THIẾT KẾ CÀNG NGOẠM LẮP TRÊN MÁY KÉO DT75 ĐỂ VẬN XUẤT GỖ

Lê Văn Thái

PGS.TS. Trường Đại học Lâm nghiệp

TÓM TẮT

Vận xuất gỗ rừng tự nhiên là công việc rất nặng nhọc và tốn nhiều công sức nên cần thiết áp dụng cơ giới vào khâu công việc này. Trên cơ sở kết quả khảo sát thực tế sản xuất khai thác rừng tự nhiên và tham khảo các tài liệu chuyên môn liên quan, bài báo trình bày kết quả lựa chọn phương án thiết kế càng ngoạm gỗ lắp trên máy kéo DT75 để vận xuất gỗ theo phương pháp kéo nửa lết cũng như việc sử dụng phần mềm Autocad và phương pháp tính toán lý thuyết đã thiết kế được các bộ phận chính của ngoạm vận xuất gỗ, bao gồm: Răng ngoạm, cần treo ngoạm, khung đỡ, bu lông, chốt lắp ráp và các xilanh thủy lực đóng mở ngoạm và nâng hạ cần treo ngoạm.

Từ khoá: ***Kéo nửa lết, khai thác gỗ, máy kéo DT75, ngoạm kẹp gỗ, rừng tự nhiên, vận xuất gỗ.***

I. ĐẶT VẤN ĐỀ

Gỗ rừng tự nhiên có đặc điểm là kích thước, trọng lượng riêng lớn nên các công việc trong khai thác gỗ rất nặng nhọc, tốn nhiều công sức đặc biệt là khâu vận xuất gỗ.

Ở nước ta, việc cơ giới hóa khâu vận xuất gỗ trước đây đã nhập một số loại máy móc chuyên dùng từ nước ngoài như TDT55A, TT4 của Liên Xô (cũ), LKT80 của Tiệp Khắc và VOLVO của Thụy Điển... Qua thực tế sử dụng cho thấy, các thiết bị đó đã khẳng định khả năng làm việc tin cậy và cho năng suất cao. Nhưng đến nay do nhiều lý do khác nhau dẫn đến số lượng máy móc chuyên dùng nhập ngoại hoạt động phục vụ khai thác rừng tự nhiên ở các tỉnh miền Bắc nước ta còn rất ít. Trong khi đó, việc khai thác rừng tự nhiên phát sinh những đặc thù mới như: Quy mô sản xuất nhỏ, hiện trường khu khai thác cách xa khu dân cư, địa hình khó khăn, gỗ khai thác phân tán trên một diện rộng, sản lượng thấp, đặc biệt là khai thác chọn nhằm sử dụng bền vững nguồn tài nguyên rừng nên không thể đầu tư mua sắm các thiết bị chuyên dụng đắt tiền phục vụ cơ giới khâu vận xuất gỗ như đã từng làm trước đây.

Để nâng cao hiệu quả sử dụng thiết bị theo hướng đa chức năng và phát huy tối đa năng lực của máy móc sẵn có tại một cơ sở sản xuất, việc nghiên cứu thiết kế các bộ phận chuyên dùng lắp với máy kéo để một mặt nó vẫn thực hiện chức năng đặc thù và ngoài ra còn có khả năng cơ giới hóa khâu vận xuất gỗ góp phần cải thiện điều kiện làm việc cho công nhân, tăng năng suất và giảm giá thành sản phẩm cũng như giảm thiểu tác động xấu đến môi trường là hết sức cần thiết và có ý nghĩa thực tế cao.

II. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Phương pháp kế thừa tài liệu

Thu thập, sưu tầm các tài liệu chuyên môn liên quan để xây dựng, lựa chọn phương án thiết kế hợp lý.

2.2. Phương pháp nghiên cứu lý thuyết

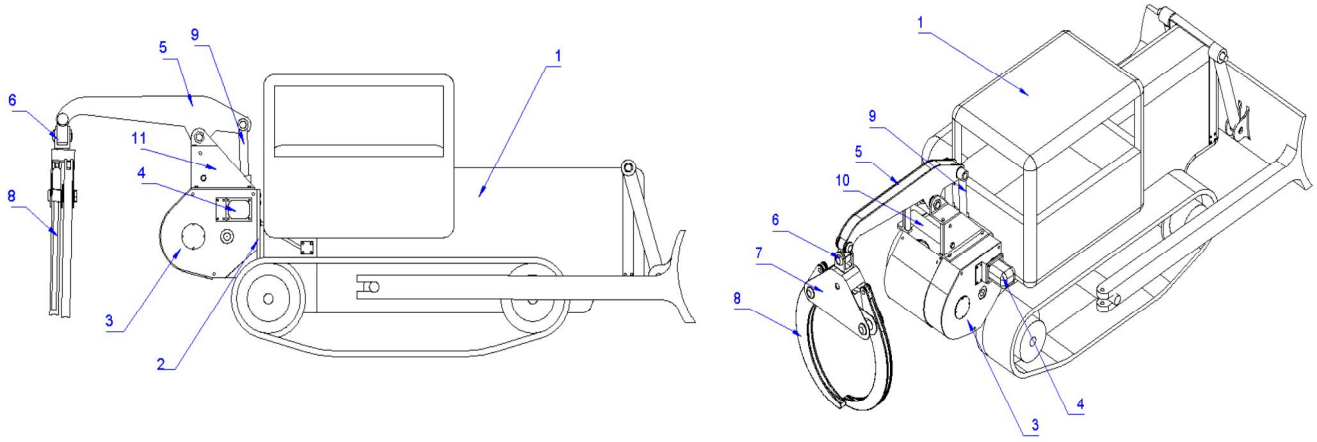
Sử dụng phần mềm thiết kế cơ khí Autocad để vẽ và mô phỏng quá trình làm việc của liên hợp máy, làm cơ sở cho việc xác định các thông số phục vụ thiết kế. Vận dụng lý thuyết cơ học, cơ sở thiết kế máy để tính toán thiết kế các chi tiết chính của càng ngoạm lắp trên máy kéo DT75 phục vụ vận xuất gỗ.

III. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Xây dựng phương án thiết kế

Tìm hiểu một số kết cấu của ngoạm lắp trên máy kéo trên thế gới và trong nước, trên cơ sở đó đã xây dựng một số phương án thiết kế. Sau khi phân tích và so sánh ưu nhược điểm của từng phương án để lựa chọn ra phương án hợp lý nhất (hình 01). Cấu tạo của phương án này

như sau: Khung chính gá lắp càng ngoạm (2) được lắp chặt với máy kéo cơ sở bởi các bulông. Càng ngoạm (8) được lắp trên đầu cần treo (5) và cần treo được lắp bản lề trên khung (11). Việc đóng mở các răng ngoạm và nâng hạ cần treo ngoạm nhờ các xilanh thủy lực. Khung đỡ (11) được liên kết chặt với khung chính (2) bằng các bulông, nhờ thế mà ngoạm vận xuất gỗ được treo sau máy kéo (hình 01).



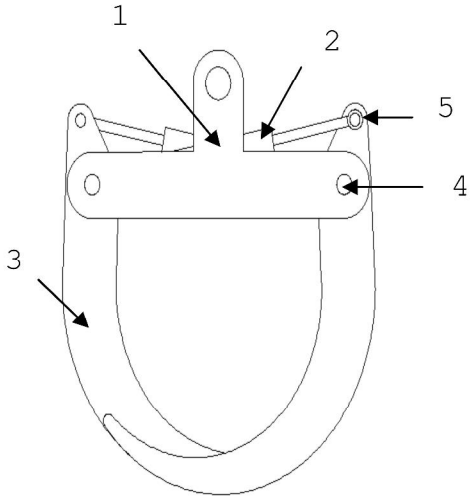
Hình 01. ***Sơ đồ cấu tạo của liên hợp máy DT75 với càng ngoạm gỗ***

1. máy kéo cơ sở; 2. khung chính; 3. hộp giảm tốc; 4. động cơ thuỷ lực; 5. cần treo ngoạm; 6. khớp nối; 7. khung ngoạm; 8. càng ngoạm; 9. xilanh nâng hạ cần; 10. rulô đỡ cáp; 11. khung đỡ cần.

3.2. Thiết kế, tính toán ngoạm vận xuất gỗ

3.2.1. Lựa chọn kết cấu ngoạm vận xuất gỗ

Ngoạm vận xuất gỗ lắp trên máy kéo có nhiệm vụ kẹp chặt một đầu cây gỗ (hoặc bó gỗ) rồi nâng lên ở độ cao cần thiết để vận xuất theo phương pháp kéo nửa lết. Sau khi đã tìm hiểu các loại ngoạm cũng như phương án đóng mở ngoạm, trên cơ sở so sánh ưu nhược điểm của từng loại, tác giả chọn loại ngoạm với hai xilanh thủy lực bố trí đối xứng nằm ngang để thiết kế (hình 02). Kết cấu của ngoạm vận xuất gỗ gồm có các răng ngoạm (3) lắp bản lề trên khung (1) bằng các chốt (4) (hình 02). Việc đóng mở ngoạm nhờ hai xilanh thủy lực bố trí đối xứng (2). Ngoạm vận xuất được treo trên đầu cần (5) như ở hình 01.



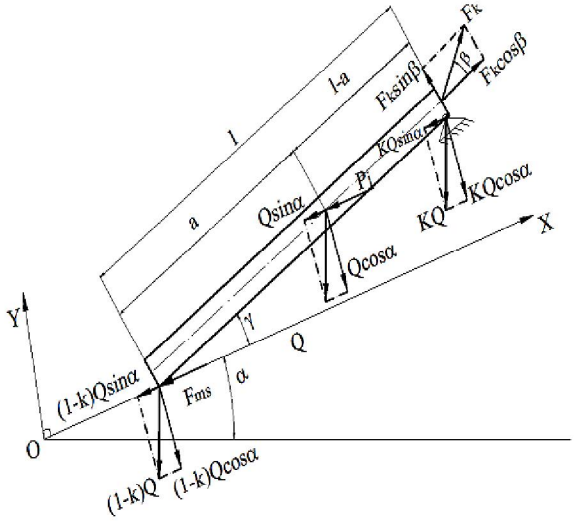
Hình 02. ***Kết cấu ngoạm gỗ thiết kế***

1. Khung chính; 2. Xilanh thủy lực; 3. Răng ngoạm; 4,5. Chốt

3.2.2. Thiết kế răng ngoạm

a. Xác định tải trọng tính toán khi vận xuất bằng càng ngoạm

Sử dụng càng ngoạm để nâng đầu gỗ lên khỏi mặt đất rồi kéo nửa lết, mô hình tính toán tải trọng tính toán khi vận xuất gỗ (hình 03).



Hình 03

Trong đó:

α - góc dốc mặt đường vận xuất;

γ - góc nghiêng của cây gỗ với mặt đường;

Q - trọng lượng của cây gỗ vận xuất;

KQ - phần trượng lượng cây gỗ đặt trên càng ngoạm;

(1-k)Q - phần trọng lượng cây gỗ lết trên mặt đất;

k : hệ số phân bố tải trọng lên máy;

F_{ms} - lực ma sát giữa đầu gỗ lết với mặt đất;

F_k- lực kéo gỗ của máy kéo nghiêng một góc β so mặt đường xuất;

P_j - lực quán tính của cây gỗ khi vận xuất.

Tính toán cho trường hợp nguy hiểm nhất, máy kéo vận xuất gỗ ngược dốc với độ dốc dọc tối đa chọn $\alpha = 20^0$, một đầu bó gỗ lết trên mặt đất, một đầu đặt trên ngoạm, trục đối xứng của bó gỗ tạo với mặt đường một góc γ. Lực kéo gỗ của càng ngoạm có phương lệch so với phương mặt đường vận xuất một góc β, trường hợp nguy hiểm nhất chọn $\beta = 45^0$.

Lập phương trình cân bằng các lực tác dụng lên cây gỗ theo phương OX, từ đó xây dựng được phương trình tương quan giữa tải trọng tính toán với lực kéo cần thiết như sau:

$$Q = \frac{F_k.\cos\beta}{k.\sin\alpha+(1-k).\sin\alpha+(1-k).f.\cos\alpha} =$$

$$= 24915{,}25(N) \qquad (1)$$

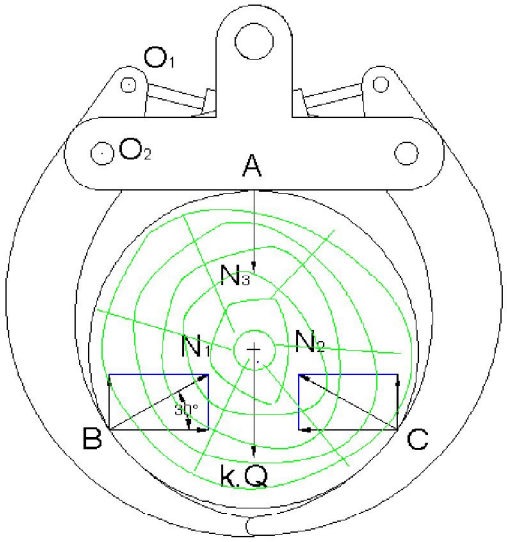
b. Xác định áp lực pháp tuyến giữa răng ngoạm và gỗ khi vận xuất

Trong quá trình làm việc, răng càng ngoạm phải tạo ra áp lực đủ lớn để giữ đầu cây gỗ vận xuất để không bị tuột khỏi ngoạm. Muốn vậy thì lực ma sát giữa các răng ngoạm với gỗ phải thắng được tổng các lực cản sau:

- Lực cản do độ dốc của trọng lượng các cây gỗ vận xuất gây ra;
- Lực quán tính của cây gỗ vận xuất do chuyển động có gia tốc;
- Lực ma sát giữa cây gỗ mặt đường vận xuất.

Lực ma sát được tạo ra do áp lực giữa răng càng ngoạm với gỗ (hình 04). Vấn đề cần giải quyết tiếp theo là xác định áp lực cần thiết để gỗ không bị tuột khi vận xuất?

Gọi áp lực do các răng ngoạm tác dụng lên cây gỗ tại các điểm A,B,C tương ứng là N_1,N_2 và N_3 và phần trọng lượng của cây gỗ đặt trên càng ngoạm là k.Q, các lực có phương chiều như ở hình 04.



Hình 04

Lực ma sát giữa răng càng ngoạm và gỗ được xác định như sau:

$$F_{ms} = \sum F_{msi} = (N_1 + N_2 + N_3) f_1 \qquad (2)$$

Ở đây: f_1 là hệ số ma sát giữa gỗ và càng ngoạm, f_1= 0,2 - 0,45 lấy f_1 = 0,45

Khi vận xuất, điều kiện để cây gỗ không bị tuột khỏi càng ngoạm là:

$$\overline{F}_{ms} => \overline{F}_{md} \pm \overline{F}_d \pm \overline{P}_j \qquad (3)$$

Trong đó: $F_{mđ}$ là lực ma sát giữa đầu cây gỗ lết trên mặt đường và được xác định:

$$F_{md} = (1-k).Q.\cos\alpha.f_2 \qquad (4)$$

Trong đó:

k: hệ số phân bố tải trọng lên máy, phần gốc đặt lên máy k = 0,4 ÷ 0,6 lấy k = 0,6;

Q: tải trọng chuyến (N), Q = 24915,25 (N);

f_2: hệ số ma sát giữa gỗ và mặt đường vận xuất f_2 = 0,4÷ 0,6, chọn lấy f_2 = 0,6;

P_j: lực quán tính của cây gỗ khi vận xuất, $P_j \approx 0$ (5) do tốc độ của máy kéo vận xuất gỗ nhỏ (khoảng 5 km/h);

F_d: lực cản do độ dốc dọc của trong lượng bó gỗ: $F_d = \pm Q.\sin\alpha$ (6)

Lực ma sát thành phần giữa càng ngoạm với gỗ sẽ có phương theo trục cây gỗ nên nó lệch so phương mặt đường vận xuất một góc γ, kết hợp các công thức (4), (5) và (6) ta có:

$$F_{ms}.\cos\gamma \geq [(1-k).Q.f_2 \pm Q.\sin\alpha] \qquad (6)$$

Thay F_{ms} từ công thức (2) vào công thức (6) ta được:

$$(N_1+N_2+N_3).f_1.\cos\gamma \geq [(1-k).Q.f_2 + Q.\sin\alpha] \qquad (7)$$

Do kết cấu ngoạm đối xứng (N_1 = N_2) nên ta có:

$$N_1 = \frac{Q.[(1-k).f_2 + \sin\alpha + k.f_1.\cos\gamma]}{2(1+\sin\varphi) f_1.\cos\gamma} =$$

$$= 12120 \text{ (N)} \qquad (8)$$

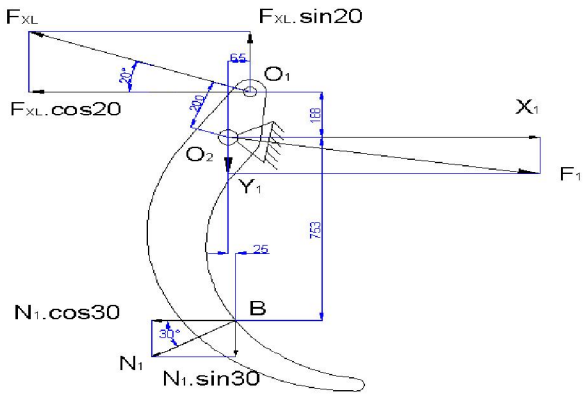
c. Thiết kế răng ngoạm

Sơ đồ phân tích lực tác dụng trên răng ngoạm khi làm việc (hình 05), gồm có:

- Lực tác dụng của xilanh thủy lực để đóng mở ngoạm (F_{xl});
- Phản lực tại chốt O_2 (F_1);
- Áp lực của gỗ lên răng ngoạm (N_1).

Lập phương trình cân bằng mô men của các lực đối điểm 0_2, từ đó suy ra lực cần thiết của xilanh thủy lực đóng mở ngoạm:

$$F_{xl} = \frac{N_1.\cos 30^0.753 + N_1.\sin 30^0.25}{200} = 26849 \text{ (N)} \qquad (9)$$



Hình 05

Từ sơ đồ phân tích lực (hình 05) ta xác định được tiết diện nguy hiểm nhất của răng ngoạm là tại tâm của chốt O_2 .

Diện tích tiết diện nguy hiểm được tính theo công thức (10):

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_u} \pm \frac{N}{F} \leq [\sigma] \quad (10)$$

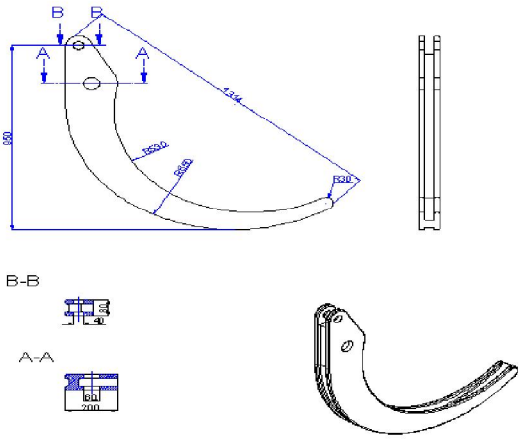
Trong đó:

M_{max}, W_u– mô men uốn và chống uốn tại tiết diện nguy hiểm;

N- lực kéo (nén) tại tiết diện nguy hiểm;

F – diện tích tiết diện nguy hiểm;

$[\sigma]_u$ - ứng suất uốn cho phép của thép 45.



Hình 06. ***Kết cấu càng ngoạm***

Chọn trước bề dày răng ngoạm tại tiết diện nguy hiểm, b = 70 mm. Thay các số liệu tính toán được ở trên vào công thức (10) được kích thước bề rộng của răng ngoạm (a) tại tiết diện nguy hiểm là: $a \geq$ 177,94(mm). Căn cứ vào kích thước tiết diện nguy hiểm, các kích thước khác của răng ngoạm được xác định theo nguyên tắc chép hình từ kích thước của răng ngoạm trên máy CAT4. Sử dụng phần mềm Autocad để vẽ biên dạng của răng ngoạm thiết kế (hình 06).

3.2.3. Thiết kế cần nâng hạ ngoạm

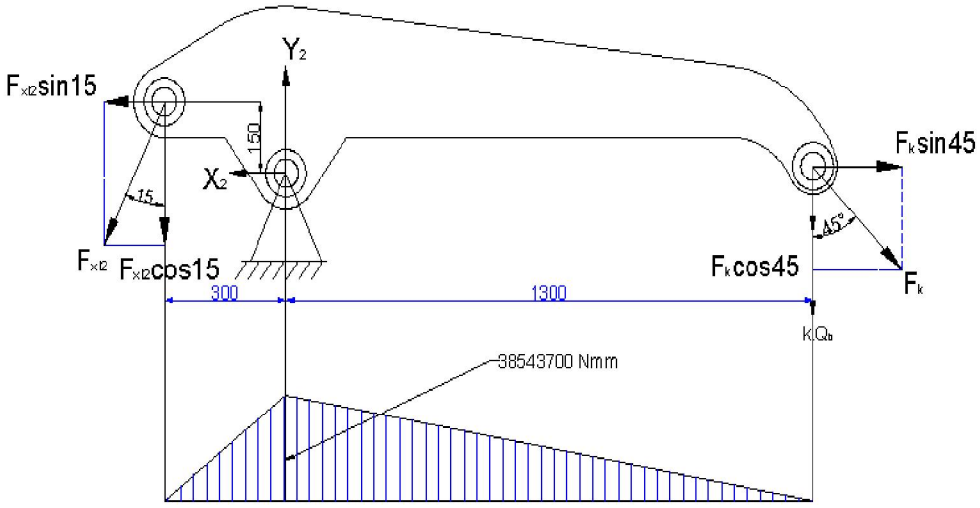
Sơ đồ phân tích lực và biểu đồ mô men của các lực tác dụng lên cần treo ngoạm khi làm việc (hình 07), bao gồm:

- Lực kéo nửa lết gỗ trên mặt đường vận xuất: $F_k = F_{tt} \cos 45^0 = 21000$ N (11)

Với F_{tt} là lực kéo tiếp tuyến của máy kéo;

- Phần trọng lượng của bó gỗ đặt lên ngoạm là: kQ = 0,6.24915,25 N

- Lực tác dụng của xi lanh thuỷ lực nâng hạ cần treo ngoạm F_{xl2}.



Hình 07

Kết cấu và kích thước của cần treo ngoạm được xác định theo phương pháp sau: Căn cứ vào sơ đồ phân tích các lực tác dụng lên cần treo ngoạm (hình 07), dựa vào hình dạng và kích thước tổng thể của càng ngoạm, ta chọn kết cấu của cần theo dạng dầm bền đều với tiết diện là hình hộp chữ nhật rỗng có các kích thước như sau:

- Tại đầu treo ngoạm chọn:

a = 100 mm ; b = 150mm;
a_1= 60 mm; b_1 = 110 mm.

- Tại trụ đỡ chọn:

a = 200 mm; b = 300 mm;
a_1= 160 mm; b_1 = 260 mm.

- Tại điểm lắp xilanh thuỷ lực nâng hạ cần treo ngoạm chọn:

a = 150 mm; b = 200 mm;
a_1= 110 mm; b_1 = 160 mm;

Sau khi đã chọn xong kết cấu và kích thước của càng treo ngoạm, tiến hành kiểm tra bền cho tiết diện nguy hiểm theo công thức:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_u} \pm \frac{N}{F} \le [\sigma]_u \qquad (12)$$

Chọn vật liệu làm cần là thép CT5, tra bảng (7.2) [1], ta có $[\sigma]_u = 58$ (N/mm^2)

Trong đó:

M_{max} – mô men uốn lớn nhất tại tiết diện nguy hiểm:

M_{max} = 38543,7.10^3 (Nmm)

W_u – mô men chống uốn tại tiết diện nguy hiểm:

$$W_u = \frac{a.b^2}{6} - \frac{a_1 b_1^2}{6} = 1184.10^3 \qquad (13)$$

N- lực nén tại tiết diện nguy hiểm:

$$N = F_{xl}.\sin 20^0 - N_1.\sin 30^0 = 7713 \text{ (N)} \qquad (14)$$

F - tiết diện nguy hiểm:

F = a.b- $a_1 b_1$ = 18400 mm^2 (15)

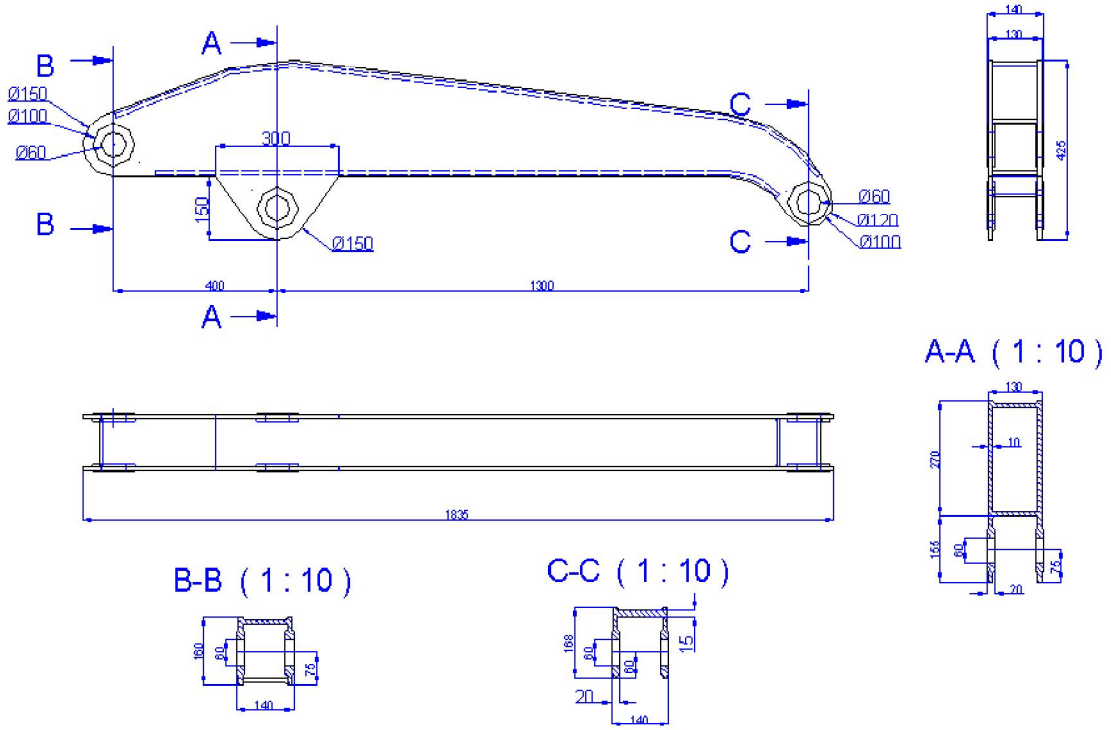
$[\sigma]_u$ - ứng suất uốn cho phép,

$[\sigma]_u = 50$ (N/mm^2)

Thay các số liệu trên vào công thức (12) ta được:

$$\sigma_{max} = \frac{38543.10^3}{1184.10^3} + \frac{7713}{18400} = 32,97 \le 50 \text{ (N/mm}^2\text{)} \qquad (16)$$

Từ (16) ta thấy tiết diện lựa chọn như vậy là thoả mãn điều kiện bền với hệ số an toàn là: n = 1,5165. Sau khi tính chọn được kích thước tại các tiết diện của cần, tiến hành xây dựng bản vẽ chế tạo cần treo ngoạm (hình 08).



Hình 08. ***Cần treo ngoạm***

3.2.4. Thiết kế chốt

Vật liệu làm chốt là thép 45; tra bảng (7.21) [5] ta có: $[\tau]_c = 120$ N/mm^2

Chiều dài chốt được chọn theo kích thước càng ngoạm thiết kế là:15 (cm). Đường kính của chốt được tính theo điều kiện bền cắt:

- Tính cho chốt O_1 (chốt xi lanh với cần treo càng ngoạm)

$$d_{c1} \geq \sqrt{\frac{4.F_{xl2}}{\pi[\tau]_c}} = 29{,}28 \text{ mm.}$$

Chọn $d_{c1} = 35$ mm (17)

Trong đó: F_{xl2} - lực của xi lanh tác dụng cắt chốt, $F_{xl2} = 58577$ N

- Tính cho chốt O_2 (chốt càng ngoạm)

$$d_{c2} \geq \sqrt{\frac{4.N_2}{3{,}14.[\tau]_c}} = 24{,}57 \text{ mm.}$$

Chọn $d_{c2} = 30$ mm (18)

Trong đó: N_2 - Tổng hợp các lực tác dụng cắt chốt

- Tính cho chốt O_3 (chốt cần với trụ đỡ)

$$\tau_c = \frac{M_u}{2.0{,}1.d_{c3}^3} + \frac{F_k.\sin 45^0}{2.\pi.\frac{d_{c3}^2}{4}} \leq [\tau]_c \quad (19)$$

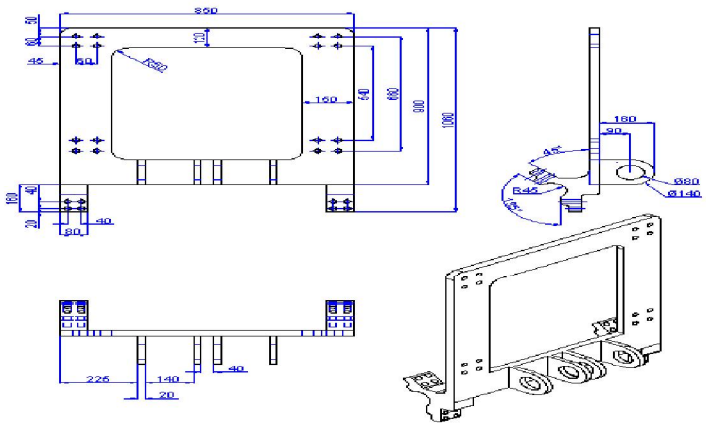
Giải phương trình (19) ta được:

$d_{c3} \geq 56$ mm.

Chọn $d_{c3} = 60$ mm

3.2.5. Thiết kế khung đỡ

Căn cứ kết cấu của máy kéo cơ sở, kích thước của các bộ phận lắp trên khung, tác giả lựa chọn vật liệu chế tạo khung đỡ là thép 45. Sau khi tính toán bền đã xây dựng bản vẽ chế tạo khung đỡ (hình 09).



Hình 09

3.2.6.Thiết kế bu lông

Sơ đồ tính toán nhóm bu lông lắp khung đỡ chính lên máy kéo DT75 được thể hiện như hình 10. Bằng phương pháp phân tích, tổng hợp các lực tác dụng lên từng bu lông, sau đó so sánh đã tìm được nhóm bulông số 2 và 3 chịu lực lớn nhất: $T_2 = T_3 = 81282$ (N)

+ Tính toán chọn loại bulông:

Tại vị trí số 2 bố trí 4 chiếc bulông do đó mỗi chiếc bulông chịu một lực là:

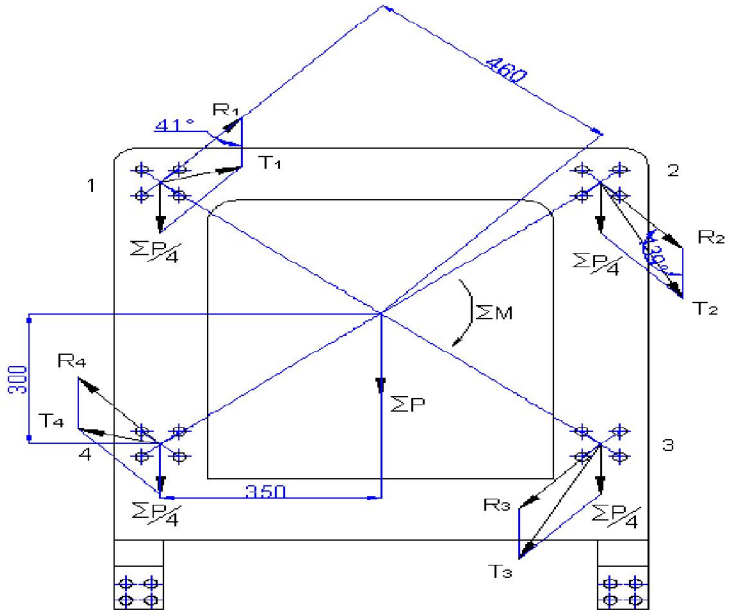
$$T_{bl} = \frac{T_2}{4} = \frac{81282}{4} = 20320 \text{ (N)} \qquad (20)$$

Chọn vật liệu chế tạo bulông là thép CT3, $[\sigma]_k = 220$ N/mm^2

Đường kính bulông được xác định theo sức bền kéo:

$$d \geq \sqrt{\frac{4.T_{bl}.1{,}3}{\pi[\sigma]_k}} = 12{,}37 \text{ mm} \qquad (21)$$

Vậy chọn bulông có ký hiệu M16 x2



Hình 10

3.3. Lựa chọn xilanh thủy lực

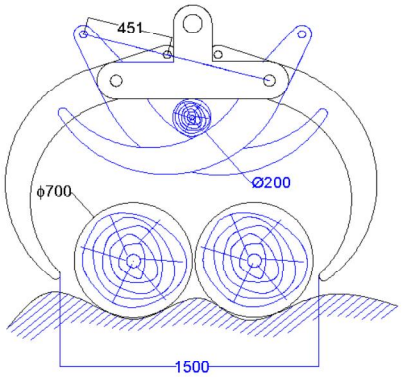
3.3.1. Xi lanh thủy lực đóng mở ngoạm

- Xác định hành trình làm việc của xi lanh đóng mở ngoạm

Căn cứ vào tải trọng chuyến lớn nhất và nhỏ nhất và kích thước gỗ vận xuất để xây dựng kết cấu của ngoạm đang làm việc khi mở lớn nhất và nhỏ nhất như hình (11) Sử dụng phần mềm AutoCAD vẽ và xác định được hành trình làm việc của xilanh là S_1 = 300 mm.

- Chọn xilanh

Căn cứ vào giá trị lực cần thiết của xilanh thủy lực F_{xl} (9) và hành trình làm việc của xilanh (S_1), ta chọn xilanh thuỷ lực đóng mở ngoạm là $\phi 63x300$ [14] với thông số kỹ thuật ở bảng 01.



Hình 11

Bảng 01. ***Các thông số của xilanh thuỷ lực đóng mở ngoạm***

Đường kính Φ (mm)	diện tích (cm^2)			Áp suất (kg/cm^2)		
				140		
	F_1	F_2		F_1	F_2	
		C	B		C	B
63	31,2	24,1	21,6	4343	3374	3016

3.3.2. Xilanh thủy lực nâng hạ cần treo ngoạm

- Xác định hành trình làm việc của xilanh nâng hạ cần treo ngoạm

Để xác định được hành trình làm việc của xilanh nâng hạ ngoạm, ta khảo sát cần nâng ngoạm ở hai vị trí: Vị trí thứ nhất cần treo ngoạm có thể hạ xuống thấp để ngoạm khúc gỗ nằm sâu cách mặt đất một khoảng là 600 mm; Vị trí thứ hai là khi cần nâng khúc gỗ lên cao khi vận suất (hình 12). Sử dụng phần mềm AutoCAD ta xác định được hành trình làm việc của xilanh thủy lực nâng hạ cần treo ngoạm là S_2 = 450 mm.

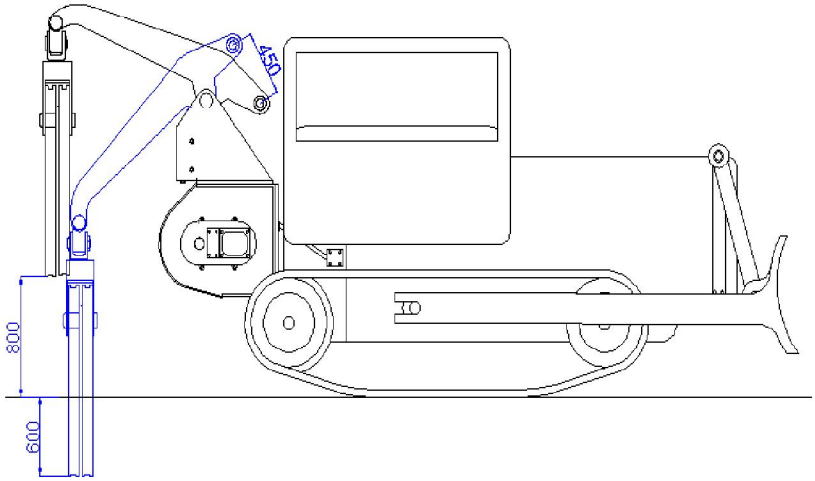
- Xác định lực cần thiết nâng hạ cần treo ngoạm

Sơ đồ phân tích lực tác dụng và biểu đồ mô men của các lực tác dụng lên cần như (hình 07).Viết phương trình cân bằng mô men của các lực đối với tâm chốt giữa cần treo ngoạm và khung đỡ ta được:

$$F_{xl2} = \frac{F_k.\cos 45^0.1300 + k.Q_b.1300}{\cos 15^0.400 + \sin 15^0.150} = 87972 \text{ (N)} \quad (22)$$

Chọn hai xilanh nên lực cần thiết nâng hạ cần ngoạm của mỗi xi lanh sẽ là: 43986 (N).

Căn cứ vào lực cần thiết (F_{xl2}) và hành trình làm việc của xilanh thủy lực nâng hạ cần treo ngoạm (S_2) ta chọn xilanh thuỷ lực nâng hạ cần ngoạm là $\phi 80x450$ [14] với thông số kỹ thuật ở bảng 02.



Hình 12. *Sơ đồ xác định hành trình xilanh nâng hạ ngoạm và lực tác dụng trên cần*

Bảng 02. *Thông số của xi lanh thuỷ lực nâng hạ cần treo ngoạm vận xuất*

Đường kính Φ (mm)	Diện tích (cm^2)			Áp suất (kg/cm^2)		
				140		
	F_1	F_2		F_1	F_2	
		C	B		C	B
80	50,3	40,6	38	7038	5676	5320

IV. KẾT LUẬN

Tham khảo tài liệu kết cấu của các loại ngoạm lắp với máy kéo vận xuất gỗ trên thế giới và trong nước để xây dựng một số phương án thiết kế, trên cơ sở đó đã lựa chọn được phương án thiết kế hợp lý.

Bằng tính toán lý thuyết đã xác định được tải trọng chuyến lớn nhất khi vận xuất gỗ bằng liên hợp máy kéo DT75 với càng ngoạm theo phương pháp kéo nửa lết là Q = 24934 N.

Bằng phương pháp cơ học lý thuyết đã xác định được áp lực cần thiết giữa răng ngoạm với gỗ, lực cần thiết của các xilanh thủy lực. Kết quả đó làm cơ sở cho việc thiết kế ngoạm vận xuất gỗ và các xilanh thủy lực đóng mở, nâng hạ ngoạm.

Bằng phương pháp lý thuyết thiết kế máy để tính toán chọn và kiểm tra bền các chi tiết chính của ngoạm vận xuất như kết cấu và kích thước của ngoạm, cần treo ngoạm, khung đỡ, bulông và chốt lắp ghép.

Sử dụng phần mềm Autocad và phương pháp cơ học để xác định được hành trình làm việc và đường kính của các xilanh thủy lực đóng mở ngoạm và nâng hạ cần treo ngoạm, cụ thể là: Xilanh đóng mở ngoạm có đường kính 63 mm hành trình 300 mm, xilanh nâng hạ ngoạm có đường kính 80 mm và hành trình 450 mm.

Kết quả tính toán là cơ sở cho việc chế tạo, lắp ráp và thử nghiệm thiết bị phục vụ cơ giới hóa khâu vận xuất gỗ rừng tự nhiên.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1.Trịnh Chất, Lê Văn Uyển (2002). *Tính toán thiết kế hệ thống dẫn động cơ khí*. Nhà xuất bản giáo dục, Hà Nội.

2. Nguyễn Nhật Chiêu (1999). *Xác định lực công nghệ tác dụng lên máy kéo khi vận xuất gỗ theo phương pháp kéo nửa lết*. Kết quả nghiên cứu khoa học 1995 - 1999, Nhà xuất bản Nông nghiệp – Hà Nội.

3. Nguyễn Trọng Hiệp, Nguyễn Văn Lẫm (1999). *Thiết kế chi tiết máy*. Nhà xuất bản giáo dục – Hà Nội.

4. Nguyễn Văn Nam (2006). *Thiết kế ngoạm lắp trên máy kéo bánh hơi để vận xuất gỗ*. Luận văn tốt nghiệp - Đại học lâm nghiệp.

5. Lê Văn Thái (2008). *Thiết kế, chế tạo cơ cấu kẹp gỗ lắp trên máy kéo*. Chuyên đề đề tài cấp Bộ: " Nghiên cứu công nghệ, cải tiến, thiết kế, chế tạo một số thiết bị phục vụ khai thác chọn rừng tự nhiên…" năm 2009.

6. Cataloge camel Hydraulic Cylinder.

DESIGN OF THE LOGGING GRAPPLE MOUNTED ON CLAWER DT75

Le Van Thai

SUMMARY

Log hauling in natural forest is hard work that requires lots of labor forces, so applying mechanization on log hauling is very necessary. Based on results of investigation on logging harvest in natural forest and relevant professional references . The article has presented a solution, a grapple mounted clawer DT75 is designed to skid logs as well as using AutoCAD software and the others mechanical design methods, the article has presented results of design calculations of main components for the hauling system, they are: Grapping teeth, suspension arms, frame, bolt, pin and hydraulic cylinders closing and opening grapple, dropping and lifting suspension arms.

Keywords: ***Clawer DT75, design, natural forest, log hauling, log skidding, log grapple, logging harvest .***

Người phản biện	**: TS. Phạm Minh Đức**
Ngày nhận bài	**: 24/7/2014**
Ngày phản biện	**: 20/8/2014**
Ngày quyết định đăng	**: 20/10/2014**