thống phanh dẫn động khí nén trên xe tải*", Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 10/2020, 291-296.
- [4]. Võ Văn Hường, Nguyễn Tiến Dũng (2014). "*Động lực học ô tô*". NXB Giáo dục Việt Nam.
- [5]. Метлюк Автущко (1980). "*Динамика Пневматических Гидравлических приводов Автомобилей*", Москва.
- [6]. Nguyễn Trọng Hoan (2019). "*Động lực học các hệ thống thủy khí trên ô tô*". ĐH Bách khoa Hà Nội.
- [7]. Vũ Duy Quang, Phạm Đức Nhuận (2013). *Giáo trình kỹ thuật thủy khí*". NXB Khoa học và Kỹ thuật.
- [8]. Tiêu chuẩn đánh giá hệ thống phanh ECE R13.
- [9]. TCVN 5658 – 1999.