



FATIGUE LIFE ANALYSIS FOR BOGIE FRAME OF MC CARGO CARRIAGES

Do Đức Tuan¹, Vu Tuan Dat²

¹*Department of Locomotive and Wagon, Faculty of Mechanical Engineering, University of Transport and Communications, No 3 Cau Giay Street, Hanoi, Vietnam*

²*Department of Automotive Mechanical Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, University of Transport and Communications, No 3 Cau Giay Street, Hanoi, Vietnam*

ARTICLE INFO

TYPE: Research Article

Received: 5/5/2019

Revised: 20/6/2019

Accepted: 28/6/2019

Published online: 16/9/2019

<https://doi.org/10.25073/tcsj.70.1.38>

* *Corresponding author*

Email: ddtuan@utc.edu.vn

Abstract. In order to predict fatigue life of bogie frame of MC cargo carriages (container carrying), which was produced in Vietnam, the structural dynamics analysis of finite element model of bogie frame was established with load time histories, as the results of multibody dynamics simulation under excitation of rail way roughness. Fatigue life of bogie frame was calculated based on nominal stress-life method and assessed according to QCVN 87-2015-BGTVT.

Keywords: Fatigue life, Bogie frame, MC cargo carriages, Finite element model, Multi-body dynamics simulation, Nominal stress-life method.

© 2019 University of Transport and Communications



ĐÁNH GIÁ TUỔI THỌ MỎI CHO KHUNG GIÁ CHUYỂN HƯỚNG CỦA TOA XE HÀNG MC

Đỗ Đức Tuấn¹, Vũ Tuấn Đạt²

¹Bộ môn Đầu máy - Toa xe, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông vận tải, Số 3 Cầu Giấy, Hà Nội

²Bộ môn Cơ khí Ô tô, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông vận tải, Số 3 Cầu Giấy, Hà Nội

THÔNG TIN BÀI BÁO

CHUYÊN MỤC: Công trình khoa học

Ngày nhận bài: 5/5/2019

Ngày nhận bài sửa: 20/6/2019

Ngày chấp nhận đăng: 28/6/2019

Ngày xuất bản Online: 16/9/2019

<https://doi.org/10.25073/tcsj.70.1.38>

* Tác giả liên hệ

Email: ddtuan@utc.edu.vn

Tóm tắt: Để đánh giá tuổi thọ mỏi cho khung giá chuyển hướng của toa xe hàng MC (chở container) do Việt Nam sản xuất, phân tích động lực học kết cấu cho mô hình phần tử hữu hạn của khung giá chuyển hướng đã được thực hiện với tải trọng thay đổi trên miền thời gian có được từ kết quả mô phỏng động lực học đa vật thể với kích thích từ đường ray không bằng phẳng. Tuổi thọ mỏi của khung giá chuyển hướng được tính toán trên cơ sở phương pháp ứng suất danh nghĩa và đánh giá theo QCVN 87-2015-BGTVT.

Từ khóa: Tuổi thọ mỏi, Khung giá chuyển hướng, Toa xe hàng MC, Mô hình phần tử hữu hạn, Mô phỏng động lực học đa vật thể, Phương pháp ứng suất danh nghĩa.

© 2019 Trường Đại học Giao thông vận tải

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

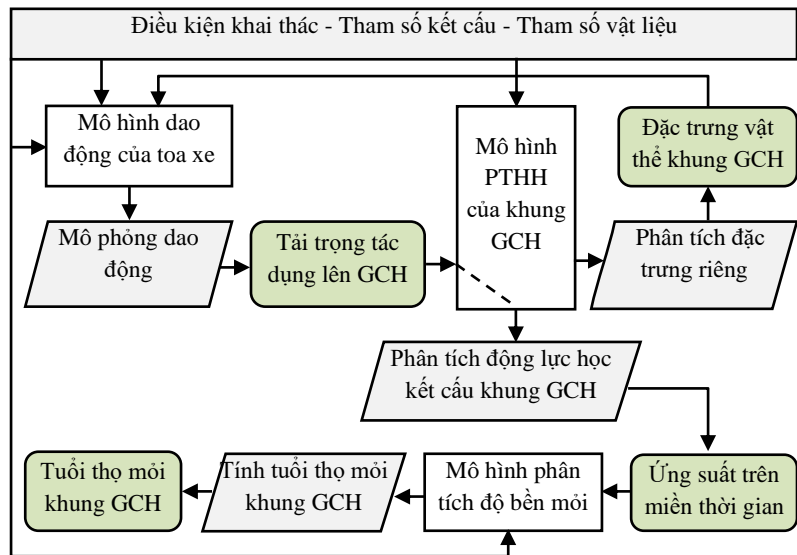
Từ năm 2002, một số đơn vị trong nước đã tiến hành thiết kế và chế tạo toa xe khách và toa xe hàng với mục tiêu tăng tỷ lệ nội địa hóa và giảm chi phí nhập khẩu linh kiện. Khung giá chuyển hướng (GCH) trên toa xe là kết cấu chịu tải trọng chính, có ảnh hưởng lớn đến tính năng động lực học và an toàn vận hành của phương tiện. Khung GCH thường xuyên chịu tải trọng động do nhiều nguyên nhân khác nhau, trong đó đường ray không bằng phẳng là nguyên nhân chính gây ra ứng suất thay đổi có chu kỳ trong kết cấu và có thể gây phá hủy do

môi. Tuy nhiên, số lượng các công trình nghiên cứu trong nước về tính toán và thử nghiệm độ bền mỏi cho khung GCH còn hạn chế và chưa đáp ứng được nhu cầu thực tế.

Xuất phát từ những vấn đề trên, nhóm tác giả đã tiến hành tính toán tuổi thọ mỏi cho kết cấu khung GCH sử dụng trên toa xe hàng MC (chở container) được sản xuất trong nước, trên cơ sở kết hợp giữa phân tích kết cấu bằng phương pháp phần tử hữu hạn (*Finite element - PTHH*), mô phỏng động lực học đa vật thể (*Multi-body dynamics simulation - MBDs*) và phân tích độ bền mỏi theo phương pháp ứng suất danh nghĩa (*Nominal stress – life method*).

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

Để đánh giá tuổi thọ mỏi của kết cấu thường sử dụng các phương pháp: tính toán mô phỏng, thực nghiệm hoặc kết hợp [4, 5]. Trong điều kiện hạn chế về trang thiết bị, thời gian và chi phí thì phương pháp tính toán mô phỏng với sự trợ giúp của máy tính đã và đang được sử dụng rộng rãi. Mô hình phương pháp nghiên cứu được xây dựng như trên hình 1:



Hình 1. Mô hình phương pháp nghiên cứu

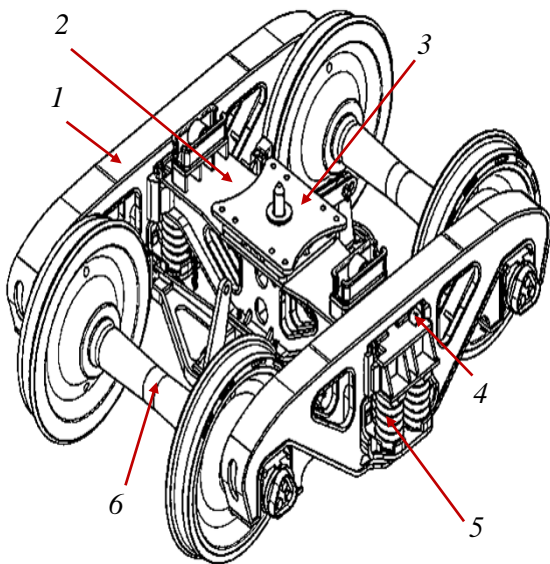
- Mô hình PTHH của khung GCH (phần mềm ANSYS [6]) dùng để phân tích đặc trưng riêng (*Modal analysis*) và tạo tệp trung tính (*.mnf) có chứa các thông số đặc trưng như ma trận khối lượng, mô men quán tính, ... của khung GCH. Mô hình PTHH cũng được dùng để phân tích động lực học kết cấu khi chịu tải trọng động để thu được số liệu ứng suất trên miền thời gian;

- Trong mô hình dao động của toa xe (phần mềm ADAMS [7]), khung GCH được thiết lập từ tệp (*.mnf). Mô phỏng *MBDs* dưới kích thích của đường ray không bằng phẳng để có được tải trọng tác động lên khung GCH;

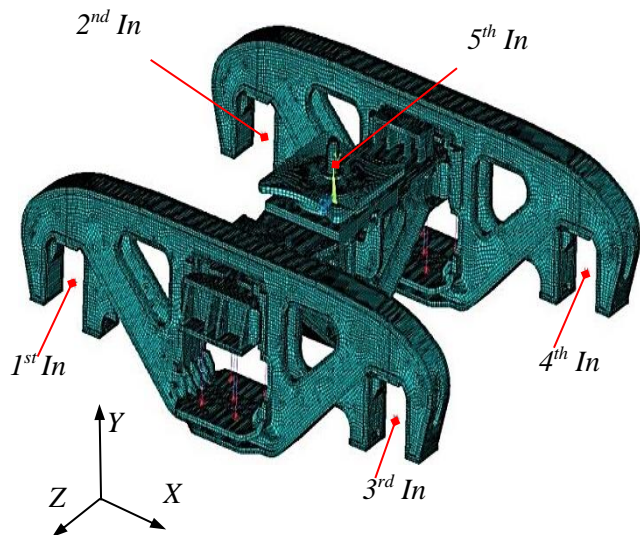
- Mô hình phân tích độ bền mỏi (phần mềm nCode DesignLife [8]) được xây dựng trên cơ sở phương pháp ứng suất danh nghĩa [9] có xem xét đến độ tin cậy của kết cấu cơ khí. Số liệu ứng suất trên miền thời gian sẽ được thống kê chu trình để tính toán tổn hại mỏi tích lũy và tuổi thọ mỏi cho khung GCH.

3. XÂY DỰNG MÔ HÌNH PTHH CHO KHUNG GCH

Cấu tạo của GCH toa xe MC (khổ đường 1 m) như trên hình 2 (1-Má giá; 2-Xà nhún; 3-Cối chuyển hướng; 4-Nệm ma sát; 5-Lò so liên kết giữa má giá và xà nhún; 6-Bộ trục bánh xe). Trong đó các bộ phận chính như xà nhún, má giá và cối chuyển hướng được làm thép các bon hợp kim thấp *JIS G3106 SM490A* có: giới hạn chảy, $\sigma_s \approx 325 (N/mm^2)$; giới hạn bền, $\sigma_b \approx 490 (N/mm^2)$; mô đun đàn hồi, $E \approx 2,1 \times 10^5 (N/mm^2)$; hệ số Poisson, $\mu \approx 0,3$. Giả thiết bỏ qua các góc lượn, cạnh vát nhỏ, ... và các kết cấu có khối lượng nhỏ không ảnh hưởng đến khả năng chịu tải của khung GCH (guốc hãm, xà mang guốc hãm, ...). Sử dụng phần tử *Solid45* để chia lưới PTHH kiểu lục diện với kích thước các cạnh của phần tử $\leq 10 (mm)$; Sử dụng cặp phần tử tiếp xúc *Targe170* và *Conta174* để mô phỏng các bề mặt tiếp xúc giữa xà nhún với má giá, giữa nệm ma sát với xà nhún và má giá; Sử dụng phần tử *Combin14 (Spring-damper)* với độ cứng tương ứng để mô phỏng liên kết đàn hồi giữa các bộ phận [2]. Mỗi khung GCH có 5 điểm liên kết ngoài (*Interface nodes*) được liên kết với khung GCH bằng liên kết cứng đa điểm (*Rigid region*), bao gồm: 4 điểm nút liên kết với bề mặt gối đỡ trục trên má giá (*1st In*, *2nd In*, *3rd In* và *4th In*) và 1 điểm nút liên kết với bề mặt chịu lực của cối chuyển hướng (*5th In*). Mô hình PTHH của khung GCH bao gồm 238.620 phần tử (*Elements*) và 335.738 điểm nút (*Nodes*), như trên hình 3.



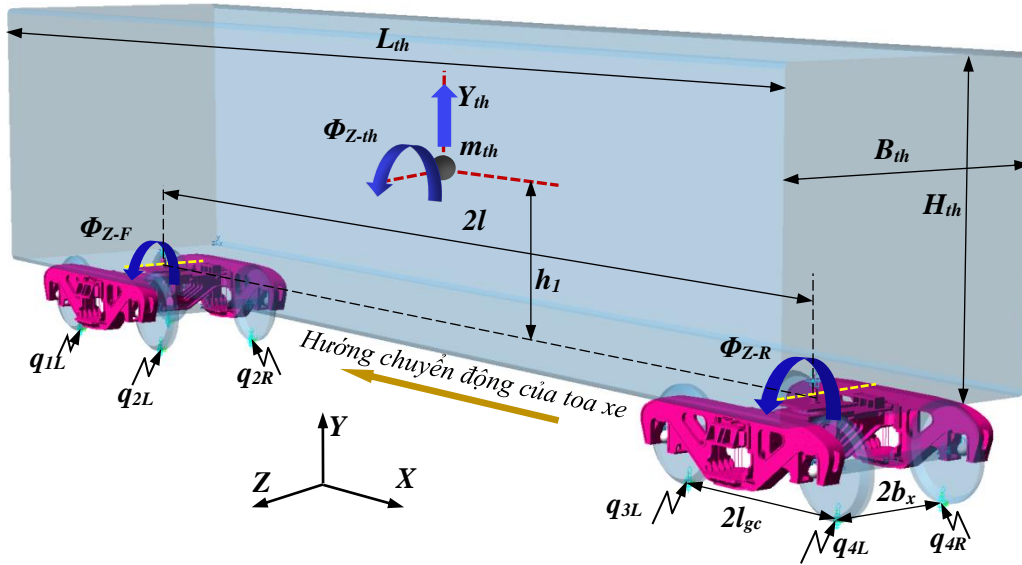
Hình 2. Kết cấu GCH toa xe MC



Hình 3. Mô hình PTHH của khung GCH

Trong ANSYS, sử dụng chức năng *ADAMS Connection* tiến hành phân tích đặc trưng riêng và tạo ra tệp trung tính (*.mnf) có chứa các thông tin về ma trận khối lượng, độ cứng và các đặc trưng quán tính của mô hình PTHH khung GCH [6].

4. XÂY DỰNG MÔ HÌNH DAO ĐỘNG CHO TOA XE



Hình 4. Mô hình dao động của toa xe

Khi xây dựng mô hình dao động của toa xe MC, giả thiết [3]:

- Toa xe chuyển động thẳng với vận tốc không đổi; Kích thích theo phương thẳng đứng tại các bánh xe có dạng hàm điều hòa với biên độ A và chu kỳ T phụ thuộc vào chiều dài thanh ray L và vận tốc V ; Biên dạng kích thích của bánh xe bên trái (q_{iL}) và bên phải (q_{iR}) trên cùng một trục là như nhau ($q_{iL} \equiv q_{iR}$). Với các giả thiết này, đồng nghĩa bỏ qua dao động lắc quanh trục X và trục Y của khung GCH và thùng hàng.

- Mô hình dao động gồm 4 bậc tự do: thùng hàng dịch chuyển theo phương thẳng đứng (Y_{th}) và lắc dọc quanh trục Z (Φ_{Z-th}) tại trọng tâm thùng hàng; GCH phía trước và phía sau có chuyển động lắc dọc quanh trục Z (Φ_{Z-F} và Φ_{Z-R}) tại vị trí thùng hàng liên kết với còi chuyển hướng.

Trong ADAMS, dẫn nhập tệp trung tính (*.mmf) để thiết lập vật thể khung GCH [7]. Sử dụng các ràng buộc để liên kết các vật thể đảm bảo số bậc tự do của mô hình. Tại các vị trí tiếp xúc của bánh xe với “đường ray” (Ground), đặt kích thích dịch chuyển thẳng đứng dưới dạng hàm theo thời gian: $q_i(t) = A \sin[\omega(t + \Delta t_{i-1})]$, với Δt_{i-1} là chênh

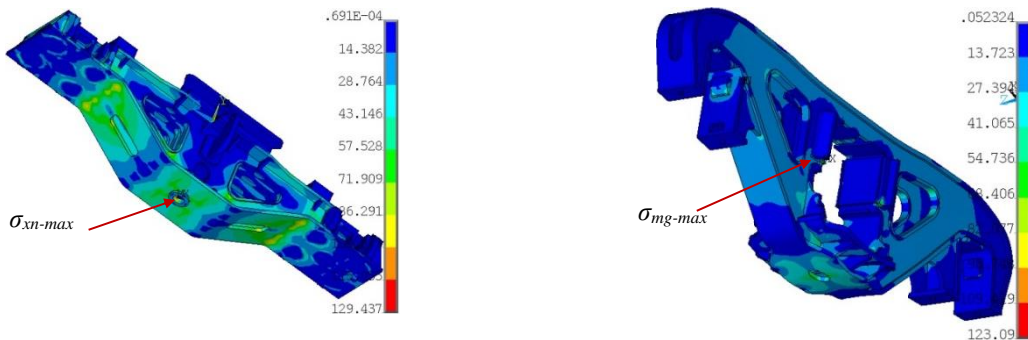
Bảng 1. Các thông số của mô hình dao động

Thông số (ký hiệu)	Trị số (đơn vị)
Vận tốc tối đa (V_{max})	100 (km/h)
Thùng xe: Dài (L_{th})×Rộng (B_{th})×Cao (H_{th})	$12.192 \times 2.438 \times 2.591$ (mm)
Khoảng cách giữa 2 GCH ($2l$)	10.000 (mm)
Khoảng cách 2 trục GCH ($2l_{gc}$)	1.700 (mm)
Khoảng cách vòng tròn lăn của hai bánh xe trên một trục ($2b_x$)	1054 (mm)
Chiều cao từ trọng tâm thùng hàng đến bề mặt còi chuyển hướng (h_1)	1.362 (mm)
Chiều dài ray (L)	12.500 (mm)
Biên độ kích thích theo phương thẳng đứng ($q_{max} = A$)	12 (mm)
Chu kỳ kích thích ($T = LV_{max}$)	0.45 (s)
Tần số kích thích ($f = 1/T$)	2,22 (Hz)
Tần số góc ($\omega = 2\pi f$)	13,96 (radian/s)
Khối lượng 1 khung GCH (m_{gc})	1.108 (kg)
Mô men quán tính (I_{X-gc})	$5,03 \times 10^8$ (kg.mm ²)
Mô men quán tính (I_{Y-gc})	$6,65 \times 10^8$ (kg.mm ²)
Mô men quán tính (I_{Z-gc})	$2,46 \times 10^8$ (kg.mm ²)
Khối lượng 1 bộ trục bánh xe (m_{tr})	916 (kg)
Mô men quán tính (I_{X-tr})	$3,17 \times 10^8$ (kg.mm ²)
Mô men quán tính (I_{Y-tr})	$3,17 \times 10^8$ (kg.mm ²)
Mô men quán tính (I_{Z-tr})	$5,84 \times 10^7$ (kg.mm ²)
Khối lượng thùng hàng (m_{th})	49.200 (kg)
Mô men quán tính (I_{X-th})	$4,88 \times 10^{10}$ (kg.mm ²)
Mô men quán tính (I_{Y-th})	$6,32 \times 10^{11}$ (kg.mm ²)
Mô men quán tính (I_{Z-th})	$6,40 \times 10^{11}$ (kg.mm ²)

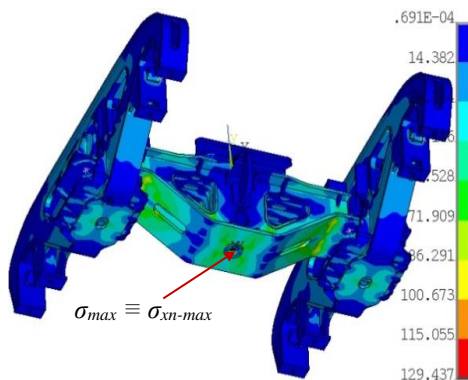
lệch thời gian kích thích của trục bánh xe thứ i so với trục 1: $\Delta t_{2-1} = 2l_{gc}/V_{max} = 0,06$ (s); $\Delta t_{3-1} = 2l/V_{max} = 0,36$ (s); $\Delta t_{4-1} = \Delta t_{2-1} + \Delta t_{3-1} = 0,42$ (s). Mô hình dao động của toa xe như trên hình 4 với các thông số cho trong bảng 1, trong đó mô men quán tính theo các phương được xác định trên cơ sở khối lượng và kích thước tương đối của các vật thể. Lựa chọn chế độ mô phỏng: vận tốc toa xe tương ứng V_{max} , thời gian mô phỏng là 5 giây với mỗi bước mô phỏng là 0.01 giây. Xem xét đến năng lực máy tính và độ lớn của tệp kết quả khi phân tích động lực học kết cấu, xuất tệp tải trọng (*.lod) tác dụng lên khung GCH với 301 bước tải trọng, tương ứng trong khoảng thời gian từ 0.5 giây đến 3,5 giây. Tệp tải trọng (*.lod) bao gồm các lực và mô men tác dụng lên các điểm liên kết ngoài và các đặc trưng quán tính theo ba phương của khung GCH: gia tốc (ACEL), vận tốc góc (OMEGA) và gia tốc góc (DOMEGA).

5. PHÂN TÍCH ĐỘNG LỰC HỌC KẾT CẤU KHUNG GCH

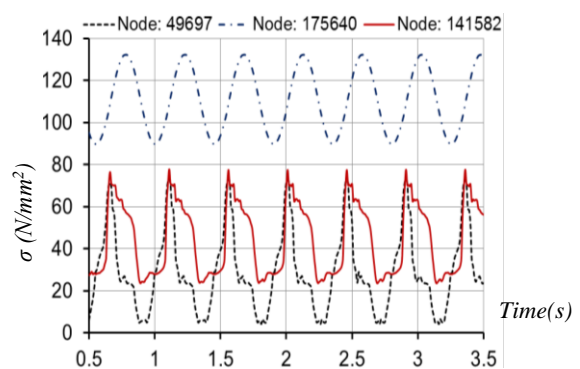
Trong phần mềm ANSYS, dẫn nhập tệp tải trọng (*.lod) vào mô hình PTHH của khung GCH và tiến hành phân tích động lực học kết cấu trên miền thời gian [6]. Trên hình 5 và hình 6 là phân bố ứng suất Von-mises của xà nhún, má giá và toàn bộ kết cấu khung GCH ở bước tải trọng thứ 70. Tùy theo đặc tính tải trọng tác dụng ở từng bước, vị trí ứng suất lớn nhất trên xà nhún và má giá có thể thay đổi. Đối với xà nhún, vị trí tập trung ứng suất lớn (σ_{xn-max}) thường nằm ở mép trong lỗ khoét trên tấm đáy (điểm nút 175640). Trên má giá, vị trí tập trung ứng suất lớn (σ_{mg-max}) thường nằm ở góc dưới má trượt bên trong má giá (điểm nút 49697). Trên hình 7 là số liệu ứng suất trên miền thời gian của điểm nút 49697, điểm nút 175640 và điểm nút 141582 tại góc tiếp giáp giữa má trượt trên xà nhún và tấm đáy xà nhún.



Hình 5. Phân bố ứng suất Von-mises trên xà nhún và má giá tại bước tải trọng thứ 70



Hình 6. Phân bố ứng suất Von-mises trên khung GCH tại bước tải trọng thứ 70

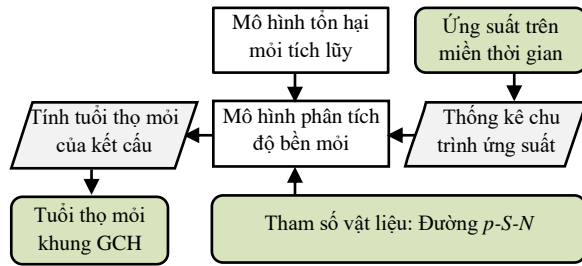


Hình 7. Ứng suất Von-mises trên miền thời gian của một số điểm nút

6. ĐÁNH GIÁ TUỔI THỌ MỎI CHO KẾT CẤU KHUNG GCH

6.1. Xây dựng mô hình phân tích độ bền mỏi

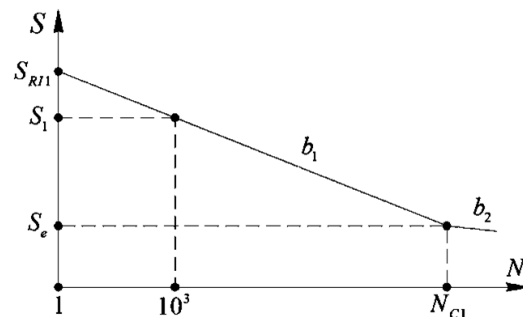
Để tính toán tuổi thọ mỏi cho đến khi xuất hiện vết nứt mỏi, với trạng thái kết cấu làm việc trong giới hạn đàn hồi, bài báo lựa chọn mô hình phân tích độ bền mỏi theo phương pháp ứng suất danh nghĩa [9], như trên hình 8:



Hình 8. Mô hình phân tích độ bền mỏi

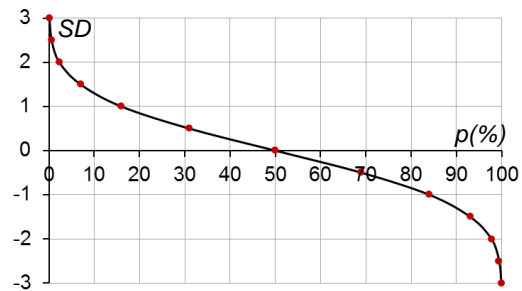
- **Xây dựng đường cong mỏi S-N** (quan hệ giữa phạm vi ứng suất S và tuổi thọ mỏi N (số chu trình làm xuất hiện vết nứt mỏi)) như trên hình 9. Trong đó, S_{R11} - phạm vi ứng suất tương ứng với $N = 1$; S_1 - phạm vi ứng suất tương ứng với $N = 10^3$; S_e - giới hạn bền mỏi tương ứng với $N_{C1} = 10^5 \div 10^7$; b_1 và b_2 - góc nghiêng của các đoạn thẳng. Các giá trị được tính gần đúng theo công thức (1)[8]. Chọn $N_{C1} = 10^6$, với vật liệu *JIS G3106 SM490A* có giới hạn bền, $\sigma_b \approx 490$ (N/mm^2), tính được: $S_{R11} \approx 2223,53$ (N/mm^2); $S_1 \approx 441,0$ (N/mm^2); $S_e \approx 174,93$ (N/mm^2); $b_1 \approx -0.1338581$ và $b_2 \approx -0.0717299$.

$$\begin{cases} S_1 \approx 0.9\sigma_b; S_e \approx 0.357\sigma_b; S_{R11} \approx \frac{2S_e}{(N_{C1})^{b_1}}; \\ b_1 \approx \frac{(\lg S_e - \lg S_1)}{(\lg N_{C1} - 3)}; b_2 \approx \frac{b_1}{(2 + b_1)} \end{cases} \quad (1)$$



Hình 9. Đường cong mỏi S-N

Tuy nhiên, đường S-N lý thuyết được xây dựng với xác suất không hỏng $p(50\%)$ không đảm bảo yêu cầu với kết cấu cơ khí. Tuổi thọ N_p với xác suất không hỏng là $p(\%)$ được tính từ độ lệch chuẩn SD (Standard deviation) so với $N_{50\%}$ theo sai số chuẩn SE (Standard error) của $\lg N_p$, với mối quan hệ giữa SD và $p(\%)$ như trên hình 10. Đường cong S-N có kể đến $p(\%)$ được gọi là đường p-S-N. Ví dụ: với vật liệu thép thường chọn $SE = 0,1$, với xác suất không hỏng là $p(97,7\%)$ ta có $SD = -2$. Như vậy, tính được: $\lg N_{97,7\%} = \lg N_{50\%} - 0,2 \rightarrow N_{97,7\%} \approx N_{50\%} \times 10^{-0,2}$ [8].



Hình 10. Quan hệ giữa SD và xác suất không hỏng $p(\%)$

- **Thống kê chu trình ứng suất và hiệu chỉnh đường S-N theo ứng suất trung bình (S_m):** với ứng suất thay đổi dạng tuần hoàn đối xứng, có thể dễ dàng thống kê được số chu trình với phạm vi ứng suất không đổi. Tuy nhiên, với

$$S = 2S_e \left(1 - \frac{S_m}{\sigma_b} \right) \quad (2)$$

$$\frac{W_i}{W} = \frac{n_i}{N_i} = D_i \quad (3)$$

$$\sum_{i=1}^m \frac{n_i}{N_i} = \sum_{i=1}^m D_i = D \quad (4)$$

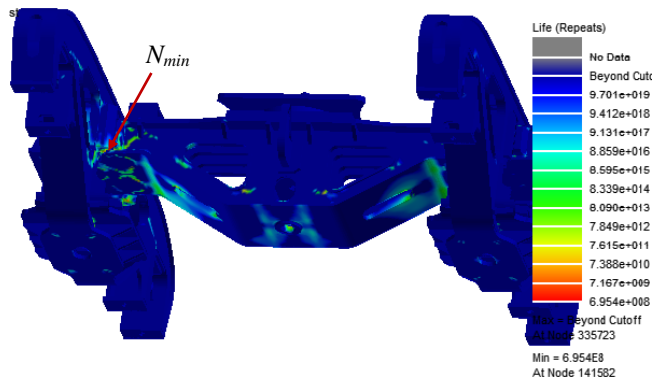
ứng suất thay đổi ngẫu nhiên và không đối xứng, phần mềm sử dụng thuật toán giọt mưa (*Rainflow-counting algorithm*) [10] để thống kê chu trình ứng suất thành các mức phạm vi S_i với số chu trình tương ứng là n_i . Mặt khác, đường $S-N$ được xây dựng từ chu trình tuần hoàn đối xứng với $S_m = 0$, thực nghiệm chứng minh rằng với các chu trình ứng suất khác nhau và $S_m \neq 0$ thì giá trị S_e cũng khác nhau. Để hiệu chỉnh đường $S-N$ theo S_m , bài báo sử dụng công thức của Goodman [10], thích hợp với vật liệu ở trạng thái đàn hồi, để hiệu chỉnh phạm vi ứng suất S theo S_m như công thức (2).

- **Mô hình tổn hại mỗi tích lũy:** sử dụng mô hình tổn hại mỗi tích lũy tuyến tính của Miner [11] thông qua các công thức (3) và (4). Trong đó: W_i - năng lượng hấp thu do mức ứng suất S_i với n_i chu trình, $i = 1, 2, \dots, m$; W - giới hạn năng lượng hấp thu trước khi xuất hiện vết nứt mỗi; D_i và N_i - tương ứng là tổn hại mỗi tích lũy và tuổi thọ đến khi xuất hiện vết nứt mỗi khi chịu tác động của n_i chu trình với phạm vi ứng suất S_i . Khi $D = 1$ sẽ xuất hiện vết nứt mỗi.

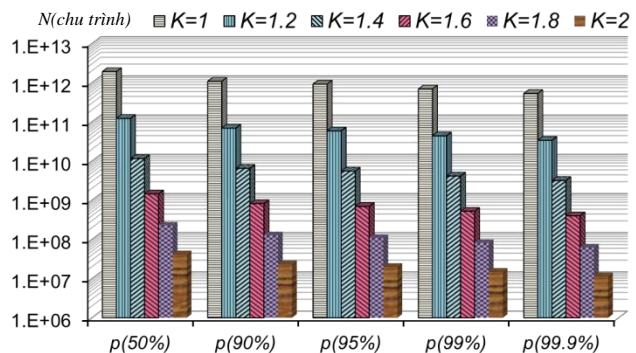
6.2. Kết quả tính toán tuổi thọ mỗi cho khung GCH

Tính toán tuổi thọ mỗi cho các trường hợp: với mức xác suất không hỏng là $p(50\%)$; $p(90\%)$; $p(95\%)$; $p(99\%)$ và $p(99,9\%)$; xem xét ảnh hưởng của các yếu tố như độ đồng nhất vật liệu, độ nhám bề mặt, ... làm giảm giới hạn bền của vật liệu đi K lần ($\sigma_{b-K} = \sigma_b/K$) với hệ số $K = 1 \div 2$.

Kết quả tính toán cho thấy, các vị trí có tập trung ứng suất lớn cũng là các vị trí có tuổi thọ mỗi thấp. Trên hình 11 là phân bố tuổi thọ mỗi cho trường hợp $K = 1,6$ với $p(95\%)$. So sánh các đặc trưng thống kê chu trình ứng suất và tuổi thọ mỗi của điểm nút 175640 với điểm nút 141582, như trong bảng 2. Có thể thấy: giá trị ứng suất tại điểm nút 175640 luôn lớn hơn giá trị ứng suất tại điểm nút 141582 (hình 7). Tuy nhiên, điểm nút 141582 có phạm vi biến thiên và tổng số chu trình ứng suất trong 301 bước tải trọng đều lớn hơn. Vì vậy, tuổi thọ mỗi của điểm nút 141582 thấp hơn so với điểm nút 175640.



Hình 11. Phân bố tuổi thọ mỗi của khung GCH với $p(95\%)$ và $K = 1,6$



Hình 12. Tuổi thọ mỗi N_{min} của khung GCH ở các trường hợp tính toán khác nhau

Bảng 2. So sánh đặc trưng thống kê chu trình ứng suất và tuổi thọ mỏi của điểm nút 175640 với điểm nút 141582, trường hợp $p(95\%)$ và $K=1,6$

Điểm nút	Phạm vi thay đổi ứng suất lớn nhất (S_{max})	Tổng số chu trình (m)	Tuổi thọ mỏi
175640	42,5	7	$1,55 \times 10^{11}$
141582	54,2	49	$6,95 \times 10^8$

Bảng 3. Tuổi thọ mỏi N_{min} quy đổi tương ứng số năm sử dụng (theo $p(\%)$ và K)

Xác suất không hỏng	Tuổi thọ mỏi (N_{min} (năm))					
	$K = 1$	$K = 1,2$	$K = 1,4$	$K = 1,6$	$K = 1,8$	$K = 2$
$p(50\%)$	$1,82 \times 10^5$	$1,16 \times 10^4$	$1,10 \times 10^3$	$1,38 \times 10^2$	$2,14 \times 10^1$	$3,96 \times 10^0$
$p(90\%)$	$1,03 \times 10^5$	$6,55 \times 10^3$	$6,19 \times 10^2$	$7,79 \times 10^1$	$1,21 \times 10^1$	$2,23 \times 10^0$
$p(95\%)$	$8,71 \times 10^4$	$5,57 \times 10^3$	$5,26 \times 10^2$	$6,62 \times 10^1$	$1,03 \times 10^1$	$1,90 \times 10^0$
$p(99\%)$	$6,54 \times 10^4$	$4,17 \times 10^3$	$3,95 \times 10^2$	$4,96 \times 10^1$	$7,70 \times 10^0$	$1,42 \times 10^0$
$p(99,9\%)$	$5,01 \times 10^4$	$3,20 \times 10^3$	$3,03 \times 10^2$	$3,81 \times 10^1$	$5,90 \times 10^0$	$1,09 \times 10^0$

Trên hình 12 là biểu đồ thể hiện tuổi thọ mỏi nhỏ nhất (N_{min}) theo số chu trình ứng suất của khung GCH ở các trường hợp tính toán khác nhau và trong bảng 3 là kết quả quy đổi tuổi thọ mỏi tương ứng với số năm sử dụng (giả thiết toa xe hoạt động liên tục). Có thể thấy, ngoài các trường hợp tương ứng với $K = 1,8$ và $K = 2$, khung GCH đều đảm bảo điều kiện tuổi thọ mỏi lớn hơn 30 năm theo QCVN 87-2015-BGTVT [1].

VII. KẾT LUẬN

Bài báo đã tính toán tuổi thọ mỏi cho khung GCH của toa xe hàng MC trên cơ sở kết hợp giữa phân tích kết cấu bằng phương pháp PTHH, mô phỏng dao động của toa xe và phân tích độ bền mỏi theo phương pháp ứng suất danh nghĩa. Mô hình phân tích độ bền mỏi có xem xét đến xác suất không hỏng $p(\%)$ và hệ số suy giảm giới hạn bền K . Kết quả tính toán cho thấy: ngoài các trường hợp tương ứng với $K = 1,8$ và $K = 2$, khung GCH đều đảm bảo điều kiện tuổi thọ mỏi theo QCVN 87-2015-BGTVT.

Kết quả nghiên cứu của bài báo có thể được sử dụng làm tài liệu tham khảo cho các nghiên cứu liên quan, cũng như hỗ trợ các doanh nghiệp trong nước chủ động hơn trong công tác thiết kế, chế tạo khung GCH cho toa xe đường sắt. Hướng nghiên cứu tiếp theo của nhóm tác giả là đánh giá độ bền mỏi khi chịu kích thích mấp mô đường ray là hàm ngẫu nhiên, độ bền mỏi ghép hàn, tối ưu hóa kết cấu, ... cho khung GCH để khắc phục các vấn đề còn tồn tại trong nội dung nghiên cứu của bài báo này.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. QCVN 87-2015-BGTVT: Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về phương tiện giao thông đường sắt – Giá chuyển hướng toa xe – Yêu cầu kỹ thuật, 2015.
- [2]. 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 GTVT, 69 (2019) 57-66.

[3]. Dương Hồng Thái, Lê Văn Doanh, Lê Văn Học, Kết cấu và tính toán toa xe, NXB Giao thông vận tải, Hà Nội, 1997.

[4]. B. Miao et al., Evaluation of Railway Vehicle Car Body Fatigue Life and Durability using Multi-disciplinary Analysis Method, International Journal of Vehicle Structures & Systems, 1 (2009) 85-92. DOI:10.4273/ijvss.1.4.05

[5]. J-W. Seo et al., Fatigue Design Evaluation of Railway Bogie with Full-Scale Fatigue Test, Advances in Materials Science and Engineering, 7 (2017) 11 pages. <https://doi.org/10.1155/2017/5656497>

[6]. ANSYS, Inc, ANSYS Mechanical APDL: Structural Analysis Guide. Published in the United States of America, 2013.

[7]. MSC.Software Corporation of MDI, ADAMS/Flex-Theory of Flexible Bodies. Printed in the United States of America, 2002

[8]. HBM-nCode, ANSYS nCode DesignLife – Theory Guide. Printed in United Kingdom, 2014.

[9]. W. X. Tao, Fatigue Life Prediction of Structures. China: National Defence Industry Press, 2003.

[10]. M. Matsuishi, T. Endo, Fatigue of Metals Subjected to Varying Stress, Japan Society of Mechanical Engineers, 1968.

[11]. M.A. Miner, Cumulative Damage in Fatigue, Journal of Applied Mechanics, 12 (1945) 149-164.