

NGHIÊN CỨU LỰA CHỌN TẢI TRỌNG HỢP LÝ TRÊN THIẾT BỊ NÂNG, CẦU ĐA NĂNG CỠ NHỎ DÙNG TRONG NHÀ XƯỞNG

RESEARCH ON OPTIMAL LOAD SELECTION FOR SMALL-SIZED MULTI-PURPOSE LIFTING EQUIPMENT USED IN FACTORIES

KS. Nguyễn Mạnh Hùng¹, TS. Đào Mạnh Quyền²

¹Học viện Kỹ thuật Quân sự

²Trường Đại học Công nghệ Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Khả năng nâng của cần cầu trên các thiết bị xe nâng vận chuyển bị giới hạn bởi độ ổn định và độ bền kết cấu của toàn thiết bị nói chung, phần cần cầu nói riêng. Thiết bị nâng, cầu đa năng cỡ nhỏ dùng trong nhà xưởng là thiết bị được chế tạo mới, do vậy việc tính toán tải trọng nâng hợp lý là yêu cầu cần thiết. Bài báo trình bày kết quả nghiên cứu tính toán, lựa chọn tải trọng hợp lý trên thiết bị nâng, cầu đa năng cỡ nhỏ dùng trong nhà xưởng dựa trên tính toán ổn định tĩnh của thiết bị và kiểm nghiệm độ bền của cần nâng trên phần mềm 3D. Kết quả kiểm bền cho thấy ứng suất, chuyển vị của cần tại các vị trí đều nằm trong giới hạn cho phép. Kết quả của bài báo là cơ sở để lựa chọn tải trọng hợp lý trong thực tế vận hành thiết bị.

Từ khóa: Tải trọng; Ổn định; Xe nâng cỡ nhỏ; Cần cầu; Kiểm bền.

ABSTRACT

The lifting capacity of the crane on transport forklift is limited by the stability and structural durability of the overall equipment, especially the crane component. Small-sized lifting equipment, multi-purpose crane used in warehouses is newly created, so calculating the rational combined lifting load is a necessary requirement. The research presents the results on calculating and selecting a rational lifting load on small-sized versatile lifting equipment used in warehouses based on the static stability calculation of the equipment and testing the durability of the lifting arm using 3D software. The durability test results show that the stress and displacement of the arm at various positions are within acceptance limits. The result of research provides foundation for selecting a reasonable lifting load in practical equipment operation.

Keywords: Load capacity; Stability; Small-sized forklift; Crane; Durability testing.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

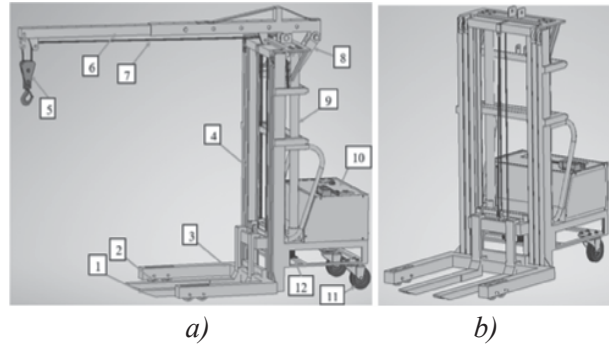
Xe nâng, cầu đa năng cỡ nhỏ là sản phẩm thiết kế mới được nhóm nghiên cứu tính toán, chế tạo thành công sử dụng để nâng, vận chuyển hàng hoá trong các nhà xưởng. Thiết bị được thiết kế với tải trọng nâng định mức 500kg. Tuy nhiên, trong các điều kiện khác nhau thì cần thiết phải lựa chọn tải trọng nâng hợp lý để bảo đảm an toàn khi sử dụng thiết bị cũng như tránh hỏng hóc vật tư, hàng hoá cần nâng, vận chuyển. Việc lựa chọn tải trọng hợp lý cho thiết bị nâng, cầu được thực hiện dựa trên việc tính toán tải trọng đặt tại đầu cần để xe nâng ổn định không bị lật và cần phải đảm bảo cụm cần cầu lắp trên xe nâng có kết cấu đủ bền trong mọi điều kiện làm việc khi thay đổi tâm với, góc nâng.

Trong phạm vi bài báo, nhóm nghiên cứu đã giới thiệu thiết bị nâng, cầu đa năng cỡ nhỏ thiết kế mới và tóm tắt một số kết quả về tính toán tải trọng đặt tại đầu cần theo điều kiện ổn định tĩnh; kết quả phân tích, kiểm bền cụm cần cầu thông qua môi trường Ansys trong phần mềm Inventor.

2. NỘI DUNG

2.1. Tổng quan về thiết bị nâng, cầu đa năng cỡ nhỏ thiết kế mới

Thiết bị nâng, cầu đa năng cỡ nhỏ là kiểu xe nâng hàng bán tự động với cơ cấu nâng dẫn động điện, truyền động thủy lực, di chuyển bằng sức người. Các bộ phận chính trên xe nâng được thể hiện trên hình 1.



Hình 1. Mô hình 3D xe nâng, cầu đa năng cỡ nhỏ:
a) Xe nâng khi lắp cần cầu; b) Xe nâng khi không lắp cần cầu.

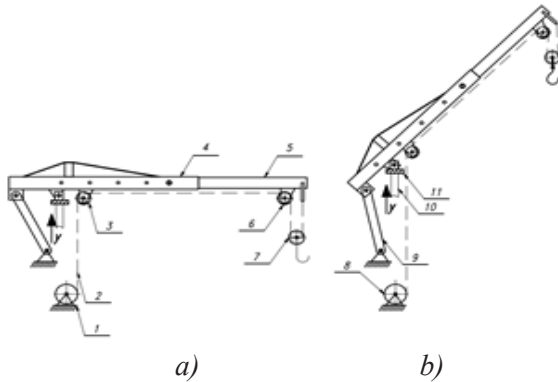
Trong đó:

- 1 - Cần nâng; 2 - Bánh xe phía trước;
- 3 - Chân cần trước; 4 - Cụm khung xe nâng;
- 5 - Puly móc cầu; 6 - Cần cầu;
- 7 - Cáp; 8 - Thanh giằng cầu;
- 9 - Xilanh thủy lực; 10 - Hộp điện điều khiển, bộ nguồn thủy lực;
- 11 - Bánh xe sau; 12 - Tời điện.

Xe nâng có thể thực hiện nâng hạ hàng hóa bằng cần nâng khi chưa lắp cần cầu (hình 1b) hoặc bằng cần cầu (hình 1a). Trong phạm vi nghiên cứu của bài báo, nhóm trình bày nguyên lý hoạt động xe nâng khi sử dụng cần cầu (hình 2).

Khi lắp cần cầu, xe nâng không sử dụng đến cần nâng. Lúc này, xilanh đẩy tẩm liên kết (11) theo phương thẳng đứng y mà không tác dụng đến các phần khung kết cấu khác. Ở trạng thái ban đầu, khi xilanh (10) chưa tác dụng thì cần cầu ở trạng thái nằm ngang (hình 2a); còn khi xilanh tác dụng đẩy lên, cần cầu sẽ hợp với phương ngang một góc nhất định (hình 2b). Cần cầu gồm cần ngoài (4), cần trong (5) xếp lồng nhau, có chốt giữ hai cần (05 vị trí chốt). Thanh giằng (9) liên kết với gối cố định trên khung tĩnh để giữ cần. Sự làm việc của cần cầu thực hiện thông qua xilanh, hệ tời điện (8) được giữ cố định bởi gối (1), các puly (3, 6, 7), dây cáp (2).



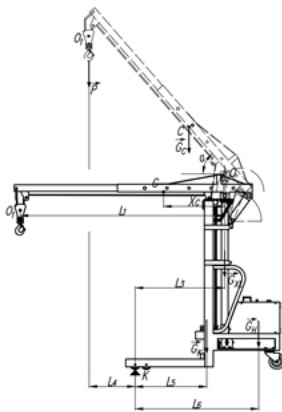


Hình 2. Sơ đồ nguyên lý cần cầu trên xe nâng

2.2. Tính toán tải trọng theo sự ổn định tĩnh của thiết bị nâng, cầu đa năng

Giả thiết tính toán: Xe nâng đặt tại vị trí nền ngang bằng bằng; trọng lượng và vị trí trọng tâm của các bộ phận khác nhau của trên xe nâng được lấy từ mô hình 3D; trọng lượng P có điểm đặt trùng với điểm O₁ trên ròng rọc động; trọng tâm xilanh và tâm quay cần cầu nằm trên một đường thẳng; cần cầu hợp với phương ngang góc α , bỏ qua lực cản của gió (hình 3).

Theo thiết kế, phần cần cầu lắp trên thiết bị nâng, cầu đa năng cỡ nhỏ có thể thay đổi góc nghiêng so với phương ngang trong giới hạn từ $0^\circ \div 50^\circ$.



Hình 3. Sơ đồ tính toán ổn định tĩnh trên thiết bị nâng, cầu

Yếu tố chủ yếu kiểm soát mức tải trọng đặt lên đầu cần cầu của thiết bị nâng là độ ổn định chống lật. Tải trọng lật là tải trọng đặt trên cần cầu ở một bán kính xác định quanh một đường gọi là điểm tựa lật, làm cho xe nâng bị lật. Xe nâng sẽ bị lật khi mô-men lật (mô-men của tải trọng đối với điểm tựa lật) trở nên gần bằng hoặc bằng mô-men chống lật của xe nâng (mô-men của trọng lượng máy, trọng lượng cần cầu đối với điểm tựa lật). Sự ổn định tĩnh của xe nâng được đánh giá thông qua hệ số ổn định [1-3]:

$$1,15 < K_{od} = \frac{M_{CL}}{M_L} < 1,35 \text{ (chọn } K_{od} = 1,3) \quad (2.1)$$

Trong đó: M_{CL} là mô-men chống lật, M_L là mô-men gây lật so với điểm tựa lật K (hình 3).

$$\text{Ta có: } M_{CL} = G_H \cdot L_6 + G_K \cdot L_5 + G_{XL} \cdot L_3 + G_C \cdot (L_3 - X_C \cdot \cos \alpha) \text{ (N.m)} \quad (2.2)$$

$$\begin{cases} M_L = PL_4 = P(L_1 \cos \alpha - L_3), \text{ khi } L_1 \cos \alpha - L_3 > 0 \\ M_L = 0, \text{ khi } L_1 \cos \alpha - L_3 \leq 0 \end{cases} \text{ (N.m)} \quad (2.3)$$

Giá trị các thông số G_H , G_K , G_{XL} , G_C , L_3 , L_5 , L_6 được lấy theo bảng 1.

Do khi $L_1 \cos \alpha - L_3 \leq 0$ thì $M_L = 0$, lúc này xe nâng ổn định tuyệt đối cho dù tải trọng đặt tại đầu cần có giá trị bất kỳ miễn là thỏa mãn độ bền kết cấu các chi tiết trên xe nâng. Trong trường hợp này, ta coi tải trọng bị giới hạn trên bởi tải trọng định mức của thiết bị để phù hợp với kết cấu cần cầu $P_{dm} = 5000 \text{ N}$. Để xác định tải trọng hợp lý trong các trường hợp, ta chỉ xét:

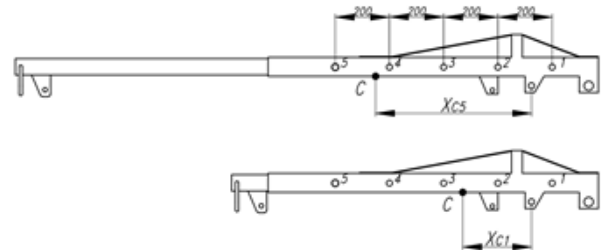
$$L_1 \cos \alpha - L_3 > 0 \text{ và } M_L = PL_4 = P(L_1 \cos \alpha - L_3) \quad (2.4)$$

Bảng 1. Thông số tính toán ổn định

Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị	Ghi chú
Trọng lượng cụm khung xe nâng (bao gồm cả xích, con lăn, tời điện, các bánh xe di chuyển)	G_K	N	2715	
Trọng lượng phần hộp phía sau (tính cả bộ nguồn thủy lực, ắc quy)	G_H	N	539	
Trọng lượng cụm cần cầu (cần trong, cần ngoài, thanh giằng)	G_C	N	262,6	
Trọng lượng cụm xilanh	G_{XL}	N	460	02 xilanh
Khoảng cách từ trọng tâm cụm khung xe nâng đến điểm gây lật K	L_5	m	0,638	
Khoảng cách từ trọng tâm cụm xilanh đến điểm gây lật K	L_3	m	0,809	
Khoảng cách từ trọng tâm phần hộp điều khiển phía sau đến tâm gây lật K	L_6	m	1,014	
Khoảng cách lớn nhất từ tâm quay cần cầu O đến điểm O_1 trên pully động cần cầu	L_{1max}	m	1,847	

Trong công thức (2.3), (2.4), L_1 (Khoảng cách từ tâm quay cần cầu O đến điểm O_1 trên pully động cần cầu) và X_C (Khoảng cách từ trọng tâm cụm cần cầu đến tâm quay cần cầu O) là các giá trị thay đổi khi ta thay vị trí chốt cố định cần ngoài với cần trong của cụm cần cầu (có năm vị trí chốt 1, 2, 3, 4, 5). Do các chốt cách đều nhau $\Delta L = 200 \text{ mm} = 0,2 \text{ m}$ mà $L_{1max} = 1,847 \text{ m}$ nên L_1 thay đổi từ $1,047 \div 1,847 \text{ m}$.

Trên hình 4, ứng với cần khi vươn dài nhất, thu lại ngắn nhất, ta xác định được vị trí trọng tâm C của cụm cần cầu trên mô hình 3D cách tâm quay cần cầu O lần lượt là $X_{C5} = 543,385 \text{ mm}$, $X_{C1} = 277,413 \text{ mm}$. Ta thấy X_{C5} tương ứng khi L_{1max} , X_{C1} tương ứng khi L_{1min} nên theo phương pháp nội suy, ta tính được giá trị của X_{C4} , X_{C3} , X_{C2} là các vị trí xác định tọa độ trọng tâm khi cần cầu được chốt liên kết cần trong, cần ngoài tại vị trí 2, 3, 4.



Hình 4. Vị trí trọng tâm cụm cần cầu khi cần vươn dài nhất, thu lại ngắn nhất

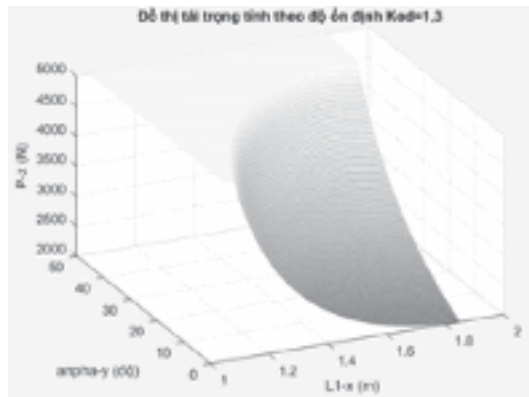
Thay các số liệu trong bảng 1 vào (2.2), (2.4), ta được:

$M_{CL} = 2863,3 - 262,6 \cdot X_C \cdot \cos\alpha$, $M_L = P(L_1 \cdot \cos\alpha - 0,809)$ thay vào công thức (2.1), ta có:

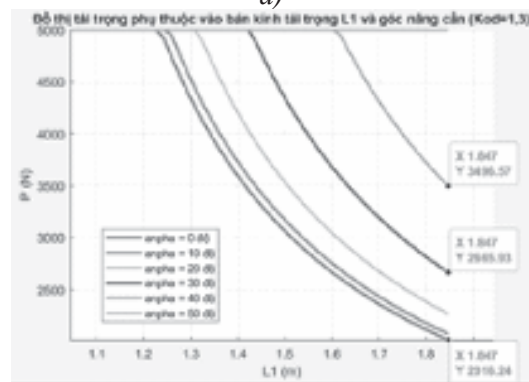
$$K_{od} = \frac{2863,3 - 262,6 X_C \cos\alpha}{P(L_1 \cos\alpha - 0,809)}$$

$$\Rightarrow P = \frac{2863,3 - 262,6 X_C \cos\alpha}{K_{od} \cdot (L_1 \cos\alpha - 0,809)} \quad (\text{với } K_{od} = 1,3) \quad (2.5)$$

Sử dụng phần mềm Matlab, ta vẽ được đồ thị biểu diễn của tải trọng P khi các thông số L_1 , X_C thay đổi, góc α thay đổi từ $0^\circ \div 50^\circ$ đồng thời thêm điều kiện nếu $L_1 \cdot \cos \alpha - L_3 < 0$ hoặc khi $P > P_{dm}$ thì $P = P_{dm} = 5000$ N.



a)



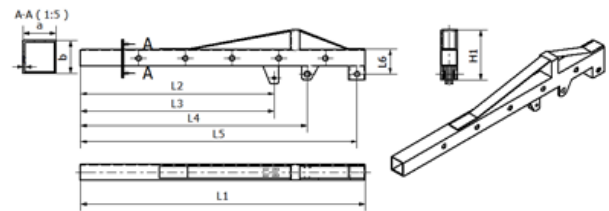
b)

Hình 5. Đồ thị tải trọng theo sự ổn định khi thay đổi khoảng cách đặt tải trọng và góc nâng cần: a) Đồ thị trong không gian ba chiều; b) Đồ thị trong không gian hai chiều.

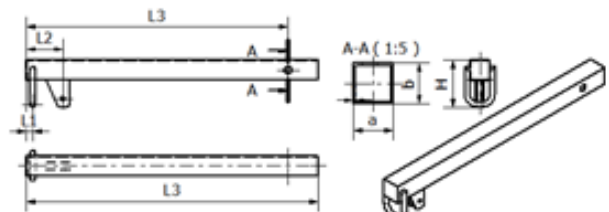
2.3. Kiểm bền kết cấu cần nâng

Mục đích việc phân tích kết cấu của cần cẩu trên thiết bị nâng nhằm loại trừ các hư hỏng có thể xảy ra về kết cấu không hợp lý trong quá trình làm việc. Mô hình 3D cụm cần cẩu đã được xây dựng trên phần mềm với các kích thước thực như kích thước chế tạo, sau đó phân tích kiểm bền thông qua môi trường Ansys trong phần mềm Inventor [4-8].

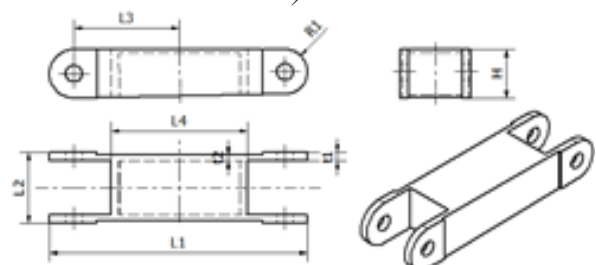
Cần cẩu được cấu tạo bao gồm cần trong và cần ngoài được xếp lồng vào nhau. Cần trong liên kết với cần ngoài thông qua chốt và được giữ cố định bởi các bề mặt phía trong của cần ngoài. Kết cấu và thông số chính các chi tiết của cụm cần cẩu như trên hình 6.



a)



b)



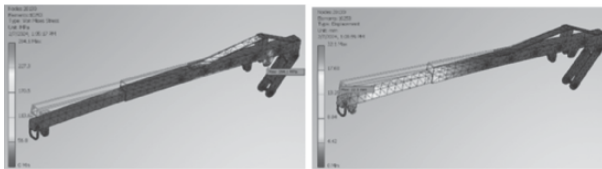
c)

Hình 6. Kết cấu và thông số chính các chi tiết cần cẩu: a) Cần ngoài; b) Cần trong; c) Thanh giằng

Lựa chọn vật liệu chế tạo cần cẩu là thép CT38 có giới hạn bền cho phép là $[\sigma] = 380 \div 490$ MPa [9].

Nhóm nghiên cứu mô phỏng, kiểm bền bằng Ansys trong phần mềm Inventor cho cụm cần cẩu (khi lắp hoàn chỉnh) tại chiều dài cần lớn nhất ứng với trạng thái làm việc góc nâng $0^\circ, 25^\circ, 50^\circ$. Trong các trường hợp sẽ lấy tải trọng lớn hơn nhiều tải trọng tính toán theo sự

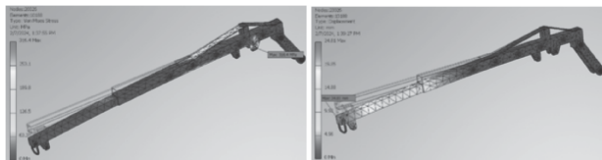
ổn định như trên hình 5b để kiểm tra; như vậy, ta kiểm tra với tải trọng $P = 3000$ N khi góc ở 0° , 25° và tải trọng $P = 4000$ N khi góc ở 50° . Trình tự kiểm bền được thực hiện như sau: Xây dựng mô hình 3D; lắp ráp các chi tiết ứng với từng trạng thái làm việc của cần; chia lưới và đặt điều kiện biên trong môi trường Ansys. Sau khi phân tích, ta thu được kết quả như trên hình 7, 8, 9.



Hình 7. Ứng suất, chuyển vị trên cần cầu với góc nâng cần 0°



Hình 8. Ứng suất, chuyển vị trên cần cầu với góc nâng cần 25°



Hình 9. Ứng suất, chuyển vị trên cần cầu với góc nâng cần 50°

3. THẢO LUẬN VÀ KẾT LUẬN

Nhóm nghiên cứu đã giới thiệu thiết bị nâng, cầu đa năng cỡ nhỏ thiết kế mới. Cần cầu làm việc với góc nâng cần giới hạn trong khoảng $0^\circ \div 50^\circ$.

Trên hình 5a là đồ thị biểu diễn tải trọng tính toán dựa trên độ ổn định tĩnh của xe nâng cho thấy tại các vùng màu vàng ($P = P_{dm}$) là vùng mà xe nâng ổn định tuyệt đối ($M_L = 0$)

hoặc $P > P_{dm}$. Việc lựa chọn tải trọng nâng được giới hạn bởi tải trọng định mức của thiết bị để đảm bảo độ bền kết cấu và công suất tời điện trong thiết kế, giá trị $P_{dm} = 5000$ N. Trên hình 5b cho thấy khi góc nâng cần tăng từ $0^\circ \div 50^\circ$ với cùng khoảng cách từ vị trí đặt tải trọng đến tâm quay của cần, tải trọng định mức P tăng lên; khi chiều dài cần càng lớn với cùng góc nâng cần thì giá trị tải trọng định mức giảm dần và khi chiều dài cần lớn nhất, ở góc nâng cần là 0° thì tải trọng định mức cho kết quả nhỏ nhất $P = 2016,24$ N. Kết quả trên hoàn toàn hợp lý vì khi góc nâng cần càng lớn thì khoảng cách từ tải trọng vật nâng đến điểm tựa lật càng nhỏ, xe nâng càng ổn định. Việc lựa chọn tải trọng hợp lý không vượt quá giá trị P_{dm} được lấy theo hình 6b giúp bảo đảm an toàn khi vận hành thiết bị nâng, cầu.

Việc mô phỏng, kiểm bền bằng phương pháp phần tử hữu hạn trong phần mềm Inventor cho cụm cần cầu (khi lắp hoàn chỉnh) tại chiều dài cần lớn nhất ứng với trạng thái làm việc góc nâng cần 0° , 25° , 50° và sử dụng tải trọng lớn hơn nhiều tải trọng tính toán theo sự ổn định như trên hình 5b để kiểm tra. Kết quả như sau: Khi góc nâng là 0° , đặt tải trọng $P = 3000$ N, giá trị cực đại tổng chuyển vị là 22,1 mm và giá trị ứng suất cực đại đạt 284,1 MPa; khi góc nâng là 25° , đặt tải trọng $P = 3000$ N, giá trị cực đại tổng chuyển vị là 22,72 mm và giá trị ứng suất cực đại đạt 290,5 MPa; khi góc nâng là 50° , đặt tải trọng $P = 4000$ N, giá trị cực đại tổng chuyển vị là 24,81 mm và giá trị ứng suất cực đại đạt 316,4 MPa. Các giá trị trên đều nhỏ hơn nhiều so với giá trị giới hạn cho phép của vật liệu. Như vậy, kết cấu cụm cần cầu được chế tạo đáp ứng yêu cầu an toàn và có khả năng chịu tải trọng định mức theo kết quả tính toán ổn định. ❖



Ngày nhận bài: **03/01/2024**

Ngày phản biện: **25/01/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Chu Văn Đạt, Lương Khánh Tinh (2016); *Máy làm đất*, NXB. Quân đội Nhân dân, Hà Nội.
- [2]. Dinesh Kumar D (2016), *Lifting capacity enhancement of a crawler crane by improving stability*, 54(1), 219-227.
- [3]. Vita Gattamelata D (2023), *Analytical Method for Assessing Stability of a Counterbalanced Forklift Truck Assembled with Interchangeable Equipment*, 13(2), 1206.
- [4]. Đỗ Hữu Quyết (2008); *Sử dụng Ansys trong môi trường Inventor để tính toán thiết kế chi tiết máy*, 4(2), 192-201.
- [5]. Nguyễn Đình Đức, Đào Như Mai (2011); *Sức bền vật liệu và kết cấu*, NXB. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [6]. Nguyễn Trọng Hiệp (1999); *Thiết kế chi tiết máy*, NXB. Giáo dục, Hà Nội.
- [7]. Vilas Randive, Prof. D.P.Kamble, Prof. Ashish Pawar (2018), *Finite Element Analysis of Inner Boom for 3Tonn Telescopic Forklift*, International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET), 5(7), 1367.
- [8]. A. Pavlovic I dr, (2017), *Buckling analysis of telescopic boom: theoretical and numerical verification of sliding pads*, Tehnički vjesnik, 24(3), 729-735.
- [9]. TCVN 1765:1975; *Thép cacbon kết cấu thông thường – Mác thép và yêu cầu kỹ thuật*, Tiêu chuẩn Việt Nam.