

Mô phỏng đặc tính động lực học của một hệ thống servo khí nén

Modelling Dynamic Characteristics of a Pneumatic Servo System

Trần Xuân Bộ

Trường Đại học Bách Khoa Hà Nội – Số 1, Đại Cồ Việt, Hai Bà Trưng, Hà Nội

Đến Tòa soạn: 26-7-2019; chấp nhận đăng: 20-01-2020

Tóm tắt

Bài báo này khảo sát các đặc tính động lực học của một hệ thống servo khí nén và phát triển một mô hình toán học phù hợp đối với hệ thống. Để giải quyết mục đích này, một hệ thống thí nghiệm servo khí nén sử dụng một xy-lanh khí nén tác động kép và hai van tỉ lệ lưu lượng được xem xét. Các đặc tính hoạt động của hệ thống như vị trí pit-tông, các áp suất làm việc trong khoang xy-lanh và lực ma sát của xy-lanh được đo đạc và phân tích. Một mô hình toán học của hệ thống được đề xuất bởi tích hợp các đặc tính trễ, đặc tính xả nhanh của van và mô hình ma sát động trong xy-lanh khí nén. Kết quả nghiên cứu đã làm rõ các đặc tính hoạt động của hệ thống và chỉ ra rằng mô hình toán học được phát triển là phù hợp.

Từ khóa: Hệ thống servo khí nén, xy-lanh khí nén, van tỉ lệ lưu lượng, mô hình ma sát, mô hình hóa hệ thống

Abstract

This paper examines dynamic characteristics of a pneumatic servo system and develops a suitable mathematical model for the system. In order to deal with these purposes, an experimental setup of the pneumatic servo system using a double acting pneumatic cylinder and two proportional flow control valves is considered. The operating characteristics such as the piston position, the pressures in the cylinder chambers, and the friction force are measured and analyzed. A mathematical model of the pneumatic servo system is proposed by taking the dead-zone and quickly exhausting characteristics of the valve and a dynamic friction model of the pneumatic cylinder into consideration. The results make clear the dynamic behaviors of the system and show that the proposed system model is appropriate.

Keywords: Pneumatic servo system, pneumatic cylinder, proportional flow control valve, friction model, system modelling

1. Giới thiệu

Hệ thống servo khí nén được sử dụng nhiều trong các máy gia công chính xác, hệ thống tự động công nghiệp và robot phẫu thuật mà tại đó yêu cầu tương đối cao về công suất, giá thành, sự sạch sẽ và sự phù hợp với môi trường ô nhiễm. Tuy nhiên, hệ thống servo khí nén được biết đến là một hệ thống phi tuyến bậc cao do tính nén được của khí nén, đặc tính của van và đặc tính ma sát phức tạp trong xy lan khí nén. Những đặc tính phi tuyến của hệ thống gây rất nhiều khó khăn trong việc điều khiển chính xác cao vị trí, vận tốc cũng như áp suất của cơ cấu chấp hành khí nén [1]. Do đó, việc phát triển một mô hình chính xác hoặc phù hợp đối với hệ thống servo khí nén là bước quan trọng đầu tiên trong việc nghiên cứu thiết kế và điều khiển của hệ thống.

Việc xây dựng mô hình toán học của một hệ thống servo khí nén đã từng được thực hiện bởi Tressler và nhóm tác giả năm 2002 [2] và mô hình đã

được ứng dụng nhiều trong việc nghiên cứu thiết kế điều khiển hệ thống servo khí nén [3-5]. Tuy nhiên, trong mô hình được phát triển bởi Tressler và nhóm tác giả, van tỷ lệ khí nén sử dụng được xem xét là van có mép điều khiển con trượt băng không và lực ma sát trong xy-lanh khí nén được bỏ qua. Do vậy mô hình có thể không thể đại diện đầy đủ hoặc đúng các đặc tính của nhiều hệ thống khí nén khi sử dụng với các van tỷ lệ có mép điều khiển con trượt dương hoặc âm và với xy-lanh khí nén có lực ma sát thay đổi phức tạp. Trong những nghiên cứu gần đây, Tran và nhóm tác giả [6-7] đã nghiên cứu các đặc tính ma sát trong xy-lanh thủy lực, xy-lanh nén và đã phát triển ra một mô hình ma sát, được gọi là mô hình ma sát LuGre sửa đổi mới, phù hợp với với những cơ cấu chấp hành này [6]. Tuy nhiên tính hữu dụng của mô hình ma sát này vẫn chưa được kiểm chứng trong việc áp dụng mô phỏng hệ thống servo khí nén.

Trong nghiên cứu này, chúng tôi sẽ phát triển một mô hình toán học của một hệ thống servo khí nén mà sử dụng các van tỷ lệ có mép điều khiển con trượt dương. Các đặc tính trễ của van, đặc tính xả nhanh của van và mô hình ma sát LuGre sửa đổi mới sẽ

được áp dụng trong việc phát triển mô hình toán của hệ thống.

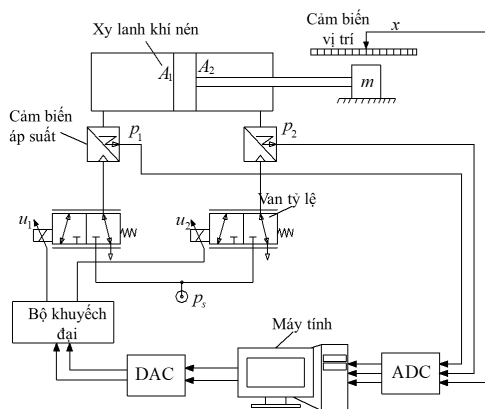
2. Hệ thống servo khí nén

2.1. Hệ thống thí nghiệm

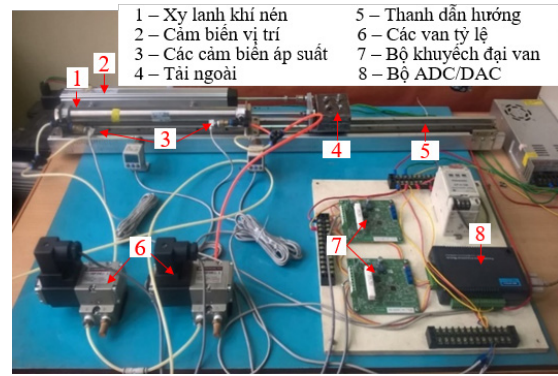
Hình 1 và 2 chỉ ra hệ thống thí nghiệm được sử dụng trong nghiên cứu này. Hệ thống bao gồm một xy-lanh khí nén được đặt cố định nằm ngang. Xy-lanh có đường kính trong, đường kính cần và hành trình hoạt động lần lượt là 0.025m, 0.01m và 0.3 m. Đầu cần pít-tông của xy-lanh được gắn với một tải có thể trượt trên một thanh dẫn hướng.

Chuyển động ra và vào của pít-tông được điều khiển bởi hai van tỷ lệ lưu lượng. Mỗi van tỷ lệ có thể cấp một tỷ lệ lưu lượng đến 720 l/ph tương ứng với điện áp tối đa 5 V. Nếu các đầu vào điều khiển van u_1 và u_2 thay đổi từ 2.5 đến 5 V, các van sẽ cung cấp khí vào các khoang của xy-lanh (van hoạt động tại vị trí ô vuông bên trái) và nếu đầu vào van thay đổi từ 0 đến 2.5 V, các van sẽ xả khí từ khoang xy-lanh ra ngoài khí quyển (van hoạt động vị trí ô vuông bên phải). Do đó, bởi kết hợp các tín hiệu tương ứng giữa u_1 và u_2 , các chuyển động ra hoặc vào của xy-lanh có thể đạt được.

Một cảm biến vị trí có độ chính xác 0.5% F.S được sử dụng để đo vị trí của pít-tông xy-lanh và hai cảm biến áp suất với độ chính xác 1% F.S được sử dụng để đo áp suất p_1 và p_2 trong hai khoang của xy-lanh. Áp suất nguồn p_s được đặt không đổi ở mức 5 bar. Các tín hiệu vị trí và áp suất được vào máy tính thông qua một bộ chuyển đổi tương tự sang số 12 bit (ADC). Máy tính xuất các tín hiệu điều khiển u_1 và u_2 đến các van qua một bộ chuyển đổi số sang tương tự 12 bit (DAC). Hai bộ khuếch đại van được sử dụng để chuyển tín hiệu điện áp sang tín hiệu cường độ dòng điện. Chương trình thu thập dữ liệu được thực hiện bởi phần mềm Microsoft visual C++. Các dữ liệu vị trí, x , và áp suất p_1, p_2 , được thu thập với khoảng thời gian lấy tín hiệu là 1.16 ms.



Hình 1. Sơ đồ mạch hệ thống thí nghiệm servo khí nén



Hình 2. Hình ảnh hệ thống thí nghiệm

Lực ma sát F_r đạt được từ phương trình chuyển động của pít-tông xy-lanh sử dụng các giá trị đo đặc của áp suất trong các khoang xy-lanh, gia tốc của pít-tông và khối lượng của tải như sau:

$$F_r = p_1 A_1 - p_2 A_2 - Ma \quad (1)$$

ở đây A_1 và A_2 tương ứng là diện tích khoang không cần và có cần của xy-lanh; M là tổng khối lượng của pít-tông, cần pít-tông, và tải ngoài; a là gia tốc của pít-tông và được tính bởi khoảng chừng đạo hàm bậc hai của tín hiệu vị trí. Nhiều trong tín hiệu gia tốc được lọc bởi sử dụng một bộ lọc thông thấp với tần số băng thông 32 Hz.

Trong thí nghiệm này, các đặc tính vị trí pít-tông, áp suất trong hai khoang xy-lanh và lực ma sát được đo đặc và tính toán dưới điều kiện khác nhau của đầu vào u_1 và u_2 của hai van.

2.2. Mô hình toán học của hệ thống

Mục đích của phần này là để xây dựng mô hình toán học của toàn bộ hệ thống servo khí nén được chỉ trong Hình 1. Mô hình toán học của hệ thống trong nghiên cứu này được xây dựng dựa trên các phương trình toán học cơ bản được đề xuất bởi Tressler và nhóm tác giả [2] và bởi tích hợp thêm ảnh hưởng của đặc tính trễ, đặc tính xả nhanh của van và mô hình ma sát LuGre sửa đổi mới [6].

Để đạt được các phương trình động lực học dòng khí trong hệ thống servo khí nén, một số giả định sau được xem xét:

- Khí được sử dụng là khí lý tưởng và năng lượng thế năng của khí được bỏ qua trong khoang xy-lanh.
- Các tổn thất trong xy-lanh được bỏ qua.
- Thay đổi nhiệt độ trong khoang xy-lanh được bỏ qua so với nhiệt độ nguồn khí.
- Áp suất và nhiệt độ trong khoang khí là đồng nhất.

- e) Sự giải phóng khí trong mỗi khoang là đa hướng.
 f) Áp suất nguồn cấp và áp suất tại cửa xả là không đổi.

Như đã được đề cập trong hệ thống thí nghiệm Phần 2.1, nếu điện áp cung cấp đối với các van tỷ lệ thay đổi từ 2.5 đến 5 V, các van sẽ cung cấp khí vào các khoang của xy-lanh (quá trình tạo áp trong khoang); và nếu điện áp cung cấp thay đổi từ 0 đến 2.5 V, khí sẽ được xả từ các khoang xy-lanh ra ngoài khí quyển (quá trình xả áp trong khoang). Do vậy, theo [2] lưu lượng khối lượng \dot{m}_1 chảy vào và chảy ra từ khoang không cần của xy-lanh khí nén có thể được mô tả dựa trên đầu vào u_1 của van 1 như sau:

$$\dot{m}_1 = \begin{cases} \gamma_{1b} p_s \sqrt{\frac{k}{RT_s}} K_{V1} (u_1 - 2.5), & 2.5 \leq u_1 \leq 5 \\ \gamma_{1e} p_1 \sqrt{\frac{k}{RT_s}} K_{V2} (u_1 - 2.5), & 0 \leq u_1 < 2.5 \end{cases} \quad (2)$$

ở đây, p_s và p_1 lần lượt là áp suất nguồn khí và áp suất trong khoang không cần xy-lanh; R là hằng số khí; k là hệ số nhiệt; T_s là nhiệt độ của nguồn cấp khí; K_{V1} và K_{V2} lần lượt là các hệ số van trong trường hợp tạo áp và trường hợp xả áp; điều kiện hoạt động $2.5 \leq u_1 \leq 5$ tương ứng với trường hợp tạo áp trong khoang không cần và $0 \leq u_1 < 2.5$ tương ứng với trường hợp xả áp trong khoang không cần; γ_{1b} và γ_{1e} lần lượt là các tham số sửa đổi của van tương ứng trong trường hợp van cấp hoặc xả khí. γ_{1b} và γ_{1e} được mô tả như sau:

$$\gamma_{1b} = \begin{cases} \sqrt{\frac{2}{k-1}} \left(\frac{p_1}{p_s}\right)^{\frac{k+1}{2k}} \sqrt{\left(\frac{p_1}{p_s}\right)^{\frac{1-k}{k}} - 1}, & \frac{p_1}{p_s} \geq \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \\ 0.58, & \frac{p_1}{p_s} < \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \end{cases} \quad (3)$$

$$\gamma_{1e} = \begin{cases} \sqrt{\frac{2}{k-1}} \left(\frac{p_{atm}}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{2k}} \sqrt{\left(\frac{p_{atm}}{p_1}\right)^{\frac{1-k}{k}} - 1}, & \frac{p_{atm}}{p_1} \geq \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \\ 0.58, & \frac{p_{atm}}{p_1} < \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \end{cases} \quad (4)$$

ở đây p_{atm} là áp suất khí quyển.

Tuy nhiên, nó được xem xét rằng các van tỷ lệ lưu lượng được sử dụng trong nghiên cứu này là các van có mép điều khiển con trượt dương và do đó tồn tại đặc tính trễ giữa lưu lượng khối lượng và điện áp của van. Thêm vào đó, nó được giả sử thêm rằng nếu điện áp cấp vào van nhỏ hơn một mức nào đó thì lưu lượng khối lượng khí được xả từ khoang xy-lanh ra ở mức tối đa. Do đó, phương trình (2) được thay đổi như sau để phù hợp đối với van tỉ lệ lưu lượng sử dụng trong nghiên cứu này:

$$\dot{m}_1 = \begin{cases} \gamma_{1b} p_s \sqrt{\frac{k}{RT_s}} K_{V1} (u_1 - 2.5), & u_m \leq u_1 \leq 5 \\ -8.5 \times 10^{-5}, & u_1 < u_m \end{cases} \quad (5)$$

ở đây u_m là giới hạn điện áp trên của vùng trễ van. Tương tự, lưu lượng khối lượng \dot{m}_2 mà chảy vào và ra đối với khoang có cần của xy-lanh được mô tả với đầu vào u_2 của van 2 như sau:

$$\dot{m}_2 = \begin{cases} \gamma_{2b} p_s \sqrt{\frac{k}{RT_s}} K_{V1} (u_2 - 2.5), & u_m \leq u_2 \leq 5 \\ -8.5 \times 10^{-5}, & u_2 < u_m \end{cases} \quad (6)$$

ở đây

$$\gamma_{2b} = \begin{cases} \sqrt{\frac{2}{k-1}} \left(\frac{p_2}{p_s}\right)^{\frac{k+1}{2k}} \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_s}\right)^{\frac{1-k}{k}} - 1}, & \frac{p_2}{p_s} \geq \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \\ 0.58, & \frac{p_2}{p_s} < \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \end{cases} \quad (7)$$

với p_2 là áp suất trong khoang có cần; γ_{2b} là tham số sửa đổi của van trong trường hợp van cấp khí.

Mối quan hệ động lực học giữa các lưu lượng khối lượng \dot{m}_1 , \dot{m}_2 và các áp suất p_1 , p_2 trong các khoang của xy-lanh có thể đạt được từ phương trình bảo toàn năng lượng trong xy-lanh khí nén và được cho bởi phương trình sau theo [2]:

$$\dot{p}_1 = \frac{k}{V_1} (RT_s \dot{m}_1 - p_1 A_1 v) \quad (8)$$

$$\dot{p}_2 = \frac{k}{V_2} (RT_s \dot{m}_2 + p_2 A_2 v)$$

ở đây v là vận tốc của pít-tông; V_1 và V_2 tương ứng là thể tích của khoang không cần và khoang có cần và được tính theo công thức sau:

$$\begin{aligned} V_1 &= V_{10} + A_1 x \\ V_2 &= V_{20} + A_2 (L - x) \end{aligned} \quad (9)$$

ở đây L là hành trình của pít-tông; x là vị trí của pít-tông; V_{10} và V_{20} tương ứng là các thể tích chết trong khoang không cần và có cần của xy-lanh.

Phương trình chuyển động của pít-tông xy-lanh theo Định luật II Newton được cho bởi

$$Ma = p_1 A_1 - p_2 A_2 - F_r \quad (10)$$

ở đây, F_r là lực ma sát trong xy-lanh khí nén. Trong nghiên cứu này, nó được xem xét rằng lực ma sát F_r được mô tả bởi một mô hình ma sát động, gọi là mô hình LuGre sửa đổi mới (mô hình NMLG), mà được đề xuất bởi Tran và nhóm tác giả trong tài liệu [6]. Mô hình ma sát LuGre sửa đổi mới được phát triển từ

mô hình LuGre sửa đổi trong [8] và được mô tả bởi các phương trình sau:

$$\frac{dz}{dt} = v - \frac{\sigma_0 z}{g(v, h)} |v| \quad (11)$$

$$g(v, h) = F_c + [(1-h)F_s - F_c] e^{-(v/v_s)^n} \quad (12)$$

$$F_r = \sigma_0 + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 \left(v + T \frac{dv}{dt} \right) \quad (13)$$

ở đây z là độ dịch chuyển trung bình của sợi đàn hồi liên kết giữa hai bề mặt tiếp xúc; σ_0 là độ cứng của sợi đàn hồi; σ_1 là hệ số ma sát vi nhớt; σ_2 là hệ số ma sát nhớt; $g(v, h)$ là hàm Tribeck; F_s là lực ma sát tĩnh; F_c là lực ma sát Coulomb; v_s là vận tốc Stribeck; n là số mũ ảnh hưởng đến độ dốc của đường cong Tribeck; T là hằng số thời gian đối với động lực học ma sát nhớt; h là độ dày màng bôi trơn và được cho bởi:

$$\frac{dh}{dt} = \frac{1}{\tau_h} (h_{ss} - h) \quad (14)$$

$$\tau_h = \begin{cases} \tau_{hp} & (v \neq 0, h \leq h_{ss}) \\ \tau_{hn} & (v \neq 0, h > h_{ss}) \\ \tau_{h0} & (v = 0) \end{cases} \quad (15)$$

$$h_{ss} = \begin{cases} K_f |v|^{2/3} & (|v| \leq |v_b|) \\ K_f |v_b|^{2/3} & (|v| > |v_b|) \end{cases} \quad (16)$$

$$K_f = (1 - F_c / F_s) |v_b|^{-2/3} \quad (17)$$

ở đây h_{ss} là thông số độ dày màng bôi trơn ở trạng thái ổn định; K_f là hằng số tỷ lệ đối với độ dày màng bôi trơn; v_b là vận tốc mà trong đó độ dày màng bôi trơn được thay đổi; τ_{hp} , τ_{hn} và τ_{h0} tương ứng là hằng số thời gian đối với thời kỳ tăng tốc, giảm tốc và thời gian nghỉ.

Trong trạng thái ổn định, lực ma sát được cho bởi công thức sau:

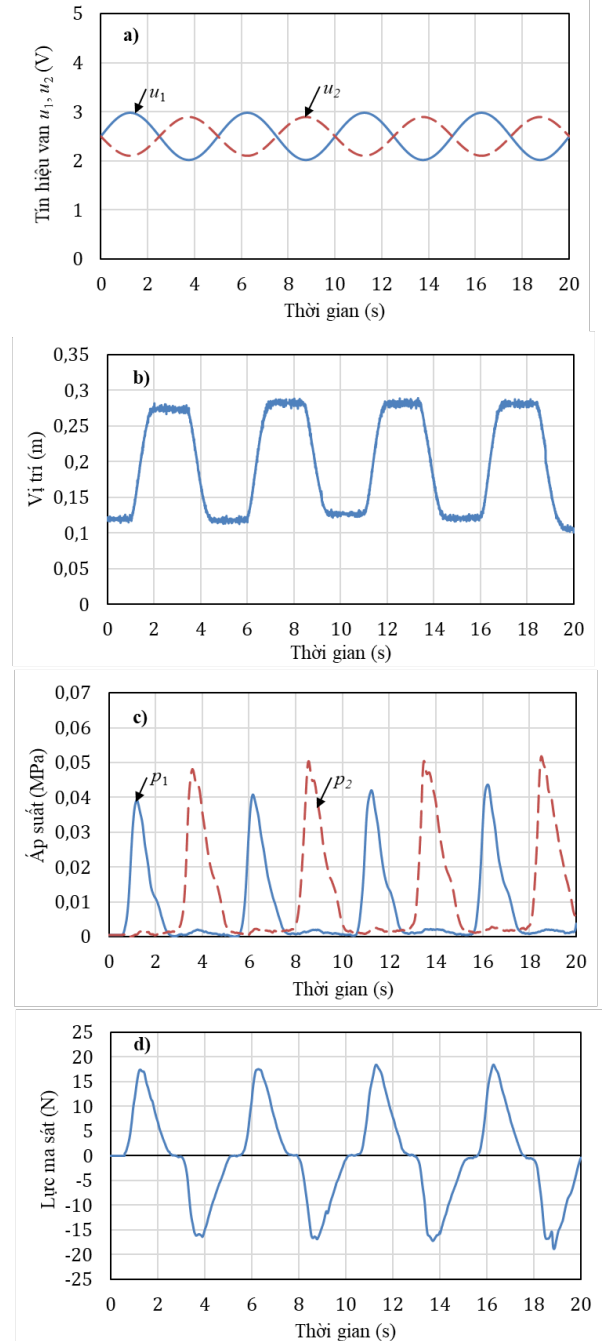
$$F_{rss} = F_c + [(1 - h_{ss}) F_s - F_c] e^{-(v/v_s)^n} + \sigma_2 v \quad (18)$$

Các thông số tĩnh F_s , F_c , v_s , v_b , n , và σ_2 của mô hình ma sát LuGre sửa đổi mới được xác định từ các đặc tính trạng thái ổn định đo đạc sử dụng phương pháp bình phương nhỏ nhất. Các thông số động học σ_0 , σ_1 , τ_h , và T được xác định từ các đặc tính ma sát động đo đạc bởi các phương xác đề xuất bởi Tran và nhóm tác giả trong [6].

3. Các kết quả và thảo luận

3.1. Kết quả thí nghiệm

Hình 3 chỉ ra một số đặc tính động lực học của vị trí pít-tông, áp suất $p1$ và $p2$ trong các khoang xy-lanh, và lực ma sát khi các tín hiệu đầu vào van $u1$ và $u2$ được thay đổi dưới dạng hình sin như chỉ trong Hình 3a. Biên độ điện áp của $u1$ và $u2$ được thay đổi từ 2.1 đến 3 V với tần số thay đổi là 0.2 Hz.



Hình 3. Các đặc tính động lực học của xy-lanh được đo đạc tại điều kiện hoạt động $u_1=2.5+0.5\sin(2\pi ft)$ (V), $u_2=2.5-0.4\sin(2\pi ft)$ (V), $f=0.2\text{Hz}$, $M=1.3\text{ kg}$: a) tín hiệu điều khiển van; b) vị trí pít-tông; c) áp suất trong khoang xy-lanh; d) lực ma sát.

Kết quả chỉ ra trong Hình 3b rằng pít-tông dịch chuyển dưới dạng hình bậc thang với tần số tương ứng tần số đầu vào của các van; pít-tông chỉ dịch chuyển khi áp suất p_1 trong hành trình tiến hoặc áp suất p_2 trong hành trình lùi được tăng đến một giá trị đủ lớn, tương ứng với các giá trị tăng và giảm phù hợp của tín hiệu điện áp u_1 và u_2 . Khi áp suất p_1 trong hành trình tiến hoặc áp suất p_2 trong hành trình lùi thấp, lực dẫn động do áp suất tạo ra chưa đủ lớn để thắng được lực ma sát và do đó pít-tông không dịch chuyển. Nó được chú ý trong Hình 3c rằng trong hành trình của pít-tông, sự tăng lên của áp suất p_1 lát trong đối lớn, giá trị lớn nhất đạt 0.4 bar, trong khi đó áp suất p_2 thay đổi nhỏ quanh áp suất khí quyển. Ngược lại trong hành trình lùi của pít-tông, sự thay đổi của áp suất p_2 là tương đối lớn, giá trị lớn nhất đạt khoảng 0.51 bar, trong khi đó sự thay đổi của p_1 là nhỏ gần giá trị áp suất khí quyển. Lực ma sát đạt được trong Hình 3d thay đổi theo dạng hình sin và sự thay đổi của lực ma sát được lặp lại sau mỗi chu kỳ. Sự thay đổi này của lực ma sát trong xy-lanh khí nén khác với sự thay đổi của lực ma sát được quan sát trong xy-lanh thủy lực [6]; trong các xy-lanh thủy lực, đặc tính lực ma sát chỉ ra một sự giảm của lực ma sát lớn nhất sau chu kỳ đầu tiên của thay đổi vận tốc.

3.2. Kết quả mô phỏng

Phần này so sánh giữa các đặc tính được đo đạc và các đặc tính được mô phỏng bởi mô hình toán học được đề xuất trong Phần 2.2. Ảnh hưởng của đặc tính trễ và đặc tính xả nhanh của van và ảnh hưởng của mô hình ma sát LuGre sửa đổi mới cũng được chỉ ra và phân tích để chỉ ra sự cải thiện trong kết quả mô phỏng của mô hình toán học được đề xuất. Mô phỏng được thực hiện bằng phần mềm MATLAB/Simulink với các điều kiện đầu vào giống thực nghiệm. Các thông số của hệ thống servo khí nén và các thông số của các mô hình ma sát được chỉ trong Bảng 1 và 2. Các thông số của mô hình ma sát LuGre sửa đổi mới trong Bảng 2 được xác định từ nghiên cứu trước [7].

Hình 4 chỉ ra kết quả so sánh các đặc tính đo đạc của vị trí pít-tông, áp suất p_1 và p_2 trong hai khoang xy-lanh và lực ma sát của xy-lanh với các đặc tính được mô phỏng bởi mô hình toán học của hệ thống trong hai trường hợp: trường đặc tính xả nhanh của van được xem xét và trường hợp đặc tính xả nhanh của van được bỏ qua. Trong cả hai trường hợp mô hình toán của hệ thống, lực ma sát đều được mô tả bởi mô hình ma sát LuGre sửa đổi mới. Có thể nhận thấy rằng khi đặc tính xả nhanh của van được bỏ qua, tức là sử dụng phương trình (2) thay vì phương trình (5), mô hình toán học không thể mô phỏng chính xác các đặc tính đo đạc của xy-lanh. Trong kết quả mô phỏng vị trí của pít-tông, biên độ dịch chuyển của pít-tông khá lớn trong chu kỳ đầu của tín hiệu van, sau đó biên độ dịch chuyển giảm dần trong các chu kỳ

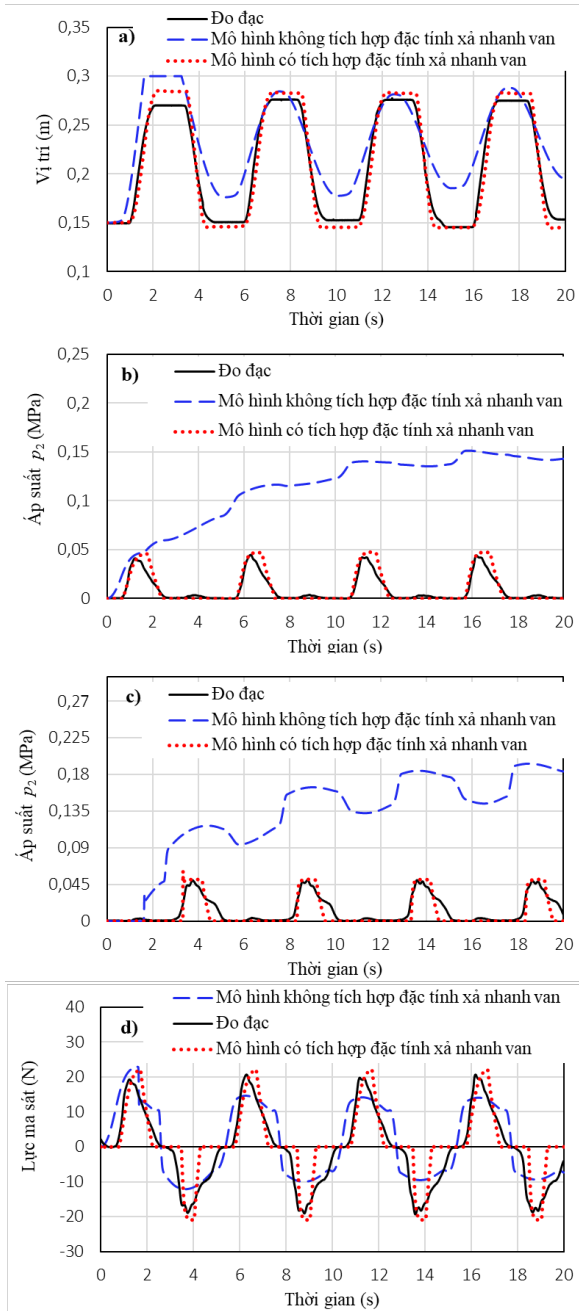
tiếp tới. Áp suất mô phỏng p_1 và p_2 trong hai khoang xy-lanh có xu hướng tăng dần sau mỗi chu kỳ thay vì áp suất tăng khi điện áp van tăng và giảm về không khi van xả khí trong kết quả đo đạc. Có thể nhận thấy theo kết quả phương trình (2) đối với trường hợp xả khí của van, tức ứng với điều kiện $0 \leq u_1 < 2.5$, lưu lượng khí tương ứng với điện áp được cấp vào van đối với điều kiện hoạt động ở đây là nhỏ và do đó lượng khí được xả từ khoang xy-lanh ra ngoài khí quyển ít và dẫn đến áp suất trong khoang xy-lanh không thể giảm về không. Ngược lại, khi điều kiện xả khí nhanh trong phương trình (5) và (6) của van được xem xét, lưu lượng khí được xả nhanh chóng từ các khoang xy-lanh ra ngoài khí quyển và do đó áp suất có thể được giảm nhanh về không. Ta có thể nhận thấy trong kết quả so sánh khi xem xét đến đặc tính xả nhanh của van, các đặc tính mô phỏng cho kết quả bám rất tốt đối với các đặc tính được đo đạc.

Bảng 1. Thông số của hệ thống

Thông số (đơn vị)	Giá trị	Thông số (đơn vị)	Giá trị
M (kg)	0.5	A_1 (m ²)	4.9×10^{-4}
p_{atm} (Pa)	1×10^5	A_2 (m ²)	4.12×10^{-4}
p_s (Pa)	5×10^5	L (m)	0.3
R (Nm/kgK)	287	V_{10} (m ³)	4.9×10^{-7}
T (K)	295	V_{20} (m ³)	4.12×10^{-7}
k	1.3997	u_m [V]	2.8
K_{V1} (m ² /V)	5×10^{-7}	u_n [V]	2.3
K_{V2} (m ² /V)	6×10^{-7}	-	-

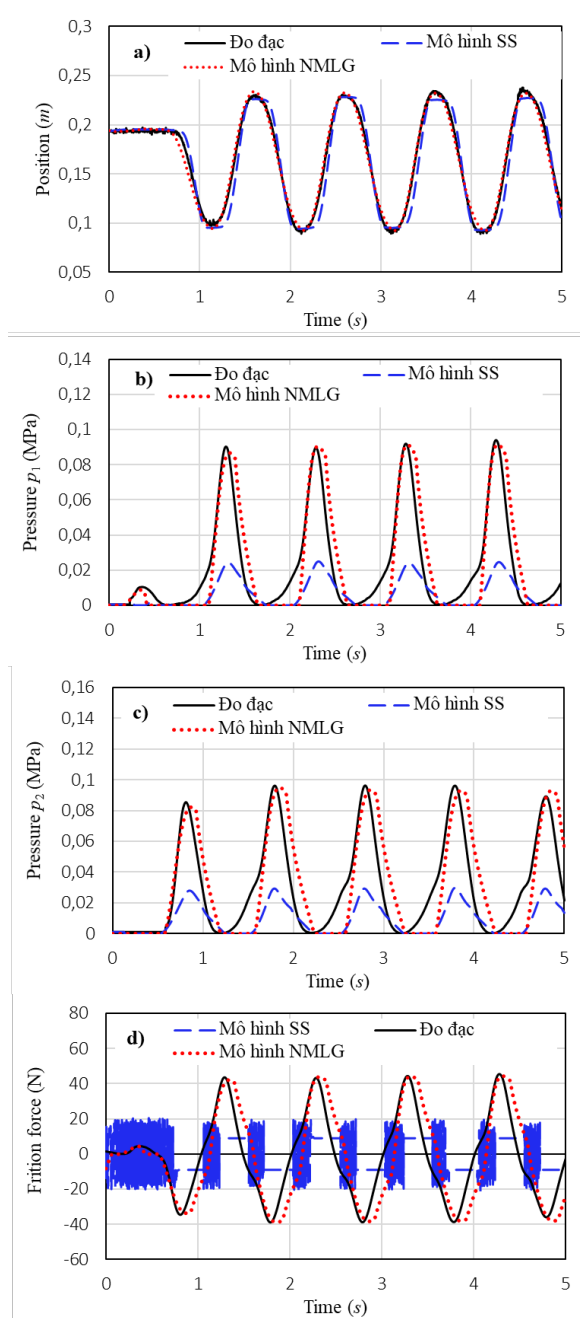
Bảng 2. Thông số của mô hình ma sát sử dụng trong mô phỏng

Thông số	Giá trị	
	$v > 0$	$v < 0$
F_s [N]	22.5	25
F_c [N]	5.6	5.8
v_s [m/s]	0.01	0.055
v_b [m/s]	0.025	0.025
n	2.5	1.2
σ_2 [Ns/m]	25	25
T [s]	0	
σ_0 [N/m]	1.5×10^4	
σ_1 [Ns/m]	0.1	
τ_{hp} [s]	0.02	
τ_{hn} [s]	0.15	
τ_{h0} [s]	20	



Hình 4. So sánh kết quả mô phỏng và kết quả thực nghiệm trong hai trường hợp mô hình toán học: đặc tính xả nhanh được xem xét và được bỏ qua tại điều kiện hoạt động $u_1=2.5+0.5\sin(2\pi ft)$ (V), $u_2=2.5-0.4\sin(2\pi ft)$ (V), $f = 0.2$ Hz, $M= 1.3$ kg: a) vị trí pít-tông; b) áp suất trong khoang xy-lanh; c) lực ma sát.

Hình 5 chỉ ra so sánh kết quả mô phỏng các đặc tính của xy-lanh sử dụng mô hình ma sát LuGre sửa đổi mới (mô hình NMLG) với kết quả mô phỏng sử dụng mô hình ma sát ở trạng thái ổn định [9-10] (mô hình SS). Biên độ điện áp van thay đổi giống trường hợp Hình 4 nhưng tần số thay đổi của tín hiệu điện áp



Hình 5. So sánh kết quả thực nghiệm và kết quả mô phỏng với mô hình hệ thống sử dụng mô hình ma sát trạng thái ổn định (mô hình SS) và mô hình LuGre sửa đổi mới (mô hình NMLG) tại điều kiện hoạt động $u_1=2.5+0.5\sin(2\pi ft)$ (V), $u_2=2.5-0.4\sin(2\pi ft)$ (V), $f = 1$ Hz, $M= 1.3$ kg: a) vị trí pít-tông; b) áp suất trong khoang xy-lanh; c) lực ma sát.

van trong trường hợp này là 1 Hz. Có thể nhận thấy rằng, với tần số cao hơn nhưng mô hình toán đề xuất với việc sử dụng mô hình ma sát NMLG có thể mô phỏng chính xác các kết quả đo đạc bằng thực nghiệm. Mô hình hệ thống với việc sử dụng mô hình ma sát SS cho kết quả mô phỏng vị trí tương tự như

mô hình NMLG (Hình 5a) nhưng không đoán chính xác được các đặc tính áp suất và lực ma sát như chỉ trong Hình 5b-5d; áp suất và lực ma sát đoán bởi sử dụng mô hình ma sát SS cho biên bộ áp suất và lực nhỏ hơn khá nhiều so với kết quả đo đạc. Thêm vào đó, có thể nhận thấy kết quả mô phỏng lực ma sát đạt được trong Hình 5d là khá dao động tại các khoảng dừng của xi lanh. Do đó, các kết quả này xác nhận khả năng mô phỏng hệ thống servo khí nén tốt hơn khi sử dụng mô hình ma sát LuGre sửa đổi mới.

4. Kết luận

Bài báo này khảo sát các đặc tính hoạt động của một hệ thống servo khí nén dưới điều khiển động và phát triển một mô hình toán học đối với hệ thống. Một hệ thống thí nghiệm được xây dựng và các đặc tính vị trí pít-tông, áp suất trong hai khoang xy-lanh và lực ma sát được đo đạc và phân tích dưới điều kiện đầu vào điện áp van thay đổi hình sin. Một mô hình toán học đầy đủ của hệ thống servo khí nén được đề xuất bởi xem xét ảnh hưởng của các đặc tính xả nhanh của van cùng với việc tích hợp một mô hình ma sát động của xy-lanh khí nén. Kết quả chỉ ra rằng với việc tích hợp thêm đặc tính xả nhanh của van và áp dụng mô hình ma sát LuGre sửa đổi mới, mô hình toán học được đề xuất có thể mô phỏng chính xác hơn các đặc tính đo đạc hệ thống. Hướng phát triển của nghiên cứu là nghiên cứu thiết kế bộ điều khiển vị trí chính xác xy-lanh khí nén với bù ma sát.

Lời cảm ơn

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Bách Khoa Hà Nội (HUST) theo đề tài số T2018-PC-042.

Tài liệu tham khảo

[1] S. Liu, J.E. Bobrow, An analysis of a pneumatic servo system and its application to a computer-controlled

robot, ASME J Dynam. Syst. Meas. Control, 110 (1988) 228–35.

- [2] J. M. Tressler, T. Clement, H. Kazerooni, M. Lim, Dynamic behavior of pneumatic systems for lower extremity extenders, Proceedings of the 2002 IEEE International Conference on Robotics & Automation, Washington DC, (2002) 3248-3253.
- [3] Y.C. Tsai, A.C. Huang, Multiple-surface sliding controller design for pneumatic servo systems, Mechatronics, 18 (2008) 506–512.
- [4] R. Guenther, E.C. Perondi, E.R. DePieri, A.C. Valdiero, Cascade Controlled Pneumatic Positioning System with LuGre Model Based Friction Compensation, J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng., 28(1) (2006) 48-57.
- [5] S. Hodgson, M.Q. Le, M. Tavakoli, M.T. Pham, Improved tracking and switching performance of an electro-pneumatic positioning system, Mechatronics 22 (2012) 1–12.
- [6] X.B. Tran, N. Hafizah, H. Yanada, Modeling of dynamic friction behaviors of hydraulic cylinders, Mechatronics, 22 (2012) 65-75.
- [7] X.B. Tran, H. Yanada, Dynamic friction behaviors of pneumatic cylinders, Intelligent Control and Automation, 4 (2013) 180-190.
- [8] H. Yanada, Y. Sekikawa, Modeling of dynamic behaviors of friction, Mechatronics, 18 (2008) 330-339.
- [9] H.B. Armstrong, Control of machines with friction. Springer, Boston, 1991.
- [10] H.B. Armstrong, P. Dupont, D.W.C. Canudas, A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction, Automatica, 30(7) (1994) 1083-1138.