



STRUCTURAL STRENGTH ASSESSMENT FOR RAILWAY AXLE OF CONTAINER FLAT CAR USING FINITE ELEMENT METHOD

Vu Tuan Dat

University of Transport and Communications, No 3 Cau Giay Street, Hanoi, Vietnam

ARTICLE INFO

TYPE: Research Article

Received: 31/1/2020

Revised: 13/3/2020

Accepted: 16/3/2020

Published online: 24/4/2020

<https://doi.org/10.25073/tcsj.71.3.2>

* *Corresponding author*

Email: datvt@utc.edu.vn; Tel: 0977551375

Abstract. In this paper, finite element model of railway wheel-axle assembly of container flat car was built by using ANSYS software. On the basis of this model, the numerical analysis of stress distribution and structural strength assessment of railway axle were carried out in some load cases corresponding to different operation conditions, with the effects of the vertical dynamic load factor and the interference fit joints between railway axle and wheels are considered. The analysis results show that: the railway axle ensures strength requirements with minimum safety factor: $K_{b-min} \approx 3.64$.

Keywords: strength assessment, railway axle, container flat car, finite element model, interference fit joints, safety factor.

© 2020 University of Transport and Communications



ĐÁNH GIÁ ĐỘ BỀN CHO TRỤC BÁNH XE CỦA TOA XE CHỖ CONTAINER BẰNG PHƯƠNG PHÁP PHẦN TỬ HỮU HẠN

Vũ Tuấn Đạt

Trường Đại học Giao thông vận tải, Số 3 Cầu Giấy, Hà Nội, Việt Nam

THÔNG TIN BÀI BÁO

CHUYÊN MỤC: Công trình khoa học

Ngày nhận bài: 31/1/2020

Ngày nhận bài sửa: 13/3/2020

Ngày chấp nhận đăng: 16/3/2020

Ngày xuất bản Online: 24/4/2020

<https://doi.org/10.25073/tcsj.71.3.2>

* Tác giả liên hệ

Email: datvt@utc.edu.vn; Tel: 0977551375

Tóm tắt. Bài báo ứng dụng phần mềm ANSYS thiết lập mô hình phần tử hữu hạn cho bộ trục bánh xe của toa xe chở container. Trên cơ sở mô hình phần tử hữu hạn, tiến hành phân tích trạng thái phân bố ứng suất và đánh giá độ bền cho trục bánh xe ở các trường hợp tải trọng khác nhau, có xét đến ảnh hưởng của hệ số tải trọng động thẳng đứng và mối lắp ghép có độ dôi giữa trục và bánh xe. Kết quả tính toán cho thấy: trục bánh xe đảm bảo yêu cầu độ bền với hệ số dự trữ bền nhỏ nhất: $K_{b-min} \approx 3,64$.

Từ khóa: tính bền kết cấu, trục bánh xe, toa xe chở container, mô hình phần tử hữu hạn, mối lắp ghép có độ dôi, hệ số dự trữ bền.

© 2020 Trường Đại học Giao thông vận tải

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

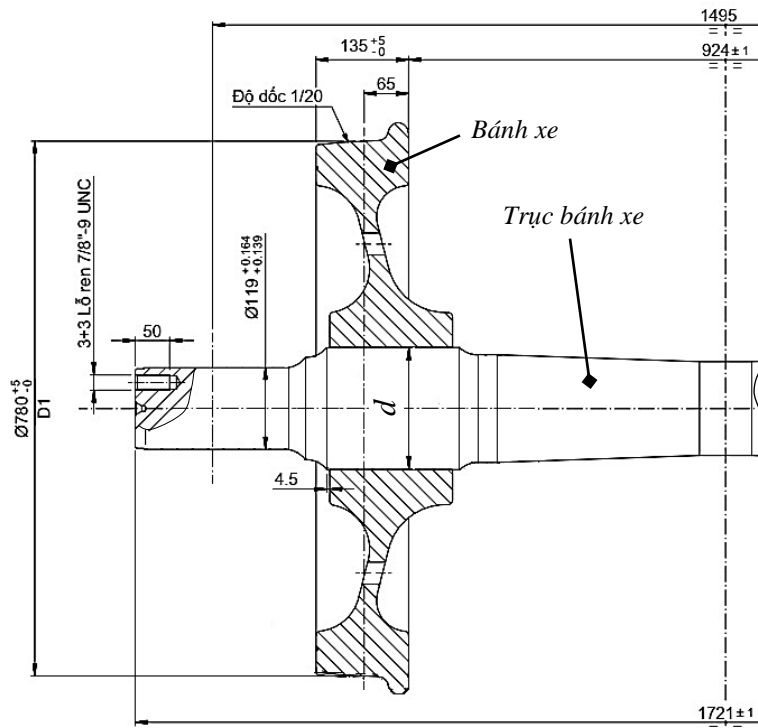
Phương tiện giao thông đường sắt là một trong những hình thức vận tải đóng vai trò quan trọng trong nền kinh tế quốc dân. Trong những năm gần đây, một số đơn vị trong nước đã mạnh dạn đầu tư cho thiết kế, chế tạo và nhập khẩu linh kiện để đóng mới toa xe, nhằm tăng tính tự chủ và giảm chi phí nhập khẩu toa xe nguyên chiếc. Trong các bộ phận của giá chuyển hướng trên đầu máy - toa xe, thì trục bánh xe là kết cấu chịu tải trọng lớn và phức tạp, có yêu cầu về độ bền cao. Đã có nhiều công trình nghiên cứu của các tác giả trong và ngoài nước về độ bền, độ bền mỏi, cũng như đặc trưng động lực học kết cấu của bộ trục bánh xe [1, 2, 3]. Tuy nhiên, khi tính bền cho trục bánh xe, một số tác giả đã bỏ qua ảnh hưởng của ứng suất ban đầu gây ra bởi mối lắp ghép có độ dôi giữa trục bánh xe [2, 3]. Các nghiên cứu trong nước về độ bền trục bánh xe phần lớn tập trung cho đầu máy [4, 5, 6], đối với trục bánh xe

trên toa xe thì số lượng các công trình nghiên cứu còn hạn chế. Bên cạnh đó, việc tính toán kiểm nghiệm độ bền cho các kết cấu trên phương tiện đường sắt thường sử dụng phương pháp truyền thống. Việc ứng dụng các phương pháp và phần mềm tiên tiến trong quá trình tính toán vẫn còn hạn chế. Hiện nay, hầu hết các đơn vị đóng mới toa xe trong nước đều phải nhập khẩu bộ trục bánh xe hoặc giá chuyển hướng có bộ trục bánh xe. Vì vậy, việc đánh giá độ bền đối với các linh kiện nhập khẩu nói chung và trục bánh xe nói riêng, không chỉ có ý nghĩa về mặt khoa học, mà còn có ý nghĩa thực tiễn: khi điều kiện về công nghệ cho phép, chúng ta có thể tự chủ trong thiết kế, chế tạo trục bánh xe để giảm chi phí nhập khẩu linh kiện.

Trong bài báo này, trên cơ sở phương pháp phần tử hữu hạn (PTHH) với ứng dụng phần mềm ANSYS, tác giả đã xây dựng mô hình PTHH của bộ trục bánh xe trên toa xe chở container (toa xe MC) do Công ty Cổ phần Xe lửa Dĩ An chế tạo. Trên cơ sở đó tiến hành đánh giá độ bền cho trục bánh xe ở một số trường hợp tải trọng điển hình, có xem xét đến ảnh hưởng của tải trọng động thẳng đứng và mối lắp ghép có độ dôi giữa trục và bánh xe

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH PTHH CHO BỘ TRỤC BÁNH XE

Mục tiêu của bài báo là đánh giá độ bền của trục bánh xe, nhưng để xem xét đến ảnh hưởng của mối lắp ghép có độ dôi giữa trục và bánh xe đến trạng thái ứng suất trên trục thì cần phải xây dựng mô hình PTHH của cả bộ trục bánh xe.

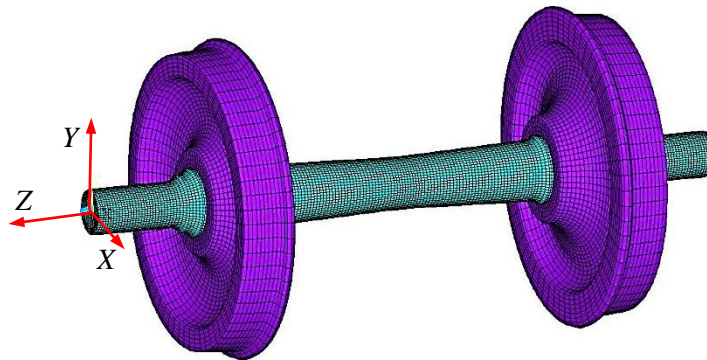


Hình 1. Kích thước cơ bản của bộ trục bánh xe của toa xe chở container MC.

Bộ trục bánh xe được Công ty Cổ phần Xe lửa Dĩ An nhập khẩu để đóng mới toa xe chở container MC với các thông số kỹ thuật của bộ trục bánh xe, bao gồm: các kích thước cơ bản như trên Hình 1, với đường kính danh nghĩa bộ lắp bánh xe là $d = 178 \text{ mm}$. Theo tài liệu thiết kế: trục bánh xe được chế tạo từ vật liệu tương đương với mác thép A2N [7], có giới hạn bền $\sigma_b \geq 610 \text{ N/mm}^2$, giới hạn chảy $\sigma_{s-\min} \approx 360 \text{ N/mm}^2$; bánh xe được chế tạo bằng phương pháp cán hoặc rèn [8] với vật liệu có giới hạn bền $\sigma_b \approx 930 \div 1130 \text{ N/mm}^2$. Lắp ghép giữa

bánh xe và trục bánh xe là lắp ghép có độ dôi, với độ dôi $J = 0,17 \div 0,292 \text{ mm}$ [9].

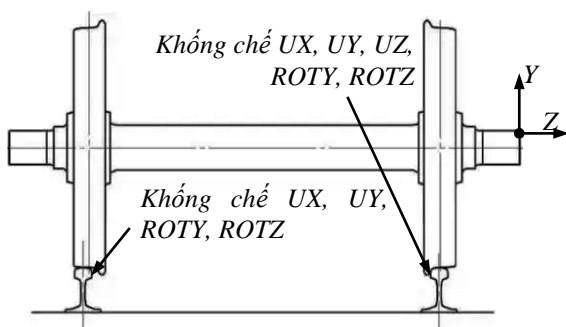
Khi xây dựng mô hình PTHH với phần mềm ANSYS, giả thiết bỏ qua các góc lượn, cạnh vát và lỗ nhỏ không ảnh hưởng nhiều đến độ bền của kết cấu. Sử dụng phần tử *Solid45* để chia lưới PTHH kiểu lục diện cho trục và bánh xe với vật liệu có: khối lượng riêng, $\delta \approx 7,8 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$; mô đun đàn hồi, $E \approx 2,1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$; hệ số Poisson, $\mu \approx 0,29$. Để mô phỏng các bề mặt tiếp xúc giữa bề lắp bánh xe và lỗ moay ơ bánh xe, sử dụng cặp phần tử tiếp xúc *Targe170* và *Conta174* với phương pháp giải bằng thuật toán Lagrange tăng cường (Augmented Lagrange Method) [10]. Mô hình PTHH của bộ trục bánh xe như trên Hình 2, gồm 103547 điểm nút (nodes) và 89840 phần tử *Solid45*. Các bề mặt tiếp xúc mô phỏng bằng 5120 phần tử *Targe170* và *Conta174*.



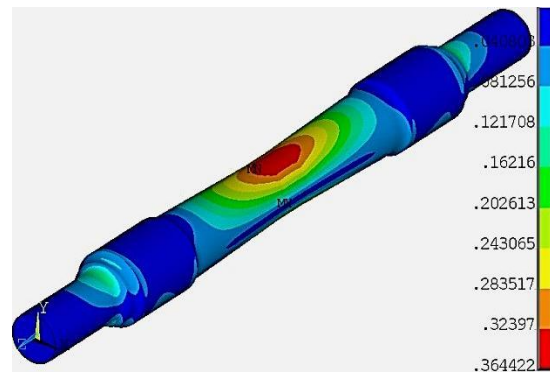
Hình 2. Mô hình PTHH của bộ trục bánh xe.

3. PHÂN TÍCH TRẠNG THÁI CỦA TRỤC BÁNH XE KHI KHÔNG TẢI

Phân tích trạng thái trục bánh xe khi không có tải trọng bên ngoài tác dụng ở hai trường hợp: ① bỏ qua mối lắp ghép có độ dôi giữa trục và bánh xe, đường kính bề lắp bánh xe (d_{tr}) bằng đường kính lỗ moay ơ bánh xe (d_l). Bề lắp bánh xe và lỗ moay ơ bánh xe có chung bề mặt, không sử dụng cặp phần tử tiếp xúc *Targe170* và *Conta174* mô phỏng bề mặt tiếp xúc (ký hiệu *Static_0*); ② có kể đến mối lắp ghép có độ dôi giữa trục và bánh xe, với độ dôi lắp ghép $J = 0,2 \text{ mm}$, tương ứng $d_{tr} = 178 \text{ mm}$ và $d_l = 177,8 \text{ mm}$ (ký hiệu *Static_C*). Giả thiết các bánh xe tiếp xúc với ray tại một phần của mặt lăn và lợi bánh xe: các điểm nút ở vị trí tiếp xúc của một bên bánh xe được khống chế 5 bậc tự do: 3 bậc tự do tịnh tiến UX, UY, UZ và 2 bậc tự do quay quanh các trục ROTY, ROTZ. Các điểm nút tương ứng của bánh xe còn lại khống chế 4 bậc tự do: UX, UY và ROTY, ROTZ như trên Hình 3).

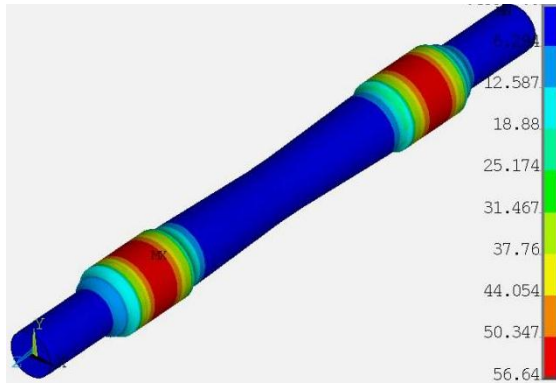


Hình 3. Điều kiện biên khi tính toán.

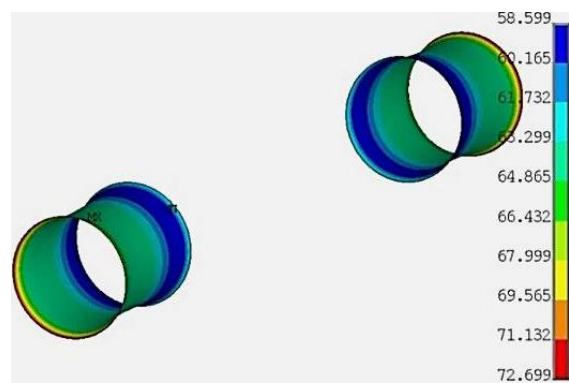


Hình 4. Phân bố ứng suất σ_v (N/mm^2) trên trục bánh xe (*Static_0*)

Kết quả phân tích phân bố ứng suất Von-mises (σ_V , tương ứng lý thuyết bền IV) trên trục bánh xe cho thấy: ở trường hợp **Static_0**, tải trọng do khối lượng bản thân gây ra ứng suất không đáng kể trên kết cấu, với phân bố ứng suất như trên Hình 4 và có ứng suất lớn nhất $\sigma_{V-MAX} \approx 0,36 \text{ N/mm}^2$. Đối với trường hợp **Static_C**, ngoài tải trọng của khối lượng bản thân, do ảnh hưởng của mỗi lắp ghép có độ dôi, vùng tập trung ứng suất nằm trên bề mặt bệ lắp bánh xe, như trên Hình 5 và có ứng suất lớn nhất $\sigma_{V-MAX} \approx 56,64 \text{ N/mm}^2$. Đồng thời mỗi lắp ghép có độ dôi tạo nên và áp lực (p) trên bề mặt bệ lắp bánh xe với phân bố áp lực như trên Hình 6, có $p_{max} \approx 72,70 \text{ N/mm}^2$. Từ kết quả phân tích có thể thấy: mỗi lắp ghép có độ dôi có ảnh hưởng lớn đến phân bố ứng suất và giá trị ứng suất lớn nhất trên trục bánh xe.



Hình 5. Phân bố ứng suất σ_V (N/mm^2) trên trục bánh xe (Static_C)



Hình 6. Phân bố áp lực p (N/mm^2) trên bề mặt bệ lắp bánh xe (Static_C)

4. TÍNH BỀN CHO BỘ TRỤC BÁNH XE

4.1. Các trường hợp tải trọng tính toán

Khi tính toán kiểm nghiệm độ bền kết cấu giá xe, giá chuyển hướng, bộ trục bánh xe, ... trên đầu máy và toa xe, thường tính cho trường hợp bất lợi nhất, có đồng thời các loại tải trọng tác động khi: phương tiện chuyển động với vận tốc tối đa theo thiết kế, phanh với gia tốc phanh giới hạn, vào đường cong với bán kính cong nhỏ nhất, có tác dụng của lực gió ngang, ... Phương án này chỉ cần tính toán một lần và đảm bảo an toàn hơn khi tính toán độ bền. Tuy nhiên, việc xác định các thành phần tải trọng tác dụng là rất phức tạp. Mặt khác, trong điều kiện vận hành thực tế thì rất khó có thể xảy ra đồng thời, ví dụ: khi vào đường cong có bán kính cong nhỏ nhất với vận tốc tối đa theo thiết kế. Trong bài báo này, khi tính bền cho trục bánh xe, các thông số kỹ thuật của toa xe được tham khảo theo tài liệu thiết kế của nhà sản xuất và tài liệu [11]. Để đơn giản hóa khi xác định tải trọng tác động, các trường hợp tải trọng tính toán được phân theo điều kiện vận hành như sau:

4.1.1. Trường hợp toa xe đầy tải chuyển động đều với vận tốc cấu tạo (ký hiệu **Static_1**):

Tải trọng thẳng đứng P_y tác dụng lên mỗi bên ổ trục lắp ổ bi của trục bánh xe [11]:

$$P_y = \frac{1}{2} K_{d-y} P_{t-y}; \text{ với } P_{t-y} = \left(\frac{m_0 - m_r n_r n_{gc}}{n_r n_{gc}} \right) \frac{g}{1000} \approx 128,35 \quad (\text{kN}) \quad (1)$$

$$K_{d-y} = 1 + \left[\frac{1}{f_t} (a + bV) + \frac{cd}{\sqrt{f_t}} \right] \approx 1,4; \text{ với } f_t = \frac{(m_{th} + n_{gc} m_{xn})}{k_\Sigma} g \approx 37,45 \quad (\text{mm}) \quad (2)$$

Trong đó: K_{d-y} – hệ số kê đến tải trọng động thẳng đứng; P_{t-y} – tải trọng tĩnh thẳng đứng tác dụng lên một trục; n_{gc} – số lượng giá chuyển hướng trên một toa xe, $n_{gc} = 2$; n_{tr} – số lượng bộ trục bánh xe trên một giá chuyển hướng, $n_{tr} = 2$; g – gia tốc trọng trường; m_0 – khối lượng toàn bộ toa xe khi đầy tải, $m_0 = 56000 \text{ kg}$; m_{tr} – khối lượng một bộ trục bánh xe, $m_{tr} = 916 \text{ kg}$; m_{th} – khối lượng thùng xe khi đầy tải, $m_{th} = m_0 - 2m_{gc} = 49200 \text{ kg}$; m_{gc} – khối lượng một giá chuyển hướng, $m_{gc} = 3400 \text{ kg}$; m_{xn} – khối lượng một xà nhún, $m_{xn} = 370 \text{ kg}$; k_{Σ} – tổng độ cứng của các lò xo dưới xà nhún của các giá chuyển hướng, $k_{\Sigma} = 13081,2 \text{ kN/m}$; a và c – hệ số thực nghiệm cho bộ phận dưới lò so của giá chuyển hướng, $a = 3,5$ và $c = 0,569$; b – hệ số thực nghiệm, $b = 0,05$; d – hệ số thực nghiệm đối với toa xe hàng, $d = 1,65$; V – vận tốc cấu tạo hay vận tốc tối đa theo thiết kế, với khổ đường ray 1000 mm , $V = 100 \text{ km/h}$; f_t – độ nhún tĩnh do khối lượng phía trên lò xo. Thay các giá trị, ta có $P_y \approx 89,85 \text{ (kN)}$.

Ngoài ra, trục bánh xe còn chịu lực kéo là P_{k-x} , giả thiết bánh xe không bị trượt quay, lực kéo bằng lực bám, P_{k-x} tác dụng lên mỗi cổ trục lắp ổ bi của trục bánh xe:

$$P_{k-x} = P_{\varphi} = \frac{q_0}{2} \frac{g}{1000} \varphi \approx 17,17 \text{ (kN)} \quad (3)$$

Trong đó: P_{φ} – lực bám của mỗi bộ trục tương ứng với trọng lượng bám cho phép đặt lên mỗi trục; φ – hệ số bám giữa bánh xe và ray, $\varphi = 0,25$ [12]. q_0 – tải trọng cho phép đặt lên mỗi trục bánh xe, $q_0 = 14000 \text{ kg}$. Để xem xét ảnh hưởng của môi lắp ghép có độ dôi giữa trục và bánh xe, trường hợp **Static_1** được phân thành hai trường hợp: bỏ qua môi lắp ghép có độ dôi giữa trục và bánh xe (**Static_1_0**) và có kê môi lắp ghép có độ dôi giữa trục và bánh xe (**Static_1_C**)

4.1.2. Trường hợp toa xe đầy tải và hãm với gia tốc hãm giới hạn (ký hiệu **Static_Brak**):

Với giá chuyển hướng toa xe chở container MC được thiết kế có guốc hãm bằng gang ở tất cả các bánh xe. Giả thiết lực hãm ở hai bên bánh xe trên một trục là bằng nhau và gia tốc giới hạn của toa xe khi hãm (j_p) phụ thuộc điều kiện bám để bánh xe không bị trượt lết, tính gần đúng: $j_p = g\varphi \approx 2,45 \text{ m/s}^2$. Vị trí khối tâm của thùng xe (m_{th}) cách đường tâm của trục toa xe là $h_1 = 1,6 \text{ m}$. Coi vị trí khối tâm của giá chuyển hướng (không bao gồm khối lượng của 2 bộ trục bánh xe, $m_{gc-0} = m_{gc} - 2m_{tr} = 1568 \text{ kg}$) có cùng độ cao với đường tâm bộ trục bánh xe [10], $h_2 = 0 \text{ m}$. Như vậy, khoảng cách từ khối tâm của các khối lượng phía trên bộ trục bánh xe ($m_p = m_{th} + 2m_{gc-0} = 52336 \text{ kg}$) đến đường tâm của trục toa xe (h_3):

$$h_3 = \frac{m_{th}h_1 + 2m_{gc-0}h_2}{m_{th} + 2m_{gc-0}} \approx 1,5 \text{ (m)} \quad (4)$$

Do tác dụng của lực quán tính khi hãm $P_p = m_p j_p$ của khối lượng m_p , mỗi cổ trục lắp ổ bi của bộ trục bánh xe giá chuyển hướng phía trước chịu thêm tải trọng theo phương dọc là P_{p-x} và tải trọng thẳng đứng P_{p-y} :

$$P_{p-x} = \frac{1}{2n_{gc}n_{tr}} \frac{P_p}{1000} \approx 16,03 \text{ (kN)} ; P_{p-y} = \frac{1}{2n_{tr}} \frac{P_p h_3}{2l} \frac{1}{1000} \approx 4,81 \text{ (kN)} \quad (5)$$

Trong đó: $2l$ – khoảng cách giữa hai cỏi chuyển hướng trên toa xe, $2l = 10 \text{ m}$. Ngoài ra, khi hãm toa xe, lực ép của guốc hãm (P_{gh}) tác động lên mặt lăn của bánh xe tạo thành lực hãm (P_h) và tạo ra mô men hãm (M_h), giá trị mô men hãm tác động lên mỗi bánh xe trong điều kiện lực hãm bằng lực bám [12]:

$$M_h = P_h R \approx P_\varphi R \approx \varphi \frac{q_0}{2} \frac{g}{1000} R \approx 6,70 \text{ (kN.m)} \quad (6)$$

4.1.3. Trường hợp toa xe đầy tải chạy trên đường có bán kính cong thông qua nhỏ nhất và chịu thêm lực gió ngang (ký hiệu *Static_Turn*):

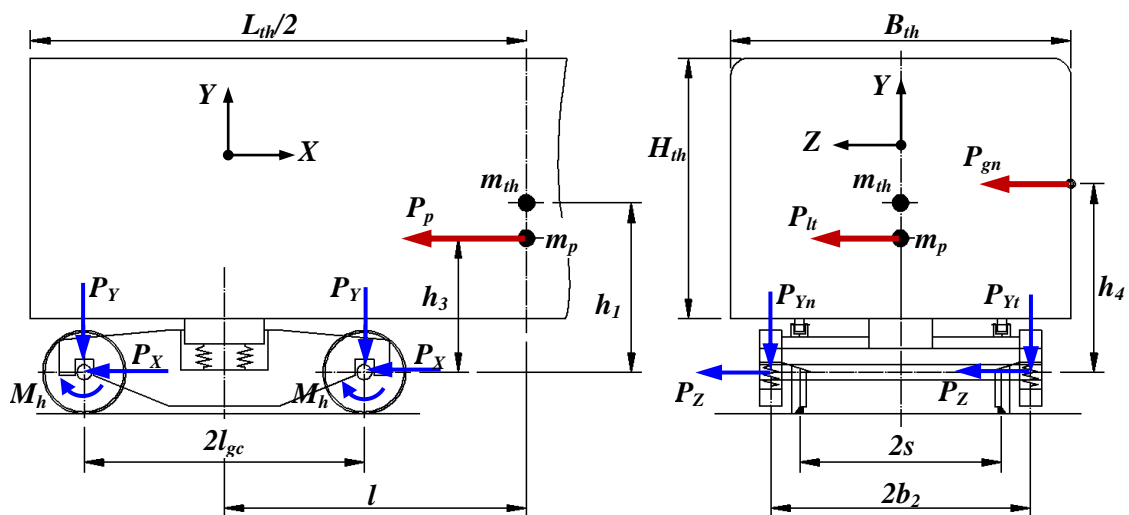
Các bộ trục bánh xe chịu thêm tác dụng do lực ly tâm P_{lt} của các khối lượng m_p khi toa xe vào đường cong và lực gió ngang P_{gn} tác dụng lên mặt bên của thùng xe, xét ở điều kiện bất lợi nhất là cùng phương chiều với lực ly tâm [13, 14]:

$$P_{gn} = \frac{wL_{th}H_{th}}{1000} \approx 15,79 \text{ (kN)} \text{ và } P_{lt} = \frac{m_p}{1000} \left(\frac{V_{Rmax}^2}{R_{min}} - \frac{h_r g}{2s} \right) \approx 21,65 \text{ (kN)} \quad (7)$$

Trong đó: L_{th} – chiều dài thùng xe, $L_{th} = 12,192 \text{ m}$; H_{th} – chiều cao thùng xe, $H_{th} = 2,591 \text{ m}$; R_{min} – bán kính đường cong thông qua nhỏ nhất, với khổ đường ray 1000 mm , $R_{min} = 97 \text{ m}$; $2s$ – khoảng cách 2 vòng lắn của bánh xe trên một trục, $2s = 1,054 \text{ m}$; h_r – độ siêu cao của ray ngoài, $h_r = 0,095 \text{ m}$; V_{Rmax} – vận tốc giới hạn khi vào đường cong, $V_{Rmax} = 4,1\sqrt{R_{min}} = 40,38 \text{ km/h} \approx 11,22 \text{ m/s}$; w – áp suất gió ngang, $w = 500 \text{ N/m}^2$. Như vậy, tại mỗi bên cổ trục lắp ổ bi của trục bánh xe sẽ chịu thêm một lực ngang P_{n-z} dọc theo đường tâm của trục và hướng ra phía ngoài đường cong thông qua. Đồng thời, bên cổ trục lắp ổ bi phía ngoài chịu thêm lực thẳng đứng P_{n-y} và cổ trục lắp ổ bi phía trong được giảm tải đứng bằng P_{n-y} [13]:

$$P_{n-z} = \frac{1}{2n_{gc}n_{tr}} (P_{lt} + P_{gn}) \approx 4,68 \text{ (kN)} ; P_{n-y} = \frac{1}{n_{gc}n_{tr}} \left(\frac{P_{lt}h_3 + P_{gn}h_4}{2b_2} \right) \approx 10,18 \text{ (kN)} \quad (8)$$

Trong đó: h_4 – chiều cao từ điểm đặt lực gió ngang đến đường tâm trục bánh xe, $h_4 = 1,8 \text{ m}$; $2b_2$ – khoảng cách giữa hai cổ trục lắp ổ bi trên trục bánh xe, $2b_2 = 1,495 \text{ m}$. Các lực tác dụng lên mỗi cổ trục của bộ trục bánh xe cho 3 trường hợp tải trọng được minh họa trên Hình 7 và có giá trị cho trong Bảng 1.



Hình 7. Sơ đồ lực tác dụng lên các bộ phận của toa xe chở container MC.

Điều kiện biên cho các trường hợp tải trọng khi tính toán:

- Cho cả bốn trường hợp tải trọng: ràng buộc các điểm nút tại vị trí tiếp xúc với ray của một bên bánh xe là 5 bậc tự do và bên bánh xe còn lại là 4 bậc tự do như Hình 3; đặt gia tốc trọng trường theo phương thẳng đứng, $J_Y = 9,81 \text{ m/s}^2$;

- Đối với trường hợp **Static_Brak**: đặt thêm gia tốc theo phương X, $J_X = j_p = 2,45 \text{ m/s}^2$, ngược với chiều chuyển động của toa xe.

- Đối với trường hợp **Static_Turn**: đặt thêm gia tốc theo phương Z, $J_Z = V_{max}^2/R_{min} = 1,3 \text{ m/s}^2$, hướng từ trái qua phải theo mặt cắt ngang toa xe như trên Hình 7. (hướng từ ngoài vào tâm đường cong thông qua).

Bảng 1. Thành phần và giá trị lực tác dụng lên trục bánh xe

Lực và mô men tác dụng lên mỗi bên cổ trục	Các trường hợp tải trọng tính toán			
	Static_I_0 và Static_I_C	Static_Brak	Static_Turn	
			Cổ trục lắp ổ bi phía ngoài	Cổ trục lắp ổ bi phía trong
$P_X \text{ (kN)}$	$P_{k-x} \approx 17,17$	$P_{k-x} + P_{p-x} = 33,2$	$P_{k-x} \approx 17,17$	$P_{k-x} \approx 17,17$
$P_Y \text{ (kN)}$	$P_y \approx 89,85$	$P_y + P_{p-y} = 94,66$	$P_y + P_{n-y} = 100,03$	$P_y - P_{n-y} = 79,67$
$P_Z \text{ (kN)}$	0	0	$P_{n-z} = 4,68$	$P_{n-z} = 4,68$
$M_Z \text{ (kN.m)}$	0	$M_h = 6,70$ (tác dụng tại bộ lắp bánh xe)	0	0

4.3. Kết quả tính toán

Phân bố ứng suất Von-mises (σ_V) của trục bánh xe ở các trường hợp tải trọng tính toán như trên Hình 8 và tổng hợp các kết quả tính toán được cho trong Bảng 2. Bao gồm: chuyển vị tổng hợp lớn nhất ($D_{sum-max}$); ứng suất lớn nhất trên toàn bộ trục (σ_{V-MAX}) và bộ lắp bánh xe (σ_{V-max}); áp lực lớn nhất trên bộ lắp bánh xe (p); hệ số dự trữ bền $K_b = \sigma_s/\sigma_{V-MAX}$, với $\sigma_s = 360 \text{ N/mm}^2$. So sánh hai trường hợp **Static_I_0** và **Static_I_C**, với phân bố ứng suất như trên Hình 8. a) và Hình 8. b), có thể thấy: mỗi lắp ghép có độ dôi ảnh hưởng lớn đến phân bố ứng suất và làm tăng đáng kể giá trị ứng suất lớn nhất trên trục bánh xe (σ_{V-MAX}). Đặc biệt là giá trị ứng suất lớn nhất trên bộ lắp bánh xe (σ_{V-max}) của trường hợp **Static_I_C** ($82,93 \text{ N/mm}^2$) lớn hơn khoảng 4 lần so với trường hợp **Static_I_0** ($20,38 \text{ N/mm}^2$).

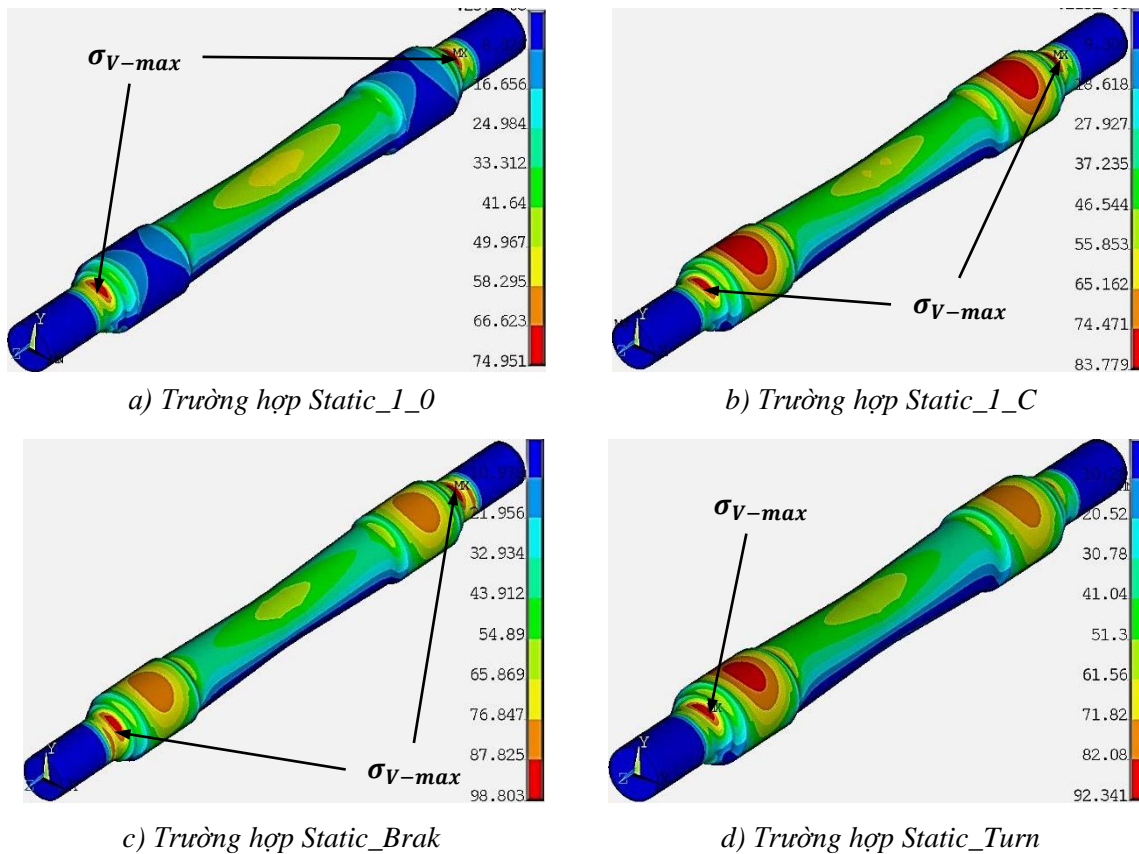
Bảng 2. Kết quả tính toán cho các trường hợp tải trọng đối với trục bánh xe

Các trường hợp tải trọng	Thông số đánh giá				
	$D_{sum-max}$ (mm)	σ_{V-MAX} (N/mm^2)	Bộ lắp bánh xe		K_b
			σ_{V-max} (N/mm^2)	p_{max} (N/mm^2)	
Static_I_0	0,69	74,95	20,38	-	4,80
Static_I_C	0,74	83,78	82,93	87,95	4,30
Static_Brak	0,79	98,80	85,58	89,64	3,64
Static_Turn	0,83	92,34	87,20	88,12	3,90

Từ kết quả tính toán ở các trường hợp tải trọng **Static_I_C**, **Static_Brak** và **Static_Turn** có thể thấy: vùng tập trung ứng suất thường xuất hiện ở bộ lắp bánh xe (vị trí I) và phần góc

lượn chuyển tiếp thứ nhất giữa cổ trục lắp ổ bi và bệ lắp bánh xe (vị trí **II**). Trong đó, vị trí **II** có giá trị ứng suất lớn hơn so với vị trí **I**. Ở hai trường hợp *Static_1_C* và *Static_Brak*, do tải trọng có tính đối xứng và phân bố đều lên hai bên cổ trục lắp ổ bi, vì vậy phân bố ứng suất cũng có tính đối xứng, như trên Hình 8. b) và Hình 8. c). Ở trường hợp *Static_Turn*, do tải trọng thẳng đứng P_Y tác dụng lên cổ trục lắp ổ bi phía ngoài lớn hơn so với cổ trục lắp ổ bi phía trong, nên vùng tập trung ứng suất (vị trí **I** và **II**) nằm ở bên cổ trục phía ngoài và giá trị ứng suất lớn hơn rõ rệt so với cùng vị trí ở bên cổ trục phía trong, như trên Hình 8. d).

Thông qua giá trị tính toán hệ số dự trữ bền (K_b) ở các trường hợp tải trọng khác nhau (đã kể đến hệ số tải trọng động thẳng đứng, $K_{d-y} \approx 1,4$ và ảnh hưởng của mối lắp ghép có độ dôi giữa trục và bánh xe), có thể thấy: trục bánh xe đều đảm bảo điều kiện bền, với hệ số dự trữ bền nhỏ nhất đối với trục bánh xe, tương ứng với trường hợp *Static_Brak*, $K_{b-min} \approx 3,64$.



Hình 8. Phân bố ứng suất σ_V (N/mm²) trên trục bánh xe ở các trường hợp tải trọng.

5. KẾT LUẬN

Trên cơ sở phương pháp PTHH và ứng dụng phần mềm ANSYS, bài báo đã xây dựng mô hình PTHH cho bộ trục bánh xe trên toa xe chở container MC do Công ty Cổ phần Xe lửa Dĩ An thiết kế và chế tạo. Từ đó, tiến hành phân tích trạng thái phân bố ứng suất và tính toán kiểm tra bền cho trục bánh xe ở các trường hợp tải trọng khác nhau, có kể đến ảnh hưởng của hệ số tải trọng động thẳng đứng ($K_{d-y} \approx 1,4$) và mối lắp ghép có độ dôi giữa trục và bánh xe. Kết quả tính toán cho thấy: mối lắp ghép có độ dôi giữa trục và bánh xe có ảnh hưởng lớn đến phân bố ứng suất, giá trị ứng suất lớn nhất trên toàn trục bánh xe (σ_{V-MAX}) và trên bệ lắp bánh xe (σ_{V-max}). Ở các trường hợp chịu tải trọng khác nhau, thông qua tính toán hệ số dự trữ bền

(K_b) thì trục bánh xe đều đảm bảo điều kiện bền. Ở trường hợp *Static_Brak*, trục bánh xe có hệ số dự trữ bền nhỏ nhất, $K_{b-min} \approx 3,64$.

Kết quả nghiên cứu của bài báo có thể được sử dụng làm tài liệu tham khảo cho các nghiên cứu tiếp theo về động lực học, tuổi bền và độ tin cậy, cũng như tối ưu hóa kết cấu cho trục bánh xe. Đồng thời có thể giúp các đơn vị trong nước chủ động trong công tác thiết kế, chế tạo trục bánh xe cho toa xe đường sắt.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. A. S. Xue, Y. X. Zhao, B. B. Du, Design Reliability Assessment on the Railway Wagon Axle with 30 Ton Axle Weigh, *Advanced Materials Research*, 658 (2013) 323-326. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.658.323>
- [2]. V. Blanuša, M. Zeljković, B. Milisavljević, A. Živković, Static Analysis of Behaviour of Axle Assembly of Freight Wagons, Conference: XVII Scientific-Expert Conference on Railways Railcon, Niš: Serbia (2016) 189-192, <https://www.researchgate.net/publication/314369126>, ISBN 978-86-6055-060-8.
- [3]. S. L. Dedmon, J. M. Pilch, C. P. Lonsdale, A Comparison of Railroad Axle Stress Results Using Different Design Sizes, Loading Criteria and Analysis Method, Proceedings of 2001 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exhibition (IMECE), New York, USA, (2001), <https://trid.trb.org/view/700473>
- [4]. Đỗ Đức Tuấn, Trần Văn Khuê, Xác định ứng suất dư trên khung giá chuyển hướng và trục bánh xe đầu máy D9E sử dụng trên đường sắt Việt Nam, Hội nghị Cơ học toàn quốc lần thứ VII, Tuyển tập Công trình, Tập III - Cơ học vật rắn biến dạng, (2002) 647-652.
- [5]. Đỗ Đức Tuấn, Đánh giá độ bền và độ bền mỏi kết cấu giá xe, giá chuyển hướng và trục bánh xe đầu máy diesel, Nhà xuất bản Xây dựng, Hà Nội, 2005.
- [6]. Đỗ Đức Tuấn, Nguyễn Đức Toàn, Xây dựng chương trình tính toán sức bền của bộ trục bánh xe đầu máy theo phương pháp truyền thống, Tạp chí Khoa học Giao thông Vận tải, 60 (2017).
- [7]. TCVN 9535-3:2012, Phương tiện giao thông đường sắt – Vật liệu đầu máy toa xe – Phần 3: Trục của đầu máy và toa xe – Yêu cầu về chất lượng, 2012.
- [8]. TCVN 9535-6:2012, Phương tiện giao thông đường sắt – Vật liệu đầu máy toa xe – Phần 6: Bánh xe liền khối của đầu máy và toa xe – Yêu cầu kỹ thuật khi cung cấp, 2012.
- [9]. TCVN 9535-7:2012, Phương tiện giao thông đường sắt – Vật liệu đầu máy toa xe – Phần 7: Bộ trục bánh xe của đầu máy và toa xe – Yêu cầu về chất lượng, 2012.
- [10]. ANSYS Inc, ANSYS Mechanical APDL Theory Reference – Release 15.0: Ph.D Peter Kohnke (Edited.), Published in the USA, 2013.
- [11]. Vũ Tuấn Đạt, Nguyễn Đức Toàn, Tính bền kết cấu khung giá chuyển hướng toa xe hàng MC bằng phương pháp phần tử hữu hạn. Tạp chí Khoa học Giao thông Vận tải, 69 (2019) 57-65.
- [12]. TCVN 9983:2013, Phương tiện giao thông đường sắt – Toa xe – Yêu cầu thiết kế, 2013.
- [13]. Dương Hồng Thái, Lê Văn Doanh, Lê Văn Học, Kết cấu và tính toán toa xe, Nhà xuất bản Giao thông Vận tải, 1997.
- [14]. Bộ môn Toa xe – ĐH GTVT, Sổ tay kỹ thuật toa xe - Tập 1, Nhà xuất bản Giao thông Vận tải, 1985.