

ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG CỦA TIẾT DIỆN ĐƯỜNG ỐNG VÀ KÍCH THƯỚC XI LANH CHÍNH ĐẾN SỰ CHUYỂN DỊCH CỦA PISTON XI-LANH CÔNG TÁC TRONG HỆ THỐNG PHANH DẪN ĐỘNG THỦY LỰC TRÊN XE DU LỊCH

ASSESSING OF PIPING SECTION AND MASTER CYLINDER SIZE ON THE TRANSITION OF WORKING CYLINDER PISTON IN HYDRAULIC DRIVE BRAKE SYSTEM ON PASSENGER CARS

Nhã Tường Linh

Trường Cơ khí, Đại học Bách Khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Việt Nam là quốc gia có tỷ lệ sở hữu ô tô tăng nhanh nhất thế giới [1]. Có đến 70% số ô tô đang lưu hành là xe du lịch, xe tải cỡ nhỏ, trung bình [2] và những phương tiện này đều được trang bị hệ thống phanh dẫn động thủy lực. Việc nghiên cứu về hệ thống phanh thủy lực đóng vai trò quan trọng trong việc đưa ra những giải pháp, cải tiến công nghệ nhằm giảm thiểu tai nạn, cải thiện tình hình giao thông. Trên các điều kiện thực tế kết hợp với các lý thuyết chất lỏng thủy lực, nhóm tác giả tiến hành xây dựng hệ phương trình vi phân mô tả hệ thống phanh dẫn động thủy lực. Thông qua phương pháp mô phỏng tập trung xây dựng các phương trình chuyển động, phương trình dòng chảy và phương trình lưu lượng [3], phương pháp mô phỏng Runge – Kutta để mô tả chi tiết các quá trình xảy ra trong hệ thống [4]. Các kết quả về thời gian và quy luật tăng áp phù hợp với lý thuyết. Tiến hành khảo sát và đánh giá ảnh hưởng của các thông số kết cấu như: tiết diện xi lanh chính, đường ống dẫn dầu, xi lanh công tác so sánh với tiêu chuẩn ECE R13 [5] và TCVN 5658-1999 [6]. Các kết quả cho thấy, thông số kết cấu tuy không gây ảnh hưởng lớn đến độ trễ trong hệ thống nhưng lại gây quá độ, thay đổi kích thước các chi tiết dẫn đến hệ thống sẽ phải bố trí lại sao cho phù hợp với thiết kế của xe.

Từ khóa: Hệ thống phanh dẫn động thủy lực; Mô phỏng tập trung; Mô phỏng Runge – Kutta; Kích thước xi lanh chính; Tiết diện đường ống dẫn dầu; Xi lanh công tác.

ABSTRACT

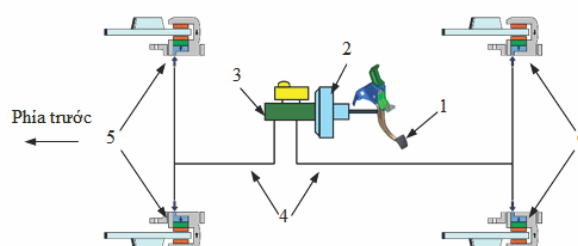
Vietnam is the country with the fastest growing car ownership rate in the world [1]. Up to 70% of cars in circulation are passenger cars and small and medium-sized trucks [2] and these vehicles are all equipped with hydraulic brake systems. Research on hydraulic brake systems plays an important role in providing solutions and technological improvements to reduce accidents and improve traffic conditions. Based on actual conditions combined with hydraulic fluid theories, the authors proceed to build a system of differential equations describing the hydraulic brake system. Through the simulation method focusing on building the equations of motion, flow equations and

flow equations [3], Runge – Kutta simulation method to describe in detail the processes occurring in the system [4]. The results on time and pressure rise law are consistent with theory. Conduct surveys and evaluate the effects of structural parameters such as: main cylinder cross-section, oil pipeline, working cylinder compared with ECE R13 standards [5] and TCVN 5658-1999 [6]. The results show that, although the structural parameters do not greatly affect the latency in the system, they do cause transients and changes in the size of details, leading to the system having to be rearranged to suit the design, vehicle design.

Keywords: Hydraulic brake system; Centralized simulation; Runge – Kutta simulation; Main cylinder size; Oil pipeline cross section; Working cylinder.

1. GIỚI THIỆU CHUNG

Hệ thống phanh dẫn động thủy lực sử dụng xi lanh chính hai dòng được sử dụng phổ biến hiện nay trên xe du lịch và xe tải cỡ nhỏ, trung bình. Khi người lái tác dụng lực vào bàn đạp phanh (1); thông qua bầu trợ lực chân không (2), áp lực phanh được tạo ra từ xi lanh chính (2) qua các đường ống dẫn dầu (4) đến từng xi lanh bánh phanh xe tại các cơ cấu phanh cầu trước (5) và cầu sau (6) thực hiện quá trình phanh. Trong nghiên cứu này, hệ thống dẫn động phanh này đều phải đáp ứng yêu cầu về đảm bảo chỉ tiêu là hiệu quả phanh và ổn định hướng chuyển động khi phanh. Thông thường trên những xe ô tô hiện đại có bố trí thêm các hệ thống hỗ trợ để nâng cao hiệu quả phanh như hệ thống ABS (hệ thống chống bó cứng bánh xe), van điều hòa lực phanh LSV... Với phương pháp mô phỏng hệ thống dẫn động phanh thủy lực dựa trên mô hình đàn hồi, tác giả lựa chọn sơ đồ dẫn động phanh thủy lực bố trí độc lập hai cầu và lựa chọn xe tham khảo Corolla Altis để nghiên cứu. Do vấn đề mô phỏng bầu trợ lực phanh và hệ thống ABS khá phức tạp nên trong phạm vi của bài báo này, tác giả xin không trình bày sự ảnh hưởng của những bộ phận trên, coi như lực tác dụng của bàn đạp phanh tác dụng trực tiếp vào piston xi lanh chính. Sơ đồ dẫn động của hệ thống phanh được trình bày như trên hình 1.

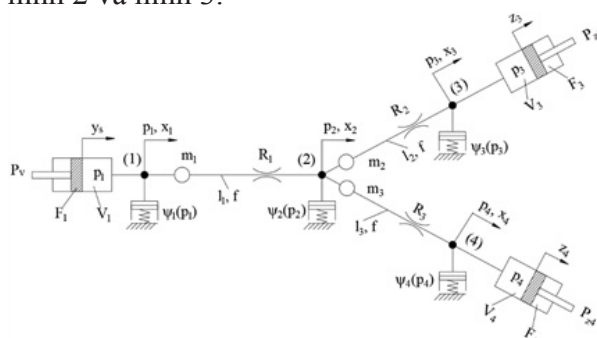


Hình 1. Sơ đồ hệ thống phanh dẫn động thủy lực trên xe du lịch 5 chỗ

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH MÔ PHỎNG HỆ THỐNG PHANH DẪN ĐỘNG THỦY LỰC

2.1. Mô hình mô phỏng hệ dẫn động phanh thủy lực hai dòng độc lập

Thông qua phương pháp mô phỏng tập trung, sơ đồ mô phỏng hệ thống phanh thủy lực sử dụng mô hình đàn hồi khi bỏ qua bầu trợ lực phanh và hệ thống ABS được trình bày trên các hình 2 và hình 3.



Hình 2. Sơ đồ mô phỏng hệ dẫn động cầu trước



- f là diện tích đường ống;

- ξ là hệ số cản cục bộ.

Hệ phương trình vi phân mô tả quá trình hoạt động của dẫn động phanh cầu trước sau khi rút gọn:

$$\begin{cases} p_1 = p_{34} + a_1 \cdot \frac{d^2 z_1}{dt^2} + a_2 \cdot \frac{dz_1}{dt} + a_3 \cdot \left(\frac{dz_1}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dz_1}{dt} \\ \frac{dy}{dt} = a_4 \frac{dz_1}{dt} + a_5 \frac{dp_1}{dt} \\ \frac{dz_1}{dt} = \frac{dz}{dt} + a_6 \cdot \frac{dz}{dt} \\ p_{34} F_{34} = C_{dh} \cdot z_1 \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} p_1 = p_{78} + b_1 \cdot \frac{d^2 z_2}{dt^2} + b_2 \cdot \frac{dz_2}{dt} + b_3 \cdot \left(\frac{dz_2}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dz_2}{dt} \\ \frac{dy}{dt} = b_4 \frac{dz_2}{dt} + b_5 \frac{dp_5}{dt} \\ \frac{dz_2}{dt} = \frac{dz}{dt} + b_6 \cdot \frac{dz_2}{dt} \\ p_{78} F_{78} = C_{dh} \cdot z_2 \end{cases} \quad (2)$$

Hệ phương trình vi phân mô tả quá trình hoạt động của dẫn động phanh cầu trước sau khi rút gọn:

Bảng 1 dưới đây thể hiện các thông số đầu vào cho quá trình mô phỏng hệ thống phanh cầu trước và cầu sau:

Bảng 1. Giá trị đầu vào mô phỏng hệ thống phanh cầu trước và cầu sau [9]

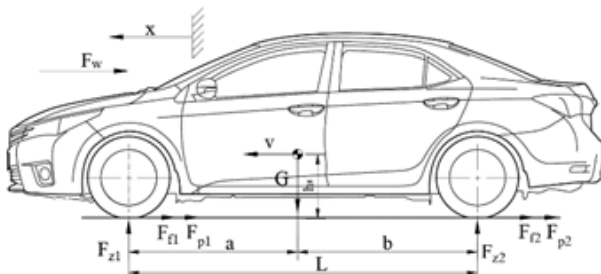
TT	Ký hiệu	Nội dung	Giá trị	Đơn vị
1	f	Tiết diện đường ống	$1.26 \cdot 10^{-5}$	m^2
2	ρ	Khối lượng riêng chất lỏng	850	kg/m^3
3	l_1	Chiều dài đường ống cầu trước	1.5	m
4	l_2	Chiều dài đường ống cầu sau	3.5	m
5	v	Hệ số nhớt động học chất lỏng	$20.4 \cdot 10^{-6}$	m^2/s
6	k_e	Hệ số hiệu chỉnh	0.022	
7	ζ	Hệ số cản cục bộ	0.2	
8	F_1	Diện tích mặt tiếp xúc xi lanh chính	$3.14 \cdot 10^{-4}$	m
9	F_{34}	Diện tích mặt tiếp xúc xi lanh phanh	$10.2 \cdot 10^{-4}$	m
10	y_{max1}	Độ dài tương đương của xi lanh chính tương ứng với thể tích chất lỏng ban đầu chứa trong chúng.	0.05	m
11	y_{max2}	Độ dài tương đương của xi lanh chính tương ứng với thể tích chất lỏng ban đầu chứa trong chúng.	0.0243	m
12	z_{min}	Độ dài tương đương của xi lanh công tác tương ứng với thể tích chất lỏng ban đầu chứa trong chúng.	0.0035	m
13	C_{dh1}	Độ cứng đàn hồi dẫn động cầu trước	$31 \cdot 10^6$	N/m
14	C_{dh2}	Độ cứng đàn hồi dẫn động cầu sau	$14.4 \cdot 10^6$	N/m
15	$\psi_2(p)$	Hệ số giãn nở của hệ thống	1/E	m^2/N
16	k	Cường độ đạp phanh	23	1/s
17	E	Mô-đun đàn hồi chất lỏng	$3.4 \cdot 10^9$	N/m^2
18	Q_{bd}	Lực tác động lên bàn đạp	867	N
19	m	Khối lượng xi lanh công tác	0.2	kg
20	p_{max}	Áp suất cực đại	$14 \cdot 10^6$	Pa

2.2. Mô hình mô phỏng chuyển động theo phương dọc của ô tô du lịch

Khi xe chuyển động, dao động của xe ảnh hưởng đến lực tác động từ khung xe lên bánh xe từ đó ảnh hưởng đến phản lực F_z thẳng đứng từ đường lên bánh xe. Do đó, các lực bám dọc F_x và bám ngang F_y cũng bị ảnh hưởng, tác động đến hiệu quả phanh và ổn định hướng chuyển động của ô tô.

Tuy nhiên trong quá trình phanh, ảnh hưởng của dao động khung xe, dầm cầu và bánh xe rất nhỏ so với sự phân bố lại trọng lượng lên các cầu xe. Hơn nữa, do mức độ phức tạp khi mô phỏng hệ thống phanh thủy lực, và đối tượng khảo sát là quá trình phanh trên đường thẳng, bằng phẳng của xe con nên để đơn giản, các ảnh hưởng này sẽ được bỏ qua.

Các lực tác dụng vào xe khi phanh trên đường thẳng, bằng phẳng được thể hiện dưới hình gồm [10]:



Hình 6. Các lực tác dụng vào xe khi phanh trên đường thẳng, bằng phẳng

Trong quá trình phanh, xe có khối lượng m , gia tốc chuyển động của ô tô $\ddot{x}$ chịu các phản lực từ mặt đường lên bánh xe trước, sau F_{z1} , F_{z2} ; lực cản lăn bánh xe trước, sau F_{f1} , F_{f2} ; lực phanh ở bánh xe trước, sau F_{p1} , F_{p2} ; F_w là lực cản khí động học theo phương dọc và G là trọng lượng của xe.

Phương trình chuyển động theo phương dọc của xe khi chịu tác dụng của các lực được viết như sau:

$$m\ddot{x} = F_{p1} + F_{p2} + F_w + F_{f1} + F_{f2} \quad (3)$$

Các thành phần lực cản lăn, lực cản không khí, lực phanh sinh ra tại các bánh xe trong quá trình phanh thông qua số xi lanh công tác n được đặt tại bánh xe, lực ép má phanh vào đĩa phanh P_2 , bán kính trung bình của tấm ma sát, d_1 đường kính xi lanh công tác trước, d_2 đường kính xi lanh công tác sau, hệ số cản lăn f , xe có trọng lượng G , xe có hệ số cản không khí C_w , Δ mật độ không khí, diện tích cản chính diện A và $\dot{x}$ vận tốc tuyệt đối của ô tô so với không khí [11].

Phương trình chuyển động theo phương dọc của xe khi phanh (3) được viết lại như sau:

$$m\ddot{x} = -\frac{n \cdot \mu \cdot \pi \cdot P_2 \cdot R_{tb} \cdot (d_1^2 + d_2^2)}{r_{bx}} - f \cdot G - \frac{1}{2} \cdot \Delta \cdot C_w \cdot A \cdot (\dot{x})^2 \quad (4)$$

3. KẾT QUẢ VÀ ĐÁNH GIÁ

Từ các phương trình vi phân (1), (2), (4) đã được thiết lập ở mục 2, kết hợp sử dụng phần mềm Matlab-Simulink thiết lập các khối mô phỏng mô hình hệ dẫn động phanh thủy lực theo phương pháp mô phỏng Runge – Kutta. Chất lượng làm việc của hệ thống phanh thủy lực phụ thuộc vào nhiều thông số khác nhau. Những thông số này được chia thành hai nhóm chính: (i) Nhóm thông số kết cấu bao gồm: piston, xi lanh, đường ống, độ nhớt chất lỏng; (ii) Nhóm thông số sử dụng bao gồm: vận tốc, chất lượng mặt đường, thói quen của người lái.... Trong nội dung bài báo này, tác giả lựa chọn ba thông số kết cấu: kích thước xi lanh chính, kích thước xi lanh công tác, kích thước đường ống.

Do hoạt động của hệ thống phanh cầu trước có quy luật tương tự như hệ thống phanh cầu sau, nên trong bài báo này chỉ khảo sát các thông số cho hệ thống phanh cầu trước.

Các thông số khảo sát như sau:

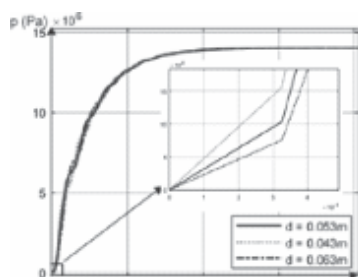
- Kích thước xi lanh công tác:
 $d_1 = 0.043\text{m}$; $d_2 = 0.053\text{m}$; $d_3 = 0.063\text{m}$;

- Kích thước đường ống:
 $d_1 = 0.002\text{m}$; $d_2 = 0.004\text{m}$; $d_3 = 0.008\text{m}$;

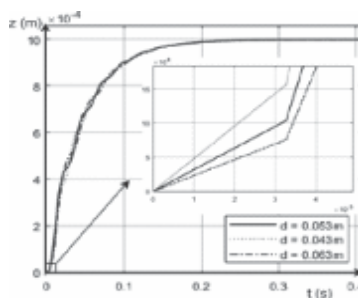
- Kích thước xi lanh chính:
 $d_1 = 0.015\text{m}$; $d_2 = 0.02\text{m}$; $d_3 = 0.025\text{m}$.

3.1. Khảo sát và đánh giá ảnh hưởng của đường kính xi lanh công tác

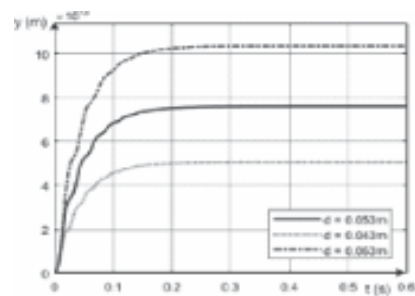
Nhóm tác giả lựa chọn các kích thước xi lanh công tác: $d_1 = 0.043\text{m}$; $d_2 = 0.053\text{m}$; $d_3 = 0.063\text{m}$ để khảo sát và đánh giá.



Hình 7. Quá trình tăng áp suất tại xi lanh công tác khi thay đổi kích thước xi lanh công tác



Hình 8. Dịch chuyển của piston xi lanh công tác khi thay đổi kích thước xi lanh công tác



Hình 9. Dịch chuyển của piston xi lanh chính khi thay đổi kích thước xi lanh công tác

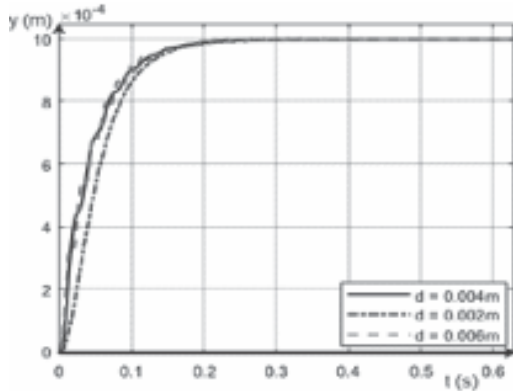
Hình 7 trình bày kết quả của quá trình tăng áp suất tại cơ cấu phanh khi thay đổi kích thước của xi lanh công tác. Kết quả cho thấy thay đổi kích thước xi lanh công tác không làm ảnh hưởng nhiều đến quá trình tăng áp suất lên hệ thống.

Hình 8 và 9 là các kết quả khảo sát dịch chuyển của piston xi lanh công tác tại cơ cấu phanh và dịch chuyển của xi lanh chính. Có thể nhận thấy rằng, các kích thước xi lanh công tác khác nhau không gây ảnh hưởng nhiều đến độ trễ tăng áp trong hệ thống, nhưng lại có sự tác động lớn đến dịch chuyển của piston xi lanh chính. Cụ thể, khi tăng đường kính xi lanh thêm 0.01m (từ 0.053m lên 0.063m) thì dịch chuyển của piston xi lanh chính tăng từ 7.37mm lên 10.37mm , khi giảm đường kính xi lanh 0.01m (từ 0.053m xuống 0.043m) thì dịch chuyển của piston xi lanh chính giảm 2.37mm . Mặt khác, khi thay đổi kích thước xi lanh công tác sẽ làm thay đổi áp lực tác động lên các má phanh ($P_z = F_z$) và bố trí các chi tiết trong hệ thống phanh. Lực phanh quá lớn sẽ làm các bánh xe bị trượt lết, lực phanh quá nhỏ sẽ làm tăng quãng đường và thời gian phanh, không đảm bảo an toàn khi chuyển động.

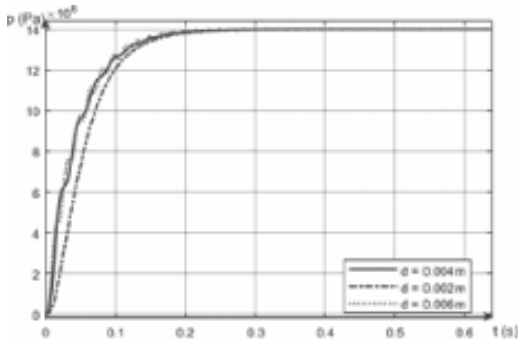
3.2. Khảo sát và đánh giá ảnh hưởng của tiết diện đường ống

Nhóm tác giả lựa chọn các kích thước

xi lanh chính: $d_1 = 0.02 \text{ m}$; $d_2 = 0.015 \text{ m}$; $d_3 = 0.025 \text{ m}$ để khảo sát và đánh giá.



Hình 10. Dịch chuyển của piston xi lanh công tác ở cầu sau khi thay đổi kích thước ống dẫn



Hình 11. Quá trình tăng áp suất khi thay đổi kích thước đường ống dẫn

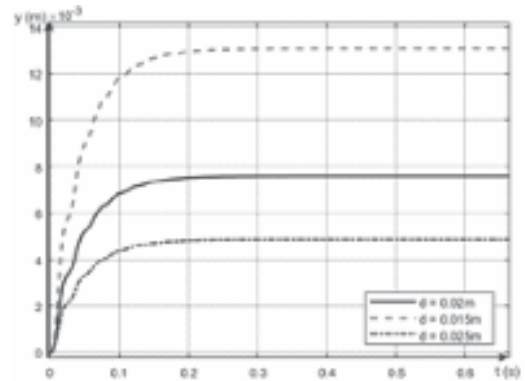
Hình 10 và 11 thể hiện quá trình chuyển động của piston xi lanh công tác và quá trình tăng áp suất khi thay đổi kích thước ống dẫn thủy lực. Kết quả cho thấy, đường kính ống dẫn lớn sẽ làm giảm độ chậm tác dụng của hệ thống và ngược lại, đường kính ống dẫn nhỏ sẽ làm tăng độ chậm tác dụng của hệ thống.

Tuy nhiên, việc tăng kích thước ống dẫn sẽ gây ra dao động áp suất chất lỏng trong hệ thống, làm tăng thời gian quá độ của hệ thống và gây ra các tổn thất lớn. Vì vậy, kết quả này có thể được sử dụng làm cơ sở để lựa chọn các

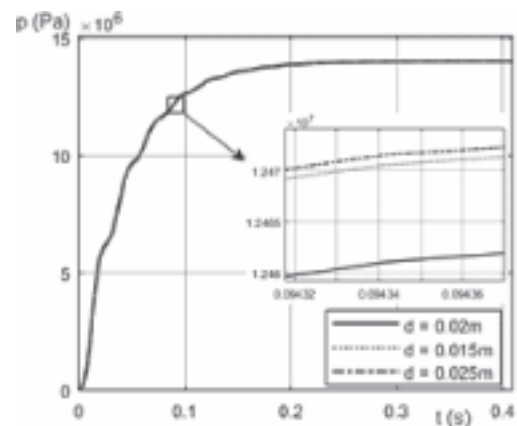
kích thước đường ống khi thiết kế cho phù hợp, giúp dễ dàng bố trí và nâng cao hiệu quả phanh.

3.3. Khảo sát và đánh giá ảnh hưởng của đường kính xi lanh chính

Nhóm tác giả lựa chọn các kích thước xi lanh chính: $d_1 = 0.02 \text{ m}$; $d_2 = 0.015 \text{ m}$; $d_3 = 0.025 \text{ m}$ để khảo sát và đánh giá.



Hình 12. Dịch chuyển của piston xi lanh chính khi thay đổi kích thước xi lanh chính



Hình 13. Quá trình tăng áp suất trong hệ thống khi thay đổi kích thước xi lanh chính

Các kết quả hình 12 và 13 thể hiện chuyển động của piston xi lanh chính và quá trình tăng áp suất khi thay đổi kích thước xi lanh chính. Các kết quả cho thấy, sự thay đổi về thời gian tăng áp suất trong hệ thống không

bị ảnh hưởng nhiều khi thay đổi kích thước xi lanh chính, sự dịch chuyển của các piston trong xi lanh chính có sự thay đổi đáng kể. Cụ thể, hành trình của piston tăng lên khi kích thước xi lanh chính giảm, điều này làm cho kích thước của xi lanh chính sẽ tăng, hành trình bàn đạp sẽ dài hơn và lực tác động đầu vào của người lái lên hệ thống phanh cũng sẽ lớn hơn. Muốn lực tác động đầu vào của người lái không thay đổi thì cần thiết kế hệ thống trợ lực phanh lớn hơn, điều này sẽ làm tăng chi phí sản xuất, khó khăn trong việc bố trí các hệ thống trên ô tô. Kết quả khảo sát này có thể được sử dụng để lựa chọn xi lanh chính và bầu trợ lực.

4. KẾT LUẬN

Nhóm tác giả đã mô phỏng hoạt động, khảo sát và đánh giá ảnh hưởng của các thông số kết cấu trên hệ thống phanh dẫn động thủy lực và rút ra một số kết luận:

Các kết quả mô phỏng hoạt động của hệ thống phanh thể hiện được bản chất quy luật độ nhạy cao của hệ thống dẫn động thủy lực, các quy luật tăng áp phù hợp với lý thuyết, thời gian tăng áp từ 0 lên giá trị cực đại ($p_{\max}$) khoảng 0.25s.

Các thông số kết cấu của hệ thống khi thay đổi sẽ ảnh hưởng tới chất lượng làm việc của hệ thống về quá trình tăng áp suất, thời gian chậm tác dụng hệ thống hành trình dịch chuyển piston xi lanh chính.

Việc đánh giá và khảo sát các thông số kết cấu có thể được sử dụng để lựa chọn các kết cấu chi tiết trên hệ thống phanh dẫn động thủy lực nhằm tối ưu hóa hệ thống và đạt được hiệu quả phanh cao nhất; Khi chuyển làn đường, người lái cần có điều khiển tùy theo trạng thái thực tế của xe.

Mô hình hóa hệ thống gồm các xi lanh chính, các đường ống và các xi lanh công tác. Sử dụng phương pháp mô phỏng tập trung xây dựng các phương trình chuyển động, phương trình dòng chảy và phương trình lưu lượng để mô tả chi tiết các quá trình xảy ra trong hệ thống. Sử dụng phương pháp mô phỏng Runge – Kutta mô phỏng quá trình hoạt động của hệ thống. Các kết quả về thời gian và quy luật tăng áp phù hợp với lý thuyết.

Kết quả khảo sát và đánh giá ảnh hưởng của các thông số kết cấu (tiết diện xi lanh chính, đường ống, xi lanh công tác) và thông số sử dụng (vận tốc trước khi phanh, điều kiện mặt đường) đến hiệu quả phanh. Các kết quả khảo sát được so sánh với tiêu chuẩn ECE R13 và TCVN 5658-1999. Các kết quả cho thấy, thông số kết cấu tuy không gây ảnh hưởng lớn đến độ trễ trong hệ thống nhưng lại gây quá độ, thay đổi kích thước các chi tiết dẫn đến hệ thống sẽ phải bố trí lại sao cho phù hợp với thiết kế của xe.

So sánh các kết quả dựa trên tính toán lý thuyết tính toán và tiêu chuẩn thực tế cho thấy kết quả thỏa mãn các điều kiện. Như vậy, phương pháp nghiên cứu mà tác giả sử dụng có độ tin cậy cao, do đó có thể sử dụng mô hình và kết quả nghiên cứu cho mục đích tính toán, kiểm tra và thiết kế hệ thống phanh thủy lực. Mặt khác, các kết quả này có thể được tham khảo để lựa chọn các chi tiết trong hệ thống phanh, cơ sở lý thuyết cho các thử nghiệm thực tế. ❖

Ngày nhận bài: 17/5/2024

Ngày phản biện: 10/6/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Tổ chức các nhà sản xuất Ô tô Quốc tế (OICA); *Số lượng ô tô trên 1000 người giai đoạn 2015-2020*, 2020.
- [2]. Lưu Văn Tuấn; *Kết cấu ô tô*. NXB. Giáo dục Việt Nam, 2019.
- [3]. PGS,TS. Nguyễn Trọng Hoan; *Bài giảng Động lực học các hệ thống thủy khí trên ô tô*, 2019.
- [4]. Dankan V. Gowda¹, Ramachandra A. C¹, Thippeswamy M. N¹ (2018); *Automotive braking system simulations V diagram approach*, International Journal of Engineering & Technology.
- [5]. Tiêu chuẩn châu Âu về quy định hệ thống phanh trên xe cơ giới ECE R13.
- [6]. Tiêu chuẩn Việt Nam TCVN 5658-1999 về Ô tô – Hệ thống phanh – Yêu cầu chung và phương pháp thử.
- [7]. Xing-Dong Wang, Yu-Jin Hu, Cheng-Gang Li (2004), *Modelling and analysis of an air-over-hydraulic brake system*, Journal of Automobile Engineering.
- [8]. Nguyễn Trọng Hoan; *Thiết kế tính toán ô tô*. NXB. Giáo dục Việt Nam, 2019.
- [9]. Toyota Việt Nam; *Thông số kỹ thuật xe Toyota Corolla Altis 2015*, 2015.
- [10]. Võ Văn Hường, Nguyễn Tiến Dũng, Dương Ngọc Khánh, Đàm Hoàng Phúc; *Động lực học ô tô*, NXB. Giáo dục Việt Nam, 2014.
- [11]. Nguyễn Hữu Cẩn, Dư Quốc Thịnh, Phạm Minh Thái, Nguyễn Văn Tài, Lê Thị Vàng; *Lý thuyết ô tô máy kéo*, NXB. Khoa học và Kỹ thuật, 2015.