Tạp chí Khoa học Công nghệ Xây dựng, ĐHXDHN, 2026, 20 (3V): 95–106

DỰ BÁO TUỔI THỌ CÁC CHI TIẾT BỊ MÀI MÒN TRUYỀN ĐỘNG THỦY TĨNH MÁY NÉN KHÍ TRÊN XE XÍCH CHUYÊN DỤNG

Nguyễn Minh Tiến[a,*]

[a]*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 18/7/2026, Sửa xong 18/8/2026, Chấp nhận đăng 21/8/2026

Tóm tắt

Truyền động thủy tĩnh trên xe xích chuyên dụng làm việc với tải trọng biến đổi, trong đó mài mòn các bề mặt làm kín của cụm phân phối chất lỏng ảnh hưởng trực tiếp đến độ rò rỉ, hiệu suất và tuổi thọ hệ thống. Bài báo đề xuất phương pháp kết hợp thử nghiệm tăng cường với tính toán lý thuyết để đánh giá suy giảm trạng thái kỹ thuật và dự báo tuổi thọ các chi tiết chịu mài mòn của truyền động thủy tĩnh dẫn động máy nén khí. Thử nghiệm được thực hiện trên máy thủy lực piston hướng trục với tốc độ góc 400 rad/s, áp suất 42 MPa và dung tích 33,3 cm^3/vòng. Độ mài mòn và hiệu suất thể tích được đo định kỳ, xử lý bằng phương pháp bình phương tối thiểu để xác định trạng thái giới hạn. Kết quả cho thấy độ mài mòn giới hạn 35–40 μm, tương ứng với mức giảm hiệu suất thể tích 15–20%. Hệ số gia tốc giữa thử nghiệm tăng cường và khai thác thực tế bằng 4 đối với khe hở cụm phân phối và bằng 3 đối với hiệu suất thể tích. Phương pháp đề xuất giúp rút ngắn thời gian thử nghiệm và hỗ trợ dự báo tuổi thọ theo trạng thái kỹ thuật.

Từ khoá: xe xích chuyên dụng; hệ thống truyền lực; truyền động thủy tĩnh; mài mòn; độ tin cậy; tuổi thọ.

SERVICE LIFE PREDICTION OF WORN COMPONENTS IN THE HYDROSTATIC TRANSMISSION OF AN AIR COMPRESSOR ON A SPECIALIZED TRACKED VEHICLE

Abstract

Hydrostatic transmissions in specialized tracked vehicles operate under variable loading conditions, where wear of the sealing surfaces in the fluid distribution unit directly affects leakage, efficiency, and system service life. This paper proposes a combined accelerated testing and theoretical calculation approach to assess technical condition degradation and predict the service life of wear-prone components in the hydrostatic transmission driving an air compressor. Experiments were conducted using an axial-piston hydraulic machine with a maximum angular speed of 400 rad/s, a working pressure of 42 MPa, and a displacement of 33.3 cm^3/rev. Wear and volumetric efficiency were periodically measured and analyzed using the least-squares method to determine the limiting condition. The results show that the limiting wear is approximately 35–40 μm, corresponding to a 15–20% reduction in volumetric efficiency. The acceleration factors between accelerated testing and actual operating conditions were determined to be 4 for the clearance of the fluid distribution unit and 3 for volumetric efficiency. The proposed method reduces testing time and provides an effective basis for service-life prediction based on the technical condition of hydrostatic transmission components.

Keywords: specialized tracked vehicle; power transmission system; hydrostatic transmission; wear; reliability; service life.

https://doi.org/10.31814/stce.huce2026-20(3V)-09 © 2026 Trường Đại học Xây dựng Hà Nội (ĐHXDHN)

1. Giới thiệu

Hiện nay trên các xe xích chuyên dụng đã sử dụng rộng rãi hệ thống truyền lực thủy cơ, trong đó thành phần thủy lực là các bộ truyền thủy động: khớp thủy lực, các bộ biến đổi mô men thủy lực và bộ truyền mô men thủy lực hỗn hợp. Tính chất của bộ truyền hỗn hợp là ở chế độ này thì làm việc như bộ biến mô men thủy lực, còn ở chế độ khác thì lại như khớp thủy lực. Vì khớp thủy lực không thể thay đổi mô men xoắn truyền qua nó, nên khi truyền công suất, nó chỉ tương tự như ly hợp chính của hệ thống truyền lực cơ khí có cấp. Đôi khi do tính chất của khớp thủy lực mà nó được sử dụng như một cụm độc lập nằm giữa động cơ và ly hợp, làm việc phối hợp với hộp số thông thường. Khớp thủy lực

*Tác giả đại diện. *Địa chỉ e-mail:* minhtien21998@gmail.com (Tiến, N. M.)

đảm bảo khởi hành êm dịu, khả năng chuyển động ở tất cả các số ở vận tốc thấp và không có nguy cơ tắt động cơ, cho phép khởi hành ở số cao khi không cần phải tăng tốc nhanh, do đó giảm được số cần chuyển số. Tất cả những điều đó làm cho việc điều khiển xe được đơn giản và nhẹ nhàng hơn [1–3].

Việc sử dụng trên xe xích chuyên dụng các bộ biến đổi mô men thủy động được chú ý nhiều hơn. Bộ biến cho phép tự động thay đổi liên tục trong phạm vi nhất định mô men xoắn trên trục bị động của bộ truyền thủy lực khi chịu tác động của lực cản ngoài. Mô men trên trục bị động thay đổi phụ thuộc vào tốc độ của nó theo một đường đặc tính gần với đường đặc tính lý tưởng, trong khi chế độ làm việc của trục chủ động bộ truyền thủy lực thay đổi không đáng kể. Điều này cho phép sử dụng triệt để hơn công suất của động cơ và đảm bảo cho nó làm việc ổn định khi lực cản chuyển động ngoài thay đổi trong phạm vi lớn [1, 2].

Như vậy, việc sử dụng các bộ biến mô men thủy động ở các hệ thống truyền lực của xe xích chuyên dụng cho phép giảm số lượng số truyền của hộp số cơ khí trong hệ thống truyền lực. Điều này lại cho phép dễ dàng đưa vào sử dụng các dẫn động tự động và bán tự động điều khiển chuyển động thẳng của xe, khi việc điều khiển thực chất chỉ còn là tác động vào bàn đạp cung cấp nhiên liệu. Ngoài ra giữa trục khuỷu động cơ và bánh chủ động không có mối liên hệ động học cứng, do đó không cần cắt "số" ở hộp số khi khởi động và dừng xe. Nhờ có điều này mà loại trừ được khả năng chết máy do lái xe thiếu kinh nghiệm hoặc khi lực cản ngoài tăng đột ngột đến mức có thể làm dừng xe [3].

Việc truyền lực kéo một cách êm dịu khi dùng truyền động thủy lực sẽ làm tăng khả năng thông qua của xe xích chuyên dụng lúc chuyển động trên đường có tính bám kém. Do truyền động thủy lực không truyền dao động xoắn từ động cơ vào hệ thống truyền lực và phụ tải động từ hệ thống truyền lực vào động cơ nên làm tăng độ tin cậy, tuổi thọ của các cụm hệ thống truyền lực và động cơ. Các phần tử công tác của truyền động thủy lực thực tế bị mài mòn không đáng kể [3].

Theo cách biến đổi năng lượng của các bộ truyền thủy lực, hệ thống truyền lực thủy cơ được phân thành hệ thống truyền lực thủy động (dùng động năng của dòng chất lỏng) và hệ thống truyền lực thủy tĩnh (dùng áp suất dòng chất lỏng). Trên các xe xích chuyên dụng thường sử dụng hệ thống truyền lực thủy động, thành phần thủy lực là các bộ truyền mô men thủy lực hỗn hợp và thành phần cơ khí là các bộ truyền bánh răng. Trên xe xích chuyên dụng thế hệ mới sử dụng hệ thống truyền lực thủy cơ hỗn hợp (thủy động kết hợp với thủy tĩnh) [4, 5].

Trên xe xích chuyên dụng thế hệ mới sử dụng hệ thống truyền lực thủy cơ hỗn hợp hai dòng công suất. Đây là hệ thống truyền lực thủy cơ có thêm bộ truyền thủy tĩnh (gồm bơm và mô tơ thủy lực kiểu hướng trục) trên .mạch dẫn động phụ, khác với hệ thống truyền lực thủy cơ (thủy động) của các xe xích chuyên dụng khác [6].

Các nghiên cứu trước đây đã tập trung vào việc đánh giá độ tin cậy, quy luật mài mòn và dự báo tuổi thọ của các chi tiết máy trên cơ sở các mô hình lý thuyết và dữ liệu thực nghiệm. Các phương pháp tính toán hiện có cho phép xác định tốc độ mài mòn dựa trên các thông số tải trọng, áp suất, vận tốc trượt và điều kiện làm việc, tuy nhiên kết quả thường chỉ mang tính gần đúng và cần được kiểm chứng bằng thực nghiệm [7–10]. Một số nghiên cứu về độ tin cậy và thử nghiệm tăng cường đã xây dựng cơ sở xác định tuổi thọ từ dữ liệu thử nghiệm, đồng thời cho phép rút ngắn thời gian đánh giá so với thử nghiệm trong điều kiện khai thác thực tế [11–17]. Tuy nhiên, các nghiên cứu này chủ yếu trình bày cơ sở phương pháp luận chung, chưa phân tích đầy đủ sự tương quan giữa chế độ tải trong thử nghiệm tăng cường và chế độ khai thác thực tế đối với truyền động thủy tĩnh trên xe xích chuyên dụng. Đặc biệt, đối với các chi tiết chịu mài mòn của bộ phân phối chất lỏng công tác, còn thiếu phương pháp xác định trực tiếp hệ số gia tốc dựa đồng thời trên độ mài mòn và sự suy giảm hiệu suất thể tích. Khoảng trống này làm hạn chế khả năng ngoại suy kết quả thử nghiệm để dự báo chính xác tuổi thọ trong điều kiện khai thác thực tế. Vì vậy, nghiên cứu này đề xuất phương pháp kết hợp

thử nghiệm tăng cường với tính toán lý thuyết, sử dụng hệ số sử dụng công suất và các chỉ tiêu suy giảm trạng thái kỹ thuật làm cơ sở liên hệ giữa hai điều kiện thử nghiệm và khai thác. Điểm mới của nghiên cứu là xác định được hệ số gia tốc riêng cho độ mài mòn và hiệu suất thể tích của truyền động thủy tĩnh, lần lượt bằng 4 và 3, qua đó nâng cao khả năng dự báo tuổi thọ và rút ngắn đáng kể thời gian thử nghiệm.

2. Cơ sở lý thuyết

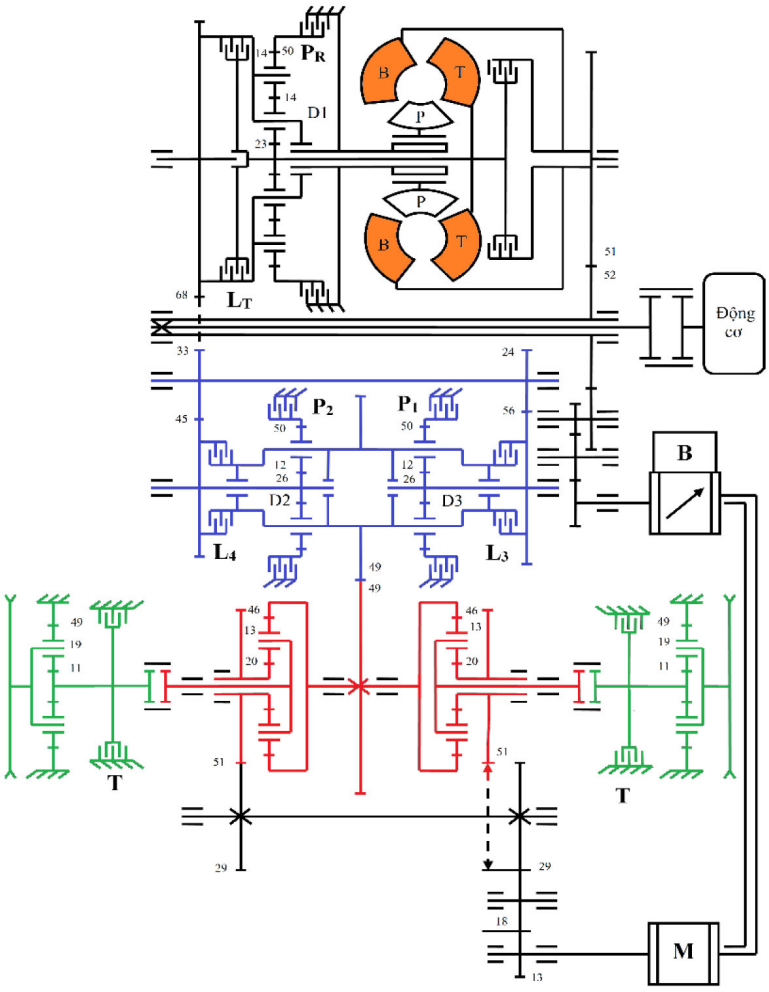
Đối tượng nghiên cứu trong bài báo là các chi tiết chịu mài mòn của truyền động thủy tĩnh dẫn động máy nén khí trên xe xích chuyên dụng, trong đó tập trung vào các bề mặt làm kín của cụm phân phối chất lỏng công tác của máy thủy lực piston hướng trục. Đây là các bề mặt làm việc trực tiếp chịu tác động của áp suất chất lỏng, vận tốc tương đối và điều kiện ma sát trong quá trình vận hành, do đó độ mài mòn của chúng có ảnh hưởng trực tiếp đến mức độ rò rỉ và hiệu suất làm việc của truyền động. Trong nghiên cứu, trạng thái kỹ thuật của các chi tiết được đặc trưng chủ yếu bằng tổng độ mài mòn tuyến tính I của các bề mặt làm kín và hiệu suất thể tích tương đối của truyền động. Trạng thái giới hạn được xác định khi tổng độ mài mòn tuyến tính của các bề mặt làm kín đạt khoảng I = 35–40 μm, tương ứng với sự suy giảm hiệu suất thể tích khoảng 15–20% so với giá trị ban đầu. Vì vậy, tuổi thọ được xác định là thời gian làm việc từ trạng thái ban đầu đến khi các bề mặt làm kín đạt trạng thái giới hạn theo tiêu chuẩn chức năng nêu trên. Cách xác định này cho phép liên hệ trực tiếp mức độ mài mòn của chi tiết với sự suy giảm khả năng làm việc của toàn bộ truyền động thủy tĩnh và làm cơ sở cho dự báo tuổi thọ trong điều kiện khai thác thực tế.

Về kết cấu, hệ thống truyền lực xe xích chuyên dụng là hệ thống truyền lực thủy cơ 2 dòng công suất (Hình 1), dòng công suất chính được truyền từ động cơ qua bánh răng mặt trời đến hộp số hành tinh 3 dãy đơn giản kiểu ngoại luân 4 cấp và đến bánh răng ngoại luân của dãy hành tinh cơ sở. Dòng công suất phụ được truyền từ động cơ qua bộ truyền thủy tĩnh đến bánh răng mặt trời của dãy hành tinh cơ sở kết hợp với dòng công suất chính từ hộp số, truyền đến truyền động cạnh rồi đến hai dải xích của xe. Vận tốc bánh răng hành tinh của hai dãy hành tinh cơ sở thay đổi liên tục vô cấp khi người lái điều chỉnh quay vòng xe bằng phần tử điều khiển ở bộ truyền thủy tĩnh do đó không phụ thuộc vào tốc độ góc bánh răng ngoại luân trong dãy hành tinh cơ sở, giá hành tinh cũng sẽ thay đổi tốc độ góc liên tục vô cấp [4, 5].

Khi xe chuyển động thẳng, công suất bơm của bộ truyền thủy tĩnh bằng 0 và bánh răng mặt trời của các dãy hành tinh tổng hợp đứng yên, phần tử điều khiển ở vị trí trung gian. Toàn bộ công suất từ động cơ được truyền qua hộp số đến các bánh ngoại luân của các dãy hành tinh cơ sở, tức là khi chuyển động thẳng, cơ cấu truyền lực quay vòng làm việc như một cơ cấu một dòng công suất, do vậy khoảng động học của cơ cấu truyền lực quay vòng bằng khoảng động học của hộp số. Đồng thời đảm bảo chuyển động thẳng ổn định khi lực cản chuyển động ở các dải xích khác nhau.

Để quay vòng xe người lái tác động vào phần tử điều khiển thay đổi công suất của bơm bộ truyền thủy tĩnh và mô tơ thủy lực M bắt đầu quay thông qua dẫn động phụ các bánh răng mặt trời dãy hành tinh cơ sở cũng quay theo. Vì số cực ăn khớp từ mô tơ thủy lực đến bánh răng mặt trời ở hai dãy hành tinh cơ sở chênh nhau một đơn vị nên các bánh răng này quay cùng vận tốc nhưng ngược chiều nhau ($\omega_2 = -\omega_1$). Ở dãy hành tinh cơ sở một bên thành xe, bánh răng mặt trời và bánh răng ngoại luân quay cùng chiều nên vận tốc giá hành tinh bên này tăng lên, dải xích bên này gọi là dải xích chạy. Ngược lại ở dãy hành tinh cơ sở bên kia, bánh răng mặt trời và bánh răng ngoại luân quay ngược chiều nhau nên vận tốc giá hành tinh giảm, dải xích này gọi là dải xích dừng [5].

Theo lý thuyết ma sát và mài mòn, tốc độ mài mòn của bề mặt ma sát phụ thuộc vào điều kiện tải, áp suất, vận tốc trượt và đặc tính của cặp ma sát [8]. Trên cơ sở đó, quan hệ giữa tốc độ mài mòn và các thông số làm việc của truyền động thủy tĩnh được sử dụng để xây dựng mô hình đánh giá tuổi



Hình 1. Sơ đồ hệ thống truyền lực xe xích chuyên dụng

B - Bơm, M - Mô tơ thủy lực, PR - Phanh đi lùi, LT - Ly hợp đi tiến, P1- Phanh số 1, P2 -Phanh số 2, L3- Ly hợp số 3, L4- Ly hợp số 4, T- Phanh dừng xe, D1- Dãy hành tinh đảo chiều (tiến-lùi), D2 và D3- Dãy hành tinh cơ sở của hộp số hành tinh (2 bậc tự do, 4 cấp)

thọ. Đối với các chi tiết của hệ truyền động thủy tĩnh, dạng mài mòn chủ yếu là mài mòn do hạt mài. Tốc độ mài mòn của các bề mặt làm việc v_{mm} được xác định [9, 10]:

$$v_{mm} = \eta.\beta.p.v_{tr} \quad (1)$$

trong đó η là hệ số đặc trưng cho khả năng chống mài mòn của cặp ma sát; β là hệ số xét đến điều kiện làm việc của cặp ma sát (nhiệt độ, biên độ dao động áp suất, gia tốc góc, độ nhám bề mặt làm việc, v.v.); v_{tr} là vận tốc trượt tương đối của các bề mặt ma sát; p là áp suất tác dụng lên bề mặt.

Trong các tính toán thực tế, thuận tiện hơn khi sử dụng tích số giữa áp suất của chất lỏng làm việc trong đường thủy lực công suất p và tốc độ góc ω, là các đại lượng có thể thay đổi được. Khi đó, phương trình (1) có dạng:

$$v_{mm} = K.\beta.p.\omega \quad (2)$$

trong đó $K = \eta.a.b$ là hệ số chống mài mòn; a và b là các hệ số tương quan.

Từ đó suy ra rằng tốc độ mài mòn của các chi tiết trong bộ truyền thủy tĩnh (bơm hoặc mô tơ thủy lực) tỷ lệ thuận với công suất được thực hiện trong máy $N = p\omega q$, trong đó N là công suất của bộ truyền thủy tĩnh; p là áp suất chất lỏng làm việc, ω là tốc độ góc, q là dung tích làm việc (thể tích riêng) của bộ truyền thủy tĩnh. Nhân phương trình (2) với tỷ số $N_{đm}/N_{đm}$ ta nhận được:

$$v_{mm} = K.\beta.\frac{N}{q}.\frac{N_{đm}}{N_{đm}}.K.K_N.\beta.A \tag{3}$$

trong đó $N_{đm} = p_{đm}.\omega_{đm}.q$ là công suất thủy lực định mức; $p_{đm}, \omega_{đm}$ là các giá trị định mức của áp suất chất lỏng làm việc và tốc độ góc; $K_N = N/N_{đm}$ là hệ số sử dụng công suất, biểu thị tỷ số giữa công suất thực tế được sử dụng trong quá trình mài mòn của cặp ma sát và công suất thủy lực định mức được thực hiện ở các giá trị định mức của tốc độ và áp suất trong hệ thống thủy lực; $A = p_{đm}.\omega_{đm}$.

Mối quan hệ trên được sử dụng làm cơ sở cho phương pháp đánh giá mức độ tải của truyền động thủy tĩnh và dự báo tuổi thọ làm việc. Mức độ tải có thể được đánh giá thông qua hệ số tải K_N [11, 12]. Dự trữ khả năng làm việc C có thể được xác định nếu biết tốc độ mài mòn và thời gian t cho đến khi mất khả năng làm việc [13]:

$$C = v_{mm}.t = K.K_N A.t \tag{4}$$

Mỗi chế độ làm việc ($p\omega$) tương ứng với một tuổi thọ làm việc t riêng. Khi các thông số chế độ làm việc thay đổi thì tuổi thọ cũng thay đổi tương ứng, mặc dù dự trữ khả năng làm việc C của cụm truyền động thủy tĩnh và hệ số chống mài mòn K đối với những điều kiện làm việc xác định (β = const) là các đại lượng không đổi. Để xác định tuổi thọ của truyền động thủy tĩnh cần xác định bằng thực nghiệm thông qua hệ số sử dụng công suất K_N. Mối quan hệ hàm số giữa tuổi thọ của truyền động thủy tĩnh t và hệ số sử dụng công suất K_N [14, 15] có dạng:

$$t_1.K_{N_1} = t_2.K_{N_2} = ... = t_n.K_{N_{đm}} = C/(\beta KA) \tag{5}$$

Cơ sở xây dựng mô hình dự báo tuổi thọ xuất phát từ giả thiết rằng quá trình suy giảm khả năng làm việc của truyền động thủy tĩnh chủ yếu được xác định bởi quy luật mài mòn của các bề mặt làm việc và mức độ tải trong quá trình khai thác. Theo phương trình (2), tốc độ mài mòn phụ thuộc vào áp suất chất lỏng công tác và tốc độ góc của các phần tử làm việc. Trên cơ sở đó, hệ số sử dụng công suất K_N được đưa vào mô hình để quy đổi chế độ tải thực tế thành mức tải tương đương có ảnh hưởng đến quá trình mài mòn. Khi K_N tăng, mức độ sử dụng công suất và tốc độ tiêu hao dự trữ khả năng làm việc của truyền động tăng, do đó tuổi thọ dự kiến giảm.

Dự trữ khả năng làm việc C được xác định từ tốc độ mài mòn và thời gian làm việc đến khi đạt trạng thái giới hạn. Vì vậy, tuổi thọ t không được xem là một đại lượng cố định mà phụ thuộc vào chế độ tải đặc trưng bởi K_N. Quan hệ giữa tuổi thọ t và hệ số sử dụng công suất K_N được xác định thông qua thử nghiệm tăng cường, sau đó sử dụng để ngoại suy tuổi thọ trong điều kiện khai thác thực tế. Các hệ số trong hàm quan hệ $t = f(K_N)$ là các tham số hiệu chỉnh đặc trưng cho quy luật suy giảm tuổi thọ theo mức độ tải và được xác định từ số liệu thực nghiệm; không phải là các hằng số độc lập mà phụ thuộc vào loại truyền động, điều kiện làm việc và tiêu chuẩn xác định trạng thái giới hạn. Bên cạnh đó, hệ số chống mài mòn K đặc trưng cho khả năng chống mài mòn của cặp ma sát, còn hệ số β phản ánh ảnh hưởng tổng hợp của các điều kiện làm việc như nhiệt độ, dao động áp suất, gia tốc góc và độ nhám bề mặt. Do đó, mô hình dự báo được xây dựng trên sự kết hợp giữa quy luật vật lý của quá trình mài mòn và hiệu chỉnh thực nghiệm, cho phép liên hệ trực tiếp chế độ tải trong khai thác với thời gian đạt trạng thái giới hạn của truyền động thủy tĩnh.

Trong nghiên cứu, trạng thái giới hạn được xác định theo tiêu chuẩn chức năng thông qua tổng độ mài mòn tuyến tính I = 35–40 μm của các bề mặt làm kín trong bộ phân phối chất lỏng công tác. Khi

đạt giới hạn này, hiệu suất thể tích của truyền động giảm khoảng 15–20% so với ban đầu. Vì vậy, độ mài mòn I và hiệu suất thể tích được sử dụng đồng thời làm các chỉ tiêu đánh giá quá trình suy giảm trạng thái kỹ thuật và làm cơ sở xác định hệ số gia tốc của thử nghiệm. Kết quả thực nghiệm cho thấy hệ số gia tốc đối với khe hở của bộ phân phối bằng 4, trong khi đối với hiệu suất thể tích bằng 3. Các hệ số này thể hiện mức độ rút ngắn tương đối thời gian thử nghiệm tăng cường so với quá trình suy giảm tương ứng trong khai thác thực tế và là cơ sở để chuyển đổi kết quả thử nghiệm thành dự báo tuổi thọ trong điều kiện sử dụng thực tế. Trong khi đó a_0, a_1, a_2, a_3 ở Bảng 3 và Bảng 4 là hệ số của hàm hồi quy được xác định bằng phương pháp bình phương tối thiểu từ dữ liệu thử nghiệm, dùng để mô tả sự biến thiên của độ mài mòn và hiệu suất thể tích theo thời gian.

Sau khi xác định được các giá trị t và K_N thông qua thử nghiệm tăng cường truyền động thủy tĩnh, có thể dự báo tuổi thọ làm việc của máy dựa trên hệ số sử dụng công suất K_N thu được trong điều kiện khai thác thực tế. Phương pháp đã được áp dụng để xác định tuổi thọ của các chi tiết chịu mài mòn trong truyền động thủy tĩnh dẫn động máy nén khí trên xe xích chuyên dụng. Truyền động thủy tĩnh sử dụng các máy thủy lực piston hướng trục có tốc độ góc cực đại 400 rad/s, áp suất làm việc cực đại 42 MPa và dung tích làm việc 33,3 cm^3/vòng. Khả năng làm việc của truyền động thủy tĩnh được đánh giá theo tiêu chuẩn chức năng, cụ thể là độ mài mòn I của các bề mặt làm kín trong cụm phân phối chất lỏng công tác. Cụm chiếm tới 80% tổng lượng rò rỉ bên ngoài của hệ thống. Nhiều thí nghiệm cho phép coi trạng thái giới hạn của truyền động thủy tĩnh đạt tới khi tổng độ mài mòn tuyến tính của các bề mặt làm kín trong bộ phân phối đạt I = 35–40 μm. Khi đó, hiệu suất thể tích của bộ truyền thủy tĩnh η giảm khoảng 15–20% so với giá trị ban đầu.

Trên cơ sở các kết quả thử nghiệm tăng cường trên bệ thử (Bảng 1) và các thông số chế độ tải của truyền động thủy tĩnh trong điều kiện khai thác thực tế (Bảng 2), tiến hành xác định hệ số sử dụng công suất K_N theo phương pháp được trình bày trong [16, 17]:

$$K_N = \sum_{i=1}^{n} \frac{p_i \omega_i}{p_{đm} \omega_{đm}} . P_i = \sum_{i=1}^{n} P_i . K_{N_i} \tag{6}$$

Và sử dụng quan hệ (5), xác định hệ số gia tốc thử nghiệm $K_y = \dfrac{K_{N_{tc}}}{K_{N_{kt}}} \approx 1{,}6$ trong đó $K_{N_{tc}}$ là hệ số sử dụng công suất của truyền động thủy tĩnh khi thử nghiệm tăng cường; $K_{N_{kt}}$ là hệ số sử dụng công suất của truyền động thủy tĩnh trong điều kiện khai thác thực tế; P_i là xác suất làm việc của truyền động thủy tĩnh ở chế độ thứ i.

3. Tính toán và thử nghiệm

Thử nghiệm tăng cường là phương pháp thử nghiệm trong đó đối tượng được vận hành ở các chế độ tải hoặc điều kiện tác động cao hơn so với điều kiện khai thác thông thường nhằm làm gia tốc quá trình suy giảm trạng thái kỹ thuật hoặc xuất hiện hư hỏng. Mục đích của phương pháp là rút ngắn thời gian thử nghiệm nhưng vẫn bảo đảm có thể xác định được quy luật suy giảm và ngoại suy tuổi thọ của đối tượng về điều kiện khai thác thực tế. Trong nghiên cứu này, thử nghiệm tăng cường được thực hiện đối với truyền động thủy tĩnh với chu kỳ tải có mức độ tác động cao, bao gồm các chế độ làm việc nặng nhất, chế độ tăng tốc và chế độ tải ổn định. Kết quả thử nghiệm được sử dụng để xác định quan hệ giữa thời gian làm việc, mức độ mài mòn và hiệu suất thể tích, sau đó so sánh với dữ liệu khai thác thực tế để xác định hệ số gia tốc và dự báo tuổi thọ. Như vậy, bản chất của phương pháp không phải là thay đổi cơ chế hư hỏng của chi tiết mà là tăng tốc quá trình suy giảm trạng thái kỹ thuật trong điều kiện kiểm soát được, tạo cơ sở rút ngắn thời gian đánh giá tuổi thọ.

Trong quá trình thử nghiệm tăng cường và khai thác thực tế, độ mài mòn của các bề mặt làm kín thuộc cụm phân phối chất lỏng công tác được xác định định kỳ theo thời gian làm việc. Đại lượng

được sử dụng để đánh giá mức độ mài mòn là tổng độ mài mòn tuyến tính I được tính bằng µm. Việc đo được thực hiện bằng cách xác định sự thay đổi kích thước hoặc khe hở làm việc của các bề mặt làm kín so với trạng thái ban đầu trước khi thử nghiệm. Đối với mỗi lần kiểm tra, giá trị độ mài mòn được xác định từ chênh lệch giữa kích thước hoặc khe hở đo được tại thời điểm kiểm tra và giá trị ban đầu của cụm phân phối. Tổng độ mài mòn I của bộ phân phối được xác định bằng tổng các thành phần độ mài mòn tuyến tính của các bề mặt làm kín tham gia vào khe hở làm việc của cụm. Giá trị I thu được sau mỗi lần kiểm tra được ghi nhận cùng với thời gian làm việc tương ứng và được sử dụng để xây dựng quy luật biến đổi độ mài mòn theo thời gian. Các giá trị này là cơ sở để xác định các hệ số của hàm hồi quy $MI = f(t)$ bằng phương pháp bình phương tối thiểu. Trong Bảng 1 và Bảng 2, tổng độ mài mòn tuyến tính của bộ phân phối biểu thị giá trị I tích lũy tương ứng với chế độ tải và thời gian làm việc đã thực hiện trong thử nghiệm tăng cường và điều kiện khai thác thực tế.

Để bảo đảm khả năng so sánh giữa hai điều kiện, phương pháp xác định độ mài mòn được giữ thống nhất cho thử nghiệm tăng cường và khai thác thực tế. Các giá trị đo được sau mỗi chu kỳ được đối chiếu với giá trị ban đầu, xử lý và biểu diễn theo thời gian làm việc. Trên cơ sở đó, các đường cong mài mòn của ba chuỗi thử nghiệm tăng cường I, II, III và quá trình khai thác thực tế IV được xây dựng. Hệ số gia tốc được xác định khi giá trị độ mài mòn trung bình trong thử nghiệm tăng cường tương ứng với giá trị đạt được trong điều kiện khai thác thực tế.

Bảng 1. Các tham số chế độ tải ổn định của truyền động thủy tĩnh trong thử nghiệm tăng cường

STT	Tốc độ góc của máy, ω_i, rad/s		Áp suất chất lỏng trong đường thủy lực p_i, MPa	Thời gian thử nghiệm, giờ	Hệ số sử dụng công suất của máy		Tổng độ mài mòn tuyến tính của bộ phân phối, µm	
	Điều chỉnh được	Không điều chỉnh được			Điều chỉnh được	Không điều chỉnh được	Điều chỉnh được	Không điều chỉnh được
1	168	81,64	10	15	0,1006	0,0489	18–22	6–7
2	346	27245	30	30	0,6213	0,4893		
3	369	164,75	32	60	0,7068	0 3155		
4	378	102,78	29	75	0,6562	0 1784		
5	384	19,92	25	60	0,5747	0,0298		
6	385	87,61	19	30	0,4379	0,0996		
7	386	197,71	15	30	0,3466	0,1776		

Bảng 2. Các tham số chế độ tải ổn định của hệ truyền động thủy tĩnh trong khai thác thực tế

STT	Tốc độ góc của máy, ω_i, rad/s		Áp suất chất lỏng trong đường thủy lực p_i, MPa	Thời gian thử nghiệm, giờ	Hệ số sử dụng công suất của máy		Tổng độ mài mòn tuyến tính của bộ phân phối, µm	
	Điều chỉnh được	Không điều chỉnh được			Điều chỉnh được	Không điều chỉnh được	Điều chỉnh được	Không điều chỉnh được
1	167	85,72	10	15	0,0999	0,0513	10–11	4
2	314	252,57	12,5	15	0,2349	0,1891		
3	341	163,82	15,5	30	0,3164	0,1521		
4	373	97,24	20	90	0,4466	0,1164		
5	383	92,54	18	120	0,4127	0,0997		
6	388	202,71	15	30	0,3484	0,1821		

Giá trị tổng độ mài mòn tuyến tính I trong Bảng 1 và Bảng 2 là giá trị mài mòn tích lũy của các bề mặt làm kín thuộc cụm phân phối, được xác định tại thời điểm kết thúc tương ứng của từng chế độ thử nghiệm. Giá trị này được xác định từ chênh lệch kích thước/khe hở của các bề mặt làm kín so với trạng thái ban đầu và được biểu diễn bằng μm.

4. Kết quả nghiên cứu

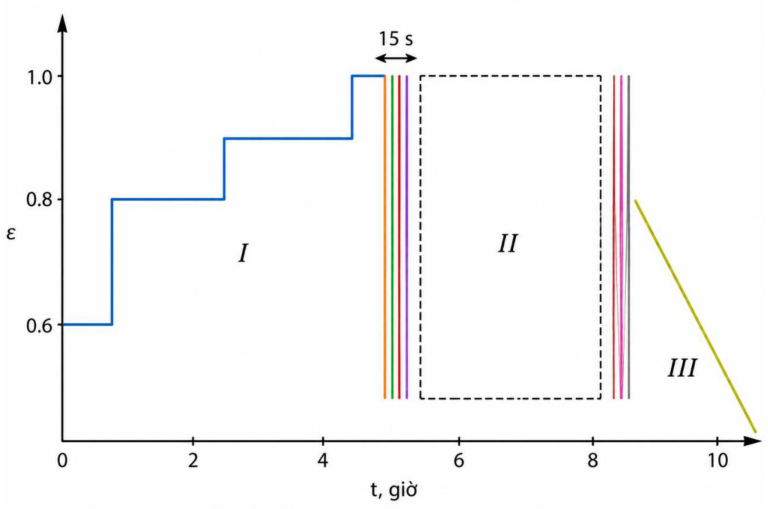
Theo các kết quả nghiên cứu trước đây, khoảng 80–90% tuổi thọ làm việc của động cơ diesel và các cụm chi tiết có thể bị tiêu hao trong các chế độ làm việc không ổn định [6, 12]. Chế độ làm việc chịu tải và tần suất hoạt động của truyền động thủy tĩnh trên bệ thử trong thử nghiệm tăng cường cao hơn nhằm mô phỏng phù hợp với các điều kiện khai thác trong thực tế. Thử nghiệm tăng cường được thực hiện trên truyền động thủy tĩnh sử dụng máy thủy lực piston hướng trục, với tốc độ góc cực đại 400 rad/s, áp suất làm việc cực đại 42 MPa và dung tích làm việc 33,3 cm^3/vòng. Trước khi thử nghiệm, truyền động được kiểm tra trạng thái kỹ thuật ban đầu và xác định các thông số đặc trưng gồm tốc độ góc, áp suất chất lỏng công tác, thời gian làm việc, hệ số sử dụng công suất và độ mài mòn của các bề mặt làm kín trong bộ phân phối. Chế độ thử nghiệm được xây dựng theo chu trình gồm khối I mô phỏng các chế độ làm việc nặng nề nhất theo đặc tính tải; khối II mô phỏng quá trình tăng tốc theo đặc tính tốc độ; khối III mô phỏng chế độ tải ổn định. Hai khối đầu chiếm khoảng 85% tổng thời gian thử nghiệm nhằm tái hiện các chế độ làm việc không ổn định, là những chế độ có ảnh hưởng đáng kể đến quá trình suy giảm trạng thái kỹ thuật.

Trong quá trình thử nghiệm, độ mài mòn của bộ phân phối chất lỏng công tác và hiệu suất thể tích được kiểm tra định kỳ theo từng giai đoạn thử nghiệm. Các chế độ tải được thay đổi theo các giá trị tốc độ góc và áp suất đã xác định, đồng thời ghi nhận thời gian tác động tương ứng và hệ số sử dụng công suất. Ba chuỗi thử nghiệm tăng cường I, II và III được sử dụng để xây dựng quan hệ giữa thời gian làm việc, độ mài mòn và hiệu suất thể tích; quá trình khai thác thực tế được sử dụng làm cơ sở đối chứng và ngoại suy. Các giá trị thực nghiệm sau mỗi lần đo được tổng hợp, kiểm tra tính phù hợp và xử lý bằng phương pháp bình phương tối thiểu để xác định các hệ số của hàm hồi quy. Các hàm hồi quy được sử dụng để mô tả quy luật biến đổi của độ mài mòn và hiệu suất thể tích theo thời gian, từ đó xác định thời điểm đạt trạng thái giới hạn.

Để đánh giá độ tin cậy của kết quả, các hệ số hồi quy a_0, a_1, a_2, a_3 được xác định riêng cho từng chuỗi thử nghiệm và cho điều kiện khai thác thực tế. Kết quả của ba thử nghiệm tăng cường được so sánh với đường cong suy giảm thu được trong khai thác thực tế. Hệ số gia tốc được xác định trên cơ sở điều kiện tương đương về giá trị độ mài mòn trung bình và hiệu suất thể tích tương đối giữa thử nghiệm tăng cường và khai thác thực tế. Theo kết quả nghiên cứu, hệ số gia tốc đối với khe hở của bộ phân phối bằng 4 và đối với hiệu suất thể tích bằng 3. Việc sử dụng đồng thời hai chỉ tiêu này giúp hạn chế việc đánh giá tuổi thọ chỉ dựa trên một đại lượng, đồng thời tăng độ tin cậy khi chuyển đổi kết quả thử nghiệm tăng cường sang điều kiện khai thác thực tế.

Chu trình thử nghiệm của truyền động thủy tĩnh (Hình 2) gồm ba khối. Hai khối đầu mô phỏng các chế độ làm việc không ổn định, khối thứ ba mô phỏng các chế độ tải ổn định. Thời lượng của hai khối đầu chiếm khoảng 85% tổng thời gian thử nghiệm. Khối thứ nhất mô phỏng các chế độ làm việc nặng nề nhất của truyền động thủy tĩnh. Trong khối thứ hai, quá trình tăng tốc theo đặc tính tốc độ được thực hiện bằng cách điều khiển theo các quy luật cho trước về sự thay đổi tốc độ quay của trục dẫn động và vị trí của đĩa trong bộ truyền thủy tĩnh điều chỉnh được [11, 18]. Trong quá trình thử nghiệm, định kỳ xác định độ mài mòn của bộ phân phối chất lỏng công tác kiểu mặt đầu I (Hình 2) và hiệu suất thể tích η_0. Các số liệu được xử lý bằng máy tính và xấp xỉ bằng các biểu thức giải tích có dạng:

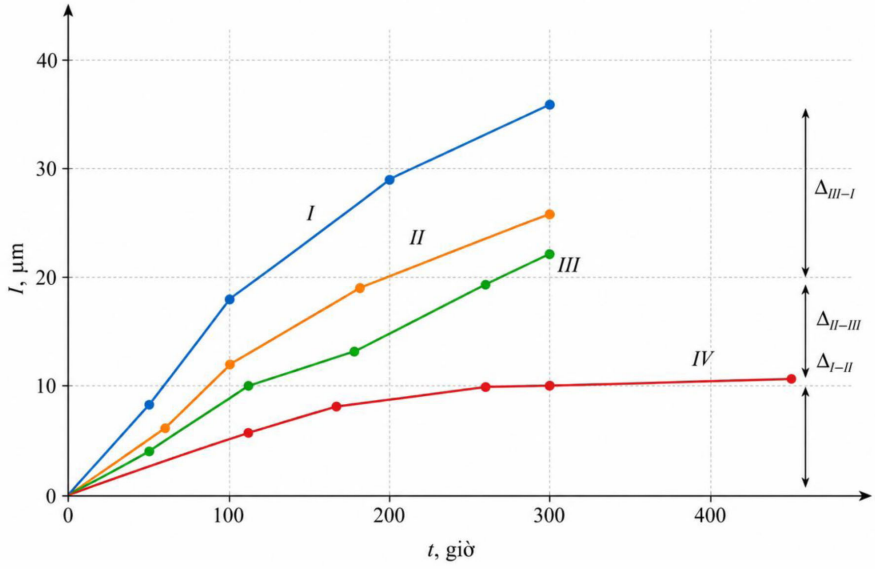
$$MI, M\overline{\eta_0} = a_0 + a_1 t + a_2 t + a_3 t \tag{7}$$



Hình 2. Chu trình thử nghiệm tăng cường của truyền động thủy tĩnh
I, II - tăng tốc theo đặc tính tải và đặc tính tốc độ; III - tải trọng ổn định

trong đó MI và $M\overline{\eta_0}$ lần lượt là giá trị trung bình của độ mài mòn và hiệu suất thể tích tương đối; a_0, a_1, a_2, a_3 là các hệ số của hàm hồi quy được xác định bằng phương pháp bình phương tối thiểu; t là thời gian làm việc hiện tại (giờ).

Các hàm xấp xỉ được sử dụng để mô tả quy luật biến đổi của độ mài mòn và hiệu suất thể tích trong suốt quá trình thử nghiệm.



Hình 3. Diễn biến mài mòn của các bề mặt làm kín của chất lỏng công tác
I, II, III - Các thử nghiệm tăng cường; IV - Quá trình khai thác sử dụng

Sự thay đổi theo thời gian của độ mài mòn các bề mặt làm kín thuộc bộ phân phối chất lỏng công tác. Các đường cong I, II và III tương ứng với các giai đoạn thử nghiệm tăng cường, trong khi đường cong IV biểu diễn quá trình khai thác thực tế. Các điểm trên đồ thị là các giá trị thu được từ thực nghiệm, được sử dụng để xây dựng các hàm xấp xỉ phục vụ dự báo tuổi thọ của bộ truyền thủy tĩnh (Hình 3).

Bảng 3. Giá trị các hệ số hồi quy xác định bằng phương pháp bình phương tối thiểu (Đối với hàm độ mài mòn MI)

STT	Loại thử nghiệm	a_0	a_1	a_2	a_3
1	Thử nghiệm tăng cường I	0,2393	0,2063	$0{,}3692 \cdot 10^{-3}$	$0{,}2702 \cdot 10^{-6}$
2	Thử nghiệm tăng cường II	0,1980	0,1301	$-0{,}1486 \cdot 10^{-3}$	$0{,}6679 \cdot 10^{-7}$
3	Thử nghiệm tăng cường III	0,0756	0,1011	$-0{,}1178 \cdot 10^{-3}$	$0{,}4676 \cdot 10^{-7}$
4	Khai thác thực tế (IV)	0,0224	0,0721	$-0{,}1774 \cdot 10^{-3}$	$0{,}1568 \cdot 10^{-6}$

Bảng 4. Giá trị các hệ số hồi quy xác định bằng phương pháp bình phương tối thiểu (Đối với hàm hiệu suất thể tích tương đối $M\overline{\eta_0}$)

STT	Loại thử nghiệm	a_0	a_1	a_2	a_3
1	Thử nghiệm tăng cường I	1,002	$-0{,}8426 \cdot 10^{-3}$	$0{,}3546 \cdot 10^{-6}$	$0{,}5291 \cdot 10^{-9}$
2	Thử nghiệm tăng cường II	1,001	$-0{,}6599 \cdot 10^{-3}$	$0{,}5848 \cdot 10^{-6}$	$-0{,}1624 \cdot 10^{-9}$
3	Thử nghiệm tăng cường III	1,000	$-0{,}5327 \cdot 10^{-3}$	$0{,}5272 \cdot 10^{-6}$	$-0{,}1889 \cdot 10^{-9}$
4	Khai thác thực tế (IV)	0,999	$-0{,}3322 \cdot 10^{-3}$	$0{,}5289 \cdot 10^{-6}$	$-0{,}3583 \cdot 10^{-9}$

Để đánh giá độ chính xác và khả năng áp dụng của mô hình dự báo, kết quả tính toán cần được kiểm chứng bằng cách so sánh với các giá trị thu được từ thực nghiệm. Dữ liệu thực nghiệm được chia thành nhóm dữ liệu sử dụng để xác định các hệ số của mô hình hồi quy và nhóm dữ liệu dùng để kiểm chứng mô hình. Trên cơ sở các hệ số hồi quy xác định từ nhóm dữ liệu thứ nhất, giá trị độ mài mòn và hiệu suất thể tích tại các thời điểm kiểm chứng được tính toán theo mô hình dự báo, sau đó so sánh với giá trị đo thực tế tương ứng. Đối với nghiên cứu, việc kiểm chứng cần được thực hiện riêng cho hai chỉ tiêu quan trọng là độ mài mòn của các bề mặt làm kín và hiệu suất thể tích tương đối. Sau khi xác định mô hình từ các kết quả thử nghiệm tăng cường, các giá trị dự báo được đối chiếu với dữ liệu khai thác thực tế. Trên cơ sở mức độ sai lệch giữa hai nhóm kết quả, đánh giá khả năng ngoại suy của mô hình từ điều kiện thử nghiệm tăng cường sang điều kiện khai thác thực tế. Cách kiểm chứng này cho phép không chỉ xác định quy luật suy giảm mà còn đánh giá trực tiếp độ chính xác của mô hình trong dự báo tuổi thọ của truyền động thủy tĩnh.

Các hệ số gia tốc thử nghiệm được xác định từ điều kiện các giá trị độ mài mòn trung bình MI (Bảng 3) và hiệu suất thể tích tương đối trung bình $M\overline{\eta_0}$ (Bảng 4) trong quá trình thử nghiệm tăng cường bằng với các giá trị tương ứng trong điều kiện khai thác thực tế. Kết quả thu được các hệ số gia tốc đối với khe hở trong cụm phân phối là 4 và đối với hiệu suất thể tích là 3. Để đánh giá định lượng mức độ phù hợp của các mô hình hồi quy mô tả quá trình mài mòn và suy giảm hiệu suất thể tích, ngoài việc xác định các hệ số hồi quy bằng phương pháp bình phương tối thiểu, nghiên cứu sử dụng các chỉ tiêu thống kê đánh giá sai số dự báo. Đối với mỗi thời điểm đo t_i, giá trị dự báo được xác định từ mô hình và so sánh với giá trị thực nghiệm.

Các chỉ tiêu trên được xác định riêng cho hai đại lượng đặc trưng của truyền động thủy tĩnh là độ mài mòn của bề mặt làm kín và hiệu suất thể tích tương đối. Kết quả đánh giá được sử dụng để lựa chọn mô hình phù hợp nhất cho từng đại lượng và làm cơ sở kiểm chứng khả năng dự báo tuổi thọ. Bên cạnh đánh giá sai số, so sánh trực tiếp đường cong tính toán với các điểm thực nghiệm của các thử nghiệm tăng cường và điều kiện khai thác thực tế. Sự đồng nhất về xu hướng biến đổi, kết hợp với giá trị R^2 cao và các chỉ tiêu sai số nhỏ, sẽ là cơ sở định lượng để khẳng định mức độ phù hợp và khả năng sử dụng của mô hình trong dự báo tuổi thọ truyền động thủy tĩnh.

5. Kết luận

Nghiên cứu đã xây dựng và áp dụng phương pháp kết hợp thử nghiệm tăng cường với tính toán lý thuyết để đánh giá quy luật mài mòn và dự báo tuổi thọ các chi tiết chịu mài mòn trong truyền động thủy tĩnh dẫn động máy nén khí trên xe xích chuyên dụng. Kết quả cho thấy phương pháp đề xuất cho phép thiết lập mối quan hệ giữa mức độ tải, đặc trưng bởi hệ số sử dụng công suất K_N với quá trình suy giảm trạng thái kỹ thuật của truyền động, qua đó tạo cơ sở dự báo tuổi thọ trong điều kiện khai thác thực tế. Kết quả thực nghiệm cho thấy trạng thái giới hạn của truyền động có thể được đánh giá thông qua tổng độ mài mòn tuyến tính của các bề mặt làm kín trong bộ phân phối chất lỏng công tác. Khi độ mài mòn đạt khoảng 35–40 μm, hiệu suất thể tích của truyền động giảm khoảng 15–20% so với giá trị ban đầu, được xem là dấu hiệu suy giảm đáng kể khả năng làm việc của hệ thống. Trên cơ sở so sánh kết quả thử nghiệm tăng cường với điều kiện khai thác thực tế, hệ số gia tốc được xác định bằng 4 đối với khe hở của cụm phân phối và bằng 3 đối với hiệu suất thể tích. Các kết quả này cho thấy thử nghiệm tăng cường có khả năng rút ngắn đáng kể thời gian đánh giá tuổi thọ so với thử nghiệm trực tiếp trong điều kiện khai thác.

Về phạm vi áp dụng, phương pháp đề xuất có thể sử dụng để đánh giá độ tin cậy, xác định quy luật suy giảm và dự báo tuổi thọ của các chi tiết chịu mài mòn trong truyền động thủy tĩnh sử dụng máy thủy lực piston hướng trục có điều kiện làm việc tương tự đối tượng nghiên cứu. Kết quả có thể được sử dụng làm cơ sở cho xây dựng chu kỳ kiểm tra, bảo dưỡng, sửa chữa và thay thế chi tiết theo trạng thái kỹ thuật, đồng thời hỗ trợ quá trình thử nghiệm và hoàn thiện truyền động thủy tĩnh trên xe xích chuyên dụng. Tuy nhiên, nghiên cứu hiện mới tập trung vào các chỉ tiêu mài mòn của bề mặt làm kín trong bộ phân phối và hiệu suất thể tích của truyền động. Số lượng chỉ tiêu đánh giá còn hạn chế và việc kiểm chứng mô hình bằng bộ dữ liệu độc lập cũng cần được tiếp tục hoàn thiện để đánh giá đầy đủ hơn độ chính xác của dự báo tuổi thọ. Ngoài ra, ảnh hưởng của các yếu tố như nhiệt độ, dao động áp suất, chế độ tải không ổn định và điều kiện môi trường khai thác chưa được phân tích riêng một cách đầy đủ.

Trong các nghiên cứu tiếp theo, cần mở rộng số lượng mẫu thử và số chuỗi thử nghiệm, bổ sung dữ liệu khai thác thực tế và thực hiện kiểm chứng độc lập mô hình dự báo. Đồng thời, cần kết hợp thêm các chỉ tiêu thống kê về sai số dự báo và các thông số trạng thái khác của truyền động để nâng cao độ chính xác của mô hình. Trên cơ sở đó, có thể phát triển mô hình dự báo tuổi thọ còn lại theo trạng thái kỹ thuật và xây dựng cơ sở dữ liệu phục vụ bảo dưỡng, dự báo đối với truyền động thủy tĩnh của xe xích chuyên dụng.

Tài liệu tham khảo

[1] Collective of Designers of Kurganmashzavod JSC and the Scientific and Technical Divisions of the Ministry of Defence, (1988). *BMP-3 infantry fighting vehicle: Technical description*. Manufacturer's Edition (Kurganmashzavod), Kurgan.

[2] Collective of Designers of Kurganmashzavod JSC and the Scientific and Technical Divisions of the Ministry of Defence, (1989). *BMP-3 infantry fighting vehicle: Operation manual*. Manufacturer's Edition (Kurganmashzavod), Kurgan.

[3] Kamerlokher, V. A., Krasnokutsky, V. V., Rusanov, M. A., Shtyka, M. G., (2018). *Hydrostatic transmissions*. South Ural State University Publishing Center, Chelyabinsk.

[4] Dũng, N. X., (2003). *Mô phỏng hệ thống truyền lực thủy cơ trên xe xích quân sự*. Luận văn thạc sĩ kỹ thuật, Học viện Kỹ thuật Quân sự, Hà Nội.

[5] Anh, N. P., (2023). *Nghiên cứu động lực học chuyển động thẳng xe chiến đấu bộ binh thế hệ mới BMP-3*. Luận văn thạc sĩ kỹ thuật, Học viện Kỹ thuật Quân sự, Hà Nội.

[6] Ban, N. N., Nam, N. H., (1992). *Khai thác trang bị tăng thiết giáp*. Học viện Kỹ thuật Quân sự, Hà Nội.

[7] Khôi, P. V., (1987). *Cơ sở đánh giá độ tin cậy*. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.

[8] Ý, N. D., (2000). *Giáo trình ma sát - mòn - bôi trơn tribology*. Nhà xuất bản Xây dựng, Hà Nội.

[9] Kubarev, A. I., (1989). *Reliability in mechanical engineering*. Standards Publishing House, Moscow.
[10] Avduevsky, V. S., (1986). *Reliability and efficiency in engineering: Handbook (vol. 1: Methodology, organization, terminology)*. Mashinostroenie Publishers, Moscow.
[11] Avduevsky, V. S., (1989). *Reliability and efficiency in engineering: Handbook (vol. 6: Experimental data processing and testing)*. Mashinostroenie Publishers, Moscow.
[12] Avduevsky, V. S., (1989). *Reliability and efficiency in engineering: Handbook (vol. 5: Reliability design analysis)*. Mashinostroenie Publishers, Moscow.
[13] Avduevsky, V. S., (1989). *Reliability and efficiency in engineering: Handbook (vol. 7: Quality and reliability in manufacturing)*. Mashinostroenie Publishers, Moscow.
[14] State Standard RD 50-690-89, (1990). *Methodological guidelines. Reliability in engineering. Methods for reliability index evaluation based on experimental data*. USSR State Committee for Standards, Standards Publishing House, Moscow.
[15] Pronikov, A. S., (1978). *Reliability of machines*. Mashinostroenie Publishers, Moscow.
[16] Kugel, R. E., (1968). *Accelerated life testing in mechanical engineering*. Znanie Publishers, Moscow.
[17] Dmitrichenko, S. S., (1979). Statistical prediction of the service life of tractor metal structures based on accelerated test results. *Proceedings of the Conference on Methods and Means of Bench Testing of Tractor Units and Assemblies*, Chelyabinsk, 144–145.
[18] Duong, T. G., Nguyen, N. H., (2024). Utilizing numerical simulation to determine the reasonable parameters for the design of hydraulic rock-splitting head. *Journal of Science and Technology in Civil Engineering (JSTCE) - HUCE*, 18(1):130–142.