

ĐÁNH GIÁ ĐỘ BỀN PHÁ HỦY CỦA VỎ CẦU CHỦ ĐỘNG XE TẢI 1.25 TẤN ASSESSMENT BREAKING STRENGTH OF DRIVE AXLE HOUSING 1.25 TON TRUCK

LƯƠNG VĂN VẠN*, TÔ NGỌC LUẬT,
 NGUYỄN VĂN TOÀN, PHAN HOÀNG SƠN

Khoa Cơ khí động lực, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vĩnh Long

**Email liên hệ: vanlv@vlute.edu.vn*

Tóm tắt

Cầu chủ động là một trong những cụm chi tiết quan trọng của hệ thống truyền lực trên ô tô. Trong quá trình làm việc, vỏ cầu chịu các tải trọng cực đại dưới tác động của mặt đường. Bài báo trình bày các kết quả đánh giá độ bền phá hủy của vỏ cầu chủ động xe tải 1,25 tấn bằng phần mềm Ansys nhằm xác định các giá trị ứng suất, biến dạng xuất hiện trên vỏ cầu chủ động tương ứng với các chế độ chuyển động đặc trưng trên đường.

Từ khóa: Ứng suất, biến dạng, vỏ cầu chủ động, Ansys.

Abstract

Drive axle are one of the most important components of an automotive powertrain. In working process, axle housing is subject to maximum loads under the impact of the road surface. This paper presents the result of assess the durability of drive axle housing 1.25 ton truck using Ansys software to determine values of stress, strain appears on drive axle housing corresponding to typical motion modes on the road.

Keywords: Stress, strain, drive axle housing, Ansys.

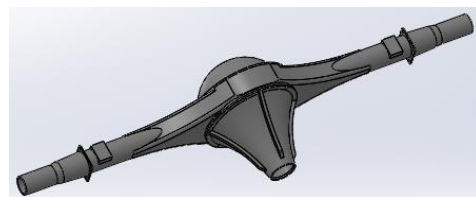
1. Mở đầu

Cầu chủ động là chi tiết quan trọng trên ô tô, là bộ phận cuối cùng trên hệ thống truyền lực, chứa tất cả các bộ phận truyền lực chính, vi sai, bán trục,... đồng thời vỏ cầu nâng đỡ trọng lượng của thân xe và chịu tác động của các tải trọng tương tác giữa bánh xe với mặt đường. Tại Việt Nam, xe tải nhẹ được sử dụng rộng rãi trong vận chuyển hàng hóa, ưu điểm là xe có thể di chuyển vào những cung đường vùng sâu xa, những nơi mà hệ thống giao thông đường bộ chưa phát triển. Tuy nhiên đôi khi để nâng cao khả năng vận chuyển, tiết kiệm chi phí, xe thường làm việc quá tải trọng cho phép. Khi đó, vỏ cầu chủ động cũng chịu tải trọng lớn tác dụng lên làm ảnh hưởng đến độ bền. Do đó, việc khảo sát đánh giá độ bền của vỏ cầu chủ động trong các trường hợp đặc trưng trên đường là cần thiết [1].

2. Xây dựng mô hình phần tử hữu hạn vỏ cầu chủ động

2.1. Mô hình 3D vỏ cầu chủ động xe tải

Việc xây dựng mô hình 3D của vỏ cầu chủ động xe tải theo phương pháp trực tiếp từ phần mềm Ansys tương đối khó khăn do mô hình tính toán yêu cầu có tính chính xác và độ phức tạp cao. Vì thế việc xây dựng mô hình vỏ cầu được thực hiện trong các phần mềm CAD (mô hình 3D), sau đó được đưa vào Ansys. Phần mềm Ansys cho phép liên kết với các mô hình CAD để có thể nhận dạng mô hình một cách chính xác. Trong nghiên cứu này, mô hình 3D của vỏ cầu chủ động ô tô tải được xây dựng bằng phần mềm Solidworks [1].



Hình 1. Mô hình 3-D vỏ cầu chủ động xe tải 1,25 tấn

2.2. Gán vật liệu

Ansys cung cấp kho vật liệu lớn đã được kiểm chứng thực tế. Với vỏ cầu chủ động ô tô tải, vật liệu thường được sử dụng là gang cầu với các thông số như trong Bảng 1 [1], [2], [5].

Bảng 1. Thông số vật liệu của vỏ cầu

Thông số	Đơn vị	Giá trị
Khối lượng riêng	kg/m ³	7200
Mô đun đàn hồi	MPa	1,7.10 ⁵
Hệ số Poisson		0.29
Ứng suất giới hạn chảy của gang cầu	MPa	490
Ứng suất giới hạn phá hủy của gang cầu	MPa	690

2.3. Chia lưới

Chất lượng của việc tiến hành chia lưới có ảnh hưởng đến độ chính xác và thời gian tính trong quá trình phân tích vỏ cầu chủ động xe tải. Trong nghiên cứu này, phương pháp chia lưới được chọn là kiểu tự động kết hợp với điều chỉnh lưới bằng tay. Đối với vỏ cầu là chi tiết có các biên dạng phức tạp, do vậy, để mô tả đúng hình dạng hình học và độ chính xác của mô hình, các thuộc tính về chất lượng phần tử đã được đánh giá theo các tiêu chuẩn được các nhà nghiên cứu và phát triển phần mềm đề xuất.



Hình 2. Mô hình chia lưới vỏ cầu trong Ansys với phần tử tiêu chuẩn có kích thước là 5mm

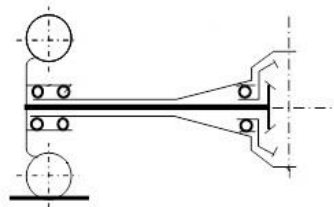
Trong nghiên cứu này, việc kiểm chứng mô hình chia lưới đã được kiểm soát theo các tiêu chuẩn được đề ra. Các tiêu chuẩn đánh giá chất lượng lưới được dựa trên kết quả đánh giá độ lệch của phần tử so với phần tử tiêu chuẩn. Các tiêu chuẩn đánh giá chất lượng của việc chia lưới trong Ansys bao gồm: Tỉ số lệch (Aspect ratio), trong Ansys thì tỉ số phần tử sai lệch nhỏ hơn 0,5% thì coi như chấp nhận được; Hệ số Jacobian (Jacobian Ratio), giá trị Jacobian lớn hơn 0.6 là chấp nhận được; Độ lệch (Skewness), tỉ lệ số phần tử sai lệch góc nhỏ hơn 0,5% là chấp nhận được; Chất lượng ma trận trực giao (Orthogonal Quality), chất lượng của ma trận trực giao lớn hơn 70% là tốt và tốt nhất khi đạt 100%; Chất lượng phần tử (Element Quality), chất lượng phần tử lưới thường lớn hơn 70%.

Bảng 2. Kết quả đánh giá chất lượng chia lưới

Tiêu chí	Giá trị
Số phần tử	132.537
Số nút	256.443
Chất lượng phần tử (Element Quality)	0,74
Tỉ số độ lệch giữa các cạnh phần tử (Aspect Ratio)	0,32
Tỉ số lệch giữa các cạnh của phần tử (Skewness)	0,36
Chất lượng trực giao của các bề mặt phần tử (Orthogonal Quality)	0,74
Hệ số Jacobian (Jacobian Ratio):	0,97

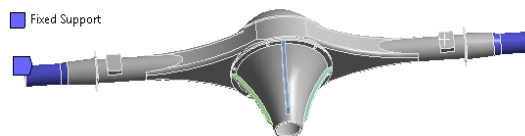
2.4. Đặt ràng buộc

Cầu sau chủ động của xe tải là loại có bán trục giảm tải hoàn toàn, các điều kiện đặt ổ bi của mô hình bán trục giảm tải hoàn toàn được phân tích ở Hình 3 [1], [2].



Hình 3. Sơ đồ và kết cấu bố trí bán trục giảm tải hoàn toàn

Với kết cấu bán trục giảm tải hoàn toàn, moay ơ bánh xe lắp 2 ổ bi đỡ chặn trên vỏ cầu, các ổ bi này có tác dụng như gối đỡ chặn trên vỏ cầu và hạn chế dịch chuyển của vỏ cầu theo 3 phương tịnh tiến x , y , z trong mặt phẳng tọa độ. Do đó, vị trí gối đỡ chặn tại 2 đầu vỏ cầu được mô phỏng bằng ràng buộc dịch chuyển theo 3 phương.



Hình 4. Ràng buộc tại vị trí ổ bi bánh xe đặt trên vỏ cầu

Tại tâm cầu chủ động, mô men xoắn sinh ra từ động cơ truyền xuống trong trường hợp xe chuyển động thẳng sẽ tác động lên vỏ cầu. Do đối tượng nghiên cứu chính là vỏ cầu, nên các chi tiết khác như bánh xe, bán trục, vi sai, truyền lực chính, ... bên trong cầu chủ động đã được loại bỏ. Trong trường hợp này, mô men xoắn tác động lên vỏ cầu trong khoảng giữa 2 vị trí đặt nhíp. Do đó trong mô hình mô phỏng, tác giả sử dụng ràng buộc mô men xoắn đặt tại tâm cầu.

2.5. Đặt lực

Ngoại lực tác dụng lên vỏ cầu là các thành phần phân lực đặt tại vị trí bắt nhíp lên vỏ cầu. Như vậy, trong trường hợp tổng quát, tại mỗi vị trí liên kết giữa vỏ cầu và hệ thống treo (2 bên trái - phải) có 6 thành phần lực: 3 thành phần lực dọc, lực ngang và lực thẳng đứng theo các phương x , y , z ; và 3 thành phần mô men quanh các trục x , y , z . Trong từng trường hợp khảo sát khác nhau, giá trị và tính chất (tĩnh, động) của các lực này thay đổi, do đó đối với từng trường hợp cụ thể, giá trị mỗi lực này sẽ được phân tích và đưa vào riêng biệt [2].

Đối với bài toán tĩnh (lực tĩnh) xác định độ bền phá hủy của vỏ cầu, các thành phần lực đưa vào dưới các giá trị là hằng số và được nhập trực tiếp vào mô hình lực.

Đối với bài toán tải trọng động (như trường hợp xe chuyển động trên đường có mấp mô ngẫu nhiên), các giá trị lực động là các vectơ theo thời gian thực, chúng được nhập vào từ các file dữ liệu (ví dụ text, excel,...). Các lực và mô men được đưa vào theo các bước nhảy xác định, phù hợp yêu cầu của bài toán mô phỏng động trong phần mềm chuyên dụng.

2.6. Xuất kết quả

Kết quả thu được về chuyển vị và ứng suất tương đương (Von Mises) được thể hiện dưới dạng phổ màu sau khi thực hiện quá trình tính toán phân tích bằng phần mềm. Ngoài ra, kết quả phân tích có thể thu được thông qua giá trị ứng suất, biến dạng lớn nhất thay đổi theo thời gian.

3. Kết quả nghiên cứu

3.1. Thông số kỹ thuật của xe

Bảng 3. Thông số kỹ thuật xe tải 1,25 tấn

Model	Đơn vị	Xe tải ben tải trọng 1,25 tấn
Loại phương tiện	-	Ô tô tải (tự đổ)
Công thức bánh xe	-	4 x 2
Kích thước bao (D x R x C)	mm	5180 x 1740 x 1970
Chiều dài cơ sở	mm	2670
Chiều rộng cơ sở	mm	1400
Khối lượng bản thân	kg	2150
Khối lượng phân bố lên cầu trước không tải	kg	960
Khối lượng phân bố lên cầu sau không tải	kg	1190
Khối lượng ô tô đủ tải	kg	3500
Khối lượng phân bố lên cầu trước đủ tải	kg	1206
Khối lượng phân bố lên cầu sau đủ tải	kg	2294
Số chỗ ngồi	chỗ	03
Số lớp	chiếc	06
Kích thước thùng hàng (D x R x C)	mm	3110 x 1620 x 350

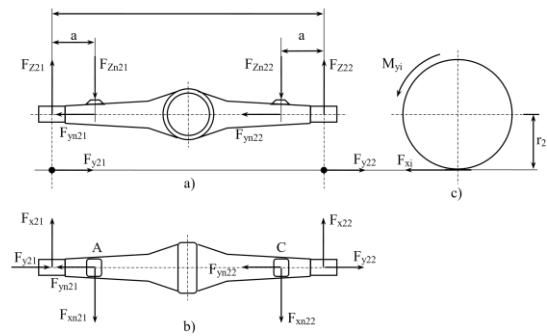
Xe tải ben 1.25 tấn là một trong những dòng xe tải ben bán chạy nhất hiện nay tại Việt Nam do có kích thước nhỏ gọn, giá thành thấp, tiện lợi cho việc

chuyên chở nguyên vật liệu ở thành thị và nông thôn. Chính vì vậy, bài báo đã tập trung nghiên cứu độ bền của vỏ cầu chủ động của dòng xe tải này [1].

3.2. Các chế độ tải trọng

3.2.1. Các tải trọng tác dụng lên vỏ cầu

Sơ đồ các lực và mô men tác dụng lên cầu chủ động của ô tô tải được mô tả trên Hình 5.



Hình 5. Sơ đồ các lực tác dụng lên vỏ cầu

Hình 5 cho thấy vỏ cầu chịu tác dụng của các phản lực từ mặt đường F_{Z21} , F_{Z22} và các lực từ nhíp F_{zn21} và F_{zn22} trong mặt phẳng ngang. Trong mặt phẳng song song với mặt đường, vỏ cầu chịu tác dụng của các lực dọc F_{x21} và F_{x22} (lực kéo hoặc phanh) và lực từ nhíp truyền qua các gối đỡ F_{yn21} và F_{yn22} . Khi xe chuyển động quay vòng sẽ có thêm các lực ngang F_{y21} , F_{y22} đặt tại vết tiếp xúc bánh xe với mặt đường. Đồng thời tại vị trí lắp nhíp sẽ có các lực F_{yn21} và F_{yn22} .

3.2.2. Xác định tải trọng theo phương pháp truyền thống

a) Trường hợp chuyển động thẳng với lực kéo cực đại

Trong trường hợp này, vỏ cầu chủ động chịu các lực và mô men sau:

$$\text{Lực dọc: } F_{x21} = F_{x22} = F_{x2\max} = \varphi_x \frac{m_k G_c}{2} \quad (1)$$

$$\text{Lực ngang: } F_{y21} = F_{y22} = 0 \quad (2)$$

$$\text{Phản lực thẳng đứng } F_{Z21} = F_{Z22} = \frac{m_k G_c}{2} \quad (3)$$

$$\text{Mô men xoắn: } M_{y21} = M_{y22} = F_{x2\max} r_2 \quad (4)$$

b) Trường hợp chuyển động thẳng với lực phanh cực đại

Trong trường hợp này, vỏ cầu chủ động chịu các lực và mô men sau:

$$\text{Lực dọc: } F_{x21} = F_{x22} = F_{x2\max} = \varphi_x \frac{m_p G_c}{2} \quad (5)$$

$$\text{Lực ngang: } F_{y21} = F_{y22} = 0 \quad (6)$$

$$\text{Phản lực thẳng đứng } F_{z21} = F_{z22} = \frac{m_p G_c}{2} \quad (7)$$

$$\text{Mô men xoắn: } M_{y21} = M_{y22} = F_{x2\max} r_2 \quad (8)$$

c) Trường hợp quay vòng với lực ngang cực đại

Trong trường hợp này, vỏ cầu chủ động chịu các lực sau:

$$\text{Lực dọc: } F_{x21} = F_{x22} = 0 \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \text{Lực ngang: } F_{y21} &= \varphi_y F_{z21}; F_{y22} = \varphi_y F_{z22}; \\ F_{y21} + F_{y22} &= F_{y2} = \varphi_y G_c \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \text{Phản lực thẳng đứng } F_{z21} &= \frac{G_c}{2} \left(1 + \frac{2\varphi_y h_g}{2b_2} \right); \\ F_{z22} &= G_c - F_{z21} \end{aligned} \quad (11)$$

d) Trường hợp chuyển động trên đường xấu với phản lực thẳng đứng cực đại

Trong trường hợp này, vỏ cầu chủ động chịu các lực sau:

$$\text{Lực dọc: } F_{x21} = F_{x22} = 0 \quad (12)$$

$$\text{Lực ngang: } F_{y21} = F_{y22} = 0 \quad (13)$$

Bảng 4. Tải trọng tính đặt lên vỏ cầu trong các trường hợp

TT	Tải trọng	Đơn vị	TH1: Xe đi thẳng với lực kéo cực đại	TH2: Xe đi thẳng với lực phanh cực đại	TH3: Quay vòng với lực ngang cực đại	TH4: Trên đường xấu với Fzmax
1	F_{x21}	N	10352	8102	0	0
2	F_{x22}	N	10352	8102	0	0
3	F_{y21}	N	0	0	19763	0
4	F_{y22}	N	0	0	492	0
5	F_{z21}	N	12940	12940	21958	22505
6	F_{z22}	N	12940	12940	547	22505
7	M_{y21}	Nm	3209	2511	0	0
8	M_{y22}	Nm	3209	2511	0	0
9	M_{x21}	Nm	0	0	6127	0
10	M_{x22}	Nm	0	0	153	0

$$\text{Phản lực thẳng đứng } F_{z21} = F_{z22} = k_d \frac{G_c}{2} \quad (14)$$

Các tải trọng đặt lên cầu bao gồm các lực dọc F_{x2i} , lực ngang F_y , lực thẳng đứng F_z , mô men xoắn M_y , và mô men uốn M_x . Giá trị của chúng được thể hiện trong Bảng 4. Giá trị của các lực sẽ được đưa vào trong mô hình tính toán độ bền vỏ cầu theo phương pháp phân tử hữu hạn [1, 2, 3].

3.3. Kết quả khảo sát

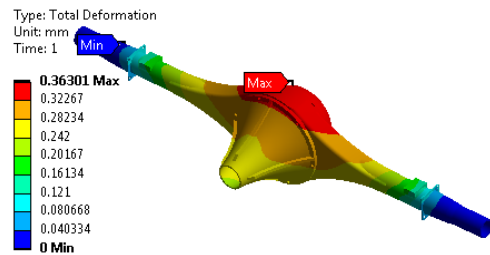
3.3.1. Trường hợp chuyển động thẳng với lực kéo cực đại

Các lực đặt lên mô hình xác định ứng suất vỏ cầu bao gồm:

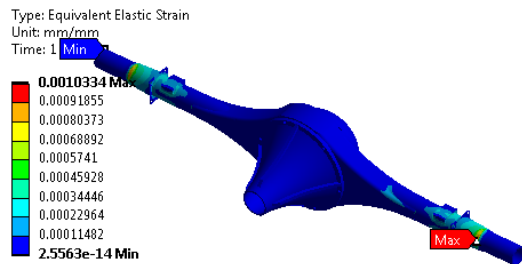
- Lực dọc truyền từ thân xe: $F_{x21} = F_{x22} = 10352\text{N}$;

- Lực thẳng đứng từ trên xuống: $F_{z21} = F_{z22} = 12940\text{N}$;

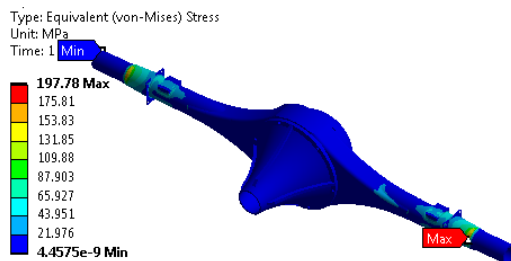
- Mô men xoắn quanh trục y: $M_{y1} = M_{y2} = 3209\text{m}$.



Hình 6. Chuyển vị vỏ cầu và vị trí có giá trị lớn nhất



Hình 7. Biến dạng vỏ cầu và vị trí có giá trị lớn nhất



Hình 8. Ứng suất tương đương trên vỏ cầu và điểm có giá trị lớn nhất

Bảng 5. Ứng suất, biến dạng và chuyển vị lớn nhất trên vỏ cầu khi xe chuyển động thẳng với lực kéo cực đại

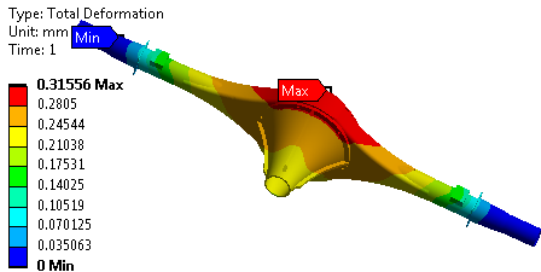
	Chuyển vị	Biến dạng	Ứng suất
Vị trí	Nút số 65456	Nút số 11553	Nút số 11553
Giá trị lớn nhất	0,36301 mm	0,0010334 mm/mm	197,78 MPa

Kết quả phân tích vỏ cầu trong trường hợp khi xe chuyển động với lực kéo cực đại cho thấy biến dạng lớn nhất xuất hiện trên vỏ cầu có giá trị 0.0010334 mm/mm, ứng suất tương đương lớn nhất xuất hiện trên vỏ cầu có giá trị 197.78 MPa. So sánh giá trị ứng suất sinh ra cho thấy nhỏ hơn so với ứng suất cho phép của vật liệu gang cầu là 490 MPa nên vỏ cầu chưa bị phá hủy.

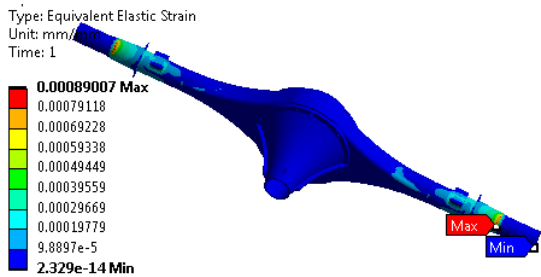
3.3.2. Trường hợp chuyển động thẳng với lực phanh cực đại

Các lực đặt lên mô hình xác định ứng suất vỏ cầu bao gồm:

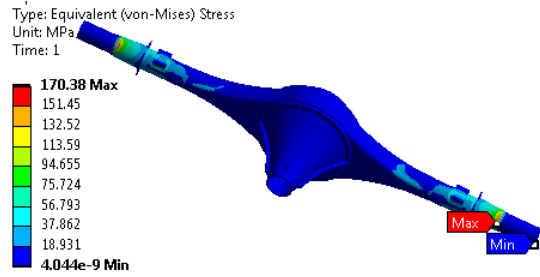
- Lực dọc truyền từ thân xe: $F_{xn21} = F_{xn22} = 8102N$;
- Lực thẳng đứng từ trên xuống: $F_{zn21} = F_{zn22} = 12940N$;
- Mô men xoắn quanh trục y: $M_{y1} = M_{y2} = 2511Nm$.



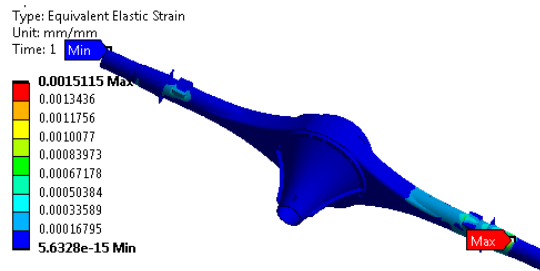
Hình 9. Chuyển vị vỏ cầu và vị trí có giá trị lớn nhất với lực phanh cực đại



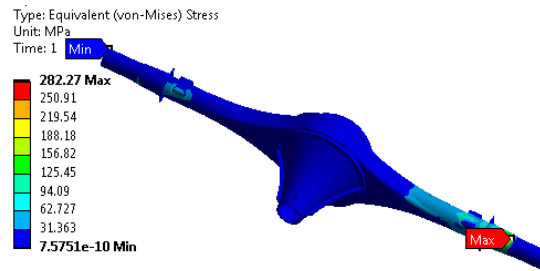
Hình 10. Biến dạng vỏ cầu và vị trí có giá trị lớn nhất với lực phanh cực đại



Hình 11. Ứng suất tương đương trên vỏ cầu và điểm có giá trị lớn nhất với lực phanh cực đại



Hình 12. Biến dạng vỏ cầu và vị trí có giá trị lớn nhất



Hình 13. Ứng suất tương đương trên vỏ cầu và điểm có giá trị lớn nhất

Bảng 6. Ứng suất, biến dạng và chuyển vị lớn nhất trên vỏ cầu khi xe quay vòng với lực ngang cực đại

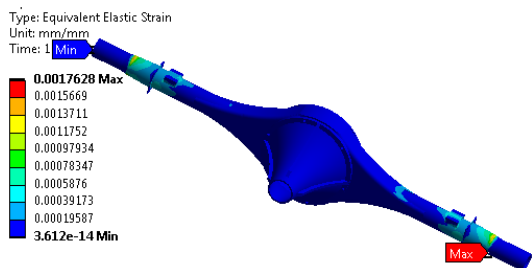
	Chuyển vị	Biến dạng	Ứng suất
Vị trí	Nút số 50100	Nút số 11559	Nút số 11559
Giá trị lớn nhất	0,34982 mm	0,0015115 mm/mm	282,27 MPa

Kết quả phân tích vỏ cầu trong trường hợp khi xe quay vòng với lực ngang cực đại cho thấy ứng suất tương đương lớn nhất xuất hiện trên vỏ cầu có giá trị 282,27MPa. So sánh với hai trường hợp khảo sát trên cho thấy giá trị ứng suất lớn hơn so với khi xe truyền lực kéo và truyền lực phanh cực đại. Tuy nhiên khi so sánh giá trị ứng suất tương đương lớn nhất sinh ra cho thấy nhỏ hơn so với ứng suất cho phép của vật liệu gang cầu là 490MPa nên vỏ cầu chưa bị phá hủy.

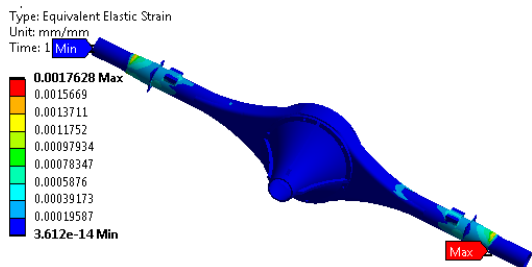
3.3.3. Xe chuyển động trên đường xấu với phản lực thẳng đứng cực đại

Các lực tác động lên vỏ cầu bao gồm:

- Lực thẳng đứng: $F_{zn21} = F_{zn22} = 22505N$;



Hình 14. Biến dạng vỏ cầu và vị trí có giá trị lớn nhất



Hình 15. Ứng suất tương đương trên vỏ cầu và điểm có giá trị lớn nhất

Bảng 7. Ứng suất, biến dạng và chuyển vị lớn nhất trên vỏ cầu khi xe chuyển động trên đường xấu với phản lực thẳng đứng cực đại

	Chuyển vị	Biến dạng	Ứng suất
Vị trí	Nút số 26158	Nút số 11541	Nút số 11541
Giá trị lớn nhất	0,4514 mm	0,0017628 mm/mm	337,67 MPa

Kết quả phân tích vỏ cầu trong trường hợp xe chuyển động trên đường xấu với phản lực thẳng đứng cực đại cho thấy ứng suất tương đương lớn nhất xuất hiện trên vỏ cầu có giá trị 337,67MPa. So sánh với các trường hợp khảo sát trên cho thấy giá trị ứng suất trong trường hợp này là lớn nhất. Tuy nhiên khi so sánh giá trị ứng suất tương đương lớn nhất sinh ra cho thấy nhỏ hơn so với ứng suất cho phép của vật liệu gang cầu là 490MPa nên trường hợp này vỏ cầu chưa bị phá hủy.

4. Kết luận

Bài báo đã đánh giá độ bền phá hủy vỏ cầu với 3 chế độ kiểm bền tĩnh với các tải trọng cực đại. Kết quả phân tích các trường hợp khảo sát cho thấy ứng suất

chủ yếu tập trung tại các khu vực có gờ hoặc các góc cạnh của vỏ cầu, tuy nhiên ứng suất lớn nhất trên vỏ cầu xảy ra trong trường hợp xe chuyển động trên đường xấu với lực thẳng đứng cực đại, đạt giá trị gần 337,67. Giá trị ứng suất này vẫn nhỏ hơn so với ứng suất cho phép của vật liệu gang cầu là 490MPa nên vỏ cầu chưa bị phá hủy.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Tô Ngọc Luật, *Nghiên cứu ảnh hưởng của chất lượng đường đến độ bền vỏ cầu chủ động xe tải 1,25 tấn*, Luận văn Thạc sĩ, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vĩnh Long, 2020.
- [2] Trần Phúc Hòa, *Nghiên cứu độ bền vỏ cầu chủ động ô tô tải nhỏ sản xuất lắp ráp tại Việt Nam*, Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội, 2017.
- [3] Vũ Văn Nhân, *Nghiên cứu đánh giá độ bền lâu của dân cầu trước của ô tô tải*, Luận văn Thạc sĩ, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội, 2017.
- [4] Lương Văn Vạn, *Nghiên cứu độ bền khung sát xi xe chữa cháy rừng đa năng*, Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Trường Đại học Lâm nghiệp, 2020
- [5] Trần Phúc Hòa, Trần Thanh Tùng, Lê Hồng Quân, *Đánh giá độ bền môi vỏ cầu sau xe tải với kích động mặt đường ngẫu nhiên tiêu chuẩn ISO 8608: 1995*. Tạp chí Cơ khí Việt Nam Số 8/2016, Tr.34-44, 2016.
- [6] Monica P, K J Mahendra Babu , *Analysis on the Rear Axle housing of Heavy Truck using ANSYS*, International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET), 2018.
- [7] Khairul Akmal Shamsuddin, Mohd Syamil Tajuddin, Megat Mohd Amzari, Megat Mohd Aris, Mohd Nurhidayat Zafelem, *Stress Distribution Analysis of Rear Axle Housing by using Finite Elements Analysis*, The International Journal Of Engineering And Science (IJES), Vol.3, Issue 10, pp.53-61, 2014.
- [8] Kurniawan, Andoko, *Stress and Crack Simulation on Axle Housing Mitsubishi L300 Pickup Car using Finite Element Method*, International Conference on Mechanical Engineering Research and Application, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 494, 2019.
- [9] G. Rajesh Babu and N. Amar Nageswara Rao, *Static and Modal Analysis of Rear Axle Housing of a Truck*. International Journal of Mathematical

Sciences, Technology and Humanities 7, 2011.

- [10] Guruprasad.B.S, Arun.L.R, Mohan.K
Evaluating Fos for Rear Axle Housing Using Hybrid Aluminium Composites. International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology Vol.2, Issue 6, June 2013.

Ngày nhận bài: 14/6/2021

Ngày nhận bản sửa: 30/7/2021

Ngày duyệt đăng: 08/8/2021