

TÍNH TOÁN TỔN THẤT DO RÒ RỈ TRONG MÁY BƠM PISTON ROTOR HƯỚNG TRỰC CỦA HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG THỦY LỰC MÁY KHAI THÁC MỎ

*TS. Giang Quốc Khánh, ThS. Trần Thị Duyên, ThS. Đào Đức Hùng –
Đại học Công nghiệp Quảng Ninh*

Tóm tắt: Tổn thất lưu lượng dầu thủy lực do rò rỉ trong các máy bơm piston rotor hướng trục sẽ làm tăng tổng tổn thất công suất, tốc độ tăng nhiệt của dầu thủy lực và giảm hiệu suất làm việc của máy bơm cũng như của hệ thống truyền động thủy lực. Việc nghiên cứu, tính toán các tổn thất do rò rỉ trong bơm piston rotor hướng trục chính có thể giúp cho việc: xác định mức độ ảnh hưởng của các yếu tố đến giá trị tổn thất, từ đó có biện pháp khắc phục hiệu quả; tính toán chính xác tổng tổn thất công suất, trạng thái cân bằng nhiệt của hệ thống truyền động thủy lực và dự báo tuổi thọ làm việc của máy bơm. Trong bài báo này, nhóm tác giả trình bày nội dung phương pháp, các kết quả tính toán và mô phỏng các tổn thất do rò rỉ trong máy bơm piston rotor hướng trục của hệ thống truyền động thủy lực máy khai thác mỏ bằng phần mềm kỹ thuật số Matlab-Simulink.

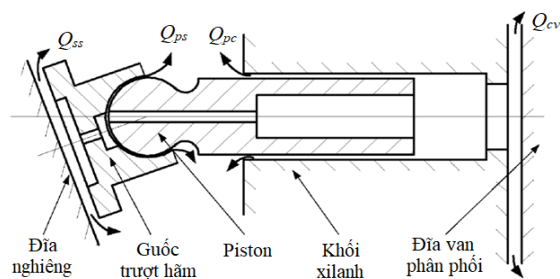
Từ khóa: Bơm piston hướng trục, hệ thống truyền động thủy lực thể tích, máy xúc thủy lực, rò rỉ dầu thủy lực, tổn thất công suất, tổn thất lưu lượng.

1 Đặt vấn đề

Bơm piston rotor hướng trục có nhiều ưu điểm nổi bật so với các loại máy bơm thủy lực khác, như: có khả năng điều chỉnh lưu lượng làm việc, kích thước nhỏ gọn, áp suất làm việc cao, độ tin cậy và hiệu suất cao, độ ồn thấp... Ngày nay, loại máy bơm này thường được sử dụng rộng rãi với vai trò là máy bơm thủy lực chính trong các hệ thống truyền động thủy lực thể tích của các máy xúc thủy lực mỏ lộ thiên nói riêng, máy khai thác mỏ và máy thủy lực công trình khác nói chung. Máy bơm thủy lực chính có vai trò như trái tim của hệ thống thủy lực – tạo ra và lưu thông dòng dầu thủy lực có áp suất cao đến các động cơ và xilanh thủy lực cũng như trong toàn bộ hệ thống. Bơm có ảnh hưởng rất lớn đến hiệu quả và độ tin cậy của hệ thống thủy lực trong quá trình làm việc.

Sự chênh lệch áp suất lớn trong quá trình làm việc và các khe hở lắp ghép giữa các chi tiết chuyển động trong bơm gây ra hiện tượng rò rỉ dầu thủy lực, dẫn đến làm tổn thất lưu lượng, áp suất và công suất của máy bơm, ảnh hưởng tiêu cực đến hiệu quả, độ tin cậy làm việc của cả hệ

thống thủy lực. Tính toán rò rỉ trong máy bơm là cơ sở cho việc tính toán, thiết kế mới hệ thống thủy lực; tính toán các dạng tổn thất để xác định trạng thái cân bằng nhiệt, nhiệt độ làm việc cao nhất của dầu thủy lực trong một hệ thống thủy lực ở điều kiện môi trường làm việc nhất định; kiểm tra và đánh giá tình trạng kỹ thuật của bơm thủy lực cũng như hiệu quả làm việc của hệ thống đó...



Hình 1. Rò rỉ trong bơm piston rotor hướng trục

Lưu lượng thể tích dầu thủy lực rò rỉ qua các khe hở lắp ghép từ khoang đẩy trong xilanh trở lại các-te trong quá trình đẩy có thể được chia thành bốn thành phần sau: rò rỉ qua khe hở hình khuyên giữa piston với thành xilanh (G_{pc}), qua

khe hở ở khớp cầu giữa đầu piston với guốc trượt hãm (G_{ps}), qua khe hở giữa guốc trượt hãm với đĩa nghiêng (G_{ss}) và qua khe hở giữa khối xilanh với đĩa van phân phối (G_{cv}). Các dạng rò rỉ này được minh họa trong hình 1.

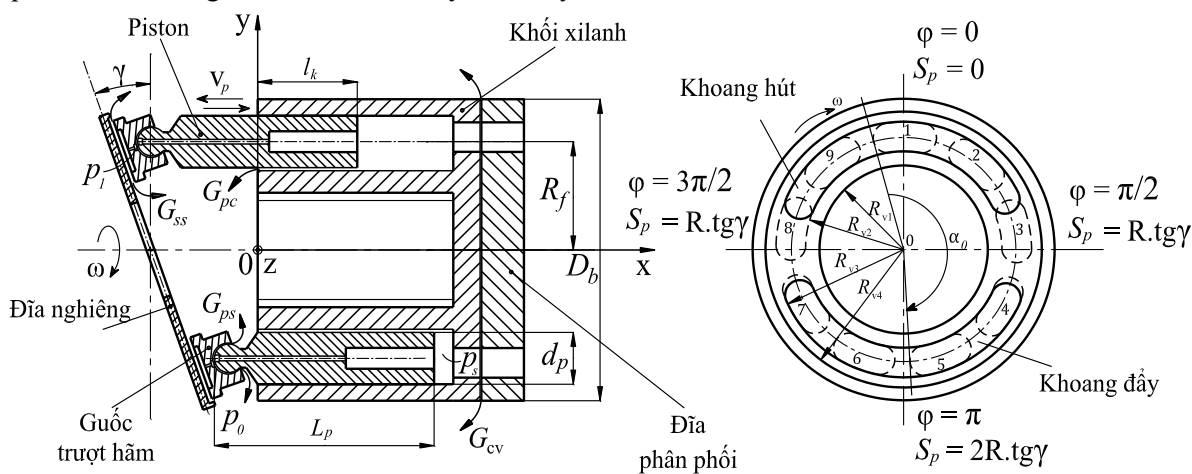
2 Mô hình toán, sơ đồ logic tính toán và sơ đồ khối Matlab-Simulink để tính toán lưu lượng thể tích dầu thủy lực rò rỉ, tổn thất công suất trong máy bơm piston rotor hướng trục

2.1 Mô hình toán

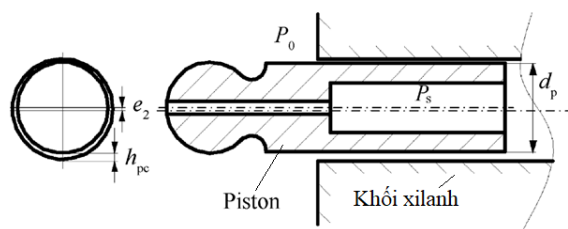
Dầu thủy lực trong các hệ thống truyền động thủy lực có vai trò vô cùng quan trọng như: là môi trường trung gian truyền tải năng lượng, cung cấp chất bôi trơn làm giảm cường độ mài mòn do ma sát, loại bỏ nhiệt sinh ra do chuyển động ma sát giữa các chi tiết, bộ phận của máy thủy lực chuyển động tương đối với nhau, mang đi các sản phẩm mài mòn, ô nhiễm sinh ra trong quá trình hệ thống làm việc... Khi máy xúc thủy

lực làm việc, nhiệt độ dầu thủy lực tăng dần từ nhiệt độ ban đầu bằng nhiệt độ môi trường xung quanh cho đến khi trạng thái cân bằng nhiệt được thiết lập trong hệ thống. Khi đó, nhiệt độ của dầu thủy lực sẽ không thay đổi. Sự thay đổi nhiệt độ của dầu thủy lực sẽ dẫn đến sự thay đổi của độ nhớt của nó và lưu lượng thể tích rò rỉ cũng như giá trị tổn thất công suất do rò rỉ trong máy bơm. Vì vậy, để tính toán chính xác các tổn thất lưu lượng và công suất do rò rỉ của máy bơm cần phải tính đến sự thay đổi của độ nhớt của dầu thủy lực theo nhiệt độ làm việc.

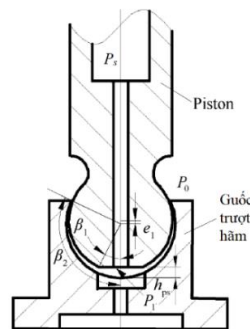
Trên cơ sở các kết quả nghiên cứu đã được công bố trước đây của nhiều nhà khoa học [1-4, 8, 9] và các sơ đồ tính toán thể hiện trong các hình 2-5 dưới đây [1], mô hình toán học để tính toán rò rỉ trong máy bơm piston hướng trục đã được xây dựng (công thức (1)-(14)).



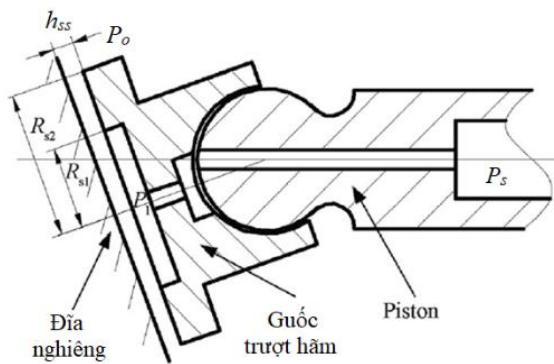
Hình 2. Sơ đồ tính toán các thông số động học



Hình 3. Khe hở giữa piston và xilanh



Hình 4. Khe hở giữa piston và guốc hãm



Hình 5. Khe hở giữa guốc hãm và đĩa nghiêng

$$\rho_t = \frac{\rho_0}{1 + \beta_t \Delta t} \quad (1)$$

$$v_t = at^2 + bt + c \text{ khi } t = [0 \div 40]^\circ \text{C} \quad (2)$$

$$v_t = v_0 \left(\frac{t_0}{t} \right)^n \text{ khi } t_0, t = (40 \div 110)^\circ \text{C} \quad (3)$$

$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad (4)$$

$$G_{pc} = \frac{\pi d_p h_{pc}^3 (p_s - p_0)}{12 \mu l} (1 + 1,5 \eta^2) - \frac{\pi d_p h_{pc} v_p}{2} \quad (5)$$

$$G_{ps} = \frac{\pi h_{ps}^3 (p_1 - p_0)}{3 \mu \left(\text{tg}^2 \beta_2 - \text{tg}^2 \beta_1 + 2 \ln \left| \frac{\text{tg} \beta_2}{\text{tg} \beta_1} \right| \right)} \quad (6)$$

$$G_{ss} = \frac{\pi h_{ss}^3 (p_1 - p_0)}{6 \mu \ln(R_{s2} / R_{s1})} \quad (7)$$

$$G_{cv} = \frac{\alpha_0 h_{cv}^3 (p_s - p_0)}{12 \mu} \left[\frac{1}{\ln(R_{v2} / R_{v1})} + \frac{1}{\ln(R_{v4} / R_{v3})} \right] \quad (8)$$

$$\eta = \frac{e}{h_{pc}} \quad (9)$$

$$l_k = L_0 + R_f (1 - \cos \omega t) \text{tg} \gamma \quad (10)$$

$$v_p = \omega R_f \text{tg} \gamma \sin \omega t \quad (11)$$

$$G_{\Sigma} = G_{pc} + G_{ps} + G_{ss} + G_{cv} \quad (12)$$

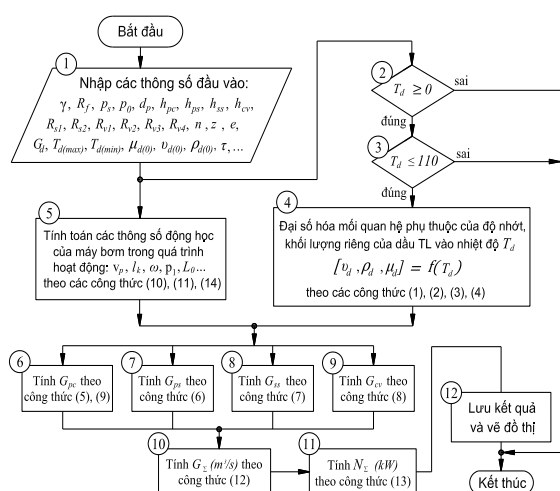
$$\Delta N = \frac{G_{\Sigma} (p_s - p_0)}{1000} \quad (13)$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (14)$$

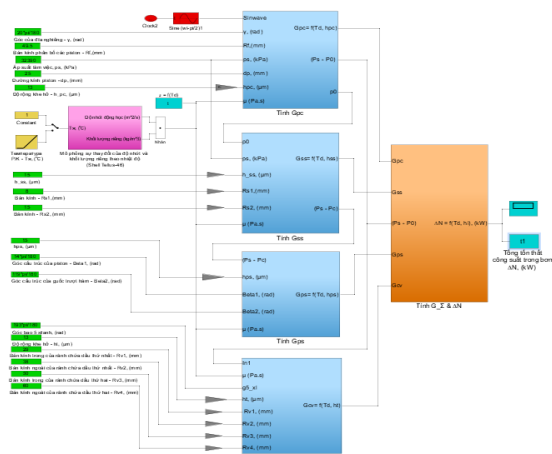
Trong đó: ρ_0, ρ_t – lần lượt là khối lượng riêng của dầu thủy lực ở nhiệt độ t_0 và t , kg/m^3 ; $\Delta t = t - t_0$ – sự biến đổi của nhiệt độ, $^\circ\text{C}$; β_t – hệ số giãn nở vì nhiệt của dầu thủy lực, $^\circ\text{C}^{-1}$; v_0, v_t – độ nhớt động học tại nhiệt độ tương ứng t_0 và t , m^2/s ; n, a, b, c – các hệ số của phương trình độ nhớt tương ứng với các khoảng nhiệt độ khác nhau [1, 2]; μ – hệ số nhớt động lực, Pa.s ; p_0, p_s, p_1 – áp suất, Pa ; d_p – đường kính piston, m ; $h_{pc}, h_{ps}, h_{ss}, h_{cv}$ – lần lượt là giá trị khe hở giữa piston và thành xilanh, piston và guốc trượt hãm, guốc trượt hãm và đĩa nghiêng, khối xilanh và đĩa van phân phối, m ; e – độ lệch tâm của piston và xilanh, m ; v_p – vận tốc hướng trục của piston, m/s ; β_1, β_2 – góc cấu trúc giữa piston và guốc trượt hãm, rad ; R_{s1}, R_{s2} – lần lượt là bán kính khoang chứa dầu thủy lực và guốc hãm, m ; α_0 – góc bao cấu trúc 5 xilanh, rad ; $R_{v1}, R_{v2}, R_{v3}, R_{v4}$ – bán kính phía trong và ngoài của các rãnh chứa dầu trên đĩa phân phối dầu, m ; L_0 – chiều dài của piston trong xilanh khi góc của đĩa nghiêng $\gamma = 0$, rad ; R_f – bán kính phân bố các xilanh trên khối rotor, m ; ω – vận tốc góc của khối xilanh, rad/s ; n – tốc độ quay của trục máy bơm, vg/ph ; G_{Σ} – tổng thể tích rò rỉ trong máy bơm, m^3/s ; ΔN – tổng tổn thất công suất do rò rỉ trong máy bơm, kW .

2.2 Sơ đồ logic tính toán và sơ đồ khối Matlab-Simulink

Sơ đồ logic tính toán (hình 6) và sơ đồ khối Matlab-Simulink (hình 7) để tính toán và mô phỏng ảnh hưởng của khe hở lắp ghép, nhiệt độ và độ nhớt của dầu thủy lực đến tổng tổn thất công suất và lưu lượng thể tích xuất hiện trong máy bơm piston rotor hướng trục khi làm việc đã được xây dựng trên cơ sở các công thức mô hình toán học và modul Simulink trong phần mềm Matlab.



Hình 6. Sơ đồ khối logic tính toán



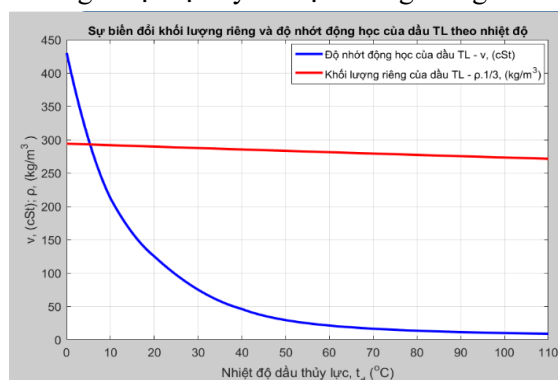
Hình 7. Sơ đồ khối Matlab-Simulink

3 Kết quả tính toán, mô phỏng và thảo luận

Các thông số chính được sử dụng trong quá trình tính toán và mô phỏng như sau: $n = 2.000$ vg/ph; $z = 9$; $\gamma = \pi/9$ rad; $R_f = 49,5$ mm; $p_1 = 32.390$ kPa; $d_p = 25$ mm; $\gamma_0 = 193^\circ = 1,07$ rad; $R_{v1} = 29$ mm; $R_{v2} = 38$ mm; $R_{v3} = 50$ mm; $R_{v4} = 60$ mm; $R_{s1} = 8$ mm; $R_{s2} = 15$ mm; $\beta_1 = 14^\circ = 0,08$ rad; $\beta_2 = 119^\circ = 0,66$ rad; $h_{pc} = h_{ss} = h_{ps} = h_{cv} = \{5, 10, 12, 15, 20\}$ μm ; dầu thủy lực Shell Tellus S2V46 [10]: tỷ trọng $\rho = 858,4$ kg/m³, hệ số nhớt động lực và động học của dầu thủy lực lần lượt là $\mu = 394,9 \cdot 10^{-4}$ Pa.s và $v = 46 \cdot 10^{-6}$ m²/s.

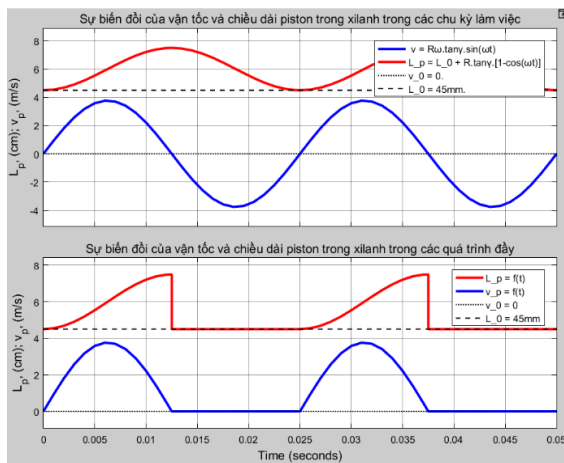
Kết quả tính toán và mô phỏng sự biến đổi

của hệ số độ nhớt động học và khối lượng riêng của dầu thủy lực phụ thuộc vào nhiệt độ của nó được thể hiện trong hình 8. Từ kết quả nhận được, nhận thấy rằng: khi nhiệt độ làm việc của dầu thủy lực tăng từ 10 đến 110 °C, khối lượng riêng của nó giảm 7% (từ 875,3 xuống 814 kg/m³) và độ nhớt động học giảm 95,9% (từ 212 xuống 8,8 cSt). Trong đó, trong khoảng nhiệt độ từ 0 đến 50 °C, độ nhớt động học của dầu thủy lực giảm rất nhanh khi nhiệt độ bản thân nó tăng lên và đường đặc tính độ nhớt trong khoảng nhiệt độ này là một đường cong phi tuyến; trong khoảng nhiệt độ từ 50 đến 110 °C, sự sụt giảm của giá trị hệ số nhớt động học giảm dần khi nhiệt độ tăng, đặc tính độ nhớt trong khoảng nhiệt độ này là một đường thẳng.



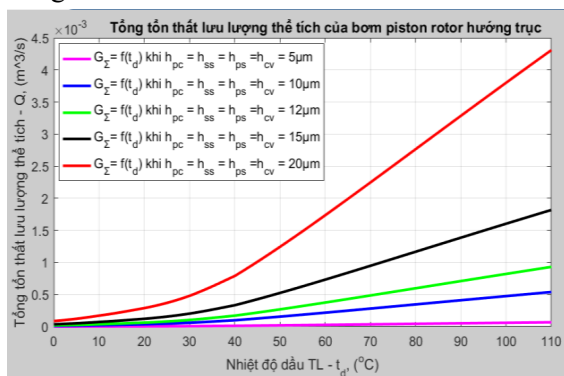
Hình 8. Sự thay đổi của khối lượng riêng và độ nhớt động học của dầu thủy lực theo nhiệt độ

Kết quả tính toán, mô phỏng giá trị tức thời vận tốc chuyển động của piston theo phương hướng trục (v , m/s) và chiều dài của đường tiếp xúc giữa piston và xilanh trong quá trình làm việc (l , cm) là những đường cong biến đổi lặp lại theo chu kỳ với thời gian chu kỳ $T = 0,025$ s (hình 9). Trong một vòng quay của khối xilanh, một cặp xilanh - piston sẽ thực hiện một quá trình hút và một quá trình đẩy và sự rò rỉ dầu thủy lực xảy ra trong quá trình đẩy do áp suất cao trong khoang đẩy của xilanh với thời gian đẩy $t = 0,0125$ s.



Hình 9. Sự biến đổi của vận tốc hướng trục và chiều dài của đường tiếp xúc giữa piston-xilanh trong quá trình làm việc

Kết quả tính toán và mô phỏng tổng tổn thất lưu lượng thể tích rò rỉ dầu thủy lực trong một vòng quay của khối xilanh phụ thuộc vào nhiệt độ của dầu thủy lực (mà trực tiếp là độ nhớt của nó) và độ rộng của các khe hở lắp ghép khi máy bơm piston hướng trục làm việc, được thể hiện trong hình 10.



Hình 10. Tổng thể tích dầu thủy lực rò rỉ G_z trong máy bơm piston hướng trục

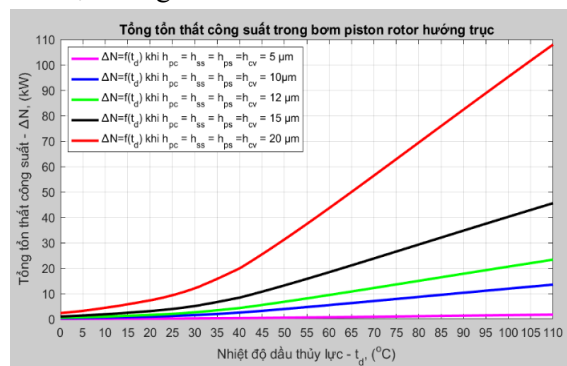
Từ kết quả này, nhận thấy rằng:

- Khi nhiệt độ dầu thủy lực tăng lên trong quá trình hệ thống thủy lực làm việc, tổng thể tích rò rỉ dầu thủy lực trong máy bơm tăng rất nhanh, cụ thể: khi nhiệt độ dầu thủy lực tăng từ 10 đến 70 và 110 $^{\circ}\text{C}$, thì thể tích rò rỉ lần lượt là $3,7 \cdot 10^{-5}$; $48,5 \cdot 10^{-5}$ và $93,1 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ khi $h_{pc} = h_{ss} = h_{ps} = h_{cv} = 12 \mu\text{m}$; thể tích rò rỉ lần lượt là

$7,2 \cdot 10^{-5}$; $94,8 \cdot 10^{-5}$ và $181,8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ khi $h_{pc} = h_{ss} = h_{ps} = h_{cv} = 15 \mu\text{m}$; thể tích rò rỉ lần lượt là $17,1 \cdot 10^{-5}$ và $224,7 \cdot 10^{-5}$ và $430,92 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ khi $h_{pc} = h_{ss} = h_{ps} = h_{cv} = 20 \mu\text{m}$.

- Khi nhiệt độ dầu thủy lực không đổi, độ rộng của khe hở lắp ghép giữa các chi tiết làm việc trong máy bơm piston hướng trục tăng lên một lượng nhỏ cũng dẫn đến thể tích rò rỉ trong máy bơm tăng rất lớn, cụ thể: độ rộng các khe hở lắp ghép tăng từ 12 lên 15 và 20 μm , thể tích rò rỉ tăng tương ứng từ $32,1 \cdot 10^{-5}$ lên $62,7 \cdot 10^{-5}$ và $148,6 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ ở nhiệt độ dầu thủy lực $t_d = 55 ^{\circ}\text{C}$; $48,5 \cdot 10^{-5}$ lên $94,8 \cdot 10^{-5}$ và $224,7 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ ở nhiệt độ dầu thủy lực $t_d = 70 ^{\circ}\text{C}$; $93,1 \cdot 10^{-5}$ lên $181,8 \cdot 10^{-5}$ và $430,9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ ở nhiệt độ dầu thủy lực $t_d = 110 ^{\circ}\text{C}$.

Kết quả tính toán và mô phỏng tổng tổn thất công suất sinh ra do hiện tượng rò rỉ dầu thủy lực trong máy bơm piston rotor hướng trục được thể hiện trong hình 11.



Hình 11. Tổng tổn thất công suất ΔN trong máy bơm piston hướng trục

Từ kết quả nhận được, nhận thấy rằng:

- Theo chiều tăng của nhiệt độ dầu thủy lực, độ dốc của các đặc tính tổn thất công suất tăng nhanh, cụ thể: khi nhiệt độ dầu thủy lực tăng lên 10; 50; 70; 80 và 110 $^{\circ}\text{C}$, thì giá trị tổng tổn thất công suất tương ứng là 0,95; 6,8; 12,2; 14,9 và 23,3 kW với trường hợp $h_{pc} = h_{ss} = h_{ps} = h_{cv} = 12 \mu\text{m}$; giá trị tổng tổn thất công suất tương ứng là 1,9; 13,2; 23,8; 29,3 và 45,6 kW với trường hợp $h_{pc} = h_{ss} = h_{ps} = h_{cv} = 15 \mu\text{m}$; giá trị

tổng tổn thất công suất tương ứng là 4,4; 31,3; 56,4; 69,4 và 107,9 kW với trường hợp $h_{pc} = h_{ss} = h_{ps} = h_{cv} = 20 \mu\text{m}$.

- Khi nhiệt độ dầu thủy lực không đổi, thì độ rộng của khe hở lắp ghép trong máy bơm tăng lên một lượng nhỏ cũng dẫn đến giá tổn thất công suất do rò rỉ tăng rất lớn, cụ thể: khi độ rộng các khe hở lắp ghép tăng từ 12 lên 15 và 20 μm , tổn thất công suất do rò rỉ tăng tương ứng từ 8,1 lên 15,7 và 37,4 kW ở nhiệt độ dầu thủy lực $t_d = 55^\circ\text{C}$; tổn thất công suất do rò rỉ tăng tương ứng từ 12,2 lên 23,8 và 56,4 kW ở nhiệt độ dầu thủy lực $t_d = 70^\circ\text{C}$; tổn thất công suất do rò rỉ tăng tương ứng từ 23,3 lên 45,5 và 107,9 kW ở nhiệt độ dầu thủy lực $t_d = 110^\circ\text{C}$.

- Trong khoảng nhiệt độ thấp từ 0 đến 40°C , tổn thất công suất do rò rỉ dầu thủy lực trong máy bơm có độ chênh lệch nhỏ khi độ rộng của khe hở lắp ghép thay đổi từ 5 đến 20 μm và ngược lại, trong khoảng nhiệt độ từ 40°C đến 110°C , sự chênh lệch của tổn thất công suất là rất rõ rệt khi độ rộng khe hở lắp ghép tăng lên. Nguyên nhân của việc này là do ở nhiệt độ thấp, độ nhớt của dầu thủy lực cao đã hạn chế sự rò rỉ. Tuy nhiên, khi nhiệt độ của dầu thủy lực tăng lên, độ nhớt giảm rất nhanh, dẫn đến khả năng làm kín của dầu bị giảm đi.

4 Kết luận

Kết quả của nghiên cứu đã xây dựng thành công phương pháp tính toán, mô phỏng các loại tổn thất lưu lượng thể tích và công suất do rò rỉ trong các máy bơm piston rotor hướng trục bằng

phần mềm Matlab-Simulink. Việc này sẽ giúp nâng cao độ chính xác và giảm thời gian tính toán. Phương pháp này có thể áp dụng để giải các bài toán tương tự cho các động cơ piston rotor hướng trục.

Trong quá trình hoạt động của máy thủy lực khai thác mỏ, nhiệt độ của dầu thủy lực trong hệ thống truyền động thủy lực tăng dần, độ nhớt của dầu thủy lực giảm rất nhanh, dẫn đến sự gia tăng đáng kể các tổn thất lưu lượng thể tích và công suất do rò rỉ trong máy bơm piston rotor hướng trục. Do đó, trong quá trình tính toán các tổn thất này, cần thiết phải tính đến sự thay đổi của hệ số độ nhớt của dầu thủy lực theo nhiệt độ. Đặc biệt, khi nhiệt độ của dầu thủy lực trong hệ thống truyền động của máy khai thác cao hơn 40°C .

Áp suất đẩy của các máy bơm piston rotor hướng trục chính của hệ thống truyền động thủy lực máy khai thác rất cao nên độ rộng khe hở lắp ghép giữa các chi tiết làm việc tăng thêm một lượng rất nhỏ cũng sẽ dẫn đến các tổn thất lưu lượng và công suất do rò rỉ tăng rất nhiều lần. Vì vậy, trong quá trình vận hành máy thủy lực khai thác, cần phải chú ý kiểm tra, làm sạch và thay lọc dầu định kỳ để đảm bảo loại bỏ kịp thời các hạt mài lẫn trong dầu, sử dụng dầu thủy lực có khả năng bôi trơn tốt, tính toán bộ làm mát dầu phù hợp với công suất của hệ thống thủy lực và nhiệt độ môi trường làm việc để duy trì nhiệt độ dầu trong khoảng nhiệt độ tối ưu và đặc biệt với các máy bơm cũ có khe hở lắp ghép lớn, thì cần sớm sửa chữa khắc phục hoặc thay mới.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. **Giang Quốc Khánh.** Nghiên cứu và lựa chọn thông số tối ưu của bộ làm mát dầu thủy lực trong hệ thống truyền động thủy lực máy xúc thủy lực mỏ lộ thiên trong điều kiện vận hành tại Việt Nam. *Luận án tiến sĩ kỹ thuật 2021, Mátx-cơ-va, Liên bang Nga.*
2. **Giang Quốc Khánh, Bùi Trung Kiên, Đào Đức Hùng.** Nghiên cứu ảnh hưởng của sự tăng nhiệt độ chất lỏng đến sự biến đổi các tính chất vật lý và khả năng tỏa nhiệt của dòng chất lỏng trong đường ống thủy lực. *Bản tin Khoa học Cơ khí Năng lượng - Mỏ, số 24, tháng 11,12/2020.* Tr. 18-23;

3. **Giang Quốc Khánh, Lê Quý Chiến, Bùi Trung Kiên.** Nghiên cứu ảnh hưởng của sự tăng nhiệt độ dầu thủy lực đến tổn thất lưu lượng và công suất trong máy bơm piston rotor hướng trục. *Bản tin Khoa học Cơ khí Năng lượng - Mỏ*, số 20, tháng 07/2020. Tr. 21-25.
4. **Xingjian Wang, Siru Lin, Shaoping Wang, Zhaomin He, Chao Zhang.** Remaining Useful Life Prediction Based on the Wiener Process for an Aviation Axial Piston Pump. *Chinese Journal of Aeronautics*, December 2015.
5. **Jonathan Mark Haynes.** Axial Piston Pump Leakage Modelling and Measurement. *A Thesis Submitted for the Degree of Doctor of Philosophy, The University of Cardiff*. November 2007.
6. **Wang Wei.** Analysis on the Side Leakage Amount of the Friction between Piston and Cylinder Block in Axial Piston Pump. *Journal Applied Mechanics and Materials, Switzerland*, 2014.
7. **Jonathan Mark Haynes.** Axial Piston Pump Leakage Modelling and Measurement. *The University of Cardiff*. November 2007.
8. **Кондаков Л.А., Голубев А.И., Овандер В.Б., Гордеев В.В., Фурманов Б.А., Кармугин Б.В.** Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник. «Машиностроение» - Москва, 1986. 464 с.
9. **Тамбов.** Гидравлический расчёт объёмного гидропривода с возвратно-поступательным движением выходного звена. *Издательство ГОУ ВПО ТГТУ* 2010.
10. Catalog Shell Tellus S2V46;
11. Shop Manual Komatsu PC 750SE-7.