

Xác định thời gian chậm tác dụng của hệ thống phanh khí nén trên đoàn xe bán moóc **To Determine the Time Delay on Trailer-Truck Vehicles Equipped with Compressed-Air Braking System**

TÓM TẮT

Những năm gần đây, mật độ giao thông nước ta ngày càng lớn, tốc độ chuyển động ngày càng cao, và khối lượng hàng hóa chuyên chở cũng như tải trọng xe ngày càng tăng. Hàng năm, có trên 30 ngàn vụ tai nạn giao thông đường bộ, cướp đi sinh mạng của gần 10 ngàn người và làm bị thương gần 40 ngàn người. Cho nên để đảm bảo an toàn cho con người, trên các Ôtô tải trọng lớn hiện nay thì hệ thống phanh luôn được chú ý hàng đầu. Thực tế hiện nay, hệ thống phanh khí nén trên các đoàn xe bán moóc có thời gian chậm tác dụng tương đối lớn, gây mất an toàn cho người và hàng hóa rất cao.

Trong bài báo này chúng tôi xin đề cập tới phương pháp mô phỏng hệ thống dẫn động phanh bằng khí nén, sử dụng phần mềm Matlab-simulink để xác định thời gian chậm tác dụng của hệ thống phanh khí nén trên đoàn xe. Kết quả thu được dùng để đánh giá sơ bộ hiệu quả phanh của hệ thống ngay trong khâu thiết kế và kịp thời đưa ra những giải pháp kỹ thuật hợp lý, nhằm cải thiện chất lượng làm việc của hệ thống, đáp ứng chỉ tiêu theo tiêu chuẩn hiện hành.

ABSTRACT

Lately, the density of Vietnamese traffic system has been strongly increased, the speed seems to be much faster than before, and the amount of goods also the mass of trucks have been accelerated; Yearly, there have more than thirty thousands road accidents that caused nearly ten thousand of people died and forty thousand of people injured. Therefore, the braking system in the heavy trucks has been seen carefully to guarantee the life for humans and the safety of goods. Nowadays, the compressed-air braking system equipped in the trailer-truck takes quite a long time lag in working period that is very dangerous for drivers and goods when moving with high speed.

This article publishes the method to simulate the compressed-air braking system that used the Matlab software to determine the delay time of system operating in trailer-trucks. The goals that achieved are used to evaluate the initial effect of the system in the design process and to propose the reasonable technical solutions that improve the system's quality and satisfy the current criteria in transportation.

Keyword: Trailer-truck vehicles, time delay, compressed-air braking, Matlab-simulink

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

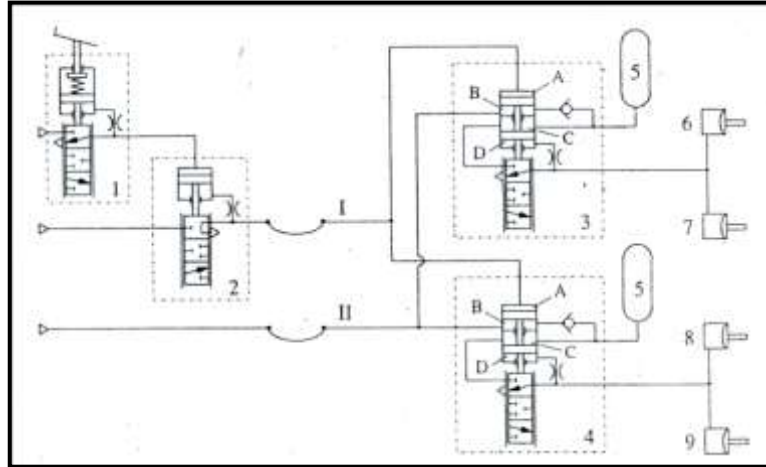
Đặc điểm nổi bật của hệ thống dẫn động bằng khí nén là thời gian chậm tác dụng (hay còn gọi là thời gian phản ứng) là thời gian kể từ khi người lái tác động vào bàn đạp phanh cho đến khi áp suất trong xi lanh phanh xa nhất đạt mức quy định (ứng với thời điểm má phanh ép sát vào trống phanh). Thời gian này đối với phanh dầu thường rất nhỏ, thường lớn hơn phanh dầu hàng chục lần, nó là đặc điểm nổi bật của hệ thống dẫn động bằng khí nén. Điều này càng trở nên nghiêm trọng hơn đối với các hệ thống dẫn động phanh trên các sơ mi rơ moóc cỡ lớn, bởi vì chiều dài tổng cộng của các đoạn ống dẫn tới xy lanh phanh xa nhất có thể lên tới 60 m hoặc hơn nữa. Trong những trường hợp như vậy rất khó mà đảm bảo được thời gian thời gian phản ứng của hệ thống trong phạm vi cho phép của các tiêu chuẩn, quy định nếu như không có các giải pháp kỹ thuật thích hợp

2. THIẾT LẬP HỆ PHƯƠNG TRÌNH VI PHÂN

2.1 Cơ sở lý thuyết

Để nghiên cứu động lực học của hệ thống cần thiết lập được phương trình mô tả quá trình làm việc của hệ thống hay nói cách khác là mô phỏng toán học hệ thống. Tuy nhiên bản chất vật lý của các hiện tượng xảy ra trong hệ thống rất phức tạp và việc mô phỏng một cách

hoàn toàn chính xác là việc không thể thực hiện được, đặc biệt là quá trình quá độ. Do vậy người ta dùng phương pháp mô phỏng gần đúng để giải quyết bài toán này. Trong bài báo này chúng tôi xin trình bày một phương pháp mô phỏng của GS Metliuc, đó là phương pháp mô phỏng tập trung, nó có ưu điểm là tương đối đơn giản, dễ thực hiện và cho phép nghiên cứu những hệ thống phức tạp với độ chính xác cao.



Hình 2.1 Sơ đồ nguyên lý của hệ thống phanh rơ moóc dẫn động bằng khí nén
1 – Tổng van; 2- Van điều khiển hệ thống; 3,4- Các van phân phối khí trên rơ moóc;
5- Các bình nén khí; 6, 7, 8, 9- Các xi lanh phanh rơ moóc

2.1.1 Phương trình lưu lượng đi qua tiết lưu

Phương trình lưu lượng tức thời đi qua tiết lưu

$$m^*_{\text{D}} = \left(\frac{dm}{dt} \right)_D = \mu f v^* \frac{p_0}{RT} \cdot \varphi(\sigma) \quad (2.1)$$

Trong đó:

$\dot{m}_D$ - Lưu lượng tức thời đi qua tiết lưu;

μ - Hệ số lưu lượng

$$\mu = \frac{v_{1\max}}{v^*} \frac{f_c}{f} \quad f_c, f - \text{tiết diện của dòng khí và lỗ tiết lưu (m}^2\text{); } v^* - \text{vận tốc giới}$$

hạn: $v^* = \sqrt{kRT}$ ($\sim 330\text{m/s}$ – vận tốc truyền sóng trong không khí); $k = 1,4$ chỉ số đoạn nhiệt;

T - nhiệt độ tuyệt đối ($^{\circ}\text{K}$);

$R = 287,14 \text{ m}^2/(\text{s}^2 \cdot \text{K})$;

$\varphi(\sigma)$ - hàm lưu lượng, với (σ) là áp suất không thứ nguyên: $(\sigma) = \frac{p_1}{p_0}$; p_0, p_1 – áp suất trước và

sau tiết lưu

Do mức độ phức tạp của các quá trình xảy ra trong hệ thống mà người ta chưa tìm được biểu thức toán học chính xác mô tả hàm lưu lượng. Trong quá trình tính toán vẫn phải sử dụng các công thức kinh nghiệm hoặc các công thức gần đúng được xây dựng dựa trên cơ sở một loạt các giả thiết nên thiếu chính xác. Các sai số này được bù trừ trong hệ số μ , còn μ thì được xác định bằng thực nghiệm.

Có rất nhiều tác giả đã đưa ra công thức hàm lưu lượng, nhưng ở đây ta xét công thức hàm lưu lượng do GS Metliuc đề xuất.

$$\varphi(\sigma) = A \frac{1-\sigma}{B-\sigma} \quad (2.2)$$

Với $A = 0.654$ và $B = 1,13$

2.1.2 Phương trình lưu lượng đi vào dung tích

Trên sơ đồ tính toán, các tiết lưu chỉ đặc trưng cho các phần tử của hệ thống về mặt tổn thất lưu lượng, để thể hiện thể tích của các phần tử này ta cũng tập trung chúng tại một điểm tạo thành các dung tích. Như vậy trong quá trình hoạt động một phần khí sẽ đi vào điền đầy các dung tích này. Lưu lượng khí đi vào dung tích có thể tích V được tính như sau:

$$\dot{m}_E = \left(\frac{dm}{dt} \right)_E = \frac{V}{kRT} \frac{dp}{dt} \quad (2.3)$$

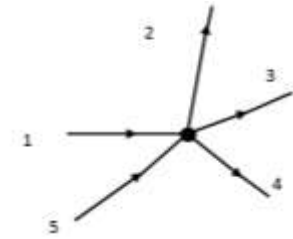
2.1.3 Phương trình lưu lượng tại các điểm nút

Mối ghép giữa các phân tử gọi là nút, tổng lưu lượng khí đi vào và ra tại thời điểm xét bằng 0:

$$\sum_{i=1}^n \left(\frac{dm}{dt} \right)_i = 0 \quad (2.4)$$

Ví dụ như sơ đồ hình vẽ trên ta có:

$$\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 + \dot{m}_5 = 0 \quad (2.5)$$



Hình 2.2 Lưu lượng tại điểm nút

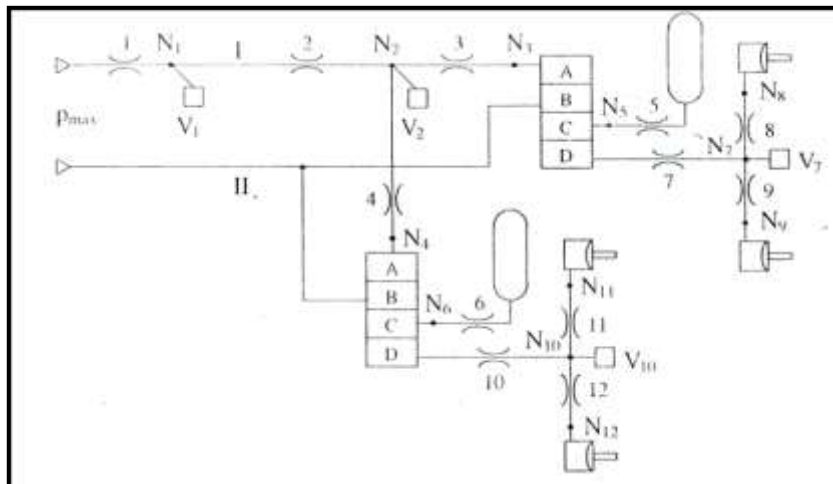
2.2 Mô phỏng hệ thống dẫn động phanh khí nén trên đoàn xe

2.2.1 Sơ đồ mô phỏng của hệ thống

Áp dụng phương pháp mô phỏng tập trung từ sơ đồ nguyên lý hình 2.1 ta xây dựng được sơ đồ mô phỏng hệ thống thể hiện trên hình 2.3. Trên sơ đồ này, để đơn giản bớt mô hình tính toán, đã bỏ qua van điều khiển rơ moóc và coi như đường điều khiển I được nối trực tiếp với tổng van. Trên sơ đồ mô phỏng tổng van được thể hiện bằng tiết lưu số 1, còn thể tích làm việc của nó được thay thế bằng dung tích V1 đặt tại nút 1. Đoạn đường ống nối từ tổng van tới chỗ rẽ nhánh ra hai van phân phối tương ứng với tiết lưu 2 và thể tích V2 đặt tại nút 2. Tương tự như vậy, ta xây dựng sơ đồ mô phỏng cho cả hệ thống. Riêng các van phân phối được thể hiện thông qua các khoang làm việc A, B, C, D của chúng.

2.2.2 Mô hình toán học của hệ thống

Sơ đồ mô phỏng trên (hình 2.3) cho phép ta xây dựng hệ phương trình vi phân mô tả hệ thống hay còn gọi là mô hình toán học của hệ thống. Trong quá trình xây dựng mô hình toán học có sử dụng một số giả thiết sau: Áp suất trong các bình chứa không thay đổi trong thời gian quá trình quá độ; Không có rò rỉ trong hệ thống; Nhiệt độ khí nén trong hệ thống không thay đổi trong thời gian quá trình quá độ; Bỏ qua ma sát và quán tính của các chi tiết chuyển động của các van; Thể tích các khoang công tác của các van và các xy lanh phanh không đổi.



Hình 2.3 Sơ đồ mô phỏng hệ thống dẫn động phanh khí nén sơ mi rơ moóc

Các phương trình được viết lần lượt cho các nút, sau khi khai triển, biến đổi ta thu được một hệ 12 phương trình vi phân bậc nhất có số phương trình bằng số nút trên sơ đồ mô phỏng.

Đối với nút N_1 ta có:

+ Phương trình lưu lượng:

$$\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_{E1} = 0$$

+ Phương trình hàm khí động học:

$$\mu_1 f_1 V^* p_{\max} A \frac{p_{\max} - p_1}{B p_{\max} - p_1} - \mu_2 f_2 V^* p_1 A \frac{p_1 - p_2}{B p_1 - p_2} - \frac{V_1}{k} \frac{dp_1}{dt} = 0$$

$$\Leftrightarrow AV^* \left[(\mu f)_1 p_{\max} \frac{p_{\max} - p_1}{B p_{\max} - p_1} - (\mu f)_2 p_1 \frac{p_1 - p_2}{B p_1 - p_2} \right] - \frac{V_1}{k} \frac{dp_1}{dt} = 0$$

Tương tự như vậy, ta xây dựng được 12 phương trình vi phân ứng với 12 nút trên sơ đồ tính toán, hệ gồm 12 phương trình vi phân:

- 1) $AV^* \left[(\mu f)_1 p_{\max} \frac{p_{\max} - p_1}{B p_{\max} - p_1} - (\mu f)_2 p_1 \frac{p_1 - p_2}{B p_1 - p_2} \right] - \frac{V_1}{k} \frac{dp_1}{dt} = 0$
- 2) $AV^* \left[(\mu f)_2 p_1 \frac{p_1 - p_2}{B p_1 - p_2} - (\mu f)_3 p_2 \frac{p_2 - p_3}{B p_2 - p_3} - (\mu f)_4 p_2 \frac{p_2 - p_4}{B p_2 - p_4} \right] - \frac{V_2}{k} \frac{dp_2}{dt} = 0$
- 3) $AV^* \left[(\mu f)_3 p_2 \frac{p_2 - p_3}{B p_2 - p_3} \right] - \frac{V_A}{k} \frac{dp_3}{dt} = 0$
- 4) $AV^* (\mu f)_4 p_2 \frac{p_2 - p_4}{B p_2 - p_4} - \frac{V_A}{k} \frac{dp_4}{dt} = 0$
- 5) $AV^* (\mu f)_5 p'_{\max} \frac{p'_{\max} - p_5}{B p'_{\max} - p_5} - \frac{V_C}{k} \frac{dp_5}{dt} = 0$
- 6) $AV^* (\mu f)_6 p'_{\max} \frac{p'_{\max} - p_6}{B p'_{\max} - p_6} - \frac{V_C}{k} \frac{dp_6}{dt} = 0$
- 7) $AV^* \left[(\mu f)_7 p_{D7} \frac{p_{D7} - p_7}{B p_{D7} - p_7} - (\mu f)_8 p_7 \frac{p_7 - p_8}{B p_7 - p_8} - (\mu f)_9 p_7 \frac{p_7 - p_9}{B p_7 - p_9} \right] - \frac{V_7}{k} \frac{dp_7}{dt} = 0$
- 8) $AV^* (\mu f)_8 p_7 \frac{p_7 - p_8}{B p_7 - p_8} - \frac{V_{EXL}}{k} \frac{dp_8}{dt} = 0$
- 9) $AV^* (\mu f)_9 p_7 \frac{p_7 - p_9}{B p_7 - p_9} - \frac{V_{EXL}}{k} \frac{dp_9}{dt} = 0$
- 10) $AV^* \left[(\mu f)_{10} p_{D10} \frac{p_{D10} - p_{10}}{B p_{D10} - p_{10}} - (\mu f)_{11} p_{10} \frac{p_{10} - p_{11}}{B p_{10} - p_{11}} - (\mu f)_{12} p_{10} \frac{p_{10} - p_{12}}{B p_{10} - p_{12}} \right] - \frac{V_{10}}{k} \frac{dp_{10}}{dt} = 0$
- 11) $AV^* (\mu f)_{11} p_{10} \frac{p_{10} - p_{11}}{B p_{10} - p_{11}} - \frac{V_{EXL}}{k} \frac{dp_{11}}{dt} = 0$
- 12) $AV^* (\mu f)_{12} p_{10} \frac{p_{10} - p_{12}}{B p_{10} - p_{12}} - \frac{V_{EXL}}{k} \frac{dp_{12}}{dt} = 0$

Riêng van phân phối khí của rơ moóc sẽ có thêm hai phương trình thể hiện quan hệ áp suất giữa các khoang công tác của chúng:

$$p_{D7} = p_3 + p_5 - p'_{\max}$$

$$p_{D10} = p_4 + p_6 - p'_{\max}$$

2.2.3 Chọn thông số và số liệu để tính toán

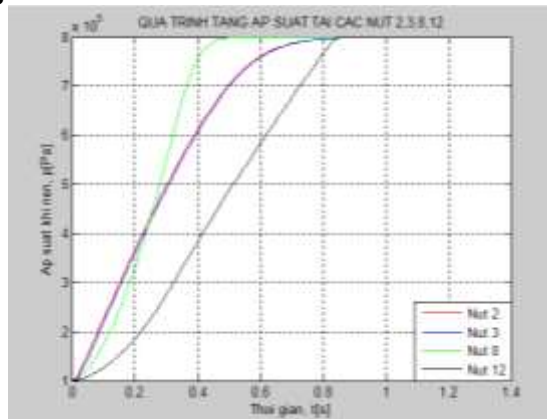
Sau khi nghiên cứu cấu tạo, nguyên lý hoạt động của hệ thống, các cụm chi tiết, các bộ phận của hệ thống dẫn động, nhóm tác giả đã chọn các thông số và số liệu ban đầu để tính toán cho xe KAMAZ 5320 ghi trong bảng sau:

Bảng 1. Các thông số đầu vào để tính toán

Các nút	Đường kính trong d (mm)	Độ dài l (m)	Hệ số μ
1	-	-	0.5
2	12	14	0.15
3, 4	8	2.5	0.32
5, 6	12	0.8	0.5
7, 10	12	0.7	0.5
8, 11	12	2	0.45
9, 12	8	2	0.35

Để đánh giá các kết quả tìm được của bài toán, trong luận văn này tác giả lấy tiêu chuẩn của Liên hợp quốc để làm tiêu chuẩn so sánh. Theo tiêu chuẩn này thì thời gian kể từ khi tác động lên bàn đạp phanh cho tới khi áp suất trong xi lanh xa nhất của rơ moóc đạt 75% áp suất định mức không vượt quá 0,6 giây. Áp suất cực đại $p_{\max}$ trên hệ thống tính toán lấy bằng 8 kG/cm^2 ($8 \times 10^5 \text{ Pa}$), như vậy lấy theo tiêu chuẩn quy định của Liên hợp quốc để so sánh thì 75% của áp suất này là 6 kG/cm^2 . Trong đó hệ số μ được chọn theo đồ thị thực nghiệm tùy thuộc vào đường kính và chiều dài đoạn ống.

2.2.4 Kết quả mô phỏng



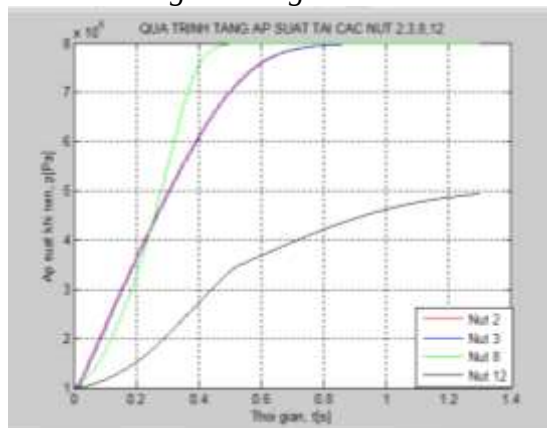
Hình 2.4 Quá trình tăng áp suất tại nút 2,3,8,12

Nhận xét: Các nút N_2 , N_3 , N_8 , đảm bảo yêu cầu về thời gian phản ứng, còn nút N_{12} để đạt được áp suất là $6 \times 10^5 \text{ Pa}$ thì thời gian phản ứng khoảng 0,63 giây

2.3 Ảnh hưởng của các thông số kết cấu đến thời gian phản ứng của hệ thống phanh

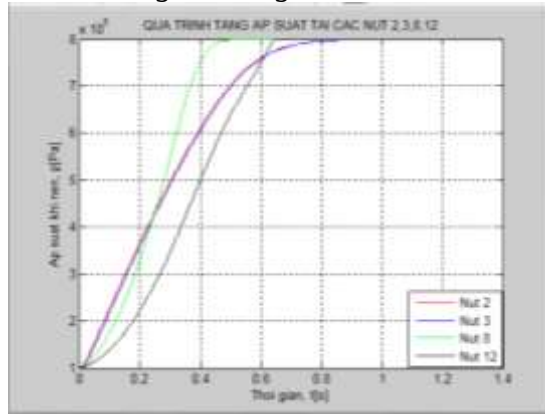
2.3.1 Ảnh hưởng của đường kính ống

- Phương án 1: Giảm kích thước đường kính ống $d=6\text{mm}$



Hình 2.5 Quá trình tăng áp tại các nút 2,3,8,12

-Phương án 2: Tăng kích thước đường kính ống $d=12\text{mm}$

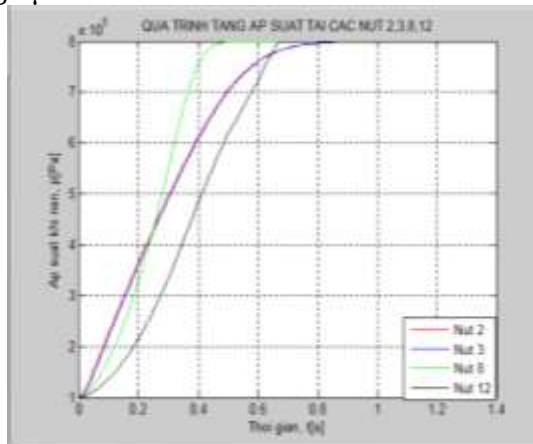


Hình 2.6 Quá trình tăng áp tại các nút 2,3,8,12

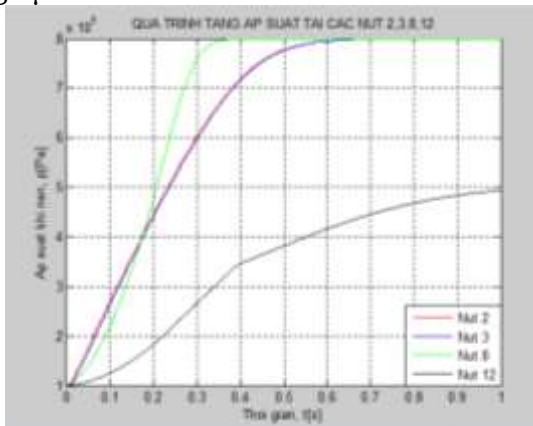
Nhận xét: Khi giảm kích thước đường kính ống nút 12, áp suất tại nút số 12 xấp xỉ 5×10^5 Pa. Khi tăng kích thước đường ống tới nút số 12 thì áp suất tại đó tăng lên dẫn tới thời gian phản ứng nhanh hơn.

2.3.2 Ảnh hưởng của hệ số lưu lượng đường ống

- Khi tăng hệ số lưu lượng: $\mu = 0.5$



-Khi giảm hệ số lưu lượng : $\mu = 0.2$



Hình 2.7 Ảnh hưởng của hệ số lưu lượng tới thời gian phản ứng

Nhận xét: Hệ số lưu lượng càng tăng thì thời gian phản ứng của hệ thống cũng tăng theo. Khi giảm hệ số $\mu = 0,2$ thì áp suất đạt cực đại là 5×10^5 Pa và thời gian phản ứng rất lớn

3. MỘT SỐ HƯỚNG NGHIÊN CỨU GIẢM THỜI GIAN CHẠM TÁC DỤNG CỦA HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG PHANH BẰNG KHÍ NÉN

Đầu tiên để giảm thời gian chậm tác dụng của hệ thống là tính toán, lựa chọn kích thước đường ống một cách hợp lý nhất. Trên thực tế đây là một bài toán tối ưu, thường rất phức tạp do phải giải quyết một cách đồng bộ các vấn đề liên quan, nếu để đường kính ống quá bé, sự cản chuyển động của dòng khí sẽ lớn làm thời gian phản ứng của hệ thống sẽ tăng, còn nếu ta tăng đường kính ống thì thời gian phản ứng tại mạch nối tiếp sau nó sẽ giảm, nhưng thời gian phản ứng của mạch nối song song với nó sẽ tăng lên. Như vậy nó làm ảnh hưởng tới thời gian phản ứng của mạch rẽ. Hơn nữa đường kính trong của ống và các thiết bị

quá lớn sẽ làm thể tích ống và thiết bị sẽ tăng, do đó cần phải thêm thời gian và một lượng khí đủ lớn để điền đầy thể tích này, mặt khác nếu đường kính trong trở nên quá lớn thì hệ thống sẽ nặng nề, cồng kềnh, giá thành tăng trong khi thời gian phản ứng không đáng kể.

Sử dụng van phụ tăng tốc và bố trí van hiệu chỉnh trong mạch một cách hợp lý cũng là một bài toán tối ưu. Và nhờ phương pháp mô phỏng ta cũng có thể tính toán được vị trí tương đối chính xác của van phân phối trên hệ thống.

4. KẾT LUẬN

Sử dụng phương pháp mô phỏng giúp các nhà thiết kế chế tạo có thể xác định được thời gian chậm tác dụng của hệ thống. Nhờ các phần mềm Matlab Simulink để mô phỏng cho ra kết quả có thể đánh giá được sơ bộ hiệu quả phanh của hệ thống ngay trong khâu thiết kế và kịp thời đưa ra những giải pháp kỹ thuật hợp lý, nhằm cải thiện chất lượng làm việc của hệ thống, đáp ứng chỉ tiêu theo tiêu chuẩn hiện hành. Độ chính xác của phương pháp tính toán mô phỏng rất cao, nhưng phụ thuộc vào nhiều yếu tố, trong đó đặc biệt quan trọng là hệ số μ từ các thông số kết cấu của hệ thống. Vì vậy việc kiểm chứng bằng thực nghiệm rất cần thiết.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Nguyễn Hữu Cần (2004), *Phanh ô tô - Cơ sở khoa học và thành tựu mới*, Nxb Khoa học và kỹ thuật, Hà Nội.
- [2]. Nguyễn Sĩ Đình (2011), *Nghiên cứu động lực học dẫn động điều khiển hệ thống phanh ô tô quân sự*, Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Học viện kỹ thuật quân sự
- [3]. Метлюк Автушко (1980), *Динамика Пневматических Гидравлических приводов Автомобилей*, Москва.
- [4]. Атоян Каминский (1969), *Пневматические Системы Автомобилей*, Москва