



NGHIÊN CỨU XÁC ĐỊNH MỘT SỐ THÔNG SỐ MÁY CƯA DI ĐỘNG DÙNG TRONG DÂY CHUYỀN CÁN THÉP VÌ LÒ SVP

Đặng Vũ Đình¹, Nguyễn Văn Xô^{1*}, Vũ Trọng Nghĩa², Nguyễn Mạnh Hùng²

¹Trường Đại học Mở-Địa chất, 18 Phố Viên, Hà Nội, Việt Nam

²Công ty Cổ phần Chế tạo máy-Vinacomin, 486 Trần Phú, Quảng Ninh, Việt Nam

THÔNG TIN BÀI BÁO

CHUYÊN MỤC: Công trình khoa học

Ngày nhận bài: 08/3/2026

Ngày nhận bài sửa: 05/4/2026

Ngày chấp nhận đăng: 08/4/2026

*Tác giả liên hệ:

Email: nguyenvanxo@humg.edu.vn

TÓM TẮT

Theo chiến lược phát triển của ngành Than, hiện nay, sản lượng khai thác chủ yếu là các mỏ than hầm lò. Khi khai thác xuống sâu đòi hỏi công nghệ cũng như thiết bị hỗ trợ chống đỡ, do đó nhu cầu dùng thép vì lò SVP (CBП) và một số loại thép hình U, I, L ngày càng lớn. Để đáp ứng được nhu cầu đó Công ty Cổ phần Chế tạo máy – Vinacomin (VMC) đã được đầu tư dây chuyền cán thép vì lò hiện đại với năng suất khoảng 80.000 tấn/năm. Trong dây chuyền cán thép phôi thép được đưa vào lò nung ở nhiệt độ từ 1050°C đến 1150°C sau đó đưa qua lỗ hình để tạo hình dạng sơ bộ của chi tiết. Chi tiết sau quá trình cán định hình có nhiệt độ khoảng 750°C sẽ được máy cưa cắt phân đoạn theo chiều dài tiêu chuẩn, cuối cùng chi tiết được đưa vào khu vực làm nguội trước khi qua máy nắn thẳng để đảm bảo kích thước và chất lượng mong muốn. Trong nghiên cứu này nhóm tác giả tập trung vào công đoạn cưa phân đoạn chi tiết sau giai đoạn cán. Nội dung nghiên cứu đã giới thiệu cấu tạo, nguyên lý làm việc và trình bày một số cơ sở lý thuyết để tính toán thiết kế máy. Bên cạnh đó nghiên cứu đã chỉ ra được mối quan hệ của các thông số trong vận hành máy (chiều sâu cắt, tốc độ dẫn tiến máy, tốc độ cắt,...). Trên cơ sở đó xây dựng được kết cấu 3D của máy và tính toán thiết kế tối ưu của các chi tiết, cụm chi tiết bằng phần mềm NX12. Kết quả nghiên cứu đã đưa ra kết cấu, bộ thông số hợp lý của máy và kết quả này có thể sử dụng làm tài liệu tham khảo trong tính toán thiết kế máy cưa di động.

Từ khóa: Máy cưa, thép vì lò SVP, phân tích và mô phỏng kết cấu (NX12)

@ Hội Khoa học và Công nghệ Mỏ Việt Nam

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Theo kế hoạch phối hợp kinh doanh trong năm 2024 và dự báo các năm tiếp theo, nhu cầu sử dụng thép vì lò SVP, thép hình U, I, L của Tập đoàn Công nghiệp Than- Khoáng sản Việt Nam (TKV) tiếp tục tăng cao và vượt quá công suất thiết kế của dây chuyền cán thép hình đặc chủng hiện có của Công ty Cổ phần Chế tạo máy – Vinacomin (VMC). Nhu cầu sử dụng thép SVP các loại đều tăng rất cao trong các năm gần đây, do đó dây chuyền cán thép vì lò của VMC đang phải hoạt động liên tục để đảm bảo yêu cầu cung cấp các loại thép SVP phục vụ sản xuất vì chống lò của các đơn vị trong TKV theo chỉ đạo của lãnh đạo Tập đoàn.

Bên cạnh đó hiện nay các nhà máy, cơ sở chế tạo loại thép vì lò rất hạn chế, đặc biệt là phụ thuộc

vào công nghệ, dây chuyền của nước ngoài (chủ yếu là Trung Quốc) do đó làm tăng giá thành và khó có cơ hội cạnh tranh, làm chủ công nghệ. Trong những năm gần đây được sự quan tâm của tập đoàn than, đã đầu tư được các dây chuyền công nghệ hiện đại trong việc chế tạo.

Để chế tạo ra các sản phẩm thép hình bằng phương pháp cán, người ta tiến hành cán ở trạng thái nóng, nhiệt độ thép từ 1050°C đến 1150°C. Quá trình cán thép được tiến hành qua nhiều lần cán. Trong mỗi lần cán kích thước lỗ hình được thay đổi để đạt được kích thước theo mong muốn, sau đó sản phẩm được đưa đến máy cưa cắt phân đoạn để đạt được kích thước yêu cầu. Tiếp cận từ khía cạnh khảo sát của các mỏ cho ta thấy nhu cầu sử dụng các vì chống thép rất cao, tuy nhiên hiện nay ở Việt Nam các dây chuyền chế tạo vì thép rất

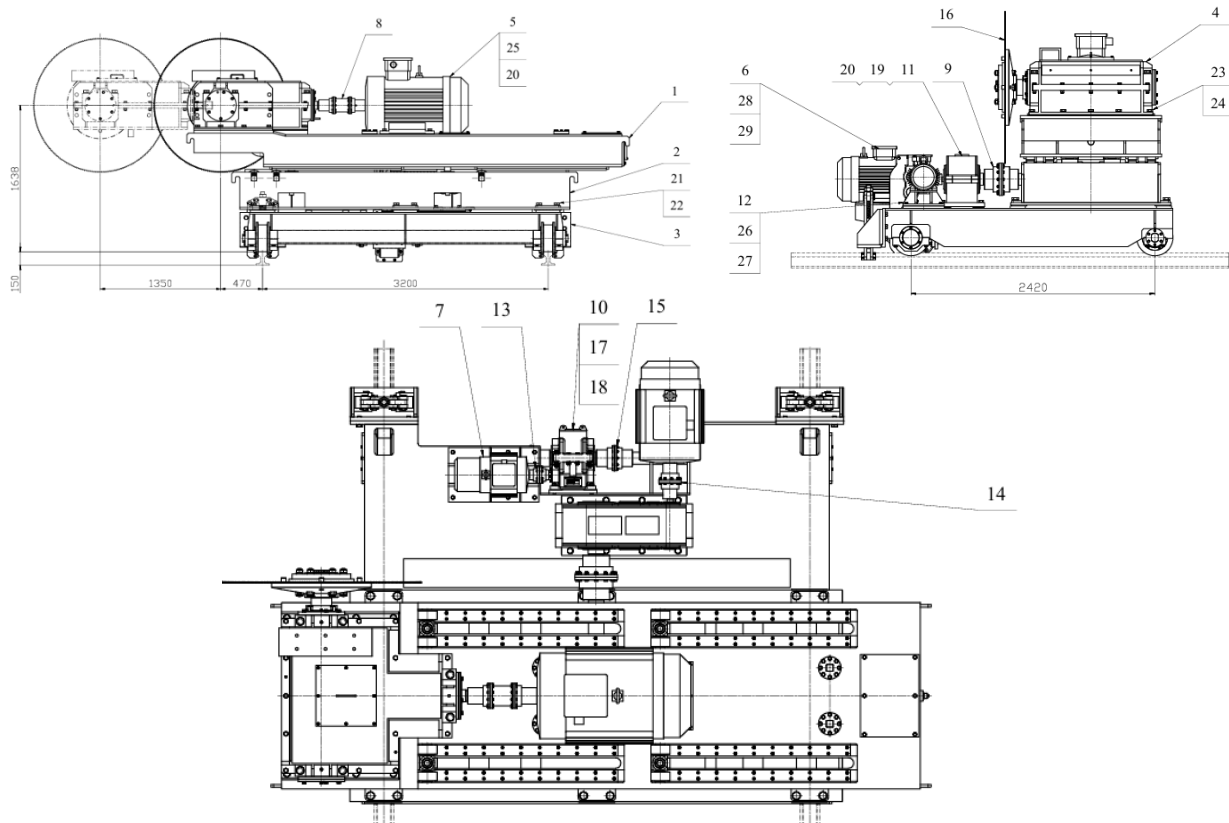


là hạn chế và chưa làm chủ được yếu tố công nghệ. Do đó, việc thực hiện các nghiên cứu khảo sát, tính toán thiết kế máy cưa thép SVP, làm chủ

công nghệ trong giai đoạn hiện nay là cấp thiết.

2. DỮ LIỆU VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Nguyên lý làm việc của máy cưa thép



Hình 1. Cấu tạo của máy cưa di động

1- Bộ dưới; 2- Bộ trên; 3- Bộ di động; 4- Hộp truyền lực; 5,6,7- Động cơ điện; 8- Khớp nối trung gian; 9- Khớp nối răng m3, Z72; 10- Hộp giảm tốc di chuyển ngang; 11- Hộp giảm tốc tiến lùi; 12- Đế động cơ; 13- Khớp nối răng m1.5, Z54; 14- Khớp nối răng m2, Z58; 15- Khớp nối răng m2, Z67; 16- Lưỡi cưa (đĩa cưa);

Máy cưa thép hình được cấu tạo bởi 3 phần chính: Bộ trên 1, bộ dưới 2 và bộ di động 3, cụ thể:

+ Để di chuyển toàn bộ máy theo phương dọc hệ được dẫn động bởi động cơ điện 7, qua khớp nối 13 truyền đến hộp giảm tốc 10, đầu ra của hộp giảm tốc được gắn với trục thông qua khớp nối 15 truyền chuyển động đến bánh xe dẫn động máy cưa di chuyển trên đường ray.

+ Để tiến hoặc lùi lưỡi cưa ta sử dụng động cơ điện 6 thông qua khớp nối 14 truyền đến hộp giảm tốc 11. Đầu ra của hộp giảm tốc được nối với trục và bánh răng (bánh răng được lắp cố định ở bộ dưới 1). Thông qua sự ăn khớp của bánh răng và thanh răng (thanh răng được lắp cố định ở bộ trên) điều khiển quá trình tiến hoặc lùi lưỡi cưa.

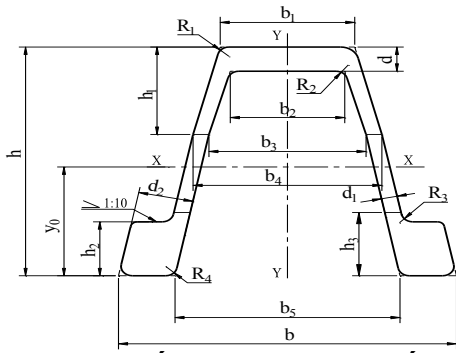
+ Để truyền chuyển động quay của lưỡi cưa (đĩa cưa) ta sử dụng động cơ 5 dẫn động qua khớp nối 8 kết nối với hộp truyền lực 4. Đầu ra của hộp

truyền lực được nối với đĩa cưa 16 thông qua mặt bích và được định vị bằng Bu lông đai ốc.

2.2. Cơ sở lý thuyết và tính toán thiết kế máy cưa đĩa

2.2.1. Lựa chọn đối tượng nghiên cứu

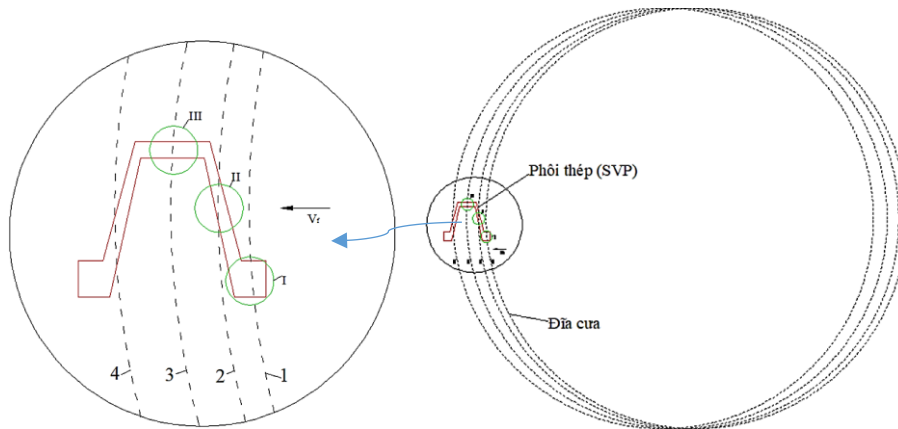
Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả đi tính toán thiết kế máy cưa di động với các thông số yêu cầu như sau: năng suất máy 80.000 tấn sản phẩm/năm; đối tượng nắn là thép vì lò SVP (SVP17, SVP22, SVP27, SVP33) có thông số hình học như trong Hình 2 [1]. Đối tượng nghiên cứu được chọn là loại thép vì lò SVP33, đây là loại thép hình lớn nhất để tính toán các thông số máy cưa. Với máy này có thể dùng cắt tất cả các loại thép hình cán nóng dùng trong khai thác hầm lò đang dùng trong ngành than Việt Nam.



Hình 2. Thông số kích thước mặt cắt ngang của thép vì lò SVP

Ta thấy rằng lực cắt và năng lượng dẫn động tạo ra lực cắt thường được sử dụng làm thông số để giám sát và đánh giá quá trình cắt phôi

thép của máy cưa. Bên cạnh việc đánh giá ảnh hưởng của các điều kiện cắt đến lực cắt và năng lượng như: tốc độ cắt, tốc độ tiến dao, chiều sâu cắt,... thì việc xem xét điều kiện gá đặt, cũng như vị trí đặt phôi thép hình cần phải xem xét chi tiết. Cụ thể, dựa trên nguyên lý cắt trong quá trình tiến cắt của máy cưa thì đĩa cưa không được tham gia đồng thời vào nhiều mặt cắt khi hình dạng, kích thước của phôi thép khác nhau. Khi đó năng lượng dẫn động và lực cắt sẽ được tối ưu. Trong nghiên cứu này tập trung với phôi thép vì lò SVP (Hình 2). Dựa trên kết cấu thì thép vì lò SVP 33 có kích thước lớn nhất, độ dày theo tiết diện mặt cắt ở các mặt là khác nhau tương ứng 7,9 mm, 14,5 mm, 32 mm.


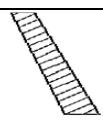
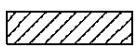


Hình 3. Xác định vị trí đặt phôi thép

Theo sơ đồ tiến cắt của máy cưa (Hình 3), chiều sâu cắt trong khoảng từ 600 - 800 mm sẽ đảm bảo được điều kiện đĩa cưa chỉ cắt phôi thép tại một mặt cắt duy nhất (đường cắt 1, 2, 3, 4).

Điều này sẽ làm giảm được lực cắt và năng lượng dẫn động của máy cưa. Trong quá trình tiến đĩa cưa sẽ cắt qua vùng I, II, III với các thông số trong Bảng 1.

Bảng 1. Vị trí cắt của đĩa cưa theo chiều tiến của máy cưa

Vùng	Vùng I	Vùng II	Vùng III
Kích thước			
Chiều dài (mm)	28	28,5	66
Chiều dày (mm)	32	7,8	14,5
Mặt cắt tại các tiết diện			

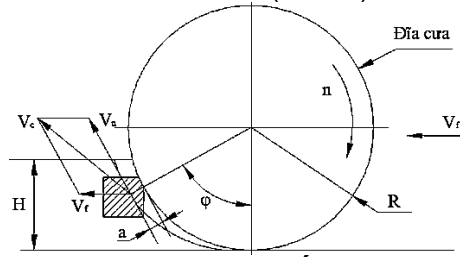
Tại các tiết diện I, II, III (Hình 1), lực cắt khi đĩa cưa đi qua vùng I là lớn nhất. Do vậy, để thuận tiện cho việc tính toán lực cắt cũng như các chế độ cắt của máy cưa ta áp dụng cho vùng này. Cụ thể, máy cưa cần cung cấp lực cắt để cắt phôi thép có kích thước 32 mm x 28 mm.

2.2.2. Xác định một số chế độ cắt của máy cưa di động [2], [3]

Các yếu tố chế độ cắt bao gồm chiều sâu cắt, tốc độ dẫn tiến đĩa cắt, tốc độ cắt, chiều dày phôi cắt, bề rộng cắt. Xét một đĩa cắt kim loại có số răng

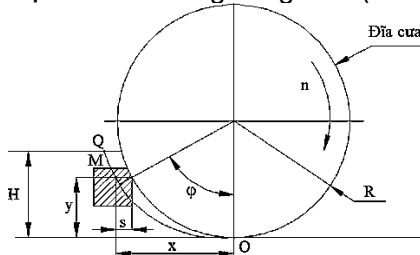


cắt là z , chiều dày w , quay với vận tốc n cắt thép với vận tốc dẫn tiến đĩa cắt là v_f (Hình 4).



Hình 4. Các thông số hình học của quá trình cắt

Trong quá trình cắt, do có sự phối hợp của hai chuyển động: chuyển động quay của đĩa cưa và chuyển động tịnh tiến của cơ cấu mang đĩa cưa nên quỹ đạo cắt là đường cong OQ (Hình 5).



Hình 5. Quỹ đạo cắt

Nếu gắn hệ trục tọa độ Oxy vào điểm O, thì phương trình đường cong OQ là:

$$\begin{cases} x = R \sin \varphi + S \\ y = R(1 - \cos \varphi) \end{cases} \quad (1)$$

Trong đó: R- Bán kính đĩa cắt, mm;

S- Lượng dịch chuyển ngang của cơ cấu dẫn tiến đĩa cắt, mm;

φ - Góc tiếp xúc ứng với điểm M của đường cong, độ.

Theo Hình 4, tốc độ cắt khi cắt phôi thép là:

$$v_c = \sqrt{v_n^2 + v_f^2 \pm 2v_n \cdot v_f \cdot \cos(\vec{v}_n, \vec{v}_f)} \quad (2)$$

Trong thực tế $v_f \leq v_n$, nên khi tính toán có thể bỏ qua lượng v_f . Khi đó tốc độ cắt và phương trình quỹ đạo cắt OQ là:

$$v_c = v_n = \frac{\pi D n}{1000} \quad m/phút \quad (3)$$

$$\begin{cases} x = R \sin \varphi \\ y = R(1 - \cos \varphi) \end{cases} \quad (4)$$

Góc tiếp xúc φ được tính theo công thức sau:

$$\cos \varphi = \frac{D/2 - H}{D/2} = 1 - \frac{2H}{D} \quad (5)$$

Chiều dày phôi cắt được tính theo công thức sau:

$$a = \frac{v_f}{n \cdot z} \sin \varphi = \frac{v_f}{n \cdot z} \sin \left(2 \sqrt{\frac{H}{D}} \right), \text{ mm} \quad (6)$$

Trong đó:

a- Chiều dày phôi cắt, mm;

v_f - Vận tốc dẫn tiến đĩa cưa, mm/min;

φ Góc quay đĩa cắt $0^\circ \leq \varphi \leq 90^\circ$;

n- Vận tốc quay của đĩa cắt, r/min;

z- Số răng đĩa cưa;

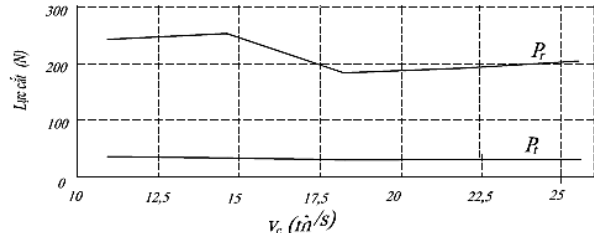
D- Đường kính đĩa cưa, mm;

H- Chiều sâu cắt, mm.

2.2.3. Các yếu tố ảnh hưởng của chế độ cắt đến lực cắt [2], [3]

Khi cắt phôi thép lực cắt dao động thường xuyên, lực cắt thay đổi trong phạm vi rộng nhưng với tần số thấp và phụ thuộc vào thành phần cũng như kích thước, hình dạng của phôi thép. Theo nghiên cứu của các nhà khoa học thuộc trường Đại học công nghệ Quảng Châu, Trung Quốc [4] và nghiên cứu của tác giả Trần Quang Hùng [2] đã tiến hành thí nghiệm về ảnh hưởng của một số thông số của chế độ cắt đến lực cắt. Kết quả nghiên cứu được thể hiện trên Hình 6 ÷ Hình 8.

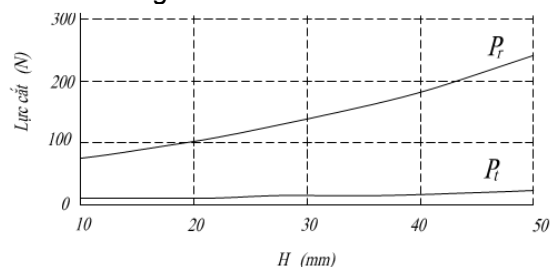
- Ảnh hưởng của tốc độ cắt v_c :



Hình 6. Mối quan hệ giữa lực cắt và tốc độ cắt trong quá trình cắt phôi

Trong Hình 6, lực hướng tâm P_r có xu hướng giảm khi tốc độ cắt tăng trong quá trình cắt phôi thép. Khi đó, tải trọng cơ học tác dụng lên các răng của đĩa cắt giảm. Trong khi đó lực tiếp tuyến P_t hầu như không có sự thay đổi đáng kể.

- Ảnh hưởng của chiều sâu cắt H:

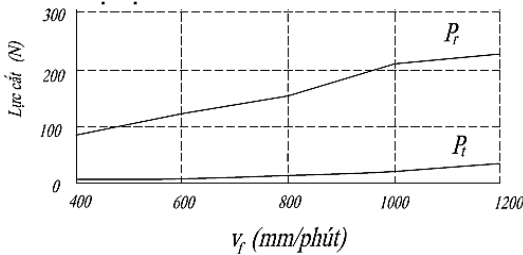


Hình 7. Mối quan hệ giữa lực cắt và chiều sâu cắt

Theo kết quả thử nghiệm Hình 7, lực cắt P_t tăng với sự tăng của chiều sâu cắt. Khi chiều sâu cắt tăng lên, thì số răng đồng thời tham gia quá trình cắt cũng tăng lên, chiều dày phoi cắt cũng tăng lên. Do đó, tải trọng tác động sẽ tăng lên. Lực cắt P_t tăng nhẹ khi tăng chiều sâu cắt. Sự thay đổi chiều sâu cắt có ảnh hưởng đến độ mòn của răng cắt, đặc biệt là lực hướng tâm P_r .

- Ảnh hưởng của tốc độ dẫn tiến đĩa cắt v_f :

Khi tốc độ dẫn tiến đĩa cắt v_f tăng lên, cả hai lực P_r và P_t đều tăng (Hình 8). Khi tốc độ dẫn tiến tăng làm cho chiều dày phoi cắt cũng tăng lên. Khi v_f tăng đến một giá trị nào đó, lực cắt sẽ rất lớn khi lực cắt lớn vượt quá công suất của máy khi đó đĩa cắt có thể bị kẹt.



Hình 8. Mối quan hệ giữa lực cắt và vận tốc dẫn tiến đĩa cắt

Như vậy, các lực cắt tức thời trong quá trình cắt phôi thép bị ảnh hưởng bởi các yếu tố: thành phần cấu trúc thép, các lực cắt biến đổi thường xuyên trong quá trình cắt khi chiều dày của phôi thép thay đổi (thép vì lò SVP có chiều dày mỗi bề mặt khác nhau). Sự thay đổi của các yếu tố chế độ cắt (vận tốc cắt, chiều sâu cắt, tốc độ dẫn tiến,...) tác động đáng kể đến lực cắt. Để đảm bảo quá trình cắt ổn định, các yếu tố chế độ cắt cần phải được lựa chọn hợp lý. Khi lựa chọn các yếu tố chế độ cắt cần phải dựa vào các căn cứ sau đây:

- Dựa vào mác thép, kích thước của đĩa cắt, kích thước các phôi thép, các loại thép hình để lựa chọn chiều sâu cắt H phù hợp ;

- Căn cứ vào năng suất, khối lượng công việc, công suất máy, tuổi bền của dao để lựa chọn vận tốc dẫn tiến đĩa cắt v_f ;

Từ những căn cứ trên ta lựa chọn:

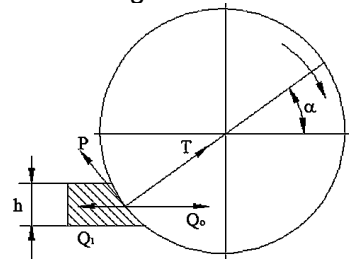
- Chiều sâu cắt H : 600 ÷ 800 mm.
- Vận tốc dẫn tiến đĩa cắt v_f : 50 ÷ 200 mm/s.

Khi cắt thép nhiệt cắt sinh ra rất lớn nếu không được làm mát thì chỉ trong thời gian ngắn lưỡi cưa sẽ nóng lên rất nhanh và bị phá hủy. Bên cạnh đó, trong dây chuyền cán thép vì lò SVP thì nhiệt độ

của phôi đến khu vực cắt phân đoạn vẫn duy trì khoảng 750 °C. Do vậy, để đảm bảo tuổi thọ của đĩa cắt không nên cắt liên tục phải dừng gián đoạn, tối thiểu sau 10 ÷ 20 s cắt, nên cho về chế độ không tải vài giây để làm mát đĩa cắt.

2.2.4. Tốc độ của đĩa cưa [5]

Theo thực nghiệm tốc độ tối ưu của cưa là từ 100 ÷ 120 m/s, với tốc độ đó năng suất cưa đạt từ 2000 - 5000 mm²/s. Khi cưa nên làm nguội bằng nước hoặc nhũ tương.



Hình 9. Các thông số để tính lực vòng

Theo Xenlicov, khi cắt kim loại bằng cưa đĩa thì nhất thiết phải tạo ra một lực kẹp Q đủ lớn để giữ được phôi trong quá trình cưa.

$$Q = Q_0 - Q_1 = T \cos \varphi - T \sin \varphi, N \tag{7}$$

T là lực hướng tâm, $T = (8 \div 15) P, N$

2.2.5. Lực vòng của lưỡi cưa [5]

Lực vòng P được xác định theo công thức :

$$P = pbh \frac{u}{v} \cdot \frac{1}{1000}, N \tag{8}$$

Trong đó :

- p- Áp suất đơn vị, $p = (40 \div 60) \sigma_k ; N/mm^2 ;$
- b- Chiều rộng cắt (thường bằng chiều dày đĩa cưa), mm ;
- u- Tốc độ nạp đĩa cưa, nó phụ thuộc vào chiều dày cắt h , mm/s

$$u = (30 \div 300) \text{ mm/s}$$

h- chiều dày cắt, mm ;

v- tốc độ vòng của đĩa cưa, r/min.

Ứng suất kéo σ_k suất được xác định bởi công thức (9):

$$= 0,00785 \cdot v^2 \tag{9}$$

Vận tốc vòng của đĩa cưa theo máy mẫu ta có $v_{\max} = 1480$ vòng/phút = 155,4 rad/s. Khi đó vận tốc dài của đĩa cưa được xác định:

$$v = \omega R, \text{ m/s}$$

R- bán kính của đĩa cưa, trong nghiên cứu này sử dụng loại đĩa cưa có đường kính lớn nhất $D = 2R = 1500$ mm. Khi đó $R = 0,75$ m.

Vậy vận tốc dài của đĩa cưa:

$$v = 155,4 \cdot 0,75 = 116,5 \text{ m/s}$$

Giá trị tốc độ này phù hợp với tốc độ thực



nghiệm tối ưu 100 ÷ 120 m/s.

Thay vào công thức (8) ta xác định được lực vòng P:

$$P = 60.0,00875.116,5^2.8.32 \frac{120}{116,5} \cdot \frac{1}{1000} = 1685,6, N$$

2.2.6. Công suất động cơ dẫn động máy cưa đĩa [5]

Công suất dẫn động của máy cưa được xác định theo công thức (10):

$$N = \frac{P \cdot v}{\eta}, kW \quad (10)$$

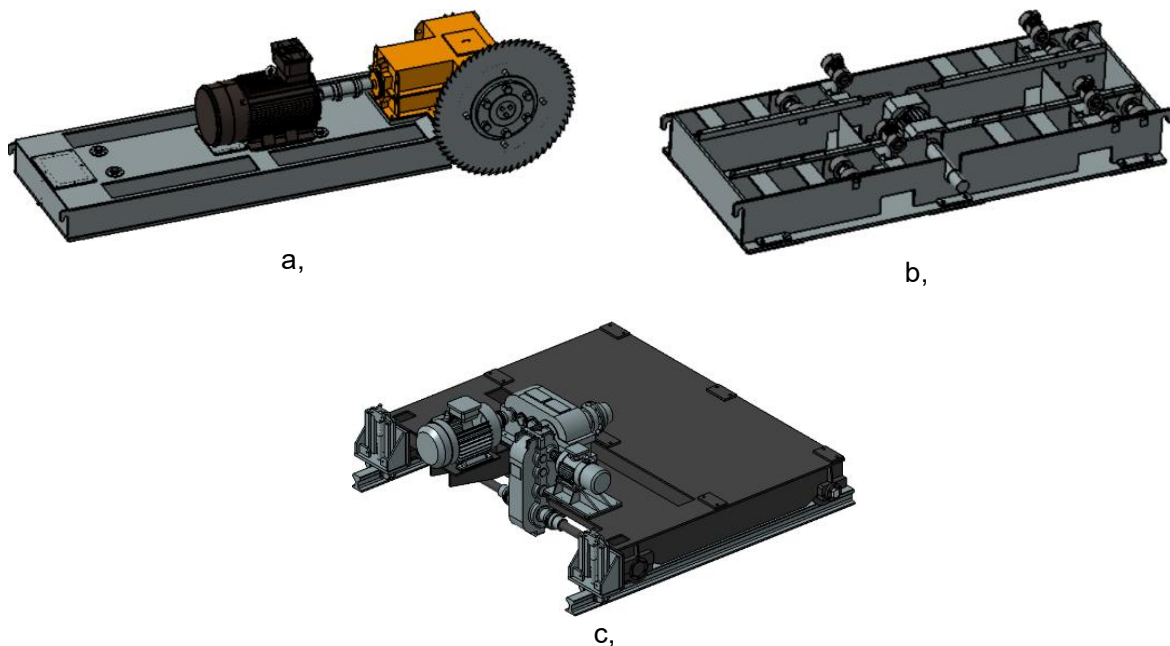
Trong đó η là hiệu suất dẫn động, ta có: $\eta = 0,99$

$$N = \frac{1685,6 \cdot 116,5}{0,99} = 198,4 kW$$

Trên cơ sở đó ta chọn động cơ có công suất dẫn động 200 kW, ký hiệu động cơ Y2-315L2-4

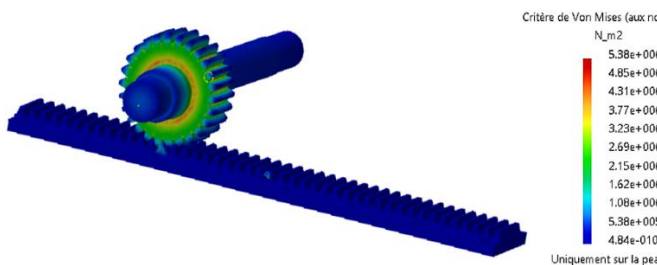
2.2.7. Ứng dụng phần mềm thiết kế 3D NX12 và phân tích kết cấu của máy [6]

Dựa trên nội dung tính toán lý thuyết, nhóm nghiên cứu đã ứng dụng phần mềm thiết kế 3D NX12 để xây dựng các chi tiết, cụm chi tiết của máy cưa di động (Hình 10).

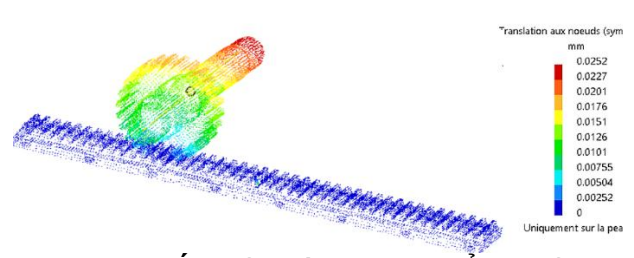


Hình 10. Các bộ phận chính của máy cưa di động: a - bộ trên, b - bộ dưới, c - bộ di động

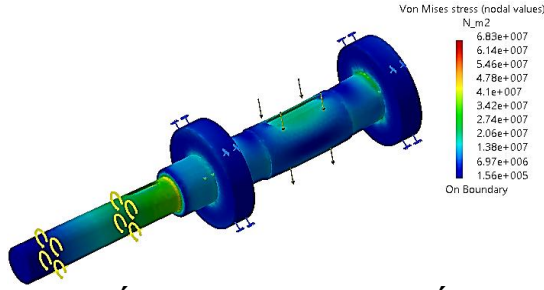
Trên cơ sở tính toán, thiết kế kết cấu 3D nhóm nghiên cứu đã tiến hành mô phỏng và phân tích các bộ phận chi tiết làm việc của máy cưa. Một số kết quả chính được thể hiện trên Hình 11 ÷ Hình 18.



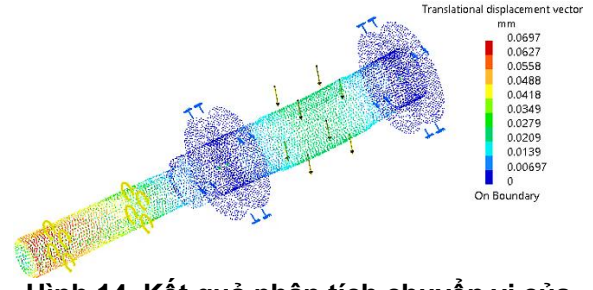
Hình 11. Kết quả phân tích ứng suất của cặp bánh răng thanh răng



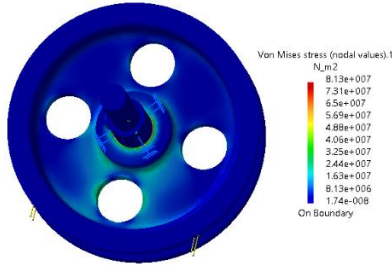
Hình 12. Kết quả phân tích chuyển vị của cặp bánh răng thanh răng



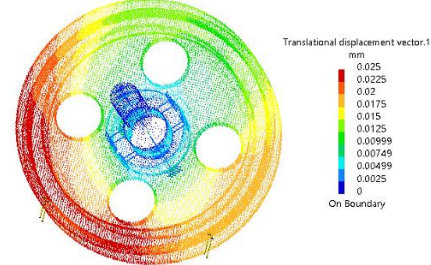
Hình 13. Kết quả phân tích ứng suất của trục dẫn động tiến lùi đĩa cưa



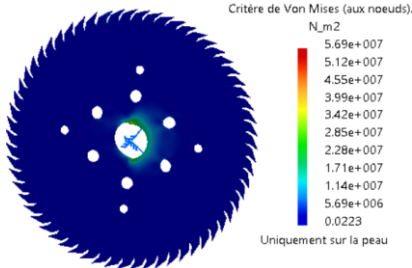
Hình 14. Kết quả phân tích chuyển vị của trục dẫn động tiến lùi đĩa cưa



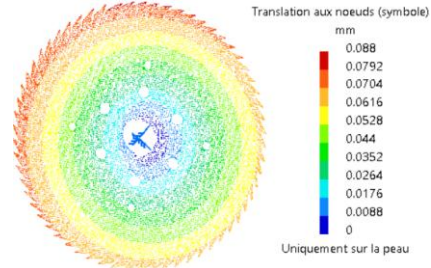
Hình 15. Kết quả phân tích ứng suất của bánh xe di chuyển máy cưa



Hình 16. Kết quả phân tích chuyển vị của bánh xe di chuyển máy cưa



Hình 17. Kết quả phân tích ứng suất của đĩa cưa



Hình 18. Kết quả phân tích chuyển vị của đĩa cưa

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Để đánh giá quá trình làm việc cũng như trạng thái ứng suất, biến dạng của bánh răng (đặc biệt tại vị trí vào khớp của bánh răng và thanh răng trong quá trình làm việc), một mô phỏng số được thực hiện. Việc chia lưới được thực hiện trên phần mềm chuyên dụng NX12. Trong quá trình làm việc, bánh răng chịu tác dụng lực ăn khớp giữa bánh răng, thanh răng. Vì vậy, để đánh giá khả năng chịu tải và sự ổn định của sự ăn khớp này một lưới dạng hình tam giác được sử dụng, kích thước lưới 5 mm. Kết quả phân tích giá trị ứng suất và chuyển vị của cặp bánh răng thanh răng được thể hiện trên Hình 11 và Hình 12. Phân tích ứng suất lớn nhất tập trung tại vị trí ăn khớp của hai bánh răng. Giá trị ứng lớn nhất $5,38e+006 \text{ N/m}^2$ ($5,38 \text{ N/mm}^2$) giá trị này nhỏ hơn giá trị ứng suất tính toán cho phép của vật liệu chế tạo bánh răng 785 N/mm^2 . Ngoài ra, độ chuyển vị lớn nhất xảy ra tại vị trí cặp bánh răng ăn khớp là $0,0252 \text{ mm}$ (độ chuyển vị này tương đối nhỏ). Do vậy bộ truyền bánh răng thanh răng đảm bảo điều kiện bền khi làm việc.

Tính toán thiết kế trục nhằm xác định đường kính, chiều dài và các đoạn trục đáp ứng được các yêu cầu về độ bền, kết cấu, lắp ghép và công nghệ. Qua khảo sát tính toán ta thấy trong quá trình máy làm việc trục chịu ảnh hưởng tải trọng tĩnh. Do vậy, để đảm bảo yêu cầu về độ bền và kết cấu của trục trước khi chế tạo, trục được mô phỏng trên phần mềm chuyên dụng. Vật liệu sử dụng để chế tạo là thép 40X. Kết quả phân tích giá trị ứng suất và độ dịch chuyển được thể hiện trên Hình 13 và Hình 14. Giá trị ứng suất lớn nhất $6,83e+007 \text{ N/m}^2$ ($68,3 \text{ N/mm}^2$) giá trị này nhỏ hơn giá trị ứng suất tính toán cho phép của vật liệu chế tạo trục 785 N/mm^2 . Ngoài ra, độ chuyển vị lớn nhất xảy ra tại vị trí bánh xe tiếp xúc với đường ray dẫn hướng là $0,0697 \text{ mm}$ (độ chuyển vị này rất nhỏ nên có thể bỏ qua). Do vậy trục đảm bảo điều kiện bền khi làm việc.

Máy cưa di chuyển dọc theo đường ray được dẫn động bởi động cơ 4 kW, toàn bộ tải trọng 22 Tấn của máy cưa được phân bố đều trên 4 bánh xe. Việc chia lưới được thực hiện trên phần mềm chuyên dụng NX12. Lưới dạng tam giác với kích

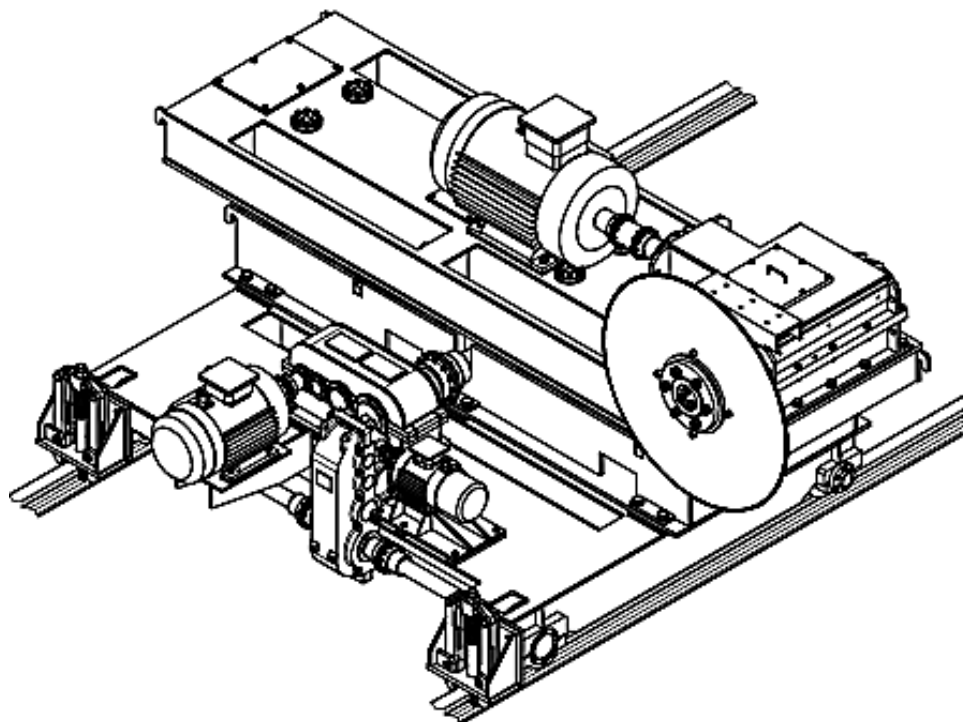


thước lưới 5 mm được sử dụng. Kết quả chia lưới cho thấy các mắt lưới gần như giống hệt nhau tại các vị trí lắp then và tại các vị trí khác trên bánh xe, chất lượng lưới đạt yêu cầu. Kết quả phân tích giá trị ứng suất và độ dịch chuyển được thể hiện trên Hình 15 và Hình 16. Phân tích ứng suất lớn nhất tập trung tại gần ổ bi đỡ. Giá trị ứng lớn nhất $8,13e+007 \text{ N/m}^2$ ($81,3 \text{ N/mm}^2$) giá trị này nhỏ hơn giá trị ứng suất tính toán cho phép của vật liệu chế tạo bánh xe 400 N/mm^2 . Ngoài ra, độ chuyển vị lớn nhất xảy ra tại vị trí bánh xe tiếp xúc với đường ray dẫn hướng là $0,025 \text{ mm}$ (độ chuyển vị này rất nhỏ nên có thể bỏ qua). Do vậy bánh xe đảm bảo điều kiện bền khi làm việc.

Kết quả phân tích ứng suất và chuyển vị của đĩa cưa được thể hiện trên Hình 17 và Hình 18. Thông qua kết quả ta thấy ứng suất lớn nhất có giá

trị $5,69e+007 \text{ N/m}^2$ ($56,9 \text{ N/mm}^2$) giá trị này nhỏ hơn giá trị ứng suất cho phép của vật liệu chế tạo đĩa cưa 360 N/mm^2 . Ngoài ra, chuyển vị lớn nhất xảy ra tại vị trí của răng cưa khi cắt vào kim loại là $0,088 \text{ mm}$. Độ chuyển vị này tương đối nhỏ so với đường kính của đĩa cưa. Do vậy, kết cấu đĩa cưa đảm bảo điều kiện bền khi làm việc. Ngoài ra, để tăng cường tính cứng vững của đĩa cưa ở phần trung tâm được gia cố thêm bằng các Bu lông để tránh hiện tượng dao động của đĩa cưa khi cắt phi thép.

Dựa trên cơ sở cấu tạo, nguyên lý làm việc và một số vấn đề lý thuyết để tính toán thiết kế máy cưa thép hình, cũng như dựa trên yêu cầu thực tế, nhóm nghiên cứu đã tính toán được 01 máy cưa thép di động (Hình 19) có các thông số cơ bản trong Bảng 2.



Hình 19. Máy cưa di động

Bảng 2. Các thông số chính của máy cưa di động

TT	Tên gọi	Giá trị	Đơn vị
1	Công suất động cơ	200	kW
2	Tốc độ quay	1480	r/min
3	Đường kính lưới cưa (đĩa cưa)	1350 ÷ 1500	mm
4	Tốc độ dẫn tiến	50 ÷ 200	mm/s
5	Chiều dày lưới cưa	8	mm
6	Năng suất máy	80.000	tấn sản phẩm/năm



4. KẾT LUẬN

➢ Phôi thép sau công đoạn cán nóng quá các lỗ thép định hình, sẽ qua công đoạn cắt phân đoạn bằng máy cưa đĩa để đảm bảo chiều dài phôi theo tiêu chuẩn. Đối tượng nghiên cứu là loại thép vì lò SVP 33 sử dụng trong công tác chống đỡ khi xây dựng các đường lò;

➢ Nghiên cứu đã trình bày nội dung tính toán, thiết kế một số thông số công nghệ của máy cưa di động, trên cơ sở đó xây dựng bản thiết kế máy

3D và kiểm tra bền một số chi tiết/bộ phận của máy cưa thép hình, đây là một công đoạn trong dây chuyền cán thép của Công ty Cổ phần Chế tạo máy- Vinacomín;

➢ Bộ thông số công nghệ của máy cũng như các yếu tố trong quá trình vận hành máy cưa di động đã được đề cập. Nghiên cứu này là tài liệu tham khảo cho các nhà thiết kế trong quá trình tính toán, thiết kế máy cưa phục vụ trong dây chuyền cán thép nói chung và của Công ty Cổ phần Chế tạo máy- Vinacomín nói riêng □

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Văn Xô, Đặng Vũ Đình, Trần Việt Linh, Lê Văn Quang, Vũ Trọng Nghĩa, Nguyễn Mạnh Hùng, "Một số vấn đề trong tính toán thiết kế máy nắn thẳng thép hình," *Tạp chí Công nghiệp Mỏ*, số 3, tr. 25-33, 2025.
- [2] Trần Quang Hùng, *Báo cáo tổng kết đề tài, "Nghiên cứu thiết kế, chế tạo thiết bị cắt dầm sàn bê tông cốt thép tốc độ cao lắp trên máy xúc thủy lực solar 130w"*, Học viện Kỹ thuật quân sự, Hà Nội, 2011.
- [3] W. Polini, S.Turchetta, "Force and specific energy in stone cutting by diamond mill," *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Volume 44, Issue 11, pp. 1189-1196, 2004, doi.org/10.1016/j.ijmactools.2004.04.001
- [4] C.Y.Wang, Y.N.Hu, and H.N.Ding (2004), "Cutting forces in Sawing Process of Reinforced Concrete", *Materials Science Forum*, Volumes 471-472, pp. 292-297, 2004, doi.org/10.4028/www.scientific.net/MSF.471-472.292.
- [5] Đỗ Hữu Nhơn, *Tính toán, thiết kế máy cán thép và các thiết bị trong nhà máy cán thép*, Nhà xuất bản Khoa học Kỹ thuật, Hà Nội, 2011.
- [6] Hoàng Ngọc Hà, *NX 10-11-12-Thiết kế cơ bản (Basic Design)*, Viettechview, 2019.

DETERMINATION OF SELECTED PARAMETERS OF A MOBILE SAW IN AN SVP HOT-ROLLED STEEL PRODUCTION LINE FOR MINE SUPPORTS

Vu Dinh Dang¹, Van Xo Nguyen^{1,*}, Trong Nghia Vu², Manh Hung Nguyen²

¹Hanoi University of Mining and Geology, 18 Vien Str., Ha Noi, Vietnam

²Vinacomín-Machinery Joint Stock Company, 486 Tran Phu, Quang Hanh, Quang Ninh, Vietnam

ARTICLE INFOR

TYPE: Research Article

Received: 08/3/2026

Revised: 05/4/2026

Accepted: 08/2026

^{1,*} Corresponding author:

Email: nguyenvanxo@humg.edu.vn

**ABSTRACT**

According to the current coal industry development strategy, the majority of coal production comes from underground mines. Deep mining operations require advanced technology and support equipment, thus the demand for steel SVP (CBΠ) and certain types of U, I, and L-shaped steel is increasing. To meet this demand, Vinacom Machinery Manufacturing Joint Stock Company (VMC) has invested in a modern steel rolling line with a capacity of approximately 80,000 tons/year. In the steel rolling line, steel billets are fed into a furnace at temperatures ranging from 1050°C to 1150°C, then passed through a shaping die to create the preliminary shape of the part. After the shaping process, the part, at a temperature of approximately 750°C, is cut into standard lengths by a sawing machine. Finally, the part is sent to a cooling area before being straightened by a straightening machine to ensure the desired dimensions and quality. In this study, the authors focused on the process of sawing the parts into segments after the rolling stage. The research content introduced the structure, working principle, and presented some theoretical foundations for calculating and designing the machine. In addition, the study has shown the relationship between the parameters in machine operation (cutting depth, feed rate, cutting speed, etc.). Based on this, a 3D sawing machine structure is constructed, and the optimal design of parts and sub-assemblies is calculated using NX12 software. The research results provide a reasonable machine structure and parameter set, which can be used as a reference for the design calculations of mobile sawing machines.

Keywords: sawing machine, SVP, structural analysis and simulation (NX12)

@ Vietnam Mining Science and Technology Association