

NGHIÊN CỨU GIẢI PHÁP TIẾT KIỆM NĂNG LƯỢNG HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN THỦY LỰC DÙNG VAN SERVO

A STUDY ON ENERGY SAVING FOR A SERVO VALVE HYDRAULIC SYSTEM

Hồ Triết Hưng¹, Vũ Đình Hải²

¹Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia thành phố Hồ Chí Minh

²Khoa Cơ khí, Trường Đại học Công nghệ Sài Gòn

TÓM TẮT

Bài báo tập trung giải quyết vấn đề nâng cao hiệu suất sử dụng năng lượng của hệ thống thủy lực servo van nhưng đảm bảo đặc điểm đáp ứng nhanh và chính xác của hệ. Bài báo đề xuất phương pháp điều khiển áp suất cấp cho van phụ thuộc vào tín hiệu áp suất hồi tiếp từ xy lanh. Bằng phương pháp này, công suất thủy lực cấp cho xy lanh được điều khiển, qua đó hạn chế tổn thất năng lượng cung cấp từ nguồn. Ứng dụng điều khiển tốc độ bơm nhằm điều khiển áp suất nguồn cấp là phương pháp mới nên cần nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm. Bài báo đã đề xuất ý tưởng, thực nghiệm kiểm chứng. Kết quả thực nghiệm ban đầu cho thấy hiệu suất của hệ cải thiện đáng kể so với phương pháp điều khiển áp suất truyền thống.

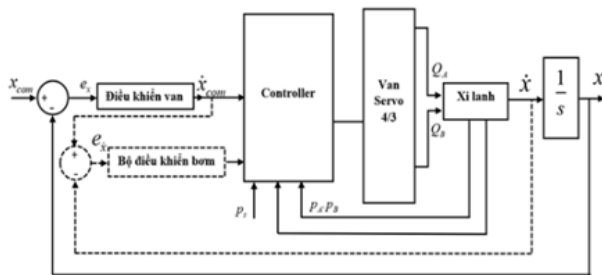
Từ khóa: *Hệ thủy lực van servo; Hệ thống thủy lực Load sensing; Cơ cấu chấp hành điện thủy lực.*

ABSTRACT

The article focuses on solving the problem of improving the energy efficiency of the servo valve hydraulic system but ensuring the fast and accurate response characteristics of the system. The article proposes a method to control the pressure applied to the valve depending on the feedback pressure signal from the cylinder. By this method, the hydraulic power supplied to the cylinder is controlled, thereby limiting the loss of energy supplied from the source. Applying pump speed control to control supply pressure is a new method, so theoretical and experimental research is needed. The article has proposed ideas and tested them experimentally. Initial experimental results show that the performance of the system is significantly improved compared to traditional pressure control methods.

Keywords: *Hydraulic servo systems; Load sensing systems; EHA.*

trọng của xy lanh. Hay nói cách khác, biến điều khiển DK_2 chính là biến điều khiển công suất của hệ thống. Bằng cách này, hạn chế tối đa sự chênh lệch công suất của hệ thống thủy lực servo van. Kết quả của quá trình điều khiển này làm giảm năng lượng tiêu hao của mạch thủy lực.



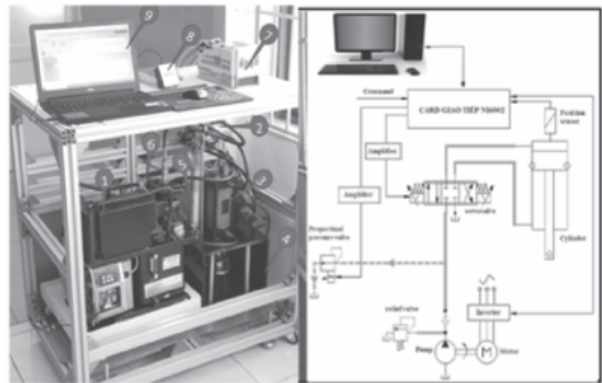
Hình 2. Sơ đồ điều khiển hệ thống thủy lực servo van

Trong nghiên cứu này, bộ điều khiển cơ bản PID được dùng với các hệ số K_p , K_i , và K_d được xác định bằng phương pháp thử sai.

4. THỰC NGHIỆM KIỂM CHỨNG

4.1. Mô hình thực nghiệm

Mô hình thực nghiệm hệ thống được mô tả trong hình 3. Bảng thông số các thiết bị được mô tả trong bảng 1. Số liệu được thu thập dùng thiết bị NI và phần mềm LabView.



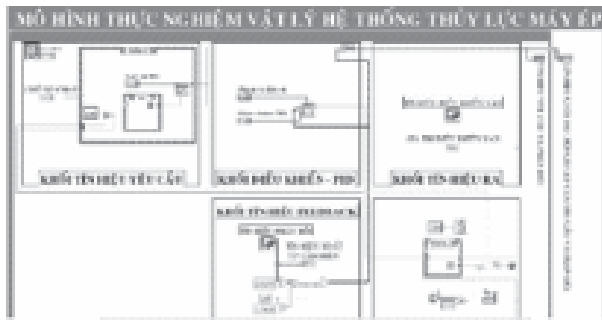
Hình 3. Mô hình thực nghiệm hệ thống

Bảng 1. Thông số kỹ thuật của mô hình

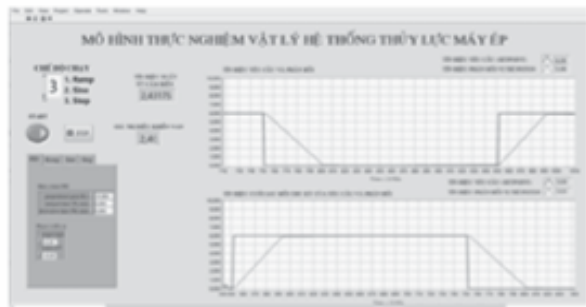
Ký hiệu	Thiết bị	Thông số kỹ thuật
1	Máy tính	Dùng phần mềm Labview, giao tiếp qua cổng USB
2	Van servo 4/3	Hãng sản xuất: MOOG, Nhật Bản. -Model: D633; Áp suất max: 350 bar; Lưu lượng: 65 LPM; Điện áp vào: 24VDC; Tín hiệu vào: +/- 10V; Tín hiệu ra: 4-20mA
3	Xy lanh thủy lực tác động kép	-Đường kính 100mm; Đường kính cần piston 32mm; Hành trình 150mm.
4	Van điều khiển áp suất	- Hãng sản xuất: Daikin, Nhật Bản. - Model: LPV-02; Áp suất max: 250 bar.
5	Bơm thủy lực	-Thể tích riêng: 5.8 cm ³ /rev; Áp suất max: 70 bar; Vận tốc lớn nhất n_{max} = 4400 rev/min.
6	Cảm biến vị trí hành trình piston	- Độ chính xác: $\pm 0.05\%$.
7	Biến tần A1000 của Hãng Yakawa, Nhật Bản	-Hãng SX: YAKAWA, Nhật Bản. -Model: A1000: Dòng biến tần có chức năng điều khiển động cơ IPM có hồi tiếp (Động cơ AC servo)
8	Card giao tiếp máy tính Ni6002	-Hãng SX: NATIONAL INSTRUMENTS - Model: Ni-6002; Input: 0-10VDC, 4-20mA; Output: 0-10VDC, 4-20mA
9	Cảm biến áp suất (pressure ransducer)	-Hãng SX: Nagano Keiki, Nhật Bản. - Model: KH-15; Áp suất: 0-100bar; Output: 0-5VDC

4.2. Kết quả thí nghiệm

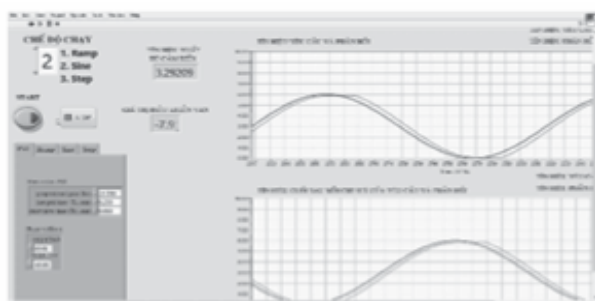
Giao diện của phần điều khiển được mô tả trên hình 4. Các hằng số được chọn bằng cách thử-sai cho đến khi kết quả chấp nhận được. Thực nghiệm điều khiển vị trí được mô tả trên hình 5a, 5b và 5c cho các đáp ứng step, sin và hỗn hợp tương ứng. Trong đó, đường màu đỏ là tín hiệu mong muốn, đường màu xanh là kết quả thực nghiệm.



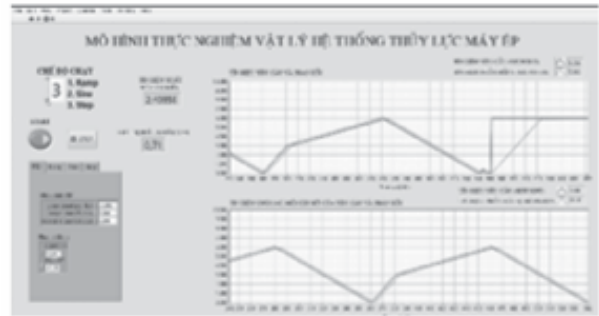
Hình 4. Giao diện điều khiển trên LabView



Hình 5a. Kết quả thực nghiệm với tín hiệu đầu vào dạng step



Hình 5b. Kết quả thực nghiệm với tín hiệu đầu vào dạng sin



Hình 5c. Kết quả thực nghiệm với tín hiệu đầu vào dạng hỗn hợp

5. PHÂN TÍCH ĐÁNH GIÁ

5.1. Phân tích đáp ứng

Kết quả thực nghiệm đối với các tín hiệu step, sin và hỗn hợp được mô tả trên các hình 5a, 5b và 5c cho thấy với phương pháp điều khiển cơ bản PID thì sai số chấp nhận được. Có thể nâng cao độ chính xác bằng cách tinh chỉnh các giá trị của bộ điều khiển.

5.2. Phân tích hiệu suất sử dụng năng lượng

Năng lượng hệ thống khảo sát trong 30s được thu thập dữ liệu, lập hàm tính toán và hiển thị như biểu đồ Hình 6, hình 7a, 7b cho trường hợp hàm ram với năng lượng tiêu thụ, hiệu suất trong hai trường hợp áp suất bằng hằng số và áp suất thay đổi theo tải với chênh lệch áp suất bằng hằng số và bằng 10 bar. Trong đó, năng lượng đầu ra của hệ thống được xác định bằng công thức 1:

$$E_{out} = \int_{t_1}^{t_2} P_{out}(t) dt \quad (1)$$

E_{out} – Là năng lượng đầu ra của hệ thống (W).

P_{out} – Là công suất đầu ra của hệ thống (W/h).

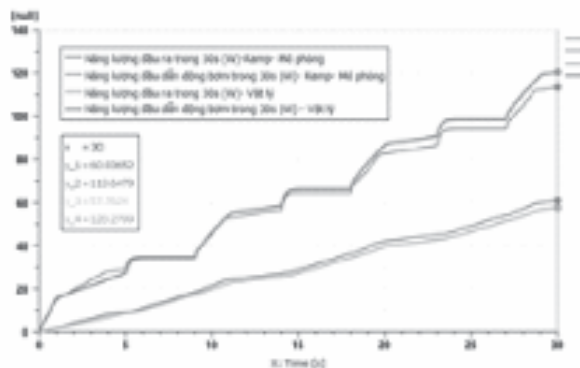


Năng lượng đầu vào của hệ thống được xác định bằng công thức 2:

$$E_{in} = \int_{t_1}^{t_2} P_{in}(t) dt \quad (2)$$

E_{in} – Là năng lượng đầu vào của hệ thống (W).

P_{in} – Là công suất đầu vào của hệ thống (W/h).



Hình 6. Năng lượng hệ thống.

Trong sơ đồ 7, đường màu xanh lá biểu thị năng lượng dẫn động bơm thủy lực ở mô hình thực nghiệm vật lý. Giá trị năng lượng này được xác định bằng cách đo gián tiếp thông qua tín hiệu dòng điện và điện thế cấp vào động cơ điện dẫn động bơm và tính toán, xác định trong khoảng thời gian xét là 30s. Giá trị xác định được là 120,27W. Ta thấy có sự sai lệch nhỏ (6%) so với kết quả từ mô phỏng là 113,64W được biểu thị bằng đường màu xanh (blue) trên đồ thị. Sự khác chênh lệch này có thể được giải thích là xuất phát từ phương pháp đo. Trên mô hình mô phỏng, năng lượng được xác định bằng cách lập hàm tính từ 2 thông số là mô men xoắn trên trục bơm và vận tốc trục bơm. Trong khi đó, trên mô hình vật lý thì năng lượng được xác định từ đại lượng dòng điện và điện áp đo được thông qua bộ biến tần điều khiển động cơ quay trục bơm. Do đó, kết quả này có thể chấp nhận được.

Năng lượng đầu ra trong thực nghiệm trên mô hình vật lý được xác định bằng cách gián tiếp thông qua giá trị vận tốc piston và giá trị lực đẩy thủy lực (lấy giá trị áp suất đo được từ cảm biến áp suất tuyến tính nhân với tiết diện xy lanh). Kết quả xác định được là 57,76W. Kết quả này cũng có sự sai lệch nhỏ so với kết quả mô phỏng là 60,83W (sai lệch 3,07%). Kết quả này cũng có thể chấp nhận được.

Hiệu suất năng lượng của cả hai hệ thống được xác định dựa vào năng lượng ra và năng lượng đầu vào của hệ thống và được xác định bằng công thức sau:

$$\mu(t) = \frac{\int_{t_1}^{t_2} P_{out}(t) dt}{\int_{t_1}^{t_2} P_{in}(t) dt} = \frac{E_{out}}{E_{in}} \quad (3)$$

$\mu(t)$ là hiệu suất năng lượng trung bình của hệ thống (%).

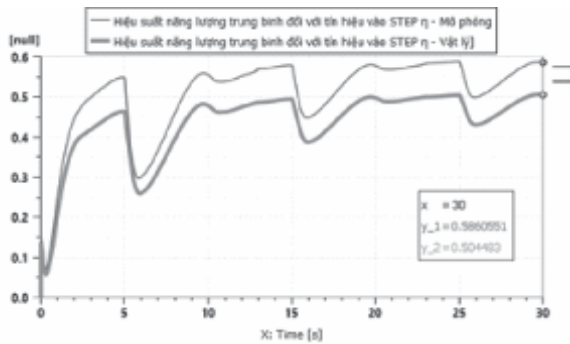
$E_{out} = \int_{t_1}^{t_2} P_{out}(t) dt$ là năng lượng đầu ra của hệ thống.

$E_{in} = \int_{t_1}^{t_2} P_{in}(t) dt$ là năng lượng đầu vào của hệ thống.

P_{out} là công suất đầu ra của hệ thống (W/h).

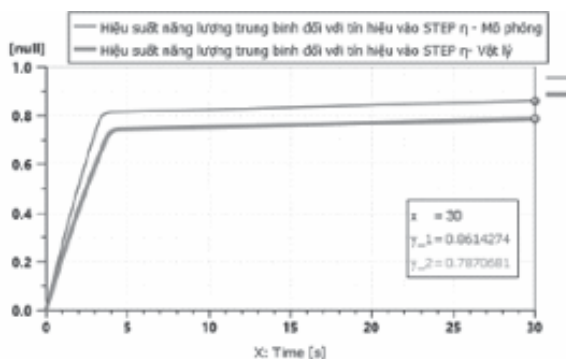
P_{in} là công suất đầu vào của hệ thống (W/h).

Hiệu suất năng lượng trung bình của hệ thống trong 30s: Hiệu suất năng lượng trong trường hợp này cũng được xác định từ phương trình (3) và được thể hiện bằng biểu đồ Hình 7a. Quan sát biểu đồ hình 7a, ta thấy hiệu suất năng lượng trung bình của hệ thống mô phỏng là 58,60 (thể hiện bằng đường màu đỏ) tốt hơn kết quả thực nghiệm trên mô hình vật lý là 50,44% (thể hiện bằng đường màu xanh lá). Sự chênh lệch là 8,16% và điều này cũng được lý giải với nguyên nhân tương tự như trường hợp trên.



Hình 7a. Hiệu suất của mạch khi áp suất bằng hằng số

Hiệu suất năng lượng trung bình của hệ thống trong 30s: Hiệu suất năng lượng trong trường hợp áp suất thay đổi theo tải này cũng được xác định từ phương trình (3) và được thể hiện bằng biểu đồ Hình 7b.



Hình 7b. Hiệu suất năng lượng hệ thống khi áp suất điều khiển thay đổi theo tải

Từ biểu đồ Hình 7b, ta thấy hiệu suất năng lượng trung bình của hệ thống mô phỏng là 86,14% (thể hiện bằng đường màu đỏ), cao hơn kết quả thực nghiệm trên mô hình vật lý là 78,7% (thể hiện bằng đường màu xanh lá), và hiệu suất này tăng đáng kể so với giá trị trung bình khoảng 50% trong điều kiện áp suất bằng hằng số.

6. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này giải quyết vấn đề nâng

cao hiệu suất của hệ thống thủy lực servo van bằng cách điều khiển công suất của bơm thông qua áp suất hồi tiếp. Bằng cách sử dụng bơm có thể tích riêng cố định kết hợp với động cơ AC servo điều khiển tốc độ kết hợp với van servo thủy lực hệ thống đảm bảo hai tính chất đáp ứng nhanh và chính xác của van cũng như nâng cao hiệu suất của hệ. Với điều kiện thí nghiệm, hệ thống tăng 20% hiệu suất khi so sánh với phương pháp điều khiển áp suất bằng hằng số truyền thống. ❖

Ngày nhận bài: 17/9/2023

Ngày phản biện: 25/10/2023

Tài liệu tham khảo:

- [1]. J. Mohieddine, K. Andreas, *Hydraulic Servo-Systems*, Springer, Verlag: London Ltd, 2004.
- [2]. C. M. Shern; R. Ghazali; C. S. Horng; C. C. Soon, *Performance Evaluation of EHA System in the Presence of Mass and Pressure Variation using MOPSO-SMC*, 2021 11th IEEE International Conference on Control System, Computing and Engineering (ICCSCE).
- [3]. K. Thiha; Y. Fu; X. Qi, *Integration design and performance analysis of EHA system*, 2010 International Conference on Information, Networking and Automation (ICINA).
- [4]. H. Shimoyama, S. Ikeo, E. Koyabu, K. Ichiryu, Suck-kyu Lee, *Study on Hybrid Vehicle Using Constant Pressure Hydraulic System with Flywheel for Energy Storage*, SAE Technical Paper 2004-01-3064, 2004, <https://doi.org/10.4271/2004-01-3064>.
- [5]. K. K. Ahn, H.T. Hung, D. Q. Truong, *University of Ulsan. A Study on Energy Saving Potential of Hydraulic Control System Using Switching Type Closed Loop Constant Pressure System*, Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power 2008(7-2).
- [6]. P. Casoli, F. Scolari, C.M. Vescovini and M. Rundo, *Energy Comparison between a Load Sensing System and Electro-Hydraulic Solutions Applied to a 9-Ton Excavator*, *Energies* 2022, 15, 2583. <https://doi.org/10.3390/en15072583>.
- [7]. A. C. Mahato, S. K Ghoshal, *Energy-saving strategies on power hydraulic system: An overview*, <https://doi.org/10.1177/0959651820931627>.