

# NGHIÊN CỨU ĐỘNG LỰC HỌC HỆ TRUYỀN ĐỘNG THỦY LỰC LÀM CƠ SỞ KHOA HỌC NHẪM NÂNG CAO ĐỘ CHÍNH XÁC CỦA THIẾT BỊ THÍ NGHIỆM GỐI CẦU TẢI TRỌNG LỚN DO VIỆT NAM CHẾ TẠO

RESEARCH ON THE HYDRAULIC TRANSMISSION DYNAMICS OF THE VIETNAM-MADE HIGH-LOAD BEARING TESTING EQUIPMENT

NCS. **Phạm Đình Nam**, PGS, TS. **Thái Hà Phi**  
Trường Đại học Giao thông Vận tải

## TÓM TẮT

*Bài báo trình bày tóm tắt kết quả xây dựng mô hình động lực học hệ truyền động thủy lực của thiết bị thí nghiệm gối cầu tải trọng lớn do Việt Nam chế tạo, áp dụng giải bằng phần mềm Matlab Simulink, nhờ đó xác định được nguyên nhân gây ra sai số của thiết bị là do dao động áp suất của hệ Truyền động thủy lực của thiết bị, các kết quả đã được kiểm chứng bằng thực nghiệm.*

**Từ khóa:** Động lực học (động lực học); Thiết bị thí nghiệm gối cầu tải trọng lớn; Truyền động thủy lực; Hệ truyền động thủy lực.

## ABSTRACT

*The article presents a summary of the experimental results of the hydraulic transmission dynamics of the Vietnam-made high-load bearing testing equipment using Matlab Simulink software. It is determined that the cause of the error of the equipment is due to the pressure fluctuation of the hydraulic transmission system of the equipment. The results have been verified experimentally.*

**Keywords:** Dynamics; High-load bearing testing equipment; Hydraulic transmission system.

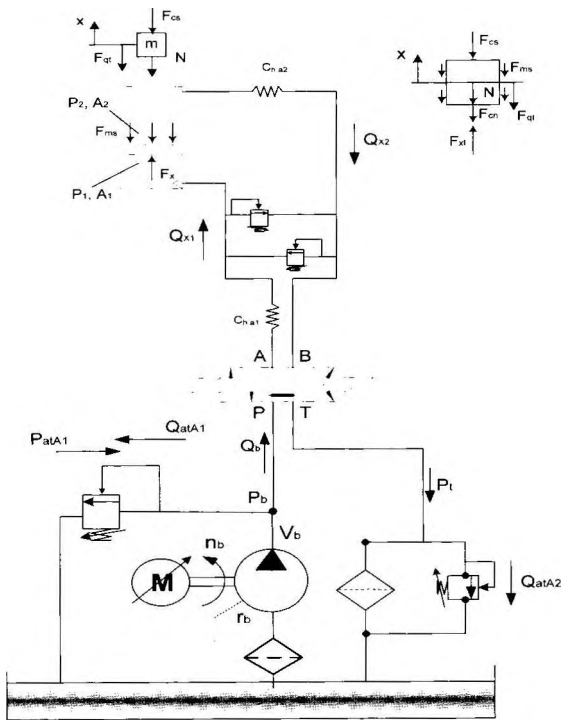
## 1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Vấn đề nâng cao độ chính xác của thiết bị thí nghiệm gối cầu tải trọng lớn do Việt Nam chế tạo đang mang tính thực tiễn cao. Sai số của thiết bị có phải đến từ dao động áp suất của hệ Truyền động thủy lực

hay không? Vì khi thí nghiệm gối cầu, ta không đo lực trực tiếp được mà đo gián tiếp thông qua áp suất của hệ Truyền động thủy lực. Muốn vậy, chúng ta phải nghiên cứu Động lực học hệ Truyền động thủy lực của thiết bị thí nghiệm gối cầu tải trọng lớn do Việt Nam chế tạo.

**2. NỘI DUNG: NGHIÊN CỨU ĐỘNG LỰC HỌC HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG THỦY LỰC THIẾT BỊ THÍ NGHIỆM GỐI CẦU TẢI TRỌNG LỚN DO VIỆT NAM CHẾ TẠO**

**2.1. Mô hình Động lực học hệ Truyền động thủy lực thiết bị thí nghiệm gối cầu tải trọng lớn**



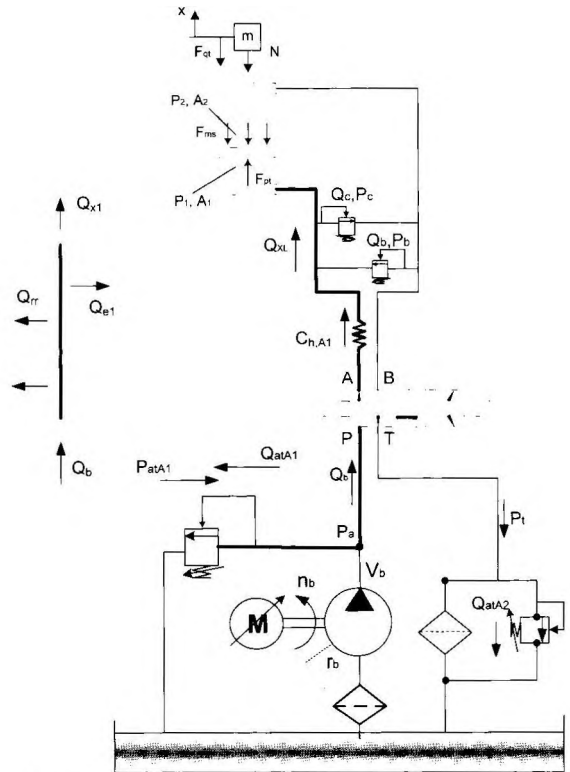
Hình 1. Mô hình động lực học hệ truyền động thủy lực tạo tải thăng đứng tương đương

Các giả thiết nghiên cứu được đưa ra như sau:

Mô đun dầu đàn hồi của các ống dẫn không phụ thuộc vào áp suất trong hệ thống; Hệ khung của thiết bị cứng tuyệt đối; Ban đầu, bơm thủy lực đứng yên và áp suất dầu trong đường ống bằng 0; Không xét đến quán tính của chất lỏng trong quá trình làm việc; 10 xi lanh thủy lực cùng loại, giống nhau nên sẽ xét cho 1 xi lanh thủy lực; Lực nén và trọng lượng

gối, tấm kê được coi là đồng tâm, đồng trục và phân bố đều cho các xi lanh; Coi chiều dài đường ống đến các xi lanh là bằng nhau.

**a) Phương trình dòng chảy liên tục trong đường ống cao áp**



Hình 2. Sơ đồ dòng chảy mạch thủy lực cao áp

$$Q_b = Q_{atA1} + Q_{rr} + Q_{e1} + Q_{x1} \quad (2.1)$$

Hay:  $Q_{e1} = Q_b - Q_{rr} - Q_{x1} - Q_{atA1}$

Trong đó:

$Q_b$  - Lưu lượng lý thuyết của bơm thủy lực, m<sup>3</sup>/s;

$$Q_b = V_{b.nb} \quad (2.2)$$

$Q_{rr}$  - Tổng tổn thất lưu lượng rò rỉ qua các bề mặt làm kín có kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ [1], m<sup>3</sup>/s;

$$Q_{IT} = \frac{d_{in} \cdot s_{in}^2 \cdot \pi}{12 \cdot \left[ v_{50} \cdot \left( \frac{50}{T} \right)^n \right] \cdot l \cdot \rho} \cdot \Delta P_b \cdot \left( 1 + \frac{3 \cdot e^2}{2 \cdot s_m^2} \right) + C_d \cdot \frac{\pi \cdot D_s \cdot S}{\sqrt{\left[ v_{50} \cdot \left( \frac{50}{T} \right)^n \right]}} \cdot \sqrt{\frac{2 P_b}{\rho}} \quad (2.3)$$

$Q_{cl}$  - Lưu lượng chất lỏng làm biến dạng hệ thống khoang  $A_1$ , m<sup>3</sup>/s;

$$Q_{e1} = C_{h,A1} \frac{dP_1}{dt} \quad (2.4)$$

Trong đó:  $P_1$  - Áp suất của dầu công tác khoang  $A_1$ , Pa;

$C_{h,A1}$  - Hệ số tích lũy đàn hồi tương đương nhánh  $A_1$ , m<sup>3</sup>/Pa;

$Q_{v1}$  - Lưu lượng có ích làm piston chuyển động, m<sup>3</sup>/s;

$$Q_{x1} = A_1 \cdot \dot{X} \quad (2.5)$$

Trong đó:  $A_1$  - Diện tích khoang bụng xi lanh, m<sup>2</sup>;

$X$  - Độ dịch chuyển của piston, m.

$Q_{atA1}$  - Lưu lượng chất lỏng qua van an toàn khoang  $A_1$ , m<sup>3</sup>/s;

$$Q_{atA1} = \begin{cases} K_{atA1}(P_1 - P_{atA1}); & \text{nếu } P_1 \geq P_{atA1} \\ 0; & \text{nếu } P_1 \leq P_{atA1} \end{cases} \quad (2.6)$$

Trong đó:

$P_{atA1}$  - Áp suất cài đặt của van an toàn khoang  $A_1$ , Pa;

$K_{atA1}$  - Hệ số lưu lượng qua van an toàn khoang  $A_1$ , (m<sup>3</sup>/s)/Pa.

Thay (2.2), (2.3), (2.4), (2.5), (2.6) vào

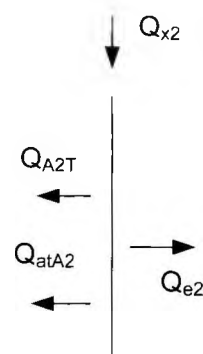
(2.1), ta có:

$$C_{h,A1} \frac{dP_1}{dt} = V_2 \pi_2 - \frac{d_{in} \cdot s_{in}^2 \cdot \pi}{12 \cdot \left[ v_{50} \cdot \left( \frac{50}{T} \right)^n \right] \cdot l \cdot \rho} \cdot \Delta P_b \cdot \left( 1 + \frac{3 \cdot e^2}{2 \cdot s_m^2} \right) -$$

$$C_d \cdot \frac{\pi \cdot D_s \cdot S}{\sqrt{\left[ v_{50} \cdot \left( \frac{50}{T} \right)^n \right]}} \cdot \sqrt{\frac{2 P_b}{\rho}} - X A_1 - K_{atA1} (P_1 - P_{atA1}) \quad (2.7)$$

### b. Phương trình cân bằng dòng chảy trong mạch thủy lực thấp áp (Khoang $A_2$ )

Sơ đồ dòng chảy trong mạch thủy lực thấp áp được giới thiệu trên Hình 3.



Hình 3. Sơ đồ dòng chảy trong mạch thủy lực thấp áp

$$Q_{x2} = Q_{e2} + Q_{A2T} + Q_{atA2} \quad (2.8)$$

Hay:  $Q_{e2} = Q_{x2} - Q_{A2T} - Q_{atA2} \quad (2.9)$

Trong đó:

$Q_{x2}$  - Lưu lượng thoát ra khi piston chuyển động một khoảng là  $x$ ,  $m^3/s$ ;

$Q_{c2}$  - Lưu lượng chất lỏng làm biến dạng hệ thống khoang  $A_2$ ,  $m^3/s$ ;

$Q_{A2T}$  - Lưu lượng chất lỏng từ khoang  $A_2$  qua van phân phối về thùng,  $m^3/s$ ;

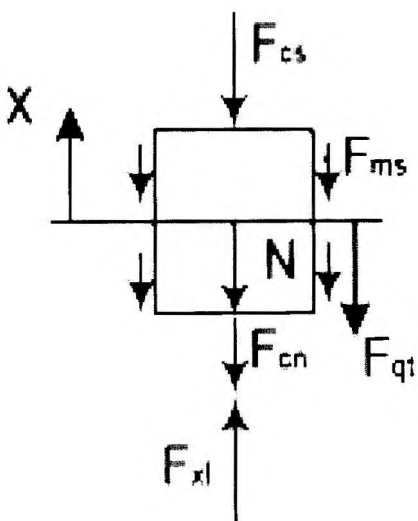
$Q_{atA2}$  - Lưu lượng chất lỏng qua van an toàn khoang  $A_2$ ,  $m^3/s$ .

Tương tự, ta có:

$$C_{bA2} \frac{dP_{A2}}{dt} = A_2 \dot{x} - K_v \cdot \text{sign}(P_2 - P_T) \sqrt{|P_2 - P_T|} - K_{atA2}(P_2 - P_{atA2}) \quad (2.10)$$

**c) Phương trình cân bằng lực trên xi lanh tạo lực nén**

Sơ đồ lực tác dụng lên đỉnh pit tông được giới thiệu trên Hình 4.



Hình 4. Lực tác dụng lên đỉnh piston

$$F_{xl} = F_{qt} + F_{cn} + F_{ms} + F_{cs} + N$$

Hay:  $F_{qt} = F_{xl} - F_{cn} - F_{ms} - F_{cs} - N \quad (2.11)$

Trong đó:

\*  $F_{qt}$ : Lực quán tính, N;

$$F_{qt} = m \cdot \ddot{X} \quad (2.12)$$

Trong đó:  $F_{qt}$  - Lực quán tính tác dụng lên khối lượng quy kết, N;

$m$  - Khối lượng quy kết: gồm khối lượng của piston, tâm kê, gối cầu..., kg;

\*  $F_{xl}$ : Lực tác động của xi lanh thủy lực, N;

$$F_{xl} = \frac{Q_{xl} \cdot t - X \cdot A_1}{V_0 + X \cdot A_1} \cdot \Lambda_1 \cdot C_{ll, \Lambda_1} \quad (2.13)$$

$V_0$  - Thể tích chứa chất lỏng công tác chịu nén phụ thuộc vào vị trí ban đầu của piston  $h_0$ ,  $m^3$ ;

\*  $F_{cn}$ : Lực cản nhớt trong xi lanh thủy lực, N;

$$F_{cn} = \rho \lambda \frac{31(D)^2 \cdot d^2}{8d_1^5} \dot{X}^2 \quad (2.14)$$

Trong đó:

$D$  - Đường kính trong xi lanh, (m);

$d$  - Đường kính cần đẩy xi lanh, (m);

$d_1$  - Đường kính ống dẫn thứ  $i$ , (m);

$l_1$  - Chiều dài đường ống thứ  $i$ , (m).

k - Hệ số cản dập tắt dao động, khi piston chuyển động, chất lỏng ở khoang cần đây thoát về thùng dầu, cản trên đường ống, trên các đoạn ống thẳng, cong, các mối ghép và các khe hở tiết lưu sinh ra áp lực cản, tác dụng cản trở chuyển động.

Áp lực cản phụ thuộc vào chiều dài, đường kính thủy lực đường ống, các chỗ nối, gấp khúc, độ nhớt động của chất lỏng, chế độ dòng chảy trong ống. Trong đó, đặc biệt là độ nhớt động của chất lỏng phụ thuộc vào loại chất lỏng công tác, nhiệt độ, hàm lượng nước chứa trong chất lỏng, đây chính là mối quan hệ giữa điều kiện môi trường khai thác tới động lực học hệ thống truyền động thủy lực.

\*  $F_{ms}$ : Lực ma sát trong xi lanh thủy lực, N; Theo X.B. Tran, W.H. Khaing, H. Endo, H. Yanada,  $F_{ms}$  là lực ma sát trong xi lanh thủy lực, được xác định bởi mô hình ma sát:

$$\frac{dz}{dt} = \dot{X} - \frac{\sigma_0}{g(v,h)} \dot{X} \quad (2.15)$$

$$g(v,h) = F_c + [(1-h)F_s - F_c] e^{-\lambda v} \quad (2.16)$$

$$F_{ms} = a_0 Z + a_1 \frac{dz}{dt} + a_2 (\dot{X} + T_r \ddot{X}) \quad (2.17)$$

Ở đây, z là độ dịch chuyển trung bình của sợi đàn hồi liên kết giữa hai bề mặt tiếp xúc,  $\sigma_0$  là độ cứng của sợi đàn hồi,  $\sigma_1$  là hệ số ma sát vi nhớt,  $\sigma_2$  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, m là số mũ ảnh hưởng đến độ dốc của đường cong Tribeck,  $T_r$  là hằng số thời gian đối với động lực học ma sát nhớt, h là độ dày màng bôi trơn.

$F_{cs}$ : Phản lực của gối cao su tác động lên đầu cần piston, N.

$$F_{cs} = c \cdot x^2$$

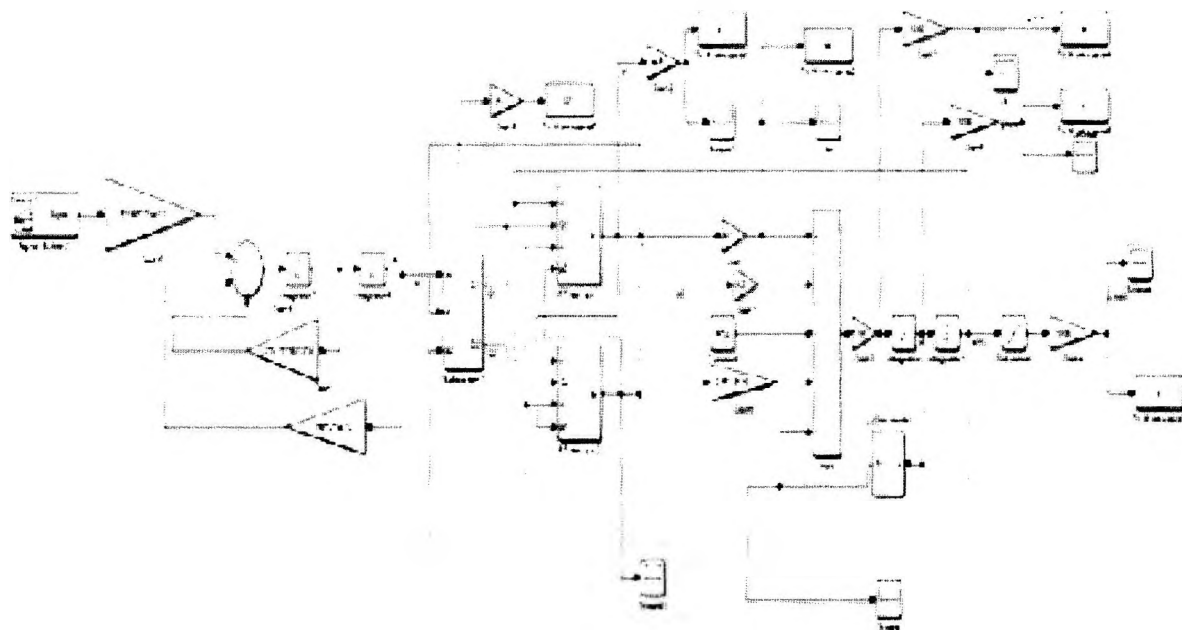
N: Trọng lượng khối lượng quy kết, N.

Thay 2.7, 2.10, 2.12, 2.13, 2.14, 2.17, ta được hệ phương trình (2.18):

$$\begin{cases} C_{hA1} \frac{dP_1}{dt} - v_b n_b - \frac{d_{m, \text{đm}, II}}{D \left[ 15.2 \left( \frac{50}{T} \right)^n \right] t_D} \cdot \Delta P_b \cdot \left( 1 + \frac{3 \cdot \epsilon^2}{2 s_m^2} \right) - C_d \cdot \frac{r \cdot D \cdot S}{\sqrt{\left[ 15.2 \left( \frac{50}{T} \right)^n \right]}} \sqrt{\frac{2 P_b}{\rho}} - \dot{X} A_1 - K_{atA1} (P_1 - P_{atA1}) \\ C_{hA2} \frac{dP_{A2}}{dt} = A_2 \dot{X} - K_{v1} \cdot \text{sign}(P_2 - P_T) \sqrt{|P_{A2} - P_T|} - K_{atA2} (P_2 - P_{atA2}) \\ m_{qd} \ddot{X} = \frac{Q_1 t - X A_1}{V_0 + X A_1} A_1 C_{hA1} - \rho \lambda \frac{-(D^2 - d^2)^3}{6 d_1^5} \dot{X}^2 - \left[ a_0 Z + a_1 \frac{dz}{dt} + a_2 (\dot{X} + T_r \ddot{X}) \right] - c x^2 - m_{qd} \cdot g \end{cases} \quad (2.18)$$

## 2.2. Giải phương trình động lực học

Qua nghiên cứu và tìm hiểu, phần mềm MATLAB - SIMULINK được lựa chọn để xây dựng chương trình mô phỏng động lực học (ĐLH) Hệ phương trình vi phân mô tả hoạt động của hệ thống truyền động thủy lực (TĐTL) của thiết bị thí nghiệm gói cầu (công thức 2.18):



Hình 5. Sơ đồ khối của chương trình mô phỏng

Bảng 1. Các thông số đầu vào của bài toán phân tích động lực học hệ thống truyền động thủy lực:

TT	Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
<b>Bơm thủy lực</b>				
1	Lưu lượng riêng	$V_b$	$m^3/vòng$	$2,7 \cdot 10^{-6}$
2	Tốc độ quay danh nghĩa của bơm	$n_b$	vòng/s	24,17
3	Áp suất danh nghĩa của bơm	$p_b$	Pa	$55 \cdot 10^6$
4	Hiệu suất thể tích của bơm	$\eta_b$	-	0,92
<b>Xi lanh thủy lực</b>				
5	Đường kính trong xi lanh	D	m	0,4
6	Đường kính cán piston	d	m	0,32
7	Áp lực dầu ở khoang thấp áp	$p_2$	Pa	$6 \cdot 10^5$

**Van an toàn**

8	Áp suất của van an toàn	$p_{at}$	Pa	$6.10^7$
9	Hệ số lưu lượng qua van an toàn	$k_{at}$	$(m^3/s)/pa$	$6,67.10^{-10}$
10	Lưu lượng qua van an toàn	$Q_{at}$	$m^3/s$	0,004

**Đường ống dẫn dầu thủy lực**

11	Chiều dài đường ống dẫn bằng cao su	$l_c$	m	5,5
12	Chiều dài đường ống dẫn bằng kim loại	$l_k$	m	4,5
13	Đường kính trong của đường ống dẫn bằng cao su	$d_c$	m	0,006
14	Mô đun đàn hồi của đường ống dẫn bằng cao su	$E_c$	Pa	$0,09.10^9$

**Dầu công tác**

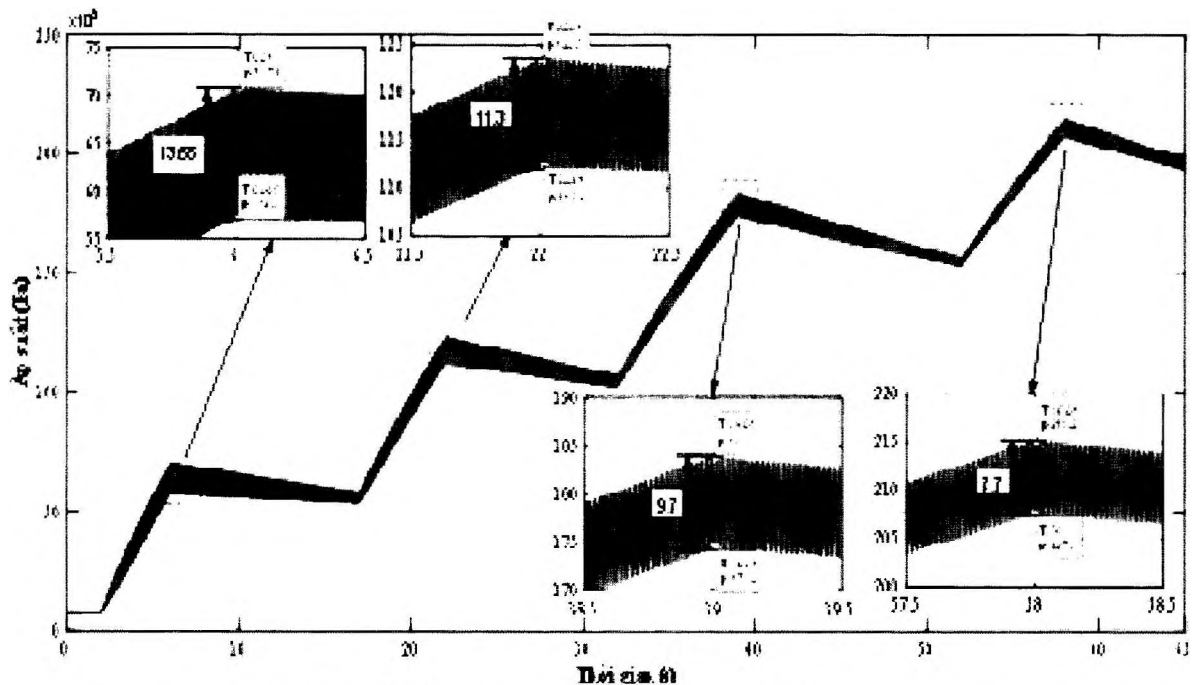
15	Mô đun đàn hồi của dầu công tác	$E_{lt}$	Pa	$150.10^3$
----	---------------------------------	----------	----	------------

**Các thông số khác**

16	Khối lượng quy dẫn của gói, tấm trung gian	$m_{qd}$	kg	1200
----	--	----------	----	------

**2.3. Kết quả tính toán**

Sau khi chạy chương trình Matlab – Simulink, ta có:



Hình 6. Áp suất dầu thủy lực trong xi lanh thủy lực tạo lực nén

Bảng 2. Hệ số  $K_d$  và sai số đo tại từng nấc gia tải:

STT	Lực nén kN	Pmax $P_{\sigma} (x 10^5)$	Ptb $P_{\sigma} (x 10^5)$	$K_d = Pmax/Ptb$	Sai số %
1	8837,5	70,7	64,4	1,10	9,78
2	15437,5	123,5	117,5	1,05	5,11
3	23000	184	179	1,03	2,79
4	26900	215,2	211,4	1,02	1,80

### 3. KẾT LUẬN

Trong quá trình thí nghiệm gối cầu, quá trình gia tải sẽ tiến hành theo các cấp lực, tại mỗi cấp lực sẽ giữ tải để đo chuyển vị gối. Nhìn vào đồ thị, ta thấy tại đầu mỗi mức gia tải, khi đóng van phân phối đột ngột, hệ số áp suất động của dầu thủy lực  $K_d$  là rất lớn với  $K_{d_{max}} = 1,127$ , tương đương với sai số lên đến 12,69%. Khi áp suất càng lớn, hệ số  $k_d$  và sai số đo cũng giảm dần với sai số trung bình của toàn giải là 4,52%. Tuy nhiên, yêu cầu của cấp chính xác của thiết bị là không quá 1%. Điều đó chứng tỏ việc nghiên cứu động lực học để giảm dao động áp suất là cần thiết và quan trọng trong việc nâng cao độ chính xác của thiết bị.

- Từ bảng 2, ta thấy ở cấp gia tải 1 tương ứng với lực nén 8837,5 kN (900,7 tấn), sai số của phép đo là lớn nhất. Điều đó cho thấy đối với thiết bị thí nghiệm gối cầu tải trọng lớn nói chung và thiết bị thí nghiệm gối cầu 8000 tấn nói riêng, việc lựa chọn tải trọng gối thí nghiệm cũng rất quan trọng. Nếu lực nén quá nhỏ so với năng lực thiết bị thì cũng sẽ gây ra sai số lớn.

- Tại đầu mỗi nấc gia tải, biên độ dao động của áp suất lực trong hệ thống xung quanh giá trị trung bình là rất lớn (Hình 6), với sai số trung bình 4,52%, trong khi yêu cầu đối với thiết bị đo lường là sai số không quá 1%. Điều này ảnh hưởng đến độ chính xác khi đo lực nén. Vì vậy, xác định các nguồn gây ra dao động áp suất và giảm thiểu, thậm

chí triệt tiêu được chúng sẽ nâng cao độ chính xác cho kết quả thí nghiệm gối cầu. ❖

Ngày nhận bài: 08/02/2022

Ngày phản biện: 18/02/2022

#### Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Văn Thịnh; "Nghiên cứu ảnh hưởng của môi trường khí hậu nhiệt đới tới các thông số cơ bản của hệ thống truyền động thủy tĩnh trên các máy xây dựng và xếp dỡ" (2001), Luận án Tiến sỹ Kỹ thuật.
- [2]. Th.S. Phạm Đình Nam, TS. Nguyễn Văn Thịnh, PGS.TS. Thái Hà Phi; "Thiết bị thí nghiệm gối cầu tải trọng 6.400 tấn được thiết kế chế tạo trong nước và ứng dụng trong thực tiễn phục vụ ngành GTVT". Tạp chí Giao thông Vận tải (tháng 8/2016).
- [3]. Th.S. Phạm Đình Nam, PGS.TS. Thái Hà Phi, TS. Trần Xuân Bộ, KS. Nguyễn Ngọc Hải, "Nghiên cứu động lực học thiết bị thí nghiệm gối cầu tải trọng 6.400 tấn", Tạp chí Khoa học Công nghệ Việt Nam (Tập 60 – Số tháng 11/2020).
- [4]. Pham DN., Thai HP., Nguyen NH., Tran XB. (2021) Modelling and Simulating Hydraulic System of Testing Equipment for Bidge Bearings with a Capacity of 6400 Tons. In: Long B.T., Kim YH., Ishizaki K., Toan N.D., Parinov I.A., Vu P.P. (eds) Proceedings of the 2ng Annual International Conference on Material, Machines and Methods for Sustainable Development (MMMS2020). MMMS 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-69610-8\\_98](https://doi.org/10.1007/978-3-030-69610-8_98).
- [5]. Phạm Đình Nam, "Nghiên cứu, thiết kế chế tạo thiết bị kiểm tra sức chịu tải gối cầu tải trọng đến 5000 tấn", mã số dt143010. Đề tài NCKH cấp Bộ năm 2014-2015.
- [6]. Th.S. Phạm Đình Nam, "Một số giải pháp trong thiết kế, chế tạo thiết bị kiểm tra đánh giá chất lượng gối cầu siêu tải trọng đến 5.000 tấn". Tuyển tập Báo cáo – Hội nghị Khoa học Công nghệ thường niên.
- [7]. Mohieddine Jelali and Andreas Kroll. Hydraulic Servo-systems Modelling, Identification and Control. Springer-Verlag London Ltd.