

NGHIÊN CỨU XÂY DỰNG MÔ HÌNH ĐÁNH GIÁ HAO MÒN BÁNH XE CỦA ĐẦU MÁY

Tào Văn Chiến¹

Tóm tắt: Bài báo nghiên cứu ứng dụng phần mềm mô phỏng động lực học Simpack để xây dựng mô hình động lực học của đầu máy. Căn cứ vào mô hình động lực học đầu máy kết hợp với phương pháp FASTSIM và phương pháp tính toán hao mòn Zobory để xây dựng mô hình đánh giá hao mòn bánh xe đầu máy và viết chương trình tính toán. So sánh kết quả tính toán hao mòn với kết quả thống kê thực tế để tiến hành cải tạo mô hình cho phù hợp với điều kiện vận hành thực tế của đầu máy trên đường sắt Việt Nam.

Từ khoá: Hao mòn, động lực học, tiếp xúc bánh xe và ray, FASTSIM

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hao mòn bánh xe là một trong những lĩnh vực nghiên cứu quan trọng, cũng là vấn đề phức tạp. Từ thế kỷ 19 trở lại đây, nhiều tác giả trên thế giới đã dùng nhiều phương pháp khác nhau để tiến hành nghiên cứu vấn đề này, chủ yếu tập trung ở 3 phương diện: lý thuyết tiếp xúc giữa bánh xe và ray; thí nghiệm về hao mòn và mô phỏng về hao mòn. Braghin căn cứ vào kết quả thí nghiệm thành lập mô hình tính toán hao mòn mặt lăn bánh xe (F.Braghin, et al 2006). Jendel căn cứ vào lý luận Hertz, phần mềm GENSYS và mô hình mài mòn Archard thành lập mô hình mô phỏng mài mòn, ứng dụng phần mềm này để nghiên cứu hao mòn bánh xe toa xe, kết quả mô phỏng phù hợp kết quả thực tế (T.Jendel, 2002). Pearce sử dụng mô hình giản đơn phân tích hao mòn bánh xe trên đoạn đường cong chữ S (T.Pearce, et al 1991). Pombo nghiên cứu độ cứng hệ đàn hồi 1 và độ côn mặt lăn ảnh hưởng đến mài mòn mặt lăn (J.Pombo, et al 2010).

Đối với nước ta, các đầu máy đều nhập khẩu từ nước ngoài, do đó điều kiện vận hành thực tế và điều kiện khi thiết kế có khác biệt. Chu kỳ sửa chữa của các loại đầu máy này nói chung và của bộ phận chạy nói riêng vẫn được căn cứ vào chu kỳ sửa chữa của nhà chế tạo. Do đó nghiên cứu đánh giá hao mòn bánh xe đầu máy rất quan trọng, kết quả nghiên cứu là cơ sở để hiệu chỉnh chu kỳ sửa chữa đầu máy cho phù hợp với thực tế.

Trong phạm vi bài báo này, tác giả giới thiệu kết quả nghiên cứu xây dựng mô hình xác định hao mòn bánh xe, đồng thời dùng phần mềm Matlab để viết chương trình tính toán. Ứng dụng mô hình này để xác định hao mòn bánh xe đầu máy D19E vận hành trên đường sắt Việt Nam.

2. CÔNG CỤ VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Mô hình xác định hao mòn bánh xe đầu máy

Mô hình xác định hao mòn bao gồm 3 bộ phận hợp thành: mô hình động lực học đầu máy, mô hình tiếp xúc giữa bánh xe và ray và phương pháp xác định hao mòn của Zobory. Từ kết quả mô phỏng động lực học đầu máy kết hợp mô hình tiếp xúc giữa bánh xe và ray, tính toán được vị trí điểm tiếp xúc, hình dạng tiếp xúc, phân bố suất trượt đàn hồi, phân bố vùng nén và vùng trượt trong vùng tiếp xúc. Căn cứ vào mô hình mài mòn Zobory để xác định lượng hao mòn tại từng vị trí. Quá trình tính toán như hình 1.



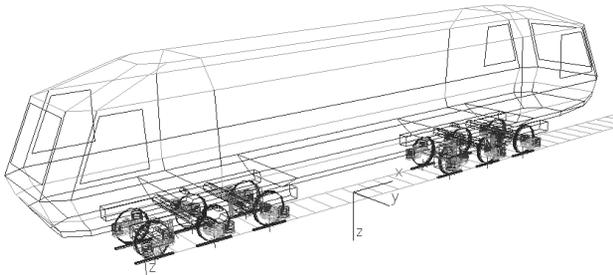
Hình 1. Quá trình tính toán mô hao mòn bánh xe

2.1.1. Mô hình động lực học đầu máy

Để mô phỏng tính toán động lực học của Đầu máy D19E, bài báo sử dụng phần mềm Simpack thành lập mô hình động lực học, mô hình bao gồm 9

¹ Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải

vật thể: thân xe, 2 giá chuyển hướng và sáu bộ trục bánh xe. Trong mô hình còn khảo sát hệ đàn hồi 1 và 2, giảm chấn dọc, giảm chấn ngang... Nhập các thông số kỹ thuật của đầu máy D19E và thông số kỹ thuật của đường sắt sẽ được mô hình động lực học của đầu máy D19E như hình 2. Điều kiện tiếp xúc là biên dạng mặt lăn bánh xe đầu máy D19E và bề mặt ray loại P43 (Tào Văn Chiến, 2018).



Hình 2. Mô hình 3D nghiên cứu động lực học đầu máy

2.1.2. Lý thuyết tiếp xúc giữa bánh xe và ray

Trong quá trình mô phỏng tính toán mài mòn, lý thuyết vận động tiếp xúc ảnh hưởng rất lớn đến tốc độ tính toán và độ chính xác của kết quả. Hiện tại, lý thuyết vận động tiếp xúc đàn tính 3 chiều của Kalker được sử dụng rộng rãi. Bài báo sử dụng phương pháp tính toán FASTSIM của Kalker để tiến hành tính toán phân tích vấn đề tiếp xúc giữa bánh xe và ray. Phương pháp này chia vết tiếp xúc thành các ô dạng lưới, với số lượng $n_x \times n_y$ ô, mỗi ô có tọa độ (i, j) , đồng thời giả thiết lượng di chuyển đàn hồi u và lực bề mặt p cùng phương với nó và hệ số độ mềm L có quan hệ với nhau như công thức (1) (J.Kalker, 1982):

$$u(x, y) = L \cdot p(x, y) \quad (1)$$

Phương trình trượt biểu diễn như công thức (2) :

$$\begin{cases} \frac{V_x}{V_y} = \xi_x - \varphi_y - \frac{\partial u_1(x, y)}{\partial x} \\ \frac{V_y}{V_x} = \xi_y + \varphi_x - \frac{\partial u_2(x, y)}{\partial x} \end{cases} \quad (2)$$

Trong đó:

V_x, V_y : Tốc độ trượt theo phương dọc và phương ngang, $m \cdot s^{-1}$;

V_v : Tốc độ của đầu máy, $m \cdot s^{-1}$;

ξ_x, ξ_y : Suất trượt đàn hồi theo phương dọc và ngang;

φ : Suất trượt đàn hồi của quá trình xoay;

u_1, u_2 : Di chuyển đàn hồi theo phương dọc và phương ngang, mm.

Tổng lượng trượt:

$$w = s - \frac{\partial p}{\partial x} \quad (3)$$

Trong đó:

w : Tổng lượng trượt, mm;

s : Độ trượt cứng, mm;

$\partial p / \partial x$: Độ trượt đàn hồi.

Thông qua tích phân công thức (3) sẽ tính được lực tiếp tuyến $F(x, y)$ trên một ô bất kỳ của vết tiếp xúc. Căn cứ lý luận tiếp xúc Hertz, giá trị giới hạn của lực tiếp tuyến $F_L(x, y)$ trên bề mặt một ô là:

$$F_L(x, y) = \mu \frac{2N}{\pi ab} \left(1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2} \right) \quad (4)$$

Trong đó:

$F_L(x, y)$: Giá trị giới hạn của lực tiếp tuyến, N;

N : Áp lực theo phương pháp tuyến, N/mm^2 ;

μ : Hệ số ma sát;

a, b : Bán trục dài và trục ngắn của vết tiếp xúc elip, mm.

Nếu $F(x, y) \leq F_L(x, y)$, ô đã chia thuộc vùng nén, nếu $F(x, y) > F_L(x, y)$, thì hiện tượng trượt xuất hiện, khi đó lực tiếp tuyến trong vùng trượt của ô đang xét là:

$$F'(x, y) = F_L(x, y) \frac{F(x, y)}{|F(x, y)|} \quad (5)$$

Kết hợp các công thức (1) đến (5) tính ra được phân bố vùng nén và vùng trượt trong vùng tiếp xúc và lực trượt đàn hồi của mỗi ô đã chia.

2.1.3. Phương pháp tính toán hao mòn của Zobory

Zobory căn cứ vào lý thuyết về năng lượng hao tán thành lập mô hình tính toán hao mòn mặt lăn bánh xe (I.Zobory, 1997). Tại mỗi bước thời gian, phân chia vùng tiếp xúc thành vùng nén và vùng trượt, vùng nén là A_n , vùng trượt là A_s , đồng thời cho rằng hao mòn chỉ sinh ra tại vùng trượt, như hình 3. Đối với ô bất kỳ (i, j) trong vùng tiếp xúc, mật độ năng lượng hao mòn của nó là:

$$E_d(i, j) = \begin{cases} \tau_x(i, j)V_x(i, j) + \tau_y(i, j)V_y(i, j) & (i, j) \in A_s(t) \\ 0 & (i, j) \notin A_s(t) \end{cases} \quad (6)$$

Trong đó :

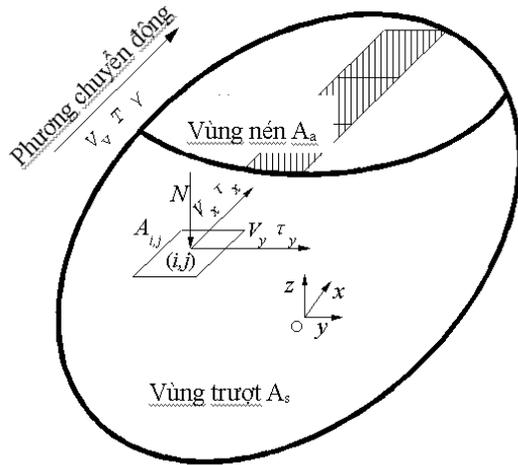
$E_d(i, j)$: Mật độ năng lượng hao mòn, $Nm \cdot (s^{-1}m^{-2})$;

τ_x, τ_y : Ứng lực cắt theo phương dọc và phương ngang của ô (i, j) , $N \cdot m^{-2}$;

V_x, V_y : Tốc độ trượt theo phương dọc và phương ngang, $m \cdot s^{-1}$;

$i=1,2,\dots, n_x; j=1,2,\dots, n_y$;

n_x, n_y : Số lượng các ô chia theo phương dọc và phương ngang.



Hình 3. Phân bố vùng nén và vùng trượt trong vùng tiếp xúc

Mật độ lượng mài mòn trong mỗi ô đã chia như sau:

$$m_d(i, j) = k(i, j) \cdot E_d(i, j) \quad (7)$$

Trong đó

m_d : Mật độ lượng mài mòn, $kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}$;

$k(i, j)$: Hệ số mài mòn, $kg \cdot (N \cdot m)^{-1}$.

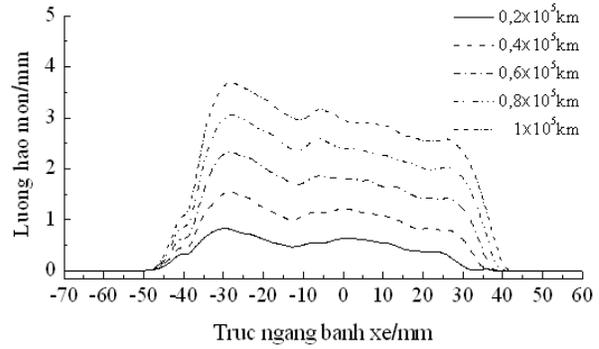
Điều kiện để xác định hệ số mài mòn như công thức (8)

$$k = \begin{cases} 7 \times 10^{-10} kg \cdot (Nm)^{-1} & E_d \leq 4 \times 10^6 Nm \cdot (s^{-1} m^{-2}) \\ 21 \times 10^{-10} kg \cdot (Nm)^{-1} & E_d > 4 \times 10^6 Nm \cdot (s^{-1} m^{-2}) \end{cases} \quad (8)$$

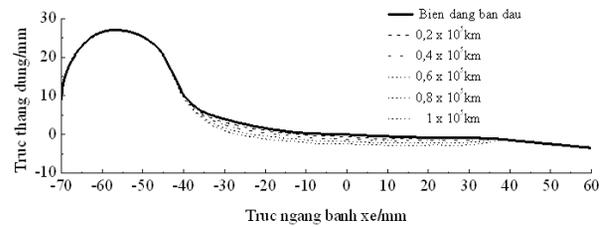
2.2. Kết quả tính toán mô phỏng

Ứng dụng mô hình trên để xác định hao mòn của bánh xe đầu máy D19E chạy trên tuyến Hà Nội-Vinh. Kết quả tính toán như hình 4, 5.

Từ hình 4, 5 cho thấy, quãng đường chạy tăng thì lượng hao mòn tăng. Sau khi chạy được quãng đường $10^5 km$, hao mòn phân bố trong khoảng $-50mm \sim 50mm$, lượng hao mòn tại vòng lăn bánh xe là $2,958mm$. Hao mòn lớn nhất tại chân gờ bánh xe, trong phạm vi $-37mm \sim -27mm$; lượng hao mòn bé nhất, trong phạm vi $-20mm \sim -10mm$.



Hình 4. Phân bố lượng hao mòn trên mặt lăn bánh xe



Hình 5. Biên dạng mặt lăn sau khi hao mòn

2.3. Cải tạo mô hình Zobory

Theo kết quả thống kê hao mòn thực tế tại vòng lăn bánh xe của đầu máy D19E sau khi chạy $10^5 km$ là $3,521mm$. Từ kết quả ở trên cho thấy, kết quả mô phỏng có khác biệt so với kết quả thống kê thực tế. Sự khác biệt này là do mô hình Zobory được thành lập dựa trên kết quả thí nghiệm tại nước ngoài, điều kiện thí nghiệm, vật liệu bánh xe, vật liệu ray... khác biệt so với đầu máy được mô phỏng. Do đó cần tiến hành cải tạo mô hình Zobory để phù hợp với đầu máy vận hành ở điều kiện ở Việt Nam.

Mô hình mài mòn Zobory là căn cứ vào năng lượng hao mòn để xác định lượng hao mòn, trong quá trình tính toán, hao mòn được chia thành 2 vùng: vùng hao mòn nghiêm trọng và vùng hao mòn bình thường, với các hệ số hao mòn tương ứng k_m và k_s . Tác giả Kaempfer đã chỉ ra một số mô hình của các tác giả khác cũng xác định hao mòn cũng dựa trên năng lượng hao mòn, trong đó cũng chia ra 2 vùng hao mòn như mô hình Zobory (B.Kampfer, 2006). Tuy giá trị hệ số hao mòn của các mô hình này khác biệt so với mô hình Zobory, nhưng năng lượng hao mòn tại ranh giới giữa 2 vùng hao mòn đều là $4 \times 10^6 Nm \cdot (s^{-1} m^{-2})$, hệ số hao mòn trong vùng nghiêm trọng đều gấp

3 lần hệ số hao mòn trong vùng bình thường. Căn cứ kết quả nghiên cứu của các tác giả đó, tổng hợp được hệ số hao mòn của các mô hình khác nhau như bảng 1.

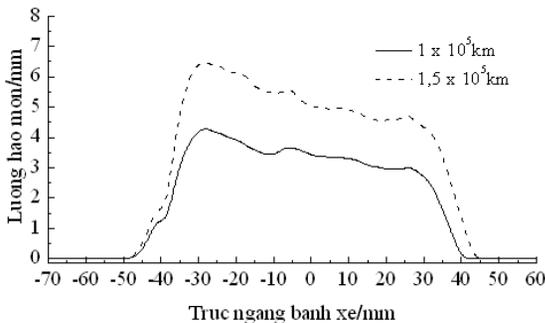
Bảng 1. Hệ số hao mòn của các mô hình

Tài liệu	(I.Zobory, 1997)	(H.Kim, 1997)	(C.Linder, 1997)	(C.Weidemann, 2002)
k_m , [kg·(Nm) ⁻¹]	7×10^{-10}	10.5×10^{-10}	4.5×10^{-7}	4.4×10^{-7}
k_s , [kg·(Nm) ⁻¹]	21×10^{-10}	3.5×10^{-10}	1.25×10^{-6}	1.3×10^{-6}
k_s/k_m	3	3	2.78	2.95

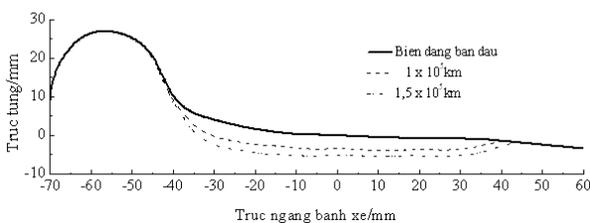
Như vậy, để cải tạo mô hình Zobory chỉ cần thay đổi hệ số hao mòn bằng cách đưa vào hệ số cải tạo ε , sao cho sau khi thay đổi vẫn đảm bảo điều kiện tỷ lệ giữa k_m và k_s là 3, năng lượng hao mòn tại điểm ranh giới giữa 2 vùng hao mòn vẫn là 4×10^6 Nm·(s⁻¹m⁻²). Căn cứ vào tỷ lệ giữa lượng hao mòn theo mô phỏng và theo thống kê thực tế, bài báo đưa vào hệ số cải tạo $\varepsilon=1,19$. Sau khi cải tạo hệ số hao mòn của mô hình Zobory sẽ là:

$$k_\varepsilon = \begin{cases} 833 \times 10^{10} \text{kg} \cdot (\text{Nm})^{-1} & E_d \leq 4 \times 10^6 \text{Nm} \cdot (\text{s}^{-1} \text{m}^{-2}) \\ 249 \times 10^{10} \text{kg} \cdot (\text{Nm})^{-1} & E_d > 4 \times 10^6 \text{Nm} \cdot (\text{s}^{-1} \text{m}^{-2}) \end{cases} \quad (9)$$

Ứng dụng mô hình Zobory sau khi cải tạo để tiến hành mô phỏng hao mòn bánh xe, kết quả như sau:



Hình 6. Phân bố hao mòn trên bề mặt lăn



Hình 7. Biên dạng mặt lăn sau khi hao mòn

Từ kết quả trên cho thấy, sau khi chạy được quãng đường 10^5 km, hao mòn phân bố trong phạm vi -50mm~50mm, lượng hao mòn tại vòng lẩn là 3,463 mm, kết quả mô phỏng sai lệch so với kết quả thống kê thực tế rất ít, do đó mô hình sau khi cải tạo có độ tin cậy cao.

3. KẾT LUẬN

Bài báo đã xây dựng mô hình để đánh giá hao mòn của bánh xe đầu máy, là sự kết hợp giữa mô hình động lực học của đầu máy, mô hình tiếp xúc giữa bánh xe và ray và mô hình xác định hao mòn Zobory.

Ứng dụng mô hình đã thành lập và chương trình tính để xác định hao mòn bánh xe của đầu máy D19E vận hành trên tuyến Hà Nội-Vinh. So sánh kết quả mô phỏng với kết quả thống kê để cải tạo mô hình Zobory cho phù hợp với điều kiện vận hành thực tế của đầu máy. Ứng dụng mô hình sau khi cải tạo cho kết quả mô phỏng phù hợp với kết quả thống kê thực tế.

Mô hình này có thể ứng dụng để xác định hao mòn bánh xe của các đầu máy khác nhau, đồng thời ứng dụng để nghiên cứu các nhân tố ảnh hưởng đến mài mòn nhằm tìm biện pháp giảm thiểu mài mòn bánh xe. Kết quả bài báo là cơ sở cho việc hiệu chỉnh chu kỳ sửa chữa hiện hành một cách hợp lý.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- Tào Văn Chiến, (2018), “Nghiên cứu tính năng động lực học của đầu máy dựa trên phần mềm Simpack”, Tạp chí nghiên cứu khoa học Đại học Sao đỏ, 22(1), tr.24-28.
- B.Kampfer, (2006), “New approach for prediction wheel profile wear”, 7th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Brisbane, p. 675-680

- C.Linder , (1997), “*Verschleiß von eisenbahnrädern mit unrundheiten*”, ETH Zurich Doctoral Thesis.
- C.Weidemann, (2002), “*Fahrdynamik und verschleiß starrer und gummigefederter eisenbahnräder*”, RWTH Doctoral Thesis.
- F.Braghin, R. Lewis R, R. Dwyer, (2006), “*A Mathematical Model to Predict Railway Wheel Profile Evolution Due to Wear*”, *Wear*, 261(57), p. 1253-1264.
- H.Kim, (1997), “*Verschleißgesetz des rad-schiene-systems*”, RWTH Doctoral Thesis
- I.Zobory, (1997), “*Prediction of wheel/rail profile wear*”, *Vehicle System Dynamic*, 28(5). p.221-259
- J.Kalker, (1982), “*A Fast Algorithm for the Simplified Theory of Rolling Contact*”, *Vehicle System Dynamics*, 11(22), p. 1-13.
- J.Pombo, J.Ambrosio, M.Pereira, (2010). “*A study on wear evaluation of railway wheels based on multibody dynamics and wear computation*”, *Multibody System Dynamics*, 24(2), p.347-366.
- T.Jendel, (2002), “*Prediction of Wheel Profile Wear-Comparisons with Field Measurements*”, *Wear*, 253(12), p. 89-99.
- T.Pearce, N.Sherratt N, (1991), “*Prediction of wheel profile wear*”. *Wear*, 114(23), p.343-351.

Abstract:

RESEARCH ON CALCULATION MODEL OF LOCOMOTIVE WHEEL WEAR

Locomotive dynamics model was built by SIMPACK software in this paper. A model in which locomotive dynamics, FASTSIM algorithm and Zobory profile wear model are combined, and wheel tread wear simulation program was developed. Then, simulation results were taken into compared with the experimental measured results, in order to modify the simulation model, in order to assure the simulation results more accurate.

Keywords: *wheel wear, dynamic model, wheel rail contact, FASTSIM*

Ngày nhận bài: 05/7/2019

Ngày chấp nhận đăng: 23/8/2019