

THIẾT KẾ VÀ PHÂN TÍCH KẾT CẤU THÉP BÁNH SAO VÀ LÁ XÍCH TRONG BỘ DI CHUYỂN BÁNH XÍCH CỦA MÁY ĐÀO

DESIGN AND ANALYSIS OF STEEL SPROCKET AND TRACK SHOES IN THE TRACKED UNDERCARRIAGE OF AN EXCAVATOR

TS. Nguyễn Thùy Chi

Trường Đại học Giao thông Vận tải

Email: thuychinguyen_mxd@utc.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo trình bày tóm tắt về cấu tạo, nguyên lý làm việc của bánh sao và lá xích trong bộ di chuyển bánh xích của máy đào. Tác giả sử dụng phần mềm Solidworks - Simulation để mô phỏng và phân tích tình hình chịu lực bánh sao và lá xích trong bộ di chuyển bánh xích của máy đào nhằm xác định tình hình chịu lực của chúng.

Từ khóa: Máy đào; Bánh sao; Lá xích; Bộ bánh xích.

ABSTRACT

This article introduces the structure as well as the working principle of the sprocket and track shoes in the tracked undercarriage of an excavator. The author uses Solidworks - Simulation software to simulate and perform the finite element analysis of the sprocket and pin in the tracked undercarriage of an excavator to assess their operational capability.

Keywords: Excavator; Sprocket; Track shoes; Tracked undercarriage.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Máy đào là một trong những máy chủ đạo trong công tác làm đất nói riêng và trong công tác xây dựng nói chung, đã được sử dụng từ lâu tại các công trường xây dựng. Máy thường làm nhiệm vụ khai thác đất và đổ vào các phương tiện vận chuyển, hoặc tự đào và vận chuyển đất. Ở Việt Nam, máy đào một gầu truyền động thủy lực có số lượng và chủng loại ngày càng đa dạng nhằm đáp ứng nhu cầu xây dựng cơ sở hạ tầng và đô thị. Hàng năm, lượng nhập khẩu các chủng loại máy đào vào Việt Nam trên 10.000 chiếc cả mới và đã qua sử

dụng. Trong số đó, máy đào bánh xích chiếm tới 90%, từ các thương hiệu lớn như: Komatsu, Kobelco, Doosan, Hitachi, Hyundai, Volvo,.... Với quá trình phát triển như hiện nay, việc cho ra đời một loại máy đa năng có thể làm được nhiều công việc, tiết kiệm thời gian, tăng năng suất đem đến hiệu quả lớn là xu hướng của các hãng thiết kế [1-4]. Hiện nay, do việc chế tạo bộ phận di chuyển bánh xích còn nhiều hạn chế, hầu hết đều phải nhập ngoại. Với điều kiện kinh tế của nước ta, đa phần đều sử dụng những chiếc bánh xích cũ, việc sửa chữa và thay thế sẽ diễn ra nhiều, đặc biệt với các bộ phận bị hao mòn lớn trong quá trình làm việc như các chi

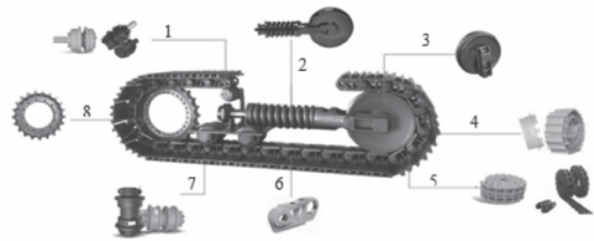
tiết của bộ di chuyển bánh xích. Xuất phát từ nhu cầu thực tế, việc nghiên cứu bộ di chuyển bánh xích làm cơ sở khoa học cho việc chế tạo trong nước thay thế các thiết bị nhập ngoại làm chủ công nghệ, giảm giá thành máy là một nhu cầu cấp thiết. Chính vì vậy, việc nghiên cứu, tính toán và thiết kế kết cấu thép của bộ phận di chuyển bánh xích lắp trên máy đào làm cơ sở khoa học cho công tác chế tạo và sản xuất bộ phận di chuyển bánh xích trong nước, đồng thời cũng làm tài liệu tham khảo cho các công trình nghiên cứu tiếp theo.

2. NỘI DUNG

2.1. Khái niệm bộ di chuyển bánh xích

Cấu tạo bộ di chuyển bánh xích (Hình 1) gồm: bánh sao chủ động, bánh dẫn hướng, các con lăn tỳ, hai hoặc nhiều con lăn đỡ, lá xích và khung đỡ.

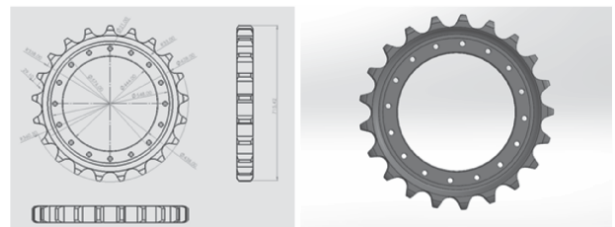
Ưu điểm của hệ thống di chuyển bánh xích là giảm áp lực của máy xuống nền. Thông thường, áp lực của hệ thống di chuyển xích đè xuống nền khoảng từ $(0,4-1 \text{ kG/cm}^2)$, nhỏ hơn nhiều so với áp lực của hệ thống di chuyển lốp, do đó các loại máy di chuyển bằng xích có thể di chuyển trong các địa hình nền đất yếu hoặc rất yếu (bùn đất). Đặc biệt, ngay cả trong một số địa hình nền đặc biệt yếu, chân người còn không đi được vì bị lún thụt nhưng máy vẫn hoạt động được bình thường. Bộ di chuyển bánh xích có khả năng vượt dốc tới 50% (tùy từng loại máy cụ thể), có sức bám vượt trội so với bộ di chuyển bánh lốp, điều này cho phép phát huy tối đa được sức kéo của động cơ.



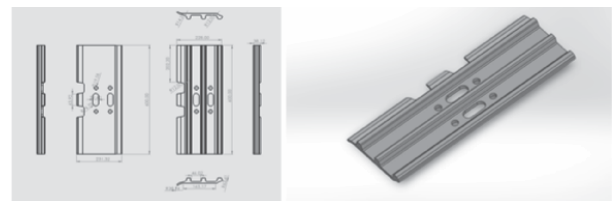
Hình 1. Các bộ phận trên bộ di chuyển bánh xích:
1 - Con lăn đỡ, 2 - Cơ cấu căng xích, 3 - Bánh sao bị động, 4 - Lá xích, 5 - Dài xích, 6 - Mắt xích, 7 - Con lăn tỳ, 8 - Bánh sao chủ động

2.2. Phân tích và lựa chọn kết cấu các chi tiết bộ di chuyển bánh xích

Thông qua các phân tích về tính năng làm việc và tính phù hợp với máy đào bánh xích hiện phổ thông đang được sử dụng (loại máy có tổng trọng lượng khoảng 30 tấn) để tiến hành việc phân tích và mô phỏng, tác giả xây dựng kết cấu và mô hình của bánh sao chủ động và lá xích.



Hình 2. Bánh sao chủ động



Hình 3. Lá xích

2.3. Phân tích phần tử hữu hạn cho bánh sao và lá xích

2.3.1. Đặc điểm vật liệu



Vật liệu mà tác giả chọn cho các phần tử của bánh sao và lá xích đều là thép có các đặc tính như sau: Mô đun đàn hồi: $E = 2,1.10^{11}$ (N/m²), Hệ số Poissons: $\mu = 0,28$, Môđun cắt: $7,9.10^{10}$ (N/m²); Khối lượng riêng: 7850 (kg/m³); Cường độ kéo: 723825600 (N/m²), [5].



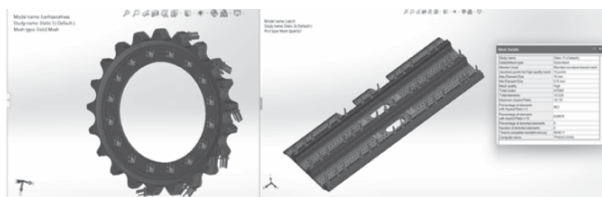
Hình 4. Bảng thông số vật liệu chọn cho bánh sao và lá xích

2.3.2. Xây dựng mô hình tính - mô hình mô phỏng

Để xác định nội lực bên trong bánh sao và lá xích trong các quá trình làm việc, tác giả sử dụng phần mềm Solidworks - Simulation [6] để hỗ trợ. Quá trình phân tích cụ thể như sau:

2.3.2.1. Sự tạo lưới bánh sao và lá xích

- + Tổng số nút: 55781.
- + Tổng số phần tử: 28444.
- + Kích thước phần tử: 40,07 mm.



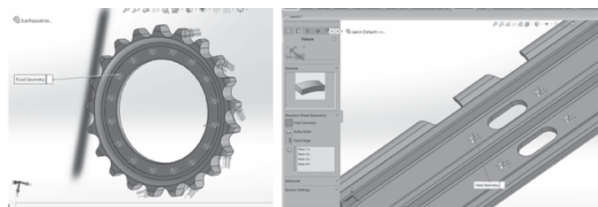
Hình 5. Mô hình bánh sao và lá xích sau khi được tạo lưới

2.3.2.2. Điều kiện biên

Trường hợp làm việc nặng nhọc nhất và thường được chọn là trạng thái làm việc điển hình để tính toán thiết kế. Trong trường hợp này là trường hợp máy di chuyển trên nền dốc. Khi đó, điều kiện biên của chúng được xác định như sau:

+ Đối với lá xích thì điều kiện biên liên kết tại các lỗ bắt bu lông với dải xích.

+ Đối với bánh sao điều kiện biên được định nghĩa tại các lỗ bắt bu lông bánh sao với bộ di chuyển.



Hình 6. Đặt điều kiện biên cho trường hợp làm việc nặng nhọc nhất.

2.3.2.3. Đặt lực cho các chi tiết

*Xác định lực tác dụng vào bộ di chuyển bánh xích trong quá trình làm việc của máy:

- Trở lực cản di chuyển của nền đứng phẳng, W_1 :

$$W_1 = f \times Q = 0,06 \times 30000 = 1800 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

f – Hệ số cản di chuyển của bánh xích.
 Q – Tổng trọng lượng máy.

- Trở lực lên dốc thuần túy với góc dốc α , W_2 :

$$W_2 = Q \times \sin \alpha = 30000 \times \sin(20^\circ) = 10260 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

- Trở lực do quán tính khi khởi động, W_3 :

$$W_3 = \frac{Q \times v}{g \times t_k} = 30000 \times \sin(20^\circ) = 10260 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

v – Tốc độ bình ổn di chuyển khi tốc độ ban đầu bằng không;

t_k – Thời gian khởi động;

g – Gia tốc trọng trường.

Để tính lực hãm cần thiết có thể dùng công thức W_3 cho quá trình hãm với thời gian hãm t_1 , có xét đến ảnh hưởng của hiệu suất truyền động (từ bánh xích đến ly hợp di chuyển) và ảnh hưởng của W_1 .

Trong thực tế tính toán, W_3 rất khó xác định chính xác ở chỗ thời gian khởi động (hãm) không cố định, phụ thuộc vào người điều khiển và kiểu cấu tạo truyền động. Theo kinh nghiệm:

$$W_3 = (1\% - 2\%) \times Q \Rightarrow W_3 = 2\% \times 30000 = 600 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

- Trở lực ma sát trong cơ cấu di chuyển xích W_4 : Để tính trở lực này cần có những số liệu thực tế về cấu tạo, mà trong các bài toán thực tiễn về thiết kế máy, những số liệu này của các chi tiết di chuyển rất khó xác định. Tuy nhiên, bỏ qua nó là không thể được vì trị số của nó khá lớn, nên có theo tính toán theo kinh nghiệm phụ thuộc vào trọng lượng máy.

+ Với bánh xích ít con lăn: $W_4 = (4,8\% - 9,1\%) \times Q$

+ Với bánh xích nhiều con lăn: $W_4 = (5,2\% - 9,5\%) \times Q$

$$W_4 = 7\% \times 30000 = 2100 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

Trong quá trình làm việc thì trường hợp bộ di chuyển chịu tác động tải trọng lớn nhất là khi di chuyển trên dốc, khi đó tổng trở lực cản tác dụng là:

$$\Sigma W = (W_1 + W_2) + W_3 + W_5 = 14652 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

Quá trình đặt lực vào mô hình 3D bánh sao và lá xích được thể hiện ở hình dưới đây:



Hình 7. Quá trình đặt lực tác dụng vào bánh sao và lá xích

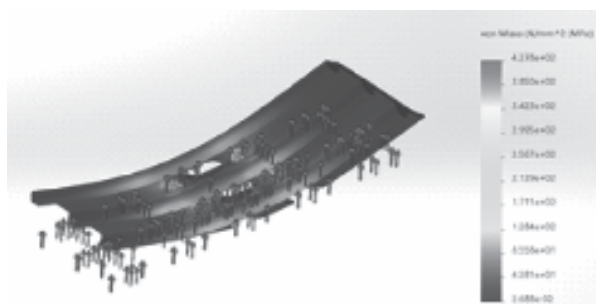
2.3.3. Các kết quả thu được sau khi phân tích bằng Solidworks



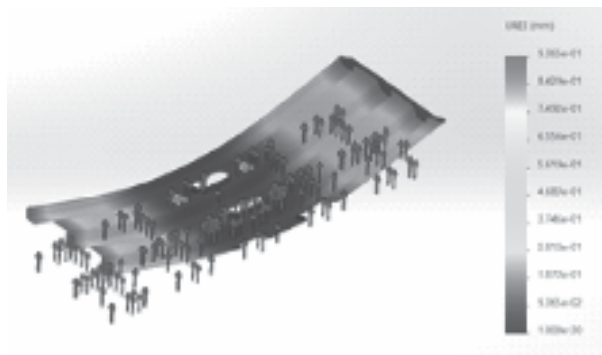
Hình 8. Kết quả ứng suất trong bánh sao



Hình 9. Kết quả chuyển vị của bánh sao



Hình 10. Kết quả ứng suất trong lá xích



Hình 11. Kết quả chuyển vị của lá xích

*Nhận xét:

Trong trường hợp làm việc bất lợi nhất của bánh sao và lá xích lắp trên máy đào một gầu truyền động thủy lực, ta có thể thấy ứng suất lớn nhất phát sinh trên bánh sao có giá trị $\sigma_{\max} = 74,6 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ tại vị trí chân răng bánh sao, còn ứng suất lớn nhất phát sinh trên lá xích có giá trị $\sigma_{\max} = 427,8 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ tại vị trí bắt lá xích với dải xích. So sánh với giá trị ứng suất cho phép của vật liệu lựa chọn có độ cứng 494HB tương ứng $[\sigma] = 1700 \text{ [N/mm}^2\text{]}$, do đó kết cấu bánh sao và lá xích với vật liệu mà tác giả đã lựa chọn thỏa mãn điều kiện làm việc. Chuyển vị lớn nhất của bánh sao và lá xích lần lượt là 0,026 mm và 0,94 mm. Vậy bánh sao và lá xích với kết cấu trên hoàn toàn đảm bảo điều kiện làm việc.

3. KẾT LUẬN

Phần tính toán, thiết kế bánh sao và lá xích của máy đào mà tác giả đã tiến hành đạt được một số kết quả sau đây:

1) Đã phân tích được dạng kết cấu bánh sao và lá xích từ đó tiến hành xây dựng mô hình mô phỏng 3D kết cấu bằng phần mềm Solidworks.

2) Đã tiến hành xác định các trường hợp

làm việc của máy nhằm xác định các điều kiện cho việc phân tích phần tử hữu hạn bánh sao và lá xích. Sau đó, sử dụng phần mềm Solidworks để phân tích kết cấu và đã nhận được các kết quả thể hiện các điểm làm việc bất lợi của bánh sao và lá xích, cũng như thấy được kết cấu mô hình đưa ra đảm bảo được khả năng chịu lực và đáp ứng được nhu cầu công việc của máy. Các kết quả nghiên cứu ở trên có thể sử dụng làm tài liệu có ích cho việc chế tạo bánh sao và lá xích tại Việt Nam, đồng thời có thể tiếp tục nghiên cứu để tối ưu hơn kết cấu bánh sao và lá xích. ❖

Ngày nhận bài: **18/3/2025**

Ngày phản biện: **08/4/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Bhaveshkumar P. Patel, Jagdish M. Prajapati (2013), “*Structure optimization of hydraulic backhoe excavator attachment using FEA approach*”. Machine Design, Vol. 5, No. 1, ISSN 1821-1259; pp. 43-56.
- [2]. Sumar Hadi Suryo, Athanasius Priharyoto Bayuseno, Jamari, Gilang Ramadhan (2018), “*Simulation of Excavator Bucket Pressuring Through Finite Element Method*”. Civil Engineering Journal, Vol. 4, No. 3, pp. 478-487.
- [3]. S. Hadi Suryo, A. P. Bayuseno, J. Jamari, A. Imam Wahyudi (2017), “*Analysis of Rake Angle Effect to Stress Distribution on Excavator Bucket Teeth Using Finite Element Method*”. Civil Engineering Journal, Vol. 3, No. 12, pp. 1222-1234.
- [4]. P. Mahesh Babu1, K. Sreenivas (2014), “*Fatigue analysis and design optimization of a digger arm*”. International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research, Vol.3, No. 4, pp. 527-532.
- [5]. Nguyễn Văn Hợp, Phạm Thị Nghĩa, “*Kết cấu thép Máy xây dựng - xếp dỡ*”. NXB. Giao thông Vận tải, năm 1999.
- [6]. PSG, TS. Nguyễn Việt Hùng, TS. Đào Hồng Bách, “*Hướng dẫn sử dụng Solidworks trong thiết kế 3 chiều*”. NXB. Xây dựng, năm 2003.