

Nghiên cứu thiết kế giá đỡ - xoay sử dụng trong bảo dưỡng, sửa chữa động cơ ô tô

Trần Nho Thọ, Hoàng Hà, Đinh Bá Bách, Trần Văn Tùng, Trần Công Chi*

Trường Đại học Lâm nghiệp

Research on the design of rotating engine stand used in automotive engine maintenance and repair

Tran Nho Tho, Hoang Ha, Dinh Ba Bach, Tran Van Tung, Tran Cong Chi*

Vietnam National University of Forestry

*Corresponding author: chitc@vnuf.edu.vn

<https://doi.org/10.55250/jo.vnuf.13.1.2024.083-091>

TÓM TẮT

Trong lĩnh vực bảo dưỡng và sửa chữa động cơ ô tô, việc cải tiến và nâng cao các thiết bị hỗ trợ trở nên ngày càng quan trọng để giúp người thợ thực hiện các công việc một cách dễ dàng, chính xác và nhanh chóng. Bài báo này trình bày kết quả nghiên cứu về việc thiết kế và chế tạo giá đỡ - xoay động cơ ô tô. Nghiên cứu đã tính toán thiết kế, xây dựng mô hình và tiến hành kiểm nghiệm bằng phần mềm trước khi tiến hành chế tạo, lắp ráp. Sau khi hoàn thành chế tạo và lắp ráp, giá đỡ đã được đánh giá hiệu quả sử dụng thông qua khảo nghiệm không tải và có tải với ba loại động cơ, có khối lượng tương ứng khoảng 200 kg, 400 kg và 500 kg. Kết quả khảo nghiệm cho thấy rằng cả ba động cơ lắp trên giá đỡ - xoay đều ổn định, các chuyển động xoay và nâng hạ hoạt động bình thường. Điều này cho thấy sản phẩm của nghiên cứu này có thể được áp dụng trong quá trình đào tạo và sửa chữa động cơ ô tô, hỗ trợ người thợ thực hiện các công việc sửa chữa một cách hiệu quả, nhanh chóng và chính xác.

Thông tin chung:

Ngày nhận bài: 02/11/2023

Ngày phản biện: 07/12/2023

Ngày quyết định đăng: 03/01/2024

Từ khóa:

bảo dưỡng ô tô, chế tạo, động cơ ô tô, giá đỡ - xoay, thiết kế.

ABSTRACT

In the field of automotive engine maintenance and repair, the improvement and enhancement of supporting equipment have become increasingly important in facilitating mechanics to perform tasks easily, accurately, and efficiently. This paper presents the research results of designing and manufacturing a rotating engine stand (RES) for automotive engines. The research involved designing, creating a model, and conducting software-based analysis before the actual fabrication and assembly. After completion, the RES was evaluated for its effectiveness through both unloaded and loaded tests using three different engines weighing approximately 200 kg, 400 kg, and 500 kg, respectively. The test results demonstrated that all three engines mounted on the RES operated stably, and the rotation and lifting movements worked normally. This indicates that the product of this research can be applied in the training and repair of automotive engines, supporting mechanics in performing repair tasks effectively, quickly, and accurately.

Keywords:

automotive engines, automotive maintenance, design, manufacturing, rotating engine stand.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Các thiết bị được sử dụng trong trạm bảo dưỡng sửa chữa động cơ ô tô, ngày càng được cải tiến nâng cao, giúp người thợ dễ dàng quan sát cũng như tháo lắp sửa chữa một cách chuẩn xác nhanh chóng hơn, giá đỡ - xoay động cơ di động là một thiết bị không thể thiếu khi sửa

chữa động cơ ô tô.

Thiết kế chế tạo các thiết bị cơ khí dựa trên các phần mềm CAD khi phân tích, mô phỏng, tính toán kiểm nghiệm bền cho chi tiết, cụm máy là phương pháp thiết kế hiện đại, đảm bảo độ tin cậy và rút ngắn thời gian nghiên cứu, từ đó nâng cao chất lượng và giá thành của sản

phẩm. Ge Xu-Kun và cộng sự (2013) đã phân tích cơ cấu nâng dựa trên nguyên mẫu ảo và FEM. Nhóm nghiên cứu đã nghiên cứu sự thay đổi lực tác dụng vào thanh đỡ của cơ cấu nâng với góc nâng thu được từ phân tích động lực học của cơ cấu nâng. Ngoài ra, phân tích phần tử hữu hạn của thanh được thiết lập bằng phần mềm NASTRAN để kiểm tra độ bền. Nghiên cứu này đã cung cấp tài liệu tham khảo cho việc thiết kế và cải tiến cơ cấu nâng [1]. Hu Wenting (2013) đã nghiên cứu thiết kế một hệ thống bàn nâng hợp lý và an toàn cho một loại ô tô tải nhất định. Tác giả đã nghiên cứu cơ chế nguyên lý và sau đó tạo mô hình cho tất cả các thành phần trong hệ thống bằng phần mềm Inventor. Sau khi hoàn thiện các mô hình, nghiên cứu đã tiến hành mô phỏng động lực học và phân tích ứng suất, dựa theo kết quả phân tích ứng suất sửa đổi mô hình cho phù hợp [2]. Md Toufiqul Islam và cộng sự (2014) đã nghiên cứu động lực học của hệ thống giá đỡ dạng hình zíc-zắc (cơ cấu bốn thanh song song) sử dụng mô hình 3D. Trong nghiên cứu này, cơ cấu được mô hình hóa và mô phỏng để đánh giá một số yêu cầu cụ thể như động lực học, độ chính xác vị trí... Mô hình được đề xuất của nghiên cứu đã cung cấp một phương pháp chính xác và nhanh chóng để phân tích động lực học của cơ cấu, đồng thời cung cấp một ý tưởng rõ ràng về kích thước, mô-men xoắn của động cơ cho cơ cấu khi chuyển động [3].

Liên quan đến tính toán thiết kế giá đỡ nói chung và giá đỡ động cơ ô tô nói riêng, trên thế giới đã có nhiều công trình nghiên cứu được công bố. Naghate và cộng sự (2012) đã sử dụng phương pháp phân tích FEA của giá đỡ động cơ. Các tác giả đã mô hình hóa các giá đỡ động cơ và thay đổi vật liệu của các bộ phận bằng hợp kim nhôm và hợp kim magie. Kết quả phân tích giá lắp động cơ cho thấy giá đỡ này sẽ giảm trọng lượng đáng kể khi sử dụng vật liệu hợp kim nhôm [4].

Fang và cộng sự (2015) đã thực hiện thiết kế giá đỡ dành cho việc thực hành ô tô tại môi trường trường học. Quá trình thiết kế bao gồm việc hoàn thiện bản vẽ kỹ thuật sử dụng phần mềm Autodesk Inventor và Auto CAD. Đồng thời, tác giả đã tiến hành phân tích cấu trúc của

các bộ phận quan trọng và sau đó chế tạo và lắp ráp giá đỡ để thực hiện thử nghiệm [5]. Tao và Li (2017) cũng đã thiết kế giá xoay động có sử dụng động cơ điện dẫn động. Nghiên cứu đã thiết kế, kiểm nghiệm các bộ phận quan trọng như hộp giảm tốc, khung, trục... [6]. Charde và cộng sự (2018) đã nghiên cứu tập trung vào việc phân tích cấu trúc của mặt bích nơi một chốt và trục được kết nối thông qua bu lông M12 của giá đỡ xoay động cơ. Cụ thể, trong quá trình lắp ráp và bảo trì động cơ, bộ giá lắp được sử dụng để đảm bảo động cơ được giữ ổn định. Kết quả nghiên cứu cho thấy rằng với giá trị độ an toàn mong muốn là 1,5, mặt bích có độ dày là 28 mm có khả năng duy trì tính ổn định dưới mọi tải trọng [7]. Noor và cộng sự (2020) đã tiến hành nghiên cứu xác định mô tả tư thế của sinh viên khi thực hành và chế tạo giá đỡ động cơ theo kích thước hoặc kết quả phân tích công thái học, sau đó một giá đỡ động cơ có thể điều chỉnh độ cao theo tư thế của sinh viên đã được chế tạo [8].

Hiện tại trên thị trường còn có nhiều kiểu mẫu giá xoay dùng hỗ trợ tháo lắp động cơ. Tuy nhiên thực tế cho thấy, các giá đỡ đơn giản có giá thành thấp thì tính linh hoạt và độ an toàn không cao, trong khi các loại giá đỡ có chất lượng tốt thì giá thành khá cao. Tại Việt Nam cũng chưa có các công trình nghiên cứu liên quan đến việc thiết kế, chế tạo các loại giá đỡ này được công bố. Do đó, nghiên cứu này tiến hành thiết kế và chế tạo một loại giá đỡ - xoay động cơ di động, đa năng phục vụ thực hành, thực tập sửa chữa ô tô tại xưởng. Phương pháp thiết kế có sự trợ giúp của máy tính (CAD) kết hợp với mô phỏng, tính toán kiểm nghiệm (CAE) được sử dụng trước khi tiến hành chế tạo và khảo nghiệm. Sản phẩm của nghiên cứu này có thể được sử dụng trong đào tạo, hỗ trợ trong các trạm bảo dưỡng sửa chữa ô tô nhằm nâng cao hiệu quả trong việc sửa chữa là rất cần thiết và có ý nghĩa thực tiễn.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

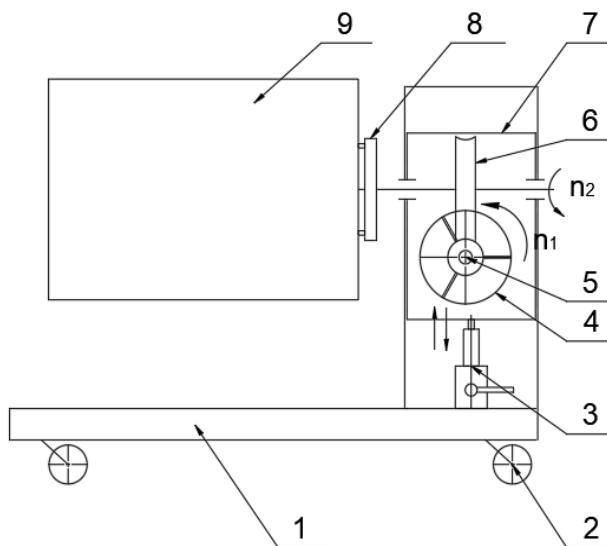
2.1. Yêu cầu kỹ thuật và lựa chọn phương án thiết kế

Giá xoay động cơ ô tô được sử dụng để tạo điều kiện thuận lợi cho việc xoay động cơ trong quá trình bảo dưỡng ô tô nhằm thực hiện các

hoạt động bảo dưỡng toàn diện 360 độ trên động cơ. Cấu trúc của giá xoay động cơ ô tô cần được thiết đơn giản với các yêu cầu kỹ thuật chính như sau:

- Tải trọng lớn nhất sử dụng cho giá xoay: 500 kg;
- Kết cấu truyền động tỷ số truyền 1:20;

- Góc xoay: 360 độ;
- Thao tác nhẹ nhàng, có thể khóa ở mọi góc độ.
- Kết cấu thiết kế nhỏ gọn, hợp lý, đáp ứng yêu cầu của độ bền, độ cứng, tuổi thọ và tính kinh tế, an toàn; thiết kế cần thực hiện việc tiêu chuẩn hóa và tuân thủ các yêu cầu quy định theo TCVN.



Hình 1. Cấu tạo và nguyên lý hoạt động giá xoay động cơ

Giá xoay được thiết kế mô phỏng trong Hình 1 bao gồm: hệ thống khung máy (1) có lắp các bánh xe chịu tải trọng (2), các bánh xe này có thể xoay 360° và có các khóa bánh. Động cơ (9) được gá trên mặt bích lắp động cơ (8), được lắp trên trục bánh vít (6). Động cơ có thể xoay 360° quanh trục thông qua bộ truyền trục vít (5) bằng tay quay (4). Toàn bộ bộ truyền được lắp trong hộp (7), có thể di chuyển lên xuống thông qua kích thủy lực (3).

2.2. Tính toán các thông số chính

2.2.1. Tính toán lựa chọn bộ truyền trục vít-bánh vít

Theo điều kiện làm việc thực tế, chọn sơ bộ công suất đầu vào của tay quay là 100 W và tốc độ đầu ra của bánh răng bánh vít là $n_2 = 2$ vòng/phút, tỉ số truyền $i = 20$, tuổi thọ dự kiến $L_h = 25000$ h.

Tính toán thiết kế về điều kiện bền tiếp xúc của bề mặt răng bánh vít [9]:

$$m^2 d_1 \geq KT_2 \left(\frac{480}{Z_2 [\sigma_H]} \right)^2 \quad (1)$$

Trong đó:

K - Hệ số tải trọng K;

T_2 - Mô men xoắn tác dụng lên bánh vít (N.mm);

$[\sigma_H]$ - Ứng suất tiếp xúc cho phép (MPa);

d_1 - Đường kính vòng tròn chia trục vít (mm);

m - Mô đun;

Z_2 - Số răng bánh vít.

Kiểm tra độ bền uốn chân răng của bánh vít:

$$\sigma_F = \frac{1,53KT_2}{d_1 d_2 m} Y_{Fa2} Y_\beta \leq [\sigma_F] \quad (2)$$

Trong đó:

Y_{Fa2} - Hệ số dạng răng;

Y_β - Hệ số góc xoắn của bánh vít;

d_2 - Đường kính vòng tròn chia bánh vít (mm).

2.2.2. Tính toán đường kính trục trục vít

Do đường kính trục vít không lớn nên phần thân và trục vít được chế tạo liền khối, vật liệu

là thép C45. Đường kính nhỏ nhất của trục có thể được tính toán dựa trên cường độ xoắn [9].

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} \approx \frac{9550000 \frac{P}{n}}{0,2 \times d^3} \leq [\tau_T] \quad (3)$$

Trong đó:

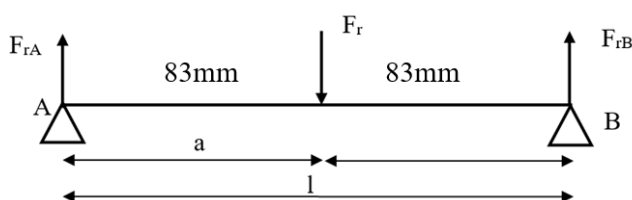
d - Đường kính nhỏ nhất của trục vít;

P - Công suất đầu vào trục vít (kW);

n - Số vòng quay trục vít (vòng/phút);

d₂ - Đường kính vòng tròn chia bánh vít (mm).

Vì đầu ngoài của trục vít được nối với một tay quay thủ công nên lực do tay tác dụng lên trục vít rất nhỏ và có thể bỏ qua nên phân tích lực được giới thiệu trên Hình 2.



Hình 2. Sơ đồ tính toán trục vít

Kiểm tra độ bền của trục vít: Khi kiểm tra độ bền của trục, theo thuyết bền III (Thuyết bền ứng suất tiếp cực đại), tính toán ứng suất:

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\left(\frac{M}{W}\right)^2 + 4\left(\frac{\alpha T}{2W}\right)^2} \leq [\sigma_{-1}] \quad (4)$$

Trong đó:

σ_{ca} - Ứng suất tính toán của trục (MPa);

M- Mômen uốn tác dụng lên trục (N.mm);

T- Mômen xoắn tác dụng trên trục (N.mm);

W- Hệ số tiết diện chống uốn của trục (mm³);

$[\sigma_{-1}]$ - Ứng suất uốn cho phép của trục (MPa);

α - Hệ số rút gọn khi đem mômen xoắn rút gọn thành mômen uốn tương đương.

Kiểm tra độ cứng uốn của trục:

$$y = \frac{\sqrt{F_{rl}^2 + F_{r1}^2}}{48EI} L^3 \leq [y] \quad (5)$$

Trong đó:

E- mô đun đàn hồi (MPa);

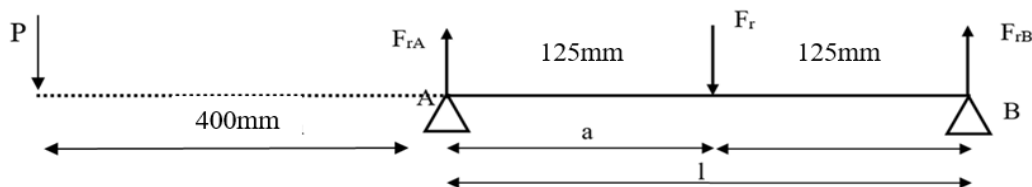
I – Mô men quán tính (mm⁴);

L- là khoảng cách giữa các gối đỡ ở hai đầu của trục vít (mm);

$[y]$ - Độ võng lớn nhất cho phép (mm).

2.2.3. Tính toán đường kính trục bánh vít

Trục bánh vít là trục bậc, tuy nhiên do trục bánh vít có gá động cơ nên chịu tải lớn nên chọn vật liệu chế tạo là 40 Cr. Đầu ngoài của trục bánh vít gá động cơ có trọng lượng là 500 kg. Giả sử khoảng cách từ tâm động cơ đến gối đỡ là 400 mm. Lúc này, trục bánh vít có thể được coi là được kéo dài 400 mm như Hình 3.



Hình 3. Sơ đồ tính toán trục bánh vít

Theo thuyết bền III (Thuyết bền ứng suất tiếp cực đại), tính toán ứng suất [9]:

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\left(\frac{M}{W}\right)^2 + 4\left(\frac{\alpha T}{2W}\right)^2} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{W} \leq [\sigma_{-1}] \quad (6)$$

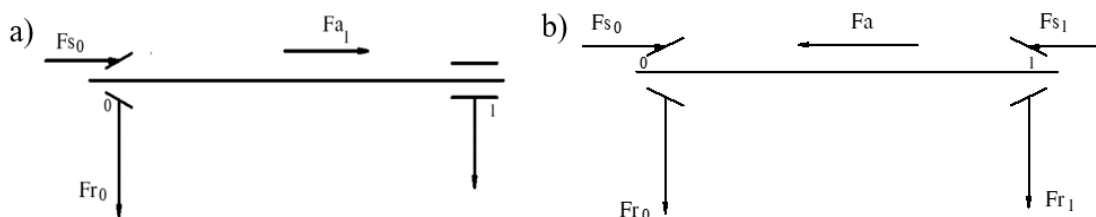
Trong đó:

- σ_{ca} - Ứng suất tính toán của trục (MPa);
- M - Mômen uốn tác dụng lên trục (N.mm);
- T - Mômen xoắn tác dụng trên trục (N.mm);
- W - Hệ số tiết diện chống uốn của trục (mm³);
- $[\sigma_1]$ - Ứng suất uốn cho phép của trục (MPa);
- α - Hệ số rút gọn khi đem mômen xoắn rút gọn thành mômen uốn tương đương.

Kiểm tra độ cứng xoắn của trục:

$$\phi = 5,73 \times 10^4 \frac{T}{GI_p} \quad (7)$$

Trong đó:



Hình 4. Sơ đồ tính toán ổ lăn cho trục vít (a) và trục bánh vít (b)

G - Môđun cắt của vật liệu (MPa);

I_p - Momen quán tính cực của tiết diện trục.

2.2.4. Tính toán chọn ổ lăn

Với tải trọng tác dụng lên ổ nhỏ có cả lực hướng tâm và lực dọc trục, để cố định trục theo phương dọc trục và để đảm bảo cho trục vít giãn nở nhiệt theo phương dọc trục, tại gối đỡ 0 nghiêng cứu chọn một ổ đĩa côn còn trên gối đỡ 1 dùng ổ tùy động là ổ bi đỡ một dãy. Trục lắp bánh vít có yêu cầu độ cứng cao nên chọn dùng ổ đĩa côn ở cả 2 gối. Hình 4 giới thiệu sơ đồ bố trí ổ lăn trên trục vít và trục bánh vít.

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Kết quả tính toán

3.1.1. Bộ truyền trục vít- bánh vít

- Trục vít:

Bước dọc trục:

$$p_x = \pi m = 3,14 \times 3,15 \text{ mm} = 9,89 \text{ mm}$$

Hệ số đường kính:

$$q = d_1/m = 35,5/3,15 = 11,27$$

$$\text{Đường kính vòng đỉnh: } d_{a1} = d_1 + 2 h_a m =$$

$$(35,5 + 2 \times 1 \times 3,15) = 41,8 \text{ mm}$$

$$\text{Đường kính vòng đáy: } d_{f1} = d_1 - 2 (h_a + c) m =$$

$$[35,5 - 2 \times (1 + 0,25) \times 3,15] = 27,63 \text{ mm}$$

$$\text{Góc xoắn: } \gamma = 10^\circ 03' 48'' = 10,06^\circ.$$

- Bánh vít

Đường kính vòng tròn chia:

$$d_2 = m Z_2 = 3,15 \times 40 = 126 \text{ mm}$$

$$\text{Đường kính vòng đỉnh: } d_{a2} = d_2 + 2 h_a m =$$

$$(126 + 2 \times 1 \times 3,15) = 132,3 \text{ mm}$$

Đường kính vòng tròn chân răng:

$$d_{f2} = d_2 - 2 (h_a + c) m = [126 -$$

$$2 \times (1 + 0,25) \times 3,15] = 118,13 \text{ mm}$$

- Khoảng cách trục

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2} (q + Z_2) = \frac{3,15}{2} (11,27 + 40) = 80,75 \text{ mm}$$

3.1.2. Đường kính trục vít và trục bánh vít

Đường kính trục vít được xác định theo công thức:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{9550000P}{0,2[\tau_T]n}} = \sqrt[3]{\frac{9550000 \times 0,1}{0,2 \times 25 \times 40}} = 16,84 \text{ mm} \quad (8)$$

Lấy đường kính tối thiểu của trục vít là 20 mm, kết cấu trục bậc và đường kính của mỗi

phần tăng thêm 5 mm.

Đường kính trục bánh vít được tính toán:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{\sqrt{2000000^2 + (0.6 \times 382000)^2}}{7}} = 66 \text{ mm} \quad (9)$$

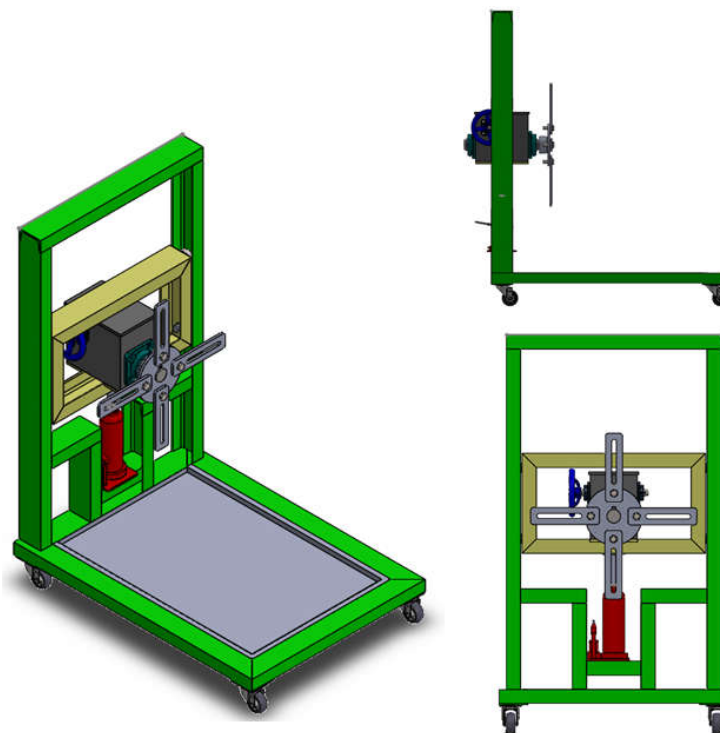
Chọn đường kính trục tối thiểu 70 mm, kết cấu trục bậc và đường kính của mỗi phần tăng giảm thêm 5 mm.

3.2. Xây dựng mô hình 3D và kiểm nghiệm các kết cấu chính

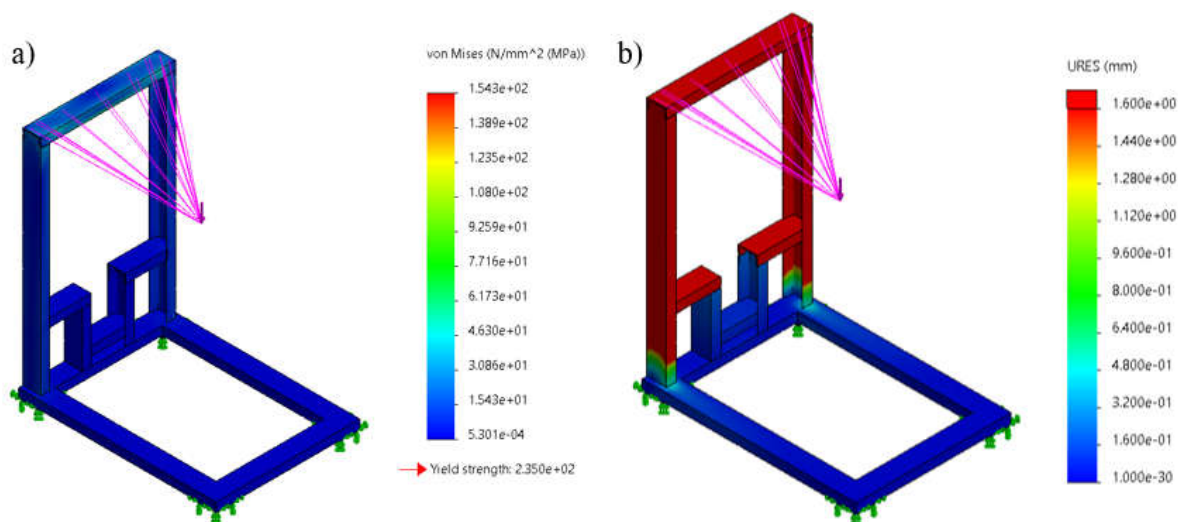
Trong lĩnh vực thiết kế cơ khí ngày nay, máy tính hỗ trợ mọi công việc trong việc thiết kế, sản xuất và tổ chức sản xuất. Công việc được thực hiện tự động, giúp giảm đáng kể công sức thiết kế, chế tạo của kỹ sư cơ khí [10]. Trong nghiên cứu này, phần mềm SolidWork được ứng dụng để mô hình hóa các chi tiết ba chiều. Đây là phần mềm được phát triển bởi một trong những công ty phần mềm thiết kế uy tín nhất thế giới. Phần mềm này cho phép người dùng xây dựng mô hình 3D các chi tiết, lắp ráp chúng lại với nhau thành một chi tiết máy (máy) hoàn chỉnh, kiểm tra động học, cung cấp thông tin vật liệu... [11]. Dựa trên nguyên lý hoạt động và tính toán lý thuyết, nghiên cứu sử dụng công

cụ Weldments để thi công kết cấu khung, các chi tiết và cụm chi tiết của thiết bị từ các tiết diện thép tiêu chuẩn [12]. Mô hình 3D được trình bày trên Hình 5.

Căn cứ vào kết quả tính toán thiết kế và mô hình 3D, sau khi thiết lập các thuộc tính về vật liệu CT3, kết quả khi thiết lập lưới với kiểu lưới tiêu chuẩn, mắt lưới hình tam giác cạnh 35 mm, dung sai 1,75 mm, tổng số nút 25482, tổng số phần tử 11553 như Hình 6. Kết quả sau khi phân tích mô hình có được chuyển vị và ứng suất của khung cho thấy trong quá trình làm việc, toàn bộ hệ thống khung chịu biến dạng ở các mức độ khác nhau, trong đó biến dạng đạt giá trị lớn nhất khoảng 1,6 mm tại phía trên khung. Với ứng suất tương đương theo Von Mises lớn nhất thu được từ kết quả phân tích tập trung chủ yếu ở các góc với giá trị lớn nhất khoảng 194,1 MPa.



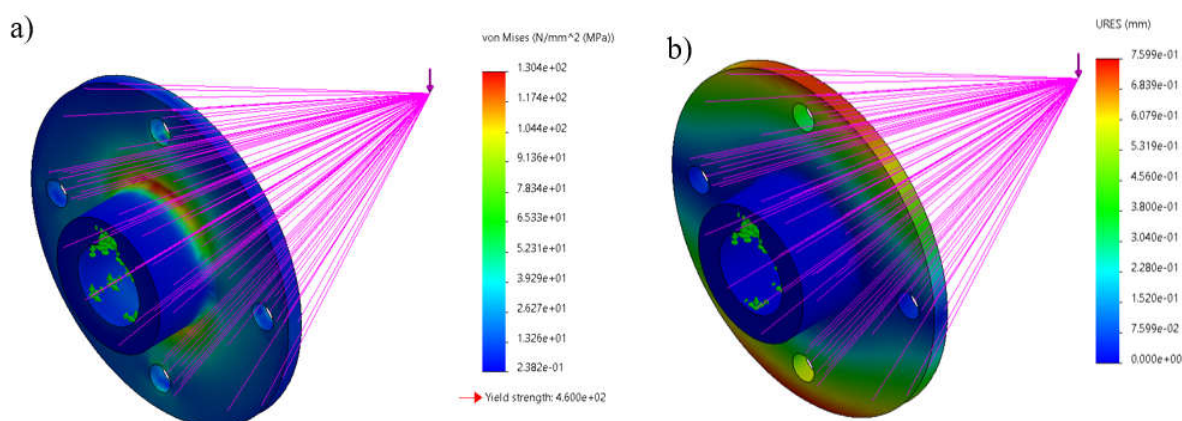
Hình 5. Mô hình tổng thể giá đỡ- xoay động cơ



Hình 6. Ứng suất tương đương và chuyển vị của khung

Sau khi thiết lập các thuộc tính về vật liệu C45 cho chi tiết mặt bích, kết quả khi thiết lập lưới với kiểu lưới tiêu chuẩn, mắt lưới hình tam giác cạnh 35 mm, dung sai 1,75 mm, tổng số

nút 25482, tổng số phần tử 11553 như Hình 7. Kết quả cho thấy chuyển vị đạt giá trị lớn nhất khoảng 0,76 mm và ứng suất tương đương theo Von Mises là 130,4 MPa.



Hình 7. Ứng suất tương đương và chuyển vị của mặt bích

Do đó, trong quá trình làm việc với tải trọng theo yêu cầu, chuyển vị thay đổi không đáng kể và ứng suất khi tính toán vẫn nằm trong giới hạn cho phép nên kết cấu khung và mặt bích đều đảm bảo độ bền khi làm việc.

3.3. Kết quả khảo nghiệm

3.3.1. Khảo nghiệm chế độ không tải

Sau khi đã tính toán thiết kế xong, nghiên cứu tiến hành chế tạo các chi tiết của hệ thống, sau đó đề tài tiến hành chế tạo các chi tiết, các cụm chi tiết và tiến hành lắp ráp các chi tiết, cụm chi tiết lên hệ thống. Để đánh giá sơ bộ thiết bị, nghiên cứu tiến hành đánh giá thiết bị

ở điều kiện không tải. Khảo nghiệm không tải được thực hiện để kiểm tra xem thiết bị có hoạt động ổn định hay không. Trước khi vận hành, hệ thống truyền động, kích thủy lực, mối hàn, các kết cấu khác đều được kiểm tra. Trong quá trình chạy thử, nếu phát hiện bất kỳ vấn đề nào như tiếng ồn, rung lắc thì máy sẽ dừng lại để xác định và giải quyết vấn đề.

3.3.2. Khảo nghiệm chế độ có tải

Phần khảo nghiệm này tập trung vào việc đánh giá khả năng vận hành và ổn định của ba loại động cơ khác nhau khi được lắp lên giá đỡ xoay. Các động cơ này có khối lượng tương ứng

khoảng 200 kg, 400 kg và 500 kg. Để tiến hành khảo nghiệm, các vật nặng được treo thêm lên động cơ để đạt được khối lượng khảo nghiệm mong muốn. Sau đó, các động cơ được lắp lên giá đỡ xoay để kiểm tra khả năng vận hành và ổn định của giá đỡ.

Kết quả khảo nghiệm cho thấy cả ba động cơ lắp trên giá đỡ - xoay đều ổn định và không ảnh hưởng đến kết cấu của giá đỡ. Điều này cho thấy giá đỡ có khả năng chịu tải và hoạt động một cách ổn định với các động cơ khác nhau. Đối với động cơ có khối lượng 200 kg và 400 kg,

khi xoay bằng tay, quá trình xoay diễn ra nhẹ nhàng và động cơ tự hãm tốt. Điều này cho thấy hai loại động cơ này có khả năng vận hành một cách dễ dàng và an toàn trên giá đỡ xoay. Động cơ có khối lượng 500 kg nặng hơn, tuy nhiên, kết quả khảo nghiệm cho thấy nó vẫn có thể vận hành trên giá đỡ xoay. Mặc dù tay xoay có thể nặng hơn so với các loại động cơ khác, nhưng khả năng vận hành vẫn được đảm bảo. Cuối cùng, cả ba loại động cơ đều được nâng hạ bằng kích thủy lực, kết quả cho thấy tất cả các động cơ này đều có thể nâng hạ ổn định.



Hình 8. Giá đỡ - xoay tháo lắp động cơ ô tô được ứng dụng trong thực tiễn

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này đã thành công trong việc tính toán, thiết kế, chế tạo, và khảo nghiệm giá đỡ - xoay động cơ ô tô với tải trọng trung bình, có khả năng xoay và nâng hạ. Sử dụng phương pháp thiết kế kết hợp máy tính (CAD) và mô phỏng, tính toán kiểm nghiệm (CAE) đã giúp đảm bảo tính ổn định của giá đỡ trước khi tiến hành chế tạo và khảo nghiệm. Kết quả của khảo nghiệm đã chứng minh rằng giá đỡ hoạt động ổn định với tải trọng yêu cầu. Vì vậy, giá đỡ - xoay động cơ có tiềm năng hỗ trợ trong việc đào tạo và công tác bảo dưỡng sửa chữa tại các gara ô tô, góp phần nâng cao hiệu quả trong việc sửa chữa và giảm giá thành, điều này rất cần thiết và có ý nghĩa thực tiễn.

Lời cảm ơn

Nghiên cứu này là kết quả của Đề tài nghiên cứu khoa học cấp cơ sở, được hỗ trợ kinh phí từ Trường Đại học Lâm nghiệp. Sản phẩm được sử dụng trong xưởng thực hành, thực tập cho sinh viên ngành Công nghệ kỹ thuật ô tô tại Trường.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Xu Kun Ge, Da Wei Liu & Long Long Zhu (2013). Fatigue Life Analysis of Lifting Mechanism Rod Based on Virtual Prototyping and FEM. *Advanced Materials Research*. 680: 364-368.
- [2]. Wenting Hu (2013). Design and Simulation of Tail Lifts for Truck Savonia University of Applied Sciences (thesis).
- [3]. Md Toufiqul Islam, Cheng Yin, Shengqi Jian & Luc Rolland (2014). Dynamic analysis of scissor lift mechanism through bond graph modeling. 2014 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics. 1393-1399.

- [4]. Sahil Naghate & Sandeep Patil (2012). Modal analysis of engine mounting bracket using FEA. *International journal of engineering research and applications (IJERA)*. 2(4): 1973-1979.
- [5]. Jiang Fang, Wu Jiulin, Bai Tianzhe, Wu Xili & Vehicle Engineering Department (2015). Research on the Design of Automotive Engine Turning Device. *Journal of Baotou Vocational & Technical College*. 16(2): 21-23.
- [6]. Chen Tao & Zhang Li (2017). The Design of the Electric Engine Overturning Frame. *Development & Innovation of Machinery & Electrical Products*. 30(5): 60-61.
- [7]. Pravin D Charde & Balaji Nelge (2018). Flange Design Optimization For Engine Assembly And Repair Fixture. *International Journal of Innovations in Engineering Research and Technology*. 173-176.
- [8]. RAM Noor, MS Barliana, S Soemarto & I Kuntadi (2020). Designing an adjustable height engine stand to reduce the risk of student's Musculoskeletal Disorders (MSDs) in engine tune up practice. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. IOP Publishing. 042091.
- [9]. Nguyễn Văn Tự, Trần Công Chi & Nguyễn Hoàng Tân (2022). *Giáo trình Chi tiết máy*. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [10]. Tran Cong Chi, Ta Thi Phuong Hoa, Vu Huy Dai & Pham Van Tinh (2023). Design and manufacture a banana fiber extraction machine for small and medium-scale handicraft production. *Journal of Forestry Science and Technology*. 15: 148-157.
DOI: <https://doi.org/10.55250/jo.vnuf.2023.15.148-157>
- [11]. Nguyễn Thị Thúy Thanh (2018). *Giáo trình Hệ thống bài tập thực hành Solidworks*. Trường Cao đẳng Công thương TP. HCM.
- [12]. Ronald E Barr, Davor Juricic, Thomas Krueger & Alejandro Reyes (2020). *Design Workbook Using SOLIDWORKS 2020*. SDC Publications.