

Xây dựng mô hình động lực học hệ thống thủy lực truyền động ngấm pháo

Nguyễn Hữu Thắng¹, Vũ Huy Khôi², Nguyễn Thái Dũng^{2*}

¹Viện Khoa học và Công nghệ quân sự;

²Học viện Kỹ thuật Quân sự.

Email: thaidung1966@gmail.com

Nhận bài: 08/02/2023; Hoàn thiện: 25/03/2023; Chấp nhận đăng: 11/4/2023; Xuất bản: 28/4/2023.

DOI: <https://doi.org/10.54939/1859-1043.j.mst.86.2023.158-164>

TÓM TẮT

Mô hình hoá và mô phỏng quá trình động lực của hệ thống truyền động thủy lực nói chung và trong nghiên cứu động lực học (ĐLH) của hệ thủy lực trên các tổ hợp pháo nói riêng là một nhu cầu tất yếu. Bài báo trình bày kết quả nghiên cứu về xây dựng mô hình động lực học hệ thống thủy lực mạch kín ứng dụng cho các hệ truyền động quay tâm và quay hướng pháo khi tính đến ảnh hưởng của các thành phần ngoại lực tác động lên các hệ truyền động ngấm. Kết quả nghiên cứu có thể phát triển cho việc tính toán thiết kế và khảo sát quá trình động lực của thống thủy lực truyền động ngấm cho nhiều tổ hợp pháo khác nhau.

Từ khóa: Động lực học; Hệ thống thủy lực mạch kín; Hệ truyền động ngấm.

1. MỞ ĐẦU

Hệ thống thủy lực được áp dụng khá phổ biến trên các hệ thống pháo, nó không chỉ dùng để dẫn động ngấm mà còn dùng để dẫn động các bộ phận khác như: lên đạn, tiếp đạn, cơ cấu bắn, gương kim hỏa lại, khóa hãm hành quân và dẫn nước (chất lỏng chuyên dụng) để làm nguội nòng [1].

Với chức năng dẫn động ngấm, hệ thống thủy lực chịu ảnh hưởng rất lớn khi xuất hiện tác động của lực phát bắn và các tác động của tải trọng quán tính đối với các hệ thống pháo lắp đặt trên phương tiện cơ động. Khi xuất hiện các tác động này, vận tốc chuyển động của hệ thống sẽ không ổn định và xuất hiện quá trình dao động. Những hiện tượng này sẽ làm giảm độ tin cậy và chất lượng của hệ thống. Do đó, việc xây dựng mô hình khảo sát ĐLH hệ thống truyền động thủy lực làm cơ sở lựa chọn các tham số cấu trúc đóng vai trò rất quan trọng trong thiết kế, chế tạo hệ thống thủy lực cho các hệ truyền động lực ngấm pháo.

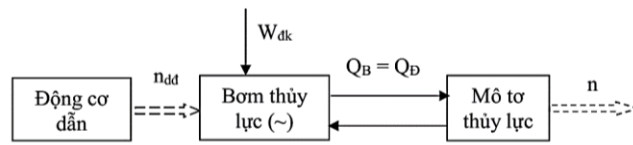
Nghiên cứu ĐLH hệ thống thủy lực cho hệ truyền động ngấm pháo phải được xem xét trong bài toán tổng thể của toàn bộ hệ thống pháo, bao gồm vấn đề ĐLH của hệ thống truyền động thủy lực và ĐLH của cơ cấu chấp hành. Các nghiên cứu chung về động lực học hệ truyền động thủy lực đã được trình bày trong nhiều tài liệu [2-6]. Bên cạnh đó, một số nghiên cứu chuyên sâu cho các ứng dụng cụ thể cũng đã được các nhà khoa học trong và ngoài nước nghiên cứu [7-9]. Trong nghiên cứu này, mô hình khảo sát ĐLH hệ thống thủy lực mạch kín cho hệ truyền động lực ngấm pháo được xây dựng trong bài toán tổng thể khi xem xét đến ảnh hưởng của các thành phần ngoại lực tác động trong quá trình bắn. Các kết quả mô phỏng cũng được thực hiện cho một đối tượng cụ thể và đưa ra trong bài báo này.

2. SƠ ĐỒ NGUYÊN LÝ HỆ THỐNG THỦY LỰC TRUYỀN ĐỘNG NGẤM PHÁO

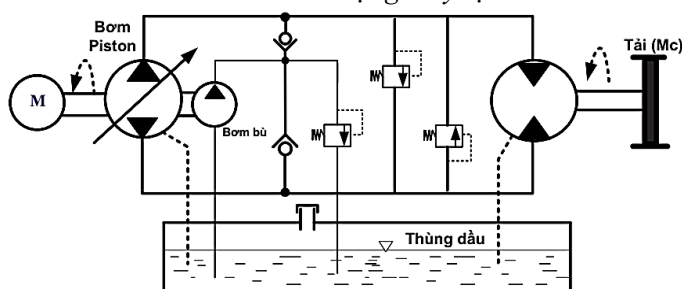
Truyền động ngấm cho các hệ thống pháo (đặc biệt là pháo tự hành và pháo tàu) có đặc điểm tải trọng cao, vận tốc và gia tốc lớn. Hệ thống thủy lực trên các tổ hợp pháo này thường sử dụng hệ thống điều chỉnh khối. Đây là một hệ thống thủy lực mạch kín, hệ thống sử dụng bơm có lưu lượng thay đổi, mạch thủy lực khép kín giữa bơm và động cơ. Với đặc tính này, hệ truyền động thủy lực điều chỉnh khối có hiệu suất truyền động cao hơn và thường được sử dụng cho các hệ truyền có công suất trung bình và lớn.

Trong hệ mạch kín toàn bộ lượng dầu được đưa ra khỏi bơm sẽ được chuyển trực tiếp sang

động cơ. Tuy nhiên, trong thực tế vẫn có một lượng dầu rò rỉ trong mạch kín qua các chi tiết chuyển động cơ khí. Để duy trì một áp suất cần thiết ở phía thấp áp và bù lượng dầu rò rỉ, trong hệ thống thủy lực mạch kín được thiết kế có một bơm bù cung cấp dầu thủy lực bổ sung cho hệ mạch kín. Hình 1 và hình 2 trình bày sơ đồ cấu trúc và sơ đồ nguyên lý của hệ thống thủy lực mạch kín được áp dụng phổ biến cho các hệ truyền động ngầm pháo.



Hình 1. Sơ đồ cấu trúc dẫn động thủy lực điều chỉnh khối.



Hình 2. Sơ đồ nguyên lý của hệ thống thủy lực mạch kín.

3. MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC HỆ THỐNG THỦY LỰC TRUYỀN ĐỘNG NGẦM PHÁO

3.1. Các giả thiết khi xây dựng mô hình

- Mô đun đàn hồi của dầu và đường ống không đổi;
- Không xét đến dao động trong đường ống do tác động của dòng dầu bù;
- Tổn thất năng lượng trong hệ thủy lực là do ma sát nhớt và tổn thất thể tích ở bơm và động cơ thủy lực;
- Sự rò rỉ tỉ lệ với độ giảm áp suất;
- Liên kết cứng giữa động cơ thủy lực và tải là liên kết cứng, không có các khe hở, không tính đến độ đàn hồi của liên kết;
- Vận tốc của động cơ dẫn động (của bơm) là không đổi.

3.2. Xây dựng hệ phương trình vi phân mô tả đặc tính động lực học hệ thống thủy lực truyền động lực ngầm pháo

a. Phương trình liên tục

Theo sơ đồ nguyên lý, hệ thủy lực mạch kín được chia làm 02 mạch (mạch lực và mạch bù). Tương ứng với đó có thể thiết lập được 02 phương trình liên tục của dòng dầu [2, 3, 9]:

$$\begin{cases} Q_n - Q_v - Q_m - Q_e - Q_{kn} = 0 \\ Q_b - Q_v - Q_{kn1} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Trong đó:

- Q_n là lưu lượng lý thuyết của bơm Piston, $[m^3/s]$.

$$Q_n = V_0^n \cdot n_n \cdot \eta_0^n \quad (2)$$

Với: n_n là tốc độ quay của bơm $[vg/s]$; V_0^n là lưu lượng riêng của bơm $[m^3/vg]$; η_0^n là hiệu suất thể tích của bơm.

- Q_m là lưu lượng dầu làm việc cần thiết của động cơ thủy lực, $[m^3/s]$.

$$Q_m = V_0^m \cdot n_m \cdot \eta_0^m \quad (3)$$

Với: V_0^m là lưu lượng riêng của bơm Piston $[m^3/s]$; n_m là tốc độ quay định mức của động cơ thủy lực, $[vg/s]$; η_0^m là hiệu suất thể tích của động cơ thủy lực.

- Q_v là lưu lượng dầu rò rỉ ở bơm và động cơ thủy lực, $[m^3/s]$.

$$Q_v = (r_0^n + r_0^m) \Delta p_n \quad (4)$$

Với:

+ r_0^n và r_0^m tương ứng là hệ số tổn thất thể tích của bơm và động cơ thủy lực.

$$r_0^n = \frac{Q_n \cdot (1 - \eta_0^n)}{[p_n]}; \quad r_0^m = \frac{Q_m \cdot (1 - \eta_0^m)}{[p_m]} \quad (5)$$

Trong đó: η_0^n và η_0^m tương ứng là hiệu suất thể tích của bơm và động cơ thủy lực; $[p_n]$ và $[p_m]$ tương ứng là áp suất danh nghĩa của bơm và động cơ thủy lực.

+ Δp_n là độ chênh áp suất dầu trong đường ống cao áp và đường ống thấp áp, $[Pa]$.

$$\Delta p_n = p_n - p_{kn1} \quad (6)$$

Với: + p_n là áp suất trên đường ống cao áp, $[Pa]$;

+ p_{kn1} là áp suất dầu qua van an toàn của mạch bơm bù, $[Pa]$.

- Q_e là lưu lượng dầu bị nén trong đường ống thủy lực, $[m^3/s]$.

$$Q_e = E \cdot \frac{dp_n}{dt}; \quad E = \frac{V_1}{E_1} + \frac{V_2}{E_2} \quad (7)$$

Với: + E_1 và V_1 tương ứng là Mô đun đàn hồi quy dẫn và thể tích của chất lỏng trên đường ống dẫn mềm;

+ E_2 và V_2 tương ứng là Mô đun đàn hồi quy dẫn và thể tích của chất lỏng trên đường ống dẫn kim loại;

- Q_{kn} là lưu lượng dầu qua van an toàn mạch chính, $[m^3/s]$.

$$Q_{kn} = \begin{cases} 0 & \Leftrightarrow p_n < p_{kn} \\ (p_n - p_{kn}) \cdot k_{kn} & \Leftrightarrow p_n \geq p_{kn} \end{cases} \quad (8)$$

Với: p_{kn} là áp suất dầu qua van an toàn của mạch chính, $[Pa]$.

- Q_b là lưu lượng lý thuyết của bơm bù, $[m^3/s]$:

$$Q_b = V_0^b \cdot n_b \cdot \eta_0^b \quad (9)$$

Với: V_0^b là lưu lượng riêng của bơm bù, $[m^3/vg]$; η_0^b là hiệu suất thể tích của bơm.

- Q_{kn1} là lưu lượng dầu tổn thất qua van an toàn của mạch bơm bù, $[m^3/s]$.

b. Phương trình cân bằng mô men

Phương trình cân bằng mô men trên trục quay của động cơ thủy lực được biểu diễn dưới dạng [2, 9]:

$$M_m - M_f = \sum M_C + J_m \cdot \frac{d\omega_m}{dt} \quad (10)$$

Trong đó:

- M_m là mô men quay trên đầu trục của động cơ thủy lực, $[Nm]$:

$$M_m = \frac{\Delta p_n}{2\pi} \cdot V_0^m \quad (11)$$

- M_f là mô men cản nhót của hệ thủy lực, $[Nm]$:

$$M_f = f \cdot n_m ; f = \frac{V_0^m \cdot [p_m] \cdot (1 - \eta_h \cdot \eta_m^m \cdot \eta_r)}{(2\pi)^2 \cdot [n_m]} \quad (12)$$

Với: η_h là hiệu suất của hệ dẫn động cơ khí; η_m^m là hiệu suất cơ khí của động cơ thủy lực; η_r là hiệu suất thể tích của đường ống dẫn dầu.

- $\sum M_C$ là tổng các thành phần mô men cản của tải, $[Nm]$.

Với mỗi chủng loại pháo và điều kiện làm việc khác nhau, $\sum M_C$ được hợp bởi nhiều thành phần lực và mô men tác động khác nhau.

Trong trường hợp tổng quát, $\sum M_C$ được xác định bởi biểu thức:

$$\sum M_C = M_{CT} + M_{CD} \quad (13)$$

Trong đó: M_{CT} là mô men cản tĩnh; M_{CD} là mô men cản động.

- J_m : Mô men quán tính của động cơ thủy lực $[Kg.m^2]$.

Kết hợp các biểu thức từ (1) đến (13) và biến đổi ta thiết lập được hệ phương trình vi phân mô tả đặc tính ĐLH hệ thống thủy lực truyền động lực ngắm pháo (12).

$$\left\{ \begin{aligned} & V_0^n \cdot n_n \cdot \eta_0^n - \left(\frac{V_0^n \cdot n_n \cdot \eta_0^n \cdot (1 - \eta_0^n)}{[p_n]} + \frac{V_0^m \cdot n_m \cdot \eta_0^m \cdot (1 - \eta_0^m)}{[p_m]} \right) \Delta p_n \\ & - V_0^m \cdot n_m \cdot \eta_0^m - \left(\frac{V_1}{E_1} + \frac{V_2}{E_2} \right) \cdot \frac{dp_n}{dt} - Q_{kn} = 0 \\ & Q_{knl} = V_0^b \cdot n_n \cdot \eta_0^b - \left(\frac{V_0^n \cdot n_n \cdot \eta_0^n \cdot (1 - \eta_0^n)}{[p_n]} + \frac{V_0^m \cdot n_m \cdot \eta_0^m \cdot (1 - \eta_0^m)}{[p_m]} \right) \Delta p_n \\ & \frac{\Delta p_n}{2\pi} \cdot V_0^m - \frac{V_0^m \cdot [p_m] \cdot (1 - \eta_h \cdot \eta_m^m \cdot \eta_r)}{(2\pi)^2 \cdot [n_m]} \cdot n_m = \sum M_C + J_m \cdot \frac{d\omega_m}{dt} \end{aligned} \right. \quad (14)$$

4. MÔ PHỎNG SỐ ĐỘNG LỰC HỌC HỆ THỐNG THỦY LỰC TRUYỀN ĐỘNG LỰC NGẮM CHO PHÁO 37MMK65 CẢI TIẾN

Pháo 37mmK65 cải tiến là tổ hợp pháo đã được trang bị hệ truyền động lực ngắm pháo. Với việc trang bị hệ truyền động lực ngắm pháo, ngoài khả năng chiến đấu bằng phương pháp dẫn ngắm cơ nguyên bản, pháo 37mmK65 còn có khả năng chiến đấu bằng phương pháp dẫn ngắm tự động theo phân tử của khí tài quang điện tử [10]. Trong nghiên cứu này, các tác giả sử dụng pháo 37mmK65 cải tiến làm đối tượng cho việc mô phỏng số ĐLH hệ thống thủy lực truyền động lực ngắm pháo.

4.1. Đặc trưng tải trọng tác động lên các truyền động ngắm của pháo 37mmK65

Các ngoại lực tác động lên các truyền động ngắm của pháo 37mmk65 cải tiến bao gồm [10, 11]:

- Lực tác dụng của khí thuốc lên khối lùn:

$$P_{KN} = \frac{S \cdot P_{ln}}{\varphi_{ly}} \left(1 + \frac{0,5m_p}{m_{dd}} \right) \quad (15)$$

- Lực hãm lùn thủy lực của máy hãm lùn:

$$F_{HL} = f(a_{xi}) \cdot V_{KL}^2 \quad (16)$$

- Lực cản lùn của lò xo đẩy lên:

$$F_{HL} = f(a_{xi}) \cdot V_{KL}^2 \quad (17)$$

- Lực cản ma sát giữa khối lùn với máng pháo và bộ phận bịt kín:

$$R_f = M_{KL} (f_1 + f_2) \cos \varepsilon \quad (18)$$

- Mô men cân bằng của cụm lò xo cân bằng tầm: Được xác định từ thực nghiệm [10].

- Mô men ma sát trên cụm ổ lăn vành răng cụm hướng:

$$M_{MS} = \frac{1}{2} k_{ms} \cdot P_d \cdot d_0 \quad (19)$$

Các thành phần trong (15 - 19): S là thiết diện ngang của lòng nòng kể cả rãnh xoắn; φ_{ty} là hệ số kể đến công thứ yếu; P_{ln} là áp suất thuật phóng; m_p, m_{dd} tương ứng là trọng lượng thuốc phóng, đầu đạn; V_{KL} là Vận tốc khối lùn; $f(a_{xi})$ là hàm đặc trưng cho sự phụ thuộc của lực cản thủy lực trong máy hãm lùn vào diện tích lỗ chảy dầu; F_{x0} – Lực nén ban đầu của lò xo C_x – Độ cứng lò xo; X – Độ dịch chuyển của lò xo (khối lùn); F_x – Lực nén của lò xo tại thời điểm X mà ta đang xét; R_f là Lực cản ma sát giữa khối lùn với máng pháo và bộ phận bịt kín; M_{KL} là trọng lượng khối lùn; f_1, f_2 tương ứng là hệ số ma sát giữa khối lùn với máng pháo và với bộ phận bịt kín; k_{ms} là hệ số ma sát; P_d là tải trọng danh định động tương đương của ổ; d_0 là đường kính vòng trong của ổ;

Với các đặc trưng tải trọng tác động như trên, tổng các thành phần mô men cản của tải lên các hệ truyền động ngắm của pháo 37mmK65 cải tiến khi xét đến thành phần Coriolid (M_{CRH}, M_{CRT}) sinh ra khi xuất hiện chuyển động của khối lùn được xác định theo biểu thức [10]:

$$\begin{cases} \sum M_{CH} = M_{CDH} + M_{CRH} + M_{MSH} - d_2 \sin(q_2) P_{KN} \\ \sum M_{CT} = M_{CDT} + M_{CRT} + M_{MST} - M_{CB} \end{cases} \quad (20)$$

Các thành phần trong biểu thức (18) tham khảo chi tiết trong tài liệu [10].

4.2. Mô phỏng số ĐLH hệ thống thủy lực truyền động lực ngắm cho pháo 37mmk65 cải tiến

a. Một số tham số của hệ thống thủy lực dùng trong mô phỏng

- Thông số bơm và động cơ thủy lực: $V_0^m = 10 \text{ cm}^3$; $[n_m] = 8000 \text{ vg / ph}$; $[P_m] = 30 \text{ Mpa}$
 $V_0^{bn} = 4 \text{ cm}^3$; $n_n = 1500 \text{ vg / ph}$; $p_{kn} = 15 \text{ MPa}$; $p_{kn1} = 1.5 \text{ MPa}$; $J_m = 0.01 \text{ Kgm}^2$.

- Thông số đường ống dẫn dầu: Đường ống kim loại có đường kính $d = 10 \text{ mm}$ và chiều dài $l = 1.5 \text{ m}$; Mô đun đàn hồi quy dẫn $E_h = 180 \text{ Mpa}$

- Hiệu suất truyền động của hệ:

$$\eta_0^n = 0.96; \eta_0^m = 0.95; \eta_0^b = 0.95; \eta_m^m = 0.95; \eta_r = 0.92; \eta_h = 0.92$$

- Thông số cơ cấu tầm, hướng: $i_H = 50$; $i_T = 50$; $\eta_H = 0.92$; $\eta_T = 0.92$.

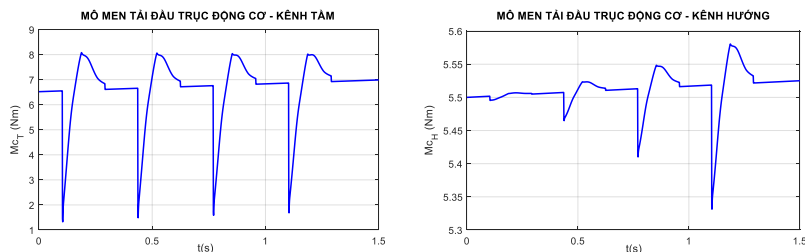
- Vận tốc bám theo kênh hướng và tầm: $\omega_H = \frac{\pi}{12}$; $\omega_T = \frac{\pi}{12}$

b. Kết quả mô phỏng

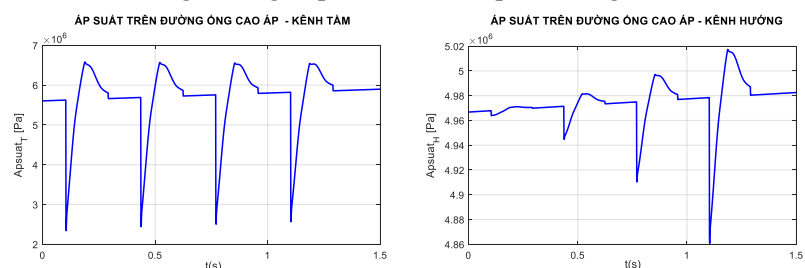
ĐLH hệ thống thủy lực truyền động lực ngắm cho pháo 37mmk65 cải tiến được mô phỏng trên phần mềm Matlab. Kết quả mô phỏng được trình bày trên các hình 3-7.

Nhật xét: Kết quả mô phỏng đối với đối tượng là pháo 37mmK65 cho thấy, dưới tác động của lực phát bắn, mô men cản trên đầu trục động cơ thủy lực có sự biến đổi rất lớn qua đó làm thay đổi áp suất trên đường ống cao áp. Khi mô men cản trên đầu trục động cơ tầm và hướng có giá trị lớn nhất ($M_{C-T}^{\max} \approx 8 \text{ Nm}$; $M_{C-H}^{\max} \approx 5,58 \text{ Nm}$) thì áp suất trên đường ống cao áp của kênh tầm và

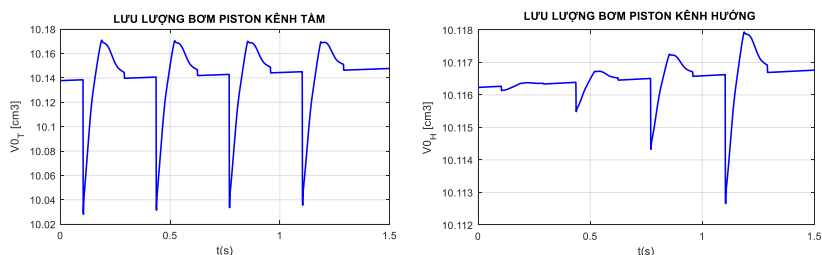
kênh hướng cũng có giá trị lớn nhất ($P_T^{\max} \approx 6,6 \cdot 10^6 \text{ Pa}$; $P_T^{\max} \approx 5,02 \cdot 10^6 \text{ Pa}$). Kết quả mô phỏng hoàn toàn phù hợp khi tính toán bằng phương pháp giải tích.



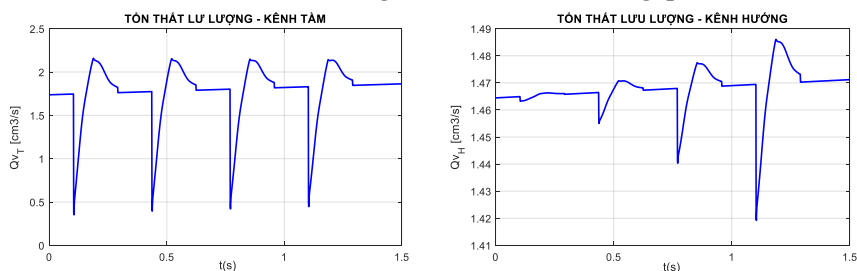
Hình 3. Đặc tính mô-men tải tác động trên đầu trục động cơ hệ truyền động tâm và hướng pháo trong trường hợp bắn hai thân pháo đồng thời.



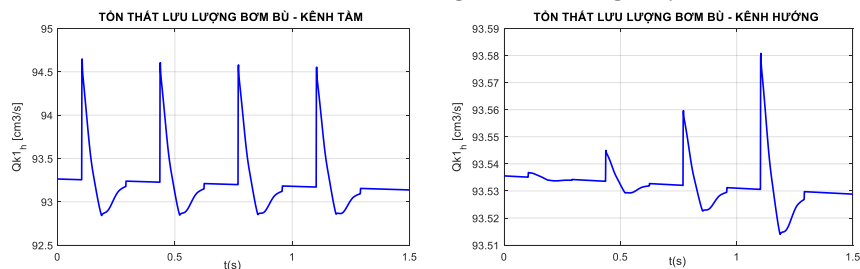
Hình 4. Áp suất trên đường ống cao áp trong quá trình bắn.



Hình 5. Sự biến đổi lưu lượng của bơm Piston trong quá trình bắn.



Hình 6. Tổn thất lưu lượng của hệ thống thủy lực.



Hình 7. Tổn thất lưu lượng trên mạch bơm bù.

Khi mô men cản trên đầu trục động cơ thủy lực thay đổi (áp suất trên đường ống cao áp thay đổi: tăng hoặc giảm) thì tốc độ bám mục tiêu có xu hướng bị thay đổi theo. Khi đó, để đảm bảo ổn định cho vận tốc bám mục tiêu, lưu lượng của bơm piston phải được điều chỉnh đáp ứng sự biến đổi này. Ngoài ra, khi áp suất trên đường ống cao áp tăng lên, lượng dầu rò rỉ (tổn thất lưu lượng) của hệ thống thủy lực cũng sẽ tăng lên, lượng dầu rò rỉ này sẽ được mạch bơm bù cấp bổ sung vào cho hệ thống.

5. KẾT LUẬN

Với cách tiếp cận tổng hợp, sử dụng phương pháp giải tích, bài báo đã xây dựng được mô hình khảo sát ĐLH hệ thống thủy lực mạch kín cho các hệ truyền động ngắm pháo. Mô hình nghiên cứu được xây dựng trên cơ sở các phương trình liên tục và phương trình cân bằng mô men của toàn bộ hệ thống. Dựa trên mô hình đã được xây dựng, bài báo cũng trình bày kết quả mô phỏng số ĐLH hệ thống thủy lực với các tham số ĐLH cụ thể của hệ truyền động ngắm pháo 37mm-k65 cải tiến. Kết quả nghiên cứu này có thể áp dụng cho việc tính toán, thiết kế và cải tiến các hệ thống truyền động lực ngắm trên các hệ thống pháo khác nhau.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Khổng Đình Tuy, Nguyễn Thái Dũng, Nguyễn Văn Dũng, Đỗ Duy Thái, “Cơ sở cấu tạo và tính toán pháo tàu”, NXB Học viện KTQS, (2007).
- [2]. Hồ Việt Hải, Lại Anh Tuấn, Nguyễn Xuân Huy, “Truyền động và điều khiển thủy khí”, Học viện KTQS, (2007).
- [3]. Trần Xuân Tuỳ, “Hệ thống điều khiển tự động thủy lực”, NXB KHKT, (2002).
- [4]. Коробочкин Б.Л. “Динамика гидравлических систем станков”. Москва, Машиностроение, (1976).
- [5]. Кожевников С. Н., Пешат В. Ф. “Гидравлический и пневматический приводы металлургических машин”. Москва, Машиностроение, (1973).
- [6]. Прокофьев В.Н. “Динамика гидропривода”. Москва, Машиностроение, (1972).
- [7]. Trần Ngọc Hải, “Nghiên cứu điều khiển tốc độ của trục quay truyền động bằng động cơ thủy lực”, Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Đại học Bách khoa Đà Nẵng, (2020).
- [8]. Nguyễn Ngọc Trung, “Nghiên cứu động lực học hệ truyền động thủy lực dẫn động cơ cấu di chuyển dọc của máy ép cọc thủy lực di chuyển bước trong thi công các công trình xây dựng ở Việt Nam”, Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Đại học giao thông vận tải, (2018).
- [9]. Đặng Đức Thuận, “Nghiên cứu động lực học của hệ thống thủy lực – cơ khí trên liên hợp máy xúc lật”, Luận án tiến sĩ, Học viện Nông nghiệp, (2021).
- [10]. Nguyễn Hữu Thắng, “Nghiên cứu ổn định chuyển động tầm và hướng của PPK 37mm-2N cải tiến”. Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Viện KH&CNQS, (2021).
- [11]. Phan Nguyên Thiệu, Khổng Đình Tuy, Nguyễn Hồng Lanh, “Nguyên lý thiết kế vũ khí có nòng”, NXB QĐND, (2000).

ABSTRACT

Building a dynamic model of the cannon aiming transmission hydraulic system

Modeling and simulating the dynamic process of the hydraulic transmission system in general and in studying the dynamics of the hydraulic system on artillery complexes in particular is an indispensable need. This paper presents research results on building a dynamical model of a closed-circuit hydraulic system applied to range and cannon rotational transmission systems when taking into account the influence of external force components acting on the components. sight transmission. The research results can be developed for the design calculation and investigation of the dynamics of the sight transmission hydraulic system for many different artillery combinations.

Keywords: Dynamics; Closed-circuit hydraulic system; Sight transmission.