Tạp chí Khoa học Công nghệ Xây dựng, ĐHXDHN, 2026, 20 (3V): 55–66

NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG VÀ ĐIỀU KHIỂN SÀN CÔNG TÁC TÍCH HỢP TRÊN MÁY KHOAN HẦM

Huỳnh Thị Thúy Hường[a], Nguyễn Duy Đạt[b,*], Nguyễn Văn Hòa[b]

[a]*Viện Kỹ thuật Công binh, Binh chủng Công binh, số 100 đường Sa Đôi, phường Đại Mỗ, Hà Nội, Việt Nam*
[b]*Viện Cơ khí động lực, Học viện Kỹ thuật quân sự, số 236 đường Hoàng Quốc Việt, phường Nghĩa Đô, Hà Nội, Việt Nam*

Nhận ngày 21/7/2026, Sửa xong 18/8/2025, Chấp nhận đăng 19/8/2026

Tóm tắt

Máy khoan hầm là một trong những thiết bị quan trọng tham gia vào quá trình thi công hầm bằng phương pháp khoan nổ. Việc tích hợp sàn công tác lên máy khoan hầm DT621 hiện nay đang là nhu cầu bức thiết tại các đơn vị Công binh thi công hầm nhằm nâng cao năng suất, giảm sức người và tăng tính an toàn lao động. Bài báo trình bày thiết kế hệ thống dẫn động và điều khiển thủy lực cho sàn công tác tích hợp lên máy khoan hầm DT621. Trên cơ sở phương án thiết kế, mô hình động lực học hệ thống được xây dựng, ảnh hưởng của các thông số kết cấu và làm việc của hệ thống được nghiên cứu, đánh giá cụ thể. Những kết quả nghiên cứu này là cơ sở khoa học quan trọng cho quá trình chế tạo hệ thống dẫn động và điều khiển sàn công tác trong thực tế, đảm bảo đầy đủ các yêu cầu kỹ thuật đặt ra.

Từ khoá: khoan nổ; máy khoan hầm; sàn công tác; hệ thống thủy lực; điều khiển.

RESEARCH ON THE DESIGN OF A DRIVE AND CONTROL SYSTEM FOR AN INTEGRATED WORK PLATFORM ON A TUNNEL DRILLING MACHINE

Abstract

Tunnel drilling machines are essential pieces of equipment used in tunnel construction employing the drill-and-blast method. The integration of a working platform into the DT621 tunnel drilling machine has become an urgent requirement for military engineering units engaged in tunnel construction, with the aim of improving productivity, reducing labor intensity, and enhancing workplace safety. This paper presents the design of a hydraulic drive and control system for a working platform integrated into the DT621 tunnel drilling machine. Based on the proposed design scheme, a dynamic model of the system was developed, and the effects of key structural and operating parameters on system performance were investigated and evaluated in detail. The research results provide an important scientific basis for the practical fabrication and implementation of the system, ensuring that all design and operational requirements are fully satisfied.

Keywords: drill and blast method; tunnel drilling machine; working platform; hydraulic system; control system.

https://doi.org/10.31814/stce.huce2026-20(3V)-06 © 2026 Trường Đại học Xây dựng Hà Nội (ĐHXDHN)

1. Giới thiệu

Máy khoan hầm DT621 là một trong những dòng máy khoan hầm hiện đại do Sandvik Mining and Rock Solutions phát triển, được sử dụng rộng rãi trong thi công đường hầm giao thông, công trình thủy điện, khai thác mỏ ngầm và các công trình quân sự ngầm. Đây là loại máy khoan hầm hai cần hoạt động theo phương pháp khoan – nổ mìn, được thiết kế nhằm đáp ứng yêu cầu thi công nhanh, chính xác, an toàn và có mức độ cơ giới hóa cao. Máy khoan hầm DT621 (Hình 1) [1] được đánh giá là một trong những dòng máy khoan hầm cỡ trung có hiệu suất cao, phù hợp với các đường hầm có tiết diện từ trung bình đến lớn. Cấu tạo của máy khoan hầm DT621 bao gồm xe cơ sở di chuyển bánh lốp và thiết bị công tác khoan. Xe cơ sở đảm bảo khả năng di chuyển của máy đồng thời là nguồn động lực cung cấp năng lượng cho toàn bộ quá trình hoạt động của máy. Thiết bị công tác bao gồm hai cần khoan được điều khiển độc lập và dẫn động hoàn toàn bằng thủy lực.

So với các phương pháp khoan thủ công hoặc các thế hệ máy khoan cũ, máy khoan hầm DT621 có nhiều ưu điểm: Năng suất khoan cao nhờ hai cần khoan hoạt động đồng thời; Độ chính xác khoan

*Tác giả đại diện. *Địa chỉ e-mail:* nguyenduydat1987@gmail.com (Đạt, N. D.)



Hình 1. Máy khoan hầm DT621

lớn nhờ cơ cấu giữ song song tự động; Giảm sức lao động của công nhân; Nâng cao chất lượng phá đá sau nổ mìn; Tăng mức độ cơ giới hóa trong thi công hầm; Hệ thống điều khiển hiện đại, dễ sử dụng; Bảo dưỡng thuận tiện; Đảm bảo an toàn cho người vận hành. Mặc dù máy khoan hầm DT621 có năng suất khoan cao và mức độ cơ giới hóa lớn, tuy nhiên thiết bị nguyên bản chỉ đáp ứng nhiệm vụ khoan hầm mà chưa được trang bị sàn công tác phục vụ các công việc phụ trợ [1]. Điều này làm giảm tính đa năng của máy, đồng thời yêu cầu phải sử dụng thêm các thiết bị nâng chuyên dụng khi thực hiện các công tác kiểm tra, bảo dưỡng, lắp đặt và gia cố trong đường hầm. Việc nghiên cứu thiết kế, tích hợp sàn công tác lên máy khoan hầm DT621 sẽ góp phần nâng cao hiệu quả khai thác thiết bị, giảm số lượng phương tiện phục vụ thi công và tăng cường an toàn lao động.

Năm 2015, Wang và cs. [2] đã xây dựng mô hình động học cho máy khoan Jumbo nhiều bậc tự do nhằm phục vụ điều khiển tự động vị trí đầu khoan. Nghiên cứu đã thiết lập mô hình động học thuận và động học nghịch của hệ cần khoan, đồng thời đề xuất chiến lược điều khiển tự động quá trình khoan. Kết quả cho thấy việc ứng dụng các thuật toán điều khiển thông minh giúp nâng cao độ chính xác định vị và giảm thời gian chuẩn bị khoan. Năm 2023, tác giả Bùi Văn Trầm và cs. [3] đã trình bày mô hình hóa và phân tích động lực học bằng phương trình Lagrange dạng nhân tử với cơ hệ là hệ giá đỡ máy khoan nổ mìn kiểu xoay đập do Việt Nam chế tạo.

Năm 2024–2025, nhóm tác giả Haojun Wu và cs. [4] đã xây dựng các mô hình dự đoán và bù sai số vị trí cho các cơ cấu nhiều cần khoan nhằm nâng cao độ chính xác của sơ đồ lỗ khoan trong quá trình đào hầm. Các kết quả cho thấy sai số định vị của cần khoan ảnh hưởng trực tiếp đến chất lượng nổ mìn và hiệu quả tạo biên hầm. Guo và cs. (2024) [5] đã đề xuất phương pháp điều khiển thích nghi kết hợp mạng nơ-ron và điều khiển trượt cho hệ thống truyền động điện – thủy lực trên máy khoan đá thủy lực. Kết quả nghiên cứu cho thấy thuật toán mới giúp cải thiện độ chính xác điều khiển vị trí, giảm dao động và tăng tính ổn định của hệ thống trong điều kiện tải thay đổi. Cũng theo hướng này, nghiên cứu của Nguyễn Hồng Thái [6] phát triển thuật toán điều khiển cho máy khoan nhiều cần có thể lập trình thành phần mềm cài đặt vào thiết bị nhằm tự động hóa khoan lỗ, nổ mìn trong việc thiết kế robot mới cũng như có thể cài đặt cho các robot bán tự động mà Việt Nam đã nhập ngoại nhằm nâng cao độ chính xác, hiệu quả trong công tác khoan lỗ, nổ mìn. Một số nghiên cứu gần đây [7] còn hướng tới phát triển robot khoan tự động cho môi trường hầm lò nguy hiểm hoặc khó tiếp cận, tạo tiền đề cho thế hệ máy khoan ngầm không người lái trong tương lai.

Qua tổng quan các công trình nghiên cứu có thể thấy rằng các nghiên cứu hiện nay chủ yếu tập trung vào tự động hóa quá trình khoan, điều khiển điện – thủy lực, tối ưu hóa thông số vận hành và ứng dụng trí tuệ nhân tạo trong máy khoan hầm. Tuy nhiên, các nghiên cứu về cải tiến kết cấu máy khoan hầm như máy khoan hầm DT621 theo hướng tích hợp sàn công tác phục vụ các công việc phụ trợ trong đường hầm còn chưa được công bố. Đặc biệt hiện nay, công tác thi công bằng phương pháp

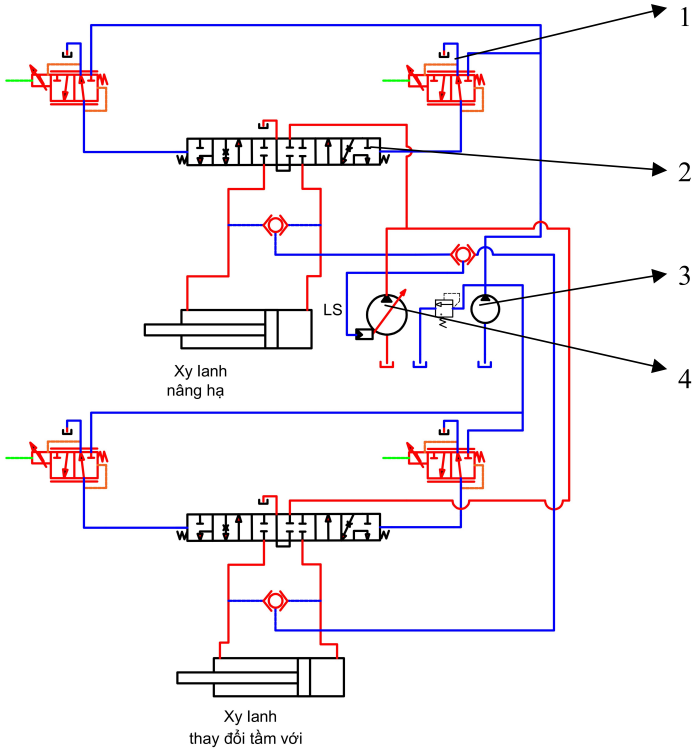
khoan nổ vẫn là một phương pháp được áp dụng rộng rãi, có tính kinh tế cao nhưng cũng tiềm ẩn rất nhiều rủi ro an toàn lao động trong quá trình thi công và cần có các biện pháp hỗ trợ thi công cần thiết [8].

2. Mô hình động lực học hệ thống dẫn động và điều khiển sàn công tác

Hệ thống thủy lực dẫn động và điều khiển sàn công tác theo phương án thiết kế được trích nguồn thủy lực từ nguồn thủy lực của máy khoan hầm DT621. Hệ thống thủy lực dẫn động và điều khiển sàn công tác là một hệ thống thủy lực mạch hở, bao gồm các cụm cơ bản được thể hiện trên Hình 2.

Bơm thủy lực chính là bơm có điều khiển LS-PC, lấy tín hiệu điều khiển theo tín hiệu áp suất tải của hệ thống [1]. Cụm van điều khiển là cụm van phân phối tỷ lệ theo tín hiệu điện điều khiển tại các van giảm áp. Cụm van này nhận tín hiệu điều khiển ở dạng áp suất từ tay điều khiển điện trên bảng điều khiển. Tùy thuộc vào biên độ gạt tay điều khiển, van sẽ mở lớn hay nhỏ để điều tiết lưu lượng dầu, thay đổi tốc độ dịch chuyển các xy lanh công tác, giúp sàn công tác di chuyển nhanh hay chậm một cách êm ái.

Cơ cấu chấp hành bao gồm các xy lanh nâng hạ để nâng hạ toàn bộ sàn công tác, xy lanh thay đổi tầm với nằm bên trong, dọc thân sàn công tác, giúp vươn sàn công tác ra sát gương hầm hoặc thu lại gọn gàng.



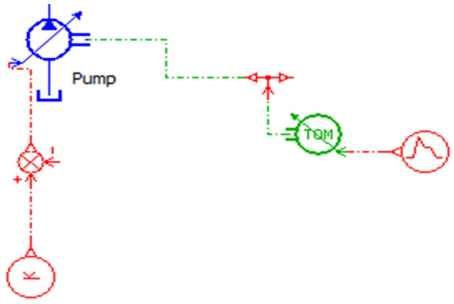
Hình 2. Hệ thống thủy lực dẫn động sàn công tác
1. Van giảm áp; 2. Van phân phối chính; 3. Bơm điều khiển; 4. Bơm thủy lực chính

Một số giả thiết có thể chấp nhận được khi nghiên cứu động lực học hệ thống thủy lực dẫn động sàn công tác tích hợp lên máy khoan hầm DT621 như sau: - Áp suất đường hồi không đổi, giá trị không lớn so với áp suất hệ thống có thể coi như bằng không; - Các giá trị độ nhớt và mô đun đàn hồi không thay đổi trong quá trình làm việc, không xét đến ảnh hưởng của yếu tố nhiệt độ; - Hệ số lưu lượng là không đổi tại các cửa công tác của van phân phối, van giảm áp; - Các lực thủy động tác

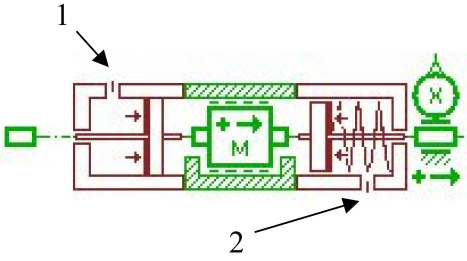
dụng lên các con trượt điều khiển được coi là nhỏ, có thể bỏ qua; - Bỏ qua rò rỉ chất lỏng công tác qua các khe hở hướng kính của các con trượt, bơm và xy lanh công tác. - Tính chịu nén của dầu trong các khoang điều khiển của van phân phối chính có thể bỏ qua do thể tích khoang mặt đầu nhỏ.

Nghiên cứu được thực hiện trên cơ sở xây dựng mô hình động lực học trong môi trường đa vật lý LMS Amesim [9–11] để tính toán mô phỏng theo thời gian các thông số động lực học. Mô hình được xây dựng trên cơ sở mô phỏng các đặc tính cơ – thủy lực của từng phần tử, gắn với các phương trình động học, động lực học phản ánh chính xác quá trình biến đổi động lực học trong hệ thống.

Hình 3, 4 mô hình mô phỏng cụm bơm – động cơ dẫn động và cụm pít tông servo điều khiển bơm. Các phương trình mô tả động lực học phần tử và hệ thống thủy lực dẫn động và điều khiển bao gồm các phương trình về lưu lượng, áp suất, dịch chuyển [12–15].



Hình 3. Cụm bơm pít tông hướng trục đĩa nghiêng



Hình 4. Cụm pít tông servo điều khiển bơm
1. Áp suất điều khiển; 2. Áp suất bơm

Lưu lượng bơm pít tông hướng trục đĩa nghiêng có điều chỉnh lưu lượng của máy khoan hầm DT621 được tính theo công thức sau:

$$Q_p = \frac{q_p}{\gamma_{\max}}.\omega.\gamma \tag{1}$$

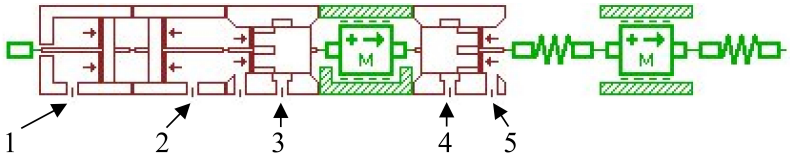
trong đó q_p là thể tích đặc trưng của bơm (cc/rad); $\gamma_{\max}$ là góc quay lớn nhất của đĩa nghiêng (độ); ω là vận tốc góc của trục bơm (rad/s); γ là góc quay tức thời của đĩa nghiêng bơm (độ).

Sự dịch chuyển của pít tông servo và góc quay của đĩa nghiêng có mối liên hệ như sau:

$$\gamma = arctg\frac{y_{\max} - y}{R} \tag{2}$$

trong đó y là tọa độ xác định vị trí của pít tông servo (mm); $y_{\max}$ là giá trị lớn nhất của y (mm); R là bán kính đĩa nghiêng của bơm (mm).

Trên Hình 5 thể hiện mô hình mô phỏng van bù áp (van PC) với liên kết phản hồi cơ khí để đảm bảo theo dõi sự dịch chuyển của con trượt van khi áp suất điều khiển thay đổi. Van bù áp được cài đặt để điều chỉnh công suất bơm đáp ứng nhu cầu công suất cho hệ thống.

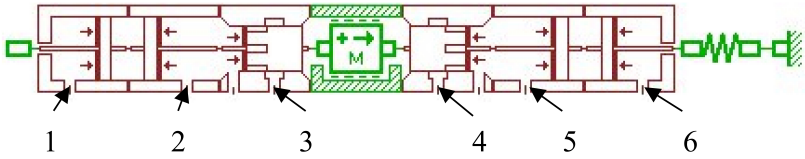


Hình 5. Mô hình van bù áp với tín hiệu phản hồi cơ khí
1, 2. Áp suất bơm; 3, 4. Áp suất nối van LS; 5. Áp suất đường hồi

Phương trình chuyển động của con trượt van PC:

$$m_{sp-pc}\frac{d^2x_{pc}}{dt^2} + k_{fr-pc}\frac{dx_{pc}}{dt} + c_{sp-pc}x_{sp-pc} + P_{0sp-pc} + R_{dy-pc} = (p_p - p_t)F_{pc} \tag{3}$$

trong đó m_{sp-pc} là khối lượng con trượt van bù áp (kg); k_{fr-pc} là hệ số ma sát ướt ở khe hở hướng kính của con trượt van bù áp; c_{sp-pc} là độ cứng quy đổi của lò xo van PC (N/m); R_{dy-pc} là lực thủy động khi con trượt van PC di chuyển (N); p_t là áp suất đường hồi van PC (N/m^2); p_p là áp suất bơm; F_{pc} là tiết diện mặt đầu của van PC (m^2); x_{sp-pc} là dịch chuyển của con trượt van PC (m); x_{pc} là dịch chuyển của van PC.



Hình 6. Mô hình cụm van điều khiển linh hoạt tải
1, 2. Áp suất bơm; 3, 4. Áp suất điều khiển bơm; 5. Áp suất nối van PC; 6. Áp suất LS

Lực tác dụng của lò xo van PC được xác định bởi vị trí của pít tông servo hay vị trí của đĩa nghiêng:

$$x_{sp-pc} = x_{pc} - y \tag{4}$$

Trên Hình 6 thể hiện mô hình mô phỏng van linh hoạt theo tải (van LS). Van LS đóng vai trò là cụm van tiếp nhận tín hiệu tải phản hồi để điều khiển lưu lượng bơm theo nhu cầu của hệ thống.

Phương trình chuyển động của con trượt van LS:

$$m_{sp-ls}\frac{d^2x_{ls}}{dt^2} + k_{fr-ls}\frac{dx_{ls}}{dt} + c_{sp-ls}x_{ls} + P_{0sp-ls} + R_{dy-ls} = (p_p - p_{ls})F_{ls} \tag{5}$$

trong đó m_{sp-ls} là khối lượng con trượt van LS (kg); k_{fr-ls} là hệ số ma sát ướt ở khe hở hướng kính của con trượt van LS; c_{sp-ls} là độ cứng của lò xo van LS (N/m); P_{0sp-ls} là lực cài đặt ban đầu của lò xo van LS (N); R_{dy-ls} là lực thủy động khi con trượt van LS di chuyển (N); p_{ls} là áp suất điều khiển LS (N/m^2); F_{ls} là tiết diện mặt đầu của van LS; x_{ls} là dịch chuyển của con trượt van LS (m).

Phương trình lưu lượng vào các pít tông servo:

$$\left.\begin{aligned} Q_{c1} &= F_{c1}\frac{dy}{dt} + \frac{V_{c1}}{B_{com}}.\frac{dp_{c1}}{dt} \\ Q_{c2} &= F_{c2}\frac{dy}{dt} + \frac{V_{c2}}{B_{com}}.\frac{dp_{c2}}{dt} \end{aligned}\right\} \tag{6}$$

trong đó F_{c1}, F_{c2} là tiết diện các mặt đầu của pít tông servo (m^2); V_{c1}, V_{c2} là thể tích các xy lanh servo (m^3); B_{com} là mô đun đàn hồi dầu thủy lực (N/m^2); p_{c1}, p_{c2} là áp suất dầu trong các xy lanh điều khiển bơm (N/m^2); Q_{c1}, Q_{c2} là lưu lượng cấp vào các khoang của pít tông servo (m^3/s).

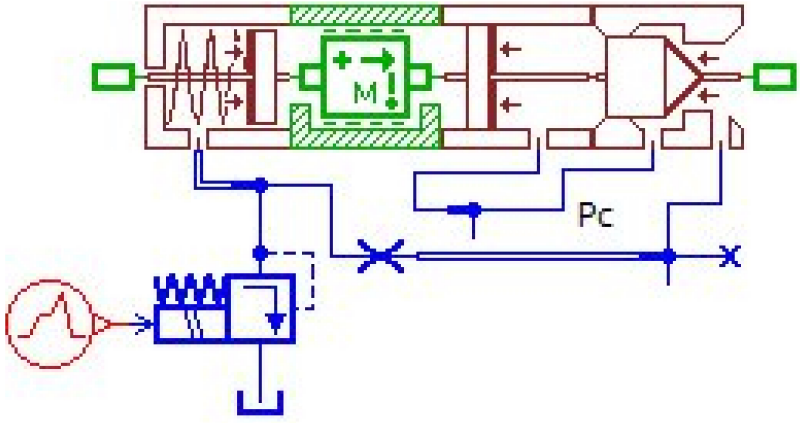
Ở trạng thái làm việc bình thường, do đặc điểm kết cấu và nguyên lý làm việc của van PC, giá trị áp suất sau van PC p_{af-pc} nhận hai giá trị là p_p hoặc p_t, phụ thuộc vào giá trị dịch chuyển x_{sp-pc}. Vì vậy giá trị Q_{c2} được xác định như sau:

$$\begin{cases} Q_{c2} = Q_{in-ls} + Q_{out-ls} \text{ khi } p_{af-pc} = p_p \\ Q_{c2} = Q_{in-ls} - Q_{out-ls} \text{ khi } p_{af-pc} = p_t \end{cases} \tag{7}$$

Phương trình chuyển động của đĩa nghiêng bơm và pít tông servo:

$$m_c.\frac{d^2y}{dt^2} + k_{fr-c}.\frac{dy}{dt} + (c_{sp-c1} + c_{sp-pc}).y + c_{sp-pc}.x_{pc} + P_{0sp-pc} = p_{c2}.F_{c2} - p_p.F_{c1} \tag{8}$$

trong đó $m_{c1} + m_{c2} = m_c$ là khối lượng của các pít tông điều khiển (kg); $k_{fr-c1} + k_{fr-c2} = k_{fr-c}$ là hệ số ma sát ướt giữa pít tông và vỏ xy lanh servo; c_{sp-c1} là độ cứng của lò xo trong xy lanh điều khiển 1 (N/m); P_{0sp-c1} là lực cài đặt ban đầu của lò xo trong xy lanh điều khiển 1 (N).



Hình 7. Mô hình van giảm áp điều khiển điện cho mạch thủy lực chính

Trên Hình 7 thể hiện mô hình mô phỏng van giảm áp điều khiển điện cho mạch thủy lực chính. Van giảm áp điều khiển điện là van giảm áp điều khiển gián tiếp hai cấp, tín hiệu điều khiển van là tín hiệu điện. Mô hình động lực học của van giảm áp điện tỷ lệ được biểu diễn qua các phương trình của từng phần tử riêng lẻ gồm van phụ điều khiển điện và van chính điều khiển thủy lực [16].

Phương trình chuyển động của con trượt van phụ:

$$m_{re}\frac{d^2x_{re}}{dt^2} + P_{sp-re} = P_{el} \tag{9}$$

trong đó m_{re} là khối lượng phần tử công tác (kg); x_{re} là dịch chuyển của phần tử công tác (m); P_{el} là lực điện từ (N); P_{sp-re} là lực đàn hồi của lò xo van phụ (N).

Lực điện từ:

$$P_{el} = k_i.i \tag{10}$$

trong đó i là cường độ dòng điện trong cuộn dây điều khiển (A); k_i là hệ số sức điện động (N/A).

Lực đàn hồi của lò xo:

$$P_{sp-re} = c_{sp-re}.x_{re} \tag{11}$$

trong đó c_{sp-re} là độ cứng lò xo van phụ (N/m).

Ở trạng thái cân bằng, áp suất trước van phụ bằng áp suất sau van giảm áp p_{r3}, lực do áp suất này sinh ra cân bằng với lực đàn hồi của lò xo phụ, do đó:

$$p_{r3}.F_{r3} = k_i.i \tag{12}$$

trong đó p_{r3} là áp suất phía trước van phụ của van giảm áp (N/m^2); F_{r3} là tiết diện tác dụng của van phụ van giảm áp (m^2).

Khi van phụ mở, dòng dầu ở cửa ra của van giảm áp đi qua van tiết lưu, sau đó qua van phụ về thùng. Con trượt chính dịch chuyển một khoảng x_r, làm đóng bớt cửa van chính để giảm bớt áp suất cửa ra.

Lưu lượng đi qua van phụ được xác định như sau:

$$Q_{c-r} = F_r^*.\frac{dx_r^*}{dt} + Q_{th-r} \tag{13}$$

Lưu lượng đi qua thân con trượt chính của van giảm áp:

$$Q_{th-r} = \mu_{th-r}.S_{th-r}.\sqrt{\frac{2.(p_{r2} - p_{r3})}{\rho}} \tag{14}$$

trong đó S_{th-r} là tiết diện lỗ trong thân van chính của van giảm áp (m^2); ρ là khối lượng riêng của dầu thủy lực; p_{r2} là áp suất ở cửa ra van giảm áp điều khiển.

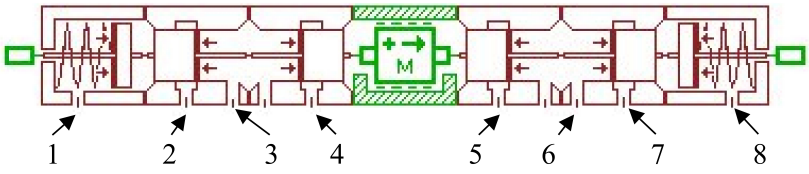
Phương trình lưu lượng qua van chính của van giảm áp:

$$Q_r^* = \mu_r^*.\pi.d_r^*.x_r^*.\sqrt{\frac{2}{\rho}.|p_{r1} - p_{r2}|}.sign(p_{r1} - p_{r2}) \tag{15}$$

trong đó d_r^* là đường kính con trượt chính của van giảm áp (m); p_{r1} là áp suất cấp bởi bơm điều khiển (N/m^2).

Trên Hình 8 thể hiện mô hình mô phỏng van phân phối chính, trong đó áp suất điều khiển được cấp vào điều khiển sự dịch chuyển của con trượt chính, mở cửa dầu cho dòng dầu chính đi qua. Hình 9 thể hiện mô hình mô phỏng cụm van điều khiển lưu lượng và van trích LS của van phân phối chính. Cụm van này đóng vai trò giữ cho lưu lượng qua van phân phối chính tỷ lệ thuận với dịch chuyển của con trượt, đồng thời tạo áp suất điều khiển LS tỷ lệ với áp suất tải. Phương trình lưu lượng điều khiển van phân phối chính:

$$Q_r^* = F_v\frac{dx_{sp}}{dt} + \frac{V_v}{B_{com}}.\frac{dp_{r2}}{dt} \tag{16}$$



Hình 8. Mô hình van phân phối chính
1, 8. Áp suất điều khiển; 2, 7. Áp suất bơm; 3, 6. Áp suất cấp vào xy lanh; 4, 5. Áp suất hồi

Phương trình lưu lượng chất lỏng công tác qua van phân phối chính:

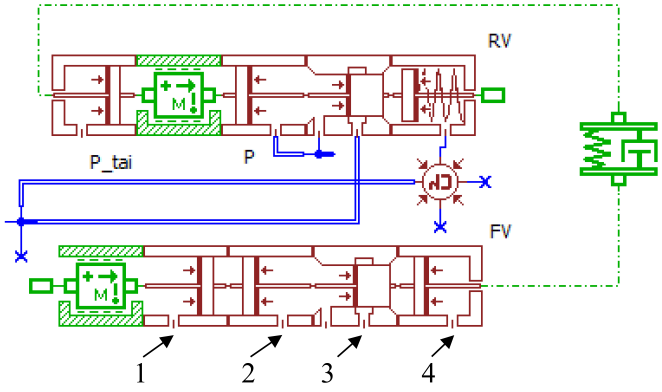
$$Q_{sp} = \mu_{sp}.\pi.d_{sp}.x_{sp}\sqrt{\frac{2}{\rho}.\left|p_{af-f} - p_{lo}\right|}.sign(p_{af-f} - p_{lo}) \tag{17}$$

trong đó μ_{sp} là hệ số lưu lượng; d_{sp} là đường kính của con trượt van (m); p_{af-f} là áp suất sau van điều khiển lưu lượng (N/m^2); p_{lo} là áp suất trong xy lanh công tác (N/m^2).

Lưu lượng đi vào các khoang xy lanh công tác:

$$\left.\begin{aligned} Q_{cy} &= F_{cy}.\frac{ds_{pi}}{dt} + \frac{V_{cy}}{B_{com}}.\frac{dp_{cy}}{dt} \\ Q_{pi} &= F_{pi}.\frac{ds_{pi}}{dt} - \frac{V_{pi}}{B_{com}}.\frac{dp_{pi}}{dt} \end{aligned}\right\} \tag{18}$$

trong đó p_{cy} là áp suất trong khoang xy lanh của xy lanh thủy lực (N/m^2); p_{pi} là áp suất trong khoang cán của xy lanh công tác (N/m^2); s_{pi} là dịch chuyển của pít tông xy lanh công tác (m); F_{cy} là tiết diện khoang xy lanh (m^2); F_{pi} là tiết diện khoang cán (m^2); V_{cy} là thể tích khoang xy lanh (m^3); V_{pi} là thể tích khoang cán (m^3); Q_{cy} là lưu lượng dầu vào khoang xy lanh (m^3/s); Q_{pi} là lưu lượng dầu vào khoang cán (m^3/s).



Hình 9. Mô hình cụm van điều khiển lưu lượng và van trích LS
1, 2. Áp suất bơm; 3, 4. Áp suất đến van phân phối

Mô hình tính toán xy lanh công tác, hệ phương trình biểu diễn động lực học xy lanh công tác.

$$\left.\begin{aligned} F_{cyi} - m_{pi}.\frac{d^2 s_{pi}}{dt^2} - F_{fri} &= F_i \\ F_{fri} &= F_{0fr}.\,\mathrm{sign}(\frac{ds_{pi}}{dt}) \\ F_i - F_{Li} &= m_{\mathrm{mod}\,i}.\frac{d^2 s_{pi}}{dt^2} \end{aligned}\right\} \tag{19}$$

trong đó F_{cyi} là lực do áp suất dầu thủy lực sinh ra; F_i là lực đẩy của các xy lanh công tác; F_{Li} là lực do các tải trọng ngoài tác động lên các cơ cấu quy dẫn về xy lanh công tác; $m_{\mathrm{mod}\,i}$ là khối lượng quy dẫn về các xy lanh công tác; F_{fri} là lực ma sát trong của xy lanh; m_{pi} là khối lượng pít tông.

3. Khảo sát ảnh hưởng của các thông số kết cấu và làm việc đến động lực học hệ thống

Các thông số đầu vào phục vụ nghiên cứu động lực học hệ thống dẫn động và điều khiển sàn công tác tích hợp lên máy khoan hầm DT621. Trong đó, bao gồm các thông số kết cấu và làm việc của cơ cấu chấp hành được cho trong Bảng 1, của hệ thống thủy lực dẫn động và điều khiển được cho trong Bảng 2.

Ở nghiên cứu này, bài báo tập trung vào nghiên cứu các quá trình động lực học nâng hạ sàn nâng, khi tích hợp hệ thống thủy lực dẫn động và điều khiển sàn công tác vào hệ thống thủy lực chung toàn máy. Cụ thể, nghiên cứu được thực hiện để đánh giá ảnh hưởng của tín hiệu điện điều khiển đến quá trình làm việc của xy lanh nâng và thay đổi tầm với sàn công tác và ảnh hưởng của tải cùng chiều trong quá trình hạ sàn công tác. Từ đó, đưa ra được những đánh giá và khuyến nghị phù hợp cho quá trình thiết kế hệ thống dẫn động và điều khiển, cũng như vận hành khai thác sàn công tác.

Ở trường hợp thứ nhất, nghiên cứu ảnh hưởng của tín hiệu điện điều khiển đến hoạt động của hệ thống thủy lực nâng và thay đổi tầm với sàn công tác:

Từ các Hình 10 và 11, khi tín hiệu điện điều khiển càng lớn thì áp suất điều khiển cũng càng lớn, quy luật biến thiên của tín hiệu điện điều khiển và áp suất điều khiển có sự thay đổi tương ứng. Điều

Bảng 1. Thông số kết cấu và làm việc của cơ cấu chấp hành

Thông số	Giá trị
Lực nâng sàn công tác yêu cầu, N	6.000
Lực vươn sàn công tác yêu cầu, N	4.000
Đường kính xy lanh nâng, mm	40
Đường kính cán xy lanh nâng, mm	30
Hành trình xy lanh nâng, m	2,0
Đường kính xy lanh thay đổi tầm với, mm	40
Đường kính cán xy lanh thay đổi tầm với, mm	30
Hành trình xy lanh thay đổi tầm với, m	1,5

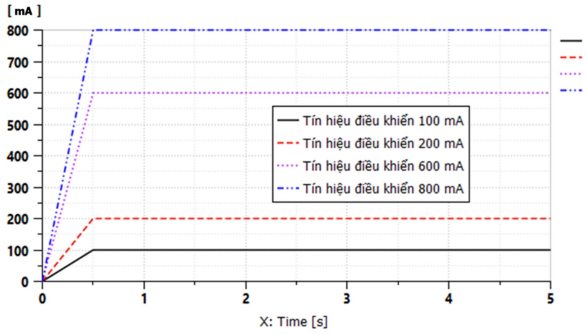
Bảng 2. Thông số kết cấu và làm việc của hệ thống thủy lực dẫn động và điều khiển

Thông số	Giá trị
Lưu lượng riêng bơm chính, cm^3/rev	110
Lưu lượng riêng bơm điều khiển, cm^3/rev	60
Tốc độ quay của bơm, r/min	1.500
Đường kính con trượt van LS, mm	10
Đường kính lỗ van LS, mm	3
Áp suất làm việc lớn nhất của hệ thống, bar	250
Áp suất điều khiển lớn nhất, bar	50
Khối lượng con trượt van LS, kg	0,01
Đường kính con trượt van PC, mm	10
Đường kính lỗ van PC, mm	3
Khối lượng con trượt van PC, kg	0,01
Khối lượng pít tông servo, kg	0,5
Đường kính con trượt van phân phối chính, mm	25
Hành trình mở của con trượt, mm	20
Khối lượng con trượt chính, kg	3
Đường kính con trượt chính van giảm áp, mm	10
Tín hiệu điện điều khiển lớn nhất, mA	800

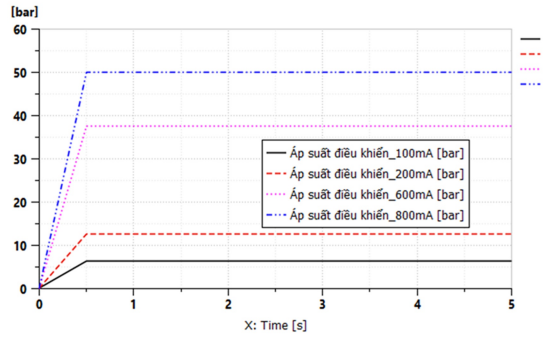
này phản ánh sự chính xác của mô hình nghiên cứu đối với hệ thống điện điều khiển thủy lực. Đồng thời, từ các Hình 12, 13 có thể nhận thấy, ở mức tín hiệu điều khiển cao 600 mA hay 800 mA, tức là áp suất điều khiển lớn, hệ thống có sự dao động lớn về áp suất (xung áp suất lên đến hơn 200 bar) và lưu lượng (xung lưu lượng lên đến 170 L/ph). Đặc biệt tại mức tín hiệu điều khiển 800 mA, mức độ dao động áp suất là rất lớn. Điều này sẽ dẫn đến sự hoạt động thiếu ổn định của hệ thống và về lâu dài sẽ ảnh hưởng đến độ bền của hệ thống thủy lực. Còn khi hoạt động ở mức tín hiệu thấp 100, 200 mA hệ thống hoạt động cơ bản ổn định cả về lưu lượng và áp suất, chỉ xuất hiện một xung áp suất tại thời điểm đầu do ảnh hưởng của lực quán tính.

Do đó, trong quá trình nâng sàn công tác nên để tín hiệu điện điều khiển tối đa 200 mA để đảm bảo sự làm việc ổn định của hệ thống, tránh các dao động áp suất và lưu lượng không mong muốn, làm ảnh hưởng đến chất lượng điều khiển, cũng như độ bền hệ thống.

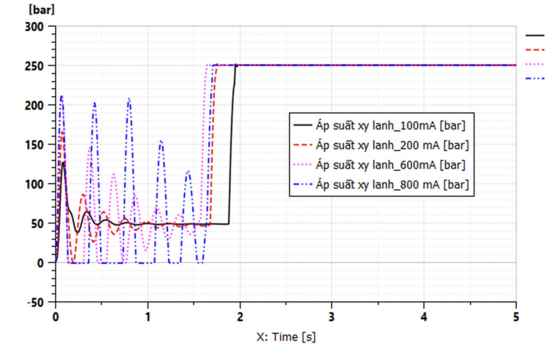
Ở trường hợp thứ hai, nghiên cứu ảnh hưởng của tải cùng chiều trong quá trình hạ sàn công tác, thể hiện trên các Hình 14, 15, 16. Cụ thể, ở các mức tín hiệu điều khiển 100, 200, 600, 800 mA, lưu



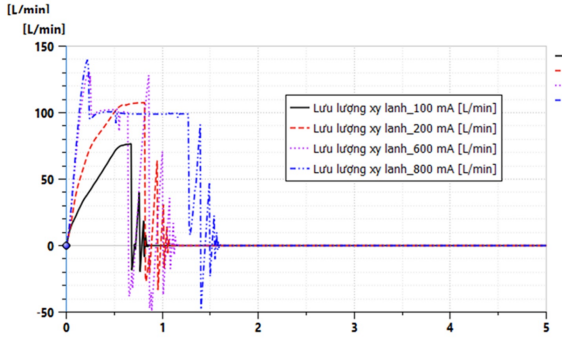
Hình 10. Tín hiệu điện điều khiển



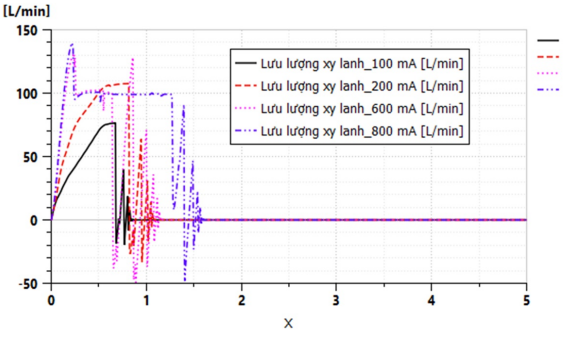
Hình 11. Áp suất điều khiển van phân phối chính ở các mức tín hiệu điều khiển khác nhau



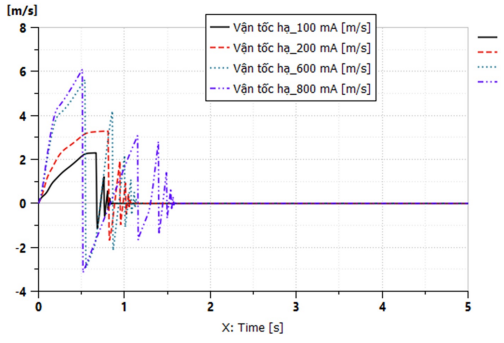
Hình 12. Áp suất khoang xy lanh của xy lanh nâng hạ sàn công tác



Hình 13. Lưu lượng cấp vào khoang xy lanh



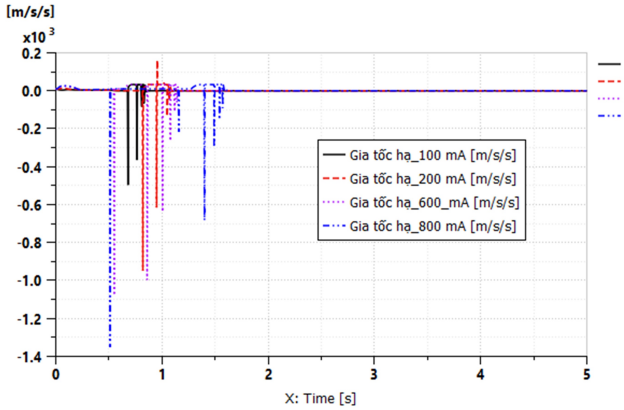
Hình 14. Lưu lượng xy lanh khi hạ



Hình 15. Vận tốc hạ sàn công tác

lượng cấp vào xy lanh nâng hạ và vận tốc hạ sàn công tác đều rất lớn (lưu lượng trên 75 l/ph và vận tốc trên 2,2 m/s). Từ đó, gia tốc va đập ở cuối hành trình rất lớn, gây ra lực va đập ảnh hưởng xấu đến quá trình hạ sàn công tác. Do đó, việc thay đổi tín hiệu điện điều khiển không giúp cho quá trình hạ sàn công tác diễn ra ổn định.

Điều này có thể giải thích là do việc tích hợp hệ thống thủy lực dẫn động và điều khiển sàn công tác vào nguồn thủy lực của máy có lưu lượng rất lớn. Vì vậy, hệ thống thủy lực dẫn động và điều khiển sàn công tác cần bổ sung các van thủy lực để điều chỉnh giảm lưu lượng nguồn cấp hoặc van thủy lực hỗ trợ cho quá trình hạ sàn công tác.



Hình 16. Gia tốc hạ sàn công tác

4. Kết luận

Với việc tích hợp hệ thống thủy lực dẫn động và điều khiển sàn công tác vào hệ thống thủy lực chung của máy khoan hầm, bài báo đã xây dựng được mô hình động lực học của hệ thống dẫn động sàn công tác, thiết lập phương trình toán và mô hình mô phỏng hệ thống. Từ đó, các đặc tính động lực học của thiết bị được nghiên cứu và khảo sát để đưa ra các đánh giá, khảo sát cụ thể.

Nghiên cứu các quá trình nâng sàn công tác, thay đổi tầm với và quá trình hạ sàn công tác đã giúp đánh giá được các thông số động lực học của hệ thống theo tín hiệu điều khiển. Việc giảm tín hiệu điều khiển (< 200 mA) giúp cho quá trình nâng và thay đổi tầm với sàn công tác diễn ra ổn định, tuy nhiên điều này không có nhiều ý nghĩa đối với quá trình hạ sàn công tác, vận tốc hạ sàn công tác vẫn rất lớn, gây ra các xung va đập không mong muốn. Từ kết quả nghiên cứu này cho thấy, phải can thiệp vào hệ thống thủy lực dẫn động sàn công tác để đảm bảo quá trình làm việc ổn định, bằng việc tích hợp các van hạn chế lưu lượng nguồn cấp từ máy khoan hầm hoặc van thủy lực giúp ổn định quá trình hạ. Kết quả nghiên cứu của bài báo tiếp tục mở ra các hướng nghiên cứu để hoàn thiện hệ thống dẫn động và điều khiển sàn công tác, đảm bảo quá trình tích hợp hệ thống dẫn động và điều khiển sàn công tác làm việc ổn định, hiệu quả.

Tài liệu tham khảo

[1] Sandvik (2021). *Part manual Sandvik DT621*. Sandvik, Sweden.

[2] Wang, Y., Fang, C., Jiang, Q., Ahmed, S. N. (2014). The automatic drilling system of 6R-2P mining drill jumbos. *Advances in Mechanical Engineering*, 7(2).

[3] Trầm, B. V., Đạt, C. V., Quyền, N. V., Khánh, N. L. (2023). Động lực học không gian máy khoan nổ mìn kiểu xoay đập sử dụng dạng thức hệ nhiều vật có cấu trúc nửa kín nửa hở. *Tạp chí Khoa học Công nghệ Xây dựng (TCKHCNXD) - ĐHXDHN*, 17(4V):152–167.

[4] Wu, H., Gong, M., Zhao, Q., Wu, X., Liu, X. (2024). Impact of computer-controlled drill carriage's position deviation on automated hole positioning in underground roadways. *International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences*, 175:105672.

[5] Guo, X., Wang, H., Liu, H. (2024). Parameter adaptive based neural network sliding mode control for electro-hydraulic system with application to rock drilling jumbo. *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing*, 38(7):2554–2569.

[6] Thái, N. H., Thái, N. Q. (2017). Thuật toán điều khiển động học tay máy khoan lỗ nổ mìn trong thi công các công trình ngầm. *Tạp chí Phát triển Khoa học và Công nghệ*, 20(K5).

[7] Liu, H., Moreu, L. S., Andersen, T. S., Puche, V. V., Fumagalli, M. (2025). Stinger Robot: A self-bracing robotic platform for autonomous drilling in confined underground environments. *arXiv*.

[8] Hưng, T. Đ. (2024). Phân tích nguy cơ mất an toàn lao động công đoạn chống tạm, chống cố định trong thi công hầm ở Việt Nam. *Tạp chí Khoa học An toàn - Sức khỏe và Môi trường lao động*, (3).

[9] Vasiliu, N., Vasiliu, D., Călinoiu, C., Puhalschi, R. (2018). *Simulation of fluid power systems with Simcenter Amesim*. CRC Press, Germany.
[10] Gimadiev, A. G. (2014). *LMS Imagine.Lab Amesim as an effective tool for modeling dynamic processes in mechatronic systems*. Publishing House of the Samara Scientific Center of RAS, Samara.
[11] Casoli, P., Riccò, L., Cesare, D. (2013). Modeling and verification of an excavator system - Axial piston pump, kinematics and load sensing flow sharing valve block. *The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP2013)*, June 3-5, 2013, Linköping, Sweden.
[12] Popov, D. N. (1987). *Dynamics and control of hydraulic and pneumatic systems*. Mashinostroenie, Moscow.
[13] Hùng, T. Q., Phi, Đ. Đ., Cường, L. T., Lý, T. H. (2015). *Truyền động thủy lực trên xe máy công binh*. Nhà xuất bản Quân đội nhân dân, Hà Nội.
[14] Walters, R. B. (2000). *Hydraulic and electro-hydraulic control systems*. Kluwer Academic Publishers, Wembley, UK.
[15] Zezin, V. G. (2011). *Dynamics and control of hydro-pneumatic systems*. South Ural State University Publisher, Chelyabinsk.
[16] Tùy, T. X. (2002). *Hệ thống điều khiển tự động thủy lực*. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.