

# Nghiên cứu động lực học thiết bị thí nghiệm gối cầu tải trọng 6.400 tấn

Phạm Đình Nam<sup>1\*</sup>, Thái Hà Phi<sup>2</sup>, Trần Xuân Bộ<sup>3</sup>, Nguyễn Ngọc Hải<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Viện Khoa học và Công nghệ Giao thông Vận tải

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

<sup>3</sup>Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

Ngày nhận bài 15/5/2020; ngày chuyển phản biện 20/5/2020; ngày nhận phản biện 19/6/2020; ngày chấp nhận đăng 24/6/2020

## Tóm tắt:

Bài báo này giới thiệu hệ thống thủy lực tạo tải thẳng đứng của thiết bị thí nghiệm gối cầu tải trọng 6.400 tấn được thiết kế chế tạo tại Việt Nam. Trên cơ sở lý thuyết xây dựng bài toán động lực học của hệ thống truyền động thủy lực tạo tải thẳng đứng có xét đến các ảnh hưởng của ma sát, nhóm nghiên cứu đã xây dựng thành công mô hình toán mô phỏng quá trình thử nghiệm gối và so sánh kết quả mô phỏng với kết quả thí nghiệm thực tế trên một số gối cầu cụ thể.

**Từ khóa:** thiết bị 6.400 tấn, thí nghiệm gối cầu.

**Chỉ số phân loại:** 2.3

## A research on the dynamics of laboratory equipment called bridge bearings with a capacity of 6,400 tons

Dinh Nam Pham<sup>1\*</sup>, Ha Phi Thai<sup>2</sup>, Xuan Bo Tran<sup>3</sup>,  
Ngoc Hai Nguyen<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Institute of Transport Science and Technology

<sup>2</sup>University of Transport and Communications

<sup>3</sup>Ha Noi University of Science and Technology

Received 15 May 2020; accepted 24 June 2020

## Abstract:

This article introduces a hydraulic system creating a vertical load of testing equipment for bridge bearings with a capacity of 6,400 tons that was designed and made in Vietnam. Based on the theory of dynamics problems of a hydraulic transmission system creating vertical load with regard to the effect of friction, the authors successfully generated mathematical models that simulated the process of testing bearings and comparing the simulation results with the actual experimental results on certain bridge bearings.

**Keywords:** bridge bearing experiment, 6,400 ton equipment.

**Classification number:** 2.3

## Đặt vấn đề

Để đảm bảo khả năng làm việc và tuổi thọ của công trình cầu, gối cầu cần phải được kiểm tra chất lượng chặt chẽ trong phòng thí nghiệm hợp chuẩn chuyên ngành, trên các thiết bị kiểm tra chuyên dùng trước khi đưa vào lắp đặt sử dụng.

Ở Việt Nam hiện nay, thiết bị thí nghiệm gối cầu tải trọng đến 6.400 tấn là thiết bị thí nghiệm gối lớn nhất và hiện đại nhất được chế tạo trong nước. Đây là thiết bị chuyên dụng để gia lực và duy trì lực trên mẫu thử. Thiết bị thí nghiệm gối cầu được thiết kế để thí nghiệm cho gối chịu có tải trọng thiết kế đến 4.000 tấn (tải trọng thí nghiệm bằng 1,5 lần tải trọng thiết kế gối) [1].

Đối với thiết bị thí nghiệm gối cầu, độ chính xác là yếu tố quan trọng được đặt lên hàng đầu. Theo [1], tổng tải trọng tác dụng lên mẫu thử không được sai khác quá 1% so với yêu cầu. Theo [2], biến dạng đo được sau khi nén thẳng đứng không vượt quá 5% chiều dày gối. Do đó, lực và biến dạng là hai yếu tố cần phải được kiểm soát chặt chẽ trong quá trình thí nghiệm gối.

Việc mô phỏng chính xác hoạt động của hệ thống thủy lực của thiết bị thí nghiệm gối cầu 6.400 tấn giúp chúng ta có thể kiểm soát được các yếu tố ảnh hưởng đến kết quả thí nghiệm, có thể dự đoán được biến dạng của gối cầu khi chịu nén trong thí nghiệm, từ đó nâng cao độ chính xác của thiết bị thí nghiệm.

## Nội dung nghiên cứu và thiết bị thí nghiệm

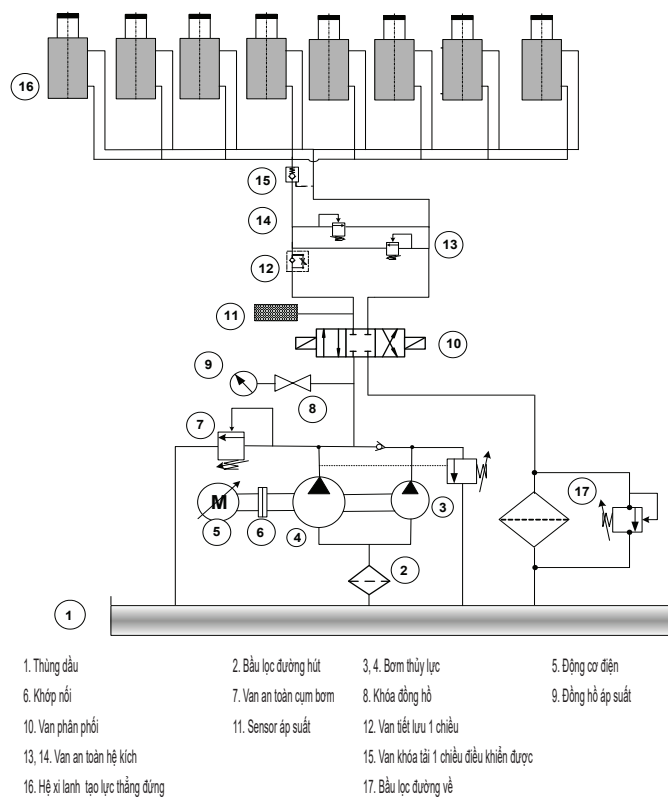
### Thiết bị thí nghiệm

Thiết bị thí nghiệm gối cầu tạo ra lực nén rất lớn (lên đến 6.400 tấn) và được duy trì tải trong thời gian tương đối dài. Hiện tại, lực nén mà thiết bị tạo ra đang được đo gián tiếp thông qua cảm biến áp suất lắp trên đường dầu vào của hệ kích thủy lực (hình 1), loại

\*Tác giả liên hệ: Email: phamnam711@gmail.com

cảm biến và sơ đồ đo được thể hiện ở hình 2, hình 3. Tuy nhiên, các đặc tính động của hệ thống thủy lực tương đối phức tạp do tính phi tuyến cao. Một trong những phi tuyến của thủy lực là ma sát. Ma sát có thể gây ra lỗi điều khiển, tổn hao lực, giảm hiệu suất của hệ thống. Do đó cần tìm mô hình toán học chính xác của ma sát, từ đó xây dựng mô hình toán mô phỏng quá trình thí nghiệm nén thẳng đứng của gối cầu, xác định mối quan hệ giữa lực nén - biến dạng của gối trong quá trình thí nghiệm.

Nếu chuyển động của hệ thống thủy lực có thể dự đoán chính xác bằng mô phỏng thì chúng ta hoàn toàn có thể dự đoán chính xác được quá trình chuyển động của hệ thống thủy lực, từ đó xây dựng mối quan hệ giữa lực - biến dạng và kiểm soát được các yếu tố ảnh hưởng đến độ chính xác của thí nghiệm.

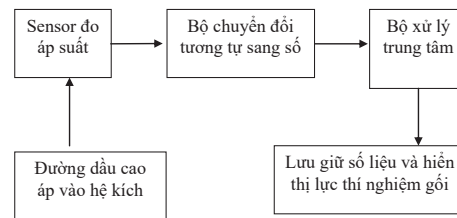


Hình 1. Sơ đồ thủy lực hệ thống thủy lực tạo tải thẳng đứng.

Hình 1 chỉ ra sơ đồ hệ thống thủy lực tạo tải thẳng đứng của thiết bị thí nghiệm gối cầu tải trọng 6.400 tấn. Hệ thống bao gồm: động cơ điện (5) sẽ dẫn động cho hệ thống bơm thủy lực (3) và (4) hút dầu từ thùng (1) tạo ra dầu có áp suất cao cung cấp cho hệ xilanh (16). Ở vị trí trung gian của van phân phối điện từ (10), dầu cao áp sẽ được đưa về thùng qua bầu lọc dầu (17). Khi thực hiện quá trình tạo tải nén thẳng đứng cho gối cầu thì van phân phối (10) sẽ điều khiển dòng dầu qua cụm van một chiều - tiết lưu (12), van khóa tải (15) tới hệ xilanh (16) đẩy piston đi lên tạo lực nén, dầu từ khoang phía trên piston sẽ qua van phân phối, qua bầu lọc và về thùng.

Khi cần giảm tải thì van phân phối sẽ điều khiển dẫn dầu cao

áp vào khoang phía trên piston kích, một phần dầu sẽ trích ra điều khiển mở van khóa tải hệ kích, các piston đi xuống, dầu từ khoang phía dưới piston sẽ qua van tiết lưu, van phân phối, qua bầu lọc về thùng dầu. Van khóa tải có tác dụng giữ tải không bị giảm trong suốt thời gian gia tải của từng cấp lực. Cụm một chiều - tiết lưu có tác dụng giảm chấn khi giảm tải. Hệ van an toàn (13) và (14) có tác dụng bảo vệ an toàn cho hệ xilanh trong hành trình nén hoặc hành trình giảm tải; đồng thời có tác dụng khống chế tải trọng nén lớn nhất theo yêu cầu; bảo vệ hệ thống khi có sự cố hoặc quá tải.



Hình 2. Sơ đồ đo lực thí nghiệm của thiết bị thí nghiệm gối cầu.



Hình 3. Sensor áp suất thí nghiệm gối cầu.

### Quá trình thí nghiệm

Quá trình thí nghiệm gối cầu có thể chia làm ba giai đoạn:

- Giai đoạn 1: gá lắp gối và tạo lực nén sơ bộ ban đầu. Đây là giai đoạn bơm sẽ cung cấp dầu thủy lực cho xilanh, đẩy piston nâng toàn bộ trọng lượng của gối cầu và các thiết bị phụ trợ (tấm trung gian, tấm đệm, thiết bị đo...) đi lên, ép sát vào mặt trên của khung thử. Để thực hiện được điều đó đòi hỏi bộ nguồn thủy lực phải có lưu lượng lớn nhờ đó làm tăng vận tốc piston, nhằm làm giảm thời gian chờ đợi.

- Giai đoạn 2: thí nghiệm gối và gia tải theo từng cấp lực. Trong giai đoạn này, bơm thủy lực sẽ tiếp tục cung cấp dầu thủy lực cho hệ xilanh tạo lực nén lên gối thí nghiệm. Trong giai đoạn này, áp suất trong hệ thống là rất lớn.

- Giai đoạn 3: quá trình xả tải, thu xilanh về và kết thúc quá trình thí nghiệm.

### Mô hình động lực học của hệ thống tạo tải thẳng đứng

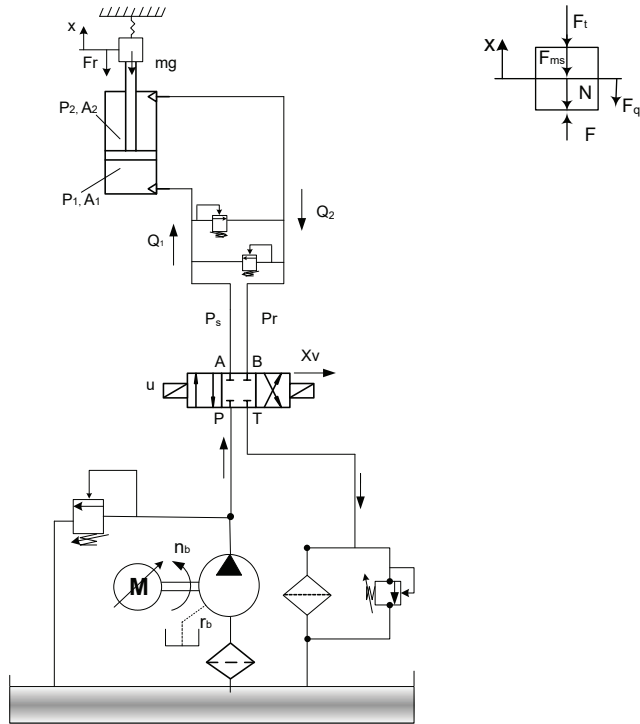
#### Các giả thiết nghiên cứu

Để xây dựng mô hình toán nghiên cứu động lực học hệ thống truyền động thủy lực, các giả thiết nghiên cứu được đưa ra như sau: không xét quá trình tạo sóng trong ống thủy lực; van an toàn được coi như khâu không tuyến tính và không quán tính; modun dầu đàn hồi các ống dẫn không phụ thuộc vào áp suất trong hệ thống; mất mát năng lượng trong hệ thống được tính như ma sát nhớt, ma sát khô và mất mát thể tích của bơm thủy lực; coi lưu lượng đến 8 xilanh là như nhau; 8 xilanh là hoàn toàn giống nhau về kết cấu. Khối lượng quy dẫn bao gồm khối lượng gối thí nghiệm, các tấm trung gian coi như được chia đều cho các xilanh.

#### Mô hình nghiên cứu động lực học

Trên cơ sở hệ thống thủy lực tạo tải thẳng đứng của thiết bị thí

nghiệm gổ cầu 6.400 tấn (hình 1), kết hợp với các giả thiết như trên, chúng tôi xây dựng được mô hình động lực học của hệ thống truyền động thủy lực như hình 4.



Hình 4. Mô hình lực tác dụng lên gổ cầu.

Trong đó:  $F_r$  là lực phản hồi của gổ cầu;  $N=mg$  là trọng lượng bản thân gổ;  $F_r$  là lực ma sát trong xilanh thủy lực;  $F_{qt}$  là lực quán tính;  $F$  là lực nén kích thủy lực.

Mỗi quan hệ giữa độ dịch chuyển của con trượt van phân phối  $x_v$  và tín hiệu  $u$  của van có thể được xác định bởi phương trình sau:

$$x_v = \frac{k_v \omega_v^2}{s^2 + 2\zeta_v \omega_v s + \omega_v^2} u \quad (1)$$

Ở đây,  $k_v$  là hệ số vị trí con trượt van,  $\omega_v$  là tần số góc tự nhiên của van,  $\zeta_v$  là hệ số giảm chấn của van, và  $s$  là toán tử Laplace. Tín hiệu điện thế  $u$  của van phân phối có 3 giá trị như sau:  $u=24$  V với van hoạt động ở vị trí bên trái (tương ứng hành trình đi lên của piston),  $u=0$  với van ở vị trí cân bằng (piston bị khóa),  $u=-24$  V với van hoạt động ở vị trí bên phải (hành trình đi xuống của piston).

Lưu lượng chảy qua van:

Giả sử rằng, van được sử dụng là van có độ chớm âm (chiều dài cửa van lớn hơn chiều dài con trượt).

Lưu lượng  $Q_1$  và  $Q_2$  qua cửa van khi độ dịch chuyển con trượt van  $x_v < G$  ( $G$  - độ chớm của van) được mô tả như sau:

$$Q_1 = C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} w (G + x_v) \sqrt{\frac{P_s + \frac{x_v}{|x_v|} \left( \frac{P_s}{2} - P_1 \right)}{2}} - C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} w (G - x_v) \sqrt{\frac{P_s + \frac{x_v}{|x_v|} \left( P_1 - \frac{P_s}{2} \right)}{2}} \quad (2)$$

$$Q_2 = C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} w (G + \varepsilon) \sqrt{\frac{P_s + \frac{x_v}{|x_v|} \left( P_2 - \frac{P_s}{2} \right)}{2}} - C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} w (G - x_v) \sqrt{\frac{P_s + \frac{x_v}{|x_v|} \left( \frac{P_s}{2} - P_2 \right)}{2}} \quad (3)$$

Lưu lượng  $Q_1$  và  $Q_2$  qua cửa van khi độ dịch chuyển con trượt van  $x_v > G$  được mô tả:

$$Q_1 = C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} w (G + x_v) \sqrt{\frac{P_s + \frac{x_v}{|x_v|} \left( \frac{P_s}{2} - P_1 \right)}{2}} \quad (4)$$

$$Q_2 = C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} w (G + x_v) \sqrt{\frac{P_s + \frac{x_v}{|x_v|} \left( P_2 - \frac{P_s}{2} \right)}{2}} \quad (5)$$

Trong đó,  $w$  là chiều rộng khe hở cửa lưu thông của van;  $C_d$  là hệ số lưu lượng của van;  $r$  là khối lượng riêng của dầu thủy lực;  $Q_1$  và  $Q_2$  tương ứng là lưu lượng được cấp vào hoặc xả ra trong khoang bên dưới và trên của xilanh;  $P_1$  và  $P_2$  tương ứng là áp suất khoang bên dưới và trên của xilanh;  $P_s$  là áp suất nguồn dầu.

Phương trình liên tục thể hiện mối quan hệ giữa áp suất và lưu lượng trong hai khoang xilanh:

$$\begin{aligned} \frac{V_1}{\beta_h} \dot{P}_1 &= Q_1 - A_1 \dot{x} \\ \frac{V_2}{\beta_h} \dot{P}_2 &= A_2 \dot{x} - Q_2 \end{aligned} \quad (6)$$

Ở đây,  $x$  là vị trí của piston trong xilanh lực;  $\beta_h$  là mô đun đàn hồi của dầu thủy lực;  $A_1$ ,  $A_2$  tương ứng là diện tích hữu ích của piston;  $V_1$ ,  $V_2$  tương ứng là thể tích chất lỏng trong hai khoang xylanh và được xác định theo công thức:

$$V_1 = V_{10} + A_1 x \quad (7)$$

$$V_2 = V_{20} + A_2 (L - x)$$

Trong đó,  $L$  là hành trình của piston;  $V_{10}$ ,  $V_{20}$  tương ứng là thể tích chất của hai khoang xylanh.

Chuyển động của piston cùng với gổ cầu được mô tả bằng phương trình áp dụng Định luật II Newton như sau:

$$M\ddot{x} = F - Mg - F_r \quad (8)$$

Trong đó,  $M$  là tổng khối lượng của piston và gổ cầu;  $F_r$  là lực phản hồi do gổ cầu bị nén tạo ra.

Lực  $F$  trong phương trình (8) là lực tác động do áp suất xilanh tạo ra và được tính theo công thức:

$$F = P_1 A_1 - P_2 A_2 - F_r \quad (9)$$

Ở đây,  $F_r$  là lực ma sát trong xilanh thủy lực, được xác định bởi mô hình ma sát theo X.B. Tran, W.H. Khaing, H. Endo, H. Yanada [3]:

$$\frac{dz}{dt} = v - \frac{\sigma_0 z}{g(v, h)} |v| \quad (10)$$

$$g(v, h) = F_c + [(1 - h)F_s - F_c]e^{-(v/v_s)^n} \quad (11)$$

$$F = \sigma_0 + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 \left( v + T \frac{dv}{dt} \right) \quad (12)$$

Ở đây,  $z$  là độ dịch chuyển trung bình của sợi đàn hồi liên kết giữa hai bề mặt tiếp xúc,  $s_0$  là độ cứng của sợi đàn hồi,  $s_1$  là hệ số ma sát vi nhớt,  $s_2$  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:

$$\frac{dh}{dt} = \frac{1}{\tau_h} (h_{ss} - h) \quad (13)$$

$$\tau_h = \begin{cases} \tau_{hp} & (v \neq 0, h \leq h_{ss}) \\ \tau_{hn} & (v \neq 0, h > h_{ss}) \\ \tau_{h0} & (v = 0) \end{cases} \quad (14)$$

$$h_{ss} = \begin{cases} K_f |v|^{2/3} & (|v| \leq |v_b|) \\ K_f |v_b|^{2/3} & (|v| > |v_b|) \end{cases} \quad (15)$$

$$K_f = (1 - F_c / F_s) |v_b|^{-2/3} \quad (16)$$

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;  $t_{hp}$ ,  $t_{hn}$  và  $t_{h0}$  tương ứng là hằng số thời gian đối với thời kỳ tăng tốc, giảm tốc và thời gian nghỉ.

### Kết quả mô phỏng và thảo luận

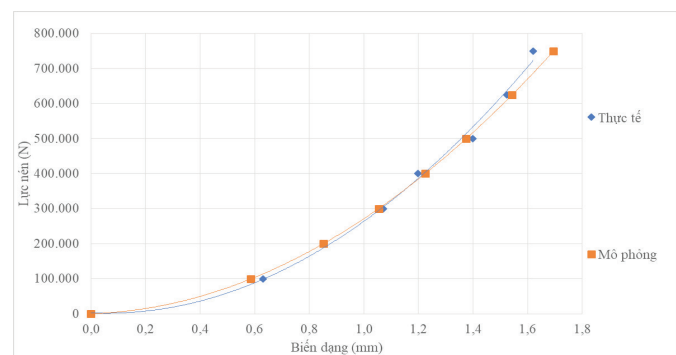
Trên cơ sở các mô hình toán học đã xây dựng ở trên, chúng tôi đã sử dụng phần mềm Matlab/SIMULINK 2016a để giải bài toán. Phương pháp giải số Dormand-Prince được sử dụng trong mô phỏng để giải các phương trình vi phân và tích phân. Với các thông số sử dụng cho mô phỏng được cho như sau:  $C_d=0,009$ ;  $W=8.10^{-6}$ ;  $k_v=0,0096$  m/V;  $V_{10}=V_{20}=0,008$  m<sup>3</sup>;  $A_1=0,1256$  m<sup>3</sup>;  $A_2=0,045216$  m<sup>3</sup>;  $r=862$  kg/m<sup>3</sup>; với các thông số ổn định của lực ma sát được cho bởi:  $F_s=850$  N;  $F_c=180$  N;  $v_s=0,0125$  m/s;  $n=0,6$ ;  $s_2=320$  Ns/m đối chiếu với vận tốc dương và  $F_s=435$  N;  $F_c=105$  N;  $v_s=0,015$  m/s;  $n=0,9$ ;  $s_2=350$  Ns/m đối với chiều vận tốc âm, chúng tôi đã tiến hành chạy mô phỏng với ba gối khác nhau (giả thiết khung thử tải là cứng tuyệt đối).

#### Thí nghiệm loại gối OVM GPZ (2009)4SX-HTB

Nhóm nghiên cứu đã tiến hành thí nghiệm thực tế để xác định biến dạng thực tế của gối và chạy chương trình xác định được biến dạng mô phỏng (bảng 1), tiến hành vẽ đồ thị thể hiện mối tương quan giữa lực - biến dạng ở hai trường hợp mô phỏng và thực tế (hình 5).

**Bảng 1. So sánh kết quả thí nghiệm mô phỏng và thực tế.**

| STT | Lực nén gối (N) | Biến dạng thực tế (mm) | Biến dạng mô phỏng (mm) | Sai số (%) |
|-----|-----------------|------------------------|-------------------------|------------|
| 1   | 100.000         | 0,63                   | 0,59                    | 6,3        |
| 2   | 200.000         | 0,85                   | 0,85                    | 0,0        |
| 3   | 300.000         | 1,07                   | 1,05                    | 1,9        |
| 4   | 400.000         | 1,20                   | 1,23                    | 2,5        |
| 5   | 500.000         | 1,40                   | 1,38                    | 1,4        |
| 6   | 625.000         | 1,53                   | 1,54                    | 0,7        |
| 7   | 750.000         | 1,62                   | 1,70                    | 4,9        |



**Hình 5. Kết quả mô phỏng và thực tế.**

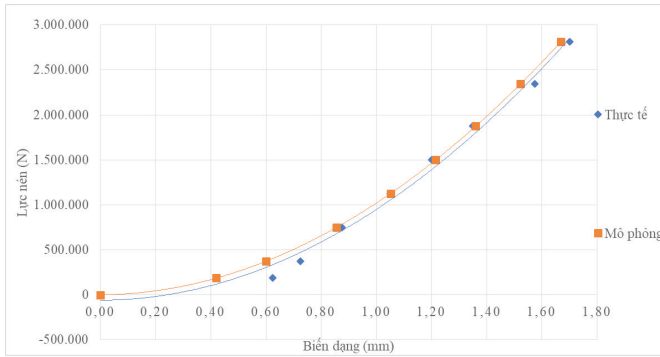
Nhận xét: bảng 1 cho thấy biến dạng mô phỏng và biến dạng gối đo trong thực tế gần như tương đương, với sai số trung bình 2,53%, chỉ ở vị trí 1 và 7 sai số lớn hơn so với các vị trí còn lại. Đồ thị biến dạng của gối cầu trong mô phỏng và ngoài thực tế (hình 5) là tương đối giống nhau. Điều đó cho thấy việc lựa chọn mô hình toán thực hiện mô phỏng là hoàn toàn phù hợp và sát với thực tế.

#### Thí nghiệm loại gối chịu KAWAKIN

Nhóm nghiên cứu đã tiến hành thí nghiệm thực tế để xác định biến dạng thực tế của gối và chạy chương trình xác định được biến dạng mô phỏng (bảng 2), tiến hành vẽ đồ thị thể hiện mối tương quan giữa lực - biến dạng ở hai trường hợp mô phỏng và thực tế (hình 6).

**Bảng 2. So sánh kết quả thí nghiệm mô phỏng và thực tế.**

| STT | Lực nén gối (N) | Biến dạng thực tế (mm) | Biến dạng mô phỏng (mm) | Sai số (%) |
|-----|-----------------|------------------------|-------------------------|------------|
| 1   | 187.500         | 0,53                   | 0,48                    | 9,4        |
| 2   | 375.000         | 0,65                   | 0,62                    | 4,6        |
| 3   | 750.000         | 0,88                   | 0,86                    | 2,3        |
| 4   | 1.125.000       | 1,05                   | 1,05                    | 0,0        |
| 5   | 1.500.000       | 1,20                   | 1,22                    | 1,7        |
| 6   | 1.875.000       | 1,35                   | 1,36                    | 0,7        |
| 7   | 2.250.000       | 1,58                   | 1,55                    | 1,9        |



Hình 6. Kết quả mô phỏng và thực tế.

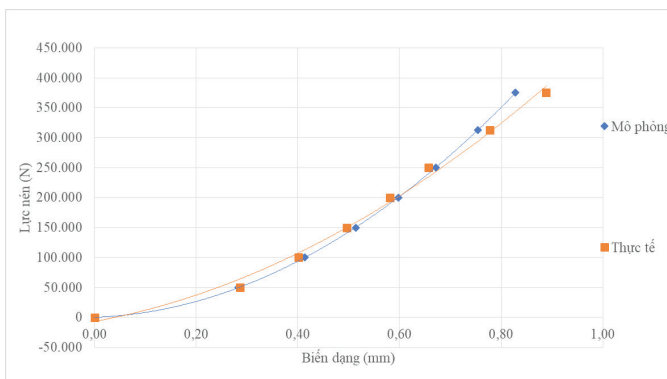
Nhận xét: bảng 2 cho thấy biến dạng mô phỏng và biến dạng gối đỡ trong thực tế gần như tương đương, với sai số trung bình 2,94%, chỉ ở vị trí 1 và 2 sai số lớn hơn so với các vị trí còn lại. Đồ thị biến dạng của gối cầu trong mô phỏng và ngoài thực tế (hình 6) là tương đối giống nhau. Điều đó cho thấy việc lựa chọn mô hình toán thực hiện mô phỏng là hoàn toàn phù hợp và sát với thực tế.

#### Thí nghiệm loại gối OVM GPZ(2009)2SX-PBD

Nhóm nghiên cứu đã tiến hành thí nghiệm để xác định biến dạng thực tế của gối và chạy chương trình xác định được biến dạng mô phỏng (bảng 3), tiến hành vẽ đồ thị thể hiện mối tương quan giữa lực - biến dạng ở hai trường hợp mô phỏng và thực tế (hình 7).

Bảng 3. So sánh kết quả thí nghiệm mô phỏng và thực tế.

| STT | Lực nén gối (N) | Biến dạng thực tế (mm) | Biến dạng mô phỏng (mm) | Sai số (%) |
|-----|-----------------|------------------------|-------------------------|------------|
| 1   | 50.000          | 0,29                   | 0,28                    | 3,4        |
| 2   | 100.000         | 0,40                   | 0,41                    | 2,5        |
| 3   | 150.000         | 0,50                   | 0,51                    | 2,0        |
| 4   | 200.000         | 0,58                   | 0,60                    | 3,4        |
| 5   | 250.000         | 0,66                   | 0,67                    | 1,5        |
| 6   | 312.500         | 0,78                   | 0,75                    | 3,8        |
| 7   | 375.000         | 0,89                   | 0,83                    | 6,7        |



Hình 7. Kết quả mô phỏng và thực tế.

Nhận xét: bảng 3 cho thấy biến dạng mô phỏng và biến dạng gối đỡ trong thực tế gần như tương đương, với sai số trung bình 3,33%, chỉ ở vị trí 7 sai số lớn hơn so với các vị trí còn lại. Đồ thị biến dạng của gối cầu trong mô phỏng và ngoài thực tế (hình 7) là tương đối giống nhau. Điều đó cho thấy việc lựa chọn mô hình toán thực hiện mô phỏng là hoàn toàn phù hợp và sát với thực tế.

Qua việc mô phỏng quá trình nén của ba gối cầu ở trên, có thể rút ra nhận xét chung như sau: việc mô phỏng chính xác hoạt động của hệ thống thủy lực của thiết bị thí nghiệm gối cầu 6.400 tấn giúp chúng ta có thể kiểm soát được các yếu tố ảnh hưởng đến kết quả thí nghiệm, có thể dự đoán được biến dạng của gối cầu khi chịu nén trong thí nghiệm. Từ đó nâng cao độ chính xác của thiết bị thí nghiệm. Trong nghiên cứu này, chúng tôi chưa đánh giá ảnh hưởng của các thông số khai thác, chính điều đó có thể gây ra sai số ở một vài điểm đo giữa mô phỏng và thực tế. Điều này sẽ được nhóm tác giả làm rõ trong nghiên cứu thực nghiệm tới đây.

#### Kết luận

Bài báo đã đưa ra mô hình toán để mô phỏng hoạt động hệ thống truyền động thủy lực tạo tải thẳng đứng của thiết bị thí nghiệm gối cầu tải trọng 6.400 tấn có xét đến ảnh hưởng của ma sát. Kết quả mô phỏng và thực nghiệm là tương đối phù hợp với sai số trung bình lớn nhất 3,33%, chứng tỏ mô hình toán và mô hình ma sát đưa ra là hợp lý.

Nghiên cứu đã cho thấy, mối quan hệ giữa phản lực của gối cầu trong quá trình nén là hàm bậc hai phụ thuộc vào độ cứng kháng nén của gối cầu và biến dạng gối cầu trong quá trình nén thẳng đứng. Điều đó giúp chúng ta xây dựng được đồ thị thể hiện mối quan hệ lực - biến dạng, có thể dự đoán chính xác biến dạng thực tế của gối cầu và kiểm soát, loại bỏ được các giá trị sai khác trong quá trình thí nghiệm nhằm tăng độ chính xác của kết quả.

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Bộ Khoa học và Công nghệ (2014), *TCVN 10269:2014 - Gối cầu kiểu chậu - Phương pháp thử*.
- [2] Bộ Khoa học và Công nghệ (2014), *TCVN 10268:2014 - Gối cầu kiểu chậu - Yêu cầu kỹ thuật*.
- [3] X.B. Tran, W.H. Khaing, H. Endo, H. Yanada (2014), "Effect of friction model on simulation of hydraulic actuator, Proc IMechE Part I", *J. Systems and Control Engineering*, **228**, pp.1-9.