

# NGHIÊN CỨU ĐIỀU KHIỂN ĐỘC LẬP ÁP SUẤT TRONG XILANH PHANH BÁNH XE TRÊN CƠ SỞ BỘ CHẤP HÀNH ABS THỦY LỰC

## STUDY ON INDIVIDUAL PRESSURE CONTROL OF BRAKE CALIPERS BASED ON HYDRAULIC ABS MODULATOR

Đào Huy Hải<sup>1</sup>, Nguyễn Tuấn Anh<sup>2</sup>, Đặng Việt Hà<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Nghiên cứu sinh Trường Đại học Giao thông Vận tải

<sup>2</sup>Trường Đại học Giao thông Vận tải

<sup>3</sup>Cục Đăng kiểm Việt Nam

### TÓM TẮT

Bộ chấp hành của hệ thống chống bó cứng bánh xe khi phanh ABS (Anti-lock Braking System) được tích hợp sử dụng trong hệ thống ổn định điện tử ESP (Electronic Stability Program) nhằm ổn định quỹ đạo chuyển động ô tô trong các tình huống đánh lái khẩn cấp bằng cách chủ động tạo ra lực phanh độc lập ở các bánh xe. Trong bài báo này, động lực học của bộ chấp hành ABS thủy lực bao gồm động cơ dẫn động, bơm thủy lực, bộ tích năng, van điện từ và xilanh phanh bánh xe được mô hình hóa và mô phỏng bằng phần mềm Matlab-Simulink, trong đó áp suất hệ thống phanh được tạo ra nhờ bơm thủy lực của hệ thống ABS và truyền đến các xilanh phanh bánh xe riêng biệt thông qua điều khiển điện áp cấp cho van tăng áp. Các kết quả khảo sát cho thấy áp suất thủy lực tại các xilanh phanh bánh xe đáp ứng chính xác tín hiệu điều khiển, mô hình đảm bảo tin cậy trong sử dụng để nghiên cứu điều khiển độc lập lực phanh ở các bánh xe nhằm ổn định quỹ đạo chuyển động của ô tô.

**Từ khóa:** Bộ chấp hành ABS thủy lực; Động lực học van điện từ; Điều khiển áp suất phanh bánh xe.

### ABSTRACT

The anti-lock braking system (ABS) actuator is used in the electronic stability system (ESP) to stabilize the vehicle trajectory in emergency steering situations by actively creating an independent braking force at the wheels. In this paper, the dynamics of hydraulic ABS actuators including motor, hydraulic pump, accumulator, solenoid valves, and brake caliper are modeled and simulated by Matlab-Simulink software, where the pressure in the brake system is generated by the hydraulic pump of the ABS system and transmitted to the individual wheel brake calipers through voltage control applied to the solenoid valve. The results show that the hydraulic pressure at the wheel brake calipers accurately responds to the control signal, the model ensures reliability in use to study individual control of the brake force at the wheels to stabilize the vehicle trajectory.

**Keywords:** Hydraulic ABS modulator; Solenoid valves modeling; Brake caliper pressure control. 

## 1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Bộ chấp hành của hệ thống chống bó cứng bánh xe khi phanh ABS (Anti-lock Braking System) được tích hợp trong nhiều ứng dụng an toàn chủ động khác trên ô tô như hệ thống phân phối lực phanh điện tử EBD (Electronic Braking Force Distribution), hệ thống chống trượt quay bánh xe TCS (Traction Control System) và hệ thống ổn định điện tử ESP (Electronic Stability Program). Chất lượng làm việc của các hệ thống an toàn chủ động này chịu ảnh hưởng lớn bởi động lực học của bộ chấp hành thủy lực, đặc biệt là các van điện từ (solenoid valves). Nhiều bài báo đã giới thiệu các mô hình động lực học khác nhau của van điện từ. Trong khi Zhe [1], Chen [2] và Che-Pin [3] xây dựng mối quan hệ giữa áp suất đầu ra của van điện từ tương ứng theo điện áp và cường độ dòng điện điều khiển, Tota [4, 5] lại biểu diễn quan hệ giữa tiết diện làm việc của van điện từ và điện áp điều khiển thông qua hàm truyền.

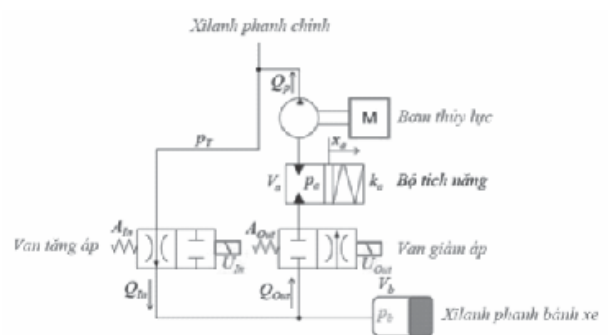
Hầu hết các van điện từ trong bộ chấp hành ABS đều được điều khiển on/off bằng cách điều chế độ rộng xung PWM (Pulse Width Modulation) và chu kỳ xung DC (Duty Cycle). Tùy theo đặc tính động lực học của các van điện từ, việc điều khiển PWM và DC sẽ tạo ra những đáp ứng khác nhau của áp suất trong xilanh phanh bánh xe [4-6]. Việc điều khiển áp suất xilanh phanh bánh xe bằng phương pháp on/off thường gây ra các dao động áp suất khó kiểm soát.

Trong bài báo này, dựa trên mô hình động lực học của bộ chấp hành ABS thủy lực, bao gồm động cơ dẫn động, bơm thủy lực, bộ tích năng, van điện từ và xilanh phanh bánh xe, mối quan hệ giữa áp suất xilanh phanh bánh xe và tín hiệu điện áp điều khiển van tăng áp được

thiết lập và mô phỏng bằng phần mềm Matlab-Simulink. Các kết quả khảo sát cho thấy, trong cả trường hợp điều khiển chung cả bốn bánh xe hay điều khiển độc lập từng bánh xe, áp suất tại các xilanh phanh bánh xe đều đáp ứng chính xác tín hiệu điều khiển, mô hình đảm bảo độ tin cậy khi sử dụng để nghiên cứu điều khiển lực phanh nhằm ổn định quỹ đạo chuyển động của ô tô.

## 2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC BỘ CHẤP HÀNH ABS THỦY LỰC

Hình 1 trình bày sơ đồ mạch thủy lực tự động điều chỉnh áp suất xilanh phanh bánh xe của bộ chấp hành ABS. Khi hệ thống ESP hoạt động, bộ điều khiển ESP sẽ kích hoạt bơm dầu làm việc tạo ra áp suất cao trong hệ thống thủy lực. Van tăng áp ở các bánh xe ở trạng thái thường mở cho dầu thủy lực áp suất cao đi vào các xilanh phanh bánh xe để tạo lực phanh. Trong trường hợp lực phanh chỉ yêu cầu được sinh ra ở một bánh xe để tạo mô men ổn định hướng chuyển động, van tăng áp ở các bánh xe khác sẽ đóng lại. Khi cần giảm áp suất, van giảm áp sẽ được mở ra để dầu thủy lực thoát khỏi xilanh phanh bánh xe trở về bộ tích năng.



Hình 1. Sơ đồ mạch thủy lực điều khiển áp suất xilanh phanh bánh xe của bộ chấp hành ABS

Để nghiên cứu điều khiển sự thay đổi áp suất riêng biệt trong từng xilanh phanh bánh xe, trước hết cần xây dựng mô hình động lực

học quá trình làm việc của hệ thống, bao gồm mô hình động lực học của bơm thủy lực, bộ tích năng, các van điện từ tăng/giảm áp và xilanh phanh bánh xe.

### 2.1. Động lực học của bơm thủy lực

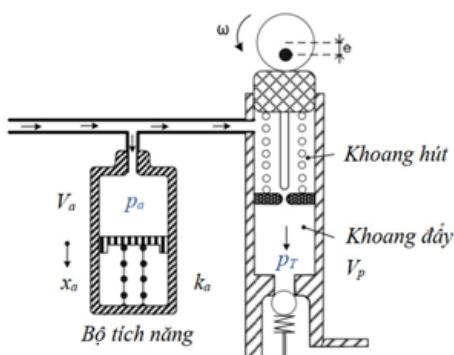
Kết cấu của bơm thủy lực và bình tích năng được thể hiện trong Hình 2 [7]. Bơm thủy lực được dẫn động nhờ động cơ điện có tốc độ góc quay  $\omega$  (rad/s). Với góc pha ban đầu  $\omega_0$  (rad) và độ lệch tâm  $e$  (m) của cam dẫn động, thể tích  $V_p$  (m<sup>3</sup>) và lưu lượng  $Q_p$  (m<sup>3</sup>/s) của dầu thủy lực chảy qua bơm trong khoảng thời gian  $t$  (s) được xác định như sau:

$$\begin{aligned} V_p &= S_p e \sin(\varphi_0 + \omega t), \\ Q_p &= \dot{V}_p = S_p e \omega \cos(\varphi_0 + \omega t) \end{aligned} \quad (1)$$

Trong đó,  $S_p$  (m<sup>2</sup>) là diện tích làm việc của piston bơm thủy lực. Mô men cản  $M_p$  (Nm) do bơm thủy lực tác động vào động cơ điện được tính theo công thức:

$$M_p = Q_p (p_T - \eta p_a) \quad (2)$$

Với  $p_T$  và  $p_a$  (N/m<sup>2</sup>) tương ứng là áp suất của khoang đẩy và khoang hút của bơm thủy lực,  $\eta$  là tỉ số diện tích giữa khoang đẩy và khoang hút.



Hình 2. Kết cấu bơm thủy lực và bộ tích năng

### 2.2. Động lực học của động cơ dẫn động bơm thủy lực

Động lực học của động cơ điện một chiều sử dụng nam châm vĩnh cửu dẫn động bơm thủy lực được mô tả bằng hệ phương trình dưới đây:

$$\begin{cases} dI_m / dt = (U_m - I_m R_m - k_\phi \omega) / L_m, \\ \dot{\omega} = (k_\phi I_m - M_p - M_f) / J_m. \end{cases} \quad (3)$$

Trong đó:  $U_m$  (V) là điện áp cấp cho động cơ,  $I_m$  (A) là dòng điện trong cuộn dây động cơ,  $R_m$  ( $\Omega$ ) là điện trở của cuộn dây,  $k_\phi$  là hệ số điện từ,  $L_m$  (H) là điện cảm của cuộn dây,  $M_f$  (Nm) là mô men ma sát,  $J_m$  (kgm<sup>2</sup>) là mô men quán tính khối lượng của động cơ điện dẫn động bơm thủy lực.

### 2.3. Động lực học của bộ tích năng thủy lực

Phương trình động lực học của bộ tích năng thủy lực được biểu diễn bằng công thức [4]:

$$m_a \ddot{x}_a + b \dot{x}_a + F_{fa} \text{sign} \dot{x}_a + k_a x_a = p_a S_a \quad (4)$$

Trong đó:  $m_a$  (kg) và  $x_a$  (m) là khối lượng và dịch chuyển của piston bộ tích năng,  $b$  (Ns/m) là hệ số cản của dầu thủy lực,  $k_a$  (N/m) là độ cứng của lò xo bộ tích năng,  $F_{fa}$  (N) là lực ma sát,  $p_a$  (N/m<sup>2</sup>) và  $S_a$  (m<sup>2</sup>) là áp suất và tiết diện làm việc của bộ tích năng.

Lưu lượng dầu thủy lực qua bộ tích năng được tính như sau [7]:

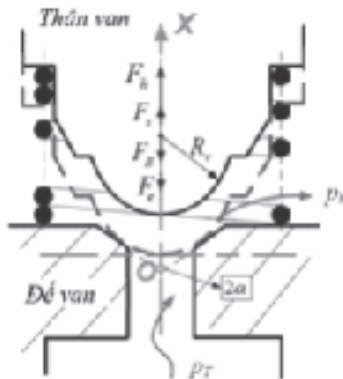
$$Q_a = \dot{x}_a S_a \rho (p_a) / \rho \quad (5)$$

Với  $\rho$  (p<sub>a</sub>) và  $\rho$  (kg/m<sup>3</sup>) tương ứng là khối lượng riêng của dầu thủy lực tại áp suất  $p_a$  và tại áp suất khí quyển. 

## 2.4. Động lực học của van điện từ

Van tăng áp trong bộ chấp hành ABS thủy lực là loại van thường mở, chỉ đóng lại khi có tín hiệu điều khiển giữ áp và giảm áp từ hệ thống ABS hoặc khi không có tín hiệu điều khiển tăng áp suất phanh khi hệ thống ESP hoạt động. Mô hình của van tăng áp được thể hiện trong Hình 3. Khi không có dòng điện cấp vào cuộn dây điện từ, van ở trạng thái mở nhờ tác dụng của lò xo. Khi cuộn dây điện từ được cấp điện, lực điện từ thắng lực lò xo làm van đóng van lại, ngăn dầu thủy lực từ bơm dầu đến xilanh phanh bánh xe.

Khi di chuyển, các lực tác dụng lên lõi van theo phương dọc trục bao gồm: lực điện từ  $F_e$  (N), lực đàn hồi của lò xo  $F_s$  (N), lực nâng  $F_h$  (N) và lực cản nhớt  $F_B$  (N) của dầu thủy lực. Phương trình cân bằng được viết như sau [2]:



Hình 3. Sơ đồ các lực tác dụng khi van tăng áp làm việc

$$m_v \ddot{x}_v = -F_e + F_s - F_B + F_h \quad (6)$$

Trong đó,  $m_v$  (kg) và  $x_v$  (m) tương ứng là khối lượng và dịch chuyển của lõi van.

- Lực điện từ tác dụng lên lõi van có thể được xác định gần đúng theo công thức:

$$F_e = K_u U_e(t) + K_x x_v(t) \quad (7)$$

Với  $U_e$  (V) là điện áp điều khiển van tăng áp và  $K_u$  (N/V),  $K_x$  (N/m) là các hệ số thực nghiệm.

- Do van tăng áp ở trạng thái thường mở nên lực lò xo được xác định như sau:

$$F_s = k_s (x_0 + x_m - x_v) \quad (8)$$

Trong đó,  $x_0$  (m) là dịch chuyển ban đầu của lò xo tương ứng với trạng thái van mở bình thường,  $x_m$  (m) là dịch chuyển lớn nhất của lò xo tương ứng với trạng thái van mở hoàn toàn, và  $k_s$  (N/m) là độ cứng của lò xo đàn hồi.

- Lực cản nhớt phụ thuộc vào hệ số cản  $b$  (N/m/s) của dầu thủy lực và vận tốc dịch chuyển của lõi van theo công thức:

$$F_B = b \dot{x}_v \quad (9)$$

- Lực nâng của dầu thủy lực tác dụng lên lõi van có thể được xác định như sau:

$$F_h = \pi R_v^2 (\cos \alpha)^2 \Delta p - 2c_q^2 A_i \Delta p \cos \alpha (1 - A_i / A_0) - \rho L \dot{Q}_{In} \quad (10)$$

Trong công thức trên:  $R_v$  (m) là bán kính chỏm cầu của lõi van,  $\alpha$  ( $^\circ$ ) là góc nghiêng của đế van,  $A_{in}$  ( $m^2$ ) là diện tích mặt cắt ngang của van tăng áp,  $A_{ini}$  ( $m^2$ ) là tiết diện làm việc phụ thuộc vào  $R_v$ , đường kính trung bình của đế van  $d_m$  (m) và dịch chuyển của lõi van  $x_v$  [2],  $Q_{In}$  ( $m^3/s$ ) là lưu lượng dòng chảy qua van phụ thuộc vào tiết diện làm việc  $A_{ini}$  và độ chênh áp  $\Delta p$  (N/m $^2$ ) giữa cửa vào và cửa ra của van tăng áp,  $L$  (m) là chiều dài đường ống từ van tăng áp đến van giảm áp,  $c_q$  là hệ số lưu lượng phụ thuộc vào độ chênh áp và sức cản thủy lực [4].

$$Q_{In} = c_q A_{Ini} \sqrt{\frac{2|\Delta p|}{\rho}} \text{sign}(\Delta p), \quad (11)$$

$$A_{Ini} = \frac{\pi d_m}{R_v} \sqrt{R_v^2 - \frac{d_m^2}{4}} x_v. \quad (12)$$

Thay các phương trình (7-10) vào phương trình (6) ở trạng thái van tăng áp đóng hoàn toàn, nghĩa là  $x_v = 0$ ,  $A_i = 0$  và  $Q_{In} = 0$ , sau khi biến đổi có thể nhận được phương trình biểu diễn mối quan hệ tuyến tính giữa độ chênh áp  $\Delta p$  và tín hiệu điện áp điều khiển  $U_e$  như sau:

$$\Delta p(t) = \frac{K_u U_e(t) - k_s(x_0 + x_m)}{\pi R_v^2 (\cos \alpha)^2}. \quad (13)$$

Các phương trình động lực học của van tăng áp trình bày ở trên hoàn toàn có thể được áp dụng đối với van giảm áp, với lưu ý van giảm áp ở trạng thái thường đóng. Khi được cấp điện áp, lực điện từ sẽ hút lõi van để mở thông đường dầu từ xilanh phanh bánh xe chảy về bình tích năng.

## 2.5. Động lực học xilanh phanh bánh xe

Áp suất trong xilanh phanh bánh xe  $p_b$  được quyết định bởi lưu lượng  $Q_{In}$  từ cửa ra của van tăng áp và lưu lượng  $Q_{Out}$  chảy vào van giảm áp và được xác định từ các mối quan hệ:

$$\begin{cases} p_b = p_T + \Delta p, \\ Q_{In} - Q_{Out} = A_b dx_b / dt, \\ A_b dp_b = k_b dx_b. \end{cases} \quad (14)$$

Trong đó:  $A_b$  ( $m^2$ ),  $x_b$  (m) và  $k_b$  (N/m) lần lượt là diện tích làm việc, dịch chuyển và độ cứng đàn hồi của piston xilanh phanh bánh xe. Từ phương trình (11) và (14) có thể viết:

$$\frac{dp_b}{dt} = \dot{p}_b(t) = \frac{k_b}{A_b^2} (Q_{In} - Q_{Out}). \quad (15)$$

Các thông số động lực học chủ yếu của mô hình được cho trong Bảng 1 dưới đây [2, 4, 7].

Bảng 1. Các thông số cơ bản của mô hình động lực học bộ chấp hành ABS thủy lực

| Kí hiệu | Thông số                            | Giá trị             | Đơn vị | Kí hiệu  | Thông số                                     | Giá trị              | Đơn vị           |
|---------|-------------------------------------|---------------------|--------|----------|----------------------------------------------|----------------------|------------------|
| $m_a$   | Khối lượng của piston bộ tích năng  | $10 \cdot 10^{-3}$  | kg     | $R_m$    | Điện trở của động cơ điện                    | 0,125                | $\Omega$         |
| $m_v$   | Khối lượng của lõi van tăng áp      | $2,1 \cdot 10^{-3}$ | kg     | $L_m$    | Điện cảm của động cơ điện                    | $9,34 \cdot 10^{-5}$ | H                |
| $b$     | Hệ số cản nhớt của dầu thủy lực     | 85                  | N/m/s  | $J_m$    | Mô men quán tính khối lượng của động cơ điện | $9,5 \cdot 10^{-5}$  | kgm <sup>2</sup> |
| $k_a$   | Độ cứng lò xo trong bộ tích năng    | 35                  | N/m    | $M_f$    | Mô men ma sát của động cơ điện               | 0,3                  | Nm               |
| $k_s$   | Độ cứng lò xo van tăng áp           | 340                 | N/m    | $e$      | Độ lệch tâm của bơm thủy lực                 | $1 \cdot 10^{-3}$    | m                |
| $k_b$   | Độ cứng piston xilanh phanh bánh xe | 4000                | N/m    | $\alpha$ | Góc nghiêng để van tăng áp                   | 114                  | Độ               |



|           |                                             |                      |                |       |                                  |                     |     |
|-----------|---------------------------------------------|----------------------|----------------|-------|----------------------------------|---------------------|-----|
| $F_{fa}$  | Lực ma sát trong bộ tích năng               | 14                   | N              | $x_0$ | Dịch chuyển ban đầu của lò xo    | $3,1 \cdot 10^{-3}$ | m   |
| $S_a$     | Tiết diện làm việc của bộ tích năng         | $1,56 \cdot 10^{-4}$ | m <sup>2</sup> | $x_m$ | Dịch chuyển lớn nhất của lõi van | $0,3 \cdot 10^{-3}$ | m   |
| $A_b$     | Tiết diện làm việc của xilanh phanh bánh xe | $13 \cdot 10^{-4}$   | m <sup>2</sup> | $R_v$ | Bán kính chỏm cầu của lõi van    | $0,8 \cdot 10^{-3}$ | m   |
| $A_{In}$  | Tiết diện làm việc của van tăng áp          | $0,29 \cdot 10^{-6}$ | m <sup>2</sup> | $K_u$ | Hệ số điện áp                    | 100                 | N/V |
| $A_{Out}$ | Tiết diện làm việc của van giảm áp          | $0,59 \cdot 10^{-6}$ | m <sup>2</sup> | $K_x$ | Hệ số dịch chuyển                | 12                  | N/m |

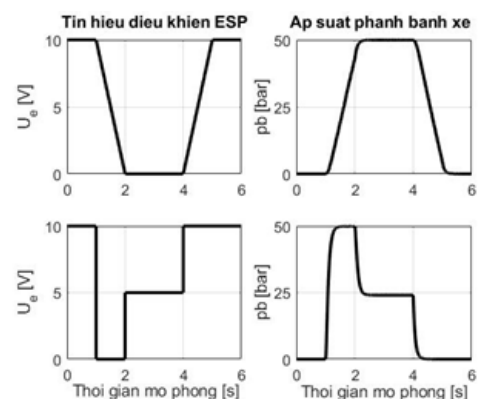
### 3. KHẢO SÁT SỰ ĐIỀU KHIỂN ĐỘC LẬP ÁP SUẤT XILANH PHANH BÁNH XE

Các phương trình mô tả động lực học của bộ chấp hành ABS thủy lực được giải bằng phần mềm mô phỏng Matlab-Simulink với tín hiệu đầu vào là điện áp điều khiển các van điện từ và tín hiệu đầu ra là áp suất dầu thủy lực ở các xilanh phanh bánh xe. Khi hệ thống ESP được kích hoạt, động cơ điện dẫn động bơm thủy lực sẽ làm tăng áp suất trong hệ thống. Dầu thủy lực sẽ được cấp cho các xilanh phanh bánh xe thông qua tín hiệu điều khiển van tăng áp.

Kết quả mô phỏng sự thay đổi của áp suất trong các xilanh phanh bánh xe theo cùng một tín hiệu điện áp điều khiển van tăng áp được trình bày trên Hình 4. Do các van tăng áp là van điện từ ở trạng thái thường mở nên khi không có nhu cầu tăng áp suất trong xilanh phanh bánh xe, điện áp sẽ được cấp tối đa để van tăng áp đóng hoàn toàn, ngăn không cho dầu thủy lực vào các xilanh phanh bánh xe.

Trong Hình 4a, tín hiệu điện áp điều khiển có dạng xung hình thang giảm dần từ 10V ở thời điểm 1s về 0 để mở hoàn toàn van tăng áp và tăng dần từ 0 đến 10V từ thời điểm 4s để đóng chặt van. Áp suất trong xilanh phanh

bánh xe tương ứng tăng dần từ 0 đến 50bar và giảm dần về 0 tương ứng với các thời điểm mở và đóng van.

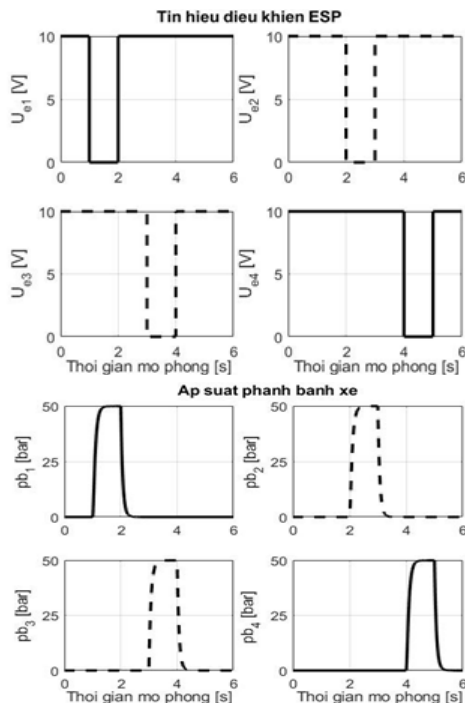


Hình 4. Sự thay đổi của áp suất xilanh phanh bánh xe theo điện áp điều khiển van tăng áp

Ở Hình 4b, tín hiệu điện áp điều khiển có dạng xung bậc, điện áp giảm từ 10V về 0 trong khoảng thời gian từ 1s đến 2s, sau đó duy trì mức điện áp 5V trong khoảng thời gian 2s đến 4s và tăng lên 10V trong thời gian còn lại. Áp suất xilanh phanh bánh xe tăng lên 50bar và giảm xuống 25bar tương ứng với tín hiệu điện áp điều khiển van tăng áp.

Hình 5 giới thiệu kết quả mô phỏng điều khiển độc lập áp suất ở các xilanh phanh bánh xe, trong đó tín hiệu xung điện áp điều khiển mở van tăng áp được duy trì 1s xuất hiện lần

lượt từ bánh xe số 1 đến bánh xe số 4. Xung áp suất trong các xilanh phanh bánh xe cũng xuất hiện lần lượt theo tín hiệu điện áp điều khiển. Trong Hình 5, các đường nét liền thể hiện tín hiệu điều khiển và áp suất xilanh phanh bánh xe số 1 và bánh xe số 4, các đường nét đứt là tín hiệu điều khiển và áp suất xilanh phanh bánh xe số 2 và bánh xe số 3.



Hình 5. Điều khiển độc lập áp suất ở các xilanh phanh bánh xe

#### 4. KẾT LUẬN

Bài báo đã giới thiệu mô hình động lực học của bộ chấp hành ABS thủy lực bao gồm động cơ dẫn động, bơm thủy lực, bình tích năng, van điện từ và xilanh phanh bánh xe, trong đó áp suất tại các xilanh phanh bánh xe được điều khiển độc lập thông qua tín hiệu điện áp cấp cho van tăng áp. Các kết quả khảo sát bằng phần mềm mô phỏng Matlab-Simulink cho thấy áp suất trong các xilanh phanh bánh xe đáp ứng chính xác tín hiệu điều khiển. Kết

quả của bài báo là cơ sở tin cậy để phát triển nghiên cứu ổn định quỹ đạo chuyển động của ô tô bằng cách điều khiển độc lập lực phanh ở các bánh xe nhờ bộ chấp hành ABS thủy lực. ❖

Ngày nhận bài: 08/7/2022

Ngày phản biện: 21/7/2022

#### Tài liệu tham khảo:

- [1]. Zhe Xiong et al. (2018); *Modeling and Pressure Tracking Control of a Novel Electro-Hydraulic Braking System*. Advances in Mechanical Engineering 2018, Vol. 10(3) 1–16. DOI: 10.1177/1687814018764153.
- [2]. Chen Lv, Hong Wang and Dongpu Cao (2017); *High-Precision Hydraulic Pressure Control Based on Linear Pressure-Drop Modulation in Valve Critical Equilibrium State*. IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 64, Iss. 10, October 2017, pp.7984-7993. DOI:10.1109/TIE.2017.2694414.
- [3]. Che-Pin Chen and Mao-Hsiung Chiang (2018); *Development of Proportional Pressure Control Valve for Hydraulic Braking Actuator of Automobile ABS*. Applied Science 2018, 8, 639; DOI:10.3390/app8040639.
- [4]. Tota, Antonio et al. (2017); *Passenger Car Active Braking System: Pressure Control Design and Experimental Results (Part II)*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C, Journal of Mechanical Engineering Science. - ISSN 0954-4062. DOI:10.1177/0954406217693032.
- [5]. M. Branciforte, A. Meli, G. Muscato (2011); *ANN and Non-Integer Order Modeling of ABS Solenoid Valves*. IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 19, No. 3, May 2011.
- [6]. Aldo Sornioti and Nikos E. Mastorakis (2006); *A Methodology to Investigate the Dynamic Characteristics of ESP Hydraulic Units - Part II: Hardware-In-the-Loop Tests*. Proceedings of the 4th WSEAS International Conference on Fluid Mechanics and Aerodynamics, Elounda, Greece, August 21-23, 2006 (pp275-281).
- [7]. CAI Jian-wei et al. (2012); *Modeling and Simulation of ABS Hydraulic Control Unit*. 2nd International Conference on Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology (EMEIT-2012).