

NGHIÊN CỨU, TÍNH TOÁN KIỂM NGHIỆM ĐỘ BỀN CỦA MÓC NÂNG BẰNG PHẦN MỀM ANSYS

RESEARCH, CALCULATION, TESTING THE DURABILITY OF LIFTING HOOKS
USING ANSYS SOFTWARE

ThS. Đỗ Anh Tuấn

Viện Kỹ thuật, Trường Đại học Công nghệ Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Trong nghiên cứu này, móc nâng đã được thiết kế lại với sự tối ưu hóa cấu trúc liên kết và phân tích độ mỏi đã được thực hiện. Với phương pháp dựa trên mật độ, khối lượng đã được giảm thiểu. Tất cả các quy trình đã được thực hiện với sự trợ giúp của phương pháp phần tử hữu hạn được triển khai trong phần mềm Ansys. Một mô hình móc nâng tiêu chuẩn đã được sử dụng trong quá trình này. Sau khi tối ưu hóa, móc nâng tiêu chuẩn đã được sửa lại bằng phần mềm Cad. Sau đó, mô hình mới được phân tích. Quá trình này đã được lặp lại cho ba mô hình khác nhau. Trên cơ sở các kết quả thu được, việc tối ưu hóa cấu trúc liên kết được thực hiện trong phạm vi nghiên cứu chứng tỏ rằng có thể thiết kế lại móc nâng với trọng lượng giảm hơn, đồng thời đáp ứng các đặc tính độ bền cần thiết.

Từ khóa: *Ansys; Phương pháp phần tử hữu hạn (FEM); Móc nâng; Tối ưu hóa cấu trúc liên kết; Phân tích độ mỏi.*

ABSTRACT

In this study, the lifting hook was redesigned with topology optimization and fatigue analysis was performed. With the density-based method, the volume was minimized. All the processes have been performed with the help of the finite element method implemented in Ansys software. A standard lifting hook model was used in this process. After optimization, the standard lifting hook was revised using Cad software. Then the new model is analyzed. This process was repeated for three different models. On the basis of the results obtained, the topology optimization carried out within the scope of the study demonstrates that it is possible to redesign the lifting hook with a reduced weight, while meeting the durability characteristics. necessary.

Keywords: *Ansys; Finite Element Method (FEM); Lifting hook; Topology optimization; Fatigue analysis.*



1. ĐẶT VẤN ĐỀ

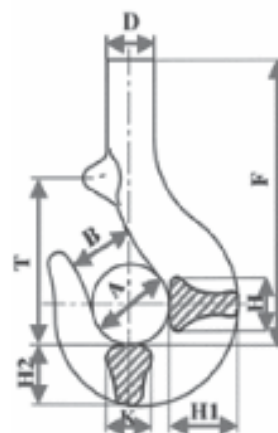
Móc được sử dụng phổ biến tại các công trường xây dựng, trung tâm vận tải để nâng hạ các vật nặng. Với sự gia tăng khả năng chịu tải của móc nâng, kích thước của nó trở nên lớn hơn và trọng lượng của nó cũng nặng hơn. Trọng lượng tăng lên sẽ tiêu tốn rất nhiều vật liệu và tiền bạc cho nhà sản xuất. Đó là lý do tại sao cần có những thiết kế thay thế. Việc sử dụng các phương pháp tối ưu hóa cấu trúc liên kết là một trong những công cụ giúp các kỹ sư đạt được một số mục tiêu kỹ thuật đối với các vấn đề cụ thể [2]. Một trong những vấn đề mà việc sửa đổi cấu trúc liên kết được sử dụng là giảm trọng lượng trong các thiết kế cơ khí. Có một số nghiên cứu quan trọng về móc nâng như: phân tích dựa trên ứng suất của các móc có mặt cắt khác nhau đã được Bundela và Shrivistaya [3] thực hiện. Trong một nghiên cứu khác do Tigabey [9] thực hiện, phân tích độ mỏi của các mô hình móc nâng khác nhau đã được thực hiện. Maneengam và cộng sự [6] đã nghiên cứu việc tối ưu hóa kích thước của móc nâng. Trong nghiên cứu này, phương pháp tối ưu hóa dựa trên ứng suất tương tự như mô hình trước đây do Solanki et al [7] đã được sử dụng. Ngoài ra còn có một số nghiên cứu được hưởng lợi trực tiếp từ việc tối ưu hóa cấu trúc liên kết, Hajare và Jadhav [5] đã tiến hành tối ưu hóa cấu trúc liên kết của một móc nhiều lớp. Trong nghiên cứu đó, chỉ có ứng suất tương đương và biên dạng của móc được nghiên cứu bằng số và thực nghiệm. Tối ưu hóa cấu trúc liên kết của móc rèn cũng đã được Thejomurthy và Ramakrishn [8] kiểm tra.

Mục tiêu của nghiên cứu này là kiểm tra và so sánh các mô hình được tối ưu hóa khác nhau về tuổi thọ mỏi, độ bền cũng như trọng lượng của chúng. Với mục đích này, việc phân tích ứng suất của móc nâng được thực hiện

bằng phương pháp phần tử hữu hạn cho các hình dạng được tối ưu hóa khác nhau. Dựa trên các trạng thái ứng suất dự đoán, các phân tích tuổi thọ mỏi đã được thực hiện. Kết quả nghiên cứu này sẽ cung cấp cho người thiết kế một số hướng dẫn trong việc thiết kế móc nâng.

2. MÔ HÌNH VÀ MÔ PHỎNG

Mẫu được sử dụng trong nghiên cứu là móc tiêu chuẩn DIN 15401-2.5. Các đặc tính và kích thước hình học – theo tiêu chuẩn DIN 15401-2.5 [4] – được thể hiện trong Hình 1, có khả năng chịu tải tối đa 5 tấn.



Hình 1. Thông số kỹ thuật móc nâng loại DIN 15401-2.5

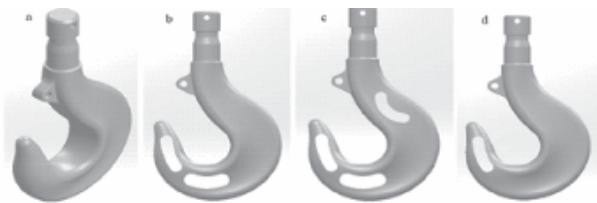
* Kích thước móc DIN GM 15401-2.5 (mm):

A	B	D	F	H	H1	H2	K	T
63	50	42	263	56	67	58	48	135

Trong mô phỏng vật liệu “Kết cấu thép” có sẵn trong cơ sở dữ liệu vật liệu phần mềm Ansys [1] đã được sử dụng. Trong mô hình FE, phần tử rắn tứ diện 10 nút 3D, SOLID92, đã được sử dụng. Móc đã được mô hình hóa bằng cách sử dụng các đặc tính vật liệu của 2,05E5 MPa và 0,30 tương ứng cho mô-đun và tỷ lệ Poisson.

Phân tích tĩnh đã được thực hiện với 5 tấn, tải trọng và phân tích độ mỏi của mô hình móc tiêu chuẩn đã đạt được thông qua Ansys 2017 R2 [1].

Hình 2 cho thấy cả mô hình móc tiêu chuẩn được xem xét và các mô hình được tối ưu hóa.



Hình 2. (a) Mô hình móc tiêu chuẩn; (b) Mô hình tối ưu hóa thứ nhất; (c) Mô hình tối ưu hóa thứ hai; (d) Mô hình tối ưu hóa thứ ba.

Bảng 1 chứa các giá trị thu được sau bước tải đầu tiên lấy giá trị làm phân tích tĩnh. Hình 3 cho thấy kết quả tối ưu hóa cấu trúc liên kết của móc nâng được xét đến.

Bảng 1. Kết quả phân tích tĩnh

Mẫu thử	Trọng lượng (kg)	Ứng suất tương đương [MPa]	Ứng suất chính tối đa [MPa]	Biến dạng tổng [mm]
Tiêu chuẩn	5.761	224,84	223,77	0,37744
Thứ nhất	5.194	300	310,11	0,42650
Thứ hai	4.932	300,97	306,55	0,44703
Thứ ba	5.476	224,68	223,51	0,37804

3. KẾT QUẢ

Trong phân tích độ mỏi, các hệ số tuổi thọ, hư hỏng và an toàn cũng được thu thập cho cả mô hình tiêu chuẩn và mô hình tối ưu hóa.

Trong phân tích tuổi thọ mỏi, cách tiếp cận dựa trên ứng suất được sử dụng cho mọi trường hợp. Bởi vì tuổi thọ mỏi tối thiểu của mô hình tiêu chuẩn đã được tìm thấy là 17162 chu kỳ (như trong Hình 4) nên giá trị tuổi thọ được chọn làm tiêu chí thiết kế cho các mô hình khác.



Hình 3. Tối ưu hóa cấu trúc liên kết của móc nâng

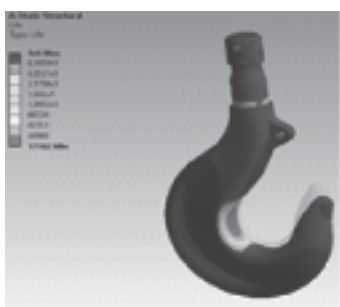
Trong phân tích hư hỏng, định nghĩa hư hỏng được sử dụng trực tiếp. Do đó, các đường viền hư hỏng (thể hiện trong Hình 5, 8, 11 và 14) có được bằng cách tính đến tuổi thọ thiết kế đã chọn trước đó là 17162 chu kỳ. Trong những hình này, các giá trị lớn hơn một cho biết sẽ xảy ra hư hỏng, nếu không thì kết cấu sẽ an toàn.

Do vật liệu được đề cập là thép kết cấu đẳng hướng nên trong tính toán an toàn, các giá trị ứng suất tương đương Von-mise được tính toán và tỷ lệ giới hạn chảy trên ứng suất tương đương được lấy làm hệ số an toàn. Giá trị của hệ số an toàn nhỏ hơn một có nghĩa là hư hỏng sẽ xảy ra trước khi đạt đến tuổi thọ thiết kế xác định. Nếu không, cấu trúc sẽ được an toàn. Khi hệ số an toàn tăng lên thì độ tin cậy của kết cấu sẽ tăng lên.

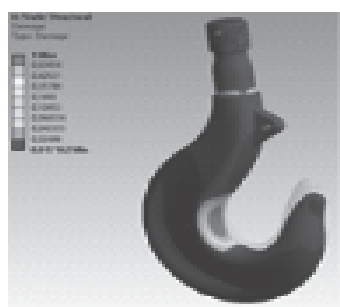
3.1. Phân tích mỏi của mô hình chuẩn

Hình 4, 5 và 6 lần lượt thể hiện tuổi thọ mỏi, hư hỏng và hệ số an toàn của mô hình

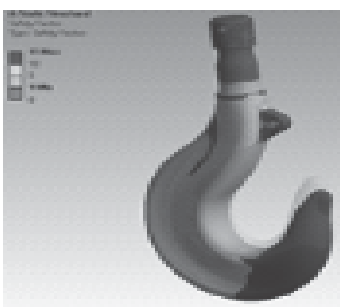
chuẩn. Ứng suất cao phát triển ở các vùng trên bề mặt bên trong của móc gần với bề mặt đường cong bên trong do sự tập trung ứng suất như mong đợi. Ứng suất tối đa phát triển gần bề mặt bên trong của móc. Vị trí này cũng phù hợp với vị trí bắt đầu vết nứt mỏi.



Hình 4. Tuổi thọ mỏi của mô hình chuẩn



Hình 5. Hư hỏng của mẫu tiêu chuẩn

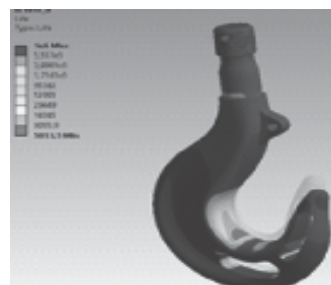


Hình 6. Hệ số an toàn của mô hình chuẩn

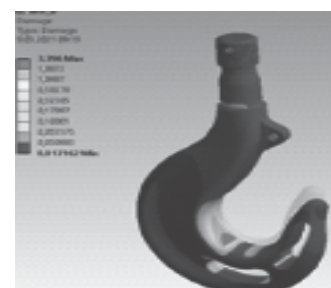
3.2. Phân tích độ mỏi của mô hình được tối ưu hóa đầu tiên

Hình 7, 8 và 9 lần lượt thể hiện tuổi thọ mỏi, hư hỏng và hệ số an toàn của mô hình được tối ưu hóa đầu tiên. Ứng suất cao lại phát

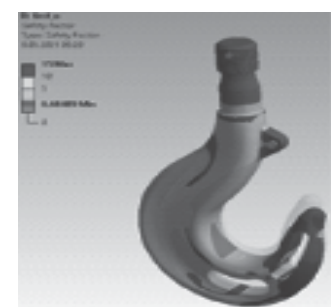
triển ở các vùng trên bề mặt bên trong của móc gần với bề mặt đường cong bên trong do sự tập trung ứng suất. Ứng suất tối đa phát triển gần bề mặt bên trong của móc.



Hình 7. Tuổi thọ mỏi của mô hình tối ưu hóa đầu tiên



Hình 8. Hư hỏng của mô hình được tối ưu hóa đầu tiên

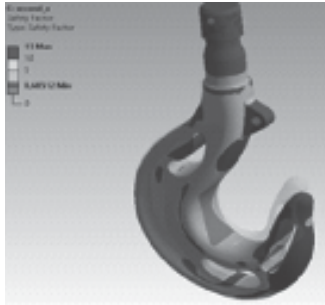


Hình 9. Hệ số an toàn của mô hình tối ưu hóa đầu tiên

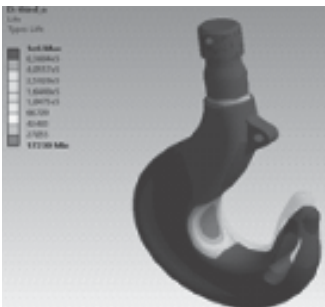
3.3. Phân tích độ mỏi của mô hình tối ưu hóa thứ hai

Hình 10, 11 và 12 lần lượt thể hiện tuổi thọ mỏi, hư hỏng và hệ số an toàn của mô hình được tối ưu hóa thứ hai. Ứng suất cao lại phát

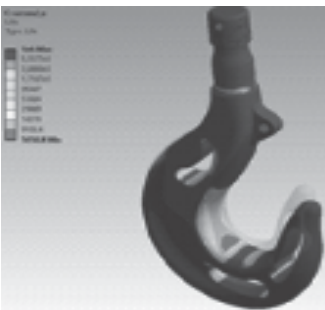
triển ở các vùng trên bề mặt bên trong của móc gần với bề mặt đường cong bên trong do sự tập trung ứng suất. Ứng suất tối đa phát triển gần bề mặt bên trong của móc.



Hình 10. Tuổi thọ mỏi của mô hình tối ưu hóa thứ hai



Hình 11. Hư hỏng của mô hình tối ưu hóa thứ hai

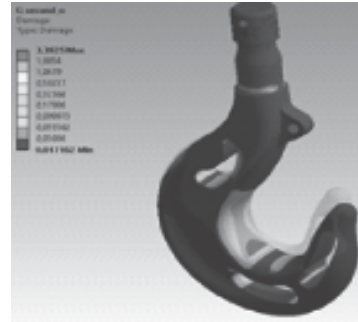


Hình 12. Hệ số an toàn của mô hình tối ưu thứ hai

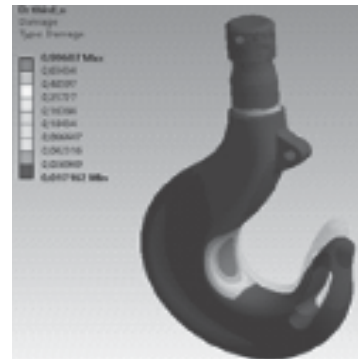
3.4. Phân tích độ mỏi của mô hình tối ưu hóa thứ ba

Hình 13, 14 và 15 lần lượt thể hiện tuổi thọ mỏi, hư hỏng và hệ số an toàn của mô hình được tối ưu hóa thứ 3. Ứng suất cao lại phát triển ở các vùng trên bề mặt bên trong của móc

gần với bề mặt đường cong bên trong do sự tập trung ứng suất. Ứng suất tối đa phát triển gần bề mặt bên trong của móc.



Hình 13. Tuổi thọ mỏi của mô hình tối ưu hóa thứ ba



Hình 14. Hư hỏng của mô hình tối ưu hóa thứ ba



Hình 15. Hệ số an toàn của mô hình tối ưu hóa thứ ba

Việc so sánh giữa các mô hình về tuổi thọ mỏi, hệ số an toàn và hư hỏng được tóm tắt trong Bảng 2.



Bảng 2. So sánh các thiết kế thay thế

Tên mẫu	Trọng lượng (kg)	Tuổi thọ tối thiểu [Cycle]	Hệ số an toàn tối thiểu	Hư hỏng
Standard	5,761	17.161	1,000	1,000
First	5,194	5.052	0,684	3.395
Second	4,932	5.058	0.684	3,391
Third	5,476	17.229	1,000	0,995

4. KẾT LUẬN

Tuổi thọ mỗi, hư hỏng, hệ số an toàn, ứng suất tối đa, biến dạng và trọng lượng của mô hình móc tiêu chuẩn đã được nghiên cứu cho tất cả các mô hình thay thế được thiết kế và có kết luận như sau:

- Phân tích số học cho thấy số chu kỳ dẫn đến hỏng hóc thay đổi tùy thuộc vào hình dạng của móc.

- Mô hình thứ ba phù hợp nhất: tuổi thọ mỗi, hư hỏng và hệ số an toàn; ứng suất tương đương và biến dạng tổng gần như nhau đối với mô hình tiêu chuẩn.

- Khi sử dụng mô hình tối ưu hóa thứ nhất và thứ hai, giá trị ứng suất của mô hình tăng khoảng 30%. Sự khác biệt có thể là do sự tập trung ứng suất phát sinh từ việc mở các lỗ trên móc. Nhưng khi sử dụng mô hình tối ưu thứ ba, người ta thấy giá trị ứng suất bằng với giá trị tiêu chuẩn.

- Mở các lỗ trên móc cầu tiêu chuẩn, đặc biệt là ở mặt sau của vùng ứng suất tối đa và mặt sau của vùng tải sẽ làm giảm tuổi thọ mỗi của móc khoảng 70%.

- Mô hình tối ưu hóa thứ ba có tuổi thọ

mỗi tương tự với mô hình thực tế. Tuy nhiên, trọng lượng của nó nhẹ hơn 285 gram so với mẫu tiêu chuẩn, đây là một lợi thế lớn về mặt kinh tế.

- Để loại bỏ sự tập trung ứng suất và cũng tăng tuổi thọ mỗi của móc, nên sử dụng hình học tối ưu. Mô hình tối ưu hóa thứ ba đạt giá trị cao nhất. ❖

Ngày nhận bài: 22/4/2024

Ngày phản biện: 29/5/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. *Ansys user's manual*, version 2017r2.
- [2]. Arora, J. S., 2017. *Introduction to Optimum Design: Introduction to Design Optimization*. Elsevier Press, New York.
- [3]. Bundela, S., Shrivastava, A. K., 2017. *Design and Static Stress Analysis of Various Cross Section of Hook*. International Journal of Recent Technology Science and Management 2(12), 52-59.
- [4]. DIN 15401-2.5 hook standards.
- [5]. Hajare, P.R., Jadhav, S.M., 2020. *Experimental Stress Analysis and Optimization of Crane Lifting Tackle*. International Research Journal of Engineering and Technology 7(8), 215-221.
- [6]. Maneengam, A., Saisirirat, P., Suwankan, P., 2017. *Hook design loading by the optimization method with weighted factors rating method*, International Conference on Alternative Energy in Developing Countries and Emerging Economies. Bangkok, Thailand, pp. 337-342.
- [7]. Solanki, M., Bhatt, A., Rathour, A., Thakkar, S., 2015. *Weight Optimization in Crane Hook*. Journal of Mechanical and Civil Engineering 1(6), 192-196.
- [8]. Thejomurthy, M.C., Ramakrishna, D.S., 2018. *Topology Optimization and Analysis of Crane Hook Model*. Journal of Engineering Research and Application 8(9), 60-64.
- [9]. Tigabey, S., *Optimization and Fatigue Analysis of Crane Hook Using Finite Element Method*. MSc Thesis Dissertation, Addis Ababa University, 2018.