



Tạp chí điện tử
Khoa học và Công nghệ Giao thông
Trang website: <https://jstt.vn/index.php/vn>



Article info

Type of article:

Original research paper

DOI:

<https://doi.org/10.58845/jstt.utt.2026.vn.6.5.24-33>

***Corresponding author:**

Email address:

chienhq@utt.edu.vn

Received: 09/03/2026

Received in Revised Form:
23/06/2026

Accepted: 09/07/2026

Research on Developing an Analytical Method for Symmetric Drum Brakes with Hydraulic Actuation

Hoang Quyet Chien*, Chu Van Huynh, Nguyen Thanh Nam

Institute of Mechanical Engineering, University of Transport Technology, 54 Trieu Khuc Street, Thanh Liet Ward, Hanoi City, Viet Nam

Abstract: This study presents an analytical method for determining the mechanical parameters of a symmetric drum brake mechanism, focusing on the distribution of braking torque between the two brake shoes and the determination of the actuation force at the wheel cylinder. By introducing geometric coefficients and a braking torque distribution coefficient k , a computational program was developed in the MATLAB environment to accurately determine the actuation force P and the maximum contact pressure q_{max} on the leading and trailing shoes. Simulation results reveal a nonlinear relationship between the brake lining wrap angle (β_2) and the contact pressure distribution. Based on this relationship, an optimal configuration can be identified to improve the uniformity of brake lining wear. The proposed method provides a fast and reliable computational tool to support the preliminary design and parameter optimization of drum brake mechanisms in automotive engineering.

Keywords: drum brake, symmetric drum brake mechanism, analytical modelling, contact pressure distribution, brake torque distribution.



Nghiên cứu xây dựng phương pháp giải tích tính toán cơ cấu phanh tang trống đối xứng trục dẫn động thủy lực

Thông tin bài viết

Dạng bài viết:

Bài báo nghiên cứu

DOI:

<https://doi.org/10.58845/jstt.utt.2026.vn.6.5.24-33>

*Tác giả liên hệ:

Địa chỉ Email:

chienhq@utt.edu.vn

Ngày nộp bài: 09/03/2026

Ngày nộp bài sửa: 23/06/2026

Ngày chấp nhận: 09/07/2026

Hoàng Quyết Chiến*, Chu Văn Huỳnh, Nguyễn Thành Nam

Viện Cơ khí động lực, Trường Đại học Công nghệ Giao thông vận tải, 54 Triều Khúc, phường Thanh Liệt, thành phố Hà Nội, Việt Nam

Tóm tắt: Nghiên cứu này trình bày phương pháp giải tích để xác định các thông số động lực học của cơ cấu phanh tang trống đối xứng trục, tập trung vào việc phân bổ mô men phanh trên từng guốc phanh và xác định lực ép tại xi lanh bánh xe. Bằng cách thiết lập các hệ số hình học và hệ số phân bổ mô men k , chương trình tính toán được xây dựng trên nền tảng MATLAB cho phép xác định chính xác lực ép P và áp suất tiếp xúc cực đại q_{max} trên guốc xiết và guốc nhả. Kết quả mô phỏng cho thấy mối quan hệ phi tuyến giữa góc bao má phanh (β_2) và áp suất tiếp xúc, qua đó xác định được thông số kết cấu tối ưu để đảm bảo sự đồng đều về độ mòn má phanh. Phương pháp này cung cấp một công cụ tính toán nhanh chóng, tin cậy, hỗ trợ đắc lực cho công tác thiết kế sơ bộ và tối ưu hóa thông số kỹ thuật của cơ cấu phanh trong tính toán thiết kế ô tô.

Từ khóa: phanh tang trống, cơ cấu phanh tang trống đối xứng, phương pháp giải tích, phân bổ áp suất tiếp xúc, độ mòn má phanh.

1. Giới thiệu

Cơ cấu phanh tang trống nói chung và cơ cấu phanh tang trống loại đối xứng trục nói riêng hiện nay vẫn được sử dụng phổ biến trên các xe thương mại nhờ kết cấu đơn giản, khả năng tạo mô men phanh lớn và hiệu ứng tự tăng lực của guốc xiết [1–3]. Trong thiết kế và vận hành, việc đánh giá chính xác các thông số động lực học như mô men phanh và lực ép tại xi lanh bánh xe là yêu cầu tiên quyết để đảm bảo an toàn và tối ưu hóa hiệu suất.

Theo phương pháp truyền thống, việc xác định lực ép và mô men phanh của cơ cấu phanh tang trống thường được thực hiện bằng phương pháp họa đồ lực phanh (brake force diagram) [2, 4]. Tuy nhiên, phương pháp này tồn tại nhiều hạn

chế như: độ chính xác phụ thuộc đáng kể vào kỹ năng vẽ và đo đạc của người thực hiện, làm tăng sai số trong tính toán. Bên cạnh đó, khi các thông số đầu vào thay đổi, toàn bộ quy trình xây dựng họa đồ phải thực hiện lại từ đầu, gây lãng phí thời gian và không linh hoạt khi cần tối ưu hóa thiết kế.

Trong bối cảnh công nghệ thông tin phát triển mạnh mẽ, việc ứng dụng các phương pháp giải tích để xây dựng công cụ tính toán tự động đang trở thành xu hướng tất yếu trong giảng dạy cũng như trong thực tế. Một mô hình giải tích chính xác không chỉ giúp rút ngắn thời gian thiết kế sơ bộ mà còn là cơ sở vững chắc cho các bài toán tối ưu hóa thông số kỹ thuật. Dựa trên các cơ sở lý thuyết về phân bổ áp suất trên bề mặt má phanh theo quy luật hình sin [1, 5], nghiên cứu này tập trung xây

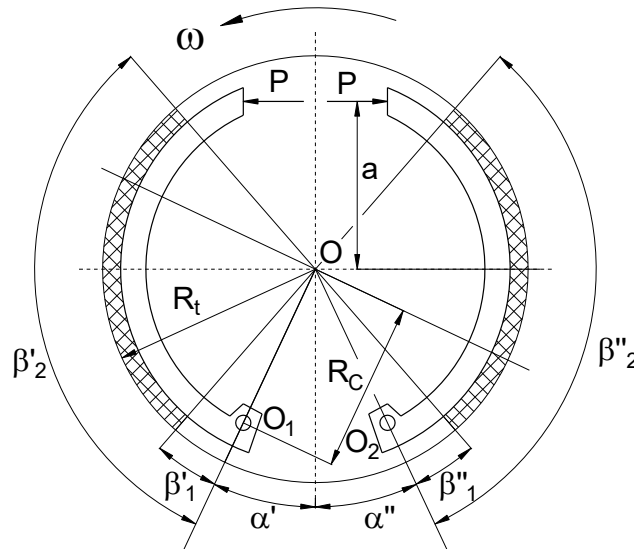
dựng hệ thống phương trình giải tích tổng quát cho cơ cấu phanh tang trống đối xứng trục. Từ việc thiết lập các hệ số hình học K_1 , K_2 và hệ số phân bố mô men k , bài báo giới thiệu một quy trình tính toán hoàn chỉnh, được triển khai trên nền tảng MATLAB. Phương pháp này cho phép xác định nhanh chóng và chính xác lực ép P cũng như áp suất tiếp xúc cực đại $q_{\max}$ trên guốc xiết và guốc nhả, đồng thời tạo tiền đề cho các phân tích sâu

hơn về sự ảnh hưởng của thông số hình học má phanh đối với áp suất lớn nhất trên má phanh.

2. Xây dựng phương pháp tính bằng giải tích

2.1. Một số giả thiết và quy ước

Đối tượng nghiên cứu là cơ cấu phanh tang trống đối xứng trục, một guốc phanh là guốc xiết, một guốc phanh là guốc nhả, cơ cấu phanh được dẫn động bằng thủy lực. Các thông số của cơ cấu phanh được thể hiện trong Hình 1.



Hình 1. Các thông số hình học của cơ cấu phanh

Trong Hình 1: điểm O là tâm quay của tang trống, điểm O₁ là tâm quay của guốc xiết, điểm O₂ là tâm quay của guốc nhả, R_t là bán kính trong của tang trống, R_c là khoảng cách từ tâm quay của tang trống đến tâm quay của các guốc phanh, P là lực ép từ xi lanh phanh lên các guốc phanh, a là khoảng cách từ điểm O tới đường tác dụng của lực ép P, α' là góc xác định vị trí của tâm quay guốc xiết so với trục đối xứng của mâm phanh, α'' là góc xác định vị trí của tâm quay guốc nhả so với trục đối xứng của mâm phanh, β'₁ là góc xác định vị trí bắt đầu của má phanh trên guốc xiết, β'₂ là góc xác định vị trí bắt đầu của má phanh trên guốc nhả, β'₂ là góc xác định vị trí kết thúc của má phanh trên guốc xiết, β'₁ là góc xác định vị trí kết thúc của má phanh trên guốc nhả, ω là chiều quay của tang trống khi xe chuyển động tiến.

Phương pháp tính toán cơ cấu phanh được xây dựng với một số giả thiết và quy ước sau:

- Hai guốc phanh được bố trí đối xứng nhau

qua trục đối xứng của mâm phanh;

- Theo các nghiên cứu về tiếp xúc ma sát giữa má phanh và tang trống, áp suất tiếp xúc thường được giả thiết phân bố theo quy luật hình sin dọc theo chiều dài má phanh [1, 5]: $q = q_{\max} \sin \beta$, với $q_{\max}$ là lực phân bố (hay áp suất) lớn nhất trên bề mặt má phanh, β là góc xác định vị trí điểm được xét trên má phanh;

- Guốc xiết là guốc mà lực ép từ pít tông của xi lanh bánh xe tạo ra mô men đối với chốt quay của guốc có chiều cùng với chiều quay của bánh xe;

- Guốc nhả là guốc mà lực ép từ pít tông của xi lanh bánh xe tạo ra mô men đối với chốt quay của guốc có chiều ngược với chiều quay của bánh xe;

- Chiều rộng của hai má phanh bằng nhau;
- Chiều dài của các má phanh và góc bố trí của má phanh trên mỗi guốc có thể khác nhau;
- Hệ số ma sát giữa hai má phanh với tang

trống là bằng nhau;

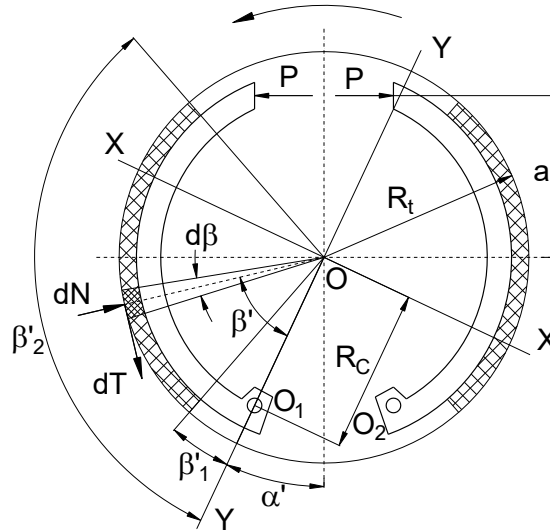
$$\text{Đặt } K_a = \frac{a}{R_t}, \quad K_c = \frac{R_c}{R_t};$$

Để phân biệt guốc xiết và guốc nhả trong tính toán, dùng ký hiệu (') cho các thông số của guốc xiết và dấu (") cho các thông số của guốc nhả [1].

2.2. Xây dựng phương pháp tính

2.2.1. Tính guốc xiết

Xét một phần tử trên má phanh được xác định bởi góc β , giới hạn bởi góc $d\beta$ và có chiều rộng b , ta thấy rằng lực tác dụng lên phần tử này được phân tích thành hai thành phần, bao gồm thành phần hướng tâm dN và thành phần tiếp tuyến dT , sơ đồ tính toán guốc xiết được thể hiện trong Hình 2. Trong đó, N là áp lực pháp tuyến tác dụng lên bề mặt má phanh, T là lực ma sát [1].



Hình 2. Sơ đồ tính guốc xiết

Gọi μ là hệ số ma sát giữa má phanh với tang trống thì $dT = \mu dN$. Diện tích bề mặt của phần tử đang xét là $dS = b \cdot R_t d\beta$, khi đó dN và dT được tính theo các công thức (1) và công thức (2) như sau:

$$dN = q \cdot dS = q'_{\max} \sin \beta b R_t d\beta \quad (1)$$

$$dT = \mu dN = \mu q'_{\max} \sin \beta b R_t d\beta \quad (2)$$

trong đó $q'_{\max}$ là áp suất lớn nhất trên má phanh, b là chiều rộng má phanh.

Mô men phanh của guốc được tính như sau:

$$M' = \int_{\beta'_1}^{\beta'_2} R_t dT = \mu q'_{\max} b R_t^2 (\cos \beta'_1 - \cos \beta'_2) \quad (3)$$

Gọi M'_P , M'_N và M'_T lần lượt là mô men của lực ép P , lực hướng tâm N và lực ma sát T đối với tâm chốt quay của guốc phanh O_1 . Vì guốc phanh cân bằng nên:

$$M'_P = M'_N - M'_T \quad (4)$$

$$M'_P = (K_c R_t \cdot \cos \alpha' + a) P \quad (5)$$

$$M'_N = q'_{\max} b K_c R_t^2 \int_{\beta'_1}^{\beta'_2} \sin^2 \beta d\beta \quad (6)$$

$$M'_T = \mu q'_{\max} b R_t^2 \int_{\beta'_1}^{\beta'_2} (1 - K_c \cos \beta) \sin \beta d\beta \quad (7)$$

Đặt:

$$K'_1 = \int_{\beta'_1}^{\beta'_2} \sin^2 \beta d\beta = \frac{1}{4} (2\beta'_0 + \sin 2\beta'_1 -$$

$$\sin 2\beta'_2) K'_2 = \int_{\beta'_1}^{\beta'_2} (1 - K_c \cdot \cos \beta) \sin \beta d\beta$$

$$K'_2 = \cos \beta'_1 - \cos \beta'_2 + \frac{K_c}{4} (\cos 2\beta'_2 - \cos 2\beta'_1)$$

và thay vào (6) và (7) được:

$$M'_N = q'_{\max} b K_c R_t^2 K'_1 \quad (8)$$

$$M'_T = \mu q'_{\max} b R_t^2 K'_2 \quad (9)$$

Thay (5), (8) và (9) vào (4) và biến đổi rút ra được:

$$P = \frac{q'_{\max} b R_t^2 (K_c K'_1 - \mu K'_2)}{K_c R_t \cdot \cos \alpha' + a} \quad (10)$$

Vì áp suất lớn nhất $q'_{\max}$ chưa được xác định nên từ công thức (10) chưa thể xác định lực ép cần thiết P .

2.2.2. Tính guốc nhả

Guốc nhả được tính tương tự như với guốc xiết. Sơ đồ tính toán guốc nhả được thể hiện trên Hình 3. Các thành phần lực tác dụng lên một phần tử má phanh xác định bởi góc β và giới hạn bởi góc $d\beta$ trên guốc nhả được xác định theo các công thức

(11) và công thức (12) như sau:

$$dN = q \cdot dS = q''_{\max} \sin \beta b R_t d\beta \quad (11)$$

$$dT = \mu \cdot dN = \mu q''_{\max} \sin \beta b R_t d\beta \quad (12)$$

Trong đó $q''_{\max}$ là áp suất lớn nhất trên má phanh.

Mô men phanh của guốc nhả là M'' được xác định theo công thức (13), mô men của các lực P, N và T đối với tâm quay O_2 của guốc lần lượt là M'_P , M'_N và M'_T .

$$M'' = \int_{\beta''_1}^{\beta''_2} R_t dT = \mu q''_{\max} b R_t^2 (\cos \beta''_1 - \cos \beta''_2) \quad (13)$$

Vì guốc phanh cân bằng nên:

$$M''_P = M''_N + M''_T \quad (14)$$

Với:

$$M''_P = (K_c R_t \cdot \cos \alpha'' + a) P \quad (15)$$

$$M''_N = q''_{\max} b K_c R_t^2 K''_1 \quad (16)$$

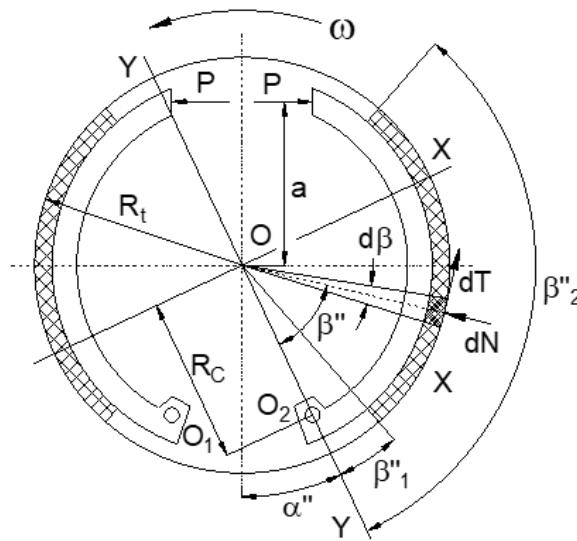
$$M''_T = \mu q''_{\max} b R_t^2 K''_2 \quad (17)$$

Trong đó

$$K''_1 = \int_{\beta''_1}^{\beta''_2} \sin^2 \beta d\beta = \frac{1}{4} (2\beta''_0 + \sin 2\beta''_1 - \sin 2\beta''_2)$$

$$K''_2 = \int_{\beta''_1}^{\beta''_2} (1 - K_c \cdot \cos \beta) \sin \beta d\beta = \cos \beta''_1 -$$

$$\cos \beta''_2 + \frac{K_c}{4} (\cos 2\beta''_2 - \cos 2\beta''_1)$$



Hình 3. Sơ đồ tính guốc nhả

Thay (15), (16) và (17) vào (14) và biến đổi rút ra được:

$$P = \frac{q''_{\max} b R_t^2 (K_c K''_1 + \mu K''_2)}{K_c R_t \cdot \cos \alpha'' + a} \quad (18)$$

Kết hợp (10) và (18) xác định được $q''_{\max}$ theo công thức (19) như sau:

$$\frac{q'_{\max}}{q''_{\max}} = \frac{K_c R_t \cdot \cos \alpha' + a}{K_c R_t \cdot \cos \alpha'' + a} \cdot \frac{K_c K''_1 + \mu K''_2}{K_c K'_1 + \mu K'_2} \quad (19)$$

Kết hợp (3) và (13) được:

$$\frac{M'}{M''} = \frac{q'_{\max} (\cos \beta'_1 - \cos \beta'_2)}{q''_{\max} (\cos \beta''_1 - \cos \beta''_2)} \quad (20)$$

Đặt:

$$k_1 = \frac{q'_{\max}}{q''_{\max}}; \quad k_2 = \frac{\cos \beta'_1 - \cos \beta'_2}{\cos \beta''_1 - \cos \beta''_2}; \quad k = k_1 k_2$$

Thay vào (20) được:

$$M' = k \cdot M'' \quad (21)$$

Mô men phanh của cơ cấu phanh bằng tổng mô men phanh của các guốc phanh nên:

$$M_P = M' + M'' \quad (22)$$

Từ (21) và (22) xác định được mô men phanh của guốc xiết và guốc nhả theo công thức (23) như sau:

$$M' = \frac{k M_P}{k+1} \quad \text{và} \quad M'' = \frac{M_P}{k+1} \quad (23)$$

Lực ép cần thiết của cơ cấu phanh có thể tính theo mô men phanh của mỗi guốc, lực ép cần thiết khi tính theo guốc xiết được thể hiện trong công thức (24) như sau:

$$P = \frac{(K_c K'_1 + \mu K'_2) M'_P}{\mu (\cos \beta'_1 - \cos \beta'_2) (K_c R_t \cdot \cos \alpha' + a)} \quad (24)$$

Lực ép cần thiết khi tính theo guốc nhả được thể hiện trong công thức (25) như sau:

$$P = \frac{(K_c K''_1 + \mu K''_2) M''_P}{\mu (\cos \beta''_1 - \cos \beta''_2) (K_c R_t \cdot \cos \alpha'' + a)} \quad (25)$$

Đến đây có thể xác định được áp suất lớn nhất trên guốc xiết theo công thức (26), áp suất lớn

nhất trên guốc nhả theo công thức (27) như sau:

$$q'_{max} = \frac{M'}{\mu b R_t^2 (\cos \beta'_1 - \cos \beta'_2)} \quad (26)$$

$$q''_{max} = \frac{M''}{\mu b R_t^2 (\cos \beta''_1 - \cos \beta''_2)} \quad (27)$$

Từ (1) và (11) xác định được lực pháp tuyến toàn bộ tác dụng lên các má phanh theo các công thức (28) và công thức (29) như sau:

$$N' = q'_{max} b R_t (\cos \beta'_1 - \cos \beta'_2) \quad (28)$$

$$N'' = q''_{max} b R_t (\cos \beta''_1 - \cos \beta''_2) \quad (29)$$

Áp suất trung bình trên má phanh của guốc xiết xác định theo công thức (30), áp suất trung bình trên má phanh của guốc nhả xác định theo công thức (31) như sau:

$$q'_{tb} = \frac{N'}{A'} = \frac{q'_{max} (\cos \beta'_1 - \cos \beta'_2)}{\beta'_1 - \beta'_2} \quad (30)$$

$$q''_{tb} = \frac{N''}{A''} = \frac{q''_{max} (\cos \beta''_1 - \cos \beta''_2)}{\beta''_1 - \beta''_2} \quad (31)$$

Trong đó A' và A'' lần lượt là diện tích bề mặt tiếp xúc giữa má phanh của guốc xiết và guốc nhả với trống phanh.

2.2.3. Hiện tượng tự xiết

Từ (24) cho thấy, nếu $K_c K'_1 = \mu K'_2$ thì lực ép cần thiết trên guốc xiết sẽ bằng 0. Điều này có nghĩa là guốc xiết không có thể cần lực ép cũng sinh ra mô men phanh lớn nhất, đây là hiện tượng

tự xiết. Vậy điều kiện xảy ra hiện tượng tự xiết là:

$$\mu = \frac{K_c K'_1}{K'_2} \quad (32)$$

Từ (25) cho thấy lực ép cần thiết trên guốc nhả luôn là một số dương, điều này có nghĩa là guốc nhả không xảy ra hiện tượng tự xiết.

3. Ứng dụng tính toán

Trong quá trình thiết kế cơ cấu phanh tang trống, các thông số hình học của cơ cấu thường được lựa chọn trước dựa trên yêu cầu bố trí kết cấu của hệ thống phanh và không gian lắp đặt trên bánh xe. Sau khi xác định được các thông số hình học, việc khảo sát ảnh hưởng của mô men phanh yêu cầu đến lực ép tại xi lanh bánh xe và sự phân chia mô men phanh trên từng guốc là cần thiết nhằm đánh giá đặc tính làm việc của cơ cấu phanh.

Trong nghiên cứu này, các thông số hình học của cơ cấu phanh được lựa chọn như trình bày trong Bảng 1. Quá trình tính toán khảo sát được thực hiện bằng chương trình tính toán xây dựng trên nền tảng MATLAB, trong đó các phương trình giải tích từ (19) đến (27) được sử dụng để xác định các thông số động lực học của cơ cấu phanh. Mô men phanh yêu cầu được thay đổi giá trị trong một khoảng nhất định để đánh giá sự biến thiên của các đại lượng đặc trưng.

Bảng 1. Thông số cơ cấu phanh tang trống

Thông số	Đơn vị	Giá trị
Bán kính tang trống (R_t)	m	0,180
Khoảng cách từ tâm đến tâm chốt quay (R_c)	m	0,160
Khoảng cách từ tâm đến phương lực P (a)	m	0,165
Chiều rộng má phanh (b)	m	0,050
Hệ số ma sát (μ)	-	0,30
Góc đặt chốt quay guốc xiết (α')	độ	15
Góc bắt đầu má phanh guốc xiết (β'_1)	độ	10
Góc kết thúc má phanh guốc xiết (β'_2)	độ	130
Góc đặt chốt quay guốc nhả (α'')	độ	15
Góc bắt đầu má phanh guốc nhả (β''_1)	độ	10
Góc kết thúc má phanh guốc nhả (β''_2)	độ	130

Trong nghiên cứu này, mô men phanh yêu cầu của cơ cấu M_p được khảo sát trong khoảng 500÷2500 Nm. Đây là mô men phanh cực đại mà

cơ cấu cần sinh ra theo yêu cầu thiết kế của các loại xe hoặc các mức tải trọng khác nhau. Việc thay đổi giá trị M_p trong khoảng khảo sát cho phép phân

tích sự phân bố mô men phanh giữa hai guốc phanh và xác định lực ép cần thiết tại xi lanh bánh xe.

Kết quả tính toán cho phép xác định:

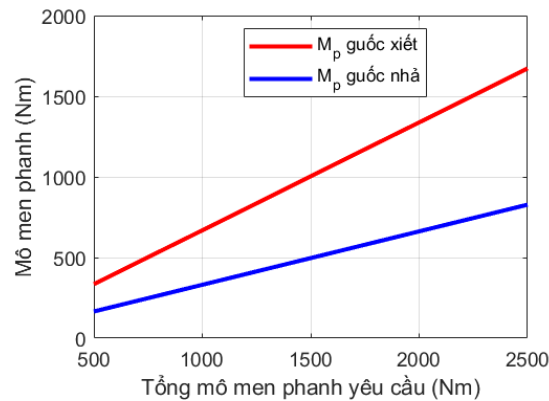
- Mô men phanh của từng guốc phanh;
- Lực ép cần thiết của pít tông xi lanh bánh

xe;

- Áp suất tiếp xúc cực đại và áp suất tiếp xúc trung bình trên bề mặt má phanh.

3.1. Phân chia mô men trên các guốc phanh

Kết quả tính toán được thể hiện trên Hình 4, mô tả sự thay đổi của mô men phanh trên guốc xiết và guốc nhả theo mô men phanh yêu cầu của cơ cấu phanh.



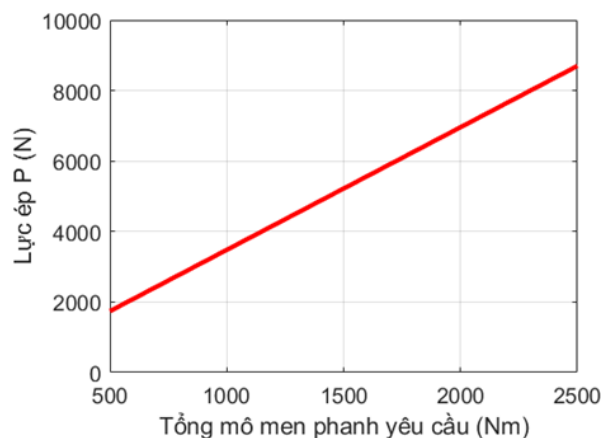
Hình 4. Phân chia mô men phanh trên mỗi guốc

Từ đồ thị có thể thấy rằng khi mô men phanh yêu cầu tăng lên, mô men phanh trên cả hai guốc đều tăng gần tuyến tính. Tuy nhiên, mô men phanh trên guốc xiết luôn lớn hơn so với mô men phanh trên guốc nhả trong toàn bộ dải khảo sát. Nguyên nhân của hiện tượng này là do hiệu ứng tự tăng lực (self-energizing effect) của guốc xiết, trong đó lực ma sát sinh ra giữa tang trống và má phanh tạo thêm mô men ép guốc phanh vào tang trống [2, 3]. Khi tang trống quay, lực ma sát giữa tang trống và má phanh tạo ra mô men bổ sung cùng chiều với mô men do lực ép từ pít tông sinh ra, làm tăng lực

ép tác dụng lên guốc xiết. Trong khi đó, đối với guốc nhả, lực ma sát có xu hướng làm giảm hiệu quả của lực ép, do đó mô men phanh sinh ra nhỏ hơn. Kết quả này cho thấy trong cơ cấu phanh tang trống đối xứng trục, guốc xiết đóng vai trò chủ yếu trong việc tạo mô men phanh, còn guốc nhả góp một phần nhỏ hơn vào tổng mô men phanh của cơ cấu.

3.2. Lực ép cần thiết tại xi lanh phanh bánh xe

Sự thay đổi của lực ép cần thiết tại pít tông xi lanh bánh xe theo mô men phanh yêu cầu được trình bày trên Hình 5.



Hình 5. Lực ép cần thiết

Kết quả tính toán cho thấy lực ép cần thiết tại xi lanh bánh xe tăng gần tuyến tính theo mô men

phanh yêu cầu của cơ cấu. Điều này phản ánh mối quan hệ trực tiếp giữa lực ép của pít tông và lực

ma sát sinh ra tại bề mặt tiếp xúc giữa má phanh và tang trống. Ngoài ra, do ảnh hưởng của hiệu ứng tự tăng lực của guốc xiết, lực ép cần thiết của cơ cấu phanh tang trống thường nhỏ hơn so với các cơ cấu phanh không có hiệu ứng này. Đây cũng là một trong những ưu điểm quan trọng của cơ cấu phanh tang trống khi được sử dụng trên các xe tải nhẹ và xe thương mại.

Kết quả khảo sát cho thấy phương pháp giải tích được xây dựng cho phép xác định nhanh chóng lực ép cần thiết của cơ cấu phanh, qua đó hỗ trợ hiệu quả cho quá trình lựa chọn kích thước và thông số của hệ thống dẫn động phanh.

3.3. Khảo sát áp suất tiếp xúc theo góc ôm của guốc nhả

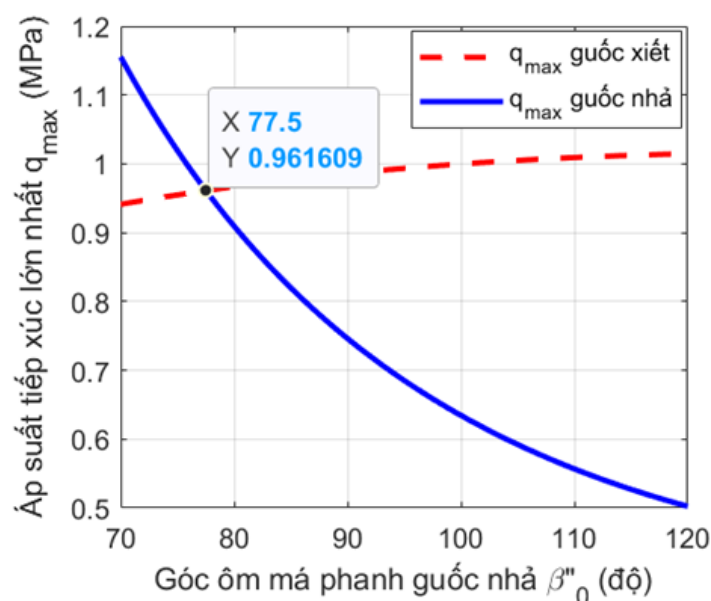
Góc ôm của má phanh quyết định đến chiều dài má phanh, do đó ảnh hưởng trực tiếp đến mô men phanh sinh ra và áp suất tiếp xúc. Để đánh giá ảnh hưởng của góc ôm của má phanh đến sự làm việc của cơ cấu phanh tang trống, nghiên cứu tiến hành khảo sát sự thay đổi của áp suất tiếp xúc cực đại và áp suất trung bình trên hai guốc phanh khi thay đổi góc ôm của má phanh guốc nhả. Thông thường góc ôm được chọn từ 90° đến 120° [3, 9], và góc ôm của má phanh guốc nhả được chọn nhỏ hơn guốc xiết để giảm chênh lệch độ mòn của các guốc phanh. Trong khảo sát này, góc

ôm của má phanh trên guốc nhả được chọn bắt đầu từ giá trị thấp hơn so với giá trị bình thường, từ đó có thể tìm điểm cân bằng của áp suất tiếp xúc lớn nhất giữa guốc xiết và guốc nhả, thông qua đó cũng xác định được điểm cân bằng của áp suất trung bình giữa hai guốc phanh. Khi khảo sát, mô men phanh yêu cầu được giữ cố định ở giá trị 1000 Nm và góc ôm của má phanh guốc nhả thay đổi từ 70° đến 120° .

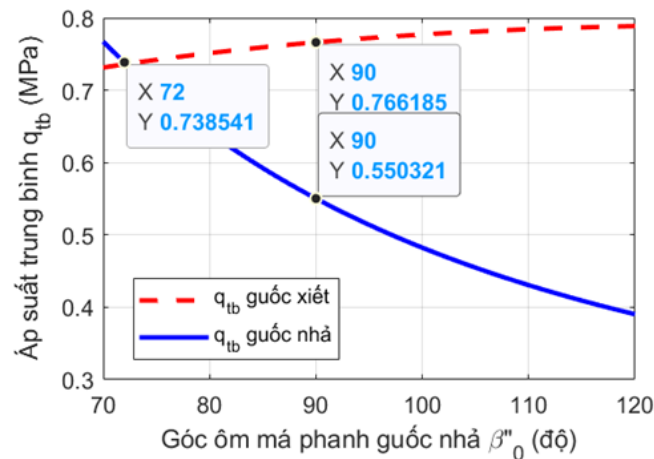
Áp suất tiếp xúc cực đại trên guốc xiết và guốc nhả được xác định theo các công thức (26) và (27), áp suất trung bình được xác định theo các công thức (30) và (31). Toàn bộ quá trình tính toán được thực hiện bằng chương trình MATLAB.

Kết quả thu được là tập hợp các giá trị áp suất tiếp xúc cực đại và áp suất trung bình trên hai guốc phanh tương ứng với từng giá trị của góc ôm má phanh guốc nhả.

Các kết quả này được sử dụng để xây dựng đồ thị biểu diễn mối quan hệ giữa góc ôm má phanh của guốc nhả với áp suất tiếp xúc cực đại tương ứng với Hình 6 và áp suất trung bình trên các má phanh tương ứng với Hình 7. Từ kết quả này có thể đánh giá xu hướng phân bố tải trọng trên các má phanh và lựa chọn cấu hình hình học hợp lý nhằm cải thiện sự chênh lệch về độ mòn của các má phanh.



Hình 6. Sự thay đổi áp suất lớn nhất trên mỗi má phanh theo góc ôm của guốc nhả



Hình 7. Sự thay đổi áp suất trung bình trên các má phanh theo góc ôm của guốc nhả

Từ các đồ thị có thể nhận thấy rằng khi góc ôm của má phanh guốc nhả tăng lên, áp suất tiếp xúc lớn nhất và áp suất trung bình trên guốc nhả có xu hướng giảm nhanh theo đường cong phi tuyến. Điều này là do diện tích tiếp xúc giữa má phanh và tang trống tăng lên khi góc ôm lớn hơn, dẫn đến tải trọng được phân bố trên diện tích lớn hơn.

Ngược lại, sự thay đổi của góc ôm má phanh guốc nhả cũng ảnh hưởng đến sự phân chia mô men phanh giữa hai guốc, do đó làm thay đổi áp suất tiếp xúc lớn nhất và áp suất trung bình trên guốc xiết với xu hướng tăng nhẹ theo đường cong phi tuyến.

Từ đồ thị trên Hình 6 có thể thấy rằng khi góc ôm của má phanh guốc nhả bằng $77,5^\circ$, áp suất tiếp xúc lớn nhất trên hai guốc phanh đạt giá trị bằng nhau và xấp xỉ 0,962 MPa. Giá trị này có ý nghĩa quan trọng trong việc kiểm tra điều kiện bền của vật liệu ma sát. Theo các tài liệu thiết kế, áp suất tiếp xúc lớn nhất cho phép trên má phanh thường được lựa chọn trong khoảng $1,5 \div 2,0$ MPa [1].

Trong khi đó, từ đồ thị trên Hình 7 cho thấy khi góc ôm của má phanh guốc nhả khoảng 72° , áp suất tiếp xúc trung bình trên hai má phanh đạt giá trị xấp xỉ bằng nhau. Đây là thông số quan trọng để đánh giá mức độ mòn của má phanh. Như vậy, nếu góc ôm của guốc nhả được chọn khoảng 72° thì về mặt lý thuyết hai má phanh có xu hướng đạt được độ mòn đều.

Tuy nhiên, trong thiết kế thực tế của cơ cấu

phanh tang trống, ngoài điều kiện về độ mòn của má phanh, các yêu cầu khác như công trượt riêng của vật liệu ma sát, khả năng tản nhiệt và sự tăng nhiệt độ trong quá trình phanh cũng cần được đảm bảo. Do đó, góc ôm của má phanh thường được lựa chọn trong khoảng $90^\circ \div 120^\circ$ [3, 9].

Việc lựa chọn góc ôm trong khoảng này giúp đảm bảo khả năng sinh mô men phanh đủ lớn, đồng thời phân bố tải nhiệt và công trượt trên bề mặt ma sát ở mức cho phép đối với vật liệu má phanh. Tuy nhiên, khi thỏa mãn các điều kiện làm việc thực tế này thì điều kiện mòn đều giữa hai má phanh khó có thể đạt được hoàn toàn. Vì vậy, trong thực tế má phanh trên guốc nhả thường mòn chậm hơn so với má phanh trên guốc xiết, mặc dù chiều dài má phanh của guốc nhả nhỏ hơn.

Kết quả tính toán cho thấy tại giá trị góc ôm của má phanh guốc nhả là 90° , áp suất trung bình trên má phanh của guốc xiết đạt 0,766, trong khi trên má phanh của guốc nhả là 0,550. Như vậy, áp suất trung bình trên má phanh của guốc xiết vẫn lớn hơn khoảng 39,3% so với guốc nhả. Điều này cho thấy sự khác biệt về mức độ làm việc và tốc độ mài mòn giữa hai má phanh là khó tránh khỏi khi lựa chọn các thông số thiết kế phù hợp với điều kiện khai thác thực tế của cơ cấu phanh.

4. Kết luận

Nghiên cứu đã xây dựng được một phương pháp giải tích để tính toán các thông số động lực học của cơ cấu phanh tang trống đối xứng trục dẫn động thủy lực. Trên cơ sở giả thiết về quy luật phân bố áp suất tiếp xúc theo dạng hình sin trên bề mặt

má phanh, hệ phương trình cân bằng mô men của guốc xiết và guốc nhả đã được thiết lập, từ đó xác định được các biểu thức giải tích cho mô men phanh, lực ép tại xi lanh bánh xe và áp suất tiếp xúc cực đại trên bề mặt má phanh.

Từ các phương trình giải tích thu được, một chương trình tính toán đã được xây dựng trong môi trường MATLAB nhằm khảo sát sự làm việc của cơ cấu phanh với các thông số hình học cho trước. Kết quả tính toán cho thấy mô men phanh sinh ra trên guốc xiết luôn lớn hơn guốc nhả do ảnh hưởng của hiệu ứng tự tăng lực của guốc xiết. Lực ép cần thiết tại xi lanh bánh xe tăng gần tuyến tính theo mô men phanh yêu cầu của cơ cấu.

Nghiên cứu cũng đã khảo sát ảnh hưởng của góc ôm má phanh của guốc nhả đến áp suất tiếp xúc cực đại và áp suất trung bình trên hai guốc phanh. Kết quả cho thấy khi góc ôm của má phanh guốc nhả tăng lên thì áp suất tiếp xúc cực đại và áp suất trung bình trên guốc nhả đều giảm theo quy luật phi tuyến, trong khi áp suất trên guốc xiết có xu hướng tăng nhẹ. Tồn tại một giá trị góc ôm tại đó áp suất tiếp xúc cực đại và áp suất trung bình trên hai má phanh bằng nhau, qua đó đánh giá được về độ bền của vật liệu ma sát và sự chênh lệch độ mòn các má phanh trên hai guốc.

Phương pháp giải tích được đề xuất cho phép xác định nhanh chóng các thông số đặc trưng của cơ cấu phanh tang trống và có thể sử dụng hiệu quả trong giai đoạn thiết kế sơ bộ cũng như trong các bài toán tối ưu hóa thông số hình học của cơ cấu phanh.

Trong các nghiên cứu tiếp theo, mô hình có thể được mở rộng để xem xét ảnh hưởng của các yếu tố như sự thay đổi hệ số ma sát, biến dạng nhiệt của tang trống và má phanh, cũng như áp

dụng cho các dạng cơ cấu phanh tang trống khác.

Tài liệu tham khảo

- [1] N.T. Hoan. (2018). Thiết kế tính toán ô tô. *Nhà xuất bản Giáo dục Việt Nam*.
- [2] T. Gillespie. (1992). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. SAE International. <https://doi.org/10.4271/R-114>
- [3] T.P. Newcomb, R.T. Spurr. (1969). *Automobile Brakes and Braking Systems* (2nd edition). Chapman and Hall.
- [4] J.Y. Wong. (2022). *Theory of Ground Vehicles* (5th edition). John Wiley & Sons. <https://doi.org/10.1002%2F9781119719984.index>
- [5] D. Antunes, D. Masotti. (2017). *Contact pressure distribution on friction interface for flexible drum brake systems*. 13th SAE Brasil International Brake Colloquium & Engineering Display. <https://doi.org/10.4271/2017-36-0005>
- [6] I. Páczelt, A. Baksa, Z. Mróz. (2020). Analysis of Steady Wear State of the Drum Brake. *Open Access Library Journal*, 7, 1–14. <https://doi.org/10.4236/oalib.1106432>
- [7] M. Eriksson, S. Jacobson. (2000). *Tribological surfaces of organic brake pads*. *Tribology International*, 33(12), 817–827. [https://doi.org/10.1016/S0301-679X\(00\)00127-4](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(00)00127-4)
- [8] P.J. Blau. (2001). *Compositions, functions, and testing of friction brake materials and their additives*. Oak Ridge National Laboratory Report.
- [9] R. Limpert. (2011). *Brake Design and Safety* (3rd edition). SAE International.
- [10] B.J. Breuer, K.H. Bill. (2008). *Brake Technology Handbook*. SAE International.