



TRƯỜNG ĐẠI HỌC LÂM NGHIỆP

TS. TRẦN VĂN TUỞNG (Chủ biên) - TS. HOÀNG SƠN

CƠ SỞ TÍNH TOÁN MÁY VÀ THIẾT BỊ KHAI THÁC - SƠ CHẾ GỖ

(SÁCH CHUYÊN KHẢO)

$$P = K.B.H \frac{U}{V}$$



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT

TRƯỜNG ĐẠI HỌC LÂM NGHIỆP
TS. Trần Văn Tường (Chủ biên) - TS. Hoàng Sơn

CƠ SỞ TÍNH TOÁN MÁY VÀ THIẾT BỊ KHAI THÁC - SƠ CHẾ GỖ

(Sách chuyên khảo)



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT



THƯ VIỆN
TRƯỜNG ĐẠI HỌC LÂM NGHIỆP

LỜI NÓI ĐẦU

Sách chuyên khảo *Cơ sở tính toán máy và thiết bị khai thác - sơ chế gỗ* được biên soạn dựa trên các kết quả nghiên cứu từ các công trình khoa học của nhóm tác giả, đồng thời kế thừa một cách có chọn lọc các kiến thức phù hợp từ các công trình khoa học, sách và các tài liệu khoa học khác đã được công bố. TS. Hoàng Sơn được phân công biên soạn mục 8.4, 8.6 và Chương 9. TS. Trần Văn Tường biên soạn các phần còn lại.

Cuốn sách phục vụ đào tạo sau đại học và làm tài liệu chuyên khảo để tính toán trong thiết kế, chế tạo và sử dụng các loại máy và thiết bị trong các khâu sản xuất nông lâm nghiệp. Sách bao gồm những kiến thức chuyên sâu về cơ sở tính toán cho từng loại máy cụ thể hiện đang được sử dụng rộng rãi ở Việt Nam cũng như các nước trên thế giới như các nhóm máy và thiết bị trong chặt hạ gỗ, vận xuất gỗ, vận chuyển gỗ, bóc dỡ gỗ và các hệ thống trong dây chuyền xẻ gỗ, trong đó chủ yếu tập trung vào sự tương tác qua lại giữa máy và thiết bị với đối tượng làm việc của chúng, đồng thời tập trung vào xác định động lực học của máy và thiết bị cũng như đưa ra cơ sở để tính toán trong thiết kế, chế tạo, vận hành và sử dụng máy và thiết bị. Ngoài ra, cuốn sách còn bao gồm những kiến thức chung về cơ sở tính toán đối với máy và thiết bị khai thác - sơ chế gỗ.

Nhân dịp này, nhóm tác giả xin chân thành cảm ơn những ý kiến đóng góp quý báu giúp hoàn thiện cuốn sách này từ các nhà khoa học và đồng nghiệp: PGS. TS. Dương Văn Tài, PGS. TS. Nguyễn Văn Quân, PGS. TS. Vũ Khắc Bảy, TS. Nguyễn Văn Tựu thuộc Trường Đại học Lâm nghiệp, PGS. TS. Nguyễn Ngọc Quế, TS. Bùi Việt Đức thuộc Học viện Nông nghiệp Việt Nam và nhiều nhà khoa học, đồng nghiệp khác.

Trong quá trình biên soạn, mặc dù nhóm tác giả đã cố gắng nhưng chắc chắn sẽ không tránh khỏi những thiếu sót. Chúng tôi rất mong tiếp tục nhận được sự đóng góp ý kiến của các nhà khoa học, đồng nghiệp và bạn đọc để sách ngày một hoàn thiện hơn trong lần tái bản sau, đáp ứng tốt hơn nhu cầu học tập, giảng dạy và nghiên cứu khoa học.

Nhóm tác giả





THƯ VIỆN
TRƯỜNG ĐẠI HỌC LÂM NGHIỆP

MỤC LỤC

Lời nói đầu	2
-------------------	---

Phần 1 NHỮNG VẤN ĐỀ CHUNG

Chương 1 ĐỘNG LỰC HỌC TRONG TÍNH TOÁN MÁY VÀ THIẾT BỊ

1.1. Các khái niệm cơ bản	12
1.1.1. Cơ hệ tự do và cơ hệ chịu liên kết	12
1.1.2. Di chuyển khả dĩ và số bậc tự do của cơ hệ	12
1.1.3. Tọa độ suy rộng cơ hệ	12
1.1.4. Lực tác dụng lên cơ hệ	13
1.1.5. Công khả dĩ và lực suy rộng	14
1.1.6. Liên kết lý tưởng	14
1.1.7. Bậc tự do của vật rắn	15
1.1.8. Các đặc trưng hình học khối của vật rắn	15
1.1.9. Các chuyển động của vật rắn	18
1.2. Nguyên lý D' Alembert đối với cơ hệ	21
1.3. Phương trình vi phân chuyển động Lagrange loại II	22
1.3.1. Xây dựng phương trình vi phân chuyển động Lagrange loại II	22
1.3.2. Trình tự thiết lập phương trình Lagrange loại II	23
1.4. Các bước nghiên cứu về động lực học của máy	25

Chương 2 LÝ THUYẾT CẮT GỖ

2.1. Khái niệm chung	29
2.2. Quá trình cắt gỗ bằng lưỡi cắt đơn giản	29
2.2.1. Lưỡi cắt đơn giản	29
2.2.2. Quá trình cắt đơn giản	30
2.3. Quá trình cắt phức tạp - cưa gỗ	38
2.3.1. Định nghĩa	38
2.3.2. Phân loại các dạng cưa gỗ	38
2.3.3. Cấu tạo và các thông số kỹ thuật của răng cưa	39

2.3.4. Quan hệ động học khi cưa.....	43
2.3.5. Lực tác dụng lên răng cắt	46
2.3.6. Lực và công suất cắt khi có nhiều răng cắt thực hiện quá trình cắt.....	55

Chương 3

CƠ SỞ TÍNH TOÁN NĂNG SUẤT VÀ CHI PHÍ SẢN XUẤT CỦA MÁY VÀ THIẾT BỊ

3.1. Phương pháp xác định năng suất của máy và thiết bị.....	58
3.1.1. Khái niệm năng suất.....	58
3.1.2. Phân loại năng suất.....	58
3.1.3. Các bước xác định năng suất thực tế của máy.....	59
3.2. Xác định chi phí sản xuất của máy và thiết bị	61
3.2.1. Khái niệm	61
3.2.2. Phương pháp xác định chi phí sản xuất.....	62

Phần 2

CƠ SỞ TÍNH TOÁN MÁY VÀ THIẾT BỊ KHAI THÁC GỖ

Chương 4

CƠ SỞ TÍNH TOÁN MÁY VÀ THIẾT BỊ CHẶT HẠ

4.1. Cơ sở tính toán cưa xích	68
4.1.1. Quan hệ động học của quá trình cưa gỗ bằng cưa xích	68
4.1.2. Xác định lực tác dụng lên phần tử cắt của xích cưa	69
4.1.3. Lực cắt và công suất cắt khi cưa gỗ bằng cưa xích	75
4.1.4. Công suất của động cơ cưa xăng	76
4.1.5. Hiện tượng rung động của cưa xăng khi làm việc	79
4.2. Động lực học của quá trình cây đổ	82
4.2.1. Trường hợp cây thẳng đứng và trọng tâm trùng với trục đối xứng của cây.....	83
4.2.2. Trường hợp cây nghiêng về hướng đổ của cây.....	84
4.2.3. Trường hợp cây nghiêng về hướng ngược với hướng đổ của cây.....	84

Chương 5

CƠ SỞ TÍNH TOÁN MÁY VÀ THIẾT BỊ TRONG VẬN XUẤT GỖ

5.1. Khái niệm và phân loại các thiết bị trong vận xuất gỗ.....	86
5.2. Cơ sở tính toán máy kéo vận xuất gỗ.....	86
5.2.1. Động lực học quá trình gom gỗ của máy kéo	86
5.2.2. Lực kéo tiếp tuyến của máy kéo	94

5.2.3. Cơ sở xác định tải trọng chuyển cho máy kéo.....	98
5.2.4. Động lực học của máy kéo bánh xích vận xuất gỗ.....	101
5.3. Cơ sở tính toán tời vận xuất gỗ.....	110
5.3.1. Xác định tải trọng tác dụng lên tời vận xuất gỗ.....	110
5.3.2. Tính toán công suất cần thiết của bộ phận động lực.....	111
5.3.3. Tính toán các bộ phận của tời.....	112
5.3.4. Tính toán dây chằng và cột đỡ.....	123
5.3.5. Ròng rọc và hệ ròng rọc.....	125
5.3.6. Tính toán dây buộc gỗ.....	126
5.3.7. Tính toán móc kéo gỗ.....	127
5.4. Cơ sở tính toán đường cáp vận xuất gỗ.....	128
5.4.1. Tính toán kỹ thuật cho một đường cáp.....	128
5.4.2. Tính toán dây cáp mang.....	129
5.4.3. Tính toán dây cáp kéo.....	132
5.4.4. Dung tích chứa cáp của trống tời.....	134
5.4.5. Tính toán tốc độ chuyển động của xe chở gỗ.....	135
5.4.6. Tính toán công suất động cơ.....	136
5.4.7. Tính toán tải trọng chuyển của đường cáp.....	136

Chương 6

CƠ SỞ TÍNH TOÁN THIẾT BỊ VẬN CHUYỂN GỖ

6.1. Khái niệm.....	140
6.1.1. Phân loại đường ô tô lâm nghiệp.....	140
6.1.2. Chỉ tiêu kỹ thuật chủ yếu của đường ô tô lâm nghiệp.....	141
6.2. Ảnh hưởng của mấp mô mặt đường lên xe vận chuyển.....	141
6.2.1. Mấp mô có chiều dài ngắn tác động lên các bánh xe mang tính va đập.....	142
6.2.2. Mấp mô dạng sin.....	142
6.2.2. Mấp mô theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995.....	143
6.3. Động lực học của ô tô vận chuyển gỗ.....	145
6.3.1. Động lực học của bánh xe bị động.....	145
6.3.2. Động lực học của bánh xe chủ động.....	147
6.3.3. Xác định phản lực pháp tuyến lên bánh xe trong mặt phẳng dọc.....	149
6.3.4. Xác định phản lực pháp tuyến lên bánh xe trong mặt phẳng ngang.....	151

6.4. Tải trọng hữu ích khi vận chuyển gỗ bằng ô tô	153
6.4.1. Tính toán tải trọng hữu ích của ô tô.....	153
6.4.2. Phân bố tải trọng hữu ích lên ô tô vận chuyển gỗ	154

Chương 7

CƠ SỞ TÍNH TOÁN MÁY VÀ THIẾT BỊ BỐC DỠ GỖ

7.1. Khái niệm và phân loại	156
7.2. Động lực học tay bốc thủy lực khi bốc dỡ gỗ	156
7.2.1. Quy đổi các khối lượng tập trung chuyển động	156
7.2.2. Tính các độ cứng quy đổi	158
7.2.3. Thiết lập mô hình động lực học của hệ	160
7.2.4. Cơ sở tính toán xác định các thông số cơ bản của TTL.....	161

Phần 3

CƠ SỞ TÍNH TOÁN MÁY VÀ THIẾT BỊ SƠ CHẾ GỖ

Chương 8

TÍNH TOÁN MÁY VÀ THIẾT BỊ CỬA XÈ

8.1. Khái niệm và phân loại	176
8.2. Mô hình tổng thể dây chuyền xẻ gỗ tự động.....	176
8.2.1. Mô hình tổng thể	176
8.2.2. Nguyên lý làm việc của dây chuyền xẻ gỗ tự động.....	177
8.3. Cơ sở lý thuyết thiết lập bản đồ xẻ.....	180
8.3.1. Nguyên liệu xẻ	180
8.3.2. Tỷ lệ thành khí.....	184
8.3.3. Bản đồ xẻ.....	185
8.4. Xây dựng hệ thống tự động lập bản đồ xẻ tối ưu	188
8.4.1. Thuật toán tối ưu tỷ lệ thành khí khi lập bản đồ xẻ.....	188
8.4.2. Mô hình hệ thống lập bản đồ xẻ tự động.....	188
8.4.3. Thiết lập hệ thống tự động lập bản đồ xẻ tự động	189
8.5. Cơ sở tính toán cửa vòng đứng	202
8.5.1. Cấu tạo và nguyên lý làm việc của cửa vòng đứng.....	202
8.5.2. Các thông số của cửa vòng đứng	204
8.5.3. Động lực học của cửa vòng đứng	206
8.5.4. Xác định một số thông số của cửa vòng đứng.....	214

8.6. Cơ sở tính toán hệ thống rọc rĩa tự động.....	218
8.6.1. Nguyên lý xác định vị trí cần rọc rĩa.....	218
8.6.2. Xác định các chuyển động của tấm ván.....	219
8.6.3. Xây dựng mô hình tổng thể hệ thống rọc rĩa tự động.....	220
8.7. Cơ sở tính toán hệ thống hút mùn cưa.....	221
8.7.1. Các thông số đầu vào để thiết kế.....	221
8.7.2. Xây dựng mô hình công nghệ hệ thống hút mùn cưa.....	221
8.7.3. Tính toán hệ thống xử lý mùn cưa.....	224

Chương 9

HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN DÂY CHUYỀN XÈ GỖ

9.1. Nhiệm vụ của hệ thống điều khiển.....	236
9.1.1. Điều khiển hệ thống cấp liệu tự động.....	237
9.1.2. Điều khiển hệ thống lập bản đồ xẻ tự động.....	237
9.1.3. Điều khiển hệ thống xoay lật và vạm kẹp gỗ.....	238
9.1.4. Điều khiển hệ thống cưa vòng đứng.....	239
9.1.5. Điều khiển hệ thống rọc rĩa tự động.....	239
9.1.6. Điều khiển hệ thống xếp đống tự động.....	240
9.1.7. Điều khiển hệ thống thu gom mùn cưa tự động.....	241
9.2. Cấu trúc hệ thống điều khiển dây chuyền xẻ gỗ.....	241
9.2.1. Cấp giám sát.....	242
9.2.2. Cấp điều khiển.....	242
9.2.3. Cấp thiết bị trường.....	242
9.3. Thiết kế phần cứng hệ thống điều khiển.....	242
9.3.1. Phân bố đầu vào ra cho PLC.....	242
9.3.2. Phân bố đầu vào ra cho PLC slave.....	252
9.4. Xây dựng chương trình điều khiển cho hệ thống điều khiển.....	256
9.4.1. Lưu đồ điều khiển cho PLC master.....	256
9.4.2. Lưu đồ điều khiển cho PLC slave.....	265
Tài liệu tham khảo.....	268





THƯ VIỆN
TRƯỜNG ĐẠI HỌC LÂM NGHIỆP

Phần 1

NHỮNG VẤN ĐỀ CHUNG



THU
VIÊN
TRƯỜNG ĐẠI HỌC LÂM NGHIỆP

Chương 1

ĐỘNG LỰC HỌC TRONG TÍNH TOÁN MÁY VÀ THIẾT BỊ

1.1. Các khái niệm cơ bản

1.1.1. Cơ hệ tự do và cơ hệ chịu liên kết

Cơ hệ tự do là tập hợp các chất điểm tự do mà di chuyển (vô cùng bé) của chúng từ vị trí đang xét theo bất kỳ phương nào cũng không bị cản trở. Cơ hệ chịu liên kết (cơ hệ không tự do) là tập hợp các chất điểm mà ngoài tương tác lực, vị trí và vận tốc của chúng còn bị ràng buộc bởi một số điều kiện hình học và động học cho trước, được gọi là những liên kết. Hầu hết các cơ hệ ứng dụng trong thực tế đều là những cơ hệ chịu liên kết.

1.1.2. Di chuyển khả dĩ và số bậc tự do của cơ hệ

* *Di chuyển khả dĩ (di chuyển có thể cho phép)*

Di chuyển khả dĩ là tập hợp các khả năng di chuyển vô cùng bé mà cơ hệ có khả năng thực hiện tại thời điểm khảo sát mà liên kết của cơ hệ cho phép (không phá vỡ liên kết của hệ). Di chuyển khả dĩ luôn gắn liền với một vị trí xác định nào đó của cơ hệ. Để không nhầm lẫn với di chuyển thật cần chú ý di chuyển khả dĩ ký hiệu δ^r ($\delta x, \delta y, \delta z$) trong khi di chuyển thật ký hiệu d^r (dx, dy, dz).

Di chuyển khả dĩ chỉ có ý nghĩa về mặt hình học, không có quan hệ với các lực tác dụng lên cơ hệ nên khi cơ hệ thực hiện di chuyển khả dĩ, hệ lực tác dụng lên cơ hệ không thay đổi và thời gian t được xem như thông số.

* *Số bậc tự do của cơ hệ*

Số bậc tự do của cơ hệ (ký hiệu là k) là số tối đa các di chuyển khả dĩ độc lập tuyến tính của cơ hệ. Số bậc tự do của cơ hệ được xác định thông qua việc phân tích khả năng chuyển động độc lập của cơ hệ. Trong hệ phẳng ta có thể cố định từng khớp để xét khả năng chuyển động của khớp còn lại. Trong các cơ cấu máy gồm các khâu là các vật rắn tuyệt đối thì số bậc tự do bằng số khâu dẫn. Sau khi đã xác định được số bậc tự do, để khảo sát động lực học của cơ hệ thì ta cần số thông số (tọa độ suy rộng) bằng số bậc tự do của hệ, đây cũng là số phương trình (ví dụ phương trình Lagrange II) cần thiết lập để tạo thành hệ phương trình vi phân.

1.1.3. Tọa độ suy rộng cơ hệ

Tọa độ suy rộng của cơ hệ (ký hiệu q_1, q_2, \dots, q_n) là tập hợp các thông số đủ để xác định được vị trí của cơ hệ trong một hệ quy chiếu xác định.

Tọa độ suy rộng có thể là tọa độ Descartes của các chất điểm thuộc cơ hệ (độ dài) hoặc có thể là góc quay (góc) của vật do đó có nhiều tập hợp các tọa độ suy rộng để xác

định vị trí của cơ hệ. Tuy nhiên, các tập hợp tọa độ suy rộng trên sẽ thuộc một trong hai loại tập hợp là tọa độ suy rộng gồm tọa độ suy rộng đủ và tọa độ suy rộng dư. Tọa độ suy rộng đủ là số tọa độ bằng với số bậc tự do của hệ và độc lập tuyến tính với nhau, không biểu diễn qua nhau được trong khi tọa độ suy rộng dư có số tọa độ nhiều hơn số bậc tự do của cơ hệ.

Nếu xác định được các tọa độ suy rộng đủ q_1, q_2, \dots, q_n . Các tọa độ suy rộng đủ này độc lập tuyến tính, ta có:

$$\begin{aligned}\vec{r}_k &= \vec{r}_k(q_1, q_2, \dots, q_n, t) \\ x_k &= x_k(q_1, q_2, \dots, q_n, t) \\ y_k &= y_k(q_1, q_2, \dots, q_n, t) \\ z_k &= z_k(q_1, q_2, \dots, q_n, t)\end{aligned}\quad (1.1)$$

Trong khảo sát động lực học của cơ hệ ta phải chọn được tọa độ suy rộng đủ và sử dụng chúng để lập phương trình vi phân chuyển động.

1.1.4. Lực tác dụng lên cơ hệ

Các lực tác dụng lên cơ hệ là các lực thay đổi theo thời gian và phụ thuộc không những vào vị trí và vận tốc của tất cả các chất điểm chịu tác dụng của lực mà còn phụ thuộc vào vị trí và vận tốc của tất cả các chất điểm của cơ hệ.

$$\vec{F}_k = \vec{F}_k(t, \vec{r}_1, \vec{r}_2, \dots, \vec{r}_N, \vec{v}_1, \vec{v}_2, \dots, \vec{v}_N) \quad (1.2)$$

Trong đó:

\vec{F}_k : Lực tác dụng lên chất điểm M_k ;

N : Số chất điểm thuộc cơ hệ;

\vec{r}_k : Vector định vị của chất điểm M_k ;

\vec{v}_k : Vector vận tốc của chất điểm M_k .

Tùy thuộc vào phương pháp dùng để giải bài toán động lực học, các lực tác dụng lên cơ hệ có thể phân loại thành nội lực và ngoại lực hoặc lực liên kết và lực hoạt động.

* Nội lực và ngoại lực

Nội lực \vec{F}_{ik} là lực do các chất điểm thuộc cơ hệ tác động lên nhau. Đặc điểm của nội lực là chúng luôn xuất hiện theo từng cặp trực đối nhau do đó vector chính và moment chính luôn triệt tiêu nhau.

Ngoại lực \vec{F}_{ek} là lực tác dụng vào cơ hệ từ bên ngoài do các vật thể từ bên ngoài tác dụng lên chất điểm M_k .

* Lực liên kết và lực hoạt động

Lực liên kết R_k là lực do liên kết tác dụng lên các chất điểm thuộc cơ hệ, các lực này có thể là phản lực của các giá đỡ, lực nối giữa hai khâu thuộc cơ hệ...

Lực hoạt động là loại lực không thuộc vào loại lực liên kết, ví dụ trọng lực của các chất điểm là lực hoạt động. Đặc điểm nổi bật của lực hoạt động là không phụ thuộc vào các liên kết đặt lên hệ trong khi lực liên kết không những tùy thuộc vào kết cấu của cơ hệ mà còn phụ thuộc vào các lực hoạt động tác dụng lên cơ hệ.

1.1.5. Công khả dĩ và lực suy rộng

Để tính lực suy rộng trước tiên ta cần phải tính công khả dĩ. Công của lực trong di chuyển khả dĩ được gọi là công khả dĩ của lực, ký hiệu là δA . Xét cơ hệ có các lực tác dụng $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_N$ và cơ hệ di chuyển khả dĩ $\delta \vec{r}_k$, ta có công thức tính công khả dĩ của các lực là:

$$\sum \delta A_k = \sum_{k=1}^N \vec{F}_k \cdot \delta \vec{r}_k = \sum_{k=1}^N (F_{kx} \cdot \delta x_k + F_{ky} \cdot \delta y_k + F_{kz} \cdot \delta z_k) \quad (1.3)$$

Giả sử hệ có n bậc tự do và có các tọa độ suy rộng đều $q_i, i=1, 2, \dots, n$, ta có:

$$\delta x_k = \sum_{i=1}^n \frac{\partial x_k}{\partial q_i} \delta q_i; \quad \delta y_k = \sum_{i=1}^n \frac{\partial y_k}{\partial q_i} \delta q_i; \quad \delta z_k = \sum_{i=1}^n \frac{\partial z_k}{\partial q_i} \delta q_i \quad (1.4)$$

Thay các đại lượng (1.4) vào (1.3) và sắp xếp lại các số hạng ta có:

$$\sum \delta A_k = \sum_{i=1}^n \left[\sum_{k=1}^N (F_{kx} \frac{\delta x_k}{\delta q_i} + F_{ky} \frac{\delta y_k}{\delta q_i} + F_{kz} \frac{\delta z_k}{\delta q_i}) \right] \delta q_i = \sum_{i=1}^n Q_i \cdot \delta q_i \quad (1.5)$$

Trong đó:

$$Q_i = \sum_{k=1}^N (F_{kx} \frac{\delta x_k}{\delta q_i} + F_{ky} \frac{\delta y_k}{\delta q_i} + F_{kz} \frac{\delta z_k}{\delta q_i}) \quad (1.6)$$

Biểu thức (1.6) được gọi là lực suy rộng của cơ hệ, đây là công thức tổng quát để tính lực suy rộng.

Ngoài ra, ta có thể tính lực suy rộng qua hàm thế năng của các lực có thể như trọng lực và lực đàn hồi. Đây là các lực mà công của lực không phụ thuộc vào quỹ đạo chuyển động mà chỉ phụ thuộc vào điểm đầu và điểm cuối.

Để tính lực suy rộng qua hàm thế năng trước tiên ta đi lập các hàm thế năng của cơ hệ, sau đó tính đạo hàm riêng của hàm thế năng theo các tọa độ suy rộng, ta tính được Q_i theo công thức như sau:

$$Q_i = \frac{\delta \Pi}{\delta q_i}, \quad i=1, 2, \dots, n \quad (1.7)$$

1.1.6. Liên kết lý tưởng

Liên kết lý tưởng là liên kết mà tổng công của tất cả các phản lực liên kết trên mọi di chuyển khả dĩ của cơ hệ đều bằng không.

$$\sum \delta A(\vec{R}_k) = \sum \vec{R}_k \cdot \delta \vec{r}_k = 0 \quad (1.8)$$

Một số liên kết lý tưởng thường gặp gồm:

1. Liên kết tựa trơn giữa hai vật rắn;
2. Liên kết dây mềm không dẫn có trọng lượng không đáng kể vắt qua ròng rọc nếu bỏ qua ma sát trục quay và sự trượt tương đối giữa ròng rọc và dây đai;
3. Liên kết giữa các ổ khớp nối hai vật chuyển động nếu bỏ qua ma sát.

1.1.7. Bậc tự do của vật rắn

Khi mô tả chuyển động của một vật rắn trong nghiên cứu động lực học, ta phải xác định được chuyển động của vật rắn. Để xác định vị trí của vật rắn ta cần phải xác định vị trí của ba điểm bất kỳ không thẳng hàng của nó, nghĩa là cần và chỉ cần xác định vị trí của một tam giác bất kỳ gắn liền với vật rắn. Để xác định vị trí của một điểm trong không gian cần phải xác định ba tọa độ, do đó vị trí của ba điểm bất kỳ được xác định bởi chín tọa độ. Tuy nhiên, đối với vật rắn thì ba điểm đó chính là ba đỉnh của một tam giác xác định nên chín tọa độ đó không độc lập đối với nhau mà liên hệ với nhau bằng ba phương trình xác định độ dài không đổi của ba cạnh tam giác, do vậy ba điểm đó chỉ còn có sáu tọa độ độc lập. Như vậy để xác định vị trí của vật rắn chỉ cần xác định 6 tọa độ hay 6 tham số độc lập. Số tham số độc lập cần biết để xác định vị trí của vật rắn gọi là số bậc tự do của chúng.

Vật rắn tự do hoàn toàn có 6 bậc tự do. Trong trường hợp vật rắn không hoàn toàn tự do thì số bậc tự do của chúng nhỏ hơn 6. Khi một vật rắn có một điểm hoàn toàn cố định (khớp cầu) thì ba tọa độ của điểm đó là hoàn toàn xác định và vật rắn chỉ còn lại 3 bậc tự do. Khi vật rắn có hai điểm cố định hoàn toàn, nghĩa là nó chỉ có thể quay quanh trục đi qua hai điểm trên thì vật rắn chỉ còn lại một bậc tự do để xác định vị trí của vật quay quanh trục.

Khi nghiên cứu chuyển động của vật rắn cần xác định vị trí của vật tại mọi thời điểm, khi đó ta cần xác định quy luật biến thiên theo thời gian của các tham số độc lập, hay nói cách khác số phương trình cần phải xác định bằng số bậc tự do của vật rắn.

1.1.8. Các đặc trưng hình học khối của vật rắn

a. Khối tâm của vật rắn

Trong trường hợp tổng quát, khi gốc tọa độ O chọn bất kỳ, thì khối tâm (trọng tâm) của một vật là một điểm G mà vị trí của nó được xác định bởi phương trình:

$$\vec{OG} = \vec{r}_G = \frac{\sum_i m_i \vec{r}_i}{\sum_i m_i} = \frac{\sum_i m_i \vec{r}_i}{M} \quad (1.9)$$

Trong đó:

m_i : Khối lượng của điểm i ;

\vec{r}_i : Vị trí của chất điểm m_i ;

M : Khối lượng của vật rắn.

Trong tọa độ Descartes và nếu chất điểm phân bố liên tục thì:

$$\begin{aligned}x_G &= \frac{1}{m} \int x dm \\y_G &= \frac{1}{m} \int y dm \\z_G &= \frac{1}{m} \int z dm\end{aligned}$$

Trong trường hợp vật tác dụng của trọng lực thì khối tâm trùng với trọng tâm (là điểm đặt trọng lực của vật). Nếu vật rắn là đồng chất có trục hoặc mặt phẳng đối xứng thì khối tâm nằm trên trục hoặc mặt phẳng đối xứng. Dưới đây là khối tâm của một số hình đặc biệt:

1. Khối tâm của một thanh đồng chất là điểm giữa của thanh;
2. Khối tâm của các hình bình hành, hình chữ nhật, hình vuông, hình hộp chữ nhật, khối lập phương đồng chất là tâm của chúng;
3. Khối tâm của tam giác đồng chất là giao điểm của các trung tuyến;
4. Khối tâm của cung tròn đồng chất AB có bán kính R và góc tại tâm $AOB = 2\alpha$ được tính theo công thức: $x_G = R \frac{\sin \alpha}{\alpha}$. Nếu cung AB là nửa hình tròn ta có: $x_G = R \frac{2R}{\pi}$;
5. Khối tâm của một quạt tròn đồng chất AOB tâm O có bán kính R và góc tâm $AOB = 2\alpha$ được tính theo công thức: $x_G = \frac{2}{3} R \sin \alpha$. Nếu hình quạt tròn là nửa mặt tròn ta có: $x_G = \frac{3R}{4\pi}$.

Nếu tấm phẳng đồng chất được ghép từ m phần tử, mỗi phần tử có diện tích F_i , moment tĩnh đối với các trục x và y tương ứng là S_{xi} , S_{yi} và khối tâm tại $G_i(x_i, y_i)$ thì khối tâm G có tọa độ:

$$x_c = \frac{\sum_{i=1}^m S_{yi}}{\sum_{i=1}^m F_i}; \quad y_c = \frac{\sum_{i=1}^m S_{xi}}{\sum_{i=1}^m F_i}$$

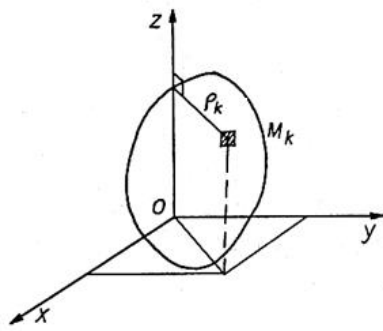
b. Moment quán tính của vật rắn

Moment quán tính của vật là đại lượng đặc trưng cho quán tính trong chuyển động quay của vật rắn quanh một trục cố định. Giả sử chia vật thành N phần tử, mỗi phần tử có khối lượng m_k và cách trục z một khoảng ρ_i (hình 1.1), khi đó moment quán tính của vật đối với trục z là đại lượng vô hướng và được xác định theo công thức:

$$I_z = \sum_{i=1}^N I_i = \sum_{i=1}^N m_i \rho_i^2$$

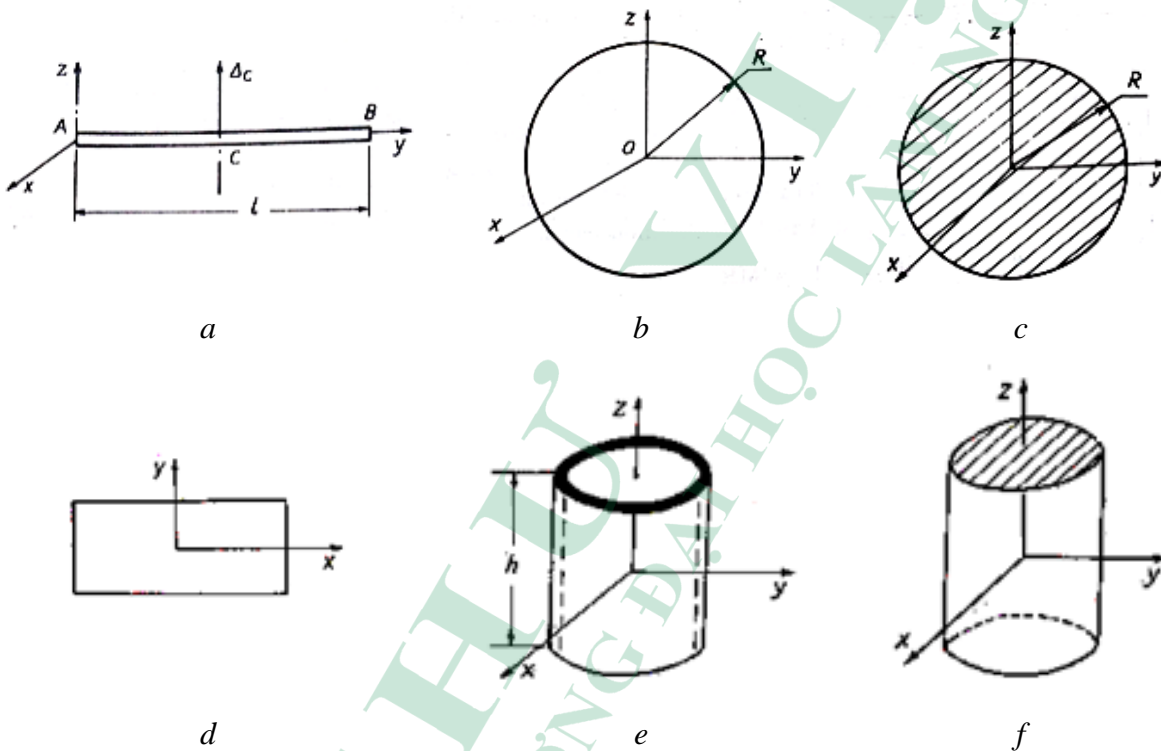
Nếu khối lượng của vật phân bố liên tục thì ta có thể chia nhỏ vật tùy ý, khi đó m_i sẽ thành dm , ta có:

$$I = \lim_{m_i \rightarrow 0} \sum_{i=0}^N m_i \cdot r_i^2 \rightarrow I = \int \rho^2 dm \quad (1.10)$$



Hình 1.1. Sơ đồ xác định moment quán tính của vật đối với trục \$z\$

Moment quán tính của một số vật đồng chất thể hiện như hình 1.2:



Hình 1.2. Mô hình tính moment quán tính của một số vật đồng chất phổ biến

Thanh đồng chất có chiều dài \$l\$ và khối lượng \$M\$ (hình 1.2a).

$$I_{\Delta G} = \frac{M.l^2}{12}; I_x = I_z = \frac{M.l^2}{3}; I_y = 0 \quad (1.11)$$

Vành tròn đồng chất có bán kính \$R\$ và khối lượng \$M\$ (hình 1.2b).

$$I_x = M.R^2; I_y = I_z = \frac{1}{2}.M.R^2 \quad (1.12)$$

Mặt tròn đồng chất, bán kính \$R\$ và khối lượng \$M\$ (hình 1.2c).

$$I_x = \frac{1}{2}.M.R^2; I_y = I_z = \frac{1}{4}.M.R^2 \quad (1.13)$$

Tấm chữ nhật đồng chất có các cạnh $2a$ và $2b$, khối lượng M (hình 1.2d).

$$I_x = \frac{1}{12} M.b^2; I_y = \frac{1}{12} M.a^2 \quad (1.14)$$

Trụ rỗng đồng chất khối lượng M , bán kính R và chiều cao h (hình 1.2e).

$$I_z = M.R^2; I_x = I_y = \frac{1}{2} M(R^2 + \frac{1}{6} h^2) \quad (1.15)$$

Trụ đặc đồng chất khối lượng M , bán kính R và chiều cao h (hình 1.2f).

$$I_z = \frac{1}{2} M.R^2; I_x = I_y = \frac{1}{4} M(R^2 + \frac{1}{3} h^2) \quad (1.16)$$

1.1.9. Các chuyển động của vật rắn

1.1.9.1. Vật rắn chuyển động tịnh tiến

a. Khái niệm

Chuyển động tịnh tiến của vật rắn là chuyển động mà trong đó một đoạn thẳng xác định bởi hai điểm bất kỳ A và B của vật rắn luôn song song với chính nó. Hay nói cách khác, trong chuyển động tịnh tiến của vật rắn, quỹ đạo của mọi điểm là những đường cong như nhau, độ dịch chuyển, vận tốc và gia tốc của các điểm bất kỳ A và B luôn bằng nhau.

Nhờ tính chất này khi khảo sát chuyển động tịnh tiến, ta chỉ cần khảo sát chuyển động của một điểm bất kỳ của vật rắn. Trong nhiều trường hợp, người ta thường chọn điểm đó là khối tâm của vật rắn.

Cần lưu ý chuyển động tịnh tiến không nhất thiết phải là chuyển động thẳng mà có thể là chuyển động theo một quỹ đạo nào đó, ví dụ chuyển động của pêđan xe đạp, của cái đu quay cũng là chuyển động tịnh tiến mặc dù quỹ đạo của pêđan xe đạp là một đường xyclôit.

b. Lực quán tính thu gọn của vật rắn chuyển động tịnh tiến

Khảo sát một vật rắn có khối lượng m chuyển động tịnh tiến với gia tốc \vec{a} . Xem vật rắn được tạo nên bởi i phần tử có khối lượng m_i chuyển động giống nhau với gia tốc \vec{a} . Ta có hệ lực quán tính gồm vô số các lực song song cùng chiều nhưng ngược chiều với chiều của gia tốc \vec{a} . Áp dụng phương pháp thu gọn hệ lực để thu gọn hệ lực trên về khối tâm G của vật ta được một lực có cùng phương và ngược chiều với gia tốc \vec{a} gọi là lực quán tính \vec{F}_{qt} và có trị số được xác định như sau:

$$\vec{F}_{qt} = m\vec{a} \quad (1.17)$$

* Phương trình vi phân chuyển động tịnh tiến của vật rắn

Giả sử vật rắn chịu tác dụng của các lực $(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n)$, theo nguyên lý D' Alembert, hợp lực của các lực trên đặt tại khối tâm G của vật rắn, có cùng phương nhưng khác chiều với lực quán tính.

$$\vec{F}_k + \vec{F}_{qt} = 0 \quad (1.18)$$

Hay: $\sum \vec{F}_k - m\vec{a} = 0$ hoặc $\sum \vec{F}_k = m\vec{a}$

1.1.9.2. Vật rắn chuyển động quay quanh một trục cố định

a. Khái niệm

Chuyển động của vật rắn có hai điểm luôn cố định được gọi là chuyển động quay quanh một trục cố định. Đường thẳng đi qua hai điểm đó được gọi là trục quay của vật rắn chuyển động. Khi đó bậc tự do của vật rắn bằng một, vị trí của vật rắn được xác định bởi một tọa độ duy nhất là góc quay φ .

Khi một vật chuyển động quay quanh một trục, mỗi điểm thuộc vật sẽ chuyển động trên những đường tròn có tâm nằm trên trục quay với bán kính gọi là bán kính quay của điểm. Trong cùng một khoảng thời gian, mọi điểm của vật rắn đều quay được cùng một góc φ , vận tốc góc $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ và gia tốc góc $\bar{\varepsilon} = \frac{d\omega}{dt}$ như nhau.

b. Lực quán tính thu gọn của vật rắn chuyển động quay quanh một trục

Ta có hệ lực quán tính đối với trục O của vật rắn (tấm phẳng) gồm lực và ngẫu lực như sau:

$$\begin{aligned}\vec{F}_0^{qt} &= -m\vec{a}_c \\ \vec{M}_0^{qt} &= -I_0\bar{\varepsilon}\end{aligned}\quad (1.19)$$

Trong đó:

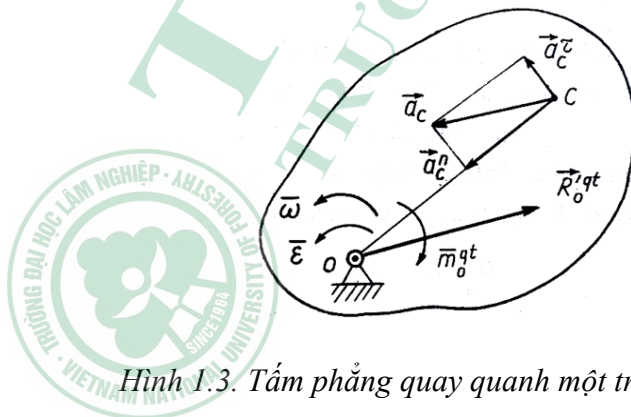
m : Khối lượng của tấm phẳng;

I_0 : Moment quán tính của tấm phẳng;

$\bar{\varepsilon}$: Gia tốc góc của tấm;

a_c : Gia tốc của khối tâm C .

Nếu tấm quay đều quanh trục qua khối tâm ($\theta \equiv C, \varepsilon = 0, a_c = 0$) thì $\vec{F}_0^{qt} = 0$ và $\vec{M}_0^{qt} = 0$. Trường hợp này gọi là trục quay cân bằng.



Hình 1.3. Tấm phẳng quay quanh một trục cố định

Nếu tâm quay đều quanh trục không qua khối tâm thì $\vec{M}_O^{qt} = 0$ và $\vec{F}_O^{qt} = -m\vec{a}_c$, lúc này hệ lực quán tính $F_0^{qt} = m\omega_0^2 r$ trong đó r là bán kính khối tâm đến O .

c. Phương trình vi phân chuyển động và phản lực trục quay

Giả sử tâm phẳng chịu tác dụng của hệ lực phẳng $(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n)$ là các lực hoạt động, lực liên kết là phản lực \vec{R}_0 . Theo nguyên lý D' Alembert có:

$$(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n, \vec{R}_0, \vec{F}_1^{qt}, \vec{F}_2^{qt}, \dots, \vec{F}_n^{qt}) = 0 \quad (1.20)$$

Điều kiện vector chính và moment chính đối với trục quay O triệt tiêu ta có:

$$\sum \vec{F}_k + \vec{R}_0 - m\vec{a}_c = 0 \text{ (Từ phương trình này có thể xác định } \vec{R}_0\text{);}$$

$\sum \vec{M}_O(\vec{F}_k) - I_O\vec{\varepsilon} = 0$ (Gọi là phương trình vi phân chuyển động của vật quay. Từ đây xác định được gia tốc góc $\vec{\varepsilon}$, phân tích ta xác định được vận tốc góc $\vec{\omega}$, từ đó tìm được gia tốc khối tâm C là \vec{a}_c).

1.1.9.3. Vật rắn chuyển động song phẳng

a. Khái niệm

Chuyển động của vật rắn là chuyển động song phẳng nếu quỹ đạo của mọi điểm của vật rắn đều nằm trong những mặt phẳng song song với một mặt phẳng cố định P cho trước và gọi là mặt phẳng quy chiếu.

Chuyển động song phẳng khá phổ biến trong thực tế. Ví dụ chuyển động tịnh tiến của ô tô trên đường, chuyển động quay của vật rắn, chuyển động lăn không trượt của một hình trụ trên một mặt phẳng với hai mặt đáy của hình trụ được coi là mặt phẳng quy chiếu...

Khi một vật rắn chuyển động song phẳng thì mọi điểm của nó nằm trên đường thẳng MM' vuông góc với mặt phẳng quy chiếu P thì đều chuyển động giống nhau. Vì vậy khi nghiên cứu chuyển động song phẳng ta chỉ cần nghiên cứu chuyển động của một tiết diện S bất kỳ của vật rắn song song với mặt phẳng P là đủ. Khi đó, bài toán khảo sát chuyển động song phẳng của vật rắn đưa về bài toán chuyển động của một tiết diện phẳng của nó trong mặt phẳng chứa tiết diện phẳng song song với mặt phẳng quy chiếu.

b. Hệ lực quán tính rút gọn

Xét trường hợp tâm phẳng, giả sử tại thời điểm khảo sát vật có gia tốc \vec{a}_c , vận tốc góc $\vec{\omega}$ và gia tốc góc $\vec{\varepsilon}$. Thu gọn hệ lực quán tính về khối tâm C ta có lực và ngẫu lực như sau (hình 1.4):

$$\begin{aligned} \vec{F}_c^{qt} &= -m\vec{a}_c \\ \vec{M}_c^{qt} &= -I_c\vec{\varepsilon} \end{aligned} \quad (1.21)$$

Trong đó:

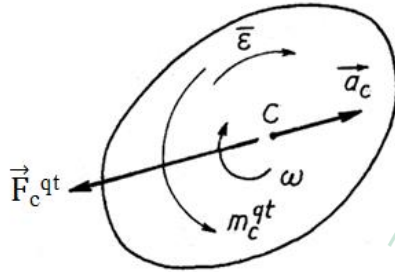
m : Khối lượng của tâm phẳng;

I_c : Moment quán tính của tâm phẳng với khối tâm C .

c. Phương trình vi phân chuyển động song phẳng

Giả sử tấm phẳng chịu tác dụng của hệ lực $(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n)$. Theo nguyên lý D' Alembert ta có:

$$(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n, \vec{F}_1^{qt}, \vec{F}_2^{qt}, \dots, \vec{F}_n^{qt}) = 0 \quad (1.22)$$



Hình 1.4. Tấm phẳng chuyển động song phẳng

Điều kiện vector chính và moment chính đối với khối tâm C của hệ lực này triệt tiêu, ta có:

$$\begin{aligned} \sum \vec{F}_k - m\vec{a}_c &= 0 \text{ hay } \sum \vec{F}_k = m\vec{a}_c \\ \sum \bar{M}O(\vec{F}_k) - I_O\bar{\varepsilon} &= 0 \text{ hay } \sum \bar{M}O(\vec{F}_k) = I_O\bar{\varepsilon} \end{aligned} \quad (1.23)$$

1.2. Nguyên lý D' Alembert đối với cơ hệ

Khảo sát cơ hệ gồm N chất điểm M_1, M_2, \dots, M_N dưới tác dụng của hệ lực $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_N$ chuyển động với gia tốc $\vec{a}_1, \vec{a}_2, \dots, \vec{a}_N$. Xét chất điểm M_k có khối lượng m_k chuyển động với gia tốc \vec{a}_k . Chất điểm của cơ hệ di chuyển khả dĩ $\delta\vec{r}_k$. Theo định luật 2 của Newton ta có:

$$\vec{F}_k^{qt} = -m_k \cdot \vec{a}_k \quad (1.24)$$

Theo nguyên lý D' Alembert, tại mỗi thời điểm lực tác dụng lên các chất điểm và các lực quán tính của các chất điểm thuộc cơ hệ tạo thành một hệ lực cân bằng.

$$(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_N, \vec{F}_1^{qt}, \vec{F}_2^{qt}, \dots, \vec{F}_N^{qt}) = 0 \quad (1.25)$$

Kết hợp (1.8), ta có:

$$\sum_{k=1}^N (\vec{F}_k - m_k \cdot \vec{a}_k) \delta\vec{r}_k = 0 \quad (1.26)$$

Phương trình (1.26) gọi là phương trình cơ bản của động lực học và dựa vào phương trình tổng quát này để xây dựng phương trình Lagrange loại II.

Phương trình trên cũng có thể được viết dưới dạng tọa độ như sau:

$$\sum_{k=1}^N (F_{kx} - m_k \cdot \ddot{x}_k) \delta r_k + (F_{ky} - m_k \ddot{y}_k) \delta r_k + (F_{kz} - m_k \ddot{z}_k) \delta r_k = 0 \quad (1.27)$$

Phương trình (1.27) còn được gọi là phương trình Lagrange loại I.

1.3. Phương trình vi phân chuyển động Lagrange loại II

1.3.1. Xây dựng phương trình vi phân chuyển động Lagrange loại II

Từ phương trình (1.27) ta có:

$$\sum_{k=1}^N m_k \vec{a}_k \delta r_k = \sum_{k=1}^N \vec{F}_k \delta r_k = 0 \quad (1.28)$$

Xét vế phải của (1.28), kết hợp (1.3) và biến đổi ta có:

$$\sum_{k=1}^N \vec{F}_k \delta r_k = \sum_{k=1}^N \vec{F}_k \sum_{i=1}^n \frac{\partial \vec{r}_k}{\partial q_i} \delta q_i = \sum_{k=1}^N (\vec{F}_k \sum_{i=1}^n \frac{\partial \vec{r}_k}{\partial q_i}) \delta q_i = \sum_{i=1}^n Q_i \delta q_i \quad (1.29)$$

Xét vế trái (VT) của (1.28), kết hợp (1.3) và biến đổi ta có:

$$\begin{aligned} VT &= \sum_{k=1}^N m_k \vec{a}_k \delta r_k = \sum_{k=1}^N m_k \frac{d\vec{r}_k}{dt} \sum_{i=1}^n \frac{\partial \vec{r}_k}{\partial q_i} \delta q_i \\ &= \frac{d}{dt} \sum_{k=1}^N \sum_{i=1}^n m_k \dot{r}_k \frac{\partial \vec{r}_k}{\partial q_i} \delta q_i - \sum_{k=1}^N m_k \dot{r}_k \frac{d}{dt} \frac{\partial \vec{r}_k}{\partial q_i} \delta q_i \end{aligned} \quad (1.30)$$

$$\text{Ta có: } T = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^N m_k \cdot \dot{r}_k \text{ nên } \sum_{k=1}^N m_k \dot{r}_k \frac{\partial \vec{r}_k}{\partial q_i} = \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \quad (1.31)$$

Do đó vế trái của (1.28) được viết như sau:

$$VT = \frac{d}{dt} \sum_{i=1}^n \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \delta q_i - \sum_{i=1}^n \frac{\partial T}{\partial q_i} \delta q_i$$

Do đó phương trình cơ bản của động lực học được viết dưới dạng:

$$\frac{d}{dt} \sum_{i=1}^n \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \delta q_i - \sum_{i=1}^n \frac{\partial T}{\partial q_i} \delta q_i = \sum_{i=1}^n Q_i \delta q_i$$

$$\text{Hay: } \sum_{i=1}^n \left(\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} - Q_i \right) \delta q_i = 0 \quad (1.32)$$

Vì các di chuyển khả dĩ độc lập nên để phương trình (1.32) bằng không khi và chỉ khi:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (1.33)$$

Phương trình (1.33) gọi là phương trình Lagrange loại II.

Trong đó:

T : Tổng động năng của cơ hệ;

Q_i : Lực suy rộng của các lực hoạt động.

Động năng T được xác định bằng cách phân tích chuyển động của các vật trong cơ hệ (chuyển động tịnh tiến, quay hoặc song phẳng) và áp dụng công thức tính động năng cho từng vật theo tọa độ của các hàm suy rộng đủ, sau đó tính tổng động năng của hệ, hay ta có:

$$T = T(q_1, q_2, \dots, q_n, \dot{q}_1, \dot{q}_2, \dots, \dot{q}_n) \quad (1.34)$$

Khi cơ hệ bao gồm các lực có thế (như trọng lực hoặc các lực đàn hồi) và các lực hoạt động không thế có lực suy rộng tương ứng Q_i^* thì ta có thể xác định Q_i như sau:

$$Q_i = -\frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + Q_i^* \text{ với } i=1,2,\dots,n$$

Khi đó phương trình Lagrange loại II như sau:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = -\frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + Q_i^* \quad (1.35)$$

1.3.2. Trình tự thiết lập phương trình Lagrange loại II

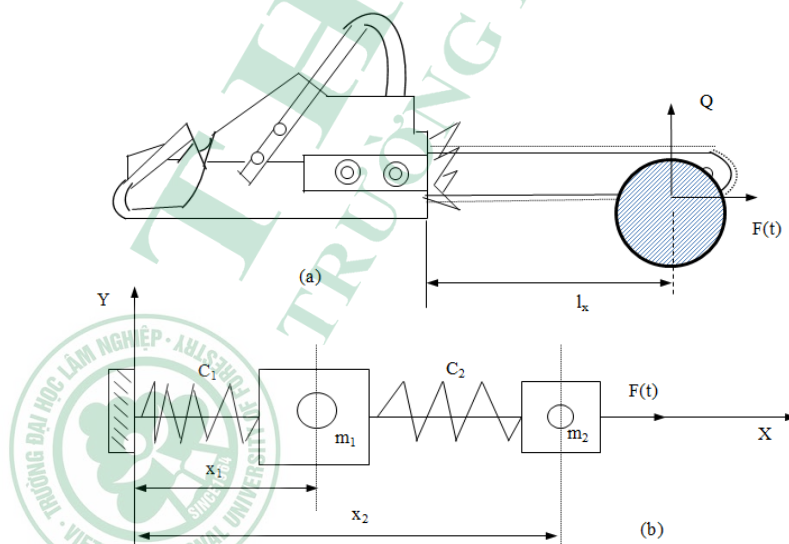
Để thiết lập được hệ phương trình vi phân chuyển động Lagrange loại II, ta cần thực hiện các bước sau:

- Xác định bậc tự do và chọn các tọa độ suy rộng;
- Tính động năng T của hệ, biểu diễn động năng theo các tọa độ và vận tốc suy rộng;
- Tính tổng công phân bố của lực chủ động và biểu diễn nó theo các tọa độ suy rộng, từ đó tính ra các lực suy rộng;
- Lần lượt tính các đạo hàm $\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}$, $\frac{\partial T}{\partial q_i}$, và $\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}$ cho các tọa độ và vận tốc suy rộng.

Thay các đạo hàm vừa tính và các lực suy rộng vào công thức (1.35). Ứng với các đạo hàm của mỗi tọa độ suy rộng ta được một phương trình vi phân chuyển động. Cơ hệ có bao nhiêu tọa độ suy rộng sẽ ứng với số phương trình tương ứng của hệ phương trình vi phân chuyển động.

Ví dụ: Xây dựng phương trình rung động của cửa xăng.

Trong mặt phẳng đối xứng của cửa ta dựng hệ trục tọa độ XOY ta có sơ đồ tính toán dao động của cửa xăng theo phương lực cắt OX và mô hình cơ học tương ứng trong quá trình cắt ngang cây gỗ được biểu diễn ở hình 1.5.



Hình 1.5. Sơ đồ hoạt động, mô hình rung động của cửa xăng cắt ngang gỗ

Trong đó:

m_1 : Khối lượng quy đổi của khung cửa và động cơ, [kg];

m_2 : Khối lượng quy đổi của bản cửa và xích cửa phân chịu kéo, [kg];

C_1 : Độ cứng quy đổi giữa khung cửa với tay cầm, [N/m];

C_2 : Độ cứng quy đổi của bản cửa và phần xích cửa chịu kéo, [N/m].

Lực tương tác giữa xích cửa và gỗ đặt tại vị trí cắt có hai thành phần gồm lực cắt P và lực đẩy Q . Các lực này đều biến đổi có chu kỳ nhưng cường độ khác nhau, lực đẩy Q và tốc độ đẩy v_H tương đối nhỏ nên chỉ xét dao động theo phương OX do lực cắt gây ra. Lực cản cắt thay đổi với chu kỳ T . Từ hình 1.5b thấy rằng hệ có hai bậc tự do, chọn các tọa độ suy rộng là x_1 và x_2 , nếu bỏ qua sự cản của môi trường ta có:

Động năng của hệ:

$$T = \frac{1}{2}m_1.\dot{x}_1^2 + \frac{1}{2}m_2.\dot{x}_2^2 \quad (1.36)$$

Thế năng của hệ:

$$\Pi = \frac{1}{2}C_1.x_1^2 + \frac{1}{2}C_2.(x_2 - x_1)^2 \quad (1.37)$$

Các lực suy rộng không có thế:

$$Q_1^* = 0; \quad Q_2^* = F(t)$$

Thay các biểu thức trên vào phương trình Lagrange loại II:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_i} = - \frac{\partial \Pi}{\partial x_i} + Q_i^*; \quad (i = 1, 2)$$

Ta có hệ phương trình vi phân dao động của hệ là:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + (C_1 + C_2)x_1 - C_2 x_2 &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 - C_2 x_1 + C_2 x_2 &= F(t) \end{aligned} \right\} \quad (1.38)$$

Nghiệm của hệ phương trình vi phân (1.38) gồm hai thành phần:

$$x_i = \bar{x}_i + x_i^* \quad (i = 1, 2)$$

Trong đó: \bar{x}_i là nghiệm tổng quát của phương trình vi phân thuần nhất tương ứng với dao động tự do của hệ.

$$\bar{x}_i = A_i \cdot \sin(\omega_i t + \beta_i) \quad (i = 1, 2)$$

Trong đó:

$A_i; \beta_i$ Xác định từ điều kiện đầu;

ω_i : Tần số dao động riêng của hệ;

x_i° : Nghiệm riêng (tương đương dao động cưỡng bức) của hệ.

Do vế phải của phương trình không thuần nhất, $F(t)$ là hàm lượng giác nên nghiệm của dao động cưỡng bức được tìm ở dạng:

$$x_i^{\circ} = B_i + \sum_{j=1}^{\infty} A_{ij} \cdot \cos(j\Omega t); \quad (i = 1, 2) \quad (1.39)$$

Thay biểu thức nghiệm cưỡng bức ở dạng (1.39) vào hệ phương trình vi phân (1.38), so sánh các hệ số của $\sin\Omega t$ và $\cos\Omega t$ ta nhận được hệ phương trình đại số để xác định các hằng số B_i và A_{ij} :

$$\begin{cases} (C_1 + C_2)B_1 - C_2 \cdot B_2 = 0 \\ -C_2 B_1 + C_2 B_2 = a_0 \\ (C_1 + C_2 - m_1 \cdot j^2 \Omega^2)A_{1j} - C_2 \cdot A_{2j} = 0 \\ -C_2 \cdot A_{1j} + (C_2 - m_2 \cdot j^2 \Omega^2)A_{2j} = a_j \end{cases} \quad (1.40)$$

Giải hệ phương trình (1.40), tìm được:

$$\left. \begin{aligned} B_1 &= \frac{a_0}{C_1}; \quad B_2 = \frac{C_1 + C_2}{C_1 \cdot C_2} a_0 \\ A_{1j} &= \frac{C_2 \cdot a_j}{(C_1 + C_2 - m_1 \cdot j^2 \Omega^2)(C_2 - m_2 \cdot j^2 \Omega^2) - C_2^2} \\ A_{2j} &= \frac{(C_1 - m_1 \cdot j^2 \Omega^2) a_j}{(C_1 + C_2 - m_1 \cdot j^2 \Omega^2)(C_2 - m_2 \cdot j^2 \Omega^2) - C_2^2} \end{aligned} \right\} \quad (1.41)$$

Nghiệm tổng quát của phương trình vi phân (1.38) là:

$$x_i = A_i \cdot \sin(\omega_i t + \beta_i) + B_i + \sum_{j=1}^{\infty} A_{ij} \cdot \cos(j\Omega t), \quad (i = 1, 2) \quad (1.42)$$

1.4. Các bước nghiên cứu về động lực học của máy

Để nghiên cứu động lực học của một loại máy và thiết bị trong khai thác - sơ chế gỗ ta cần thực hiện các bước sau:

* *Bước 1. Xây dựng mô hình động lực học*

Để xây dựng được mô hình động lực học, trước tiên ta cần xây dựng sơ đồ tổng thể của máy với các thông số ban đầu đã biết (mô hình vật lý). Khi thiết kế máy và thiết bị

khai thác - sơ chế, từ tài liệu kỹ thuật hoặc từ máy cụ thể đầu tiên ta cần phải phân tích được kết cấu tổng thể và các thông số kỹ thuật ban đầu đã biết của máy gồm các thông số hình học và các thông số động lực học.

Đưa ra các giả thiết (các điều kiện biên) để xây dựng mô hình. Việc mô phỏng và xây dựng mô hình tính toán càng gần với mô hình thực thì mức độ tính toán càng chính xác, khi đó quá trình tính toán càng phức tạp. Tuy nhiên trong thực tế không phải bao giờ cũng có thể thiết lập được mô hình phản ánh đầy đủ, chính xác điều kiện làm việc của máy. Hơn nữa, trong nhiều trường hợp, độ chính xác không đòi hỏi quá khắt khe, do đó ta cần đưa ra các giả thiết để đơn giản hóa mô hình. Yêu cầu đối với mô hình được chọn một mặt phải đơn giản nhất có thể được, mặt khác phải có đủ độ chính xác yêu cầu, do đó các giả thiết đưa ra đến mức nào phụ thuộc nhiều vào yêu cầu bài toán đặt ra.

Lựa chọn hệ tọa độ của mô hình và tính toán các phần tử quy kết. Trên cơ sở mô hình tính toán và các giả thiết được lập, chúng ta lựa chọn hệ tọa độ của mô hình và tính toán các phần tử quy kết bao gồm các khối lượng quy kết, các phần tử đàn hồi, các phần tử dập tắt dao động (giảm chấn), đồng thời xác định các tọa độ suy rộng.

** Bước 2. Xây dựng mô hình động lực học và thiết lập phương trình vi phân chuyển động của máy*

Phương trình hoặc hệ phương trình chuyển động được lập là các phương trình hoặc hệ phương trình vi phân. Việc lập phương trình vi phân có thể sử dụng các phương pháp gồm phương pháp lực, phương pháp phần tử hữu hạn, phương pháp D' Alembert, phương pháp sử dụng phương trình Lagrange loại II...

- Phương pháp lực thường được sử dụng để thiết lập phương trình dao động của các thanh có khối lượng tập trung thông qua sử dụng định luật Hooke và sử dụng quan hệ giữa lực và gia tốc.

- Phương pháp phần tử hữu hạn (Finite Element Method - FEM) là phương pháp gần đúng để giải một số lớp bài toán biên trong đó vật thể được chia thành những phần tử nhỏ có kích thước hữu hạn và liên kết với nhau tại một số hữu hạn các điểm trên biên (gọi là các điểm nút). Các đại lượng cần tìm ở nút sẽ là ẩn số của bài toán (gọi là các ẩn số nút). Tải trọng trên các phần tử cũng được đưa về các nút. Trong mỗi phần tử, đại lượng cần tìm xấp xỉ bằng những biểu thức đơn giản và có thể biểu diễn hoàn toàn qua các ẩn số nút. Dựa trên nguyên lý năng lượng, có thể thiết lập được các phương trình đại số diễn tả quan hệ giữa các ẩn số nút và tải trọng nút của một phần tử. Tập hợp các phần tử theo điều kiện liên tục sẽ nhận được hệ phương trình đại số đối với các ẩn số nút của toàn vật thể.

- Theo nguyên lý D' Alembert, bài toán động lực học sẽ đưa về bài toán tĩnh học trên cơ sở đưa lực quán tính vào cơ hệ, khi đó phương trình chuyển động sẽ được thiết lập trên cơ sở lấy tổng đại số các ngoại lực, phản lực và lực quán tính tác dụng lên hệ khảo sát. Khi đó, các phần tử của hệ sẽ được tách độc lập và đặt ngoại lực cân bằng ở trạng thái tĩnh. Từ

đó xây dựng các phương trình cho từng phần tử để giải hệ các phương trình đơn giản. Phương pháp này được sử dụng chủ yếu để giải các bài toán động lực học và trực quan hóa mối quan hệ ảnh hưởng lên từng phần tử riêng biệt trong hệ, đặc biệt là các hệ đơn giản.

Đối với máy và thiết bị khai thác - sơ chế thường sử dụng hai phương pháp là sử dụng phương trình Lagrange loại II (dùng cho hệ phức tạp) và phương pháp D' Alembert (dùng cho hệ đơn giản có ít bậc tự do).

Mô hình tính toán có thể là mô hình tuyến tính nếu phương trình mô tả chuyển động của nó là phương trình vi phân tuyến tính và là mô hình phi tuyến nếu phương trình chuyển động là phương trình vi phân phi tuyến.

Các mô hình tính toán của các máy và thiết bị trong khai thác và sơ chế gỗ phần lớn là các mô hình nhiều bậc tự do và phi tuyến. Vì vậy, để đơn giản trong tính toán, chúng ta cần phải đưa ra một số giả thiết để xây dựng mô hình (điều kiện biên) trở thành hệ nhiều bậc tự do và tuyến tính.

Thông thường đối với mỗi một loại máy, có một hoặc một số mô hình đã được nghiên cứu, vì vậy khi chọn mô hình mới, bên cạnh việc phân tích mô hình sẵn có, cần phải làm sáng tỏ một số vấn đề chủ yếu sau:

- Có thể sử dụng mô hình tuyến tính hay buộc phải dùng mô hình phi tuyến và những yếu tố nào dẫn tới hệ phi tuyến;
- Số bậc tự do cần bao nhiêu là đủ và có thể chấp nhận được;
- Có những chỉ dẫn nào tỏ ra đủ chính xác để xác định các thông số của hệ;
- Có thể kiểm tra được kết quả tính toán hay không.

Việc xác định chính xác các thông số của hệ ảnh hưởng rất lớn đến sự sai khác giữa kết quả tính toán và kết quả thực tế của nghiên cứu động lực học máy.

* Bước 3. Khảo sát mô hình động lực học

Mục đích của khảo sát mô hình động lực học là khảo sát hệ phương trình vi phân đã lập. Tính toán và hiển thị dạng đồ thị sự ảnh hưởng lẫn nhau của các thông số cần khảo sát trong phương trình vi phân. Để thực hiện khảo sát, ta cần xác định các thông số đầu vào cho khảo sát, sau đó xây dựng chương trình mô phỏng trên các phần mềm chuyên dùng và tiến hành khảo sát. Kết quả khảo sát được phân tích và đánh giá.

Khi lập mô hình cơ học của hệ dưới dạng càng nhiều các khối lượng quy đổi sẽ đồng nghĩa với việc nhận được một phương trình vi phân có số bậc càng cao, dẫn đến việc giải và mô phỏng phương trình vi phân sẽ trở nên khó khăn hơn rất nhiều. Ngày nay, với sự trợ giúp của các phần mềm, các hệ chương trình đã trợ giúp đắc lực cho việc giải và mô phỏng phương trình vi phân có khá nhiều. Các ứng dụng được sử dụng phổ biến gồm Matlab & Simulink, Maple, Mathcad, Mathematica, v.v...

* *Bước 4. Nghiên cứu thực nghiệm*

Bằng nghiên cứu lý thuyết dựa trên các phương trình toán học cũng khó có thể xác định được đầy đủ, chính xác giá trị, sự biến thiên các thông số kỹ thuật cũng như quan hệ giữa chúng. Do đó, mục đích chính của nghiên cứu thực nghiệm là xác định một số thông số đầu vào cho giải mô hình động lực học lý thuyết, đánh giá mức độ tin cậy của mô hình lý thuyết. Ngoài ra, nghiên cứu thực nghiệm còn được sử dụng để lập hàm tương quan và xác định các giá trị tối ưu của các thông số nghiên cứu.

Trong nghiên cứu thực nghiệm hiện nay thường sử dụng phương pháp đo các đại lượng không điện bằng điện. Đây là phương pháp biến đổi các đại lượng không điện của các thông số động lực học thành đại lượng điện trung gian. Tín hiệu điện này được đưa đến bộ phận khuếch đại, từ đó sẽ xác định ra các đại lượng cần đo.

Ưu điểm của phương pháp này là độ nhạy của dụng cụ có thể được điều chỉnh trong phạm vi rộng của đại lượng đo (hay dải đo rộng), do đó cho phép đo những đại lượng rất bé và khuếch đại lên hàng nghìn lần. Ngoài ra, các tín hiệu điện thường có quán tính rất nhỏ và có dải tần số rộng, do đó cho phép đo được các đại lượng biến đổi nhanh. Phương pháp đo này có khả năng đo được từ xa và đo nhiều đại lượng cùng một lúc, kết quả đo được truyền với khoảng cách lớn.

Sơ đồ nguyên lý của phương pháp đo các đại lượng không điện bằng điện với việc ứng dụng các thiết bị kỹ thuật số có sự trợ giúp của máy tính như sau (hình 1.6):



Hình 1.6. Nguyên lý đo các đại lượng không điện bằng điện

Cảm biến (CB) là các phần tử biến đổi các đại lượng không điện thành đại lượng điện làm nhiệm vụ chuyển đổi đo và được bố trí trực tiếp trên đối tượng cần đo. Bộ khuếch đại (K) có chức năng khuếch đại tín hiệu đo nhận được từ cảm biến lên hàng nghìn lần và chúng thường được chế tạo thành bộ phận độc lập. Bộ chuyển đổi (A/D) có nhiệm vụ chuyển đổi tín hiệu tương tự (Analog) nhận được từ bộ khuếch đại sang tín hiệu số (Digital) để có thể được lưu vào máy tính bằng định dạng ASCII. Máy tính (PC) được cài đặt các phần mềm đo lường và xử lý số liệu, có chức năng ghi lại và hiển thị các kết quả đo.

Bộ khuếch đại K và bộ chuyển đổi A/D thường được tích hợp chung vào một thiết bị và được điều khiển bằng phần mềm riêng của chúng. Hiện nay có một số thiết bị và phần mềm phổ biến như thiết bị DMC Plus và phần mềm điều khiển DMC Laplus, thiết bị Spider8 và phần mềm Spider8 Control.

Chương 2 LÝ THUYẾT CẮT GỖ

2.1. Khái niệm chung

Trong khai thác và sơ chế gỗ, để thực hiện quá trình cắt gỗ khi chặt hạ và cưa xẻ cần phải áp dụng các phương pháp gia công gỗ. Lý thuyết của việc gia công gỗ bằng cơ học gọi là lý thuyết cắt gỗ. Nhiệm vụ của lý thuyết cắt gỗ là xác định các lực phát sinh và công suất cắt khi cắt gỗ cũng như tìm ra nhưng thông số của công cụ cắt để thiết kế, chế tạo và sử dụng các công cụ cắt sao cho đạt năng suất cao nhất với công suất nhỏ nhất mà vẫn đảm bảo chất lượng cần thiết của sản phẩm gia công.

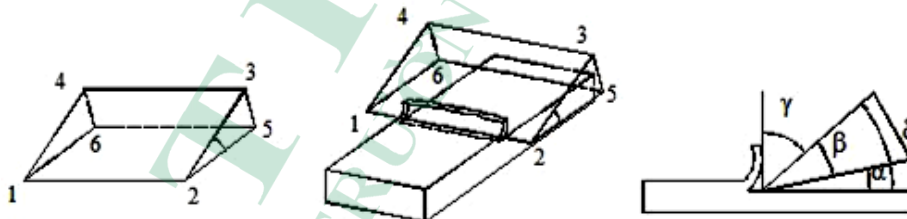
Gỗ là một loại vật liệu có cấu tạo không đồng nhất và thay đổi theo các hướng khác nhau trên cùng một loại gỗ nên cơ lý tính cũng khác nhau theo các hướng gia công khác nhau. Ngoài ra, loại gỗ khác nhau thì cơ lý tính của chúng cũng khác nhau và cùng một loại gỗ nhưng khác nhau về độ ẩm, tuổi, vị trí trên thân cây, điều kiện sinh trưởng thì tính chất cơ lý của chúng cũng khác nhau.

2.2. Quá trình cắt gỗ bằng lưỡi cắt đơn giản

Quá trình cắt gỗ xảy ra rất phức tạp và chịu ảnh hưởng của nhiều yếu tố. Để nghiên cứu các dạng gia công gỗ khác nhau trước hết ta đi nghiên cứu quá trình cắt gỗ đơn giản làm cơ sở để nghiên cứu cắt phức tạp.

2.2.1. Lưỡi cắt đơn giản

Để thực hiện quá trình cắt đơn giản ta sử dụng lưỡi cắt đơn giản. Lưỡi cắt đơn giản được làm bằng thép có dạng hình nêm, gồm có các cạnh cắt, các mặt cắt và các góc cắt được thể hiện trên hình 2.1.



Hình 2.1. Cấu tạo của lưỡi cắt đơn giản

Trên hình ta có các phần tử của lưỡi cắt đơn giản gồm: (1234)- Mặt cắt trước; (1256)- Mặt cắt sau; (146), (235)- Các mặt cắt bên; 12- Cạnh cắt chính (giao tuyến giữa mặt cắt trước và mặt cắt sau); 14, 23- Các cạnh cắt bên; β - Móc mài cạnh cắt chính (góc kẹp giữa mặt cắt sau và mặt cắt trước); α - Góc sau cạnh cắt chính (góc kẹp giữa mặt cắt sau và mặt phẳng gia công); γ - Góc trước cạnh cắt chính (góc hợp bởi mặt cắt trước và mặt

phẳng trực giao với mặt phẳng gia công); δ - Góc cắt cạnh cắt chính. Các góc của cạnh cắt chính có mối quan hệ với nhau như sau:

$$\delta = \alpha + \beta \quad (2.1)$$

$$\gamma + \beta + \alpha = 90^\circ \quad (2.2)$$

2.2.2. Quá trình cắt đơn giản

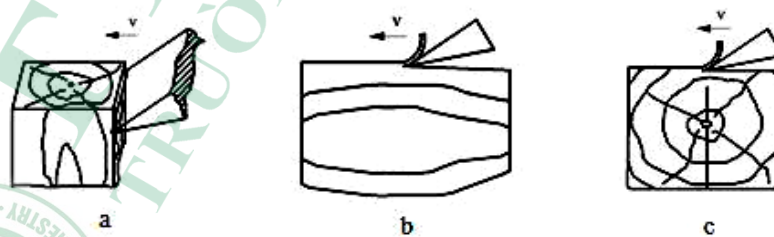
Quá trình cắt gỗ được coi là cắt đơn giản khi quá trình đó đảm bảo được những điều kiện sau:

- Bề rộng của cạnh cắt luôn lớn hơn bề rộng của vật gia công;
- Quá trình cắt gỗ chỉ tập trung ở cạnh cắt chính của lưỡi cắt và thỏa mãn đồng thời các điều kiện sau đây:
 - + Các góc α , β , và γ của lưỡi cắt không đổi;
 - + Quỹ đạo chuyển động của bất cứ điểm nào trên lưỡi cắt cũng là một đường thẳng;
 - + Tốc độ cắt không đổi;
 - + Cạnh cắt chính của lưỡi cắt luôn luôn thẳng góc với chiều chuyển động của nó;
 - + Chiều dày phoi không đổi.

2.3.3.1. Các dạng cắt đơn giản

Căn cứ vào chiều chuyển động của lưỡi cắt và chiều của thớ gỗ trong quá trình cắt, cắt đơn giản được phân thành ba dạng gồm:

- Cắt ngang thớ: Mặt phẳng cắt (mặt phẳng gia công) và chiều chuyển động của cạnh cắt vuông góc với thớ gỗ (hình 2.2a);
- Cắt dọc thớ: Mặt phẳng cắt và chiều cắt song song với chiều của thớ gỗ (hình 2.2b);
- Cắt bên (bao gồm cắt tiếp tuyến và cắt xuyên tâm): Mặt phẳng cắt song song với thớ gỗ, chiều cắt vuông góc với thớ gỗ (hình 2.2c).



Hình 2.2. Các dạng cắt đơn giản

2.3.3.1. Tác dụng qua lại giữa lưỡi cắt và gỗ

Trong thực tế không có lưỡi cắt sắc tuyệt đối, nghĩa là cạnh cắt không phải là một đường thẳng mà là một mặt cong có bán kính ρ . Quá trình cắt gỗ có thể được thực hiện khi

cạnh cắt chuyển động vào phôi hoặc khi phôi chuyển động vào gỗ và quá trình cắt được thực hiện thông qua bốn giai đoạn.

** Giai đoạn biến dạng của gỗ*

Khi đặt lưỡi cắt lên gỗ và tác dụng lực từ từ theo chiều cắt, mũi cắt tiếp xúc với lớp gỗ đầu tiên làm cho nó vừa bị nén vừa bị uốn đến khi đạt độ võng lớn nhất. Trong giai đoạn này, lúc đầu ứng suất của gỗ tập trung ở điểm xa nhất của bán kính ρ của cạnh cắt theo phương và chiều của vector vận tốc cắt. Lớp gỗ tại điểm tiếp xúc với điểm xa nhất của mũi cắt có biến dạng lớn nhất, các lớp gỗ xa điểm tiếp xúc với mũi cắt có biến dạng nhỏ hơn. Bán kính cong của lớp gỗ tiếp xúc với mũi cắt đúng bằng bán kính cong của mũi cắt ρ , ứng suất nén tại điểm tiếp xúc giữa gỗ và mũi cắt có giá trị lớn nhất.

** Giai đoạn dịch chuyển*

Khi bị nén các lớp gỗ biến dạng nên xuất hiện nội lực và gây ra ứng suất tác động trở lại mũi cắt theo chiều ngược với chiều dịch chuyển của lưỡi cắt. Lưỡi cắt càng tiến sâu vào gỗ thì biến dạng tại miền tiếp xúc càng lớn, nội lực và ứng suất kéo trong sợi gỗ cũng tăng theo.

** Giai đoạn phá hủy*

Do ứng suất chịu kéo của các tế bào gỗ có giới hạn nên khi lưỡi cắt di chuyển đến một độ sâu nào đó thì ứng suất kéo của tế bào gỗ tại điểm tiếp xúc với mũi cắt lớn hơn ứng suất kéo phá hủy của sợi gỗ, lúc đó sợi gỗ bị đứt và quá trình cắt được thực hiện. Sau khi lớp gỗ đầu tiên bị phá hủy, mũi cắt tiến sâu vào phôi làm cho lớp tiếp theo có ứng suất nén và kéo tăng lên và cũng lại bị phá hủy. Tiếp tục, lưỡi cắt phá hủy các phần tử gỗ tạo thành mạch cắt.

** Giai đoạn đàn hồi*

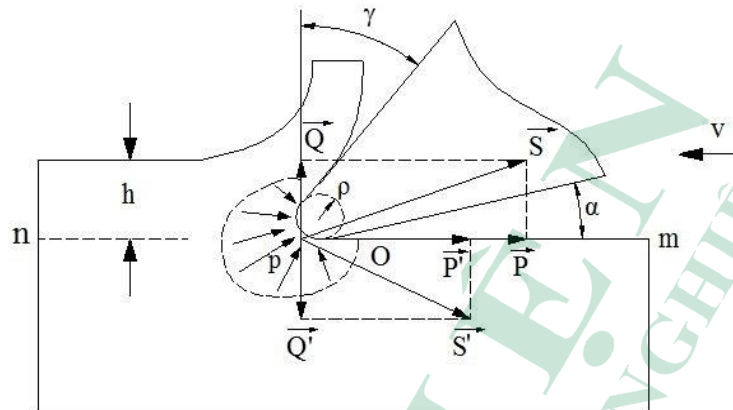
Sau khi bị cắt đứt, các sợi gỗ có xu hướng lấy lại hình dạng ban đầu, nó giãn nở và duỗi thẳng ra, tì vào mặt trước và mặt sau của lưỡi cắt, tạo ra áp lực và lực ma sát trên các mặt đó.

Như vậy, nhiệm vụ chủ yếu của cạnh cắt là tập trung ứng suất của gỗ làm cho gỗ bị phá hủy trên mặt phẳng cắt. Khi lưỡi cắt càng sắc (tức ρ càng nhỏ) thì ứng suất tập trung càng cao và chất lượng mặt gia công càng tốt. Ngược lại, khi lưỡi cắt càng cùn thì ρ càng lớn dẫn đến ứng suất tập trung càng nhỏ, khi ρ tăng lên đến một trị số nhất định thì cạnh cắt lúc này không còn đủ khả năng để cắt đứt thớ gỗ mà nó chỉ đứt đứt thớ gỗ.

Từ phân tích ở trên thấy rằng muốn cho mũi dao đi sâu vào gỗ để thực hiện quá trình cắt cần tác dụng vào dao một ngoại lực và từ gỗ xuất hiện một phản lực tác dụng vào dao cắt.

Do cạnh cắt không phải là một đường thẳng mà là một mặt cong có bán kính ρ cho nên lực tác dụng lên lưỡi cắt là lực p phân bố như trên hình 2.3 mà hợp lực của chúng là

\vec{S} . Lực \vec{S} được phân thành hai thành phần: \vec{P} song song với mặt phẳng gia công và có chiều ngược lại với chiều của vector tốc độ cắt; \vec{Q} vuông góc với mặt phẳng gia công.



Hình 2.3. Sơ đồ lực tác dụng qua lại giữa lưỡi cắt và gỗ

Thành phần \vec{P} là lực tiếp tuyến hay chính là lực cản cắt. Muốn thắng được lực cản cắt phải có một lực tương ứng với nó và tác dụng theo chiều cắt. Vậy lực cắt là một phản lực tác dụng tương hỗ giữa lưỡi cắt và gỗ có chiều trùng với chiều cắt.

Thành phần \vec{Q} là lực pháp tuyến hay chính là lực đẩy. \vec{Q} có xu hướng đẩy lưỡi dao bật lên khỏi mặt cắt. Vì vậy, muốn lưỡi dao chuyển động tịnh tiến được cũng phải có một lực tác dụng ngược chiều với nó. Đôi khi lực \vec{S} tác dụng chúc xuống theo chiều \vec{S}' , phản lực \vec{Q} cũng quay xuống theo chiều \vec{Q}' , nó luôn kéo theo lưỡi cắt ăn sâu vào gỗ. Vì vậy, có thể gọi lực kéo hoặc lực đẩy (\vec{Q}' hoặc \vec{Q}) là phản lực tác dụng giữa gỗ và lưỡi cắt. Trong quá trình cắt nó trực giao với chiều cắt.

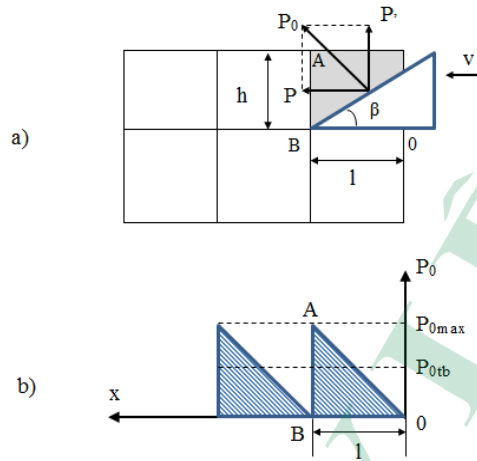
2.3.3.1. Lực cắt và lực cản cắt

Như trên đã phân tích, để đưa được lưỡi cắt vào gỗ và đẩy được phoi ra ta phải tác dụng vào lưỡi cắt một ngoại lực (lực cắt), lúc này từ gỗ sẽ xuất hiện một phản lực tác dụng ngược trở lại vào lưỡi cắt. Phản lực đó được gọi là lực cản cắt. Lực cản cắt lớn hay nhỏ phụ thuộc vào các nhóm yếu tố sau:

- Nhóm các yếu tố thuộc về gỗ: loại gỗ; độ ẩm của gỗ; cơ lý tính của gỗ;
- Nhóm các yếu tố thuộc về dao cắt: góc cắt δ ; góc mài β ; góc sau α ; độ tù ρ của lưỡi cắt;
- Nhóm các yếu tố thuộc về công nghệ: dạng cắt; bề dày phoi; tốc độ cắt.

Lực cản cắt là hợp lực của lực cắt gỗ (phá vỡ kết cấu của gỗ), lực ma sát giữa dao và gỗ, lực tách và đẩy phoi ra ngoài.

Để xác định lực cắt và công suất cắt, trước hết ta xét trường hợp cắt ngang thớ gỗ bằng lưỡi cắt đơn giản (hình 2.4) với các điều kiện giả định sau: lưỡi cắt sắc tuyệt đối ($\rho = 0$); không có ma sát giữa dao và gỗ; góc sau ($\alpha = 0$) suy ra góc cắt δ bằng góc mài β ; phoi có bề rộng b và bề dày h không đổi; tốc độ cắt v không đổi; lực đẩy vào phoi P_0 thẳng góc với mặt trước của lưỡi cắt.



Hình 2.4. Lực cắt ngang thớ gỗ bằng lưỡi cắt đơn giản

Phân lực P_0 thành hai thành phần, thành phần nằm ngang P ép gỗ theo chiều thẳng góc với thớ gỗ; thành phần thẳng đứng P' đẩy phoi theo chiều dọc thớ gỗ. Gọi chiều sâu ăn gỗ của lưỡi cắt là x . Lực P_0 tỷ lệ thuận với độ sâu ăn gỗ của lưỡi cắt ($x = 0 \div l$). Khi $x = 0$ thì $P_0 = 0$ ($P = 0, P' = 0$). Khi lưỡi cắt càng đi sâu vào gỗ ($x > 0$) thì lực đẩy P_0 càng lớn, dẫn đến lực P và P' càng lớn và đến một thời điểm gỗ bị phá vỡ, khi đó ($x = l$).

Vì sức chịu cắt đứt thớ theo hướng vuông góc của gỗ là rất lớn, thường gấp ba lần lực trượt dọc thớ nên gỗ bị tách dọc trước khi xảy ra sự phá vỡ do nén. Sau khi phoi bị tách, lực (P_0) giảm xuống bằng không rồi lại bắt đầu tăng lên theo độ ăn sâu vào gỗ của lưỡi dao cho đến khi tách được mảnh phoi thứ hai. Quá trình trên tiếp diễn cho đến khi cắt hết phôi gỗ theo yêu cầu của quá trình gia công.

Như vậy, lực P' đạt trị số cực đại P'_{max} ở ngay trước thời điểm phoi bị tách ra khỏi gỗ khi P_0 đạt giá trị cực đại P_{0max} . Trị số P'_{max} phụ thuộc vào kích thước của phoi được tách ra và độ bền của gỗ:

$$P'_{max} = \tau_B \cdot b \cdot h \quad (2.3)$$

Trong đó:

P'_{max} : Trị số cực đại của P' [N];

τ_B : Giới hạn bền của gỗ khi tách song song với thớ gỗ [N/m^2];

b : Bề rộng của phoi [m];

h : Bề dày của phoi [m].

Thành phần lực P có tác dụng cắt đứt các thớ gỗ và là lực cắt của lưỡi cắt. Lực cắt P cũng đạt trị số cực đại P_{max} ở ngay trước thời điểm phoi bị tách ra khỏi phôi gỗ khi P_0 đạt giá trị cực đại P_{0max} .

$$\text{Từ hình 2.4a, ta có: } P_{max} = P'_{max} \cdot \text{tg} \delta = \tau_B \cdot b \cdot h \cdot \text{tg} \delta \quad (2.4)$$

$$\text{Từ hình 2.4b, ta có: } P_{tb} = \frac{P_{max}}{2} = \frac{\tau_B \cdot \text{tg} \beta}{2} \cdot b \cdot h \quad (2.5)$$

Đối với một loại gỗ nhất định và góc cắt $\delta = \text{const}$ thì biểu thức $\frac{\tau_B \cdot \text{tg} \beta}{2}$ là một trị số nhất định. Đặt $K_1 = \frac{\tau_B \cdot \text{tg} \beta}{2}$ và được gọi là hệ số cản cắt ngang thớ gỗ.

$$\text{Thay } K_1 \text{ vào (2.5), ta được: } P_{tb} = K_1 \cdot b \cdot h \quad (2.6)$$

Nhận xét: Lực cắt P tỷ lệ thuận với tiết diện ngang của phoi cắt.

2.3.3.1. Công cắt và công suất cắt

Công dùng để cắt một mảnh phoi có chiều dài l được xác định bằng diện tích tam giác OAB (Hình 2.4):

$$A = \frac{P_{max} \cdot l}{2} = P_{tb} \cdot l = K_1 \cdot b \cdot h \cdot l \quad (2.7)$$

Nhận xét: Công dùng để cắt tỷ lệ thuận với thể tích gỗ biến thành phoi.

Công suất cắt (công suất dùng để cắt) là công dùng trong một đơn vị thời gian được xác định bằng công thức:

$$N = \frac{A}{t} = \frac{K_1 \cdot b \cdot h \cdot l}{t} \quad (2.8)$$

Trong đó: t : Thời gian cần thiết để tách một mảnh phoi [s].

Ta biết rằng lưỡi cắt di chuyển với tốc độ V , do đó $t = \frac{l}{V}$

$$\text{Thay } t \text{ vào (2.8), ta được: } N = K_1 \cdot b \cdot h \cdot V \quad (2.9)$$

Nhận xét: Công suất cắt tỷ lệ thuận với thể tích gỗ biến thành phoi trong một đơn vị thời gian.

Khi cắt dọc thớ và cắt bên (tiếp tuyến và xuyên tâm) bằng lưỡi cắt đơn giản thì các hiện tượng xảy ra cũng tương tự nhưng khác hệ số cản cắt và được xác định như sau:

$$\text{Đối với cắt bên: } K_2 = \left(\frac{1}{5} \div \frac{1}{7}\right) K_1 \quad (2.10)$$

$$\text{Đối với cắt dọc thớ: } K_3 = \frac{1}{2} K_1 \quad (2.11)$$

Các giá trị của K được xác định thông qua các thí nghiệm ở điều kiện thực có xét đến ma sát và sự biến dạng của phoi và độ tù ρ của dao cắt với độ sâu ăn gỗ của dao là l , phoi có bề rộng b và chiều dày h .

$$\text{Công để cắt gỗ: } A = K.Q \quad (2.12)$$

Trong đó:

A : Công để cắt gỗ [Nm];

K : Công cắt một đơn vị thể tích gỗ [Nm/m³];

Q : Thể tích gỗ cần cắt (gỗ biến thành phoi) [m³].

$$\text{Công suất cắt gỗ: } N = \frac{A}{t} = \frac{K.Q}{t} \quad (2.13)$$

Trong đó:

N : Công suất cắt [W];

t : Thời gian cắt một đơn vị thể tích gỗ thành phoi [s].

Nếu gọi q là thể tích phoi cắt được trong một giây thì ta có:

$$q = \frac{Q}{t} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (2.14)$$

Thay (2.14) vào (2.13), ta được:

$$N = K.q \quad (2.15)$$

Mặt khác theo cơ học, ta lại có:

$$N = P.V \quad (2.16)$$

Trong đó: V : Tốc độ cắt (tốc độ di chuyển của lưỡi cắt) [m/s].

Từ (2.15) và (2.16), suy ra:

$$P = \frac{K.q}{V} \quad (2.17)$$

Ta lại có:

$$q = \frac{Q}{t} = \frac{b \cdot h \cdot l}{t} = b \cdot h \cdot V \quad (2.18)$$

Từ (2.16), (2.17) và (2.18) suy ra:

$$N = K \cdot b \cdot h \cdot V \quad (2.19)$$

$$P = K \cdot b \cdot h \quad (2.20)$$

Các công thức trên đúng với tất cả các dạng cắt có tạo phoi chỉ khác nhau ở hệ số K thay đổi. Hệ số K ở trong công thức tính P được gọi là lực cản cắt riêng có thứ nguyên là $[N/m^2]$, là lực cản thiết để biến một tiết diện gỗ thành phoi. Trong các công thức tính N và A thì thứ nguyên của K là $[Nm/m^3]$ và K được gọi là công cắt riêng (công cần thiết để biến một đơn vị thể tích gỗ thành phoi). Tuy nhiên, trị số của K trong tất cả các công thức tính (P , A , N) là như nhau.

K phụ thuộc vào chiều cắt đối với chiều thớ gỗ, loại gỗ, độ ẩm gỗ, góc cắt δ , góc sau α , độ sắc của lưỡi cắt, chiều dày phoi và được xác định theo công thức sau:

$$K = K_0 \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4 \cdot a_5 \quad (2.21)$$

Trong đó:

K_0 : Lực cản cắt cơ bản riêng khi cắt gỗ thông có độ ẩm $W = 15 \div 20$ [%] (độ ẩm thẳng bằng) bằng lưỡi cắt đơn giản với $\delta = 45^\circ$, $h = 10^{-3}$ [m], $V = 50 \div 60$ [m/s], K_0 tra ở bảng 2.1;

a_1 : Hệ số điều chỉnh khi thay đổi loại gỗ, tra bảng 2.2;

a_2 : Hệ số điều chỉnh khi thay đổi độ ẩm gỗ, tra bảng 2.3;

a_3 : Hệ số điều chỉnh khi thay đổi góc cắt, tra bảng 2.4;

a_4 : Hệ số điều chỉnh khi thay đổi độ sắc của lưỡi cắt, tra bảng 2.5;

a_5 : Hệ số điều chỉnh khi thay đổi chiều dày phoi, tra bảng 2.6.

Bảng 2.1. Bảng tra lực cản cắt cơ bản riêng K_0

TT	Dạng cắt	Lực cản cắt cơ bản riêng K_0	
		$[N/m^2]$	% (để so sánh)
1	Cắt ngang thớ	$(18,6 \div 24,5) \cdot 10^6$	400 ÷ 500
2	Cắt dọc thớ	$9,8 \cdot 10^6$	200
3	Cắt bên	$4,9 \cdot 10^6$	100

Bảng 2.2. Bảng tra hệ số điều chỉnh khi thay đổi loại gỗ a_1

TT	Loại gỗ	Hệ số điều chỉnh a_1	STT	Loại gỗ	Hệ số điều chỉnh a_1
1	Bồ đề	0,80	5	Bạch dương	1,2 ÷ 1,3
2	Ôxina	0,85	6	Giẻ	1,3 ÷ 1,5
3	Thông	1,00	7	Sồi	1,5 ÷ 1,6
4	Trăn	1,00 ÷ 1,05	8	Iaxiên	1,5 ÷ 2,0

Bảng 2.3. Bảng tra hệ số điều chỉnh khi thay đổi độ ẩm của gỗ a_2

TT	Độ ẩm tuyệt đối của gỗ W_0 [%]	Hệ số điều chỉnh a_2	
		Khi cắt đơn giản và bào	Khi cưa
1	$W_0 > 150\%$ (gỗ xuôi bè)	0,85	1,15
2	$W_0 = 100 \div 150\%$ (gỗ mới chặt hạ)	0,90	1,10
3	$W_0 = 35 \div 50\%$ (gỗ phơi tự nhiên)	1,00	1,00
4	$W_0 = 8 \div 10\%$ (gỗ sấy khô)	1,00	0,90

Bảng 2.4. Bảng tra hệ số điều chỉnh khi thay đổi góc cắt a_3

Góc cắt Dạng cắt	30°	45°	50°	55°	60°	65°	70°	75°	80°	85°	90°
	Cắt ngang thớ	0,6	1,0	1,15	1,30	1,45	1,70	2,00	2,40	2,80	-
Cắt dọc thớ	0,7	1,0	1,10	1,20	1,30	1,50	1,70	2,00	2,40	2,80	-
Cắt bên	0,9	1,0	1,03	1,06	1,09	1,12	1,15	1,18	1,12	1,26	1,30

Bảng 2.5. Bảng tra hệ số điều chỉnh khi thay đổi độ sắc của lưỡi cắt a_4

TT	Số giờ làm việc sau khi mài (h)	Bán kính cạnh cắt ρ [μm]	Hệ số điều chỉnh a_4
1	0	2 ÷ 20	1 ÷ 1,1
2	1	21 ÷ 35	1,2
3	2	36 ÷ 40	1,3
4	3	41 ÷ 45	1,4
5	4	46 ÷ 50	1,5
6	5	51 ÷ 55	1,6
7	6	56 ÷ 60	1,7

Bảng 2.6. Bảng tra hệ số điều chỉnh khi thay đổi chiều dày của phoi a_5

TT	Chiều dày phoi h [mm]	Hệ số điều chỉnh a_5	STT	Chiều dày phoi h [mm]	Hệ số điều chỉnh a_5
1	1,0	1,0	6	0,20	1,7
2	0,7	1,1	7	0,10	2,2
3	0,5	1,2	8	0,05	2,9
4	0,4	1,3	9	0,02	3,6
5	0,3	1,4	10	0,01	4,2

2.3. Quá trình cắt phức tạp - cưa gỗ

2.3.1. Định nghĩa

Quá trình cắt phức tạp (cưa gỗ) là quá trình phân chia gỗ thành hai phần bằng cách cho lưỡi cắt chuyển động qua lại trên một tiết diện nhất định (mạch cưa). Khi lưỡi cưa chuyển động trong mạch cưa thì cùng một lúc có nhiều lưỡi cắt tham gia vào quá trình cắt, cho nên cưa gỗ là một quá trình cắt phức tạp - cắt kín vì mạch cưa có không gian kín.

2.3.2. Phân loại các dạng cưa gỗ

Căn cứ vào chiều mạch cưa, chiều thớ gỗ và dạng răng cưa, cưa gỗ được chia ra thành các loại sau:

- Cưa ngang: Trong trường hợp này, mạch cưa thẳng góc với thớ gỗ (ta thường gặp khi cắt khúc, cắt ngắn, cắt ngọn, mạch cắt gáy khi chặt hạ,...), răng cưa sử dụng là răng cưa cắt ngang;
- Cưa dọc: Trong trường hợp này, mạch cưa song song với thớ gỗ (ta thường gặp khi xẻ dọc: Xẻ ván, xẻ hộp, xẻ lại, dọc rìa,...), răng cưa sử dụng là răng cưa xẻ dọc;
- Cưa chéo: Trong trường hợp này, mặt phẳng mạch cưa hợp với chiều thớ gỗ một góc $0^\circ < \alpha < 90^\circ$ (ta thường gặp khi cắt cành, mạch cắt chéo khi mở miệng,...), răng cưa sử dụng là răng cưa vạt năng.

Căn cứ vào hình dạng và cách chuyển động của lưỡi cưa trong quá trình làm việc, cưa gỗ được chia ra thành các loại sau:

- Cưa thẳng: Trong trường hợp này, lưỡi cưa là một bản thép chuyển động khứ hồi (cưa sọc, cưa đơn, cưa thợ mộc...);
- Cưa đĩa: Trong trường hợp này, lưỡi cưa là một đĩa thép quay tròn;
- Cưa vòng: Trong trường hợp này, lưỡi cưa là một bản thép mỏng được hàn thành vòng kín, chuyển động của lưỡi cưa là chuyển động vòng liên tục;

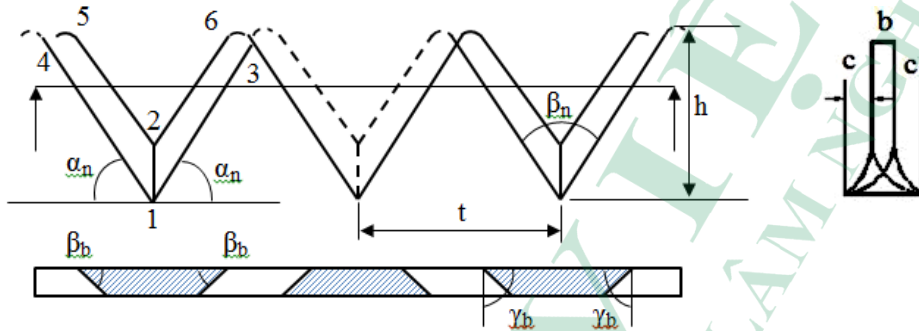
- Cửa xích: Trong trường hợp này, lưỡi cửa là một dải xích cuốn tròn thành vòng kín, chuyển động của lưỡi cửa cũng là chuyển động vòng liên tục.

2.3.3. Cấu tạo và các thông số kỹ thuật của răng cửa

2.3.3.1. Răng cửa cắt ngang

a. Răng cửa cắt ngang hai chiều

Cấu tạo: Cấu tạo của răng cửa cắt ngang hai chiều có dạng răng là một tam giác cân và có cấu tạo như trên hình 2.5.



Hình 2.5. Sơ đồ cấu tạo của răng cửa cắt ngang 2 chiều

Trong đó:

1 - 2: Cạnh cắt ngắn (giao tuyến của mặt phẳng 1254 và mặt phẳng 1263);

1 - 3: Cạnh cắt bên (giao tuyến của mặt phẳng 134 và mặt phẳng 1263);

1 - 4: Cạnh cắt bên (giao tuyến của mặt phẳng 134 và mặt phẳng 1254);

α_n : Góc sau của cạnh cắt ngắn 1 - 2, $\alpha_n = 60^\circ \div 75^\circ$;

β_n : Góc mài của cạnh cắt ngắn 1 - 2, $\beta_n = 50^\circ \div 60^\circ$;

δ_n : Góc cắt của cạnh cắt ngắn 1 - 2, $\delta_n = \alpha_n + \beta_n$ hoặc $\delta_n = 90^\circ + \frac{\beta_n}{2} = 115^\circ \div 120^\circ$;

α_b : Góc sau của cạnh cắt bên, $\alpha_b = 0^\circ$;

β_b : Góc mài của cạnh cắt bên: Gỗ mềm $\beta_b = 45^\circ \div 60^\circ$, gỗ cứng $\beta_b = 70^\circ$;

γ_b : Góc trước của cạnh cắt bên;

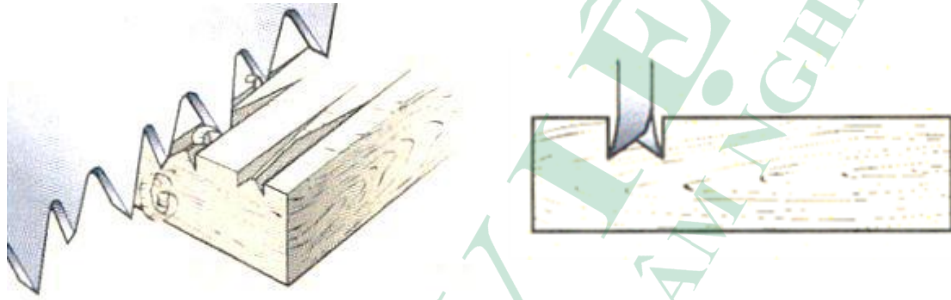
δ_b : Góc cắt của cạnh cắt bên, $\delta_b = \alpha_b + \beta_b = \beta_b$;

t: Bước răng (khoảng cách giữa hai đỉnh răng);

h: Chiều cao của răng cửa (khoảng cách từ chân răng đến đỉnh răng).

Nguyên lý làm việc

Hình 2.6 mô tả nguyên lý hoạt động răng cưa cắt ngang hai chiều. Do cấu tạo của răng cưa đối xứng nên nó có thể cắt được hai chiều. Trong quá trình làm việc, cạnh cắt ngắn (1 - 2) làm nhiệm vụ cắt bên (ban đầu là cắt tiếp tuyến, khi vào giữa cây là cắt xuyên tâm) để tạo nên đáy mạch cưa có dạng hình tam giác. Vì ($\delta_n > 90^\circ$) nên khi cắt, mùn cưa bị nén xuống đáy mạch cưa (vừa cắt vừa nén các thớ gỗ) làm cho chất lượng mạch cưa tốt nhưng lực cắt lại tăng (cưa nặng); cạnh cắt bên (1 - 3) hoặc (1 - 4) làm nhiệm vụ cắt ngang thớ gỗ để tạo nên thành mạch cưa.



Hình 2.6. Hình dạng mạch cưa tạo bởi răng cưa cắt ngang

Góc sau khi ($\alpha_b = 0^\circ$) chính là nguyên nhân làm cho bản cưa cọ sát vào thành mạch cưa, gây nên hiện tượng kẹt cưa khi cưa. Để khắc phục hiện tượng này, người ta phải mở rộng mạch cưa bằng cách bẻ mũi của răng cưa sang hai phía hoặc bóp me (gọi chung là "mở cưa") với một lượng c nhất định (gọi là "độ mở cưa").

Khi cưa gỗ cứng: $c = 0,2 \div 0,4$ [mm].

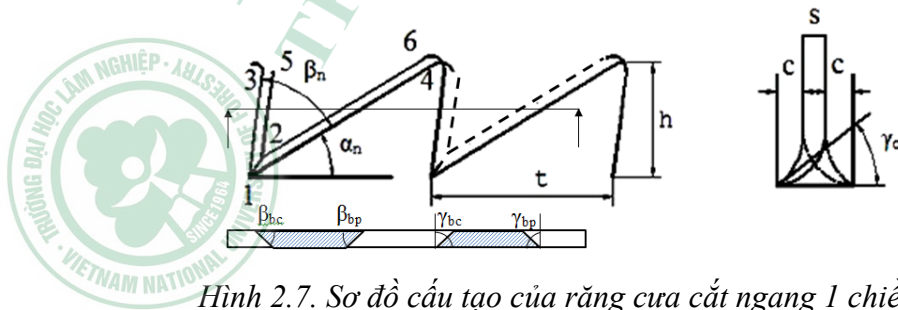
Khi cưa gỗ mềm: $c = 0,5 \div 0,7$ [mm].

Nếu gọi b là bề rộng mạch cưa và s là chiều dày bản cưa thì ta có:

$$b = s + 2c \quad (2.22)$$

b. Răng cưa cắt ngang một chiều

Cấu tạo: Răng cưa cắt ngang một chiều có dạng hình tam giác thường, có cấu tạo như hình 2.7.



Hình 2.7. Sơ đồ cấu tạo của răng cưa cắt ngang 1 chiều

Trong đó:

1 - 2: Cạnh cắt ngắn (giao tuyến của mặt phẳng 1254 và 1263);

1 - 3: Cạnh cắt bên chính;

1 - 4: Cạnh cắt bên phụ;

α_n : Góc sau của cạnh cắt ngắn 1 - 2, $\alpha_n = 50^\circ \div 60^\circ$;

β_n : Góc mài của cạnh cắt ngắn 1 - 2, $\beta_n = 40^\circ \div 45^\circ$;

δ_n : Góc cắt của cạnh cắt ngắn 1 - 2, $\delta_n = \alpha_n + \beta_n = 90^\circ \div 105^\circ$;

α_b : Góc sau của cạnh cắt bên, $\alpha_b = 0^\circ$;

β_{bc} : Góc mài của cạnh cắt bên chính;

Đôi với gỗ mềm: $\beta_{bc} = 45^\circ \div 60^\circ$;

Đôi với gỗ cứng: $\beta_{bc} = 70^\circ$;

β_{bp} : Góc mài của cạnh cắt bên phụ;

Đôi với cửa máy: $\beta_{bc} = \beta_{bp}$;

Đôi với cửa thủ công: $\beta_{bc} = 32^\circ \div 45^\circ$; $\beta_{bp} = 45^\circ \div 52^\circ$;

γ_{bc} : Góc trước của cạnh cắt bên chính;

γ_{bp} : Góc trước của cạnh cắt bên phụ.

Nguyên lý làm việc

Nguyên lý làm việc của răng cắt ngang một chiều về cơ bản tương tự như răng cửa cắt ngang hai chiều, chỉ khác là do loại răng cửa này không đối xứng nên trong quá trình thực hiện việc cửa gỗ chỉ có bên chính thực hiện việc cắt gỗ. Một số loại cửa có sự chuyển động hai chiều tiến lùi thì chỉ có chiều cạnh cắt chính làm việc, chiều còn lại không tải.

So sánh với loại răng cửa cắt ngang hai chiều thì răng cửa cắt ngang một chiều có ưu điểm là lực cắt nhỏ hơn một chút. Tuy nhiên mạch cửa lại không hẳn. Sở dĩ như vậy là vì trong quá trình cửa gỗ, cạnh cắt ngắn (1-2) vừa cắt vừa dứt dứt các thớ gỗ, do đó mà mùn cửa không bị ép xuống đáy mạch cửa. Đây chính là nguyên nhân làm cho lực cắt giảm và mạch cửa không hẳn.

c. Răng xức (răng nạo)

Răng cửa cắt ngang ngoài việc cắt gỗ tạo lên thành mạch cửa nó còn có nhiệm vụ đẩy mùn cửa chạy theo mạch cửa. Mùn cửa được chứa ở khoảng giữa các răng cửa – khoảng giữa này gọi là "hầu cửa". Mặt trước của răng cửa đẩy mùn cửa đi, vì $\delta_n > 90^\circ$ nên mùn cửa bị nén xuống đáy mạch cửa và vì $\delta_n < 90^\circ$ nên mùn cửa cũng lại bị ép vào một bên thành mạch cửa làm tăng ma sát. Vì thế, khi cửa ngang nhất là khi mạch cửa rộng (như cửa xích) sẽ gặp khó khăn sau đây: Răng cửa bẻ sang hai bên khi cửa sẽ rạch ở đáy mạch

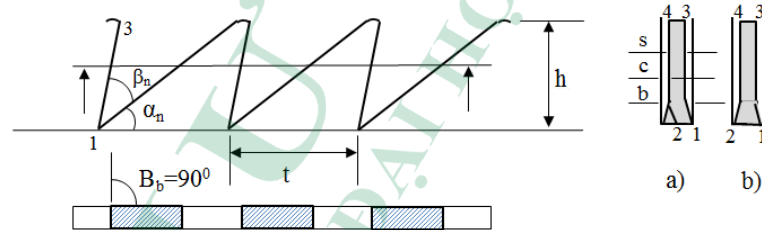
cưa hai rãnh có tiết diện hình tam giác. Nếu mạch cưa nhỏ thì đường gờ ở giữa sẽ bị các răng cưa ấy hót đi và đáy mạch cưa vẫn phẳng. Nhưng nếu mạch cưa rộng thì đường gờ đó sẽ có dạng hình thang, các răng cưa bình thường không hót nổi, do đó lực cắt tăng lên rất nhiều, thậm chí không thể cưa được nữa. Để hót đường gờ đó và để đẩy mùn cưa đi, người ta làm thêm một số răng đặc biệt gọi là răng xúc.

Răng xúc khác các răng cưa kể trên. Góc cắt của cạnh cắt ngắn của răng xúc $\delta_n < 90^\circ$ (thường từ $75^\circ \div 80^\circ$). Làm như vậy để hót đường gờ hình thang ở đáy mạch cưa và để đẩy mùn cưa đi vì mùn cưa sẽ không bị ép xuống đáy mạch cưa mà còn hơi được nâng lên khỏi đáy mạch cưa. Mùn cưa cũng không bị ép vào thành mạch cưa vì góc mài của cạnh cắt bên của răng xúc $\beta_b = 90^\circ$. Không bẻ răng xúc sang hai bên.

Răng xúc chỉ dùng để đẩy mùn cưa và hót đường gờ ở đáy mạch cưa, chúng không cắt gỗ ở hai bên. Nếu ta để đỉnh của chúng nằm trên cùng một đường thẳng với đỉnh các răng cắt, chúng sẽ cản trở các răng cắt. Vì vậy răng xúc phải được làm thấp hơn răng cắt một chút. Khoảng chênh lệch đó gọi là độ hạ thấp răng xúc ($\Delta_t = 0,5 \div 1 \text{ mm}$). Gỗ càng mềm và tốc độ ăn sâu của gỗ càng lớn thì độ hạ thấp răng xúc phải càng lớn. Lưỡi cưa có răng xúc (gọi là răng cưa phức tạp) dùng trong một số cưa xích và một số loại cưa thủ công.

2.3.3.2. Răng cưa xẻ dọc

Cấu tạo: Răng cưa xẻ dọc có cấu tạo như hình 2.4.



Hình 2.8. Sơ đồ cấu tạo của răng cưa xẻ dọc

Trong đó:

1 - 2: Cạnh cắt ngắn;

1 - 3, 2 - 4: Các cạnh cắt bên chính;

α_n : Góc sau của cạnh cắt ngắn 1 - 2, $\alpha_n = 20^\circ \div 30^\circ$;

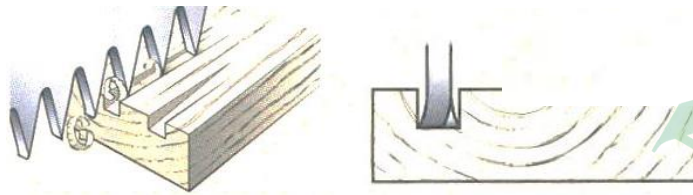
β_n : Góc mài của cạnh cắt ngắn 1 - 2, $\beta_n = 40^\circ \div 50^\circ$;

δ_n : Góc cắt của cạnh cắt ngắn 1 - 2, $\delta_n = \alpha_n + \beta_n = 60^\circ \div 80^\circ$.

Nguyên lý làm việc

Trong quá trình xẻ dọc, cạnh cắt ngắn (1 - 2) hoạt động nhiều nhất, nó cắt ngang thớ gỗ tạo nên đáy mạch cưa. Các cạnh cắt bên (1 - 3) và (2 - 4) cắt theo hướng tiếp tuyến tạo nên thành mạch cưa. Vì cạnh cắt ngắn (1 - 2) làm nhiệm vụ cắt trước nên góc cắt của nó

$\delta_n < 90^\circ$, do đó chi cưa được một chiều. Để hầu cưa đủ chỗ chứa mùn cưa, thì góc mài α_n phải lấy bằng từ $20 \div 30^\circ$. Để cho răng cưa vững thì góc mài β_n phải nằm trong khoảng từ $40 \div 50^\circ$. Để tăng thêm độ cứng vững của răng cưa xẻ dọc mà vẫn đảm bảo khả năng chứa mùn cưa của hầu cưa (đảm bảo bước răng t), người ta dùng các răng cưa lưng gãy.



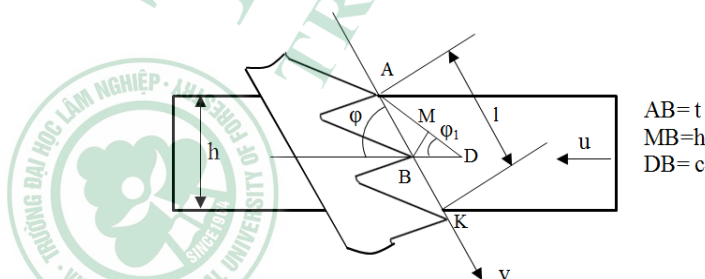
Hình 2.9. Hình dạng mạch cưa tạo bởi răng cưa xẻ dọc

Trong lưỡi cưa xẻ dọc, cạnh cắt bên của răng cưa có góc mài β_b hợp bởi mặt phẳng (1234) và $\beta_n = 90^\circ$. Góc sau của cạnh cắt bên $\alpha_b = 0^\circ$, vì nó hợp bởi hai mặt phẳng song song với nhau là mặt phẳng lưỡi cưa và thành mạch cưa, do đó góc cắt bằng góc mài $\delta_b = \beta_b$. Để giảm ma sát giữa mặt bên của răng cưa và thành mạch cưa người ta tiến hành mở cưa hoặc bằng cách bê các răng cưa sang hai bên (hình 2.8a) hoặc bằng cách tán bẹt phần mũi của răng cưa gọi là bóp me (hình 2.8b) để cạnh cắt trước lớn hơn bề dày lưỡi cưa một khoảng c gọi là độ mở cưa. Do đó mạch cưa có bề rộng $b = s + 2c$, trong đó s là chiều dày lưỡi cưa.

Đối với cưa dọc thì bản thân các răng cưa cũng làm nhiệm vụ của răng nạo đảm bảo việc đẩy mùn cưa ra ngoài. Khác với hình dạng đáy mạch cưa của cưa cắt ngang, đáy mạch cưa của cưa xẻ dọc có dạng là một đường thẳng (hình 2.9). Hầu cưa của răng cưa xẻ dọc cần phải được tính toán về hình dạng và thể tích của nó để đảm bảo chứa hết lượng mùn cưa tạo ra và sao cho mùn cưa không bị ép mạnh vào thành mạch cưa gây ra ma sát lớn. Hình dáng của hầu cưa phải đảm bảo để mùn cưa dễ thoát ra ngoài đồng thời phải đảm bảo độ bền vững của răng cưa. Khi cưa gỗ, thể tích của mùn cưa bao giờ cũng lớn hơn thể tích của gỗ biến thành phoi. Quan hệ giữa hai thể tích đó được thể hiện qua hệ số độ xốp σ , tức là tỷ số giữa thể tích của mùn cưa với thể tích gỗ biến thành mùn.

2.3.4. Quan hệ động học khi cưa

Để cắt được gỗ cần thiết phải có hai chuyển động là chuyển động cắt và chuyển động đẩy. Tốc độ của chúng ảnh hưởng đến chiều dày phoi. Sự phụ thuộc giữa chúng được gọi là quan hệ động học khi cưa. Để xác định được quan hệ này ta tiến hành xét sơ đồ hình 2.10.



Hình 2.10. Sơ đồ xác định quan hệ động học khi cưa gỗ

Giả sử ta có \vec{v} là tốc độ cắt có phương trùng với phương của đường thẳng nối các đỉnh răng, \vec{u} lập với \vec{v} một góc φ . Sau thời gian làm việc t_0 nào đó A chuyển động đến B đi được quãng đường t (bước răng), B chuyển động đến D . Quãng đường $BD = c$ được gọi là độ dịch chuyển của một răng hay lượng ăn gổ của một răng.

$$\text{Ta có: } t_0 = \frac{c}{u} \text{ và } t_0 = \frac{t}{v} \quad (2.23)$$

$$\text{Suy ra: } \frac{u}{v} = \frac{c}{t} \Rightarrow c = t \cdot \frac{u}{v} \quad (2.24)$$

Chiều dày phoi chính là khoảng cách giữa hai quỹ đạo của hai răng cưa. Trên hình 2.6, thì khoảng cách đó chính là $MB = h$.

$$h = c \cdot \sin \varphi_1 \quad (2.25)$$

Trong đó: φ_1 là góc hợp bởi quỹ đạo của đỉnh răng với phương của \vec{u}

Vì u nhỏ hơn v rất nhiều cho nên $\varphi_1 = \varphi$, do đó:

$$h = c \cdot \sin \varphi = t \cdot \frac{u \cdot \sin \varphi}{v} \quad (2.26)$$

Quan hệ tốc độ đẩy và bước răng:

$$u = \frac{v \cdot h}{t \cdot \sin \varphi} \quad (2.27)$$

Từ quan hệ động học quá trình cưa gổ ta chưa thể kết luận ngay rằng khi t giảm thì tăng u ngay được, mà cần phải xem xét sự phụ thuộc của lượng ăn dao c với bước răng t sao cho lượng mùn cưa được tạo ra phù hợp với khả năng chứa mùn của hầu cưa và vận chuyển ra ngoài mạch cưa. Nếu ta gọi chiều dài đáy mạch cưa $AK=l$ thì hình chiếu của l trên mặt phẳng vuông góc với \vec{u} được gọi là chiều cao mạch cưa. Ký hiệu chiều cao mạch cưa là h , ta có:

$$h = l \cdot \sin \varphi \quad (2.28)$$

Gọi Q'_0 là thể tích gổ tạo thành phoi do một răng chuyển động trên quãng đường l , ta có:

$$Q'_0 = h \cdot c \cdot b \quad (2.29)$$

Trong đó: b là chiều rộng mạch cưa, ($b = 2c + s$).

Nếu gọi Q''_0 là thể tích của mùn cưa (phoi gổ trong quá trình chuyển động bị phân nhỏ thành mùn cưa) do một răng chuyển động trên quãng đường l tạo nên thì ta có:

$$Q''_0 = \sigma \cdot h \cdot c \cdot b \quad (2.30)$$

Trong đó: σ là hệ số độ xóp.

Thể tích hầu cưa:

$$V = \theta.h_r.t.b \quad (2.31)$$

Trong đó:

h_r : Chiều cao răng cưa;

t : Bước răng;

θ : Hệ số diện tích hầu cưa.

θ chính là tỷ số giữa diện tích thực của hầu cưa F và $h.t$.

$$\theta = \frac{F}{h_r.t} \quad (2.32)$$

Hệ số θ phụ thuộc vào dạng răng cưa:

+ Đối với cưa sọc: $\theta = 0,4 \div 0,5$;

+ Đối với cưa đĩa xẻ dọc: $\theta = 0,25 \div 0,35$;

+ Đối với cưa đĩa cắt ngang: $\theta = 0,5 \div 0,6$.

Quan hệ giữa chiều cao răng cưa h_r và bước răng t :

$$h_r = \psi.t \quad (2.33)$$

Trong đó:

ψ : Hệ số tương quan giữa h_r và t , $\psi = 0,5 \div 1,2$.

+ Đối với cưa sọc: $\psi = 0,6 \div 1,0$;

+ Đối với cưa đĩa xẻ dọc: $\psi = 0,5 \div 0,7$;

+ Đối với cưa đĩa cắt ngang: $\psi = 0,7 \div 1,2$.

Từ đây ta có: $V = \theta.\psi.t^2.b$ (2.34)

Như vậy, muốn cho hầu cưa chứa đủ lượng mùn cưa được tạo ra, đồng thời vẫn đảm bảo điều kiện làm việc bình thường của cưa thì:

$$V \geq Q''_0 \quad (2.35)$$

Từ (2.30), (2.34) và (2.35), suy ra:

$$\theta.\psi.t^2.b \geq \sigma.h.c.b \quad (2.36)$$

Thay $c = t \frac{u}{v}$ vào (2.36) và biến đổi ta được:

$$u \leq \frac{v}{\sigma.h} \theta.\psi.t \quad (2.37)$$

Từ đó ta thấy để đảm bảo điều kiện làm việc bình thường của cưa, cưa không bị nứt hầu, mòn cưa không bị ép vào mặt trước răng cưa thì giá trị:

$$u_{max} = \frac{v}{\sigma \cdot h} \cdot \theta \cdot \psi \cdot t \quad (2.38)$$

2.3.5. Lực tác dụng lên răng cắt

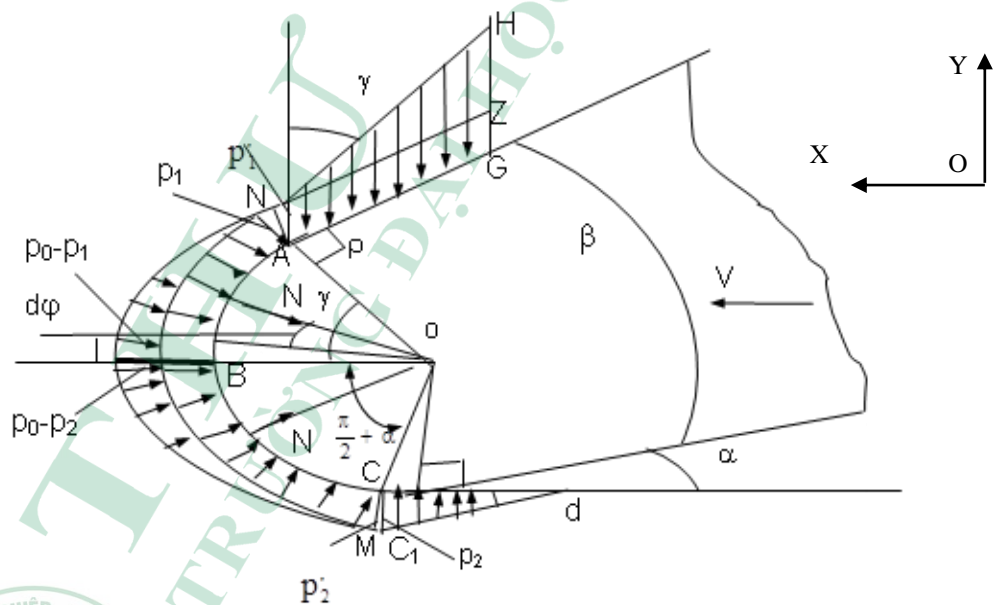
2.3.5.1. Sơ đồ tổng quát lực tác dụng lên răng cắt

Sơ đồ tổng quát lực tác dụng lên răng cắt được thể hiện trên hình 2.11. Khi được tác dụng lực theo chiều cắt thì răng cắt đi vào phá hủy thớ gỗ để tạo ra thành mạch cưa. Tại điểm B có lực tác dụng lớn nhất do điểm B nằm xa tâm O nhất nên gây ra sự biến dạng của gỗ lớn nhất tại vị trí đó. Để chống lại sự phá hủy trên thì từ gỗ sinh ra các phản lực tác dụng lên răng cắt.

Lực p'_1 và p'_2 (theo phương OY) được xác định dựa vào biên dạng dọc theo phương trục Y tính theo tung độ của A và C ($y_A; y_C$). Gọi p_1, p_2 là các lực phân bố đều trên cung AB và cung BC , p_0 là áp lực lớn nhất tại điểm xa nhất của mũi lưỡi cắt (điểm B). Khi đó, p_1 và p_2 trên cung AC tại A và C được tính như sau:

$$p_1 = p'_1 \cdot \cos \gamma \quad (2.39)$$

$$p_2 = p'_2 \cdot \cos \alpha \quad (2.40)$$



Hình 2.11. Sơ đồ tổng quát lực tác dụng lên lưỡi cắt trong quá trình

2.3.5.2. Lực tác dụng lên mũi cạnh cắt

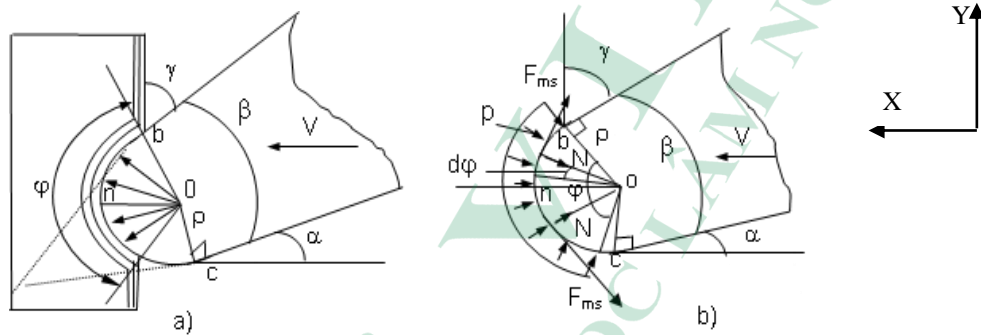
Tại điểm B gỗ sẽ có biến dạng lớn nhất nên sinh ra ứng suất lớn nhất làm cho các sợi gỗ bị phá hủy tại đó. Tại điểm N và M có biến dạng nhỏ hơn nên ứng suất nhỏ hơn do vậy

lực phân bố lên cạnh cắt là không đều. Để thuận lợi cho quá trình tính toán chia lực tác dụng lên mũi cắt thành hai phần gồm lực phân bố đều p_1 và p_2 ở cung AB và BC và lực phân bố theo quy luật $\cos(\varphi - p_0)$ và $(p_0 - p_2)$ ở cung NI và IM .

a. Xét trên cung AB

* Thành phần lực phân bố đều

Sơ đồ lực tác dụng lên mũi dao được trình bày trên hình 2.12. Các lực tác dụng lên mũi cắt gồm có lực N và lực ma sát F_{ms} giữa lớp gỗ tiếp giáp với mũi cắt và bề mặt mũi cắt, các lực này phân bố khá phức tạp. Lực N của gỗ lên mũi lưỡi cắt được coi là phân bố đều trên cung tiếp xúc giữa gỗ và lưỡi cắt. Trong tính toán kỹ thuật giả thiết chúng phân bố đều với cường độ p trên cung tiếp xúc của góc ôm φ . Vì bán kính cong của mũi cắt ρ nhỏ nên $p = \sigma_n$. Hợp lực N đi qua tâm O chia đôi cung BN .



Hình 2.12. Lực tác dụng lên mũi lưỡi cắt khi áp lực phân bố đều

Ta có: $dN_1 = \rho b \cdot d\varphi \cdot \sigma_n$ (2.41)

$$dF_1 = f \cdot dN_1 = f \cdot b \cdot \rho \cdot \sigma_n \cdot d\varphi$$
 (2.42)

$$P_{m1} = \int_0^\gamma dN_1 \cdot \cos \phi + \int_0^\gamma dF_1 \cdot \sin \phi = \int_0^\gamma \rho \cdot b \cdot \sigma_n \cdot \cos \phi \cdot d\phi + \int_0^\gamma f \cdot b \cdot \rho \cdot \sigma_n \cdot \sin \phi \cdot d\phi$$

$$P_{m1} = \rho \cdot b \cdot \sigma_n \cdot \sin \gamma + f \cdot b \cdot \rho \cdot \sigma_n (1 - \cos \gamma)$$

$$P_{m1} = b \cdot \rho \cdot \sigma_n [\sin \gamma + f \cdot (1 - \cos \gamma)]$$
 (2.43)

Trong đó:

b : Bề rộng mạch cắt (hay chiều rộng của lưỡi cắt) [mm];

ρ : Bán kính cong của mũi cắt (độ tù của mũi cắt) [μ k];

σ_n : Ứng suất nén của gỗ [N/mm^2].

* Thành phần lực phân bố theo quy luật \cos

$$p = (p_0 - p_1) \cos \frac{\pi}{2\beta} \varphi$$
 (2.44)

Xét một vi phân góc $d\phi$, lực dN_1 được tính như sau:

$$dN_1 = p_0 \cdot b \cdot \rho \cdot \cos \frac{\pi}{2\gamma} \phi \cdot d\phi \quad (2.45)$$

$$P_{m2} = \int_0^\gamma \rho \cdot b \cdot p_0 \cdot \cos \frac{\pi}{2\gamma} \phi \cdot \cos \phi \cdot d\phi + \int_0^\gamma f \cdot \rho \cdot b \cdot p \cdot \cos \frac{\pi}{2\gamma} \phi \cdot \sin \phi \cdot d\phi \quad (2.46)$$

$$\int \cos px \cdot \cos qx \cdot dx = \frac{\sin(p+q)x}{2(p+q)} + \frac{\sin(p-q)x}{2(p-q)} \quad (2.47)$$

Với $p^2 \neq q^2$; $q = 1$; $p = \frac{\pi}{2\phi_0}$

$$\int_0^\gamma \cos \frac{\pi}{2\gamma} \phi \cdot \cos \phi \cdot d\phi = \frac{\sin\left(\frac{\pi}{2\gamma} + 1\right)\phi}{2 \cdot \left(\frac{\pi}{2\gamma} + 1\right)} + \frac{\sin\left(\frac{\pi}{2\gamma} - 1\right)\phi}{2 \cdot \left(\frac{\pi}{2\gamma} - 1\right)} \Bigg|_0^\gamma = \frac{2 \cdot \pi \cdot \gamma^2 \cdot \cos \gamma}{\pi^2 - 4 \cdot \gamma^2} \quad (2.48)$$

Tương tự, ta có:

$$\begin{aligned} \int_0^\gamma \cos \frac{\pi}{2\gamma} \phi \cdot \sin \phi \cdot d\phi &= \frac{\sin \gamma \cdot \sin \frac{\pi}{2\gamma} \cdot \gamma}{1 + \frac{\pi}{2\gamma}} + \frac{2}{1 + \frac{\pi}{2\gamma}} \cdot \frac{2\gamma}{\pi - 2\gamma} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2\gamma} - 1\right) \Bigg|_0^\gamma = \\ &= \frac{2\gamma}{\pi^2 - 4\gamma^2} \cdot (\pi \cdot \sin \gamma - 2\gamma) \end{aligned} \quad (2.49)$$

Thay (2.48) và (2.49) vào phương trình (2.46) ta được:

$$P_{m2} = \frac{2\rho \cdot (p_0 - p_1) \cdot \gamma \cdot b}{\pi^2 - 2\gamma^2} \cdot [\pi \cdot \gamma \cdot \cos \gamma + f \cdot (\pi \sin \gamma - 2\gamma)] \quad (2.50)$$

Hình chiếu hợp lực trên trục OY của áp lực phân bố theo quy luật cosin trên cung AB đó chính là lực đẩy Q_{m1} :

$$\begin{aligned} Q_{m1} &= - \int_0^\beta \rho \cdot b \cdot (p_0 - p_1) \cos \frac{\pi}{2\gamma} \phi \cdot \sin \phi \cdot d\phi + \int_0^\beta f \cdot \rho \cdot b \cdot (p_0 - p_1) \cos \frac{\pi}{2\gamma} \phi \cdot \cos \phi \cdot d\phi \\ Q_{m1} &= \frac{2 \cdot \rho \cdot b \cdot (p_0 - p_1) \cdot \gamma}{\pi^2 - 4\gamma^2} [f \cdot \gamma \cdot \pi \cdot \cos \gamma - (\pi \sin \gamma - 2\gamma)] \end{aligned} \quad (2.51)$$

b. Xét trên cung BC

- Thành phần lực phân bố đều

Thành phần lực phân bố đều trên cung BC được tính tương tự như cung AB theo công thức sau:

$$P_{m2} = b \cdot \rho \cdot \sigma_n \left[\sin\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right) + f \cdot (1 - \cos\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right)) \right] \quad (2.52)$$

- Thành phần lực phân bố theo quy luật cosin

Theo quy luật cosin: $p = (p_0 - p_2) \cos \sin\left(\frac{\pi}{\pi + 2\alpha} \cdot \phi\right)$

Tương tự như cung AB lực cắt được tính như sau:

$$P_{m2} = \frac{2\rho(p_0 - p_2)\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right)b}{\pi^2 - 4\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right)^2} \left[\pi\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right) \cos\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right) + f\left(\pi \sin\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right) - \pi + 2\alpha\right) \right] \quad (2.53)$$

Lực đẩy Q_{m2} được tính như sau:

$$Q_{m2} = \int_0^{\frac{\pi}{2} + \alpha} \rho \cdot b \cdot (p_0 - p_1) \cos\frac{\pi}{\pi + 2\alpha} \phi \sin \phi d\phi - \int_0^{\frac{\pi}{2} + \alpha} f \rho \cdot b \cdot (p_0 - p_2) \cos\frac{\pi}{\pi + 2\alpha} \phi \cos \phi d\phi$$

$$Q_{m2} = \frac{2\rho \cdot b \cdot (p_0 - p_2) \left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right)}{\pi^2 - 4\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right)^2} \left[\pi \sin\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right) - (\pi + 2\alpha) - f\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right) \left(\pi \cos\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right)\right) \right] \quad (2.54)$$

Tổng lực tác dụng lên mũi lưỡi cắt là:

$$P_m = b \cdot \rho \cdot \sigma_n \left[\left(\sin \gamma + \sin\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right) \right) + f \left(2 - \cos \gamma - \cos\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right) \right) \right] + \frac{2\rho \cdot b \cdot (p_0 - p_1) \gamma}{\pi^2 - 2\gamma^2} \left[\pi \gamma \cos \gamma + f \left(\pi \sin \gamma - 2\gamma \right) \right] +$$

$$+ \frac{2b \cdot \rho \cdot (p_0 - p_2) \left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right)}{\pi^2 - 4\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right)^2} \left[\pi\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right) \cos\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right) + f\pi \sin\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right) - \pi + 2\alpha \right] \quad (2.55)$$

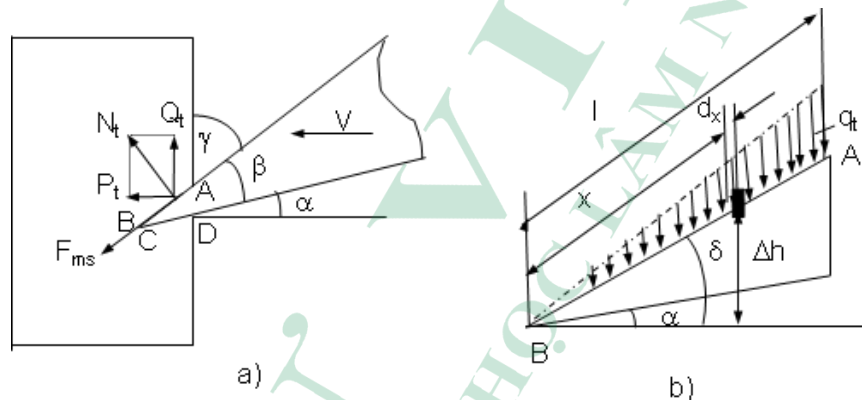
Từ công thức (2.55) ta có thể nhận thấy các lực tác dụng lên mũi cắt phụ thuộc vào tính chất cơ lý của gỗ (thông qua giá trị của σ_n), độ tì ρ và các thông số góc của lưỡi cắt (góc mài β , góc cắt δ , góc trước γ).

2.3.5.3. Lực tác dụng lên mặt trước cạnh cắt

a. Phân áp lực phân bố theo quy luật tam giác

Lực tác dụng lên mặt trước của cạnh cắt trong quá trình cắt nằm trong đoạn AB xuất hiện từ điểm có thớ gỗ bị đứt (điểm A) đến điểm cuối của phân phoi tiếp xúc với lưỡi cắt (điểm B) như trên hình 2.13. Lực trên đoạn này phân bố không đều. Cùng với lực này còn có lực ma sát giữa phần gỗ bị cắt với bề mặt trước của lưỡi cắt, lực ma sát cũng có cường độ không đều. Lực của phoi tác dụng lên mặt trước lưỡi cắt được phân bố theo hình tam giác hoặc theo đường cong. Trong trường hợp cắt kín có phoi, áp lực tác dụng lên mặt trước của lưỡi cắt bằng lực nén phoi nên tỷ lệ với biến dạng của lớp phoi và được phân bố theo hình tam giác.

Trong quá trình cắt gỗ dạng cắt kín có phoi ta giả thiết áp lực của gỗ tác dụng lên mặt trước của lưỡi cắt phân bố theo hình tam giác.



Hình 2.13. Sơ đồ tính toán lực tác dụng lên mặt trước của lưỡi cắt

Hợp lực theo phương chuyển động và phương vuông góc chính là lực cản cắt P_t và lực đẩy Q_t ở mặt trước cạnh cắt. Gọi tổng hợp lực ở mặt trước là N_t thì P_t và Q_t được tính như sau:

$$Q_t = N_t \cdot l \cdot b (\cos \delta - f \sin \delta) \quad (2.56)$$

$$P_t = N_t \cdot l \cdot b (\sin \delta + f \cos \delta)$$

Trong đó:

l : Chiều dài tiếp xúc giữa lưỡi cắt và gỗ; $l = AB$;

b : Bề rộng lưỡi cắt;

δ : Góc cắt bằng $(\beta + \alpha)$.

Lực đẩy Q_t bằng lực nén các phần tử phoi đã bị cắt theo hướng dọc thớ. Ký hiệu cường độ lực nén này là q , tại điểm B cường độ $q = 0$ và tại điểm A ta có $q = q_{max}$. Lực đẩy Q_t được xác định bằng cách xét một phần tử mặt trước dx tại vị trí cách điểm B một khoảng là x như trên hình 2.13. Phần tử này có biến dạng nén là $\Delta h = x \cdot \sin \delta$, lực đàn hồi của nó tác dụng lên mặt trước sẽ là:

$$dQ = C \cdot \Delta h. \quad (2.57)$$

Trong đó: C là độ cứng của gỗ khi nén dọc thớ [N/mm]

$$C = \frac{EF}{L} = \frac{E \cdot d_x \cos \delta \cdot B}{L} \quad (2.58)$$

Trong đó:

E : Modul đàn hồi khi nén dọc thớ;

L : Chiều dài phần gỗ bị nén.

Từ (2.57) và (2.58) có:

$$dQ_x = \frac{BE}{2L} \cdot \sin 2\delta \cdot x \cdot dx \quad (2.59)$$

Tích phân hai vế (2.59) với cận của x từ 0 đến $l = ab$ ta có:

$$Q_{l1} = \frac{BE}{4L} \cdot \sin 2\delta \cdot l^2 \quad (2.60)$$

Từ (2.58) và (2.60) ta có:

$$P_{l1} = \frac{\sin \delta + f \cos \delta}{\cos \delta - f \sin \delta} \cdot \frac{l^2}{4L} BE \sin 2\delta$$

Hay

$$P_{l1} = \frac{\operatorname{tg} \delta + f}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \delta} \cdot \frac{l^2}{4L} BE \sin 2\delta \quad (2.61)$$

b. Phân áp lực phân bố theo hình bình hành

Thành phần lực P và Q trong trường hợp này được tính theo các công thức:

$$\begin{aligned} P_t &= \sigma_c B \operatorname{tg} \delta (\operatorname{tg} \delta + f) \\ Q_t &= \sigma_c B \operatorname{tg} \delta (1 - f \operatorname{tg} \delta) \end{aligned} \quad (2.62)$$

Trong đó: σ_c là ứng suất chèn đập.

c. Tổng lực cắt và lực đẩy của gỗ tác dụng lên mặt trước lưỡi cắt

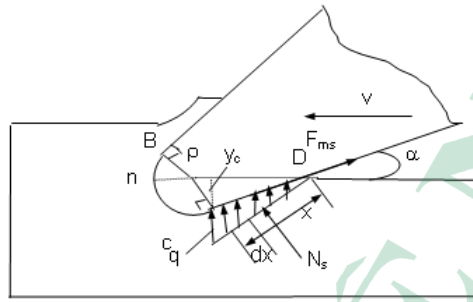
Từ công thức (2.61) và (2.62) ta có tổng lực cắt và lực đẩy tác dụng lên lưỡi cắt là:

$$Q_t = \frac{BE}{4L} \cdot \sin 2\delta \cdot l^2 + \frac{B \cdot E \cdot l}{L} \rho \cdot \sin^2 \gamma \quad (2.63)$$

$$P_t = \frac{\operatorname{tg} \delta + f}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \delta} \cdot \frac{l^2}{4L} BE \sin 2\delta + \frac{B \cdot E \cdot l}{L} \rho \cdot \sin^2 \gamma \cos \gamma \quad (2.64)$$

2.3.5.4. Lực tác dụng lên mặt sau của lưỡi cắt

Ta giả thiết lực N_s tác dụng của gỗ lên mặt sau cạnh cắt phân bố là hình tam giác. Sơ đồ tính toán lực cắt được trình bày như trên hình 2.10.



Hình 2.14. Sơ đồ tính toán lực tác dụng mặt sau lưỡi cắt

Lực (N_s) sinh ra do tính đàn hồi của các thớ gỗ bị biến dạng nén. Lực này được tính toán tương tự như trên mặt trước, trong đó cường độ áp lực đàn hồi lớn nhất ở điểm C.

$$y_c = \rho \cdot \cos \alpha; \frac{CD}{\rho} = \cot g \alpha \quad (2.65)$$

Đặt $l_1 = CD$ nên $l_1 = \rho \cdot \cot g \alpha$, trong đó l_1 là khoảng cách từ mặt dưới đến phần gỗ chịu nén, ta có:

$$\Delta h = x \cdot \sin \alpha$$

$$dQ_s = BE \cdot \frac{\Delta h}{l_1} \cos \alpha \cdot dx$$

$$dQ_s = \frac{EB}{2l_1} \sin 2\alpha \cdot x \cdot dx \quad (2.66)$$

$$Q_s = \int_0^{l_1} \frac{EB}{2l_1} \sin 2\alpha \cdot x \cdot dx \quad (2.67)$$

$$Q_s = \frac{EB}{4l_1} \rho^2 \cos^2 \alpha \cot g \alpha \quad (2.68)$$

Chiếu các lực lên trục OX ta được lực cắt:

$$\sum X_i = 0$$

$$P - N_s \cdot \sin \alpha + f \cdot N_s \cdot \cos \alpha = 0$$

$$P = N_s \cdot (-\sin \alpha + f \cdot \cos \alpha)$$

Chiếu lên trục OY ta có:

$$\sum Y_i = 0$$



$$Q - N_S \cdot \cos \alpha - f \cdot N_S \sin \alpha = 0; Q = N_S \cdot (\cos \alpha - f \cdot \sin \alpha)$$

$$\frac{P}{Q} = \frac{f \cdot (\cos \alpha - \sin \alpha)}{\cos \alpha + f \cdot \sin \alpha}$$

$$P = \frac{\operatorname{tg} \varpi - \operatorname{tg} \alpha}{1 + \operatorname{tg} \varphi \operatorname{tg} \alpha} = \operatorname{tg}(\varpi - \alpha) \cdot Q \quad (2.69)$$

Trong đó:

Đặt $\operatorname{tg} \varpi = f$;

ϖ : Góc ma sát giữa tre và lưỡi cắt;

f : Hệ số ma sát.

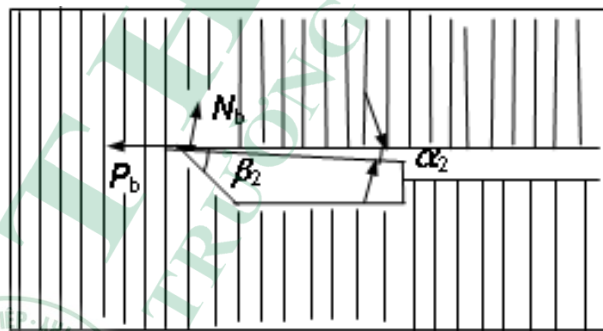
$$P_s = \frac{EB}{4l_1} \rho^2 \cdot \cos^2 \alpha \cdot \cot g \alpha \cdot \operatorname{tg}(\varpi - \alpha)$$

$$Q_s = \frac{EB}{4l_1} \rho^2 \cos^2 \alpha \cot g \alpha \quad (2.70)$$

Từ công thức (2.70) ta thấy rằng lực tác dụng lên mặt sau của cánh cắt phụ thuộc vào modul đàn hồi E của gỗ, góc sau α và góc ma sát giữa gỗ và cánh cắt ω .

2.3.5.5. Lực tác dụng lên mặt bên cạnh cắt

Khi làm việc, một phần diện tích mặt bên của cánh cắt luôn tiếp xúc với thành bên mạch cưa do hiện tượng dẫn nở của các sợi gỗ nên gây ra lực tác dụng lên mặt bên của lưỡi cắt và lực ma sát tại phần tiếp xúc đó. Sơ đồ lực tác dụng của thành mạch cưa lên mặt bên lưỡi cắt được trình bày trên hình 2.11.



Hình 2.15. Sơ đồ tính lực tác dụng của thành bên lên cạnh cắt

Lực ma sát F_{msb} giữa mặt bên của cánh cắt với thành mạch cưa tính theo công thức sau:

$$F_{msb} = f \cdot N_b \quad (2.71)$$

Trong đó: N_b là tổng hợp lực của lớp gỗ ở thành mạch cưa lên mặt bên của cạnh cắt.

$$N_b = \frac{C_n l_b^2 \sin \alpha_2}{2} \cdot b \quad (2.72)$$

Trong đó:

C_n : Hệ số đàn hồi nén ngang thớ [N/mm³];

l_b : Chiều dài tiếp xúc giữa gỗ và cạnh cắt [mm].

Thay (2.72) vào (2.71) và chiếu các thành phần lực lên phương song song và phương vuông góc với phương chuyển động của cạnh cắt, ta được lực cản cắt và lực đẩy tính theo công thức như sau:

$$P_b = \frac{C_d \cdot b \cdot f \cdot l_b^2 \cdot \sin \alpha_2}{2} \quad (2.73)$$

$$Q_b = 0$$

Ta thấy rằng lực tác dụng lên mặt bên cạnh cắt P_b phụ thuộc vào hệ số ma sát và hệ số đàn hồi nén dọc thớ. Hệ số ma sát và đàn hồi của gỗ phụ thuộc vào loại gỗ, độ ẩm của gỗ, tuổi gỗ và chiều thớ gỗ với chiều chuyển động của cạnh cắt. Ngoài ra P_b còn phụ thuộc vào diện tích tiếp xúc giữa mặt bên cạnh cắt với thành mạch cưa và góc mài β_2 .

2.3.5.6. Tổng lực tác dụng lên răng cắt

Từ những công thức tính toán lực ở các phần trên, sau khi biến đổi toán học ta được công thức tổng lực cắt P tác dụng lên răng cắt như sau:

$$P = h\rho\sigma_n \left[(\sin(90 - \delta) + \sin(\frac{\pi}{2} + \alpha)) + f(2 - \cos(90 - \delta) - \cos(\frac{\pi}{2} + \alpha)) \right] + \sigma_{ng} f l_b^2 \sin \alpha_1 +$$

$$+ \frac{2\rho h(p_0 - p_1)(90 - (\alpha + \beta))}{\pi^2 - 2\gamma^2} \left[\pi\gamma \cos(90 - (\beta + \alpha)) + f(\pi \sin(90 - (\alpha + \beta)) - 2\gamma) \right] +$$

$$\frac{2h\rho(p_0 - p_2)(\frac{\pi}{2} + \alpha)}{\pi^2 - 4(\frac{\pi}{2} + \alpha)} \times \left[\pi(\frac{\pi}{2} + \alpha) \cos(\frac{\pi}{2} + \alpha) + f\pi \sin(\frac{\pi}{2} + \alpha) - \pi + 2\alpha \right] + \quad (2.74)$$

$$+ \frac{tg\delta + f}{1 - f \cdot tg(\gamma_1 + \beta_1)} \cdot \frac{l^2}{4L} hE \sin 2\delta + \frac{EB}{4l} \rho^2 \cdot \cos^2 \alpha_1 \cdot \cot g\alpha_1 \cdot tg(\varpi - \alpha_1) +$$

$$+ \frac{h \cdot E \cdot l}{L} \rho \cdot \sin^2(90 - \delta) \cos(90 - \delta)$$

Tổng lực đẩy Q tác dụng lên răng cắt được xác định theo công thức như sau:

$$Q = \frac{2\rho \cdot b(p_0 - p_2)(\frac{\pi}{2} + \alpha)}{\pi^2 - 4(\frac{\pi}{2} + \alpha)^2} \left[\pi \sin(\frac{\pi}{2} + \alpha) - (\pi + 2\alpha) - f(\frac{\pi}{2} + \alpha)(\pi \cos(\frac{\pi}{2} + \alpha)) \right] + \quad (2.75)$$

$$+ \frac{h \cdot E}{4L} \cdot \sin 2\delta \cdot l^2 + \frac{EB}{4l_1} \rho^2 \cos^2 \alpha \cot g\alpha + \frac{1}{2} C_d \rho^2 b \cos \alpha (\cot g\alpha + f) +$$

$$2f \cdot F \cdot l_1 \cot g\alpha + \sigma_{cd} \rho \cdot b \left[(\sin \alpha - \cos \gamma + 2) - f(\cos \alpha - \sin \gamma) \right] + \tau_t \cdot h \cdot b$$

Quá trình cắt phức tạp gồm nhiều cạnh cắt đồng thời cùng tham gia vào quá trình cắt để tạo thành phoi cắt. Công thức tổng quát tính lực tác dụng lên lưỡi cắt P được thiết lập có sự xuất hiện của hầu hết các yếu tố tham gia vào quá trình cắt. Công thức bao hàm các hệ số ảnh hưởng của các yếu tố về răng cắt, các yếu tố về vật liệu gia công và các yếu tố về quá trình gia công. Các hệ số này khác nhau nên ảnh hưởng của các yếu tố cũng khác nhau. Quy luật ảnh hưởng của các yếu tố đến lực cắt được thể hiện ở công thức P . Kết quả tìm quy luật ảnh hưởng của các tham số đến lực cắt là căn cứ để tính toán các thông số tối ưu của răng cắt và công suất cắt.

2.3.6. Lực và công suất cắt khi có nhiều răng cắt thực hiện quá trình cắt

2.3.6.1. Lực cắt

Trong thực tế gia công gỗ thì cùng một lúc có nhiều răng cắt tham gia vào quá trình cưa gỗ nên ta có:

$$P_n = n.P \text{ [N]} \quad (2.76)$$

Trong đó:

P_n : Lực cắt của n răng tham gia vào quá trình cắt;

n : Số răng cưa cùng lúc tham gia cắt;

P : Lực cắt của một răng cưa.

Ta có: $n = \frac{l}{t}$ mà $l = \frac{H}{\sin \varphi}$

$$\Rightarrow n = \frac{H}{t \cdot \sin \varphi} \quad (2.77)$$

Trong đó:

t : Bước răng;

H : Chiều cao mạch cưa;

l : Chiều dài mạch cưa;

φ : Góc hợp giữa phương vuông góc với mạch cưa và phương chuyển động của cưa.

Ta có: $P = K.b.h$ mà $h = t \frac{u \cdot \sin \varphi}{v}$ (chiều dày phoi cắt)

Suy ra: $P = K.b.t \frac{u \cdot \sin \varphi}{v}$ (2.78)

$$\text{Từ đó ta có: } P_n = K.b.H. \frac{u}{v} \quad (2.79)$$

Trong đó:

K : Lực cản cắt riêng [N/m^2];

b : Chiều rộng mạch cưa [m];

H : Chiều cao mạch cưa [m];

u : Tốc độ đẩy gỗ vào cưa (hoặc cưa vào gỗ) [m/s];

v : Tốc độ cắt [m/s].

2.3.5.2. Lực đẩy

Lực đẩy là lực cần thiết để đẩy cưa vào gỗ. Khi nhiều răng cắt tham gia vào quá trình cắt thì lực đẩy được xác định theo công thức sau:

$$Q_n = n.Q \quad (2.80)$$

Trong đó:

Q_n : Lực đẩy khi n răng cắt tham gia cùng lúc;

n : Số răng tham gia cắt tại thời điểm xác định;

Q : Lực đẩy của một răng cắt.

Lực đẩy Q_n có thể được xác định bằng công thức thực nghiệm như sau:

$$Q_n = (0,7 \div 1,0)P_n \quad (2.81)$$

Trong đó:

P_n : Tổng lực cản của n răng cưa tham gia cắt;

Lấy trị số 0,7 khi cưa sắc; lấy trị số 1,0 khi cưa cùn.

2.3.6.3. Công suất cắt

Công suất cắt khi nhiều răng cùng tham gia quá trình cắt được xác định theo công thức:

$$N_n = P_n.v = K.b.H.u \quad [\text{W}] \quad (2.82)$$

Trong đó: K là công suất riêng (hoặc lực cản cắt riêng) [Nm/m^2].

Giá trị K khi cưa lớn hơn khi cắt bằng lưỡi cắt đơn giản vì khi cưa có nhiều răng cắt cùng một lúc tham gia vào quá trình cắt. Ngoài ra, một phần công còn dùng để đẩy mùn cưa và thắng lực ma sát giữa răng cưa cũng như mùn cưa với thành mạch cưa. Trị số K được tính theo công thức sau:

$$K = K_0.a_1.a_2.a_3 \quad (2.83)$$

Trong đó:

K_0 : Công suất cơ bản riêng, tra bảng 2.7 và 2.8;

a_1 : Hệ số điều chỉnh khi thay đổi loại gỗ, tra bảng 2.2;

a_2 : Hệ số điều chỉnh khi thay đổi độ ẩm, tra bảng 2.3;

a_3 : Hệ số điều chỉnh khi thay đổi độ sắc, tra bảng 2.5.

Bảng 2.7. Trị số K_0 [10^6N/m^2] khi cưa ngang gỗ thông ($W=15 \pm 20\%$) bằng lưỡi cưa đĩa

C (mm) \ b (mm)	0,4	0,3	0,2	0,1	0,05	0,02
1,5	79	80	81	88	99	122
2,5	60	63	66	73	86	102
3,5	48	49	51	60	72	88
5,0	31	32	34	44	54	73

Qua bảng 2.7, ta thấy bề rộng mạch cưa càng tăng thì K_0 càng giảm, lúc này phần lớn công cắt chi phí vào việc cắt đứt các thớ gỗ. Mặt khác, khi bề rộng mạch cưa càng lớn thì gờ tam giác cũng càng lớn, lúc này công cắt chi phí vào việc phá vỡ các gờ tam giác ở đáy mạch cưa.

Bảng 2.8. Trị số K_0 [10^6Nm/m^3] khi xẻ dọc gỗ thông ($W=15 \pm 20\%$) bằng cưa đĩa và cưa vòng

C (mm) \ Loại cưa	1,0	0,7	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
Cưa đĩa	34	37	39	41	45	55	80
Cưa vòng	-	43	45	47	55	65	90

Khi xẻ dọc thì K_0 chỉ phụ thuộc vào độ dịch chuyển C của một răng cưa (C còn được gọi là lượng ăn gỗ của một răng cưa). Khi xẻ dọc gỗ thông khô bằng cưa đĩa, cưa vòng thì K_0 được tra ở bảng 2.8.



Chương 3

CƠ SỞ TÍNH TOÁN NĂNG SUẤT VÀ CHI PHÍ SẢN XUẤT CỦA MÁY VÀ THIẾT BỊ

3.1. Phương pháp xác định năng suất của máy và thiết bị

3.1.1. Khái niệm năng suất

Để so sánh khả năng làm việc của máy trong một điều kiện nhất định cũng như xác định nhu cầu máy và thiết bị cho các hoạt động sản xuất thông thường người ta sử dụng chỉ tiêu năng suất. Năng suất của một máy và thiết bị nào đó là khối lượng công việc mà nó hoàn thành được trong một đơn vị thời gian.

Công thức chung xác định năng suất cho một thiết bị như sau:

$$N = \frac{M}{T} \quad (3.1)$$

Trong đó:

M: Khối lượng công việc hoàn thành;

T: Thời gian hoàn thành khối lượng công việc.

Từ công thức trên thấy rằng để tăng năng suất của một máy hoặc thiết bị nào đó thì cần phải tăng khối lượng công việc hoàn thành *M* và giảm thời gian *T* để hoàn thành công việc bằng cách nâng cao tay nghề của người vận hành, tối ưu hóa các thông số của thiết bị cũng như lựa chọn đối tượng làm việc phù hợp.

3.1.2. Phân loại năng suất

Có nhiều cách phân loại năng suất tùy theo mục đích sử dụng và phương pháp xác định:

Phân loại năng suất theo phương pháp xác định

Năng suất lý thuyết: Là năng suất được tính toán bởi nhà sản xuất khi thiết kế chế tạo. Năng suất này được sử dụng làm cơ sở để chế tạo máy và cung cấp thông tin chung về năng suất của máy.

Năng suất thực tế: Là năng suất xác định được thông qua khảo nghiệm thực tế sản xuất khi máy làm việc trong một điều kiện nhất định. Năng suất này được xác định cho những điều kiện cụ thể về tình trạng máy, kỹ năng vận hành, điều kiện làm việc và đối tượng làm việc. Năng suất này dùng để đánh giá lựa chọn máy cũng như là căn cứ để xây dựng định mức phục vụ tính toán nhu cầu máy móc vật tư khi làm dự toán.

Phân loại theo đơn vị thời gian xác định năng suất

- Năng suất ca: Là năng suất xác định khối lượng sản phẩm hoàn thành của máy trong một ca làm việc. Năng suất này thường được sử dụng để xác định mức làm việc của máy, từ đó xác định nhu cầu máy móc vật tư và nhân lực khi làm dự toán.

- Năng suất giờ: Là năng suất xác định khối lượng sản phẩm hoàn thành được của máy trong một giờ làm việc. Năng suất giờ thường là năng suất thuần túy tính cho thời gian máy làm việc hữu ích và đều là thời gian gián đoạn có thể tránh được. Do đó, năng suất giờ phản ánh chính xác hơn khả năng làm việc của máy nên thường được sử dụng để so sánh khả năng làm việc của các loại máy khác nhau từ đó lựa chọn loại máy phù hợp. Ngoài ra, năng suất giờ còn dùng để đánh giá khả năng làm việc của một máy ở những điều kiện khác nhau, từ đó phân tích và đưa ra các giải pháp để cải thiện năng suất.

3.1.3. Các bước xác định năng suất thực tế của máy

Để xác định năng suất thực tế của máy ta cần xác định khối lượng công việc hoàn thành M và thời gian T hoàn thành khối lượng công việc thông qua thực nghiệm đo đếm thực tế ngoài hiện trường.

3.1.3.1. Xác định chu kỳ làm việc của máy và thiết bị

Thông thường trong quá trình làm việc, các máy làm việc theo chu kỳ, nghĩa là sau mỗi khoảng thời gian nhất định thì máy sẽ hoàn thành một khối lượng công việc nào đó (như cưa xẻ gỗ, thiết bị bóc dỡ gỗ, vận xuất và vận chuyển gỗ, thiết bị xẻ...). Chu kỳ này lặp đi lặp lại để hoàn thành một khối lượng sản phẩm trong một giờ hoặc một ca.

Để xác định năng suất đối với máy làm việc theo chu kỳ, ta cần xác định khối lượng hoàn thành M và thời gian tiêu tốn T để hoàn thành khối lượng công việc M cho từng chu kỳ trên, năng suất giờ và năng suất ca sẽ được tính toán dựa vào số liệu đo đếm được của M và T cho từng chu kỳ. Như vậy, trước tiên ta cần phải xác định chu kỳ làm việc cụ thể của máy và thiết bị. Một chu kỳ của máy thường bao gồm các bước công việc hoặc các thao tác cần thiết (thường gọi là nguyên công) để hoàn thành một sản phẩm hoặc một khối lượng sản phẩm.

Đối với một số thiết bị hoạt động theo nguyên lý hoàn thành sản phẩm một cách liên tục (như các băng tải trong vận chuyển dăm, thiết bị hút mùn cưa...) thì khối lượng M và thời gian T được đo đếm xác định từ lúc thiết bị hoạt động đến khi thiết bị dừng hoạt động.

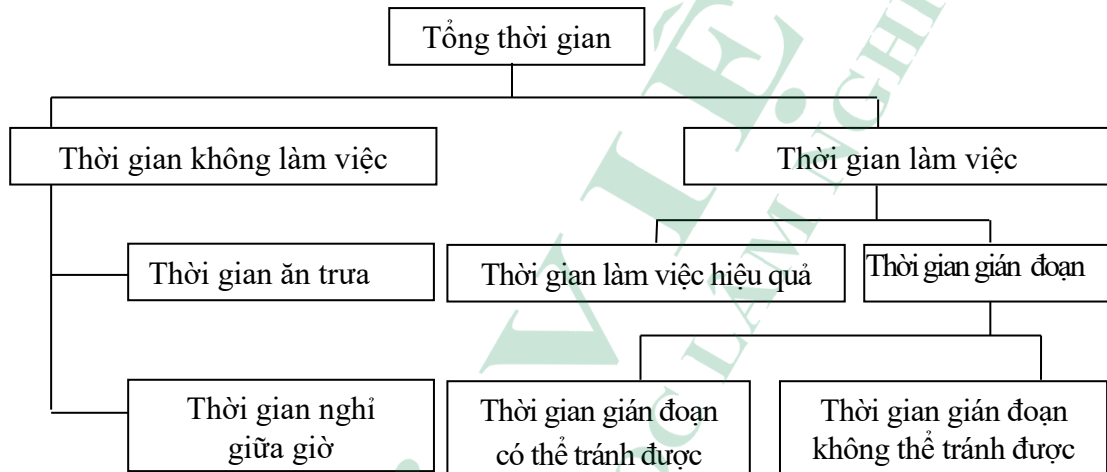
3.1.3.2. Xác định các nguyên công trong chu kỳ làm việc

Trong một chu kỳ làm việc để hoàn thành một đơn vị hoặc một khối lượng sản phẩm thì các máy hoặc thiết bị cần phải thực hiện một hoặc nhiều nguyên công. Các nguyên công này được thực hiện một cách nối tiếp và liên tục, do đó đối với mỗi cần phải xác định thời điểm bắt đầu và kết thúc của các nguyên công. Do nguyên công có tính nối tiếp và liên

tục nên thời điểm kết thúc của nguyên công trước sẽ là thời điểm bắt đầu cho nguyên công sau. Tổng thời gian của các nguyên công phải bằng thời gian thực hiện chu kỳ làm việc của máy.

3.1.3.3. Xác định các thành phần thời gian

Để tính toán năng suất ta cần xác định các thành phần thời gian của máy. Các thành phần thời gian được mô tả trong hình 3.1. Tổng thời gian một ca làm việc T_s được chia thành thời gian làm việc T_w và thời gian không làm việc T_{nw} . Thời gian làm việc gồm thời gian làm việc hiệu quả T_{pw} và thời gian gián đoạn T_d .



Hình 3.1. Các thành phần thời gian của một ca máy

Thời gian gián đoạn gồm hai thành phần là thời gian gián đoạn có thể tránh được T_{ad} và thời gian gián đoạn không thể tránh được T_{uad} . Thời gian gián đoạn có thể tránh được như thời gian chờ đợi các khâu trước hoặc khâu tiếp theo, thời gian dừng lại vì việc cá nhân, thời gian sửa chữa và bảo dưỡng máy do hỏng hóc đột xuất, thời gian di chuyển một khoảng cách xa đáng kể để tiếp nhiên liệu, dầu mỡ... Thời gian gián đoạn không thể tránh được gồm thời gian bảo dưỡng máy và tiếp nhiên liệu, dầu mỡ theo kế hoạch...

Khi xác định năng suất cần thiết phải xác định thời gian cho từng nguyên công trong một chu kỳ làm việc của máy để làm căn cứ phân tích ảnh hưởng của các thành phần nguyên công đến năng suất cũng như đề xuất các giải pháp cải thiện năng suất. Giả sử trong mỗi chu kỳ có k nguyên công, thời gian làm việc hiệu quả của mỗi chu kỳ được xác định theo công thức sau:

$$T_{pw} = T_{pw1}, T_{pw2}, T_{pw3} \dots T_{pwk} \quad [s] \quad (3.2)$$

Thời gian làm việc của mỗi chu kỳ được xác định theo công thức:

$$T_w = T_{pw} + T_d \quad [s] \quad (3.3)$$

$$T_d = T_{ad} + T_{uad} \quad [s] \quad (3.4)$$

Giả sử ta xác định được n chu kỳ làm việc. Từ những phân tích ở trên ta có tổng thời gian của n chu kỳ là:

$$T_s = \sum_{i=1}^n T_w + \sum T_{nw} \quad [s] \quad (3.5)$$

Giả sử khối lượng sản phẩm hoàn thành ở mỗi chu kỳ là $M_1, M_2, M_3 \dots M_n$. Thời gian để xác định năng suất ca gồm thời gian làm việc và thời gian không làm việc của một ca. Năng suất ca của máy được xác định theo công thức:

$$N_s = \frac{60.H.(M_1+M_2+M_3\dots+M_n)}{T_s} \quad (3.6)$$

Trong đó:

N_s : Năng suất ca;

H : Số giờ làm việc trong một ca.

Năng suất giờ của máy chỉ xác định cho thời gian làm việc hiệu quả xác định được từ mỗi chu kỳ làm việc. Năng suất giờ được tính theo công thức sau:

$$N_h = \frac{60.(M_1+M_2+M_3\dots+M_n)}{\sum_{i=1}^n T_{pw}} \quad (3.7)$$

Trong đó:

N_h : Năng suất giờ;

$\sum_{i=1}^n T_{pw}$ Tổng thời gian làm việc hiệu quả của n chu kỳ.

3.1.3.4. Phương pháp đo đếm thu thập số liệu để tính toán năng suất

Để xác định thời gian thực hiện các thao tác cần sử dụng các loại đồng hồ bấm giây đảm bảo độ tin cậy để đảm bảo độ chính xác của các số liệu thu thập được. Ngoài ra cần kết hợp với sử dụng máy quay phim để hỗ trợ trong việc kiểm tra và thu thập lại số liệu khi cần thiết.

Đối với khối lượng công việc hoàn thành cần phải căn cứ vào loại sản phẩm hoàn thành để xác định các dụng cụ và thiết bị đo phù hợp đảm bảo độ chính xác cần thiết.

Số lượng chu kỳ làm việc của máy cần cho nghiên cứu thực nghiệm phải đủ lớn để đảm bảo độ chính xác cần thiết.

3.2. Xác định chi phí sản xuất của máy và thiết bị

3.2.1. Khái niệm

Chi phí sản xuất của máy là chi phí cần thiết để máy để hoàn thành được một đơn vị sản phẩm. Chi phí này thường được xác định bằng khảo nghiệm thực tế trong điều kiện nhất định khi máy làm việc. Trong thực tế, chi phí sản xuất được sử dụng để so sánh hiệu quả kinh tế của các loại máy khác nhau trong các điều kiện sản xuất khác nhau, từ đó lựa chọn được loại máy phù hợp cũng như đề xuất các giải pháp để giảm chi phí sản xuất, từ đó nâng cao hiệu quả kinh tế của máy.

3.2.2. Phương pháp xác định chi phí sản xuất

Đối với hầu hết các máy và thiết bị sản xuất (trừ các phương tiện chở hàng hóa), chi phí sản xuất thường được tính toán cho một đơn vị sản phẩm để thuận tiện cho việc so sánh và phân tích. Để tính toán được chi phí sản xuất cho một đơn vị sản phẩm cần phải tính toán năng suất ca $[m^3/ca]$ và chi phí sản xuất của một ca máy $[đồng/ca]$. Kết hợp các kết quả này sẽ tính toán được chi phí sản xuất cho một đơn vị sản phẩm $[đồng/m^3]$.

Chi phí sản xuất C bao gồm chi phí máy móc, chi phí nhân công và quản lý phí.

$$C = C_{tb} + C_{nc} + C_{ql} \quad [đồng/ca] \quad (3.8)$$

Trong đó:

C_{tb} : Chi phí máy móc, thiết bị;

C_{nc} : Chi phí về nhân công;

C_{ql} : Chi phí quản lý.

3.2.2.1. Tính toán chi phí máy móc thiết bị (C_{tb})

Chi phí máy móc thiết bị bao gồm tất cả các chi phí về khấu hao, chi phí về sửa chữa, bảo dưỡng, chi phí về nhiên liệu, bảo hiểm và các chi phí khác. Chi phí về máy móc thiết bị được tính bằng công thức như sau:

$$C_{tb} = C_{cd} + C_{kcd} \quad [đồng/ca] \quad (3.9)$$

Trong đó: C_{cd} là chi phí cố định.

$$C_{cd} = C_{kh} + C_{ls} + C_{bh} \quad [đồng/ca] \quad (3.10)$$

Trong đó:

C_{kh} : Chi phí khấu hao;

C_{ls} : Chi phí lãi suất;

C_{bh} : Chi phí bảo hiểm, thuế;

C_{kcd} : Chi phí không cố định.

$$C_{kcd} = C_{nl} + C_{sc} + C_k \quad [đồng/ca] \quad (3.11)$$

Trong đó:

C_{nl} : Chi phí nhiên liệu;

C_{sc} : Chi phí sửa chữa, bảo dưỡng;

C_k : Các chi phí khác (mau hỏng rở tiền).

Như vậy ta có tổng chi phí máy móc được tính theo công thức:

$$C = C_{kh} + C_{ls} + C_{bh} + C_{nl} + C_{sc} + C_k + C_{nc} \quad [đồng/ca] \quad (3.12)$$

Chi phí cố định (C_{cd})

Chi phí cố định là chi phí không phụ thuộc vào thời gian máy có hoạt động hay không. Chi phí này bao gồm khấu hao thiết bị, chi phí lãi suất, bảo hiểm và thuế.

$$C_{cd} = C_{kh} + C_{ls} + C_{bh} \quad [\text{đồng/ca}] \quad (3.13)$$

a. Chi phí khấu hao (C_{kh})

Chi phí khấu hao có thể hiểu là sự giảm về giá trị của thiết bị do hao mòn, hỏng hóc trong quá trình sử dụng. Phương pháp để tính toán chi phí khấu hao thường phải phản ánh sự hao mòn của thiết bị thông qua thời gian làm việc của máy. Công thức để tính khấu hao như sau:

$$C_{kh} = \frac{(P_p - S \times P_p)}{N} \quad [\text{đồng/ca}] \quad (3.14)$$

Trong đó:

P_p : Giá mua mới, [đồng];

C_{kh} : Chi phí khấu hao [đồng];

N : Tuổi thọ thiết bị [năm];

S : Giá trị còn lại khi thanh lý [%].

Bảng 3.1. Một số thông số trong tính toán chi phí sản xuất của một số thiết bị khai thác

STT	Công cụ và thiết bị	Thời gian sử dụng		Giá thanh lý (% giá mua mới)
		N	Đơn vị	
1	Cưa xăng husqvarna 365	4	năm	10
-	Bản cưa	720	m ³	0
-	Xích cưa	240	m ³	0
-	Dũa xích	80	m ³	0
2	Máy chặt hạ liên hợp bánh lốp	10	năm	20
-	Lốp	4	năm	0
3	Máy chặt hạ liên hợp bánh xích	10	năm	20
-	Xích	4	năm	0
4	Máy kéo bánh xích chuyên dùng	5	năm	20
-	Xích	2	năm	0
5	Máy kéo bánh bơm chuyên dùng	5	năm	20
-	Lốp	2	năm	0
6	Máy kéo rơ mooc (Forwarder)	10	năm	20
-	Lốp xe	1	năm	0
7	Hệ thống đường cấp vận xuất gỗ	5	năm	20

STT	Công cụ và thiết bị	Thời gian sử dụng		Giá thanh lý (% giá mua mới)
		N	Đơn vị	
8	Thiết bị bóc dỡ chuyên dùng bánh lốp	10	năm	20
-	Lốp	1	năm	0
9	Thiết bị bóc dỡ chuyên dùng bánh xích	10	năm	20
-	Xích	2	năm	0
10	Cần trục tự hành bánh lốp	25	năm	20
-	Lốp	2	năm	0
11	Xe tải	25	năm	20
-	Lốp	1	năm	0
12	Máy ủi	10	năm	10
-	Xích	2	năm	0

b. Chi phí lãi suất (C_{ls})

Chi phí lãi suất được hiểu là lãi suất ngân hàng nếu phải vay ngân hàng hoàn toàn khoản tiền đầu mua thiết bị. Nói cách khác, nếu khoản tiền này nếu không đầu tư mua thiết bị thì không phải trả lãi hoặc nếu chủ đầu tư có tiền mặt thì có thể cho vay và thu lợi nhuận từ lãi.

$$C_{ls} = AVI \times I \quad [\text{đồng/ca}] \quad (3.15)$$

Trong đó:

i : Lãi suất [%];

AVI : Giá trị đầu tư trung bình hằng năm.

$$AVI = \left(\frac{(P_p - S) \times (N + 1)}{2N} + S \right) \times \frac{1}{N_{\text{shifts/year}}} \quad (3.16)$$

Trong đó:

P_p : Giá mua mới [đồng];

S : Giá thanh lý sau khấu hao [đồng];

N : Tuổi thọ thiết bị [năm];

$N_{\text{ca/năm}}$: Tổng số ca máy trong năm.

Chi phí lãi suất có thể khác nhau tùy theo từng nơi, từng địa điểm và từng ngân hàng. Lãi suất để tính toán có giá trị từ 7 ÷ 15 [%].

c. Chi phí bảo hiểm (C_{bh})

Khi sở hữu các thiết bị, chủ sở hữu thường mua bảo hiểm cho các thiết bị để phòng khi hỏng hóc, hỏa hoạn hoặc các rủi ro khác. Tuy nhiên, việc mua bảo hiểm cho các thiết bị không phải là ô tô còn hạn chế và không thông dụng. Do đó trong trường hợp này chi phí cố định không tính đến chi phí bảo hiểm.

Chi phí không cố định (C_{kcd})

a. Chi phí nhiên liệu (C_{nl})

Chi phí nhiên liệu tiêu thụ bởi một thiết bị thường tỷ lệ thuận với công suất của động cơ. Tuy nhiên, các yếu tố khác như loại động cơ, phương pháp truyền động và điều kiện sử dụng thiết bị. Về nguyên tắc, chi phí nhiên liệu có thể được tính toán dựa vào công suất của động cơ nếu thiết bị đó liên tục làm việc ở chế độ hết công suất. Tuy nhiên, một thiết bị hiếm khi hoạt động hết công suất trong một thời gian dài vì động cơ phải hoạt động ở các chế độ khác nhau như chế độ không tải, chế độ lên dốc, xuống dốc, chế độ có tải và không tải. Thông thường, động cơ chỉ làm việc trung bình khoảng 60% công suất cực đại. Một vấn đề nữa cần chú ý là công suất động cơ được nhà sản xuất công bố là công suất cực đại khi số vòng quay trục khuỷu là lớn nhất.

Đối với hệ thống đường cáp được chọn để nghiên cứu, nguồn động lực được cấp từ máy kéo cơ sở, mức tiêu hao nhiên liệu sẽ được tính dựa vào các dữ liệu điều tra thực tế.

b. Chi phí sửa chữa bảo dưỡng (C_{sc})

Chi phí sửa chữa bảo dưỡng bao gồm tất cả các chi phí cho bảo dưỡng định kỳ các bộ phận của thiết bị, chi phí sửa chữa các hỏng hóc và thay thế các phụ tùng. Chi phí này phụ thuộc vào nhiều yếu tố gồm điều kiện làm việc và vận hành, định kỳ bảo dưỡng và sửa chữa, chất lượng thiết bị. Những chi phí này thường khó xác định nhất so với tất cả các chi phí khác. Chi phí sửa chữa bảo dưỡng có thể được xác định như sau:

$$C_{sc} = C_{kh} \times f \quad (3.17)$$

Trong đó:

C_{sc} : Chi phí sửa chữa [đồng/ca];

C_{kh} : Chi phí [đồng/ca];

f : Hệ số sửa chữa bảo dưỡng [0.6÷1.0].

3.2.2.2. Chi phí nhân công (C_{nc})

Chi phí nhân công bao gồm lương cơ bản và phụ cấp cho người vận hành thiết bị. Chi phí này có thể được tính theo khối lượng sản phẩm hoặc theo ca. Trong thực tế sản xuất, đối với một số thiết bị người vận hành thiết bị cũng là người chủ sở hữu thiết bị. Trong trường hợp này chi phí máy móc và chi phí nhân công được gộp lại và được trả theo

khối lượng sản phẩm hoàn thành. Để tính toán chi phí nhân công trong trường hợp này cần phải tính chi phí máy móc và các chi phí khác trước, sau đó tính được chi phí nhân công là chi phí còn lại.

3.2.2.3. Chi phí quản lý (C_{ql})

Trong trường hợp thiết bị được đầu tư bởi một đơn vị sản xuất hoạt động theo hình thức công ty hay doanh nghiệp thì chi phí quản lý AC là chi phí cần có để duy trì hoạt động của đơn vị sản xuất như tiền lương cho các vị trí gián tiếp, thuế, thuê văn phòng, điện nước, văn phòng phẩm và các chi phí khác và được tính theo phần trăm doanh thu. Tùy theo quy mô, loại hình và cách thức hoạt động mà chi phí quản lý sẽ khác nhau giữa các đơn vị.

Sau khi đã tính toán được chi phí sản xuất của thiết bị theo ca [đồng/ca], để so sánh, phân tích lựa chọn thiết bị và tính toán giá thành sản xuất thì cần phải tính toán được chi phí sản xuất của thiết bị cho một đơn vị sản phẩm hoàn thành, gọi là chi phí riêng [C_r]. Từ chi phí sản xuất theo ca [đồng/ca] và năng suất ca của thiết bị (đơn vị sản phẩm [đvsp]/ca), ta tính được chi phí sản xuất của thiết bị theo đơn vị sản phẩm bằng công thức như sau:

$$C_r = \frac{C}{N_s} \quad [\text{đồng/đvsp}] \quad (3.18)$$

Trong đó:

C_r : Chi phí sản xuất theo đvsp [đồng/đvsp];

C : Chi phí sản xuất theo ca [đồng/ca];

N_s : Năng suất theo ca [đvsp/ca].



Phần 2

**CƠ SỞ TÍNH TOÁN MÁY
VÀ THIẾT BỊ KHAI THÁC GỖ**

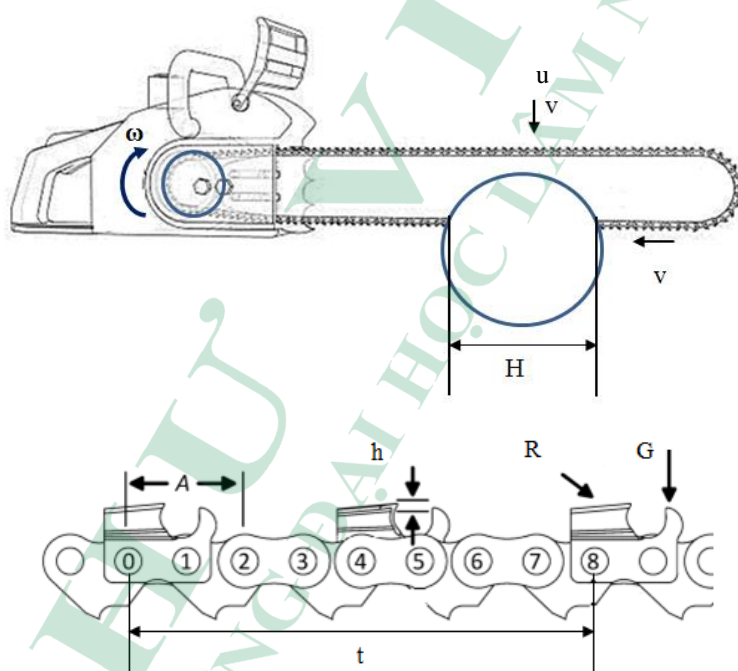


Chương 4 CƠ SỞ TÍNH TOÁN MÁY VÀ THIẾT BỊ CHẶT HẠ

4.1. Cơ sở tính toán cưa xích

4.1.1. Quan hệ động học của quá trình cưa gỗ bằng cưa xích

Muốn cưa được gỗ phải có hai chuyển động là chuyển động cắt và chuyển động đẩy. Quan hệ giữ hai chuyển động này phụ thuộc vào kích thước của cây gỗ và bước xích. Mỗi quan hệ này được gọi là quan hệ động học khi cưa gỗ. Để hiểu rõ quá trình cắt gỗ bằng cưa xích ta xét quan hệ động học giữa xích cưa và hộp gỗ như hình 4.1.



Hình 4.1. Động học của quá trình cưa gỗ bằng cưa xích

*u. Tốc độ đẩy; v. Tốc độ cắt; h. độ chênh cao gờ giới hạn (G) và răng cắt (R);
H. Chiều cao mạch cưa; t. Khoảng cách giữa hai mắt xích cắt liền kề cùng một bên*

Gọi t_0 là thời gian xích cưa đi được một quãng đường bằng t . Cũng trong thời gian t_0 xích cưa được đẩy vào gỗ với vận tốc u theo chiều vuông góc với chiều vận tốc cắt và đi được một đoạn bằng chiều dày phoi C . Ta có mối quan hệ thông qua các công thức sau:

$$t_0 = \frac{t}{1000 \cdot v} \quad \text{và} \quad t_0 = \frac{C}{1000 \cdot u} \quad [s] \quad (4.1)$$

Như vậy ta có:

$$\frac{u}{v} = \frac{C}{t} \quad (4.2)$$

Từ đây ta có thể xác định được chiều dày phoi theo công thức:

$$C = \frac{u}{v} \cdot t = \frac{u}{v} \cdot S \cdot B \quad [\text{mm}] \quad (4.3)$$

Trong đó:

v : Tốc độ cắt [m/s];

u : Tốc độ đẩy [m/s];

C : Chiều dày phoi [mm];

t : Khoảng cách giữa 2 mắt xích cắt liền kề cùng bên (xác định bằng số chốt xích);

B : Khoảng trung bình giữa 2 chốt xích [mm];

$$B = \frac{A}{2}$$

S : Số chốt xích trong khoảng cách t .

Xích tiêu chuẩn có $S = 8$.

Tốc độ cắt của xích cưa được xác định theo công thức:

$$v = \frac{1000 \cdot A \cdot n \cdot \omega}{\pi} \quad [\text{m/s}] \quad (4.4)$$

Trong đó:

A : Khoảng cách giữa chốt xích liền kề (bước xích) [mm];

ω : Vận tốc góc của bánh sao chủ động [rad/s];

n : Số răng của bánh sao chủ động.

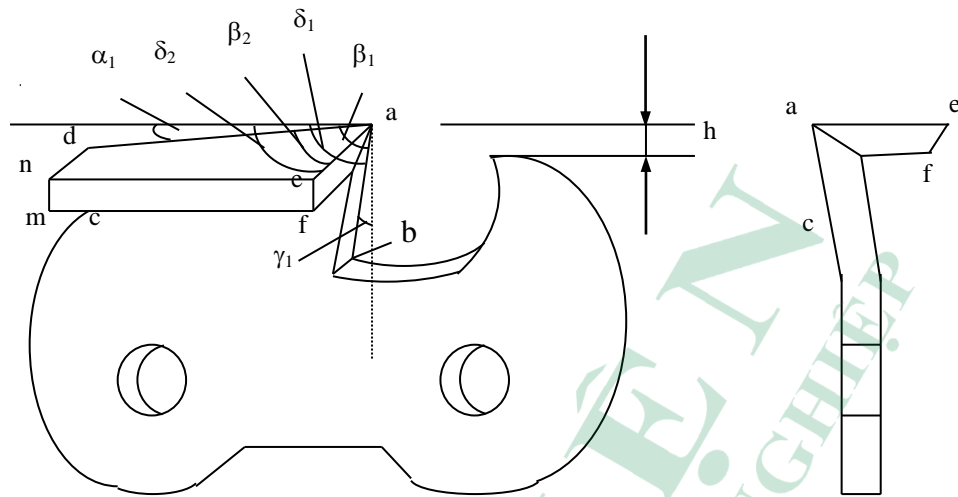
Như vậy, thông thường khoảng cách t không đổi, muốn tăng tốc độ đẩy u để tăng năng suất thì cần phải tăng tốc độ cắt v và tăng C . Điều đó kéo theo cần phải tăng công suất cắt.

4.1.2. Xác định lực tác dụng lên phần tử cắt của xích cưa

Xích cưa răng có răng cắt dạng Γ là loại xích cưa chuyên dùng để cắt gỗ. Quá trình cắt ngang gỗ bằng xích cưa răng dạng răng Γ là quá trình cắt phức tạp trong đó cùng một thời điểm có nhiều phần tử cắt cùng tham gia với những dạng cắt khác nhau.

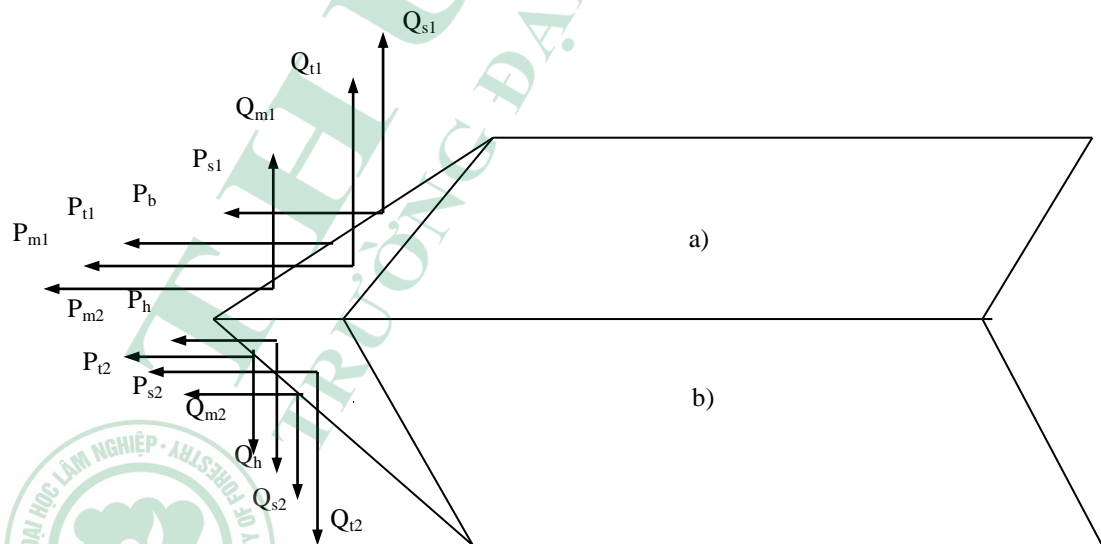
4.1.2.1. Sơ đồ lực tác dụng lên răng cắt dạng Γ

Cấu tạo của răng cắt hình chữ Γ thể hiện trên hình 4.2. Răng cắt gồm ba mặt phẳng cắt gồm hai mặt cắt bên (abcd), (efmn), và mặt cắt đáy (adne), trong đó mặt cắt bên (abcd) hợp với mặt cắt đáy (adne) một góc 85° .



Hình 4.2. Cấu tạo của răng cắt dạng hình chữ Γ

Để tạo ra một phoi cắt đồng thời phải có ba mặt cắt cùng tham gia vào quá trình cắt. Mặt cắt bên ($abcd$) có nhiệm vụ cắt đứt bó mạch làm mất mối liên kết của tế bào sợi tạo ra mạch cắt, quá trình cắt tập trung ở cạnh cắt (ab), dạng cắt này là dạng cắt kín không phoi. Mặt cắt đáy ($adne$) có nhiệm vụ bào lớp phoi đó được cắt đứt một bên để tạo thành phoi cắt, dạng cắt này là dạng cắt bên có phoi, quá trình cắt tập trung ở cạnh cắt (ae). Mặt cắt bên ($efmn$) có nhiệm vụ cắt đứt các bó mạch còn lại để tạo ra phoi cắt, quá trình cắt tập trung ở cạnh cắt (ef), đây là dạng cắt ngang có phoi; cắt kín. Các thành phần lực tác dụng lên các phần tử của phần tử cắt được trình bày trên hình 4.3.



Hình 4.3. Sơ đồ lực tác dụng lên răng cắt dạng hình chữ Γ

a - Mặt cắt bên; b - Mặt cắt đáy

Tổng lực tác dụng lên răng cắt được xác định theo công thức sau:

$$\left. \begin{aligned} P &= \overline{P}_{m1} \pm \overline{P}_{t1} \pm \overline{P}_{s1} \pm 2.\overline{P}_b \pm \overline{P}_{m2} \pm \overline{P}_{t2} \pm \overline{P}_{s2} \pm \overline{P}_{m3} \pm \overline{P}_{t3} \pm \overline{P}_{s3} \pm \overline{P}_h \\ Q &= \overline{Q}_{m1} \pm \overline{Q}_{t1} \pm \overline{Q}_{s1} \pm 2.\overline{Q}_b \pm \overline{Q}_{m2} \pm \overline{Q}_{t2} \pm \overline{Q}_{s2} \pm \overline{Q}_{m3} \pm \overline{Q}_{t3} \pm \overline{Q}_{s3} \pm \overline{Q}_h \end{aligned} \right\} \quad (4.5)$$

Trong đó:

P_{m1} ; Q_{m1} : Lực tác dụng lên mũi mặt cắt bên (abcd);

P_{t1} ; Q_{t1} : Lực tác dụng lên mặt trước mặt cắt bên (abcd);

P_{s1} ; Q_{s1} : Lực tác dụng lên mặt sau mặt cắt bên (abcd);

P_b ; Q_b : Lực ma sát giữa mặt bên và thành mạch cửa; P_{m2} ;

Q_{m2} : Lực tác dụng lên mũi cạnh cắt đáy;

P_{t2} ; Q_{t2} : Lực tác dụng lên mặt trước mặt cắt đáy;

P_{s2} ; Q_{s2} : Lực tác dụng lên mặt sau mặt cắt đáy;

P_{m3} ; Q_{m3} : Lực tác dụng lên mũi cạnh cắt bên (ef);

P_{t3} ; Q_{t3} : Lực tác dụng lên mặt trước mặt cắt bên (efmn);

P_{s3} ; Q_{s3} : Lực tác dụng lên mặt sau mặt cắt bên (efmn);

P_h ; Q_h : Lực tác dụng của mùn cửa lên hầu cửa.

Lực tác dụng của mùn cửa lên hầu cửa và lực ma sát giữa mùn cửa với thành mạch cắt là không đáng kể, trong tính toán có thể bỏ qua lực cản này. Sau đây ta xét cụ thể các thành phần lực trong công thức (4.5).

4.1.2.2. Các lực tác dụng lên mặt cắt bên (abcd)

Mặt cắt bên (abcd) có nhiệm vụ cắt ngang thớ tạo ra thành mạch cửa với quá trình cắt không phoi. Các lực tác dụng gồm P_{m1} ; P_{t1} ; P_{s1} ; Q_{m1} ; Q_{t1} ; Q_s được xác định như sau:

Lực P_{m1} ; Q_{m1} :

$$\begin{aligned} P_{m1} &= h\rho\sigma_n \left[(\sin\gamma_1 + \sin(\frac{\pi}{2} + \alpha)) + f(2 - \cos\gamma_1 - \cos(\frac{\pi}{2} + \alpha)) \right] + \frac{2\rho h(p_0 - p_1)\gamma_1}{\pi^2 - 2\gamma_1^2} [\pi\gamma \cos\gamma_1 + f(\pi \sin\gamma_1 - 2\gamma_1)] + \\ &+ \frac{2h\rho(p_0 - p_2)(\frac{\pi}{2} + \alpha)}{\pi^2 - 4(\frac{\pi}{2} + \alpha)} \left[\pi(\frac{\pi}{2} + \alpha) \cos(\frac{\pi}{2} + \alpha) + f\pi \sin(\frac{\pi}{2} + \alpha) - \pi + 2\alpha \right]. \end{aligned} \quad (4.6)$$

$$Q_{m1} = \frac{2.\rho.B.(P_0 - P_1).\gamma}{\pi^2 - 4\gamma^2} [f.\gamma.\pi.\cos\gamma - (\pi \sin\gamma - 2\gamma)] \quad (4.7)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{Lực } P_{t1}; Q_{t1}: \quad P_{t1} &= \frac{EB}{4l_1} \rho^2 \cdot \cos^2 \alpha_1 \cdot \cot g \alpha_1 \cdot tg(\varpi - \alpha_1) \\ Q_{t1} &= \frac{EB}{4l_1} \rho^2 \cos^2 \alpha_1 \cot g \alpha_1 \end{aligned} \right\} \quad (4.8)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{Lực } P_{s1}; Q_{s1}: \quad P_{s1} &= \frac{\sigma_{ng} \cdot f \cdot l_b^2 \sin \alpha_2}{2} \\ Q_{s1} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.9)$$

4.1.2.3. Các lực tác dụng lên mặt cắt đáy (adne)

Mặt cắt đáy thực hiện dạng cắt bên có phoi, phoi cắt được tạo ra xô dịch, các thành phần lực được xác định như sau:

$$\left. \begin{aligned} \text{Lực } P_{m2}; Q_{m2}: \quad P_{m2} &= \sigma_{cd} \cdot \rho \cdot B \cdot (\cos \alpha_3 + \sin \alpha_3) + f \cdot (\sin \alpha_3 - \cos \gamma_3 + 2) \\ Q_{m2} &= \sigma_{cd} \cdot \rho \cdot B \cdot (\sin \alpha_3 - \cos \alpha_3) + f \cdot (\cos \gamma_3 - \sin \alpha_3) \end{aligned} \right\} \quad (4.10)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{Lực } P_{t2}; Q_{t2}: \quad P_{t2} &= \frac{f \cdot tg \delta_3}{1 - f \cdot tg \delta_3} \cdot \tau_1 \cdot B \cdot h \\ Q_{t2} &= \tau_1 \cdot B \cdot h \end{aligned} \right\} \quad (4.11)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{Lực } P_{s2}; Q_{s2}: \quad P_{s2} &= \frac{C_n B}{2} \cdot \rho^2 \cdot \cos \alpha_3 \cdot (1 - f \cdot \cot g \alpha_3) \\ Q_{s2} &= \frac{C_n B}{2} \cdot \rho^2 \cdot \cos \alpha_3 \cdot (f + \cot g \alpha_3) \end{aligned} \right\} \quad (4.12)$$

4.1.2.4. Các lực tác dụng lên mặt bên (efmn)

Mặt cắt bên (efmn) thực hiện quá trình cắt ngang có phoi, dạng cắt nửa kín.

Lực P_{m3} ; Q_{m3} tính theo công thức (4.10), trong đó ứng suất chèn dập σ_{cd} thay bằng ứng suất nén σ_n , góc α_2 và γ_2 thay bằng α_3 và γ_3 .

Lực P_{s3} ; Q_{s3} được tính theo công thức (4.8), trong đó góc α_1 được thay bằng α_3 .

Lực ma sát giữa mặt bên của lưỡi cắt với thành bên mạch của P_{b3} được tính theo áp lực của thành bên mạch của lên mặt bên lưỡi cắt. Áp lực của thành bên mạch của được tính như sau:

$$F_{ms} = f \cdot N = f \cdot F \cdot l_1 \cdot C_d \quad (4.13)$$

Trong đó:

N : Áp lực nén của lớp gỗ lên mặt bên (efmn), [N];

F : Diện tích tiếp xúc giữa mặt bên với thành mạch của, [mm²];

l_1 : Lượng đàn hồi thành bên, [mm];

C_d : Hệ số đàn hồi nén dọc thớ, [N/mm³];

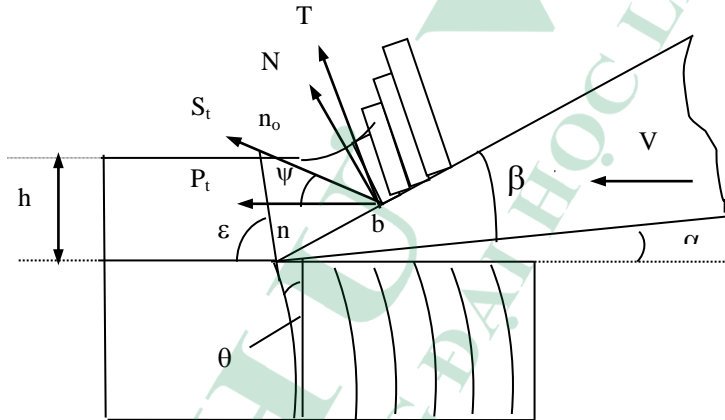
F: Hệ số ma sát.

Chiều lực F_{ms} lên phương song song và vuông góc tốc độ cắt được các thành phần lực cản cắt P_b và lực đẩy Q_b :

$$\left. \begin{aligned} P_{b3} &= f \cdot F \cdot l_1 \cdot C_d \cdot \sin \alpha_3 \\ Q_{b3} &= f \cdot F \cdot l_1 \cdot C_d \cdot \cot g \alpha_3 \end{aligned} \right\} \quad (4.14)$$

Lực tác dụng lên mặt trước của mặt cắt bên (efmn)

Khi cắt ngang gỗ, các phần tử liên kết với nhau kém do ứng suất trượt dọc thớ của gỗ nhỏ nên các phần tử của phoi bị trượt tương đối với nhau, tạo ra phoi gãy vụn. Trong trường hợp này $\tau_T > [\tau]$, cũn $\delta_k < [\delta_k]$, tổng lực tác dụng lên mặt trước lưỡi cắt là S_t , lực này được phân làm 2 thành phần: lực T có phương song song với bó mạch tác dụng làm cho các bó mạch trượt lẫn nhau; lực N có phương vuông góc với mặt trước của lưỡi cắt tác dụng dịch chuyển phoi (hình 4.4).



Hình 4.4. Lực tác dụng lên mặt trước lưỡi cắt khi cắt ngang và phoi trượt lẫn nhau

Lực T được tính như sau:

$$T = \tau_T \cdot \frac{B \cdot h}{\sin \varepsilon}$$

Trong đó: τ_T là ứng suất tách dọc thớ của gỗ.

Mặt khác góc $\varepsilon = 90^\circ - \theta$, nên $\sin \varepsilon = \cos \theta$ với θ là góc xoay.

Do đó:

$$T = \tau_T \cdot \frac{B \cdot h}{\cos \theta} \quad (4.15)$$

Mặt khác lực T được tính như sau:

$$T = S_t \cdot \cos \psi \quad (4.16)$$

Cân bằng (4.15), (4.16) và rút gọn, ta được:

$$S_t = \frac{\tau_T \cdot h \cdot B}{\cos \theta \cdot \cos \psi}$$

Chiều lực S_t lên phương song song và vuông góc với vận tốc cắt, ta có:

$$\left. \begin{aligned} P_{t3} &= \frac{\tau_T \cdot B \cdot h}{\cos \theta \cdot \cos \psi} \cdot \sin[90^\circ - (\psi + \theta)] \\ Q_{t3} &= \frac{\tau_T \cdot B \cdot h}{\cos \theta \cdot \cos \psi} \cdot \cos(\psi + \theta) \end{aligned} \right\} \quad (4.17)$$

Từ công thức (4.17) ta thấy lực cắt phụ thuộc vào ứng suất trượt của tre, kích thước của phoi và góc xoay θ . Đối với tre do mật độ bó mạch lớn, các tế bào sợi xếp dọc trục thân cây nên góc xoay θ nhỏ.

Thay các công thức trên vào công thức (4.5), sau khi biến đổi toán học, ta được công thức tổng lực tác dụng lên răng cắt dạng hình chữ (Γ):

$$\begin{aligned} P &= h\rho\sigma_n \left[(\sin \gamma_1 + \sin(\frac{\pi}{2} + \alpha)) + f(2 - \cos \gamma_1 - \cos(\frac{\pi}{2} + \alpha)) \right] + 2f F l_1 C_d \sin \alpha_2 + \\ &+ \frac{2\rho h(p_0 - p_1)\gamma_1}{\pi^2 - 2\gamma_1^2} [\pi\gamma \cos \gamma_1 + f(\pi \sin \gamma_1 - 2\gamma_1)] + \frac{2h\rho(p_0 - p_2)(\frac{\pi}{2} + \alpha)}{\pi^2 - 4(\frac{\pi}{2} + \alpha)} \times \\ &\left[\pi(\frac{\pi}{2} + \alpha) \cos(\frac{\pi}{2} + \alpha) + f\pi \sin(\frac{\pi}{2} + \alpha) - \pi + 2\alpha \right] + \frac{tg\delta_2 + f}{1 - f \cdot tg\delta_2} \cdot \frac{l^2}{4L} hE \sin 2\delta_2 + \\ &+ \sigma_{cd} \rho B [(\cos \alpha_2 + \sin \gamma_2) + f(\sin \alpha_2 - \cos \gamma_2 + 2)] + \frac{C_d}{2} \rho^2 B \cos \alpha_3 (1 - f \cot g \alpha_3) + \\ &+ \frac{C_n}{2} \rho^2 B \cos \alpha_3 (1 - f \cot g \alpha_3) + \sigma_n \rho h [(\cos \alpha_3 + \sin \gamma_3) + f(\sin \alpha_3 - \cos \gamma_3 + 2)] + \\ &+ \tau_t B h \frac{ftg\delta_3}{(1 - ftg\delta_3)} + \frac{\tau_t h B \sin(90^\circ - (\varphi + \theta))}{\cos \theta \cos \varphi} + \frac{EB}{4l_1} \rho^2 \cdot \cos^2 \alpha_1 \cdot \cot g \alpha_1 \cdot tg(\varphi - \alpha_1) + \\ &+ \frac{h \cdot E \cdot l}{L} \rho \cdot \sin^2 \gamma_2 \cos \gamma_2 \end{aligned} \quad (4.18)$$

$$\begin{aligned} Q &= \frac{2\rho B(P_0 - P_2)(\frac{\pi}{2} + \alpha)}{\pi^2 - 4(\frac{\pi}{2} + \alpha)^2} \left[\pi \sin(\frac{\pi}{2} + \alpha) - (\pi + 2\alpha) - f(\frac{\pi}{2} + \alpha)(\pi \cos(\frac{\pi}{2} + \alpha)) \right] + \\ &+ \frac{hE}{4L} \cdot \sin 2\delta_2 \cdot l^2 + \frac{EB}{4l_1} \rho^2 \cos^2 \alpha_1 \cot g \alpha_1 + \frac{1}{2} C_d \rho^2 B \cos \alpha_1 (\cot g \alpha_1 + f) + \\ &2f F l_1 \cot g \alpha_3 + \sigma_{cd} \rho B [(\sin \alpha_2 - \cos \gamma_2 + 2) - f(\cos \alpha_2 - \sin \gamma_2)] + \tau_t h B + \\ &+ \sigma_n \rho h [(\sin \alpha_3 - \cos \gamma_3 + 2) - f(\cos \alpha_3 - \sin \gamma_3)] + \frac{\tau_t h B \cos(\psi + \theta)}{\cos \theta \cos \psi} + \\ &+ \frac{C_d}{2} \rho^2 B \cos \alpha_3 (\cot g \alpha_3 + f) + \frac{C_n}{2} \rho^2 B \cos \alpha_3 (1 + tg \alpha_3) + \frac{h \cdot E \cdot l}{L} \rho \cdot \sin^2 \gamma_2 \end{aligned} \quad (4.19)$$

Trong đó: α_3 ; γ_3 ; β_3 ; δ_3 lần lượt là các góc sau, góc trước, góc mài và góc cắt của mặt cắt bên (efmn).

Nhận xét: Quá trình cắt của răng cắt dạng hình chữ Γ rất phức tạp với nhiều góc cắt, cạnh cắt đồng thời cùng tham gia vào để tạo thành phoi cắt. Công thức tổng quát tính lực tác dụng lên răng cắt dạng Γ được thiết lập có kể đến hầu hết các yếu tố tham gia vào quá trình cắt. Các hệ số này khác nhau nên ảnh hưởng của các yếu tố cũng khác nhau. Kết quả tìm quy luật ảnh hưởng là căn cứ để lựa chọn dạng răng cắt, tính toán các thông số của lưỡi cắt và công suất cắt.

4.1.3. Lực cắt và công suất cắt khi cưa gỗ bằng cưa xích

4.1.3.1. Lực cắt

Lực cắt khi cưa gỗ bằng cưa xăng được tính bằng công thức sau:

$$P = K \cdot b \cdot H \cdot \frac{u}{v} \quad [\text{N}] \quad (4.20)$$

Trong đó:

K : Lực cản cắt riêng [N/m^2];

b : Chiều rộng mạch cưa [m];

H : Chiều cao mạch cưa [m];

U : Tốc độ đẩy [m/s];

V : Tốc độ cắt [m/s].

Lực cản cắt riêng K được tính bằng công thức sau:

$$K = K_0 \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \quad (4.21)$$

Trong đó:

K_0 : Lực cản cắt cơ bản riêng khi cưa gỗ thông khô bằng cưa xích có độ ẩm $W = 15-20$ [%] (bảng 4.1);

a_1 : Hệ số điều chỉnh khi thay đổi loại gỗ (bảng 4.2);

a_2 : Hệ số điều chỉnh khi thay đổi độ ẩm (bảng 4.3);

a_3 : Hệ số điều chỉnh khi thay đổi độ sắc (bảng 4.4).

Bảng 4.1. Lực cản cắt cơ bản riêng K_0

Chiều rộng mạch cưa [mm]	K_0 [mN/m^2] ứng với c [mm]					
	1,0	0,7	0,4	0,3	0,2	0,1
8	13,0	16,6	19,6	20,6	22,5	29,3
12	11,6	13,0	16,6	17,6	19,6	25,4
18	10,2	11,6	13,6	15,2	17,6	21,5
25	9,4	10,2	11,6	13,6	15,2	19,6

Bảng 4.2. Hệ số điều chỉnh a_1

Loại gỗ	a_1	Loại gỗ	a_1
Bò đê	0,8	Bạch đàn	1,2-1,3
Thông	1,0	Giẻ	1,3-1,5
Cây lá rộng	1,1	Sồi	1,5-1,6

Bảng 4.3. Hệ số điều chỉnh a_2

Độ ẩm W [%]	a_2	Độ ẩm W [%]	a_2
8-10	0,90	100-150	1,10
15-20	1,00	> 150	1,15
35-50	1,05		

Bảng 4.4. Hệ số điều chỉnh a_3

Thời gian làm việc sau khi mài [h]	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0
Hệ số a_3	1,0	1,2	1,4	1,55	1,7	1,8	1,9	2,0

4.1.3.2. Công suất cắt

$$N = K.b.H.u \quad (4.22)$$

Trong đó: K là công cắt riêng có trị số bằng K ở công thức (4.5) nhưng thứ nguyên là $[\text{Nm}/\text{m}^3]$ hoặc $[\text{J}/\text{m}^3]$.

4.1.4. Công suất của động cơ cưa xăng

Động cơ cưa xăng tạo ra lực kéo tiếp tuyến tại bánh sao chủ động để kéo xích cưa. Muốn cưa được gỗ phải thỏa mãn điều kiện là:

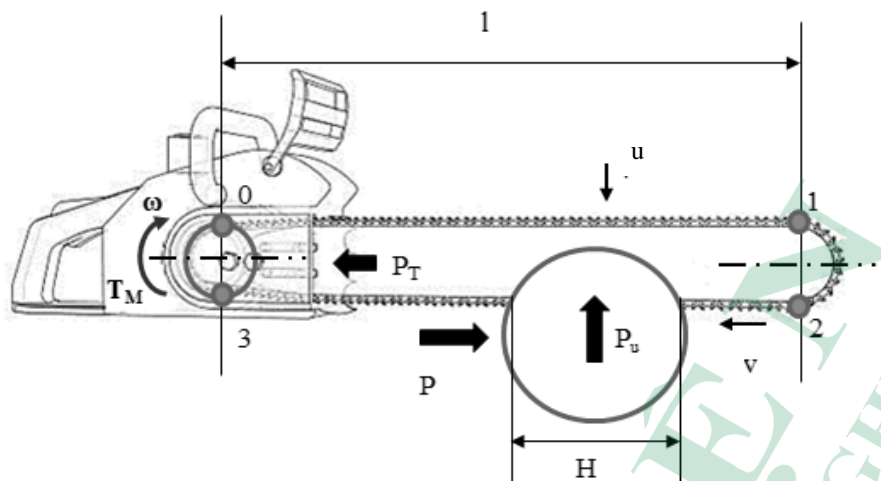
$$Z_k \geq Z_c \quad (4.23)$$

Trong đó:

Z_k : Lực kéo tiếp tuyến [N];

Z_c : Lực cản chuyển động [N].

Lực cản chuyển động bao gồm lực cản cắt P , lực cản trong ổ trục, lực cản ma sát giữa xích cưa và bản cưa. Có thể tính lực kéo tiếp tuyến theo lực căng xích tại các điểm bằng phương pháp vòng kín với sơ đồ tính toán như hình 4.5.



Hình 4.5. Sơ đồ tính toán sức căng của xích cửa

Tại điểm 0 trên hình 4.5, ta có lực căng của xích cửa khi cắt được xác định theo công thức sau:

$$Z_0 = \frac{n.T_M}{1000.B.n} \quad (4.24)$$

Trong đó:

P_M : Moment xoắn của bánh sao chủ động [N m];

B : Khoảng cách trung bình giữa 2 chốt xích [mm];

$B = \frac{A}{2}$, trong đó A là khoảng cách 3 chốt liên tiếp [mm];

n : Số răng của bánh sao chủ động.

$$Z_0 = 150 \div 200 \text{ [N]}$$

Tại điểm 1, ta có:

$$Z_1 = Z_0 + m.g.l.\mu \quad (4.25)$$

Trong đó:

Z_0 : Lực căng ban đầu [N];

m : Khối lượng một mắt xích cửa [kg];

g : Gia tốc trọng trường, $g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$;

l : Chiều dài của nhánh xích không tải [m];

μ : Hệ số ma sát giữa bản cửa và xích cửa, $\mu = 0,2 \div 0,25$.

$$\text{Tại điểm 2, ta có: } Z_2 = 1,08Z_1 = 1,08(Z_0 + m.g.l.\mu) \quad (4.26)$$

Tại điểm 3, ta có: $Z_3 = Z_2 + P + P_u \cdot \mu + m \cdot g \cdot l \cdot \mu$ (4.27)

Trong đó:

P : Lực cắt;

P_u : Lực đẩy.

$P_u = P$ khi lưỡi cưa bị cùn.

Lực kéo tiếp tuyến:

$$Z_k = Z_3 - Z_0 = P + P_d + 2,08 \cdot m \cdot g \cdot l \cdot \mu + 0,08 Z_0 \quad (4.28)$$

Công suất cần thiết khi cưa:

$$N = \frac{Z_k \cdot v}{\eta} \quad (4.29)$$

Trong đó:

v : Vận tốc cắt [m/s];

η : Hiệu suất truyền động.

$$\eta = 0,7 \div 0,75$$

Trong trường hợp sử dụng cưa điện để cắt khúc thì công thức tính toán công suất thiết kế (N_{tk}) động cơ có dạng sau:

$$N_{tk} = \sqrt{\frac{N^2 \cdot t_1}{\sum (t_1 + t_2)}} \quad (4.30)$$

Trong đó:

N_{tk} : Công suất cần thiết [W];

t_1 : Thời gian cưa một mạch cưa [s];

t_2 : Thời gian nghỉ giữa hai mạch cưa [s].

Sở dĩ công suất thiết kế N_{tk} lấy nhỏ hơn công suất cần thiết N vì động cơ điện làm việc gián đoạn, thời gian máy làm việc chỉ bằng 40% tổng thời gian làm việc của công nhân.

Sau khi tính được công suất cần thiết ta cần chọn động cơ có công suất kể đến sự quá tải khi làm việc. Công suất đó tính theo công thức:

$$N_{ct} = \frac{N_{tk}}{k} \quad (4.31)$$

Trong đó:

k : Hệ số kể đến sự quá tải;

$k=1,25$: Với động cơ đốt trong;

$k=1,6 \div 2$: Với động cơ điện.

4.1.5. Hiện tượng rung động của cửa xăng khi làm việc

4.1.5.1. Các nguồn kích động gây rung

Cửa xích có thể coi là một hệ gồm ba phần chuyển động khác nhau gồm phần động lực bao gồm pít tông, tay biên và trục cơ; cơ cấu dẫn động gồm côn, bánh sao; cơ cấu cắt có xích cửa, bản cửa. Các phần tử được liên kết với khung máy tạo thành một hệ thống độc lập.

Khi cửa xăng làm việc nhiều bộ phận gây ra rung động như pít tông chuyển động tịnh tiến khứ hồi, trục cơ, xích cửa. Rung động của cửa xăng do lực tác động tuần hoàn từ pít tông và các bộ phận không cân bằng đã được tính toán khi thiết kế, chế tạo cửa, ở đây chỉ xét rung động xuất hiện do lực kích động (lực cắt) trong quá trình chặt hạ, nghĩa là chỉ xét một thành phần dao động theo phương lực cắt.

Trong quá trình làm việc, các răng cắt thực hiện quá trình cắt không liên tục do yêu cầu của kỹ thuật chặt hạ gỗ, dẫn đến lực cắt và, lực cản cắt thay đổi. Nói cách khác, lực cản cắt khi chặt hạ tre bằng cửa xăng thay đổi theo thời gian, lực này tác dụng lên bản cửa và làm cho bản cửa bị rung.

Gọi vận tốc cắt là v , bước răng là t_0 và thời gian cắt của một răng là t_s , trong đó thời gian cắt của một răng cửa luôn thay đổi theo chiều dài cắt và được xác định theo từng vị trí cắt. Gọi chiều dài cắt là L_c thời gian cắt của một răng được xác định như sau:

$$t_s = \frac{L_c}{v} \quad (4.32)$$

Số răng đồng thời cùng tham gia cắt trong một thời điểm luôn thay đổi theo đường kính của gỗ. Như vậy trong quá trình cắt, lực kích động lên bản cửa có dạng tuần hoàn với chu kỳ:

$$T = \frac{t_0}{v}$$

Hàm tuần hoàn này có thể biểu diễn thành chuỗi Fourier dạng sau:

$$F(t) = a_0 + \sum_{j=1}^{\infty} [a_j \cdot \cos(j\Omega t) + b_j \cdot \sin(j\Omega t)] \quad (4.33)$$

Trong đó:

$$a_0 = \frac{1}{T} \cdot \int_{-\frac{t_s}{2}}^{\frac{t_s}{2}} f_0 dt = \frac{1}{T} \cdot f_0 \cdot t_s$$

$$a_j = \frac{2}{T} \int_{-\frac{t_s}{2}}^{\frac{t_s}{2}} f_0 \cdot \cos(j \cdot \frac{2\pi}{T} \cdot t) dt = \frac{2f_0}{j\pi} \sin(\frac{j\pi \cdot t_s}{T})$$

$$b_j = \frac{2}{T} \int_{-\frac{t_s}{2}}^{\frac{t_s}{2}} f_0 \cdot \sin\left(j \cdot \frac{2\pi}{T} \cdot t\right) dt = 0$$

Trong đó:

$$f_0 = P_{max}; t_s = \frac{L_c}{v}; T = \frac{t_0}{v}$$

Thay a_0 , a_j , và b_j vào (4.32) và biến đổi toán học, ta được:

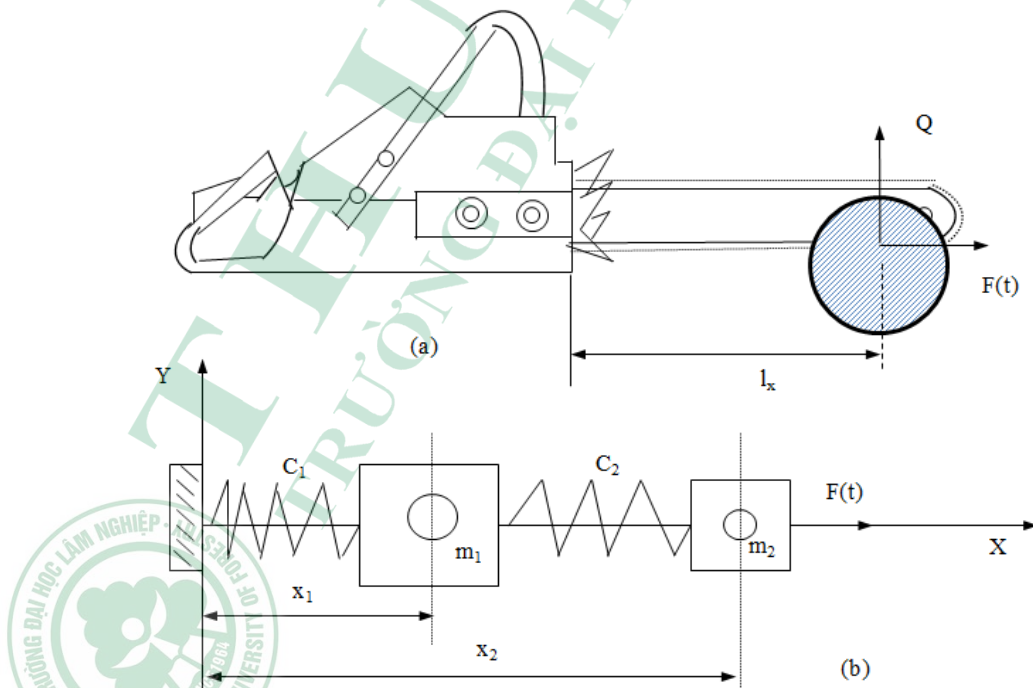
$$F(t) = a_0 + \sum_{j=1}^{\infty} a_j \cdot \cos\left(j \cdot \frac{2\pi}{T} \cdot t\right) \quad (4.34)$$

Trong đó:

$$\left. \begin{aligned} a_0 &= \frac{b_0}{t_0} \cdot P_{max}; \\ a_j &= \frac{2P_{max}}{j\pi} \cdot \sin(j\Omega t) \\ \Omega &= \frac{2\pi v}{t_0} = \frac{2\pi}{T} \end{aligned} \right\}$$

4.1.5.2. Mô hình tính toán rung động của cưa xẻng

Như đã trình bày trong ví dụ ở mục 1.3.5, ta có sơ đồ tính toán dao động của cưa xẻng trong hệ trục XOY như trong hình 4.6.



Hình 4.6. Sơ đồ hoạt động, mô hình rung động của cưa xẻng cắt ngang tre

Sử dụng phương trình Lagrange loại II ta có hệ phương trình vi phân dao động của hệ:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + (C_1 + C_2)x_1 - C_2 x_2 &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 - C_2 x_1 + C_2 x_2 &= F(t) \end{aligned} \right\}$$

Nghiệm của hệ phương trình vi phân:

$$\left. \begin{aligned} B_1 &= \frac{a_0}{C_1}; B_2 = \frac{C_1 + C_2}{C_1 \cdot C_2} a_0 \\ A_{1j} &= \frac{C_2 \cdot a_j}{(C_1 + C_2 - m_1 \cdot j^2 \cdot \Omega^2)(C_2 - m_2 \cdot j^2 \cdot \Omega^2) - C_2^2} \\ A_{2j} &= \frac{(C_1 - m_1 \cdot j^2 \cdot \Omega^2) a_j}{(C_1 + C_2 - m_1 \cdot j^2 \cdot \Omega^2)(C_2 - m_2 \cdot j^2 \cdot \Omega^2) - C_2^2} \end{aligned} \right\} \quad (4.35)$$

Trong đó: a_0, a_j và Ω tính theo (4.34)

Nghiệm tổng quát của hệ phương trình vi phân là:

$$x_i = A_i \cdot \sin(\omega_i t + \beta_i) + B_i + \sum_{j=1}^{\infty} A_{ij} \cdot \cos(j\Omega t), \quad (i = 1, 2)$$

4.1.5.3. Xác định chế độ cắt và độ cứng của liên kết đàn hồi trong cưa xăng

Trong thực tế thành phần nghiệm dao động tự do sẽ mất đi sau một thời gian ngắn do có sự cản của môi trường, nên trong quá trình cắt ta chỉ cần xét thành phần dao động cưỡng bức trong nghiệm tổng quát.

Trong hai khối lượng rung m_1 và m_2 ta phải đặc biệt quan tâm tới dao động của m_1 vì dao động này tác động trực tiếp vào tay cầm. Dao động cưỡng bức của khung cưa là:

$$\ddot{x}_1 = B_1 + \sum_{j=1}^{\infty} A_{1j} \cdot \cos(j\Omega t) \quad (4.36)$$

Ở đây ta thấy trong biểu thức tính hệ số A_{ij} , có tử số tỷ lệ với $\frac{1}{j}$, còn mẫu số tỷ lệ với $\frac{1}{j^4}$, nên nó tỷ lệ với $\frac{1}{j^3}$, vì thế chuỗi (4.36) hội tụ nhanh về dao động chính.

Xét dao động chính thứ nhất ($j = 1$), biên độ dao động của khung cưa là:

$$x_1 = B_1 + A_{11} \cdot \cos \Omega t$$

Biên độ dao động cưỡng bức sẽ trở lên vô cùng lớn (cộng hưởng) khi mẫu số của biểu thức (4.35) bằng 0, nghĩa là khi:

$$(C_1 + C_2 - m_1 \cdot \Omega^2)(C_2 - m_2 \cdot \Omega^2) - C_2^2 = 0 \quad (4.37)$$

Đại lượng Ω được tính như sau:

$$\Omega^2 = \frac{C_1.m_2 + C_2.m_1 + C_2.m_2}{2m_1.m_2} + \sqrt{\left(\frac{C_1.m_2 + C_2.m_1 + C_2.m_2}{2m_1.m_2}\right)^2 - \frac{C_1.C_2}{m_1.m_2}} \quad (4.38)$$

Mặt khác Ω được xác định theo biểu thức (4.34) nên:

$$\left(\frac{2\pi v}{t_0}\right)^2 = \frac{C_1.m_2 + C_2.m_1 + C_2.m_2}{2m_1.m_2} + \sqrt{\left(\frac{C_1.m_2 + C_2.m_1 + C_2.m_2}{2m_1.m_2}\right)^2 - \frac{C_1.C_2}{m_1.m_2}} \quad (4.39)$$

Vậy khi vận tốc cắt v của cưa thỏa mãn điều kiện (4.26) sẽ có hiện tượng cộng hưởng, do vậy khi sử dụng cưa xăng chặt hạ gỗ cần chú ý tránh xa chế độ cộng hưởng này.

Từ biểu thức (4.36), ta còn có thể tìm được gia tốc rung của khung cưa tác động lên tay người điều khiển:

$$\ddot{x}_1 = -A_1.\Omega^2.\cos\Omega t \quad (4.40)$$

Từ quy định an toàn về rung tác dụng vào tay người sử dụng máy, theo tiêu chuẩn TCVN-5127-90 với chế độ tác dụng không liên tục, gia tốc rung cho phép $[a] = 4,5 [m/s^2]$, theo điều kiện này ta có:

$$\ddot{x}_{1\max} = A_1.\Omega^2 \leq [a] \quad (4.41)$$

Thay giá trị A_1 đã tính ở trên vào (4.27), ta có:

$$\frac{C_2.a_1.\Omega^2}{(C_1 + C_2 - m_1.\Omega^2)(C_2 - m_2.\Omega^2) - C_2^2} \leq [a] \quad (4.42)$$

Từ biểu thức (4.42) cho phép ta chọn các thông số kỹ thuật của cưa xăng để đảm bảo an toàn cho người sử dụng. Đối với một số loại cưa có sẵn, cần chú ý xác định độ cứng của liên kết đàn hồi giữa khung cưa với tay người C_1 sao cho thỏa mãn điều kiện (4.28) hay:

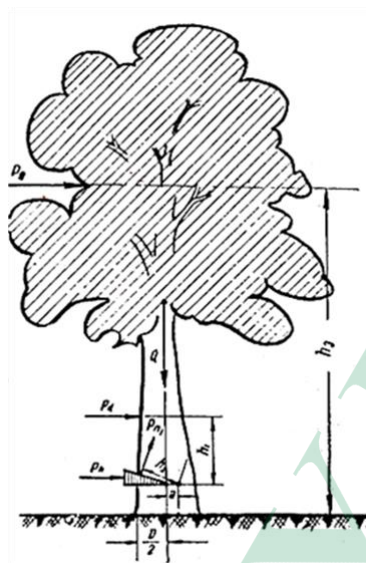
$$C_1 \geq \frac{C_2(a_1.\Omega^2 + C_2.[a])}{[a].(C_2 - m_2.\Omega^2)} + m_1.\Omega^2 - C_2 \quad (4.43)$$

4.2. Động lực học của quá trình cây đổ

Trong quá trình hạ cây, sau khi mở miệng và tiến hành cắt gáy cây cần phải đổ theo hướng đổ mong muốn. Cây có thể tự đổ sau khi cắt gáy hoặc cần phải tác động vào cây một ngoại lực. Mức độ tác động này phụ thuộc vào nhiều yếu tố như kích thước cây, độ nghiêng của cây và độ lệch tán... Nghiên cứu động lực học quá trình cây đổ để xác định ngoại lực cần thiết để tác động vào cây làm cho cây đổ đúng hướng đổ mong muốn. Điều này có ý nghĩa khi tính toán máy khai thác hoặc khi chặt hạ cây bằng cưa xăng và cần sử dụng các biện pháp điều khiển cây đổ đúng hướng như nê và kích sào dây kéo...

4.2.1. Trường hợp cây thẳng đứng và trọng tâm trùng với trục đối xứng của cây

Hình 4.7 là trường hợp cây mọc thẳng đứng, có tán cân và trọng tâm của cây trùng với trục đối xứng của cây. Điều kiện cần và đủ để cây đổ theo hướng đổ mong muốn là tổng moment lật (do lực đẩy) phải lớn hơn hoặc bằng moment giữ cây.



Hình 4.7. Trường hợp cây mọc đối xứng

$$\sum M_d \geq \sum M_g$$

Trong đó:

M_d : Moment đẩy cây;

M_g : Moment giữ cây.

Từ hình 4.7, áp dụng điều kiện trên ta có:

$$P_d \cdot h_1 + P_n \cdot h_2 \pm P_g \cdot h_3 \geq 9,8a \cdot Q \quad (4.44)$$

Trong đó:

P_d : Lực đẩy tại chiều cao h_1 từ mạch cắt gáy [N];

h_1 : Chiều cao của lực P_d tính từ mạch cắt gáy [m];

P_n : Lực đẩy do tác dụng của đóng nêm [N];

h_2 : Khoảng cách từ điểm đóng nêm đến điểm lật [m];

P_g : Lực tác dụng của gió [N];

h_3 : Chiều cao từ tâm tán đến điểm lật [m];

Q : Trọng lượng của cây cả tán [N];

a : Khoảng cách từ trục đối xứng của cây đến điểm lật.

$$a = \frac{D}{2} - \frac{D}{3} = \frac{D}{6} \quad (4.45)$$

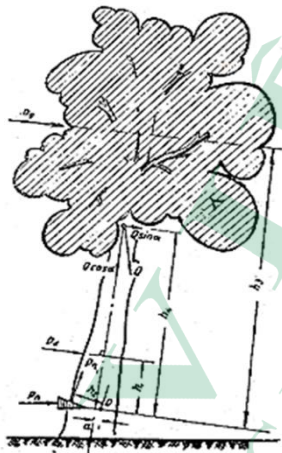
Thay a vào công thức (4.44) ta có:

$$P_a.h_1 + P_n.h_2 \pm P_g.h_3 \geq 1,6D.Q \quad (4.46)$$

Trong đó D là đường kính của cây tại tiết diện mở miệng.

4.2.2. Trường hợp cây nghiêng về hướng đổ của cây

Khi cây nghiêng một góc α so với phương thẳng đứng về hướng đổ mong muốn. Đây là trường hợp thuận lợi để điều khiển cây đổ đúng hướng. Ta xác định được điều kiện cần thiết để làm cây đổ như sau (hình 4.7):



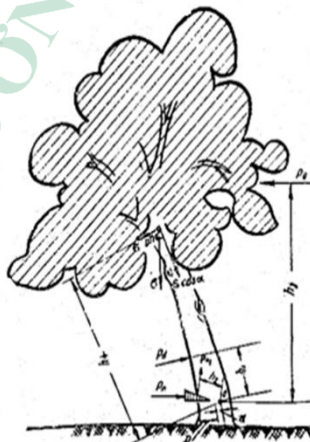
Hình 4.8. Trường hợp cây nghiêng về hướng đổ

$$P_a.h_1 + h_4.Q.sina + P_n.h_2 \pm P_g.h_3 \geq 1,6Q.D.cosa. \quad (4.47)$$

Trong đó: h_4 là chiều cao từ trọng tâm cây đến điểm lật nằm trên mạch mở miệng.

4.2.3. Trường hợp cây nghiêng về hướng ngược với hướng đổ của cây

Khi cây nghiêng một góc α so với phương thẳng đứng ngược với hướng đổ mong muốn. Đây là trường hợp bất lợi để điều khiển cây đổ đúng hướng. Ta xác định được điều kiện cần thiết để làm cây đổ như sau (hình 4.9):



Hình 4.9. Trường hợp cây nghiêng ngược hướng đổ mong muốn

$$P_d \cdot h_1 + P_n \cdot h_2 \pm P_g \cdot h_3 \geq 1,6Q \cdot D \cos \alpha + h_4 \cdot Q \sin \alpha \quad (4.48)$$

Động lực học của quá trình cây đổ diễn ra rất phức tạp do cây rừng phát triển tự nhiên nên độ nghiêng và độ lệch tán không theo một quy luật nào. Cả ba trường hợp trên, khi tính toán cần phải khảo sát cho các đối tượng chặt hạ khác nhau để làm cơ sở xác định điều kiện biên (trường hợp nguy hiểm nhất) cho các thông số về độ lệch tán, độ nghiêng của cây trong các trường hợp theo hướng độ tự nhiên và không theo hướng đổ tự nhiên. Ngoài ra còn phải xác định kích thước của cây (chiều cao và đường kính cây) và độ dốc địa hình mô hình động lực học và kết quả khảo sát mô hình đạt độ chính xác cần thiết.



Chương 5

CƠ SỞ TÍNH TOÁN MÁY VÀ THIẾT BỊ TRONG VẬN XUẤT GỖ

5.1. Khái niệm và phân loại các thiết bị trong vận xuất gỗ

Vận xuất gỗ là quá trình di chuyển gỗ từ vị trí chặt hạ về bãi gỗ. Quá trình này có đặc điểm là thường diễn ra trên địa hình dốc, đường vận xuất không có sẵn, gỗ cồng kềnh và nặng nên có nguy cơ tác động tiêu cực đến bề mặt đất rừng và các cây chừa lại cũng như ảnh hưởng đến sức khỏe và an toàn của người lao động. Do đó quá trình vận xuất gỗ cần phải được cơ giới hóa một cách thận trọng dựa trên cơ sở xem xét ảnh hưởng đến các yếu tố môi trường và an toàn lao động. Điều này đặt ra vấn đề cần phải đưa các yếu tố về môi trường và an toàn của người lao động vào các bài toán tính toán thiết kế và lựa chọn máy và thiết bị vận xuất gỗ.

Một số thiết bị vận xuất gỗ đang được các nước trên thế giới sử dụng rộng rãi gồm các loại máy kéo vận xuất gỗ áp dụng cho địa hình có độ dốc không lớn và khả năng chịu tải của nền đất tốt, đường cáp vận xuất gỗ áp dụng cho những nơi có độ dốc lớn và nền đất yếu cần hạn chế tác động. Ngoài ra ở một số nước tiên tiến còn sử dụng trực thăng để vận xuất gỗ trong một số trường hợp đặc biệt.

Ở Việt Nam, máy kéo bánh bom và máy kéo bánh xích chuyên dùng (skidder) đã được sử dụng để vận xuất gỗ rừng tự nhiên, máy kéo romooc (forwarder) và máy kéo nông nghiệp được sử dụng để vận xuất gỗ rừng trồng, tuy nhiên đến nay các thiết bị này ít được sử dụng. Đường cáp vận xuất gỗ đã được nghiên cứu và vận hành thử để vận xuất gỗ rừng trồng ở Việt Nam, tuy nhiên hiệu quả mang lại chưa cao nên chưa được áp dụng.

5.2. Cơ sở tính toán máy kéo vận xuất gỗ

5.2.1. Động lực học quá trình gom gỗ của máy kéo

Máy kéo vận xuất gỗ thường được trang bị tời để gom gỗ từ xa về vị trí của máy kéo trên đường vận xuất để hạn chế việc di chuyển của máy kéo trên bề mặt đất rừng gây ra các tác động tiêu cực đến bề mặt đất rừng. Trong trường hợp này cần nghiên cứu động lực học của quá trình gom gỗ của máy kéo để xác định lực kéo cáp tời và các thông số cần thiết khác để làm cơ sở tính toán cáp tời, công suất cần thiết cho việc kéo gỗ cũng như ổn định của máy kéo.

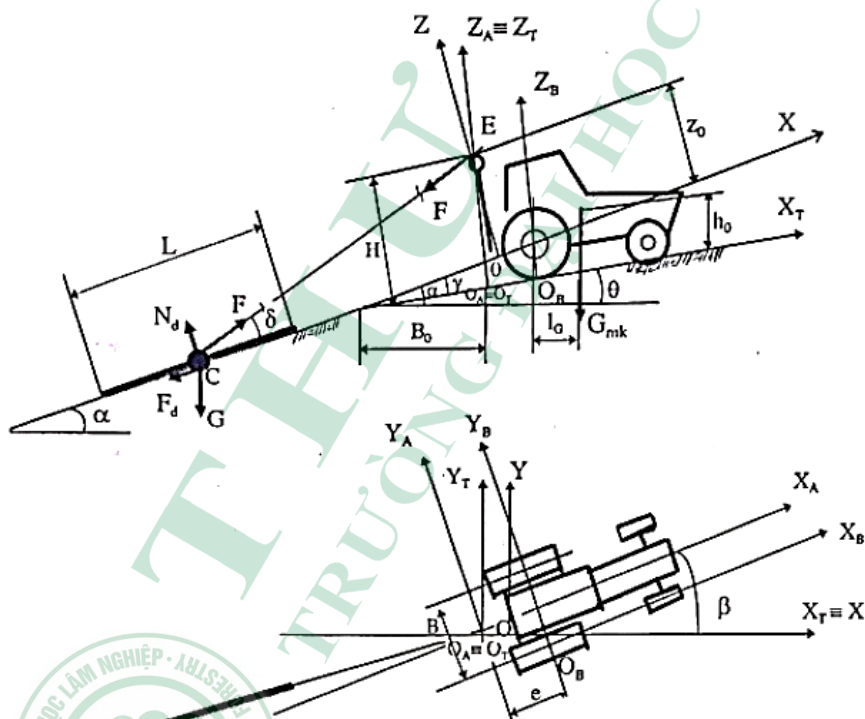
Trong giai đoạn đầu tiên (giai đoạn lấy đà) của quá trình kéo gỗ, vận tốc của gỗ tăng từ 0 lên $v_0 = const$. Giai đoạn tiếp theo là giai đoạn chuyển động bình ổn của gỗ với vận tốc không đổi $v_0 = const$. Tốc độ chuyển động của gỗ cũng là tốc độ chuyển động của cáp tời. Trong giai đoạn lấy đà, lực kéo cáp tời và moment gây lật có giá trị lớn nhưng tốc độ

kéo gỗ trong giai đoạn bình ổn nhỏ $v_0 = 0,3 \div 0,5$ [m/s] nên thời gian lấy đà ngắn, vì thế ít gây nguy hiểm cho máy. Trong trường hợp lực kéo cáp tời trong giai đoạn lấy đà vượt quá trị số cho phép thì bộ phận an toàn của hệ thống truyền lực sẽ ngắt truyền động từ động cơ đến trục tời. Xuất phát từ lý do trên, trong trường hợp này chỉ nghiên cứu động lực học của quá trình kéo gỗ cho giai đoạn bình ổn, còn ảnh hưởng của lực quán tính trong giai đoạn lấy đà sẽ được giải quyết thông qua hệ số tải trọng động.

5.2.1.1. Mô hình động lực học quá trình gom gỗ của máy kéo

Để xây dựng mô hình động lực học quá trình gom gỗ của máy kéo, một số giả thiết cần được đưa ra gồm địa hình cây gỗ di chuyển là một mặt phẳng không mấp mô và có độ dốc không đổi, hệ số ma sát giữa cây gỗ và mặt đất không đổi, cây gỗ được coi là một chất điểm và có trọng tâm đặt tại trọng tâm của nó, vận tốc dây cáp không đổi do tốc độ kéo chậm và chiều dài kéo gỗ lớn, bỏ qua sự khác nhau do điểm tiếp xúc giữa cáp và trống tời gây ra.

Hình 5.1 là mô hình chuyển động của cây gỗ khi máy kéo dùng tời gom gỗ. Trong thực tế, khi gom gỗ máy kéo thường đứng trên đường vận xuất hoặc vận chuyển nên có thể kéo gỗ theo chiều xuôi dốc hoặc ngược dốc, phương của dây cáp có thể trùng với với phương của trục dọc máy kéo hoặc lệch về 2 phía trục dọc máy.



Hình 5.1. Mô hình chuyển động của cây gỗ khi máy kéo dùng tời gom gỗ

Để lập các phương trình động lực học của cây gỗ, ta xây dựng các hệ quy chiếu vuông góc như trên hình 5.2, gồm các hệ quy chiếu sau:

- Hệ quy chiếu $(OXYZ)_A$ có gốc O_A trùng với hình chiếu điểm treo puly xuống mặt đường, trục $O_A X_A$ trùng với trục dọc máy kéo, $O_A Z_A$ vuông góc với mặt đường.
- Hệ quy chiếu $(OXYZ)_T$ có gốc O_T trùng với O_A nhưng các trục $O_T X_T$ và $O_T Y_T$ lệch một góc β với hệ tọa độ $(OXYZ)_A$, góc β gọi là góc đỡ máy, trục $O_T X_T$ vuông góc với giao tuyến mặt kéo gỗ và mặt đường, trục $O_T Z_T$ trùng với $O_A Z_A$.
- Hệ quy chiếu $OXYZ$ có gốc O trùng với hình chiếu của điểm treo puly tời trên mặt đất, trục OX nằm theo phương dốc nhất của mặt kéo gỗ (phương vuông góc với đường đồng mức), trục OZ vuông góc với bề mặt đất.

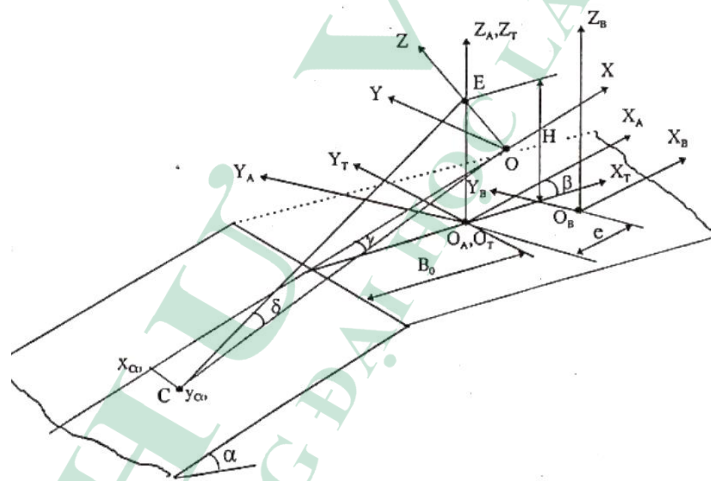
Khoảng cách từ puly tời đến mặt đất là $EO_A = H$, khoảng cách từ puly tời đến mặt kéo gỗ là z_0 , ta có:

$$z_0 = (H - B_0 \tan \gamma) \cos \gamma \quad (5.1)$$

Trong đó:

B_0 : Khoảng cách từ O_A đến giao tuyến mặt đường và mặt kéo gỗ;

γ : Góc giữa mặt đường và mặt kéo gỗ.



Hình 5.2. Các hệ quy chiếu khảo sát chuyển động của cây gỗ

Gọi L là chiều dài và m là khối lượng của cây gỗ tập trung tại trọng tâm cây gỗ $C(x_C, y_C)$. Các lực tác dụng lên cây gỗ gồm: trọng lực \vec{G} ; lực kéo của cáp tời \vec{F} , phản lực của mặt đất lên cây gỗ \vec{N}_d , lực ma sát của mặt đất lên bó gỗ \vec{F}_d .

Trọng lực \vec{G} được phân tích theo 3 trục OX, OY, OZ :

$$\vec{G} = -mg \cos \alpha \vec{k} - mg \sin \alpha \vec{i} + 0 \cdot \vec{j} \quad (5.2)$$

Trong đó:

$\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$: Vector đơn vị trên các trục OX, OY, OZ ;

α : Góc dốc của mặt kéo gỗ.

Phản lực của mặt đất lên cây gỗ:

$$\vec{N}_d = N_d \vec{k} \quad (5.3)$$

Lực kéo của cáp tời:

$$\vec{F} = \frac{F \cdot \vec{CE}}{|\vec{CE}|}$$

Trong đó: E là điểm treo pully của tời.

$$\vec{CE} = -x_C \cdot \vec{i} - y_C \cdot \vec{j} + z_0 \cdot \vec{k}$$

Từ đó ta có:
$$\vec{F} = \frac{F}{\sqrt{x_C^2 + y_C^2 + z_0^2}} (-x_C \cdot \vec{i} - y_C \cdot \vec{j} + z_0 \cdot \vec{k})$$

Đặt:
$$F_0 = \frac{F}{\sqrt{x_C^2 + y_C^2 + z_0^2}}$$

Nên ta có:
$$\vec{F} = F_0 (-x_C \cdot \vec{i} - y_C \cdot \vec{j} + z_0 \cdot \vec{k}) \quad (5.4)$$

Lực ma sát \vec{F}_d có độ lớn $F_d = f_d \cdot N$, cùng phương và ngược chiều với vận tốc trọng tâm cây gỗ, do đó:

$$F_d = -f_d \cdot N \left[\frac{v_{Cx} \cdot \vec{i} + v_{Cy} \cdot \vec{j} + v_{Cz} \cdot \vec{k}}{v} \right]$$

Hay
$$F_d = -f_d \cdot N \left[\frac{x_C \cdot \vec{i} + y_C \cdot \vec{j}}{\sqrt{x_C^2 + y_C^2}} \right] \quad (5.5)$$

Trong đó: f_d là hệ số ma sát giữa cây gỗ và mặt đất.

Phương trình vi phân chuyển động của cây gỗ dưới tác dụng của hệ lực trên và phương trình cân bằng lực theo trục OZ được lập như sau:

$$\begin{cases} m\ddot{x}_C = -F_0 x_C - G \sin \alpha - f_d \cdot N_d \left[\frac{x_C}{\sqrt{x_C^2 + y_C^2}} \right] \\ m\ddot{y}_C = -F_0 y_C - f_d \cdot N_d \left[\frac{y_C}{\sqrt{x_C^2 + y_C^2}} \right] \\ G \cos \alpha + N_d + F_0 z_0 = 0 \end{cases} \quad (5.6)$$

Để giải hệ (5.6) cần xác định các đại lượng x_C và y_C ở thời điểm cuối giai đoạn lấy đà. Vì quá trình lấy đà xảy ra tương đối nhanh nên có thể coi lực kéo cáp tời trong thời gian lấy đà đều có giá trị là F_d và có thể xác định gần đúng như sau:

$$F_d \approx k_d F \approx k_d \frac{mg(f_d \cos \alpha + \sin \alpha)}{\cos \delta + f_d \sin \delta} \quad (5.7)$$

Trong đó:

F_d : Lực kéo lớn nhất của cáp tời trong giai đoạn lấy đà;

F : Lực kéo trung bình trong giai đoạn bình ổn;

k_d : Hệ số tải trọng động;

δ : Góc hợp bởi phương lực kéo và phương chuyển động cây gỗ.

$$\delta = \arctg \frac{z_0}{\sqrt{x_c^2 + y_c^2}}$$

Ứng với mỗi điều kiện gom gỗ thì F_d hoàn toàn được xác định, từ đó ta có:

$$F_0 = \frac{F_d}{\sqrt{x_c^2 + y_c^2 + z_0^2}}$$

Hệ phương trình (5.6) chỉ còn 3 ẩn số là N_d , \ddot{x}_c và \ddot{y}_c nên hoàn toàn có thể giải được. Để đơn giản hơn, ta có thể khử N_d , sau khi biến đổi rút gọn ta được hệ phương trình như sau:

$$\begin{cases} \ddot{x}_c = -F_0^* x_c - g \sin \alpha - \frac{\dot{x}_c}{\sqrt{x_c^2 + y_c^2}} (g \cos \alpha - F_0^* z_0) f_d \\ \ddot{y}_c = -F_0^* y_c - \frac{\dot{y}_c}{\sqrt{x_c^2 + y_c^2}} (g \cos \alpha - F_0^* z_0) f_d \end{cases} \quad (5.8)$$

Trong đó:
$$F_0^* = \frac{F_0}{m} = \frac{F_d}{m \sqrt{x_c^2 + y_c^2 + z_0^2}}$$

Để giải hệ (5.8) cần xác định phương vận tốc trọng tâm cây gỗ tại thời điểm ban đầu ($t = 0$). Khi cây gỗ bắt đầu chuyển động, phương vận tốc trọng tâm cây gỗ trùng với phương của hợp lực các ngoại lực trong mặt phẳng XOY tác dụng lên cây gỗ. $R = R_x + R_y$ và được xác định như trên hình 5.3.

$$R_x = F_d \cos \delta_0 \cos \eta_0 - m g \sin \alpha = -F_0 x_{c0} - m g \sin \alpha$$

$$R_y = F_d \cos \delta_0 \sin \eta_0 = -F_0 y_{c0}$$

$$R = \sqrt{(-F_0 x_{c0} - m g \sin \alpha)^2 + (-F_0 y_{c0})^2}$$

Từ đó xác định được phương vận tốc trọng tâm gỗ thông qua việc xác định $\cos \varepsilon$ và $\sin \varepsilon$.

$$\cos \varepsilon = \frac{R_x}{R} = \frac{-F_0 x_{c0} - m g \sin \alpha}{\sqrt{(-F_0 x_{c0} - m g \sin \alpha)^2 + (-F_0 y_{c0})^2}}$$

$$\sin \varepsilon = \frac{R_y}{R} = \frac{-F_0 y_{c0}}{\sqrt{(-F_0 x_{c0} - m g \sin \alpha)^2 + (-F_0 y_{c0})^2}}$$

Trong đó: ε là góc giữa phương chuyển động tương đối so với trục OX .

Từ đó hệ (5.2.8) có thể viết như sau:

$$\begin{cases} \ddot{x}_C = -F_0^* x_C - g \sin \alpha - \cos \varepsilon (g \cos \alpha - F_0^* z_0) f_d \\ \ddot{y}_C = -F_0^* y_C - \sin \varepsilon (g \cos \alpha - F_0^* z_0) f_d \end{cases} \quad (5.9)$$

Giải hệ (5.9) sẽ cho số liệu đầu vào cho bài toán trong giai đoạn chuyển động bình ổn.

Trong giai đoạn chuyển động bình ổn, hệ phương trình (5.6) có 4 ẩn số là F_0 , N_d , \dot{x}_C và \dot{y}_C do đó cần phải thêm một phương trình để giải hệ trên. Từ hình (5.2) ta có:

$$CE^2 = x_C^2 + y_C^2 + z_0^2$$

Đạo hàm phương trình trên ta có:

$$CE \frac{dCE}{dt} = x_C \dot{x}_C + y_C \dot{y}_C$$

Tiếp tục đạo hàm ta có: $(\frac{dCE}{dt})^2 + CE \frac{d^2 CE}{dt^2} = \dot{x}_C^2 + \dot{y}_C^2 + x_C \ddot{x}_C + y_C \ddot{y}_C$

Với giả thiết ban đầu $v_0 = \text{const}$ nên ta có:

$$v_0^2 = \dot{x}_C^2 + \dot{y}_C^2 + x_C \ddot{x}_C + y_C \ddot{y}_C \quad (5.10)$$

Kết hợp (5.6) và (5.10) ta được hệ phương trình tuyến tính với 4 ẩn số là F_0 , N_d , \dot{x}_C và \dot{y}_C . Để đơn giản ta khử N_d , sau đó biến đổi rút gọn ta được hệ phương trình như sau:

$$\begin{cases} \ddot{x}_C = -F_0^* x_C - g \sin \alpha - \frac{\dot{x}_C}{\sqrt{\dot{x}_C^2 + \dot{y}_C^2}} (g \cos \alpha - F_0^* z_0) f_d \\ \ddot{y}_C = -F_0^* y_C - \frac{\dot{y}_C}{\sqrt{\dot{x}_C^2 + \dot{y}_C^2}} (g \cos \alpha - F_0^* z_0) f_d \\ F_0^* = \frac{v_0^2 - \dot{x}_C^2 - \dot{y}_C^2 + g x_C \sin \alpha + \frac{g f_d (x_C \dot{x}_C + y_C \dot{y}_C) \cos \alpha}{\sqrt{\dot{x}_C^2 + \dot{y}_C^2}}}{-(x_C^2 + y_C^2) + \frac{z_0 f_d (x_C \dot{x}_C + y_C \dot{y}_C)}{\sqrt{\dot{x}_C^2 + \dot{y}_C^2}}} \end{cases} \quad (5.11)$$

Trong đó: $F_0^* = \frac{F_0}{m} = \frac{F_d}{m \sqrt{x_C^2 + y_C^2 + z_0^2}}$

5.2.1.2. Lực kéo cáp tời và moment của nó trong các hệ tọa độ

Trong hệ tọa độ OXYZ, lực kéo của cáp tời được thể hiện như sau:

$$\vec{F} = F_z \cdot \vec{k} + F_x \cdot \vec{i} + F_y \cdot \vec{j} \quad (5.12)$$

Trong đó: $F_z = F_{0z0}$; $F_x = F_{0xC}$; $F_y = F_{0yC}$

Trong hệ tọa độ $(OXYZ)_T$, lực \vec{F} được xác định như sau:

$$\vec{F} = (F_x \cos \gamma - F_z \sin \gamma) \cdot \vec{i}_T + F_y \cdot \vec{j}_T + (F_x \sin \gamma + F_z \cos \gamma) \vec{k}_T \quad (5.13)$$

Moment của lực \vec{F} trong hệ $(OXYZ)_T$ được xác định như sau:

$$\vec{M} = \overrightarrow{O_T E} \wedge \vec{F} \text{ hay}$$

$$\vec{M} = H \cdot \vec{k}_T \wedge [(F_x \cos \gamma - F_z \sin \gamma) \cdot \vec{i}_T + F_y \cdot \vec{j}_T + (F_x \sin \gamma + F_z \cos \gamma) \vec{k}_T]$$

$$\text{Suy ra:} \quad \vec{M} = H(F_x \cos \gamma - F_z \sin \gamma) \cdot \vec{i}_T - H \cdot F_y \cdot \vec{j}_T \quad (5.14)$$

Trong hệ quy chiếu $(OXYZ)_A$, lực \vec{F} được viết như sau:

$$\vec{F} = [(F_x \cos \gamma - F_z \sin \gamma) \cos \beta + F_y \sin \beta] \cdot \vec{i}_A + [-(F_x \cos \gamma - F_z \sin \gamma) \sin \beta + F_y \cos \beta] \cdot \vec{j}_A + (F_x \sin \gamma - F_z \cos \gamma) \vec{k}_A \quad (5.15)$$

Moment lực \vec{F} trong hệ tọa độ $(OXYZ)_A$ là:

$$\vec{M} = \overrightarrow{O_A E} \wedge \vec{F}$$

$$\text{Hay } \vec{M} = [(F_x \cos \gamma - F_z \sin \gamma) \cos \beta + F_y \sin \beta] \cdot H \cdot \vec{i}_A - [-(F_x \cos \gamma - F_z \sin \gamma) \sin \beta + F_y \cos \beta] \cdot \vec{j}_A + (F_x \sin \gamma - F_z \cos \gamma) \cdot H \cdot \vec{k}_A \quad (5.16)$$

5.2.1.3. Moment gây lật và moment chống lật của máy kéo

a. Moment gây lật của máy kéo khi gom gỗ

Xét máy kéo trong hệ tọa độ $(OXYZ)_B$ (hình 5.1) có gốc tọa độ O_B trùng với tâm vết tiếp xúc của bánh sau máy kéo với mặt đất, trục $O_B X_B$ qua tâm hai vết tiếp xúc của bánh trước và bánh sau với mặt đất, trục $O_B Y_B$ qua tâm hai vết tiếp xúc của bánh sau với mặt đất, trục $O_B Z_B$ vuông góc với mặt phẳng đỡ máy kéo. Dưới tác dụng của lực kéo cáp tời, máy kéo có xu hướng bị lật ngang quanh trục $O_B X_B$ (gọi là trục lật ngang) và lật dọc quanh trục $O_B Y_B$ (gọi là trục lật dọc). Moment lật do lực \vec{F} gây ra trong hệ tọa độ $(OXYZ)_B$ là:

$$\vec{M} = \overrightarrow{O_B E} \wedge \vec{F} \quad (5.17)$$

$$\text{Trong đó:} \quad \overrightarrow{O_B E} = H \vec{k}_A - e \vec{i}_A + \frac{B}{2} \vec{j}_A \quad (5.18)$$

e : Khoảng cách giữa hai gốc tọa độ ($e = O_A O_B$);

B : Bề rộng cơ sở của máy kéo.

Thay (5.18) và (5.15) vào (5.17), sau đó rút gọn ta có:

$$\begin{aligned} \vec{M} = & \{[(F_x \cos \gamma - F_z \sin \gamma) \cos \beta + F_y \sin \beta]H + e[(F_x \sin \gamma - F_z \cos \gamma)]\} \vec{j}_A - \\ & - \{[(-F_x \cos \gamma - F_z \sin \gamma) \sin \beta + F_y \cos \beta]H + [(F_x \sin \gamma - F_z \cos \gamma) \frac{B}{2}]\} \vec{i}_A \\ & - \{[(-F_x \cos \gamma - F_z \sin \gamma) \sin \beta + F_y \cos \beta]e - [(F_x \cos \gamma - F_z \sin \gamma) \cos \beta] \frac{B}{2}\} \vec{k}_A \end{aligned} \quad (5.19)$$

Trong công (5.19), thành phần hệ số của \vec{i}_A :

$M_x = [(-F_x \cos \gamma - F_z \sin \gamma) \sin \beta + F_y \cos \beta]H + [(F_x \sin \gamma - F_z \cos \gamma) \frac{B}{2}]$ có xu hướng làm cho máy lật ngang nên gọi là moment lật ngang của máy kéo.

Thành phần hệ số \vec{j}_A :

$M_y = [(F_x \cos \gamma - F_z \sin \gamma) \cos \beta + F_y \sin \beta]H + e[(F_x \sin \gamma - F_z \cos \gamma)]$ có xu hướng gây lật dọc cho máy kéo nên gọi là moment lật dọc của máy kéo.

Thành phần hệ số \vec{k}_A :

$M_z = [(-F_x \cos \gamma - F_z \sin \gamma) \sin \beta + F_y \cos \beta]e - [(F_x \cos \gamma - F_z \sin \gamma) \cos \beta] \frac{B}{2}$ có xu hướng gây xoay máy quanh trục $O_B Z_B$.

b. Moment chống lật của máy kéo

Khi gom gỗ, khả năng chống lật của máy kéo chủ yếu do trọng lượng bản thân máy tạo ra. Trong hệ tọa độ $(OXYZ)_T$ trọng lực của máy kéo được tính theo công thức:

$$\vec{G}_{mk} = -m_{mk} g \sin(\alpha - \gamma) \vec{i}_T - m_{mk} g \cos(\alpha - \gamma) \vec{k}_T \quad (5.20)$$

Trong hệ tọa độ $(OXYZ)_A$, trọng lực của máy kéo được xác định như sau:

$$\vec{G}_{mk} = -m_{mk} g \sin(\alpha - \gamma) \vec{i}_A - m_{mk} g \sin(\alpha - \gamma) \sin \beta \vec{j}_A - m_{mk} g \cos(\alpha - \gamma) \vec{k}_A$$

Trong đó: m_{mk} Khối lượng máy kéo. (5.21)

Moment chống lật ngang lớn nhất của máy kéo đối với trục $O_B X_B$ là:

$$M_{cl}^x = \left| G_z \frac{B}{2} - G_y h_o \right| \quad (5.22)$$

Moment chống lật dọc lớn nhất của máy kéo đối với trục $O_B Y_B$ là:

$$M_{cl}^y = |G_z l_G - G_x h_o| \quad (5.23)$$

Trong đó:

$$G_x = -m_{mk} g \sin(\alpha - \gamma) \cos \beta;$$

$$G_y = -m_{mk} g \sin(\alpha - \gamma) \sin \beta;$$

$$G_z = -m_{mk} g \cos(\alpha - \gamma);$$

B : Chiều rộng của máy kéo cơ sở;

h_0 : Chiều cao trọng tâm máy kéo;

l_G : Khoảng cách từ trọng tâm máy kéo đến trục $O_B Z_B$.

c. Điều kiện để máy kéo không bị lật khi gom gỗ

Khi gom gỗ, lực kéo cáp tời tác dụng lên máy kéo thay đổi theo thời gian. Điều kiện để máy không bị lật là:

$$\begin{aligned} K_x &= \left| \frac{M_{cl}^x}{M_{xmax}} \right| > 1,2 - 1,5 \\ K_y &= \left| \frac{M_{cl}^y}{M_{ymax}} \right| > 1,2 - 1,5 \end{aligned} \quad (5.24)$$

Trong đó:

K_x, K_y : Hệ số chống lật ngang và lật dọc của máy kéo;

M_{cl}^x, M_{cl}^y : Moment chống lật ngang và lật dọc của máy kéo;

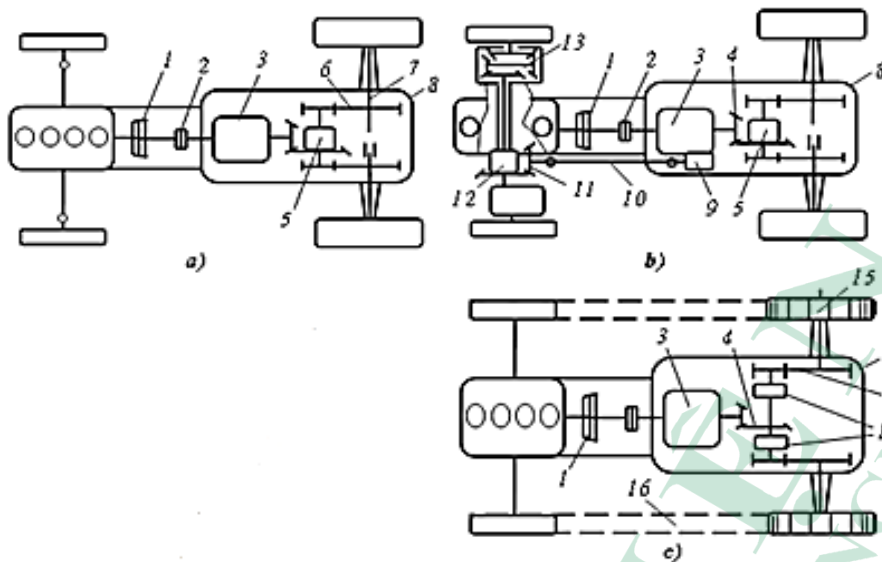
M_{xmax}, M_{ymax} : Moment lật ngang và lật dọc lớn nhất do \vec{F} gây ra.

5.2.2. Lực kéo tiếp tuyến của máy kéo

Để máy kéo di chuyển được trong quá trình vận xuất gỗ, các bánh chủ động của máy kéo nhận công suất từ nguồn động lực (động cơ) thông qua hệ thống truyền lực và sinh ra lực kéo tiếp tuyến tại vùng tiếp xúc với mặt đường hướng theo chiều chuyển động. Đây cũng chính là lực mà mặt đường tác dụng lên bánh chủ động. Để tính toán lực kéo tiếp tuyến của máy kéo, trước tiên ta tìm hiểu sơ đồ hệ thống truyền lực của máy kéo.

5.2.2.1. Hệ thống truyền lực trên máy kéo

Hệ thống truyền lực của máy kéo là bao gồm toàn bộ các cụm chi tiết truyền lực từ động cơ đến bánh chủ động của máy kéo. Hình 5.2.3 mô tả sơ đồ của hệ thống truyền lực của một số loại máy kéo phổ biến trong vận xuất gỗ gồm máy kéo bánh hơi một cầu chủ động (máy kéo nông nghiệp), máy kéo bánh hơi hai cầu chủ động (máy kéo chuyên dùng) và máy kéo bánh xích. Ở máy kéo, do người lái thường ngồi phía sau để quan sát sự làm việc của các bộ phận công tác đi theo máy kéo nên khớp nối 2 thường được bố trí giữa ly hợp 1 và hộp số 3 để giúp cho hộp số của máy kéo được đặt ngay phía dưới buồng lái, nhờ đó cấu tạo cơ cấu điều khiển hộp số đơn giản và thuận tiện khi điều khiển. Ngoài ra vì máy kéo cần lực kéo lớn, nên trong hệ thống truyền lực thường có truyền lực cuối cùng 6 để làm tăng tỷ số truyền chung cho hệ thống truyền lực.



Hình 5.3. Sơ đồ hệ thống truyền lực của một số loại máy kéo

a. Máy kéo bánh hơi cầu sau chủ động; b. Máy kéo bánh hơi hai cầu chủ động;
c. Máy kéo bánh xích.

1. Ly hợp; 2. Khớp nối; 3. Hộp số; 4, 11. Truyền lực chính; 5, 12. Vi sai;
6. Truyền lực cuối cùng; 7. Bán trục; 8. Cầu sau; 9. Hộp phân phối (hộp số phụ);
10. Truyền lực các đấng; 11. Bộ truyền bánh răng nón; 14. Bộ phận chuyển hướng;
15. Bánh sao chủ động; 16. Dải xích.

Đối với máy kéo một cầu chủ động như các loại máy kéo nông nghiệp (hình 5.3a), cầu sau thường được thiết kế là cầu chủ động do đặc điểm làm việc của máy kéo là cần lực kéo lớn ở móc, do đó các chi tiết của hệ thống truyền lực và của cầu sau có kích thước và khối lượng lớn, trọng lượng của máy kéo thường phân bố lui về phía sau, bố trí như vậy làm tăng khả năng kéo bám của máy kéo. Ngoài ra trong quá trình làm việc, lực cản của bộ phận công tác còn có tác dụng làm tăng thêm phản lực pháp tuyến tác động lên các bánh sau của máy kéo. Do đó khi bố trí cầu sau là cầu chủ động sẽ làm tăng thêm một phần trọng lượng bám nghĩa là tăng thêm lực chủ động cho máy kéo.

Đối với máy kéo chuyên dùng trong vận xuất gỗ, để tăng khả năng kéo bám của máy kéo, máy kéo được chế tạo có hai cầu chủ động (hình 5.3b). Khi đó trong hệ thống truyền lực của máy kéo thường có thêm hộp phân phối hay hộp số phụ 9. Để tránh sinh ra hiện tượng tuần hoàn công suất khi tốc độ của hai cầu không tương thích với nhau, trong hộp phân phối thường có cơ cấu vi sai hoặc khớp ma sát (khớp một chiều) tự động gài và ngắt cầu trước khi độ trượt quay của cầu chủ động sau lớn hơn hoặc nhỏ hơn giá trị cho phép. Do đó, một trong những đặc điểm của máy kéo chuyên dùng trong vận xuất gỗ là các bánh trước và sau bằng nhau có cùng đường kính. Máy kéo hai cầu chủ động sử dụng rất hiệu quả khi vận xuất gỗ ở những địa hình có độ dốc lớn, đất có độ bám nhỏ và có độ ẩm cao, khi sử dụng hai cầu chủ động.

Trên hình 5.3c mô tả sơ đồ hệ thống truyền lực của máy kéo bánh xích phổ biến trong vận xuất gỗ. Ở máy kéo bánh xích, sau truyền lực trung tâm 4 là đến hai bộ phận chuyển hướng 14 của máy kéo, từ trục bị động của bộ phận chuyển hướng, moment được truyền đến truyền lực cuối cùng 6 rồi đến bánh sao chủ động 15, bánh sao chủ động ăn khớp với các mắt xích của dải xích và đẩy cho máy kéo dịch chuyển trên đường ray vô tận do dải xích tạo nên.

5.2.2..2. Tỷ số truyền của hệ thống truyền lực

Tỷ số truyền của hệ thống truyền lực ảnh hưởng đến tốc độ và moment truyền động. Chúng được xác định theo công thức sau:

$$i_t = \frac{n_e}{n_b} = \frac{\omega_e}{\omega_b} \quad (5.25)$$

Trong đó:

n_e, ω_e : Số vòng quay và tốc độ góc của trục khuỷu;

n_b, ω_b : Số vòng quay và tốc độ góc của bánh chủ động.

Xét về mặt kết cấu của của máy kéo thì tỷ số truyền của hệ thống truyền lực bằng tích các tỷ số truyền của các cụm chi tiết trong hệ thống truyền lực.

$$i_t = i_h \cdot i_p \cdot i_o \cdot i_c \quad (5.26)$$

Trong đó:

i_h : Tỷ số truyền của hộp số chính;

i_p : Tỷ số truyền củ hộp số phụ;

i_o : Tỷ số truyền của truyền lực chính;

i_c : Tỷ số truyền của truyền lực cuối.

Trên máy kéo, hộp số chính thường có nhiều cấp số trong khi hộp số phụ thường có hai cấp số. Tùy theo vị trí để cần gạt số của hai hộp số này mà tỷ số truyền i_t của hệ thống truyền lực sẽ khác nhau.

5.2.2.3. Hiệu suất của hệ thống truyền lực

Công suất tại bánh chủ động nhận từ động cơ thông qua hệ thống truyền động luôn nhỏ hơn công suất sinh ra từ động cơ do luôn tồn tại ma sát trong hệ thống truyền lực, do đó sinh ra tổn hao công suất trong hệ thống truyền lực.

Công suất truyền đến bánh chủ động được tính theo công thức:

$$N_k = N_e - N_t \quad (5.27)$$

Trong đó:

N_k : Công suất truyền đến các bánh chủ động;

N_e : Công suất hữu ích sinh ra từ động cơ;

N_t : Công suất tiêu hao do ma sát trong hệ thống truyền lực.

Hiệu suất của hệ thống truyền lực η_t được xác định theo công thức:

$$\eta_t = \frac{N_k}{N_e} = \frac{N_k - N_t}{N_e} = 1 - \frac{N_t}{N_e} \quad (5.28)$$

Hiệu suất truyền động η_t được xác định là tích số hiệu suất của các cụm chi tiết trong hệ thống truyền lực như sau:

$$\eta_t = \eta_l \cdot \eta_h \cdot \eta_{cd} \cdot \eta_o \cdot \eta_c \cdot \eta_x \quad (5.29)$$

Trong đó:

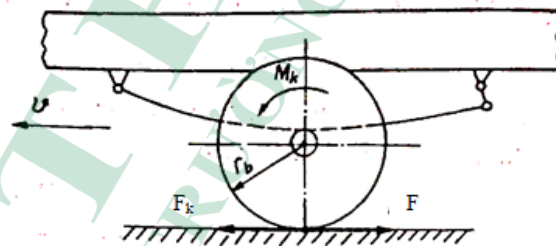
- η_l : Hiệu suất của lý hợp (coi như = 1);
- η_h : Hiệu suất của hộp số và hộp số phụ (nếu có);
- η_{cd} : Hiệu suất của các đăng;
- η_o : Hiệu suất của cầu chủ động;
- η_c : Hiệu suất của truyền lực cuối cùng;
- η_x : Hiệu suất của đai xích (máy kéo bánh xích).

Hiệu suất của các cụm chi tiết thuộc vào nhiều yếu tố gồm loại bộ truyền, chất lượng chế tạo bộ truyền, độ nhớt dầu bôi trơn, chế độ tải trọng, tốc độ truyền động, v.v..., và thường được xác định bằng phương pháp thực nghiệm. Đối với máy kéo trong vận xuất gỗ thì η_t có giá trị từ 0,85 ÷ 0,90.

5.2.2.4. Moment xoắn ở bánh chủ động và lực kéo tiếp tuyến

Công suất ở bánh chủ động được đặc trưng bởi hai đại lượng là moment xoắn và số vòng quay của bánh chủ động. Moment xoắn của bánh chủ động M_k khi chuyển động ổn định được xác định theo công thức:

$$M_k = M_e \cdot i_t \cdot \eta_t = M_e \cdot i_h \cdot i_p \cdot i_o \cdot i_c \cdot \eta_t \quad (5.30)$$



Hình 5.4. Lực kéo tiếp tuyến của bánh chủ động

Moment xoắn của bánh chủ động tác dụng vào mặt đường một lực F ngược chiều với chiều chuyển động của máy kéo. Tại vùng tiếp xúc giữa mặt đường và bánh xe, bánh xe chịu một lực F_k tác dụng từ mặt đường và có giá trị tương đương với lực F và cùng chiều với chiều chuyển động của máy kéo. Lực F_k được gọi là lực kéo tiếp tuyến của bánh xe chủ động (hình 5.28).

Lực kéo tiếp tuyến F_k được xác định theo công thức:

$$F_k = \frac{M_k}{r_b} = \frac{M_e \cdot i_h \cdot i_p \cdot i_o \cdot i_c \cdot \eta_t}{r_b} \quad (5.31)$$

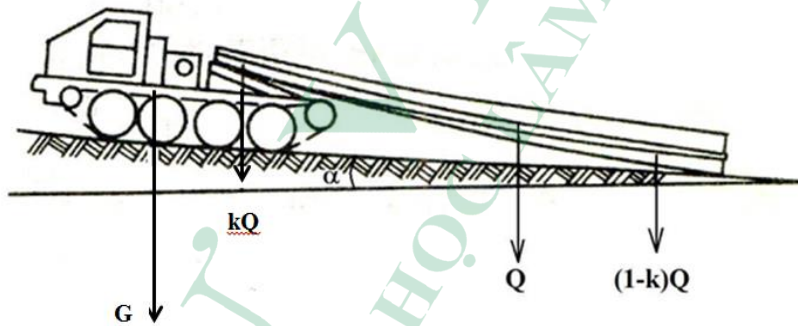
Nhờ có lực kéo tiếp tuyến F_k mà máy kéo có thể thắng được các lực cản trong quá trình di chuyển để tiến về phía trước.

5.2.3. Cơ sở xác định tải trọng chuyển cho máy kéo

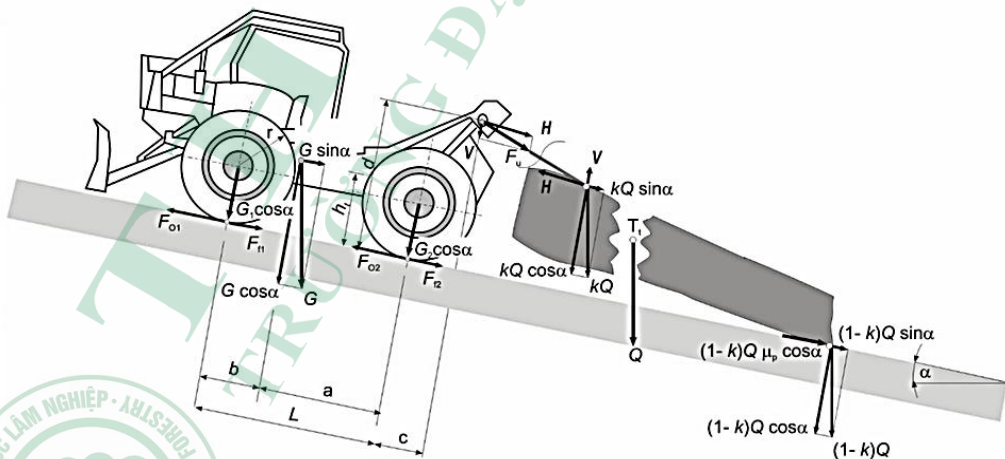
Khi tính tải trọng chuyển cho máy kéo phải căn cứ vào loại máy kéo, kết cấu của bộ phận chuyên dùng và phương pháp kéo gỗ. Tải trọng chuyển của máy kéo được xác định theo các điều kiện sau:

5.2.3.1. Xác định tải trọng chuyển theo lực kéo tiếp tuyến của máy kéo

Xét sơ đồ vận xuất gỗ bằng máy kéo theo phương pháp kéo nửa lết. Máy kéo cùng bó gỗ chuyển động trên đường kéo có độ dốc α với vận tốc ổn định (hình 5.27 và 5.28).



Hình 5.5. Sơ đồ kéo gỗ bằng máy kéo bánh xích theo phương pháp nửa lết



Hình 5.6. Sơ đồ kéo gỗ bằng máy kéo bánh hơi theo phương pháp nửa lết

Chiếu tất cả các lực tác dụng lên máy kéo và gỗ xuống trục X-X (phương chuyển động). Ta có điều kiện cân bằng của hệ lực là $\sum X=0$.

$$F_k - (G + kQ)(w_m \cos \alpha \pm \sin \alpha) - (1 - k)Q(w_g \cos \alpha \pm \sin \alpha) = 0 \quad (5.32)$$

$$Q = \frac{F_k - G(w_m \cos \alpha \pm \sin \alpha)}{k(w_m \cos \alpha \pm \sin \alpha) + (1 - k)(w_g \cos \alpha \pm \sin \alpha)} \quad (5.33)$$

Khi $\alpha \leq 10^\circ$, $\cos \alpha \approx 1$; $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = i$, thay vào công thức (5.33) ta được:

$$Q = \frac{F_k - G(w_m \pm i)}{k(w_m \pm i) + (1 - k)(w_g \pm i)} \quad (5.34)$$

Trong đó:

Q : Tải trọng chuyển theo khả năng kéo của máy kéo [N];

F_k : Lực kéo tiếp tuyến tại bánh sao chủ động của máy kéo [N];

G : Trọng lượng của máy kéo [N];

w_m : Hệ số cản chuyển động giữa máy kéo và đường;

Máy kéo bánh xích $w_m = 0,14 \div 0,25$, máy kéo bánh bom $w_m = 0,12 \div 0,18$.

i : Độ dốc của đường kéo [%];

w_g : Hệ số cản chuyển động giữa bó gỗ và đường vận xuất;

Khi kéo gỗ dài, gỗ khúc $w_g = 0,7$, khi kéo gỗ cả tán $w_g = 0,9$.

k : Hệ số phân bổ tải trọng.

Kéo lết $k = 0$, kéo nửa lết $0 < k < 1$, kéo romooc hoặc kéo bồng, $k = 1$.

5.2.3.2. Xác định tải trọng chuyển theo lực bám của máy kéo

Để ngăn ngừa hiện tượng máy kéo bị trượt trong quá trình vận xuất thì lực bám của máy kéo phải lớn hơn lực kéo tiếp tuyến của nó, khi đó:

$$F_b > F_k \quad (5.35)$$

Trong đó:

F_k : Lực kéo tiếp tuyến tại bánh chủ động [N];

F_b : Lực bám của máy kéo [N].

$$F_b = G_b \cdot \mu \quad (5.36)$$

Trong đó:

μ : Hệ số bám, $\mu = 0,4 \div 0,8$;

G_b : Trọng lượng bám của máy kéo. Đây chính là trọng lượng truyền qua các bánh chủ động của máy kéo.

Đối với máy kéo bánh xích và máy kéo bánh bươm có tất cả các bánh đều là bánh chủ động thì lực bám của máy kéo được tính theo công thức sau:

$$F_b = (G + kQ)\mu \quad (5.37)$$

Đối với máy kéo bánh nông nghiệp vận xuất gỗ chỉ có các bánh sau là bánh chủ động thì lực bám của máy kéo được xác định theo công thức:

$$F_b = (G_s + kQ)\mu \quad (5.38)$$

Trong đó: là G_s là phần trọng lượng máy kéo truyền qua bánh sau.

Nếu $F_b < F_k$ thì thay F_b vào công thức (5.38), ta được:

$$Q = \frac{F_b - G(w_m \cos \alpha \pm \sin \alpha)}{k(w_m \cos \alpha \pm \sin \alpha) + (1-k)(w_g \cos \alpha \pm \sin \alpha)} \quad (5.39)$$

Trường hợp $\alpha \leq 10^0$, thay F_b vào công thức (5.39), ta được:

$$Q = \frac{F_b - G(w_m \pm i)}{k(w_m \pm i) + (1-k)(w_g \pm i)} \quad (5.40)$$

5.2.3.3. Tải trọng chuyển tính theo tải cho phép của bàn bằg hoặc khung treo

Bàn bằg hoặc khung treo phải đủ độ cứng vững để đỡ được tải trọng chuyển. Để tải trọng chuyển thỏa mãn điều kiện cho phép của bàn bằg hoặc khung treo thì cần phải đảm bảo điều kiện sau:

$$Q \leq \frac{q}{k} \quad (5.41)$$

Trong đó: q là tải trọng cho phép của bàn bằg hoặc cần treo [N].

5.2.3.4. Tải trọng chuyển tính theo lực kéo của tời

Tải trọng chuyển tính toán phải thỏa mãn điều kiện về khả năng kéo của tời gom gỗ trang bị trên máy kéo. Tải trọng theo điều kiện này được tính cho trường hợp máy kéo bánh xích và máy kéo bánh bươm.

Đối với máy kéo bánh xích:

$$Q = \frac{\eta \cdot Z_t}{w'_g \cdot \cos \beta + \sin \beta} \quad (5.42)$$

Trong đó:

β : Góc nghiêng bàn bằg [độ];

η : Hiệu suất của ròng rọc, $\eta = 0,96 \div 0,98$;

w'_g : Hệ số cản giữa đầu bó gỗ và bàn bằg (bàn đỡ tải);

Z_t : Lực kéo của tời [N].

Đối với máy kéo bánh xích:

$$Q = \frac{\eta \cdot Z_t}{w_g \cdot \cos \alpha + \sin \alpha} \quad (5.43)$$

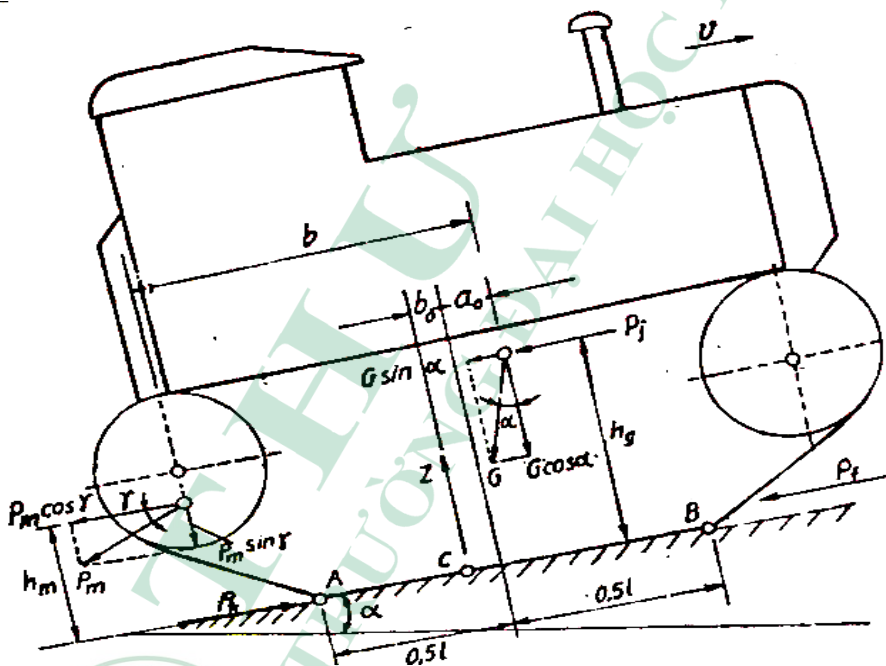
Sau khi xác định được tải trọng Q theo bốn điều kiện nêu trên ta chọn trị số tải trọng nhỏ nhất - đó chính là tải trọng chuyển hợp lý của máy kéo.

5.2.4. Động lực học của máy kéo bánh xích vận xuất gỗ

Máy kéo bánh xích có đặc điểm là áp suất riêng tác dụng lên đất bé do diện tích tiếp xúc giữa xích và mặt đất lớn. Mặt khác dải xích thường có cấu tạo gồm các vấu bám cao nên có sức bám tốt và ít bị trượt khi chuyển động. Do đó máy kéo bánh xích thường được chọn để vận xuất gỗ ở những nơi có độ dốc lớn, nền đất yếu và trơn trượt.

5.2.4.1. Các lực tác dụng lên máy kéo

Đối với máy kéo bánh xích, moment từ bánh sao chủ động được truyền xuống mặt đất thông qua dải xích và chịu một tổn hao do lực ma sát trong dải xích, lực quán tính của bánh sao chủ động.



Hình 5.7. Sơ đồ lực tác dụng lên máy kéo bánh xích xét trong mặt phẳng dọc.

a. Lực kéo tiếp tuyến

Lực kéo tiếp tuyến F_k được xác định theo công thức:

$$F_k = \frac{M_k - M_{rl} - M_{jk}}{r_l} \quad (5.44)$$

Trong đó:

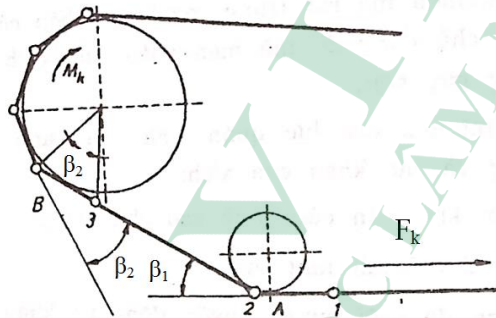
M_k : Moment do động cơ truyền đến bánh sao chủ động;

M_{rl} : Moment ma sát tại các khâu xích của dải xích quay; quanh chốt xích do vòng qua bánh sao chủ động;

M_{jk} : Moment lực quán tính của bánh sao chủ động và các khâu xích;

r_l : Bán kính lăn của bánh sao chủ động.

Để xác định moment M_{rl} , ta xét hình 5.8. Khi con lăn đề dưới cuối cùng chuyển động từ khâu A đến khâu tiếp theo thì khâu A chuyển động quanh khớp 1 theo chiều kim đồng hồ một góc β_1 trong khi khâu B khi chạy quanh bánh sao chủ động thì quay quanh khớp 3 một góc β_2 .



Hình 5.8. Sơ đồ tính toán moment ma sát trong các khâu xích nhánh chủ động

Công của lực ma sát trong các khớp 1,2,3 được xác định theo công thức:

$$L = f_r \cdot T \cdot r_c (2\beta_1 + \beta_2) \quad (5.45)$$

Trong đó:

f_r : Hệ số ma sát giữa chốt và khâu xích;

T : Lực căng của nhánh xích chủ động;

$$T = \frac{M_k}{r_l} \quad (5.46)$$

r_c : Bán kính của chốt xích;

β_1, β_2 : Các góc quay khi khâu xích chuyển động quanh chốt.

Gọi z là số răng của bánh sao chủ động thì z cũng là số khâu xích bao kín một vòng quanh bánh sao. Khi bánh sao quay được một vòng thì công ma sát tăng lên z lần và được tính theo công thức:

$$M_{rl} = \frac{f_r \cdot T \cdot r_c (2\beta_1 + \beta_2) z}{2\pi} \quad (5.47)$$

b. Phản lực thẳng đứng của đất

Trọng lượng của máy kéo tác dụng lên bề mặt đất làm mặt đất sinh ra phản lực thẳng đứng tác dụng lên giải xích. Ngoài ra phản lực thẳng đứng còn được tạo nên bởi lực kéo tải trọng kéo khi lực kéo này không song song với mặt đường kéo. Như vậy, phản lực pháp tuyến được xác định theo công thức:

$$Z = G.\cos\alpha + F_{kt}.\sin\beta \quad (5.48)$$

Trong đó:

G : Trọng lượng của máy kéo;

F_{kt} : Lực kéo tải khi vận xuất;

α : Góc nghiêng của địa hình theo phương ngang;

β : Góc nghiêng của phương kéo tải theo phương ngang.

c. Lực kéo tải

Lực kéo tải F_{kt} xuất hiện khi máy kéo bánh xích kéo tải (kéo gỗ theo phương pháp kéo lết, nửa lết hoặc kéo romooc). Khi kéo romooc thì phương của lực F_{kt} song song với phương chuyển động. Khi kéo lết hoặc nửa lết thì phương của lực F_{kt} hợp với phương chuyển động một góc β .

d. Lực quán tính của máy kéo

Khi máy kéo chuyển động có gia tốc sẽ xuất hiện lực quán tính của máy kéo. Tổng lực quán tính này được thu gọn về trọng tâm của máy kéo và được xác định theo công thức:

$$F_{qt} = a.M.\delta \quad (5.49)$$

Trong đó:

M : Khối lượng của liên hợp máy;

a : Gia tốc tịnh tiến của liên hợp máy;

δ : Hệ số ảnh hưởng của các chi tiết quay.

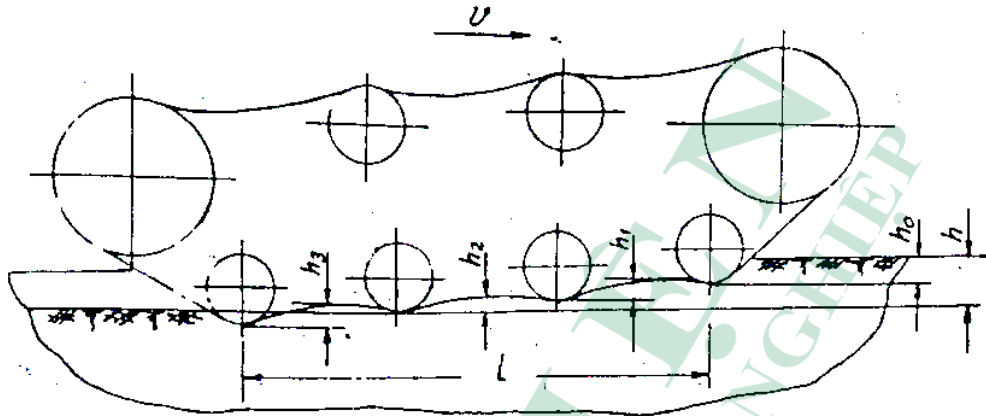
Phương của lực quán tính F_{qt} song song với mặt phẳng địa hình. Chiều của lực quán tính cùng chiều với chiều chuyển động khi máy kéo chuyển động chậm dần và ngược chiều với chiều chuyển động khi máy kéo chuyển động nhanh dần.

e. Lực cản lăn (F_{cl})

Lực cản lăn của máy kéo bánh xích gồm lực cản lăn do biến dạng của đất và lực cản lăn do ma sát trong hệ thống xích.

f. Lực cản do biến dạng của đất (F_{cl1})

Khi chuyển động máy kéo tác động xuống bề mặt đất thông qua dải xích làm cho các lớp đất bị biến dạng và tạo thành các vết xích trên bề mặt đất.



Hình 5.9. Biến dạng của đất do dải xích

Trong quá trình biến dạng đất làm cản trở sự chuyển động của dải xích và xuất hiện lực cản do biến dạng đất. Lực cản do biến dạng đất sinh ra trên cả dải xích do các con lăn đè dưới của dải xích gây ra (hình 5.9). Khi con lăn đè thứ nhất đi qua làm đất bị lún xuống một độ sâu h_0 , sau đó độ lún được phục hồi trở lại ở một mức độ nào đó. Các con lăn đè tiếp theo sẽ gây lên độ lún sâu hơn với độ sâu $h_1, h_2, h_3, v.v.$, cho đến khi con lăn cuối cùng đi qua. Kết quả máy kéo làm đất bị lún xuống một độ sâu h .

Như vậy, trong quá trình chuyển động máy kéo sinh ra một công L_{bd} để làm biến dạng đất và được tính theo công thức sau:

$$L_{bd} = F_{cl1}.S \quad (5.50)$$

Trong đó:

F_{cl1} : Lực cản lăn do biến dạng đất;

S : Quãng đường đi được của máy kéo.

Khi tính cho con lăn đè thứ nhất ở hai dải xích, công sinh ra để biến dạng đất được tính theo công thức:

$$L_{bd1} = 2.p.b.S.h_0 \quad (5.51)$$

Trong đó:

p : Áp suất trung bình của dải xích tác dụng lên đất;

b : Chiều rộng một dải xích;

h_0 : Độ lún của đất tại vị trí con lăn thứ nhất.

Khi các con lăn đè thứ nhất đi qua, các con lăn tiếp theo lại tác dụng lên đất làm đất lún sâu thêm. Do đó, công sinh ra biến dạng đất do các con lăn đè dưới sau khi đi được quãng đường S được tính theo công thức:

$$L_{bd2} = 2\sum_{i=1}^n p \cdot b \cdot S \cdot h_i \quad (5.52)$$

Trong đó:

n : Số con lăn đè dưới còn lại sau con lăn đầu tiên của một dải xích;

h_i : Độ lún của đất do con lăn đè thứ i gây ra.

Như vậy công sinh ra do biến dạng đất được xác định như sau:

$$L_{bd} = L_{bd1} + L_{bd2}$$

Do đó:
$$F_{cl1} \cdot S = 2 \cdot p \cdot b \cdot S \cdot h_0 + 2\sum_{i=1}^n p \cdot b \cdot S \cdot h_i \quad (5.53)$$

Để đơn giản cho quá trình tính toán, ta coi độ sâu biến dạng của của từng nhịp xích là bằng nhau và bằng $1/2$ độ lún của con lăn đè thứ nhất, nghĩa là:

$$h_i = 0,5h_0$$

Từ đó ta có: $F_{cl1} = p \cdot b \cdot h_0(2+n)$

Hệ số cản do biến dạng f_l được xác định theo công thức:

$$f_l = \frac{F_{cl1}}{G} = \frac{p \cdot b \cdot h_0(2+n)}{2p \cdot b \cdot l} = \frac{h_0}{l} \left(1 + \frac{n}{2}\right) \quad (5.54)$$

Trong đó:

l : Khoảng cách từ con lăn thứ nhất đến con lăn cuối cùng;

G : Trọng lượng của máy kéo.

$$G = 2p \cdot b \cdot l$$

Trong giới hạn đàn hồi của đất, biến dạng của đất thường có quan hệ bậc nhất với tải trọng của máy kéo. Tuy nhiên, hình dạng của bề mặt tiếp xúc cũng ảnh hưởng đến biến dạng và lực tác dụng. Xét trường hợp phổ biến là bề mặt tiếp xúc giữa các khâu xích và đất là hình chữ nhật thì quan hệ giữa độ sâu biến dạng h_0 và áp lực p được xác định theo công thức như sau:

$$h_0 = \frac{p}{E} \sqrt[3]{l \cdot b^2} \quad (5.55)$$

Trong đó: E là modul đàn hồi của đất.

Từ đó ta có hệ số cản lăn do biến dạng đất f_l được xác định theo công thức sau:

$$f_l = \frac{G(2+n)}{4E \sqrt[3]{l^5 b}} \quad (5.56)$$

Từ công thức trên thấy rằng hệ số biến dạng f_{bd} phụ thuộc vào các yếu tố gồm trọng lượng của máy kéo, số con lăn đè dưới, khoảng cách giữa con lăn đè thứ nhất và con lăn đè sau cùng, bề rộng của dải xích và tính chất cơ lý tính của đất.

g. Lực cản do ma sát trong hệ thống xích (F_{cl2})

Trong quá trình di chuyển, luôn tồn tại một lực cản do ma sát trong hệ thống xích của máy kéo bánh xích. Lực cản này bao gồm lực ma sát do lực căng ban đầu gây ra trong các khớp của nhánh xích bị động F'_{cl2} và lực cản do ma sát giữa các con lăn đè dưới với dải xích F''_{cl2} .

Giả sử lực căng ban đầu của dải xích là T_0 . Lực này gây ra moment cản do ma sát trong các khớp của nhánh xích bị động khi di chuyển. Moment này khi thu gọn về trục của bánh sao chủ động được xác định như sau:

$$F'_{cl2} = \frac{4.f_r.T_0.z.r_c}{2\pi}(\psi_2 + \beta + \beta_1 + \psi_3) \quad (5.57)$$

Trong đó:

f_r : Hệ số ma sát giữa chốt và khâu xích;

z : Số răng của bánh sao chủ động;

r_c : Bán kính của chốt xích;

$\psi_2, \beta, \beta_1, \psi_3$: Như hình 5.8.

Quy dẫn về trục của bánh sao chủ động moment cản ma sát giữa các con lăn đè dưới và dải xích và ma sát trong ổ lăn của các con lăn đè dưới, ta có:

$$F''_{cl2} = \frac{G.f_0.r_l}{r_0} \quad (5.58)$$

Trong đó:

f_0 : Hệ số ma sát thu gọn tính đến ma sát lăn của các con lăn đè dưới và ma sát trong ổ lăn của các con lăn;

r_0 : Bán kính con lăn đè dưới;

r_l : Bán kính lăn của bánh sao chủ động.

Ta có:

$$F_{cl2} = F'_{cl2} + F''_{cl2}$$

$$F_{cl2} = \frac{4.f_r.T_0.z.r_c}{2\pi}(\psi_2 + \beta + \beta_1 + \psi_3) + \frac{G.f_0.r_l}{r_0} \quad (5.59)$$

Hệ số cản do ma sát trong hệ thống xích là:

$$f_2 = \frac{F_{cl2}}{r_l.G} = \frac{4.f_r.T_0.z.r_c}{t.G}(\psi_2 + \beta + \beta_1 + \psi_3) + \frac{f_0}{r_0} \quad (5.60)$$

Trong đó: t là bước xích; $t = \frac{2\pi.r_l}{z}$

Hệ số cản lăn của máy kéo bánh xích:

$$f_{cl} = f_1 + f_2$$

$$f_{cl} = \frac{G(2+n)}{4E^3\sqrt{l^5}b} + \frac{4.f_r.T_0.z.r_c}{t.G}(\psi_2 + \beta + \beta_1 + \psi_3) + \frac{f_0}{r_0} \quad (5.61)$$

Từ đó xác định được lực cản lăn của máy kéo bánh xích:

$$F_{cl} = G.f_{cl} \quad (5.62)$$

Trong thực tế, việc tính toán hệ số cản lăn của máy kéo bánh xích f_{cl} theo công thức lý thuyết rất phức tạp. Đó đó f_{cl} thường được xác định bằng thực nghiệm. Kết quả xác định hệ số f_{cl} cho một số điều kiện được thể hiện như trong bảng 5.1.

Bảng 5.1. Hệ số cản lăn của máy kéo bánh xích trong một số điều kiện

Điều kiện địa hình di chuyển	Hệ số cản lăn
Đất lầy	0,15 ÷ 0,20
Cát khô	0,15
Ruộng mới cấy	0,10 ÷ 0,12
Cát ẩm	0,10
Đường cát mềm	0,10
Ruộng gốc rạ ẩm	0,08
Đồng cỏ	0,07
Đường nhựa	0,06

h. Phương trình cân bằng động lực học của máy kéo bánh xích

Khi máy kéo xích chuyển động, lực kéo tiếp tuyến F_k cân bằng với các lực cản chuyển động. Phương trình cân bằng động lực học máy kéo bánh xích trong trường hợp tổng quát như sau:

$$F_k = F_{kt} + F_{cl} \pm F_{qt} \pm G \sin \alpha \quad (5.63)$$

Trong đó:

F_{kt} : Lực kéo tải của máy kéo;

F_{cl} : Lực cản lăn của máy kéo;

F_{qt} : Lực quán tính của máy kéo;

Dấu của F_{qt} phụ thuộc chuyển động nhanh dần hay chậm dần;

Dấu của $G \sin \alpha$ phụ thuộc máy kéo lên dốc hay xuống dốc.

5.2.4.2. Phân bố áp suất của dải xích trên bề mặt đất

Máy kéo bánh xích tiếp xúc với bề mặt địa hình di chuyển thông qua dải xích hai bên. Quy luật phân bố áp suất của dải xích trên bề mặt đất có ý nghĩa trong việc xác định phản lực pháp tuyến lên máy kéo, từ đó làm cơ sở để nghiên cứu động lực học, khả năng kéo bám và ổn định của máy kéo. Phân bố này phụ thuộc vào tâm của áp lực, hệ thống treo, đặc điểm của địa hình làm việc. Có ba dạng phân bố áp suất của xích lên bề mặt đất gồm phân bố đều, phân bố theo quy luật hình thang và phân bố khi có hệ thống treo điều hòa.

a. Tâm áp lực của máy kéo

Tâm áp lực của máy kéo xích là điểm đặt lực tổng hợp của áp lực mặt đất tác dụng lên máy kéo xét trong mặt phẳng dọc. Xét trường hợp làm việc tổng quát của máy kéo như hình 5.10. Điểm C là tâm của áp lực, có tọa độ xác định bằng b_0 (là khoảng cách từ trung điểm của dải xích tiếp xúc với mặt đường đến tâm áp lực).

Lấy moment của các ngoại lực đối với tâm của áp lực ta có phương trình:

$$G\cos\alpha(b_0+a_0)-(G\sin\alpha + F_{qt})h_g - F_{kt}.h_m\cos\gamma-F_{cll}.h_l-F_{kt}\sin\gamma(b-a_0-b_0) = 0 \quad (5.64)$$

Trong đó:

G : Lực quán tính của máy kéo;

F_{qt} : Lực quán tính của máy kéo;

F_{kt} : Lực kéo tải;

F_{cll} : Lực cản lăn do biến dạng đất;

b_0 : Khoảng cách từ trung điểm của dải xích tiếp xúc với mặt đường đến tâm của áp lực dải xích tác dụng xuống đường;

a_0 : Khoảng cách từ trọng tâm của máy đến trung điểm của dải xích tiếp xúc với mặt đường;

h_g : Chiều cao trọng tâm của máy kéo;

h_m : Chiều cao điểm đặt lực của F_{kt} ;

h_l : Chiều cao điểm đặt lực của lực F_{cll} .

Các đại lượng a_0 và b_0 tính theo phương song song với mặt phẳng địa hình, h_g , h_m , h_l tính theo phương vuông góc với mặt phẳng địa hình di chuyển.

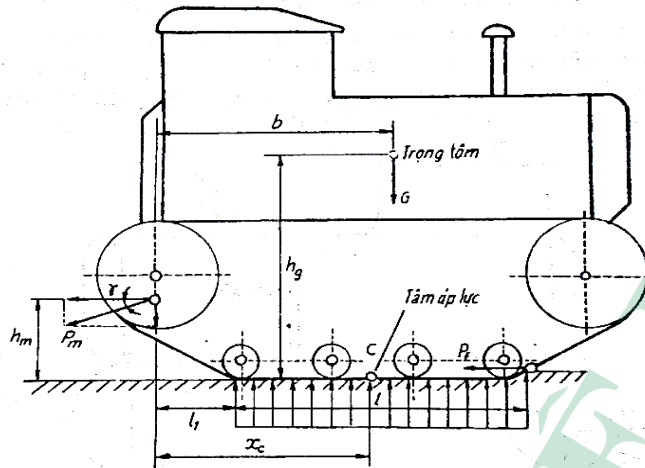
Biến đổi công thức trên và bỏ qua thành phần lực $F_{cll}.h_l$ (nhỏ không đáng kể) ta có:

$$b_0 = \frac{(G\sin\alpha + F_{qt})h_g + F_{kt}(h_m\cos\gamma + b\sin\gamma)}{G\cos\alpha + F_{kt}\sin\gamma} - a_0 \quad (5.65)$$

Khi b_0 càng lớn thì khả năng bám của máy kéo càng giảm và lực cản lăn càng tăng. Từ công thức trên thấy rằng b_0 phụ thuộc nhiều vào a_0 . Đối với máy kéo bánh xích thì $a_0 = (0,05 \div 0,08)l$.

b. Phân bố áp suất đều

Hình 5.10 thể hiện phân bố áp suất đều của dải xích lên bề mặt đất. Đây là trường hợp đơn giản và lý tưởng nhất của máy kéo bánh xích.



Hình 5.10. Phân bố áp suất đều trên bề mặt đất

Trong trường hợp này, tọa độ tâm áp lực được xác định như sau:

$$x_c = l_1 + 0,5l = b - a_0$$

Ta có: $b_0 = 0$, do đó:

$$a_0 = \frac{F_{kt}(h_m \cos \gamma + b \sin \gamma)}{G + h_m \sin \gamma} \quad (5.66)$$

Trong trường hợp góc γ rất nhỏ và có thể bỏ qua thì ta có:

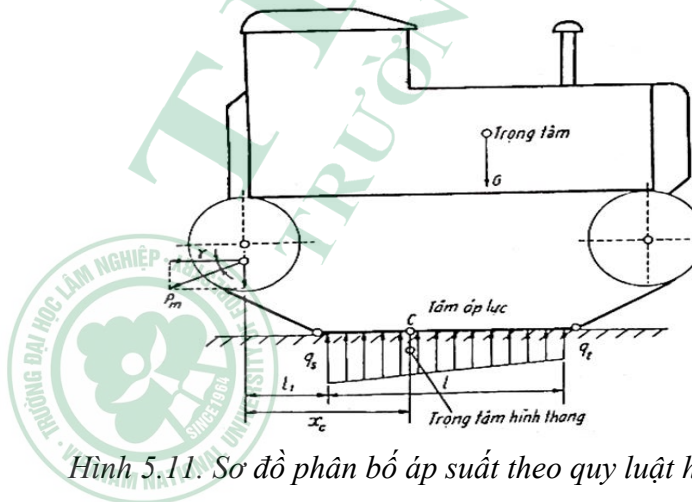
$$a_0 = \frac{F_{kt} \cdot h_m}{G}$$

Ta có:

$$b \approx l_1 + 0,5l + \frac{F_{kt} \cdot h_m}{G} \quad (5.67)$$

c. Phân bố áp suất theo quy luật hình thang

Khi điều kiện làm việc thay đổi như khi gặp chướng ngại vật, di chuyển trên địa hình dốc, tác dụng của tải trọng khi kéo gỗ, sẽ dẫn đến tải trọng phân bố không đều trên dải xích. Phân bố đơn giản nhất của trường hợp này là phân bố hình thang.



Hình 5.11. Sơ đồ phân bố áp suất theo quy luật hình thang

Tọa độ trong tâm hình thang được xác định theo công thức:

$$x_c = l + l_1 - \frac{l}{3} \cdot \frac{(2q_s + q_t)}{q_s + q_t} \quad (5.68)$$

Trong đó:

q_s : Áp lực phía cuối dải xích (áp lực lớn nhất);

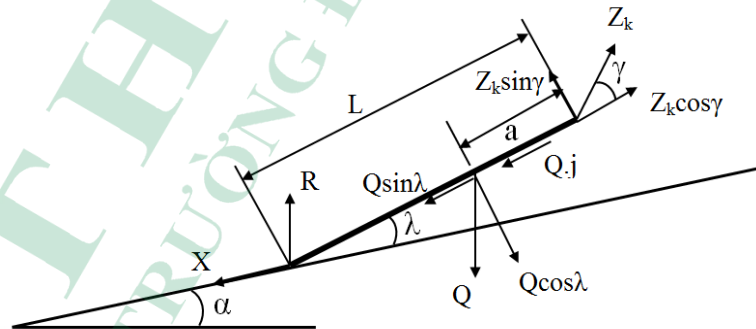
q_t : Áp lực phía đầu dải xích (áp lực nhỏ nhất).

5.3. Cơ sở tính toán tài vận xuất gỗ

5.3.1. Xác định tải trọng tác dụng lên tài vận xuất gỗ

Xét sơ đồ kéo gỗ bằng tài trong trường hợp tổng quát, dây cáp tài buộc vào một đầu của bó gỗ kéo trên mặt đất có độ dốc α , phương dây cáp tạo với phương chuyển động góc γ ; một đầu bó gỗ nâng lên góc λ so với mặt đất (hình 5.12). Các lực sau tác dụng lên hệ thống như sau:

- Trọng lượng của bó gỗ Q đặt ở trọng tâm được phân thành hai thành phần gồm $Q \cdot \cos\alpha$ thẳng góc với mặt đất và $Q \cdot \sin\alpha$ song song với phương chuyển động;
- Lực quán tính $Qj = \frac{Q}{g}j$, (j là gia tốc chuyển động) đặt ở trọng tâm bó gỗ;
- Phản lực pháp tuyến R từ mặt đất tác dụng lên phần trượt lết của bó gỗ;
- Lực cản trượt X tác dụng lên phần lết của bó gỗ, $X = R \cdot f_q$, trong đó f_q là hệ số cản trượt giữa gỗ và đất;
- Lực kéo của tài Z_k tác dụng lên bó gỗ, Z_k phân ra thành hai thành phần gồm $Z_k \cdot \cos\gamma$ song song với phương chuyển động và $Z_k \cdot \sin\gamma$ thẳng góc với mặt đất;



Hình 5.12. Sơ đồ tính toán tải trọng tác dụng lên tài kéo gỗ

Gỗ có chiều dài L , trọng tâm cách đầu buộc cáp một khoảng a . Tỷ số $n = \frac{a}{L}$ biểu thị phần trọng lượng gỗ tỳ lên mặt đất có giá trị phụ thuộc vào phương pháp kéo ngọn hay góc đi trước.

Từ điều kiện cân bằng của hệ thống ta có:

$$\sum X = Z_k \cos \gamma - Q \sin \alpha \pm Q_j - X = 0 \quad (5.69)$$

$$\sum Z = Z_k \sin \alpha - Q \cos \alpha + R = 0 \quad (5.70)$$

$$\sum M = X.L \sin \lambda + R.L \cos \lambda + Q.a \sin \alpha \sin \lambda + Q_j.a \sin \lambda - Q.a \cos \alpha \cos \lambda = 0 \quad (5.71)$$

Giải phương trình (5.69), (5.70) và (5.71) đối với R có tính đến $X = R.f_q$; $n = \frac{a}{L}$; $Q_j = \frac{Q}{g}j$, sau đó rút gọn ta có:

$$Z_k = \frac{\left\{ (f_q.tg \lambda + 1) \left(\sin \alpha \pm \frac{j}{g} \right) + n [co.s\alpha - tg \lambda \left(\sin \alpha \pm \frac{j}{g} \right)] f_q \right\} . Q}{(f_q.tg \lambda + 1) co.s\gamma} \quad (5.72)$$

Góc xác định phương của dây cáp khi kéo được xác định như sau:

$$tg \gamma = \frac{co.s\alpha (f_q.tg \lambda + 1) - n [co.s\alpha - tg \lambda \left(\sin \alpha \pm \frac{j}{g} \right)]}{(f_q.tg \lambda + 1) \left(\sin \alpha \pm \frac{j}{g} \right) + n [co.s\alpha - tg \lambda \left(\sin \alpha \pm \frac{j}{g} \right)] . f_q} \quad (5.73)$$

Do độ cao của ròng rọc chuyển hướng không lớn, khoảng cách kéo xa, tác dụng của trọng lượng bản thân dây cáp nhỏ nên góc $\lambda \approx 0$ trong suốt quá trình kéo và cây gỗ gần như kéo lết trên mặt đất.

5.3.2. Tính toán công suất cần thiết của bộ phận động lực

Để tính toán công suất cần thiết chi phí cho việc gom gỗ bằng tời, ta cần tính cho trường hợp lực kéo lớn nhất Z_{max} của dây cáp. Từ công thức (5.72) ta thấy rằng lực căng Z_k tỷ lệ thuận với tải trọng Q của gỗ, độ dốc α (trong trường hợp kéo ngược dốc), hệ số ma sát trượt f_q giữa gỗ và đất. Khi có giá trị cực đại cụ thể của các đại lượng trên ta sẽ tính được Z_{max} .

Công suất cần thiết của động cơ được xác định bằng công thức:

$$N = \frac{Z_k.v}{1000\eta} \quad [\text{kW}] \quad (5.74)$$

Trong đó:

Z_k : lực kéo cần thiết [N];

$$Z_k = Z_{max}; \quad (5.75)$$

v : Vận tốc chuyển động của cáp kéo khi có tải [m/s];

η : Hiệu suất truyền động.

Công suất của động cơ được chọn theo công thức:

$$N_{dc} = \frac{N}{k_0} \quad [\text{kW}] \quad (5.76)$$

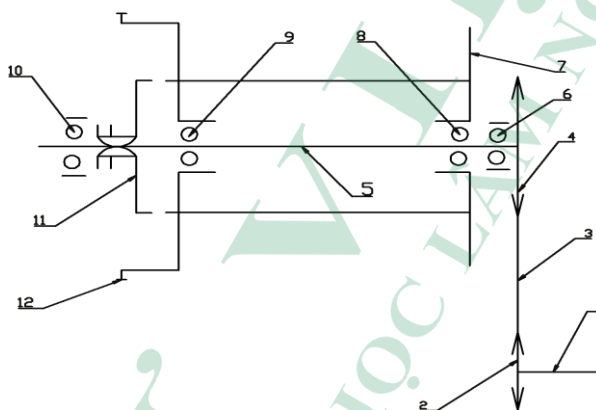
Trong đó: k_0 là hệ số quá tải, $k_0 = 1,25$.

Từ công suất và đặc tính của động cơ để đảm bảo được lực kéo Z_k và vận tốc v , kết hợp với dung lượng cáp của trống tời cần thiết, ta có thể chọn được thiết bị phù hợp cho hoạt động vận xuất gỗ.

5.3.3. Tính toán các bộ phận của tời

5.3.3.1. Tính toán bộ truyền xích dẫn động

Hình 5.13 thể hiện sơ đồ truyền động của tời vận xuất gỗ.



Hình 5.13. Sơ đồ truyền động cho tời vận xuất gỗ

1. Trục thu công suất; 2. Đĩa xích chủ động; 3. Xích; 4. Đĩa xích bị động;
5. Trục tời; 6, 8, 9, 10. Các ổ bi; 7. Trống tời; 11. Ly hợp vấu; 12. Bánh cóc

Tời vận xuất gỗ có thể dẫn động từ trục thu công suất của máy kéo (loại tời phụ thuộc) hoặc dẫn động từ động cơ đốt trong riêng biệt (loại tời độc lập). Đối với tời lắp sau máy kéo, hệ thống truyền động cho trống tời thường là truyền động thủy lực trong khi đối với tời độc lập thường sử dụng truyền động cơ khí sử dụng bộ truyền xích kết hợp với ly hợp. Trong trường hợp này chỉ tính toán bộ truyền xích dẫn động cho trống tời đối với tời độc lập.

Bộ truyền xích có nhiệm vụ truyền chuyển động quay từ trục của động cơ đốt trong đến trống tời để quay trống tời quán cáp. Yêu cầu đối với bộ truyền xích là phải đảm bảo điều kiện an toàn, gọn nhẹ, dễ chế tạo, tháo lắp, vận tốc quán cáp phải phù hợp với điều kiện làm việc trong rừng hoặc trên bãi gỗ.

a. Chọn loại xích

Bộ truyền xích của tời làm việc với vận tốc không lớn ($< 15\text{m/s}$), do đó thường chọn loại xích ống hoặc xích con lăn một dãy xích với các kích thước đã được tiêu chuẩn hóa. Chú ý rằng so với xích ống, xích con lăn có độ bền mòn cao hơn nên có thể cân nhắc lựa chọn.

b. Xác định tỷ số truyền và số răng đĩa xích

Để xác định tỷ số truyền của bộ truyền, cần căn cứ vào tốc độ của trục động cơ n_{dc} và tốc độ yêu cầu của trống tời n_{tt} . Tỷ số truyền được xác định theo công thức sau:

$$i_x = \frac{n_{tt}}{n_{dc}}$$

Trên cơ sở kết cấu của bộ truyền xích, ta chọn số răng của một trong hai đĩa bị động Z_2 hoặc đĩa chủ động Z_1 để tính ra số răng của bánh còn lại theo công thức sau:

$$i_x = \frac{n_{tt}}{n_{dc}} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (5.77)$$

c. Tính toán bước xích (p)

Xích là chi tiết đã được tiêu chuẩn hóa và bước xích là thông số cơ bản của bộ truyền, do đó khi thiết kế cần căn cứ vào tải trọng, vận tốc và điều kiện sử dụng để xác định bước xích, từ đó dựa vào các bảng tiêu chuẩn để tra ra các thông số của xích.

Để xác định bước xích của tời, trước tiên cần xác định hệ số sử dụng theo công thức:

$$k = k_d \cdot k_a \cdot k_0 \cdot k_{dc} \cdot k_b \cdot k_c \quad (5.78)$$

Trong đó:

k_d : Hệ số xét đến tính chất của tải trọng ngoài, tải trọng va đập (xích tải);

k_a : Hệ số xét đến chiều dài xích, phụ thuộc vào khoảng cách trục;

k_0 : Hệ số xét đến cách bố trí bộ truyền, góc nghiêng giữa đường nối hai tâm đĩa so phương nằm ngang;

k_{dc} : Hệ số xét đến khả năng điều chỉnh lực căng xích;

k_b : Hệ số xét đến điều kiện bôi trơn;

k_c : Hệ số xét đến chế độ làm việc của bộ truyền.

Các hệ số trên được xác định bằng phương pháp tra bảng dựa trên các thông tin về kết cấu và điều kiện làm việc ban đầu của bộ truyền xích.

Hệ số răng đĩa chủ động được xác định theo công thức:

$$k_z = \frac{Z_{01}}{Z_1}$$

Trong đó:

Z_{01} : Số răng của đĩa chủ động theo bảng tra;

Z_1 : Số răng thực tế của đĩa chủ động.

Hệ số số vòng quay đĩa chủ động được xác định theo công thức:

$$k_n = \frac{n_{01}}{n_1}$$

Trong đó:

n_{01} : Số vòng quay đĩa chủ động theo bảng tra;

n_1 : Số vòng quay thực tế của đĩa chủ động.

Bước xích của tời được xác định thông qua công thức tính toán của bộ truyền xích và điều kiện sau:

$$N_t = k.k_z.k_n.N_{ctxich} \leq [N_0] \quad (5.79)$$

Trong đó:

N_0 : Công suất cho phép (tra bảng);

N_{ctxich} : Công suất cần thiết đối với bộ truyền xích.

$$N_{ctxich} = \frac{N_{ct}}{\eta_{tt} \cdot \eta_Q \cdot \eta_m}$$

Dựa vào kết quả tính toán và độ chênh lệch trong điều kiện (5.79) xác định được bước xích p phù hợp.

d. Xác định khoảng cách trục và số mắt xích

Số mắt xích được xác định theo công thức:

$$X = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2a}{p} + \left[\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right]^2 \cdot \frac{p}{a} \quad (5.80)$$

Trong đó:

Z_1, Z_2 : Số răng của đĩa xích chủ động và bị động;

a : Khoảng cách trục được chọn sơ bộ;

p : Bước xích.

Kiểm nghiệm số lần va đập của xích trong một giây theo điều kiện sau:

$$u = \frac{4v}{L} = \frac{Z_1.n}{15X} \leq [u] \quad (5.81)$$

Trong đó:

v : Vận tốc xích (m/s);

L : Chiều dài xích (m);

Z_1, n : Số răng và số vòng quay (v/ph) của đĩa xích chủ động.

Tính toán u và tra bảng ta được số lần va đập cho phép $[u]$, kiểm tra điều kiện (5.81), từ đó xác định được khoảng cách trục và số mắt xích sao cho thỏa mãn điều kiện trên.

e. Kiểm nghiệm xích về độ bền

Độ bền của xích được kiểm nghiệm thông qua điều kiện sau:

$$S = \frac{Q}{k_t \cdot F_t + F_0 + F_v} \geq [S] \quad (5.82)$$

Trong đó:

Q : Tải trọng phá hỏng (tra bảng);

k_t : Hệ số chế độ tải trọng phụ thuộc vào chế độ làm việc;

F_t : Lực vòng;

F_v : Lực căng do lực ly tâm sinh ra;

F_0 : Lực căng ban đầu;

$[S]$: Hệ số an toàn cho phép (tra bảng).

f. Tính toán đường kính đĩa xích

Đường kính của các đĩa xích được tính toán theo công thức sau:

Đĩa dẫn:
$$d_1 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{Z_1}} \quad (5.83)$$

Đĩa bị dẫn:
$$d_2 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{Z_2}} \quad (5.84)$$

Trong đó:

p : Bước xích;

Z_1, Z_2 : Số răng của đĩa xích chủ động và đĩa xích bị động.

g. Tính toán trục trống tời

Chọn vật liệu làm trục tời: Vật liệu làm trục tời vận xuất gỗ thường chọn là thép 45 thường hóa có độ cứng $c = 110 \div 130$, đường kính thân phôi 60 [mm].

Đường kính trục tời được xác định sơ bộ theo công thức:

$$d \geq c \cdot \sqrt[3]{\frac{N_{ct}}{n}}$$

Trong đó: c là độ cứng của vật liệu làm trục (110÷130 như đã chọn).

Định các kích thước dài của trục phù hợp với kết cấu và điều kiện làm việc của tời.

Lực tác dụng lên trục được tính theo công thức sau:

$$R \approx k_t \cdot P = \frac{6 \cdot 10^7 \cdot k_t \cdot N}{Z \cdot p \cdot n} \quad (5.85)$$

Trong đó:

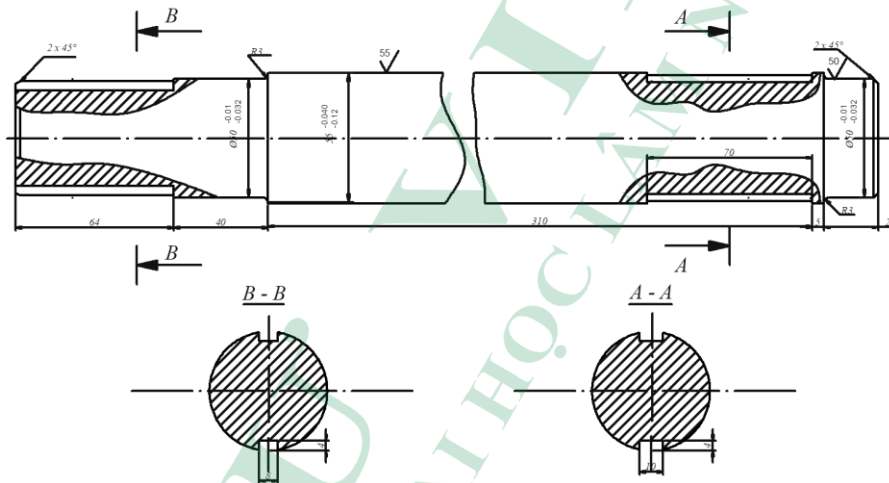
k_t : Hệ số xét đến trọng lượng của xích lên trục;

N : Công suất truyền động ($N = N_{ctxich}$);

Z : Số răng của đĩa xích trên trục;

P : Bước xích;

n : Số vòng quay của đĩa xích.



Hình 5.14. Trục tời

Do gối trục A và vị trí đặt đĩa xích bị động đặt sát nhau với khoảng cách nhỏ, vậy ta coi như lực tác dụng lên trục do bộ truyền xích đặt tại gối tựa A và ngược chiều với lực kéo cáp T . Qua các vị trí đặt lực và sơ đồ làm việc của tời (hình 5.13) ta thấy trên suốt chiều dài trục các vị trí các vòng cáp thay đổi trên chiều dài trống tời với lực kéo của cáp lớn nhất T_{max} tại các điểm nguy hiểm nhất. Tùy theo kết cấu của từng loại tời mà ta xác định được các vị trí nguy hiểm. Sau đó ta xác định được lực R_{max} , moment cực đại M_{max} tác dụng lên trục cho từng vị trí nguy hiểm và xác định R_A và R_B cho hai vị trí gối đỡ A và B (hình 5.14). Từ các giá trị lực và moment trên, kết hợp với ứng suất cho phép $[\delta]$ của vật liệu chế tạo đã chọn và kích thước đường kính trục đã chọn sơ bộ, ta xác định được đường kính của trục.

5.3.3.2. Tính toán tang tời

Tang tời có nhiệm vụ để cuốn và nhả cáp kéo của tời. Đối với tời vận xuất gỗ thường chọn loại tang trụ, trơn và cuốn nhiều lớp. Hình 5.15 mô tả cấu tạo của tang tời. Một trong những yêu cầu quan trọng của tang tời là phải cuốn được hết lượng cáp của tời. Kích thước

của tang tời phụ thuộc vào loại cáp tời và chiều dài cáp. Do đó, để tính toán tang tời, trước tiên cần lựa chọn loại cáp tời.

$$\text{Tính lực kéo đứt cáp: } T_d = T_{max} \cdot K \quad (5.86)$$

Trong đó:

T_{max} : Lực căng cực đại của cáp tời;

K : Hệ số an toàn kể đến trường hợp gấp chướng ngại vật, đối với tời chọn $K=9$.

Căn cứ vào loại cáp và T_d , ta xác định được các thông số của cáp tời gồm đường kính cáp d , tiết diện ngang F_c , trọng lượng $1000m$ cáp q_c và ứng suất bền của cáp.

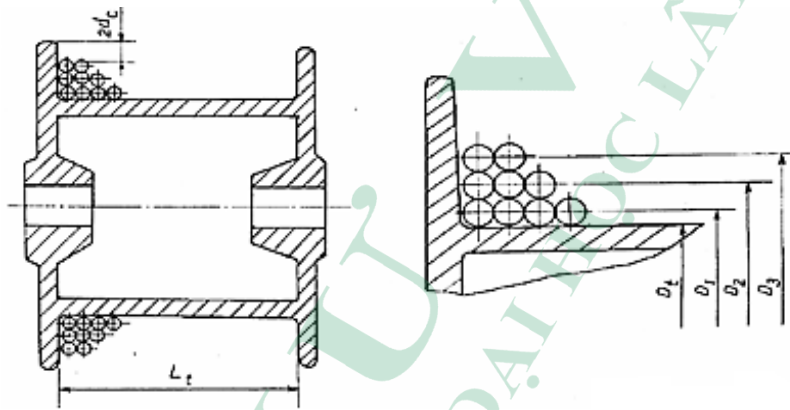
Đường kính trống tời tính đến lớp cáp thứ nhất được tính theo công thức:

$$D_H \geq d(e-1) \quad (5.87)$$

Trong đó:

d : Đường kính cáp;

e : Hệ số được tra bảng, đối với tời $e = 16$.



Hình 5.15. Tang tời

Lượng cáp lớn nhất mà tang có thể cuốn được xác định theo công thức sau:

$$L_c = \pi \cdot Z(n \cdot D_H + n^2 \cdot d) \quad (5.88)$$

Trong đó:

Z : Số vòng cáp cuốn lên tang n lớp;

n : Số lớp cáp cuốn lên tang tời.

Chiều dài tang tời được xác định theo công thức:

$$L_t = \frac{L_c \cdot t \cdot \varphi}{\pi(n \cdot D_H + n^2 \cdot d)} \quad (5.89)$$

Trong đó:

t : Bước cáp, đối với tang tròn thì $t = d$;

φ : Hệ số xếp cáp không đều, $\varphi = 0,1$.

Như vậy, từ tổng chiều dài cấp L_c , căn cứ vào điều kiện làm việc và kết cấu của tời ta cần chọn chiều dài tang tời L_t hoặc số lớp cấp n cuộn lên tang tời để tính toán được đại lượng còn lại thông qua công thức (5.89).

Đường kính tang tời tính đến lớp cấp thứ n được tính theo công thức:

$$D_n = D_H + (2n - 1)d \quad (5.90)$$

$$\text{Chiều cao gờ ngoài thành tang tời: } H_N = d(n + 2) \quad (5.91)$$

$$\text{Đường kính gờ ngoài thành tang tời: } D_N = D_H + 2H_N \quad (5.92)$$

$$\text{Đường kính trong của tang tời: } D_T = D_H \sqrt{\frac{[\delta] - 4 \frac{T_{\max}}{D_T t_0}}{[\delta]}} \quad (5.93)$$

Trong đó:

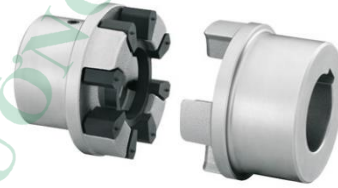
$[\delta]$: Ứng suất nén cho phép của vật liệu tang tời có tính đến độ giảm khi quán nhiều lớp;

$[\delta] = 0,35$. $[\delta]_n$: Vật liệu chế tạo tang tời được chọn là thép CT3 có $[\delta]_n = 15.000$ N/cm²).

$$\text{Chiều dày thành tang tời: } \omega = \frac{D_H - D_T}{2} \quad (5.94)$$

5.3.3.3. Tính toán ly hợp

Ly hợp làm nhiệm vụ truyền (hoặc ngắt) moment quay từ trục đến trống tời (hình 5.16). Để phù hợp với điều kiện làm việc và đơn giản cho việc chế tạo, tời vận xuất gỗ thường chọn loại ly hợp vấu. Kết cấu của ly hợp vấu gồm vấu bị động được chế tạo liền với trống tời, còn vấu chủ động lắp với trục tời bằng hai then chữ nhật theo kiểu lắp trượt.



Hình 5.16. Ly hợp vấu

Tính toán các kích thước cơ bản của ly hợp như sau:

$$\text{Đường kính ngoài của ly hợp: } D_n = (1,8 - 2,5)d \quad (5.95)$$

Trong đó: d là đường kính trục.

$$\text{Đường kính trong của ly hợp: } D_t = D_n - 2^a \quad (5.96)$$

Trong đó: a là chiều rộng vấu (thường chọn $a = 12$ mm).

Tính toán các kích thước của vấu ly hợp như:

Theo điều kiện chống dập ta có:

$$\delta = \frac{2K.M_x}{\psi.z.D_{tb}.a.h} \leq [\delta]_d \quad (5.97)$$

Trong đó:

$[\delta]_d$: Ứng suất dập cho phép;

$$D_{tb} = \frac{D_n + D_t}{2};$$

ψ : Hệ số phân bố lực, $\psi = 0,5 - 0,75$;

z : Số vấu của ly hợp;

K : Hệ số tải trọng động.

Từ điều kiện chống dập, chiều cao của vấu được xác định theo công thức:

$$h \geq \frac{2K.M_x}{\psi.z.D_{tb}.a.[\delta]_d} \quad (5.98)$$

Từ điều kiện uốn của vấu ta có: $\delta_u = \frac{K.h.M_x}{\psi.z.D_{tb}.W} \leq [\delta]_u$

Với vật liệu chế tạo ly hợp là thép 45, ta có:

$$[\delta]_u = 0,25 [\delta]_{ch} = 70 \text{N/mm}^2; \quad W = \frac{ab}{6}$$

Ta được:
$$b \geq \sqrt{\frac{K.h.M_x.6}{\psi.z.D_{tb}.a.[\delta]_u}} \quad (5.99)$$

Sau khi thay số vào các công thức (5.3.26) và (5.3.27) ta xác định được vấu có kích thước ($a \times h \times b$) mm.

Chiều dài moay ơ ly hợp:
$$L = (1,2 - 1,5)d \quad (5.100)$$

Chiều dày moay ơ:
$$\delta = 10 \text{ mm}. \quad (5.101)$$

Kiểm nghiệm áp suất trên ly hợp thông qua điều kiện sau:

$$p_a = \frac{2.K.M_x}{z.F.D_{tb}.\psi} \leq [p] \quad (5.102)$$

Trong đó: $[p]$ là áp suất cho phép, $(90 \div 120) \text{N/mm}^2$.

5.3.3.4. Tính chọn ổ trục

Để giảm ma sát tới mức thấp nhất ta chọn ổ lăn cho tời. Ổ lăn là chi tiết tiêu chuẩn được chế tạo với độ chính xác cao. Khi thiết kế máy ta không tính toán thiết kế ổ mà chọn loại ổ và kích thước ổ phù hợp, trên cơ sở đó tiến hành thiết kế kết cấu gối đỡ ổ.

Kích thước của ổ lăn được xác định thông qua khả năng tải động tính toán của ổ bi thông qua công thức:

$$C_d = Q.L^{1/m} \quad (5.103)$$

Trong đó:

Q : Tải trọng làm việc quy ước [kN];

L : Tuổi thọ cần thiết [triệu vòng];

m : Hệ số, $m = 3$ đối với ổ bi và $m = 10/3$ đối với ổ đĩa.

Ổ lăn được chọn có đường kính trong bằng đường kính ngông trục (đã được xác định khi thiết kế trục) sẽ đảm bảo khả năng tải động nếu thỏa mãn điều kiện:

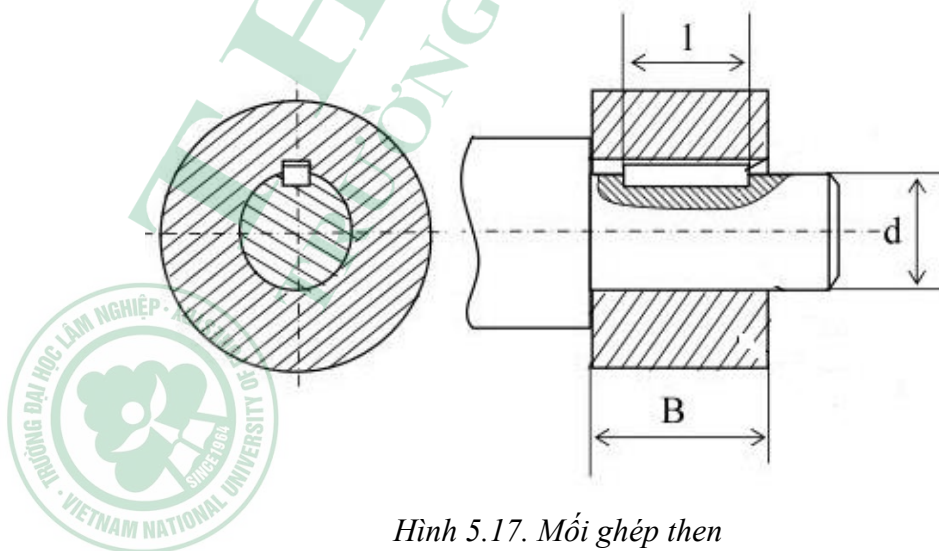
$$C_d \leq C \quad (5.104)$$

Trong đó: C là khả năng tải động, cho trong bảng ổ lăn, phụ thuộc vào loại ổ và kích thước ổ.

Dựa vào đường kính trong d của ổ thỏa mãn điều kiện (5.100) sẽ tra được các kích thước khác của ổ như đường kính ngoài D , chiều rộng ổ B , bán kính góc lượn r .

5.3.3.4. Tính chọn then

Để đơn giản trong chế tạo và lắp ráp, then ghép lồng có tiết diện hình chữ nhật được lựa chọn để ghép trục của bộ truyền xích (hình 5.17). Then là một loại chi tiết máy được tiêu chuẩn hóa. Vật liệu then cho trục bộ truyền xích thường chọn thép có giới hạn bền 500 – 600 Mpa như thép CT5, CT6.



Hình 5.17. Mối ghép then

Kích thước của ren ($l \times b \times h$) được xác định theo tiêu chuẩn tùy thuộc vào đường kính trục d và được kiểm nghiệm thông qua ứng suất sinh ra trên bề mặt tiếp xúc hay trên tiết diện nguy hiểm hoặc xác định chiều dài của then khi ứng suất cho phép đã chọn.

Theo điều kiện bền dập ta có:

$$\delta_d = \frac{2T}{d.l.t} \leq [\delta_d] \quad (5.105)$$

Trong đó:

T : Moment xoắn truyền qua mối ghép;

d : Đường kính trục;

l : Chiều dài làm việc của then;

t : Độ sâu rãnh then trên mayơ, $t = 0,4h$.

Theo điều kiện bền cắt ta có:

$$\tau_c = \frac{2T}{b.d.l} \leq [\tau_c] \quad (5.106)$$

Kích thước then đã chọn cần thỏa mãn điều kiện (5.101) và (5.102), nếu không thỏa mãn thì cần chọn lại. Thông thường không cần kiểm nghiệm về độ bền cắt vì điều kiện này được thỏa mãn khi chọn tiết diện theo tiêu chuẩn và lấy trị số $[\delta_d]$ theo hướng dẫn.

5.3.3.5. Tính toán bộ phận dừng kiểu bánh cóc

Bộ phận dừng kiểu bánh cóc nhiệm vụ chỉ cho phép trống tời quay theo chiều quấn cáp kéo gỗ. Vì lý do nào đó, trống tời quay theo chiều ngược lại thì bộ phận dừng kiểu bánh cóc lập tức giữ cứng trống tời lại. Nhờ vậy gỗ không bị tụt xuống sườn dốc khi gom gỗ và đầu bó gỗ không bị tụt xuống mặt đất khi treo gỗ để kéo theo phương pháp kéo nửa lết.



Hình 5.18. Cơ cấu bánh cóc

Bộ phận dầm kiểu bánh cóc có cấu tạo như sau (hình 5.18): Bánh răng cóc được gắn cứng với và quay cùng trục tời. Con cóc quay lắp và xoay tự do quanh trục của nó, trục này được gắn trên khung tời. Cóc có xu hướng luôn ăn khớp với bánh răng cóc nhờ lò xo kéo, nó chỉ không ăn khớp khi bị kéo ra một cách chủ động.

Răng bánh cóc chịu lực nguy hiểm nhất trong trường hợp bắt đầu ăn khớp và được tính toán kiểm tra theo điều kiện ứng suất uốn cho phép với moment uốn: $M_u = P.h$

Ứng suất uốn của răng cóc là:

$$\sigma_u = \frac{Ph}{W} = \frac{Ph}{\frac{ab^2}{6}} = \frac{2M_x h}{D \frac{a^2 b}{6}} \quad (5.107)$$

Trong đó:

P : Lực vòng, DaN;

h : Chiều cao tính toán của răng cóc, cm;

W : Moment chống uốn của răng, cm^3 ;

a : Bề dày của răng, cm;

b : Bề rộng của răng, cm;

M_x : Moment xoắn của trục, DaN.cm;

D : Đường kính ngoài của bánh cóc, cm.

Lấy $a = m$; $h = 0,75 m$; $b = \psi m$; trong đó m là modul ăn khớp.

Thay vào công thức trên, có tính đến $D = m.z$ ta được:

$$\sigma_u = \frac{9M_x}{z\psi m^3}$$

Trong đó: z là số răng bánh cóc.

Do đó modul ăn khớp m sẽ là:

$$m = 2,08_3 \sqrt{\frac{M_x}{z\psi [\sigma]_u}} \quad (5.108)$$

Bánh cóc được chế tạo bằng thép CT5, ứng suất uốn cho phép là $250 \div 400 \text{ daN/cm}^2$.

Ứng suất tổng của con cóc được tính theo công thức sau:

$$\sigma = \frac{M'_u}{W_0} + \frac{P}{F} \leq [\sigma]_u \quad (5.109)$$

Trong đó:

M'_u : Moment uốn con cóc, $M'_u = P.e$;

e : Độ lệch tâm;

W_0 : Moment chống uốn của tiết diện, cm^2 ;

F : Tiết diện ngang nhỏ nhất của con cóc, cm^2 .

Cơ cấu cóc của tời vận xuất gỗ được chế tạo từ thép CT40, ứng suất uốn cho phép là $600 \div 700 \text{ daN/cm}^2$. Từ đó ta tính toán được các bộ phận dùng kiểu bánh cóc.

5.3.4. Tính toán dây chằng và cột đỡ

a. Tính toán dây chằng

Hình 5.19 thể hiện sơ đồ tính toán trụ đỡ và dây chằng. Độ bền của dây chằng chủ yếu phụ thuộc vào sức căng của dây cáp kéo (nhánh tải), chiều cao của cột, số lượng và cách bố trí dây chằng.

Hai dây chằng thay bằng 1 dây chằng giả định. Chiều tất cả các lực lên trục x-x và cân bằng chúng ta có:

$$\begin{aligned} \sum X &= Z_k \cdot \cos \alpha - Z_k \cdot \eta_r \cdot \cos \beta \cdot \cos \omega - T_{td} \cdot \cos \gamma \cdot \cos \delta = 0 \\ T_{td} &= \frac{Z_k \cdot \cos \alpha - Z_k \cdot \eta_r \cdot \cos \beta \cdot \cos \omega}{\cos \gamma \cdot \cos \delta} \end{aligned} \quad (5.110)$$

Trong đó:

T_{td} : Lực căng của dây chằng tương đương [N];

$T_{td} = T_{td\max}$ khi $\omega = 90^\circ$ và $\delta = 45^\circ$.

$$T_{\max} = \frac{Z_k \cdot \cos \alpha}{0,7 \cdot \cos \gamma}$$

Thay 1 dây chằng tương đương bằng 2 dây ta có:

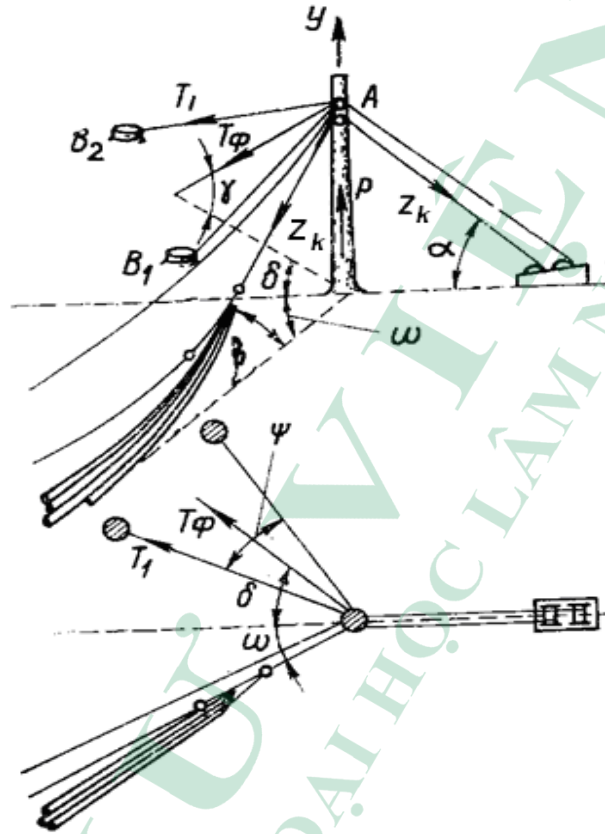
$$T_1 = \frac{T_{\max}}{2 \cdot \cos \frac{\varphi}{2}} \quad [\text{N}] \quad (5.111)$$

Trong đó: φ là góc giữa 2 dây chằng [độ].

Đường kính dây chằng được tính theo công thức:

$$T_1 < \frac{T_d}{k} \quad (5.112)$$

Trong đó: k là hệ số an toàn, $k=3 \div 3,5$.



Hình 5.19. Sơ đồ tính toán trụ đỡ và dây chằng

- β . Góc giữa nhánh tải cáp kéo và hình chiếu của nó;
- ω . Góc giữa hình chiếu cáp tải và x,x ;
- δ . Góc giữa hình chiếu cáp chằng giả định và x,x ;
- γ . Góc giữa cáp chằng giả định và hình chiếu của nó;
- α . Góc giữa nhánh tải của cáp kéo và hình chiếu của nó.

b. Tính toán cột đỡ

Để xác định lực tác dụng lên cột, chiếu các lực tác dụng lên trục y-y và cân bằng chúng.

$$\begin{aligned} \sum Y &= P - Z_k \cdot \sin \alpha - Z_k \cdot \eta_r \cdot \sin \beta - T_{td} \cdot \sin \gamma = 0 \\ \Rightarrow P &= Z_k \cdot \sin \alpha + Z_k \cdot \eta_r \cdot \sin \beta + T_{td} \cdot \sin \gamma \quad (5.113) \\ P &= P_{max} \text{ khi } \alpha = 40 \div 45^\circ; \beta = 60^\circ; \gamma = 30^\circ. \end{aligned}$$

Đường kính cột được tính theo công thức:

$$d = 3,14 \cdot \sqrt[4]{P_{\max} \cdot H^2} \quad [\text{cm}] \quad (5.114)$$

Trong đó:

d : Đường kính cột [cm];

P_{\max} : Lực tác dụng lên cột [kN];

H : Chiều cao của cột [m].

5.3.5. Ròng rọc và hệ ròng rọc

Ròng rọc là một chi tiết không thể thiếu được trong thiết bị tời vận xuất và bốc dỡ gỗ được dùng để thay đổi hướng chuyển động của cáp kéo gỗ, tăng được lực kéo khi kéo hoặc nâng hạ gỗ. Ròng rọc thay đổi hướng được bố trí như hình 5.20a. Nếu gọi Q là tải trọng, Z là lực kéo cáp kéo thì:

$$Z = \frac{Q}{\eta} \quad (5.115)$$

Trong đó:

Z : Sức kéo của dây cáp kéo [N];

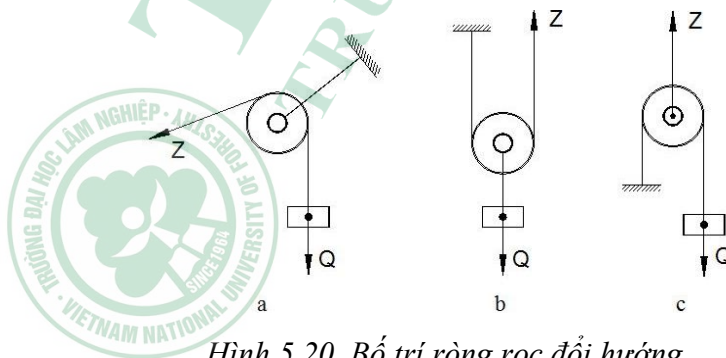
η : Hiệu suất của ròng rọc, $\eta < 1$.

Nếu ròng rọc di động được mắc theo hình 5.20b thì ta được khả năng kéo tải của động lực. Trong trường hợp này sức kéo được tính theo công thức:

$$Z = \frac{Q}{2 \cdot \eta} \quad (5.116)$$

Nếu ròng rọc di động mắc theo hình 5.20c thì tốc độ vật nâng hay kéo nhanh gấp hai lần tốc độ của dây kéo nhưng lực kéo của cáp lại chịu gấp hơn hai lần trọng lượng vật nâng:

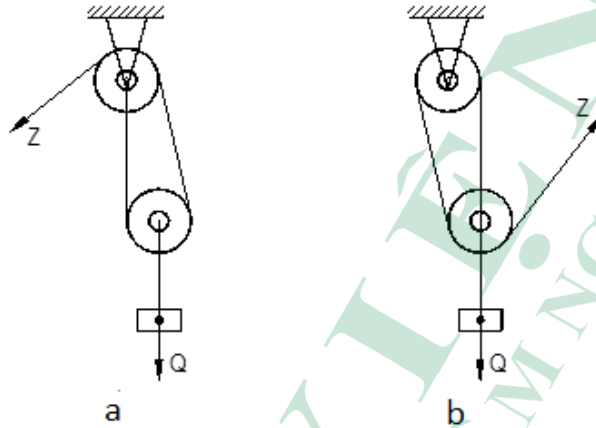
$$Z = Q + \frac{Q}{\eta} = Q \left(1 + \frac{1}{\eta} \right) \quad (5.117)$$



Hình 5.20. Bố trí ròng rọc đổi hướng

Nếu một tập hợp nhiều ròng rọc được đấu ghép theo một trật tự nhất định nhằm mục đích tăng lực kéo của động lực thì tập hợp ròng rọc ấy được gọi là hệ ròng rọc.

Hệ ròng rọc được chia ra 2 loại chính. Loại thứ nhất là hệ ròng rọc mà đầu tự do của dây kéo được luôn ra từ ròng rọc di động (hình 5.21a). Loại thứ hai là hệ ròng rọc mà đầu tự do của dây kéo được luôn ra từ ròng rọc cố định (hình 5.21b).



Hình 5.21. Hệ ròng rọc

Nếu gọi m là số nhánh dây trực tiếp chịu tải thì lực kéo Z của nhánh dây đi ra là:

$$Z = \frac{Q}{m \cdot \eta_h} \quad (5.118)$$

Trong đó: η_h là hiệu suất của hệ ròng rọc.

$$\eta_h = \frac{\eta^n - 1}{n \cdot (\eta - 1)}$$

Trong đó:

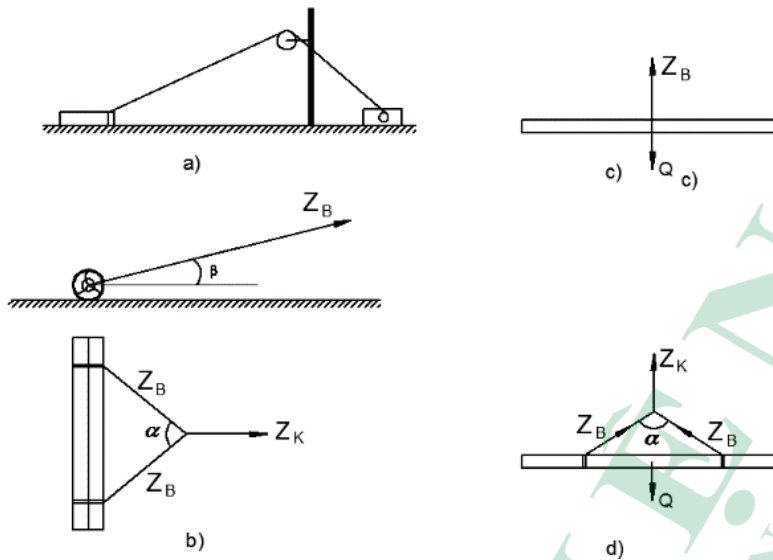
η : Hiệu suất truyền động của ròng rọc đơn;

n : Số ròng rọc có trong hệ.

5.3.6. Tính toán dây buộc gỗ

Dây buộc là dây trực tiếp buộc vào bó gỗ để kéo hay nâng hạ. Dây buộc thường được làm bằng các loại vật liệu có tính mềm và tính dẻo cao để dễ dàng khi buộc như dây chèo bằng đay, gai, sợi tổng hợp, các loại dây cáp mềm và các loại dây xích.

Tùy theo cách buộc để kéo lên tải trọng gỗ hay để nâng nó mà dây buộc chịu sức căng khác nhau. Khi kéo gỗ từ xa thông thường gỗ chuyển động dọc (trục cây gỗ song song với phương chuyển động) người ta thường không cần dây buộc riêng mà dùng ngay dây kéo gỗ của tời để buộc vào đầu cây gỗ bằng móc sắt hình chữ S (hình 5.22a). Khi kéo gỗ lên ô tô thường phải kéo ngang bó gỗ (trục bó gỗ vuông góc với phương chuyển động, hình 5.22b).



Hình 5.22. Sơ đồ dây cáp buộc khi kéo và nâng gỗ

Sức căng của dây buộc Z_B được tính theo công thức sau:

$$Z_B = \frac{Q.f}{2.\cos\beta.\cos\frac{\alpha}{2}} \quad (5.119)$$

Trong đó:

Q : Tải trọng nâng hoặc kéo [N];

f : Hệ số ma sát giữa gỗ và mặt đất;

β, α : Các góc được thể hiện trên hình 5.15.

Khi phải nâng gỗ ngắn không cần dùng dây buộc riêng mà sử dụng ngay dây kéo để buộc vào giữa cây gỗ và khóa chặt bằng móc chữ S (hình 5.15c). Khi nâng gỗ dài cần phải buộc 2 đầu như hình 5.15d. Trong trường hợp này sức căng của dây buộc Z_B được tính theo công thức sau:

$$Z_B = \frac{Q}{2.\cos\frac{\alpha}{2}} \quad (5.120)$$

Để bảo đảm an toàn khi kéo cũng như khi nâng gỗ, góc α hợp bởi 2 nhánh buộc thường không được lớn hơn 120° .

5.3.7. Tính toán móc kéo gỗ

Móc kéo gỗ được cố định vào đầu dây cáp của tời. Móc kéo thường được chế tạo theo tiêu chuẩn hóa về tải trọng nâng và kích thước, do đó móc kéo gỗ được tính chọn. Khi tính toán để chọn móc kéo ta phải tính theo tải trọng động tác dụng lên móc kéo.

Tải trọng động tính cho móc theo công thức sau:

$$Q_d = k.Q \quad (5.121)$$

Trong đó:

Q : Tải trọng kéo [N];

k : Hệ số động phụ thuộc vào nguồn động lực.

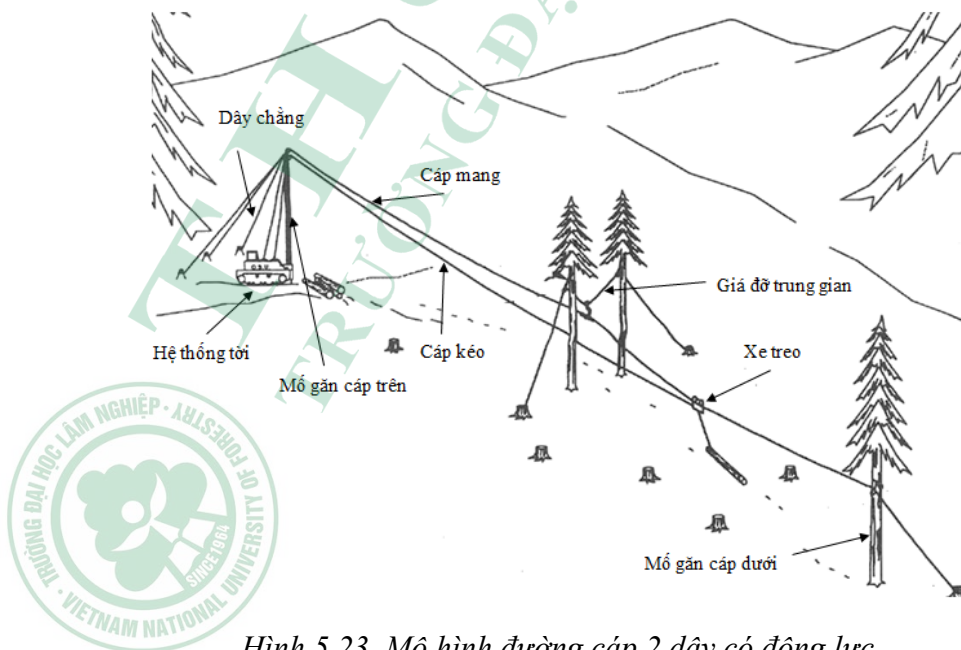
Nếu động lực là sức người $k = 1$; máy làm việc ở chế độ nhẹ $k = 1,2$; máy làm việc ở chế độ trung bình $k = 1,4$; máy làm việc ở chế độ nặng, $k = 1,65$.

5.4. Cơ sở tính toán đường cáp vận xuất gỗ

Đường cáp là loại hình vận xuất gỗ phổ biến ở các nước có nền công nghiệp khai thác gỗ phát triển áp dụng cho khai thác rừng trên địa hình dốc trên 35%, khối lượng khai thác lớn hoặc những nơi có nền đất yếu. Tuy nhiên, vận xuất gỗ trên địa hình dốc ở Việt Nam hiện nay chủ yếu được thực hiện bằng phương pháp thủ công do nhiều nguyên nhân như khả năng tiếp cận về công nghệ và khả năng đầu tư cho cơ giới hóa còn hạn chế, khai thác phân tán, diện tích một đơn vị khai thác nhỏ cũng là một rào cản trong việc cơ giới hóa vận xuất gỗ nói chung và áp dụng đường cáp nói riêng trong vận xuất gỗ ở Việt Nam.

5.4.1. Tính toán kỹ thuật cho một đường cáp

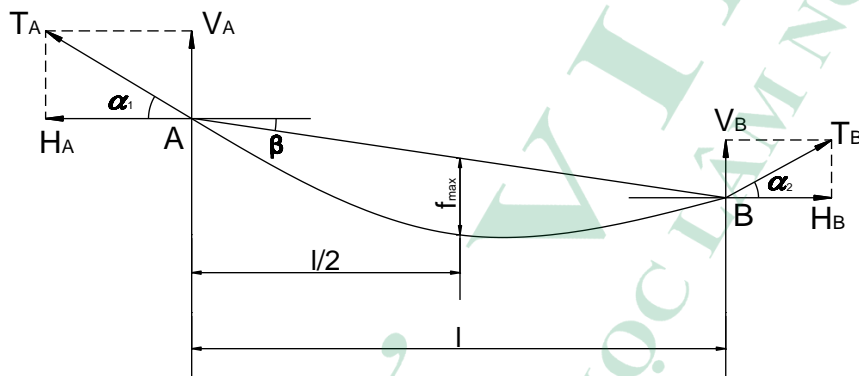
Đường cáp vận xuất gỗ được phân loại thành nhiều kiểu khác nhau, trong đó đường cáp hai dây có động lực được áp dụng phổ biến hơn cả. Do đó trong phần này chủ yếu tính toán cho kiểu đường cáp này. Hệ thống đường cáp hai dây có động lực thường bao gồm các bộ phận gồm nguồn động lực, dây cáp mang, dây cáp kéo, xe treo, móc gắn cáp, trụ đỡ trung gian, dây chằng, bộ phận điều khiển (hình 5.23).



Các bộ phận cần được tính toán khi thiết kế, chế tạo và lắp đặt vận hành đường cáp. Trong phần này giới thiệu một cách khái quát về tính toán một vài chi tiết của đường cáp.

5.4.2. Tính toán dây cáp mang

Mục đích tính toán dây cáp đỡ là để lựa chọn hoặc kiểm tra đường kính dây cáp cho phù hợp với tải trọng. Việc lựa chọn đúng đường kính dây cáp đỡ để sử dụng có một ý nghĩa rất lớn về kinh tế và kỹ thuật. Nếu dây cáp chọn quá lớn so với tải trọng cần vận xuất dẫn đến trọng lượng đường cáp tăng, giá thành mua sắm thiết bị và công lắp đặt xây dựng cũng tăng, dẫn đến giá thành vận xuất tăng lên. Ngược lại, nếu chọn dây cáp nhỏ hơn so với yêu cầu của tải trọng sẽ dẫn đến dây cáp bị quá tải khi làm việc, tuổi thọ của cáp giảm và bị đứt, gây nguy hiểm cho công nhân vận hành và phát sinh công sửa chữa, ảnh hưởng đến năng suất vận xuất gỗ.



Hình 5.24. Sơ đồ tính toán dây cáp đỡ

Để tính toán độ bền của cáp đỡ cần phải sử dụng mối quan hệ của các thông số của dây cáp. Trên hình 5.24 giới thiệu phương pháp tính toán dây cáp đỡ.

Dây cáp đỡ được căng trên 2 điểm không cùng độ cao, do trọng lượng bản thân của cáp, ở 2 đầu dây xuất hiện hai lực căng tiếp tuyến T_A và T_B tác động vào 2 mố A và B. Người ta đã chứng minh được rằng tại gối đỡ cao (mố gần A) bao giờ dây cáp cũng có sức căng lớn hơn ở mố gần dưới (mố B). Có nghĩa là $T_A > T_B$. Độ chênh lệch này được tính theo công thức:

$$T_A - T_B = g_0 \cdot h \quad [\text{N}] \quad (5.122)$$

Trong đó:

g_0 : Trọng lượng một mét chiều dài của cáp [N/m];

h : Độ chênh cao giữa 2 điểm A và B [m].

Nếu T_A và T_B được phân ra 2 thành phần theo phương thẳng đứng V_A , V_B và theo phương ngang H_A , H_B thì người ta cũng chứng minh được rằng:

$$H_A = H_B = H \quad (5.123)$$

Và chỉ có thành phần thẳng đứng chênh lệch nhau mà thôi, tức là:

$$V_A > V_B \quad (5.124)$$

Thành phần thẳng đứng V_A và V_B được gọi là phản lực của gối đỡ, còn H_A và H_B gọi là sức căng ngang của đường dây và có giá trị không đổi trong một nhịp cáp. Sức căng ngang của cáp đỡ H có mối liên hệ với sức căng tiếp tuyến ở 2 đầu AB theo công thức sau:

$$H = T_{tb} \cdot \cos \beta \quad [\text{N}] \quad (5.125)$$

Trong đó:

T_{tb} : Sức căng trung bình của dây cáp [N];

$$T_{tb} = \frac{T_A + T_B}{2}$$

β : Góc nghiêng của dây cung trong nhịp cáp [độ].

Khi dây cáp chưa mang tải, sức căng ngang H còn có mối liên hệ với độ võng lớn nhất của đường dây theo công thức:

$$H = \frac{g_0 \cdot l^2}{8f_{\max} \cdot \cos \beta} \quad (5.126)$$

Trong đó:

l : Khoảng cách giữa 2 điểm A,B [m];

f_{\max} : Độ võng lớn nhất trong nhịp [m].

Vị trí có độ võng lớn nhất tại tọa độ giữa nhịp: $x = \frac{l}{2}$

Khi có một tải tác dụng vào nhịp cáp, người ta đã chứng minh được rằng khi tải trọng đến giữa nhịp sẽ cho sức căng lớn nhất. Nói cách khác, khi tải trọng chuyển động đến giữa nhịp thì dây cáp nguy hiểm nhất. Trong trường hợp này sức căng ngang được tính theo công thức:

$$H = \frac{g_0 \cdot l^2}{8f_{\max} \cdot \cos \beta} + \frac{Q \cdot l}{4f_{\max}} \quad [\text{N}] \quad (5.127)$$

Trong đó: Q là trọng lượng của khúc gỗ [N].

Tùy theo chiều dài nhịp cáp và đường kính dây cáp đỡ ta quy định giá trị độ võng f cho thích hợp nhằm bảo đảm an toàn về độ bền cho cáp đỡ. Trong việc tính toán cáp đỡ ta còn sử dụng mối liên hệ giữa góc nghiêng của lực tiếp tuyến (góc α) với góc nghiêng

của nhịp (góc β). Tại gôi A góc nghiêng của lực tiếp tuyến T_A là α_1 và tại gôi B góc nghiêng của lực tiếp tuyến T_B là α_2 . Ta đã chứng minh được rằng:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_1 &= \operatorname{tg} \beta + 4.S \\ \operatorname{tg} \alpha_2 &= -\operatorname{tg} \beta + 4.S \end{aligned} \quad (5.128)$$

Trong đó: S là hệ số độ võng, $S = \frac{f_{\max}}{l}$.

Với cáp mang (cáp đỡ) $S = 0,08 \div 0,1$ và có thể kiểm tra giá trị của S theo sóng phản hồi của cáp theo công thức sau:

$$S = \frac{0,3.t^2}{l} \quad (5.129)$$

Trong đó: t là thời gian phản hồi của sóng chấn động cáp [s].

Khi có một tải trọng Q tác dụng vào giữa nhịp cáp, góc α được xác định bằng các công thức sau đây:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{g_0 \cdot C + Q}{2H} + \operatorname{tg} \beta \quad (5.130)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{g_0 \cdot C + Q}{2H} - \operatorname{tg} \beta \quad (5.131)$$

Trong đó: C là chiều dài dây cung AB [m].

$$C = \frac{l}{\cos \beta}$$

Từ những mối liên hệ trên ta dễ dàng tính được sức căng tiếp tuyến T_A và T_B theo các công thức sau:

$$T_A = \sqrt{v_a^2 + H^2} \quad \text{và} \quad T_B = \sqrt{v_B^2 + H^2} \quad (5.132)$$

Hay: $T_A = \frac{H}{\cos \alpha_1}$ và $T_B = \frac{H}{\cos \alpha_2}$

Sau khi tính toán được sức căng tiếp tuyến lớn nhất của đường dây T_A ta chọn đường kính của dây cáp cho phù hợp. Đường kính cáp đỡ phù hợp với sức căng tiếp tuyến lớn nhất ở điểm cao A được xác định theo công thức sau:

$$T_{\max} = T_A = \frac{T_d}{n} \quad (5.133)$$

Trong đó:

T_d : Lực kéo đứt của dây cáp [N]. Lực này được quy định bởi nhà chế tạo dây cáp;

n : Hệ số an toàn, trong các đường cáp vận xuất gỗ $n=2,5 \div 3$.

Sức căng ở điểm thấp (điểm B) được xác định theo công thức sau:

$$T_B = T_A - g_0 \cdot h \quad (5.134)$$

Hay:
$$T_B = T_{tb} - \frac{g_0 \cdot h}{2} \quad (5.135)$$

Căn cứ vào giá trị T_B ta chọn nguồn động lực để căng dây cáp đỡ. Như vậy lực căng T_B còn được gọi là lực căng lắp ráp hay lực căng lắp đặt dây cáp đỡ.

5.4.3. Tính toán dây cáp kéo

Cáp kéo là dây cáp nối liền xe chở gỗ với trống tời. Nó có nhiệm vụ kéo xe chở gỗ chuyển động trên cáp đỡ. Tùy theo kiểu đường cáp mà dây cáp kéo có thể nối lại thành vòng kín hoặc để hở (không mắc thành vòng kín). Tính toán cáp kéo nhằm bảo đảm độ bền của nó trong quá trình vận hành xe chở gỗ. Mặt khác, biết được lực kéo ta còn xác định được công suất của nguồn động lực cho cáp kéo.

Để kéo được xe chở gỗ chuyển động thì sức căng của dây cáp kéo phải thắng được các lực cản tác động vào xe chở gỗ. Các loại lực cản tác dụng vào xe chở gỗ bao gồm lực cản chuyển động của xe, phân lực trọng lượng của xe chở gỗ và cáp kéo. Ngoài hai loại lực cản kể trên, trong hệ thống cáp kéo còn chịu lực cản quán tính. Lực cản này xuất hiện khi khởi động hoặc khi hãm xe. Trong các thiết bị cáp vận xuất hiện nay, tốc độ xe chở gỗ không lớn lắm ta có thể không cần tính toán lực cản này. Ở những đường cáp nhiều nhịp, địa hình lồi lõm, hệ thống cáp kéo còn phải chịu đựng thêm loại lực cản phụ do đặc trưng của mặt cắt dọc lồi lõm gây nên. Trong các đường cáp vận xuất gỗ hiện nay cũng ít gặp trường hợp có cự li quá dài, vì vậy trong phần này không đề cập tới loại lực này.

a. Lực cản chuyển động của xe

Lực cản này phát sinh khi các bánh xe của xe chở gỗ lăn trên cáp đỡ. Lực cản này luôn ngược chiều với chiều chuyển động của xe và được xác định bằng công thức sau:

$$F_c = Q \cdot \cos \beta \cdot f \quad (5.136)$$

Trong đó:

Q : Trọng lượng của gỗ, xe treo và một phần cáp kéo [N];

β : Góc nghiêng trong nhịp [độ];

f : Hệ số ma sát tổng hợp.

$$f = \mu_1 \cdot \frac{r}{R} + \frac{\mu_2}{R} \quad (5.137)$$

Trong đó:

μ_1 : Ma sát trượt giữa trục bánh xe và mayơ;

μ_2 : Ma sát lăn giữa vành bánh xe và cáp đỡ;

r : Bán kính của trục bánh xe [mm];

R : Bán kính vòng lăn của bánh xe [mm].

b. Phân lực trọng lượng của xe chở gỗ và cáp kéo

Lực cản này phát sinh khi xe chuyển động lên và xuống dốc. Khi xe chuyển động lên dốc thì phân lực này có chiều ngược với chiều chuyển động của xe, còn khi chuyển động xuống dốc thì phân lực này sẽ cùng chiều với chiều chuyển động của xe và nó có vai trò thúc đẩy thêm khả năng chuyển động của xe. Phân lực trọng lượng được xác định theo công thức sau:

$$F_t = \pm Q \sin \beta \quad [\text{N}] \quad (5.138)$$

Trong đó: Q là trọng lượng gỗ, xe treo và một phần cáp kéo [N].

Lực kéo của cáp kéo lớn hay nhỏ là phụ thuộc vào các loại lực cản kể trên lớn hay nhỏ. Đường kính của cáp kéo được lựa chọn phải phù hợp với sức kéo của nó, có nghĩa là việc chọn cáp kéo cũng tương tự như việc chọn đường kính của cáp đỡ là phải thỏa mãn điều kiện:

$$F_k = \frac{T_d}{n} \quad (5.139)$$

Trong đó:

T_d : Lực kéo đứt của dây cáp [N]. Lực này được đưa ra bởi nhà chế tạo dây cáp;

n : Hệ số an toàn, trong các đường cáp vận xuất gỗ $n = 2,5 \div 3$.

Ở các đường cáp mà có cáp kéo nối thành vòng kín và các bánh xe căng cáp kéo đặt cố định (tức là hệ thống dây cáp kéo không có thiết bị tự điều chỉnh lực căng) thì lực căng lắp ráp lớn nhất T_H có thể tính theo công thức sau:

$$T_H^{\max} = W \cdot \phi \quad [\text{N}] \quad (5.140)$$

$$W = g_l \cdot \omega$$

Trong đó:

W : Trọng lượng của cáp kéo tác động vào xe treo;

g_l : Trọng lượng 1m cáp kéo [N];

ω : Chiều dài đoạn cáp kéo tác dụng vào xe chở gỗ [m];

Nếu trên hệ thống cáp kéo có nhiều xe đồng thời chuyển động thì ω chính là khoảng cách giữa hai xe. Nếu chỉ có 1 xe thì có thể lấy ω bằng toàn bộ dây cáp kéo trong nhịp tác động vào xe;

ϕ : Hệ số lực kéo tối đa.

$$\phi = \frac{\sqrt{1 + \operatorname{tg} \beta + 4.S}}{8.S} \quad (5.141)$$

Trong đó: S là hệ số độ võng, với cáp kéo lấy $S = 0,03 \div 0,04$.

Ở các đường cáp có cáp kéo nối thành vòng kín, người ta còn kiểm tra khả năng bám của cáp kéo với bánh xe chủ động. Để bảo đảm bánh xe chủ động không bị trượt với cáp kéo ta dùng công thức Euler:

$$\frac{T_{\max}}{T_{\min}} \leq e^{\mu \cdot \alpha} \quad (5.142)$$

Trong đó:

T_{\max} : Sức căng của cáp kéo ở nhánh vào bánh chủ động [N];

T_{\min} : Sức căng của cáp kéo ở nhánh ra bánh chủ động [N];

e : Cơ số của logarit tự nhiên;

μ : Hệ số ma sát của cáp kéo với bánh xe chủ động;

α : Góc ôm của cáp kéo trên bánh xe chủ động [độ].

5.4.4. Dung tích chứa cáp của trống tời

Dung tích chứa cáp của trống tời là chỉ số quan trọng phản ánh khả năng và phạm vi hoạt động của xe treo và quy mô đường cáp. Số lượt cáp cuốn được của trống tời được xác định theo công thức:

$$i = i_c \cdot i_l \quad (5.143)$$

Trong đó:

i_l : Số lượt cáp cuốn trên trống tời;

i_c : Số vòng cáp cuốn được trên trống.

$$i_c = \frac{l_t}{d_c} \cdot \varphi$$

Trong đó:

l_t : Chiều dài của trống tời [mm];

d_c : Đường kính của cáp [mm];

φ : Hệ số hở của các vòng cáp cuốn trên trống tời, $\varphi \approx 0,9$.

Số lượt cáp cuốn trên trống tời được tính theo chiều cao gờ trống có dự trữ một khoảng cách bằng $2d_c$ giữa gờ trống tời và lớp cáp ở ngoài cùng.

$$i_l = \frac{(D_1 - 4d_c - D_2)}{2 \cdot d_c}$$

Trong đó:

D_1 : Đường kính của gờ trống [mm];

D_2 : Đường kính của trống tời [mm].

Chiều dài trung bình của một vòng cáp cuốn được vào trống tời được xác định theo công thức:

$$L_{tb} = \frac{\pi.(D_1 - 4d_c + D_2)}{2.1000} \quad [\text{m}] \quad (5.144)$$

Dung tích chứa cáp của trống tời xác định theo công thức:

$$L = L_{tb} . i \quad (5.145)$$

Thay giá trị của L_{tb} và i vào công thức trên ta có:

$$L = \frac{\pi.l_t.\varphi.(D_1 - 4d_c - D_2).(D_1 + D_2 - 4d_c)}{4000.d_c^2} \quad [\text{m}] \quad (5.146)$$

5.4.5. Tính toán tốc độ chuyển động của xe chở gỗ

Tốc độ chuyển động của xe chở gỗ cũng là tốc độ chuyển động của cáp kéo. Cáp kéo cuốn vào trống tời thành nhiều lớp nên nếu tốc độ quay của trống tời không đổi thì tốc độ chuyển động của cáp kéo luôn thay đổi, thông thường $v = 0,6 \div 0,8$ m/s.

Tốc độ chuyển động của cáp kéo là nhỏ nhất và được xác định theo công thức:

$$v_1 = \frac{\pi.(D_2 + d_c).n}{60.1000} \quad [\text{m/s}]$$

Tốc độ chuyển động của cáp ở lớp thứ 2:

$$v_2 = \frac{\pi.(D_2 + 3d_c).n}{60.1000} \quad [\text{m/s}]$$

Tốc độ chuyển động của cáp ở lớp thứ i :

$$v_i = \frac{\pi.(D_2 + (2.i-1)d_c).n}{60.1000} \quad [\text{m/s}] \quad (5.147)$$

Trong đó:

D_2 : Đường kính của trống tời [mm];

d_c : Đường kính của cáp [mm];

n : Số vòng quay của trống tời [vòng/phút];

i Số lớp cáp cuốn được trên trống.

Tốc độ lớn nhất khi quấn cáp ở lớp ngoài cùng và được tính theo công thức:

$$v_{max} = \frac{\pi.(D_1 - 5d_c).n}{60.1000} \quad [\text{m/s}] \quad (5.148)$$

Trong đó: D_1 là đường kính của gờ trống tời [mm].

5.4.6. Tính toán công suất động cơ

Công suất của động cơ dùng để kéo hệ thống cáp kéo trong trường hợp dây cáp kéo không mắc thành vòng kín được xác định theo công thức sau:

$$N = \frac{F_k \cdot v}{1000 \cdot \eta} \quad [\text{kW}] \quad (5.149)$$

Trong đó:

N : Công suất động cơ [kW];

F_k : Lực kéo lớn nhất mà cáp kéo sản ra [N];

v : Vận tốc của xe chở gỗ [m/s];

η : Hiệu suất truyền động của động cơ.

Trong trường hợp dây cáp kéo nối thành vòng kín, công suất động cơ được xác định theo công thức sau:

$$N = \frac{(T_{\max} - T_{\min})v}{1000\eta} \quad [\text{kW}] \quad (5.150)$$

Trong đó:

T_{\max} : Sức kéo của dây cáp kéo ở nhánh vào [N];

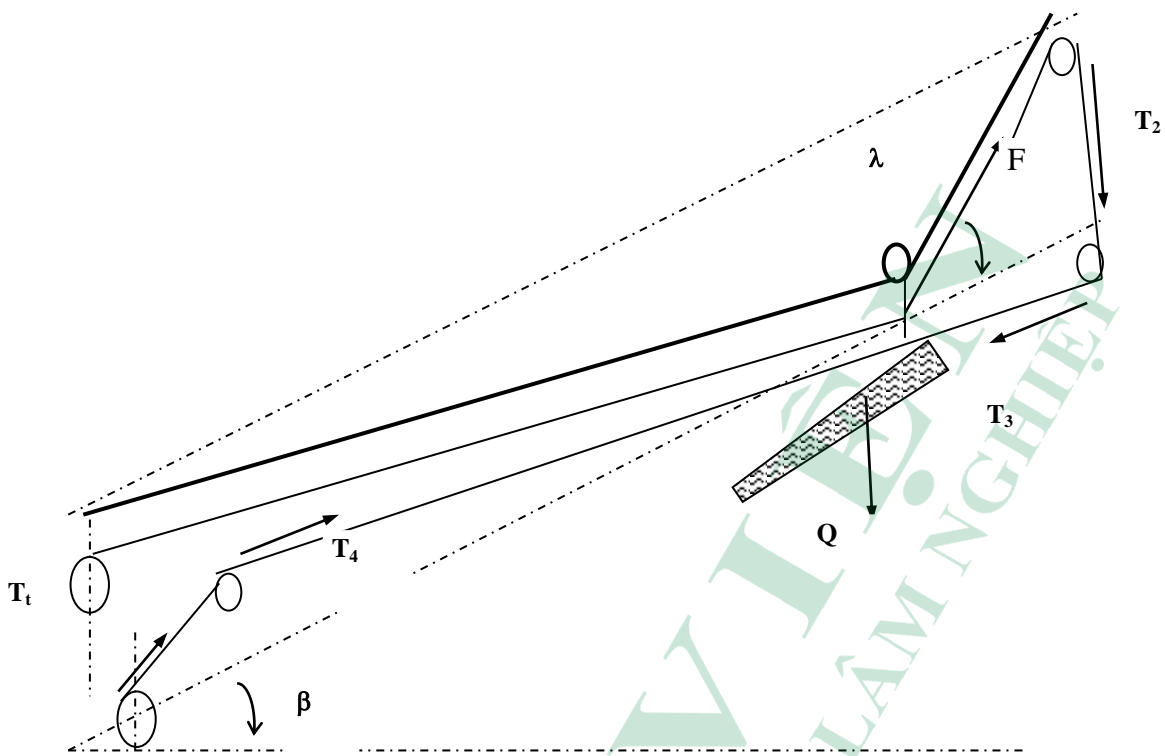
T_{\min} : Sức kéo của dây cáp kéo ở nhánh ra [N].

5.4.7. Tính toán tải trọng chuyển của đường cáp

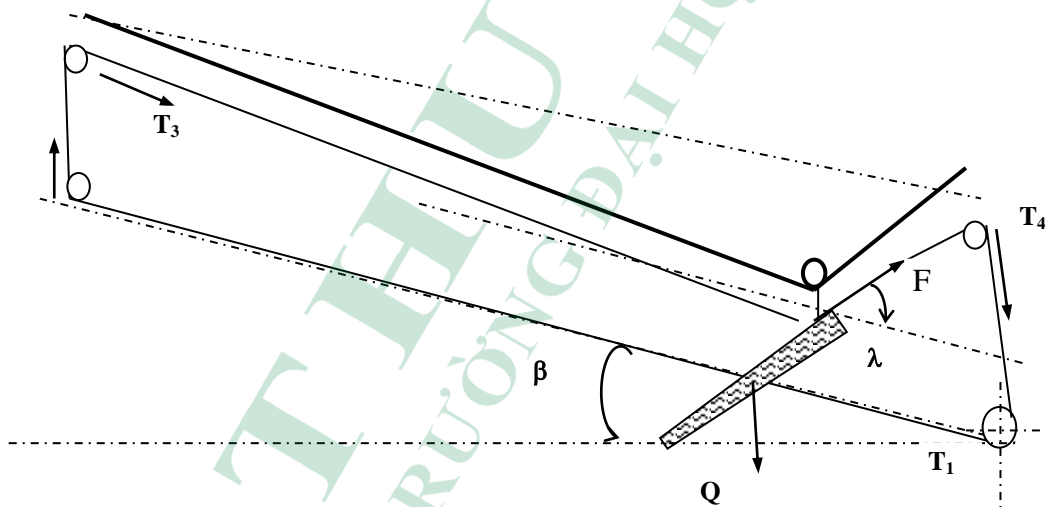
Trọng lượng xe treo có tải Q được tính theo điều kiện kéo của tời. Nhưng do tời được lắp sau máy kéo nên lực lớn nhất mà nó có thể kéo xe treo cũng chỉ bằng lực kéo, bám của máy kéo, nghĩa là:

$$F_{\text{tời}} \leq F_{\text{mk}}$$

Mặt khác trong trường hợp áp dụng sơ đồ vận xuất gỗ theo phương pháp kéo lửa lết thì lực kéo dây cáp kéo có giá trị lớn nhất khi xe treo có tải tiến gần đến trụ trên trong trường hợp kéo gỗ lên dốc (hình 5.25), hoặc khi xe treo gần sát trụ dưới trong trường hợp kéo xuôi dốc (hình 5.26). Vì khi xe treo càng gần trụ thì góc hợp giữa phương dây cáp và phương ngang càng lớn do cáp mang bị võng thành đường gãy khúc nên làm cho lực cản chuyển động của xe treo tăng lên rất nhiều.



Hình 5.25. Sơ đồ xác định tải trọng trong trường hợp kéo gỗ lên dốc



Hình 5.26. Sơ đồ xác định tải trọng trong trường hợp kéo gỗ lên dốc

Ta có thể tìm được lực kéo tại vị trí xe treo theo sơ đồ hình 5.27. Thành phần lực kéo theo phương chuyển động của gỗ F_x cũng được xác định theo biểu thức sau với giả thiết hệ số phân bố tải trọng $n = 0,5$:

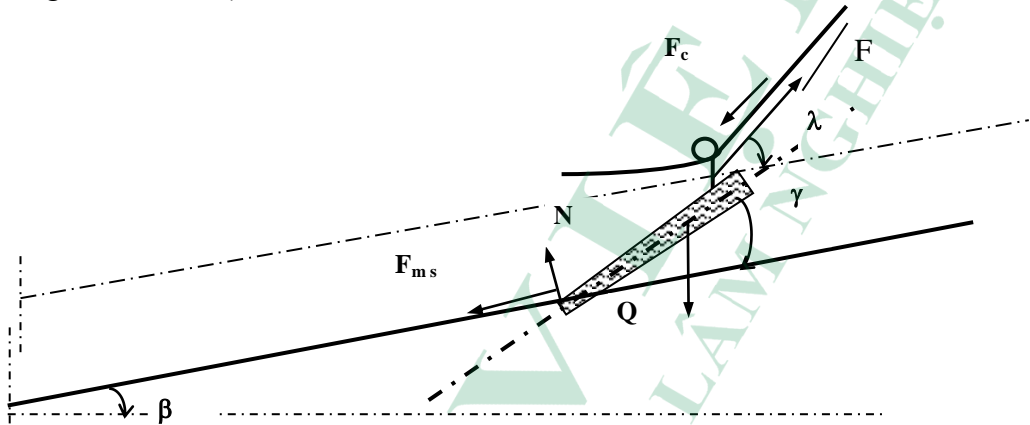
$$F_x = F \cos \lambda = Q \sin \beta + n \cdot Q(f \cdot \cos \beta) + (1-n) \cdot Q \cdot \mu + q_2 L_x \sin \beta + T_0$$

$$\text{Từ đó: } F = \frac{Q \sin \beta + n Q f_1 \cos \beta + (1-n) Q \mu + q_2 L \sin \beta + T_0}{\cos \lambda} \quad (5.151)$$

Trong đó:

T_0 : Sức căng ở điểm đầu của các nhánh cáp không tải khi có kể đến độ cứng của cáp cuốn trên tang tời, ma sát ở ổ trục tời và lực cản phanh $T_0 = (100 - 150) N$;

μ : Hệ số cản tổng hợp của dây cáp mang với xe lăn, khi nó tiến gần đến trục đỡ, hệ số μ có giá trị rất lớn: $\mu = 0,7 - 0,8$.



Hình 5.27. Sơ đồ xác định lực kéo lớn nhất khi kéo tải lên dốc

Trên hình 5.27 ta có λ là góc xiên của dây cáp kéo so với mặt phẳng nghiêng, γ là góc nâng hợp bởi trục cây gỗ với mặt đất.

Lực căng cáp kéo tại các vị trí của puly chuyển hướng (hình 5.25) là:

$$T_2 = \frac{F}{\eta}; T_3 = \frac{F}{\eta^2}; T_4 = T_3 + \Delta t_2 = \frac{F}{\eta^2} + q_2 l (m \cdot \mu_2 \cos \beta - \sin \beta).$$

Trong đó:

m : Hệ số phần dây cáp trượt trên mặt đất, cự li $> 100m$ thì $m = 0,7 - 0,8$;

η : Hệ số hữu ích của puly $\eta = 0,95 - 0,97$.

Sức căng cáp kéo tại vị trí tang tời:

$$T_k = \frac{T_4}{\eta} = \frac{F}{\eta^2} + \frac{q_2 l}{\eta} (m \cdot \mu_2 \cos \beta - \sin \beta) \quad (5.152)$$

Từ các biểu thức trên ta có :

$$T_k = \frac{F}{\eta^3} + \frac{q_2 l}{\eta} (m \cdot \mu_2 \cos \beta - \sin \beta) \leq F_k$$

Hay $F = \eta^3 F_k - q_2 l (m \mu_2 \cos \beta - \sin \beta) \eta^2$

Từ đó ta có:
$$Q = \frac{[\eta^3 F_k - q_2 L (m \mu_2 \cos \beta - \sin \beta) \eta^2] \cos \lambda - T_0 - q_2 L \sin \beta}{\left[\sin \beta + \frac{1}{2} (f_1 \cos \beta + \mu) \right]} \quad (5.153)$$

Khối lượng gỗ của mỗi chuyến tính từ tải trọng Q :

$$Q_g = Q - Q_{xe} - Q_{cáp}$$

Trong đó:

Q_{xe} : Trọng lượng của xe treo, $Q_{xe} = (100 - 120) \text{ N}$;

$Q_{cáp}$: Trọng lượng phần cáp kéo đặt vào xe, $Q_c = q_2 \frac{L}{2} = 1,95L$.



Chương 6

CƠ SỞ TÍNH TOÁN THIẾT BỊ VẬN CHUYỂN GỖ

6.1. Khái niệm

Các thiết bị vận chuyển gỗ có nhiệm vụ vận chuyển gỗ từ nơi khai thác về các bãi gỗ hoặc đến những nơi tiêu thụ và chế biến. Hiện nay có 2 loại hình vận chuyển gỗ phổ biến là vận chuyển gỗ bằng đường ô tô và vận chuyển gỗ bằng đường thủy. Trong giáo trình này chủ yếu đề cập đến cơ sở tính toán cho các thiết bị vận chuyển gỗ bằng đường ô tô.

Ô tô vận chuyển gỗ chủ yếu gồm xe chở gỗ chuyên dùng và xe tải thường. Ô tô vận chuyển gỗ chuyên dùng gồm máy kéo kết hợp romooc (forwarder), xe đầu kéo kết hợp romooc chuyên dùng có chiều dài không đổi, xe đầu kéo kết hợp romooc chuyên dùng chiều dài có thể thay đổi. Các ô tô vận chuyển gỗ chuyên dùng thường được trang bị tay bóc thủy lực để tự bóc dỡ gỗ. Ở các nước có nền công nghiệp rừng phát triển thì việc vận chuyển gỗ chủ yếu được thực hiện bằng các xe vận chuyển gỗ chuyên dùng trong khi ở Việt Nam chủ yếu sử dụng các xe tải thường có tải trọng từ 5 tấn trở xuống cho cự li dưới 50 km và tải trọng lớn hơn 5 tấn cho cự li vận chuyển lớn hơn.

Đường ô tô lâm nghiệp có những đặc điểm khác so với đường giao thông công cộng như độ dốc lớn, bề rộng nền đường hạn chế, bán kính cong nhỏ, tầm nhìn hạn chế, chủ yếu mặt đường đất trong điều kiện độ ẩm cao và độ ổn định không cao. Tất cả các đặc điểm này ảnh hưởng đến độ ổn định và khả năng kéo bám và tốc độ di chuyển của của thiết bị vận chuyển gỗ, do đó khi tính toán cần xem xét đến các yếu tố này. Để làm cơ sở cho việc nghiên cứu và tính toán thiết bị vận chuyển gỗ cần nghiên cứu các cấp hạng và những chỉ tiêu cơ bản của đường ô tô lâm nghiệp.

6.1.1. Phân loại đường ô tô lâm nghiệp

Một trong những đặc điểm trong vận chuyển gỗ là càng đi sâu vào trong để tiếp cận với các diện tích khai thác thì tổng khối lượng gỗ cần vận chuyển giảm, do đó cấp hạng của đường cũng phải phù hợp với khối lượng vận chuyển.

Bảng 6.1. Phân cấp các loại đường ô tô lâm nghiệp

Cấp đường	Khối lượng vận chuyển [tấn/năm]	Loại đường	Chức năng chính
I	Trên 45.000	Đường trục chính	Kết nối đường trục phụ với đường giao thông công cộng; đường vận chuyển chính của một khu vực kinh tế lâm nghiệp
II	20.000 ÷ 45.000	Đường trục phụ	Kết nối đường nhánh chính với đường trục chính; đường vận chuyển chính của một lâm trường; xe chạy quanh năm
III	8.000 ÷ 20.000	Đường nhánh chính	Kết nối đường nhánh phụ với đường trục phụ; xe chạy quanh năm, trừ những ngày mưa lũ lớn
IV	Dưới 8.000	Đường nhánh phụ	Kết nối bãi gỗ tạm thời với đường nhánh chính, xe chạy trong mùa khô

Đường ô tô lâm nghiệp tạo thành một mạng lưới đường gồm nhiều cấp hạng và loại đường khác nhau. Căn cứ vào tổng khối lượng gỗ vận chuyển trong năm, đường ô tô lâm nghiệp được phân làm 4 cấp I, II, III, IV tương ứng với 4 loại đường gồm đường trục chính, đường trục phụ, đường nhánh chính và đường nhánh phụ như trong bảng 6.1.

Trong một số trường hợp để tiếp cận với khu khai thác không cần thiết phải có đầy đủ cả bốn loại đường trên mà chỉ bao gồm một hoặc một vài cấp hạng đường đề cập ở trên.

6.1.2. Chỉ tiêu kỹ thuật chủ yếu của đường ô tô lâm nghiệp

Từ đặc điểm của đường ô tô lâm nghiệp và cấp hạng của chúng, cần phải đưa ra các chỉ tiêu kỹ thuật cho từng loại cấp đường để làm căn cứ cho việc thiết kế thi công và sử dụng đường một cách phù hợp. Các chỉ tiêu kỹ thuật chủ yếu của đường ô tô lâm nghiệp được thể hiện trong bảng 6.2.

Bảng 6.2. Chỉ tiêu kỹ thuật chủ yếu của đường ô tô lâm nghiệp

Các chỉ tiêu kỹ thuật	Cấp đường			
	I	II	III	IV
Mật độ xe chạy [xe/ngày và đêm]	> 85	40÷85	15÷40	< 15
Tốc độ thiết kế [km/h]	30/25	25/20	20/15	10/10
Độ dốc tối đa theo chiều có tải [%]	6/7	8/9	9/10	11/12
Độ dốc tối đa theo chiều không tải [%]	8/9	9/10	10/11	11/12
Số làn xe	2	1	1	1
Bề rộng mặt đường [m]	6,0	3,5	3,0	3,0
Bề rộng nền đường [m]	7,0	6,5	4,5	4,5
Bán kính đường cong nằm tối thiểu [m]	30/35	25/30	20/25	15/20
Tầm nhìn tối thiểu [m]	35/30	30/25	25/20	20/15

6.2. Ảnh hưởng của mấp mô mặt đường lên xe vận chuyển

Trong quá trình làm việc, lực kích thích từ mặt đường gây nên tải trọng động biến thiên liên tục theo thời gian tác dụng lên sát xi của ô tô qua hệ thống treo gây nên hiện tượng hư hỏng do mỏi. Đến nay đã có nhiều công trình nghiên cứu đã công bố về các phương pháp mô tả sự mấp mô mặt đường khác nhau có ảnh hưởng đến giao động của xe.

Căn cứ vào chiều dài và chiều cao của mấp mô mặt đường mà biên dạng bề mặt đường có thể được phân chia ra thành ba nhóm chủ yếu sau:

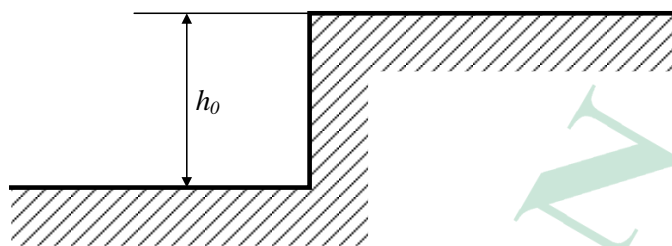
Nhóm 1: Mấp mô có chiều dài ngắn, tác động lên các bánh xe mang tính va đập (dạng hình bậc, hình thang, tam giác);

Nhóm 2: Mấp mô có dạng điều hòa;

Nhóm 3: Mấp mô thay đổi liên tục với hình dạng bất kỳ (mấp mô phân bố ngẫu nhiên).

6.2.1. Mấp mô có chiều dài ngắn tác động lên các bánh xe mang tính va đập

Gọi h_0 là là chiều cao mấp mô. Mấp mô dạng này được mô tả trên hình 6.1.1.



Hình 6.1. Mấp mô dạng bậc

Với mấp mô dạng bậc, phương trình toán học của biên dạng mặt đường như sau:

$$h_0 = \begin{cases} 0 & \text{khi } S < S_0 \\ h_0 & \text{khi } S \geq S_0 \end{cases} \quad (6.1)$$

Trong đó:

S : Chiều dài quãng đường xe đi được [m];

S_0 : Chiều dài quãng đường đi được đến thời điểm xuất hiện mấp mô [m].

6.2.2. Mấp mô dạng sin

Mấp mô đơn dạng sin thường được sử dụng trong khảo sát giao động của ô tô do có kết cấu đơn giản dễ dự báo quy luật kết quả, cũng như dễ thực hiện thí nghiệm để kiểm chứng mô hình (hình 6.1). Chiều cao của mấp mô được tính theo công thức sau:

$$h(x) = \begin{cases} \frac{1}{2}H \left(1 - \cos\left(2\pi \frac{x}{L}\right) \right) & \text{khi } 0 < x < L \\ 0 & \text{khi } x \leq 0, \quad x \geq L \end{cases} \quad (6.2)$$

Giả sử với vận tốc không đổi của xe là v thì chiều cao mấp mô theo thời gian được tính theo công thức sau:

$$h(t) = \begin{cases} \frac{1}{2}H \left(1 - \cos\left(2\pi \frac{vt}{L}\right) \right) & \text{khi } 0 < vt < L \\ 0 & \text{khi } vt \leq 0, \quad vt \geq L \end{cases} \quad (6.3)$$

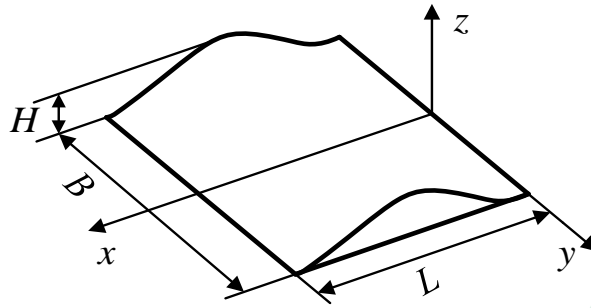
Trong đó:

H : Chiều cao mấp mô cực đại [m];

L : Chiều dài mấp mô [m];

V : Vận tốc chuyển động của xe [m/s];

t : Thời gian qua mấp mô [s].



Hình 6.2. Mấp mô mặt đường mô tả theo chiều dài

6.2.2. Mấp mô theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995

Phương pháp mô tả mấp mô mặt đường bằng hàm ngẫu nhiên đã được Tổ chức tiêu chuẩn quốc tế (ISO) tiêu chuẩn hóa vào năm 1995 theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995. Tiêu chuẩn này thường được sử dụng để mô tả kích thích từ mặt đường trong các mô hình động lực học của ô tô.

Đặc điểm của tiêu chuẩn là được phân biệt các dạng đường theo mật độ phổ năng lượng và chia chúng thành 7 loại tiêu chuẩn với các ký hiệu quy ước từ A đến H như bảng 6.3.

Hàm mật độ năng lượng chiều cao của mấp mô mặt đường theo tần số n được tính như sau:

$$G_d(n) = G_d(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-w} \quad (6.4)$$

hoặc

$$G_d(\Omega) = G_d(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w}$$

Trong đó:

n : Tần số không gian [chu kỳ/m];

n_0 : Giá trị tham chiếu của n [$n_0 = 0.1$ chu kỳ/m];

$G_d(n_0)$: Mật độ phổ năng lượng ở tần số n_0 (bảng 6.1);

Ω : Tần số góc [rad/m];

w : Chỉ số mũ, thường chọn $w = 2$;

Ω_0 : Tần số không gian tham khảo, $\Omega_0 = 1$ rad/m.

Mối quan hệ giữa tần số n và tần số góc Ω được thể hiện bằng biểu thức:

$$n = \Omega/2\pi$$

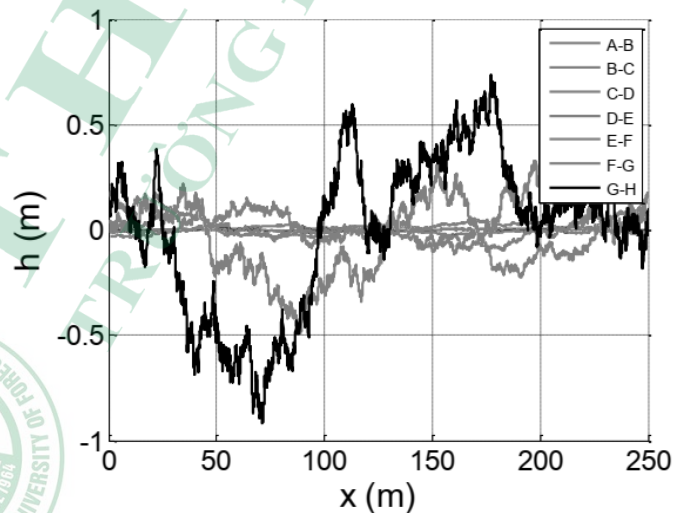
Bảng 6.3. Tiêu chuẩn ISO 8608:1995 phân loại đường

Loại đường	k	Thông số mô tả mấp mô theo tần số không gian [n]		
		$G_d(n_0)$ [10^{-6} m^3]		
		Min	Trung bình	Max
A – B	3	--	24	25
B – C	4	25	26	27
C – D	5	27	28	29
D – E	6	29	210	211
E – F	7	211	212	213
F - G	8	213	214	215
G - H	9	215	216	217

$n_0 = 0.1$ chu kỳ/m

Mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995 được ứng dụng trong khảo sát ảnh hưởng của tải trọng động của các loại mô hình đường. Các tải trọng động này gây ra các ứng suất động trong khung sát xi và ảnh hưởng đến độ bền của khung. Do đó, việc khảo sát tải trọng động lên khung sát xi khi xe chạy trên các mặt đường nhằm mục đích để xác định độ bền của khung, đồng thời làm thông số đầu vào cho bài toán xác định độ bền động của khung.

Mấp mô bề mặt của 7 loại đường theo ISO 8608:1995, khoảng chiều dài 250 m được mô tả hình 6.3.



Hình 6.3. Mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995

Từ tiêu chuẩn ISO 8608:1995 ta có thể xây dựng hàm ngẫu nhiên mô tả độ cao mấp mô mặt đường h . Hàm mật độ phổ được mô tả bằng biểu thức:

$$h = f(x) \text{ hoặc } h = f'(t) \quad (6.5)$$

Trong đó:

h : Chiều cao mấp mô [cm];

t : Thời gian [s];

x : Dịch chuyển theo hướng chuyển động [cm].

6.3. Động lực học của ô tô vận chuyển gỗ

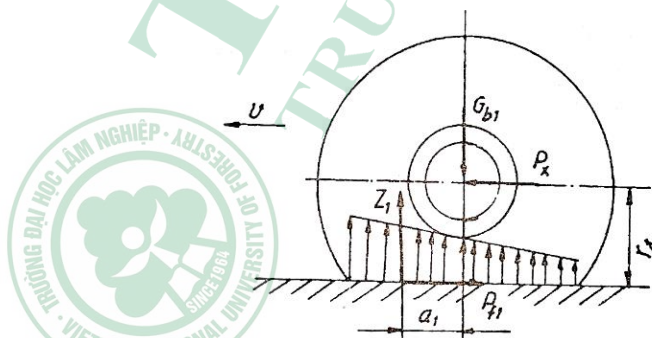
Ô tô và mặt đường tương tác với nhau thông qua các bánh xe chủ động và bị động. Để xây dựng được mô hình động lực học của ô tô cần xác định sự tác động tương hỗ này, từ đó xác định được công thức tính lực cản lăn, phản lực pháp tuyến và hệ số phân bố tải trọng của xe.

6.3.1. Động lực học của bánh xe bị động

Khi ô tô di chuyển trên mặt đường, bề mặt lốp tiếp xúc với đường thông qua một diện tích tiếp xúc. Trong khai thác gỗ, có hai trường hợp bánh xe lăn trên đường gồm bánh đàn hồi lăn trên đường cứng và bánh đàn hồi lăn trên đường mềm.

6.3.1.1. Động lực học của bánh xe đàn hồi lăn trên đường cứng

Hình 6.5 thể hiện sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe đàn hồi lăn trên đường cứng. Trong trường hợp này bánh xe đàn hồi nên bị biến dạng trong khi mặt đường cứng nên không bị biến dạng. Trường hợp này chủ yếu là khi bánh xe chuyển động trên mặt đường bê tông hoặc xe có tải trọng nhỏ chạy trên đường đất cứng. Các phần tử của lốp phía trước lần lượt tiếp xúc với mặt đường và bị nén lại, các phần tử phía sau lần lượt ra khỏi khu vực tiếp xúc và đàn hồi trở về trạng thái ban đầu, trong đó biến dạng của các phần tử lốp phía trước theo chiều chuyển động của xe luôn lớn hơn biến dạng của các phần tử lốp phía sau. Do lốp biến dạng nên xuất hiện lực ma sát giữa các phần tử của lốp và ma sát giữa lốp và đường, dẫn đến xuất hiện lực cản chuyển động. Nếu lốp có độ đàn hồi lý tưởng thì năng lượng tiêu hao do sự biến dạng của lốp sẽ được trả lại hoàn toàn khi lốp phục hồi lại trạng thái ban đầu. Tuy nhiên, điều này không tồn tại nên phần năng lượng tiêu hao biến thành nhiệt tỏa ra môi trường xung quanh.



Hình 6.4. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe bị động đàn hồi trên đường cứng

Các lực tác dụng lên bánh xe khi xe chuyển động gồm phản lực pháp tuyến thẳng góc với mặt đường Z_l , phản lực tiếp tuyến song song với mặt đường và ngược chiều với chiều chuyển động P_{fl} , tải trọng thẳng đứng G_{bl} và lực đẩy từ khung tác dụng lên trục bánh xe P_{xl} . Ngoài ra bánh xe còn chịu tác dụng của các lực và moment ma sát trong ổ trục, moment quán tính của bánh xe, nhưng do các lực này có trị số nhỏ nên có thể bỏ qua.

Lấy moment của các lực tại tâm trục bánh xe ta có:

$$\left. \begin{aligned} Z_l \cdot a_l &= P_{fl} \cdot r_d \\ Z_l \cdot a_l &= G_{bl} \cdot a_l = P_{xl} \cdot r_d \end{aligned} \right\}$$

Rút gọn công thức trên ta có :

$$P_{fl} = Z_l \cdot \frac{a_l}{r_d} = G_{bl} \cdot \frac{a_l}{r_d}$$

Trong đó :

r_d : Bán kính động lực học của bánh xe;

a_l : Khoảng cách từ điểm đặt hợp lực Z_l đến giao điểm của đường thẳng góc đi qua tâm trục của bánh với mặt đường.

Đặt $\frac{a_l}{r_d} = f_l$ Hệ số cản lăn của bánh xe và mặt đường.

Từ đó ta xác định được moment cản lăn và lực cản lăn như sau:

$$M_{fl} = P_{fl} \cdot r_d \quad (6.6)$$

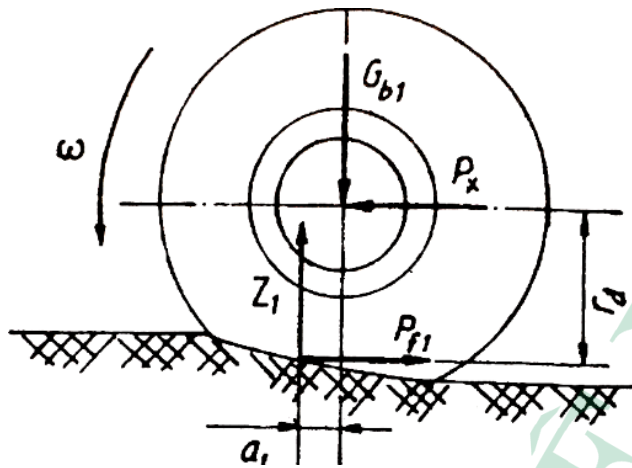
$$P_{fl} = Z_l \cdot f_l \quad (6.7)$$

Ta thấy, khi lực tác dụng lên bánh xe càng lớn thì sự biến dạng của lốp càng tăng làm cho trị số a_l càng tăng, nghĩa là tổn thất cho sự lăn của bánh xe càng lớn, hệ số cản lăn càng lớn. Như vậy những yếu tố ảnh hưởng đến lực cản lăn và hệ số cản lăn là tải trọng tác dụng lên bánh xe, áp suất lốp, tính chất cơ lý của đường và vật liệu chế tạo lốp. Điều này có ý nghĩa lớn trong kỹ thuật sử dụng xe và lựa chọn lốp khi di chuyển trên loại mặt đường này.

6.3.1.2. Động lực học của bánh xe đàn hồi lăn trên đường mềm

Trong trường hợp này khi bánh xe lăn, cán bánh xe và mặt đường đều bị biến dạng như hình 6.6. Qua các kết quả nghiên cứu thấy rằng độ biến dạng của lốp ở trường hợp này nhỏ hơn trường hợp bánh xe đàn hồi chuyển động trên đường cứng và độ biến dạng của đường thường lớn hơn độ biến dạng của lốp.

Phương pháp xác định lực cản lăn, hệ số cản lăn và moment cản lăn thông qua hình 6.5 tương tự như trường hợp bánh đàn hồi chuyển động trên đường cứng.

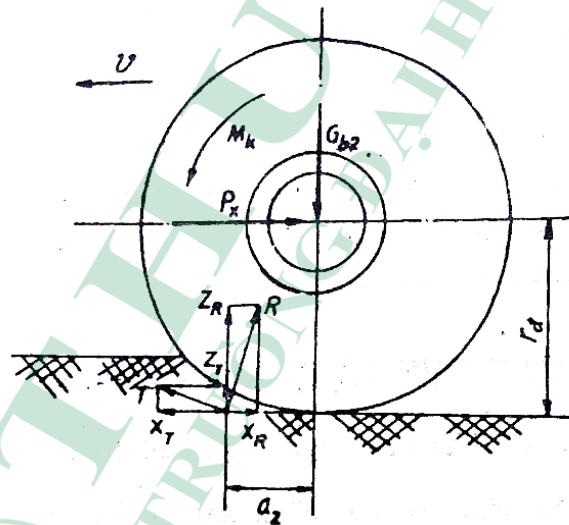


Hình 6.5. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe bị động đàn hồi trên đường mềm

Từ đó ta thấy khi bánh xe lăn trên đường nhựa tốt hoặc đất cứng ít đàn hồi, muốn giảm lực cản lăn thì một trong những biện pháp là tăng áp suất lốp. Ngược lại, khi bánh xe lăn trên đường mềm thường thấy trên đường lâm nghiệp, để giảm ma sát lăn ta phải giảm áp suất lốp.

6.3.2. Động lực học của bánh xe chủ động

Khi ô tô chuyển động, đối với bánh xe chủ động xảy ra hai trường hợp bánh xe đàn hồi chuyển động trên đường cứng và bánh xe đàn hồi chuyển động trên đường mềm tương tự như trường hợp bánh xe bị động.



Hình 6.6. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe chủ động đàn hồi trên đường mềm

Trong phần này chỉ xét trường hợp chung nhất là bánh xe đàn hồi lăn trên đường mềm. Trong quá trình chuyển động, bánh xe chịu tác dụng của các lực gồm (hình 6.6):

Tải trọng thẳng đứng G_{b2} .

Lực cản từ khung tác dụng lên trục bánh xe P_{x2} .

Moment xoắn chủ động M_k truyền từ bán trục tới bánh xe. Lực này làm cho các thớ lớp hướng kính bị biến dạng vòng. Các thớ lớp này bị uốn cong và nén lại khi các thớ lớp đi vào khu vực tiếp xúc và đàn hồi trở lại vị trí ban đầu khi ra khỏi khu vực tiếp xúc. Như vậy so với bánh xe bị động thì bánh xe chủ động còn thêm một phần năng lượng tiêu hao cho biến dạng vòng của lớp khi chuyển động.

Hợp lực của các phản lực pháp tuyến R từ đường tác dụng lên bánh xe và phản lực pháp tuyến T hướng theo chiều chuyển động của xe. Phân tích các hợp lực R và T theo hai phương thẳng đứng và song song với mặt đường ta có :

$$\vec{R} = \vec{Z}_R + \vec{X}_R$$

$$\vec{T} = \vec{Z}_T + \vec{X}_T$$

Do ảnh hưởng của moment M_k , trị số a_2 sẽ lớn hơn so với a_1 của bánh xe bị động. Để xác định lực cản lăn và hệ số cản lăn ta lấy moment của các lực tác dụng với tâm trục bánh xe như sau :

$$M_k = (Z_r + Z_T).a_2 + (X_T - X_R).r_d$$

Với

$$Z_2 = Z_R + Z_T = G_{b2}$$

$$P_x = X_T - X_R = X_k$$

Trong đó :

Z_2 : Hợp lực của các phản lực thẳng góc của đường tác dụng lên bánh xe chủ động;

X_k : Hợp lực của các phản lực tiếp tuyến.

Từ đó ta có: $M_k = Z_2.a_2 + X_k.r_d$

Mặt khác: $Z_2.a_2 = G_{b2}.a_2 = P_{f2}.r_d = M_{f2}$

Trong đó:

M_{f2} : Moment cản lăn của bánh xe chủ động;

P_{f2} : Lực cản lăn của bánh xe chủ động.

$$P_{f2} = Z_2.\frac{a_2}{r_d} = G_{b2}.\frac{a_2}{r_d}$$

Đặt: $\frac{a_2}{r_d} = f_2$ Hệ số cản lăn của bánh xe chủ động.

Từ đó ta có: $P_{f2} = Z_2.f_2 = G_{b2}.f_2$ (6.8)

Đối với bánh xe chủ động, ngoài các nguyên nhân ảnh hưởng đến a_2 tương tự như trường hợp bánh xe bị động thì còn ảnh hưởng của moment xoắn M_k . Do đó trị số $a_2 > a_1$. Điều này có nghĩa tồn tại cho biến dạng (hay hệ số cản lăn) lớn hơn của của bánh xe chủ động lớn hơn của bánh xe bị động. Tuy nhiên, trong tính toán, để đơn giản hóa thường lấy hệ số cản lăn của bánh trước và bánh sau là như nhau ($f_1 = f_2 = f$). Giá trị f thường được xác định bằng thực nghiệm. Bảng 6.3 thể hiện các giá trị f cho một số loại đường thông dụng.

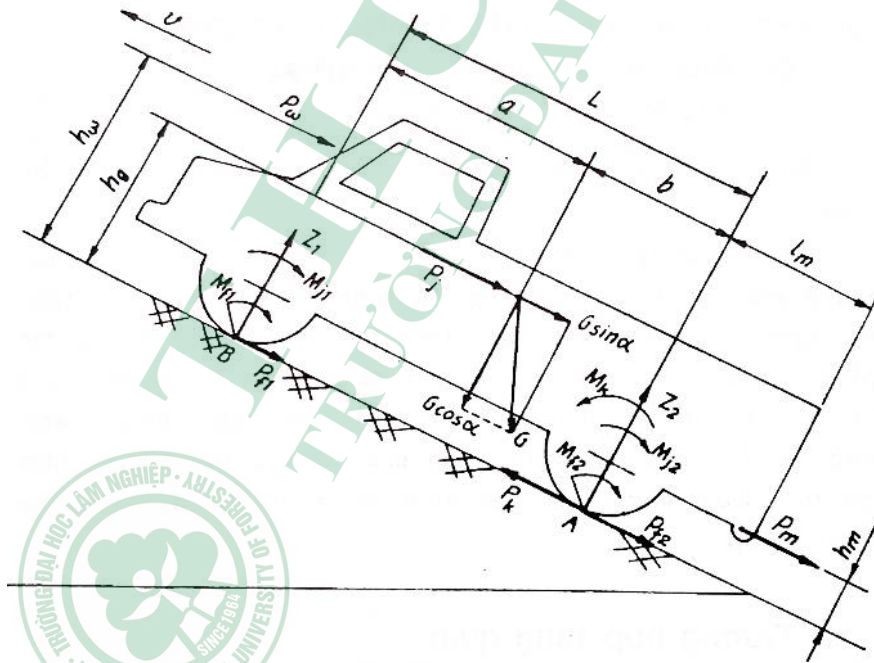
Bảng 6.3. Hệ số cản lăn f cho một số loại đường thông dụng

Loại đường	Hệ số cản lăn f ứng với $v \leq 80\text{km/h}$
- Đường nhựa tốt	0,015 ÷ 0,018
- Đường nhựa bê tông	0,012 ÷ 0,015
- Đường rải đá	0,023 ÷ 0,030
- Đường đất khô	0,025 ÷ 0,035
- Đường đất sau khi mưa	0,050 ÷ 0,150
- Đường cát	0,100 ÷ 0,300
- Đất sau khi cày xới	0,12

6.3.3. Xác định phản lực pháp tuyến lên bánh xe trong mặt phẳng dọc

Các kết quả nghiên cứu cho thấy rằng các phản lực pháp tuyến thẳng góc tác dụng từ đường lên bánh xe có ảnh hưởng đến một số chỉ tiêu kỹ thuật của ô tô như chất lượng kéo và bám, chất lượng phanh, tính ổn định cũng như tuổi thọ của các chi tiết và các cụm chi tiết. Trong quá trình ô tô chuyển động, các phản lực pháp tuyến luôn thay đổi theo các ngoại lực và moment tác dụng lên chúng, đặc biệt trong vận chuyển gỗ với điều kiện mặt đường lâm nghiệp. Ta sẽ xác định phản lực pháp tuyến trong một số trường hợp đặc trưng dưới đây.

Trường hợp tổng quát xác định phản lực pháp tuyến tác dụng lên bánh xe từ mặt đường của ô tô khi xe chuyển động lên dốc, vận tốc không ổn định và có kéo romooc, để đơn giản chỉ xét xe một cầu chủ động (hình 6.7).



Hình 6.7. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô trong mặt phẳng dọc

Ta có:

$$\sum M_A = Z_1.L + P_\omega.h_\omega + (P_i + P_j).h_g - G.b.\cos\alpha + P_m.h_m + M_{f1} + M_{f2} + M_{j1} + M_{j2} = 0$$

Trong đó:

G: Trọng lượng xe;

L: Chiều dài cơ sở của xe;

a,b: Khoảng cách từ trọng tâm đến trục bánh xe trước và sau;

h_g : Tọa độ trọng tâm của xe theo chiều cao;

h_ω : Khoảng cách của điểm đặt lực cản không khí đến mặt đường, để đơn giản coi $h_\omega = h_g$;

h_m : Khoảng cách từ điểm đặt lực kéo romooc đến mặt đường;

α : Góc của đường trong mặt phẳng dọc;

P_i : Lực cản lên dốc, $P_i = G.\sin\alpha$;

P_j : Lực cản quán tính khi xe chuyển động không ổn định;

P_m : Lực cản ở móc kéo;

Z_1, Z_2 : Phản lực tiếp tuyến lên bánh trước và bánh sau;

M_{j1}, M_{j2} : Moment cản quán tính của bánh xe, thường trị số nhỏ nên bỏ qua;

M_{f1}, M_{f2} : Moment cản lăn ở các bánh trước và sau.

Ta có: $M_{f1} + M_{f2} = M_f = G.f.r_b.\cos\alpha$

Khi xe kéo romooc, lực cản ở móc kéo được xác định theo công thức:

$$P_m = G_m(f\cos\alpha \pm \sin\alpha)$$

Trong đó: G_m là trọng lượng romooc.

Từ đó ta có:
$$Z_1 = \frac{G\cos\alpha(b - fr_b) - (G\sin\alpha + P_j + P_\omega)h_g - P_m.h_m}{L} \quad (6.9)$$

Muốn xác định hợp lực của phản lực pháp tuyến ở bánh sau ta lấy moment của tất cả các lực đối với điểm B (giao điểm giữa mặt đường và mặt phẳng thẳng đứng qua trục bánh xe trước). Các bước thực hiện tương tự như đối với Z_1 ta có:

$$Z_2 = \frac{G\cos\alpha(a + fr_b) + (G\sin\alpha + P_j + P_\omega)h_g + P_m.h_m}{L} \quad (6.10)$$

Trong trường hợp xe chuyển động ổn định trên đường nằm ngang, không kéo romooc thì $P_j = 0$; $P_m = 0$ và $\alpha = 0$ nên $P_i = 0$, khi đó ta có:

$$Z_1 = \frac{G(b-fr_b)-P_\omega hg}{L} \quad (6.11)$$

$$Z_2 = \frac{G(a+fr_b)+P_\omega hg}{L} \quad (6.12)$$

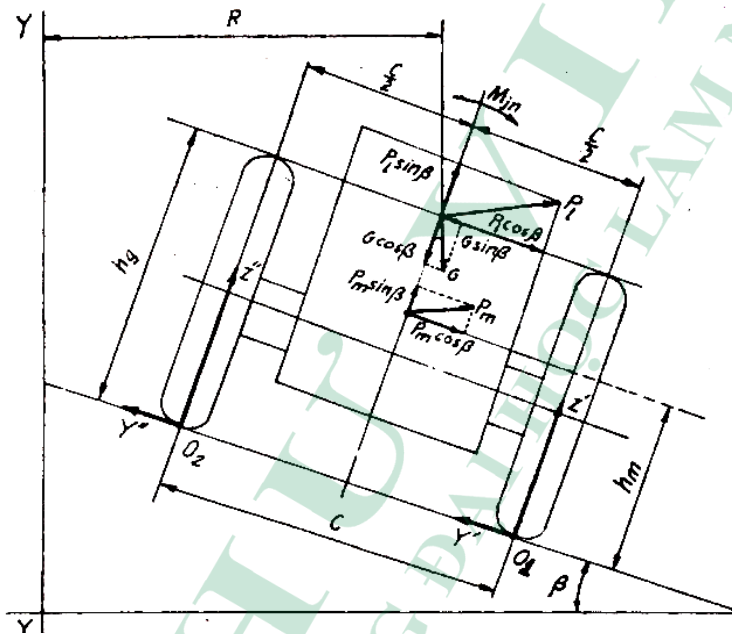
Trường hợp xe đứng yên trên đường nằm ngang, khi đó $\alpha = 0$, và $P_\omega = 0$, ta có:

$$Z_1 = \frac{G.b}{L}$$

$$Z_2 = \frac{G.a}{L}$$

6.3.4. Xác định phản lực pháp tuyến lên bánh xe trong mặt phẳng ngang

Xét trường hợp tổng quát trong mặt phẳng nằm ngang và xe nằm trên đường nghiêng ngang như trong hình 6.8. Xe chịu tác dụng của các lực và moment sau:



Hình 6.8. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô trong mặt phẳng ngang

- Tải trọng thẳng đứng G .
- Lực ở móc kéo P_m có phương trùng với phương mặt đường.
- Lực ly tâm P_l xuất hiện khi xe quay vòng:

$$P_l = \frac{G.v^2}{g.R}$$

Trong đó:

v : Tốc độ chuyển động của xe;

R : Bán kính quay vòng;

g : Gia tốc trọng trường.

- Các phản lực pháp tuyến Z_1', Z_1'' của 2 bánh ở cầu trước.
- Các phản lực pháp tuyến Z_2', Z_2'' của 2 bánh ở cầu sau.
- Các phản lực ngang Y_1', Y_1'' từ đường tác dụng lên 2 bánh ở cầu trước.
- Các phản lực ngang Y_2', Y_2'' từ đường tác dụng lên 2 bánh ở cầu sau.
- Moment M_{jn} của lực quán tính tiếp tuyến các phần tử quay của động cơ và hệ thống truyền lực trong mặt phẳng ngang.

Để xác định các phản lực bên trái, ta lấy moment của các lực đối với điểm O_1 - giao tuyến của mặt đường với mặt phẳng thẳng đứng qua trục bánh xe bên phải:

$$Z'' = Z_1'' + Z_2'' = \frac{1}{c} \left[G \left(\frac{c}{2} \cos\beta - h_g \sin\beta \right) - P_m \left(h_m \cos\beta + \frac{c}{2} \sin\beta \right) - M_{jn} - P_l \left(h_g \cos\beta + \frac{c}{2} \sin\beta \right) \right] \quad (6.13)$$

Để xác định các phản lực bên phải, ta lấy moment của các lực đối với điểm O_2 - giao tuyến của mặt đường với mặt phẳng thẳng đứng qua trục bánh xe bên trái.

$$Z' = Z_1' + Z_2' = \frac{1}{c} \left[G \left(\frac{c}{2} \cos\beta + h_g \sin\beta \right) + P_m \left(h_m \cos\beta - \frac{c}{2} \sin\beta \right) + M_{jn} + P_l \left(h_g \cos\beta - \frac{c}{2} \sin\beta \right) \right] \quad (6.14)$$

Trong đó :

β : Góc nghiêng ngang của đường;

C: Chiều rộng cơ sở của xe.

Để xác định phản lực ngang Y_1 ta lấy moment của các lực tại điểm A:

$$Y_1 = Y_1' + Y_1'' = \frac{G.b.\sin\beta + P_l.b.\cos\beta - P_m.l_m.\cos\beta}{L}$$

Để xác định phản lực ngang Y_2 ta lấy moment của các lực tại điểm B:

$$Y_2 = Y_2' + Y_2'' = \frac{G.a.\sin\beta + P_l.a.\cos\beta + P_m.(l_m+L).\cos\beta}{L}$$

Trong đó: l_m là khoảng cách từ điểm đặt lực kéo móc đến điểm A.

Trong trường hợp xe đứng yên trên dốc nghiêng ngang và không kéo romooc, ta có $P_l = 0$ và $P_m = 0$. Khi đó ta có:

$$Z'' = \frac{G}{c} \left(\frac{c}{2} \cos\beta - h_g \sin\beta \right) \quad (6.15)$$

$$Z' = \frac{G}{c} \left(\frac{c}{2} \cos\beta + h_g \sin\beta \right) \quad (6.16)$$

6.4. Tải trọng hữu ích khi vận chuyển gỗ bằng ô tô

Tải trọng hữu ích nói chung của ô tô và xe kéo romooc Q_h là tải trọng hàng hóa mà ô tô và xe kéo romooc có thể vận chuyển được. Đối với vận chuyển gỗ thì Q_h là khối lượng gỗ mà ô tô hoặc xe kéo romooc có thể vận chuyển được. Tải trọng tối đa cho phép xe có thể vận chuyển đã được nhà sản xuất xe xác định cho mỗi loại xe dựa trên những điều kiện vận chuyển chung. Tuy nhiên, điều kiện đường lâm nghiệp trong vận chuyển gỗ có đặc thù riêng về độ dốc, chất lượng mặt đường, bán kính quay vòng và bề rộng mặt đường, do cần phải tính toán tải trọng hữu ích dựa trên các điều kiện trên để đảm bảo khả năng vận chuyển của xe.

6.4.1. Tính toán tải trọng hữu ích của ô tô

Tải trọng hữu ích phụ thuộc vào các yếu tố về lực kéo của ô tô, chất lượng mặt đường và độ dốc chủ đạo của con đường. Q_h được tính theo hai điều kiện sau:

a. Theo điều kiện lực kéo tiếp tuyến

Tải trọng hữu ích của ô tô theo điều kiện lực kéo tiếp tuyến Q_{hk} được tính như sau:

$$Q_{hk} \leq \frac{F_k}{f \pm i} - (P_0 + q_0) \quad [\text{N}] \quad (6.17)$$

Trong đó:

Q_{hk} : Tải trọng hữu ích của xe tính theo lực kéo tiếp tuyến [N];

F_k : Lực kéo tiếp tuyến của xe [N];

f : Hệ số cản của mặt đường với lốp xe;

i : Độ dốc chủ đạo của tuyến đường [%];

P_0 : Trọng lượng của xe [N];

q_0 : Trọng lượng của romooc [N]. Trường hợp xe tải đơn thì $q_0 = 0$.

b. Theo điều kiện lực bám

Trong một số trường hợp điều kiện đường quá ẩm ướt, độ bám kém cần phải xác định tải trọng hữu ích của ô tô theo điều kiện bám.

Tải trọng hữu ích của ô tô theo điều kiện bám Q_{hb} được tính theo công thức sau:

$$Q_{hb} \leq \frac{F_b}{f \pm i} - (P_0 + q_0) \quad (6.18)$$

Trong đó:

F_b : Lực bám giữa bánh xe và đường [N];

$$F_b = P_b \cdot \mu$$

P_b : Trọng lượng bám của xe (phần trọng lượng của xe truyền qua trục chủ động) [N];

μ : Hệ số bám giữa xe với mặt đường.

Sau khi tính toán tải trọng theo điều kiện kéo và điều kiện bám, tải trọng chuyển của ô tô và xe kéo romooc phải thỏa mãn cả hai điều kiện trên, do đó ta có:

$$Q_h \leq (Q_{hk}, Q_{hb})$$

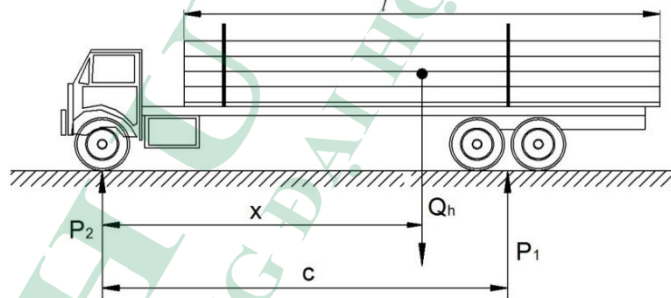
6.4.2. Phân bố tải trọng hữu ích lên ô tô vận chuyển gỗ

Do đặc điểm gỗ vận chuyển có kích thước dài, công kênh, đặc biệt là mỗi khúc gỗ đều có độ thon, chiều dài có thể không bằng nhau, do đó khi đặt lên xe trọng tâm của hàng hóa có thể lệch so với trọng tâm thiết kế của xe, từ đó tải trọng phân bố lên các cầu trước và cầu sau của xe không đúng theo thiết kế. Để cho tải trọng phân bố đều trên các bánh xe theo thiết kế thì việc bố trí tải trọng là rất cần thiết để giảm lực cản chuyển động và phân bố đều tải trọng lên các trục xe. Các khúc gỗ cần phải xếp sát vào nhau và đan xen giữa khúc ngắn và khúc dài, giữa phần ngọn và gốc của các khúc gỗ để chiều cao đồng gỗ đều nhau trong quá trình xếp, đảm bảo sau khi xếp tải trọng có chiều cao đều nhau và phân bố đều trên toàn bộ diện tích sàn xếp hàng hóa. Điều này có ý nghĩa trong việc giảm được chi phí nhiên liệu, tuổi thọ của xe và săm lốp được tăng lên, bảo vệ mặt đường; điều khiển xe dễ dàng và an toàn hơn.

Sự phân bố tải trọng được đặc trưng bởi vị trí trọng tâm của tải. Căn cứ vào vị trí trọng tâm của tải để xác định vị trí lắp đặt sàn hoặc thùng xếp hàng hóa cho phù hợp.

a. Phân bố tải trọng hữu ích lên xe tải đơn

Trên hình 6.9 giới thiệu sơ đồ bố trí tải trọng hữu ích lên xe tải đơn.



Hình 6.9. Sơ đồ bố trí tải trọng lên xe ô tô

Tải cho phép lên trục trước của ô tô là P_2 , trục sau là P_1 . Khoảng cách giữa trục trước và sau là C , chiều dài bố gỗ là l . Từ điều kiện cân bằng lực, ta có công thức sau:

$$X = \frac{P_1 \cdot C}{Q_h} \quad (6.19)$$

Trong đó:

X : Khoảng cách từ trọng tâm của tải đến trục cầu trước [m];

P_1 : Tải trọng cho phép tác dụng lên cầu sau của xe [tấn];

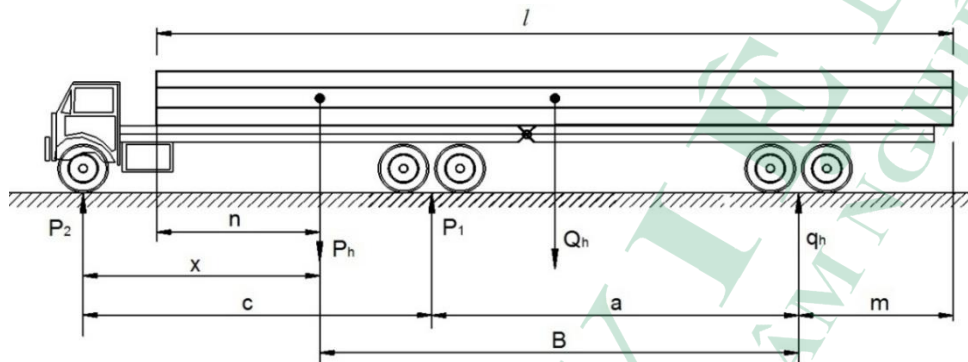
Q_h : Tải trọng hữu ích của xe [tấn];

C : Khoảng cách giữa hai trục bánh xe [m].

Như vậy, phải đặt bó gỗ sao cho khoảng cách từ trọng tâm của hàng hóa đến trục cầu trước thỏa mãn công thức (6.19) thì tải trọng sẽ được phân bố đều lên các bánh xe.

b. Phân bố tải trọng hữu ích lên xe tải kéo romooc

Tương tự như xe tải đơn, việc bố trí tải trọng lên xe kéo romooc cũng phải được tính toán sao cho tải trọng phân bố đều trên các bánh xe, tránh hiện tượng tải chỉ tập trung vào một số bánh dẫn đến các bánh xe đó bị quá tải. Trên hình 6.10 là sơ đồ bố trí tải trọng hữu ích lên xe tải kéo romooc (kéo semi romooc 2 trục).



Hình 6.10. Sơ đồ bố trí tải trọng lên xe kéo romooc

Theo sơ đồ này P_h là tải hữu ích của ô tô, q_h là tải trọng cho phép của romooc, Q_h là tải hữu ích của xe tải kéo romooc. Ta cần phải xác định khoảng cách B từ trục của romooc đến vị trí trọng tâm tải trọng của ô tô. Theo điều kiện cân bằng ta có công thức:

$$B = \frac{Q_h(0,5l-n)}{q_h} \text{ hay } B = \frac{Q_h(0,5l-m)}{P_h} \quad (6.20)$$

Trong đó:

B : Khoảng cách cần xác định [m];

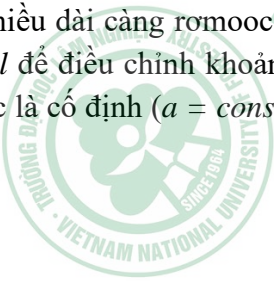
l : Chiều dài hàng hóa lâm sản [m];

P_h : Tải trọng cho phép của xe ô tô [tấn];

Q_h : Tải trọng hữu ích của cả xe và romooc [tấn];

q_h : Tải trọng cho phép của romooc [tấn].

Hiện nay khi vận chuyển gỗ dài người ta hay dùng các kiểu romooc một trục và thay đổi được chiều dài càng romooc (thông số a) cho nên trước khi bốc gỗ cần quan sát chiều dài cây gỗ l để điều chỉnh khoảng cách B cho phù hợp với tải trọng hữu ích Q_h . Nếu càng kéo romooc là cố định ($a = \text{const}$) thì phải kiểm tra lại tải cho phép của romooc q_h hay của ô tô P_h .



Chương 7

CƠ SỞ TÍNH TOÁN MÁY VÀ THIẾT BỊ BỐC DỠ GỖ

7.1. Khái niệm và phân loại

Các thiết bị bốc dỡ gỗ dùng trên các bãi gỗ trong rừng và tại các cơ sở chế biến gỗ để bốc dỡ gỗ cho các phương tiện vận chuyển gỗ hoặc bốc gỗ đưa lên hệ thống các thiết bị chế biến gỗ. Tùy theo vị trí và điều kiện bốc dỡ có thể sử dụng các thiết bị bốc dỡ gỗ khác nhau như máy kéo bốc dỡ gỗ chuyên dùng, cần trục tự hành hoặc thiết bị bốc dỡ gỗ trang bị trên xe vận chuyển gỗ chuyên dùng. Tuy nhiên, đối với các thiết bị bốc dỡ gỗ thì tay bốc thủy lực là bộ phận công tác và đóng vai trò quan trọng trong thiết bị bốc, do đó trong chương này chủ yếu giới thiệu về động lực học của tay bốc thủy lực. Còn máy cơ sở có thể là máy kéo bánh xích, máy kéo bánh hơi hoặc ô tô vận chuyển đã được giới thiệu ở các phần khác.

7.2. Động lực học tay bốc thủy lực khi bốc dỡ gỗ

Để xây dựng mô hình động lực học (ĐLH) của tay bốc thủy lực và thành lập các phương trình vi phân dao động của tay thủy lực (TTL) khi nâng gỗ, ta có thể sử dụng nhiều phương pháp khác nhau. Ở trường hợp này ta sử dụng phương pháp Lagrange loại 2.

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_{ij}} - \frac{\partial T}{\partial q_{ij}} = Q_i - \frac{\partial \Phi}{\partial q_{ij}} - \frac{\partial \Pi}{\partial q_{ij}} \quad (7.1)$$

Trong đó:

T : Hàm động năng của hệ;

Π : Hàm thế năng của hệ;

Φ : Hàm năng lượng phân tán của hệ (hàm hao tán);

q_{ij}, \dot{q}_{ij} : Tọa độ tổng quát và vận tốc tổng quát (suy rộng);

Q_i : Ngoại lực tác dụng vào hệ (lực suy rộng).

7.2.1. Quy đổi các khối lượng tập trung chuyển động

7.2.1.1. Quy đổi khối lượng của máy kéo cơ sở về trục quay AZ

Khối lượng m_0 được đặt tại vị trí liên kết với TTL (tâm là điểm 0), tiến hành quy đổi m_0 về trục AZ theo hình 7.1.

Theo nguyên lý bảo toàn động năng ta có:

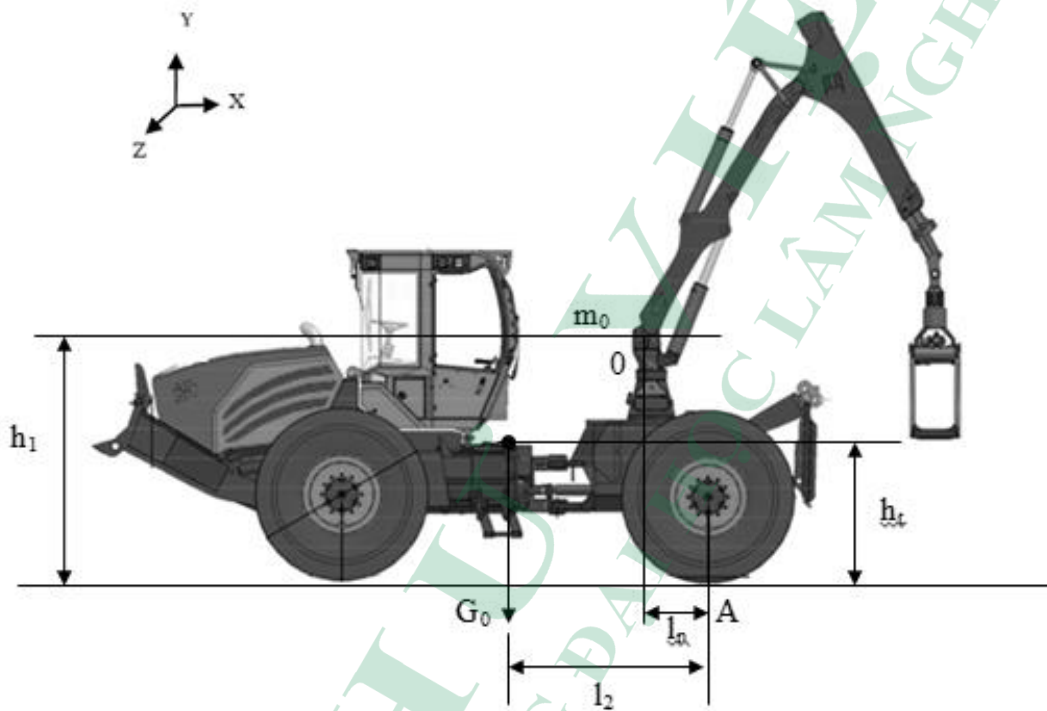
$$T = \frac{m_0 \cdot v_0^2}{2} = I_z \cdot \frac{\omega_0^2}{2} \quad (7.2)$$

Trong đó:

v_0 : Vận tốc dài của khối lượng m_0 ;

I_z : Moment quán tính của G_0 đối với trục AZ;

ω_0 : Vận tốc góc của m_0 đối với AZ.



Hình 7.1. Mô hình quy đổi khối lượng của máy kéo cơ sở

Từ công trên ta tính được:

$$m_0 = \frac{G_0(l_2^2 + h_t^2)}{g(l_n^2 + h_1^2)} \quad (7.3)$$

Trong đó:

G_0 : Trọng lượng của máy kéo cơ sở;

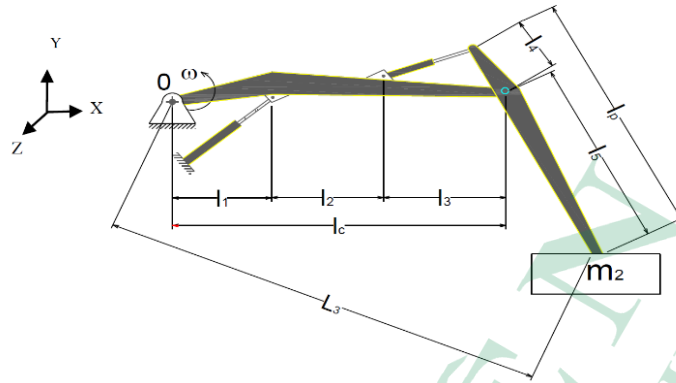
l_2 : Tọa độ trọng tâm theo chiều dọc tính đến điểm A;

l_n : Khoảng cách từ trụ đến chân chống theo phương dọc;

h_1 : Chiều cao của trụ (tính từ tâm 0) đến mặt đất;

h_t : Khoảng cách từ đầu trụ (điểm 0) đến điểm A.

7.2.1.2. Quy đổi khối lượng của TTL về trục quay OZ



Hình 7.2. Mô hình quy đổi khối lượng TTL

Theo nguyên lý bảo toàn động năng ta có:

$$\frac{m_2 \cdot v_3^2}{2} = \frac{m_2 \cdot \omega^2 L_3^2}{2} = \frac{I_{ZC} \cdot \omega^2}{2} + \frac{I_{ZP} \cdot \omega^2}{2} + \frac{G_{ng} \cdot v_3^2}{2g} \quad (7.4)$$

Trong đó:

v_3 : Vận tốc dài của m_2 khi chuyển về đầu cần;

ω : Vận tốc góc của TTL khi quay quanh trục OZ;

G_{ng} : Trọng lượng của cơ cấu ngoạm;

I_{ZC}, I_{ZP} : Moment quán tính của cần và tay cần đối với trục OZ.

$$I_{ZC} = \frac{G_C \cdot l_C^2}{3g}$$

$$I_{ZP} = \frac{G_P}{3g} (l_C^2 + l_C L_3 + L_3^2)$$

Từ đó ta tính được:

$$m_2 = \frac{G_C \cdot l_C^2 + G_P ((l_C^2 + l_C L_3 + L_3^2) + 3G_{ng} L_3^2)}{3g L_3^2} \quad (7.5)$$

7.2.2. Tính các độ cứng quy đổi

7.2.2.1. Tính độ cứng quy đổi giữa cơ cấu ngoạm và gỗ

Vì cơ cấu ngoạm và gỗ được bố trí nối tiếp nhau nên độ cứng quy đổi của chúng được tính theo công thức:

$$c_n = \frac{c_5 c_6}{c_5 + c_6} \quad (7.6)$$

Trong đó:

c_n : Độ cứng quy đổi;

c_5 : Độ cứng của cơ cấu ngoạm;

c_6 : Độ cứng của gỗ.

7.2.2.2. Tính độ cứng quy đổi của TTL

Độ cứng quy đổi của TTL trong trường hợp này được tính theo công thức:

$$c_{12} = \frac{c'_{12}c''_{12}}{c'_{12}+c''_{12}} \quad (7.7)$$

Trong đó:

c_{12} : Độ cứng quy đổi của cần, tay cần và xylanh;

c'_{12} : Độ cứng quy đổi của cần và xylanh;

$$c'_{12} = \frac{c_3c_c}{c_3+c_c} \quad (7.8)$$

c''_{12} : Độ cứng quy đổi của tay cần và xylanh;

$$c''_{12} = \frac{c_4c_p}{c_4+c_p} \quad (7.9)$$

c_c : Độ cứng quy đổi của cần;

c_p : Độ cứng quy đổi của tay cần;

c_3, c_4 : Độ cứng quy đổi của xylanh nâng hạ và xylanh tay cần.

Độ cứng c_c và c_p được xác định theo công thức:

$$c = \frac{P}{f} \quad (7.10)$$

Trong đó:

P : Lực tác dụng làm biến dạng lên cần hoặc tay cần;

f : Độ biến dạng (độ võng).

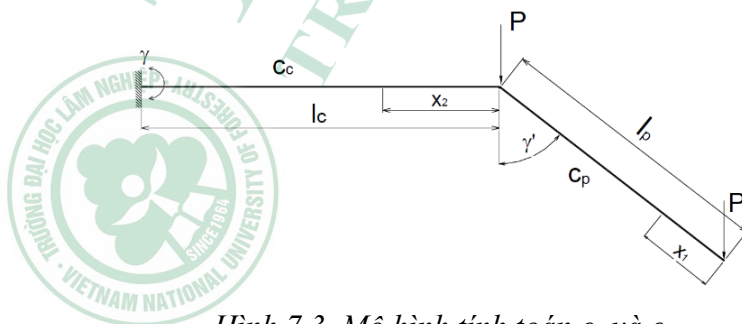
$$f = \int \frac{M(x)}{E.I} \frac{dM(x)}{dP} dx \quad (7.11)$$

Trong đó:

$M(x)$: Moment do lực P gây ra;

E : Modul đàn hồi khi uốn;

I : Bán kính quán tính.



Hình 7.3. Mô hình tính toán c_c và c_p

Từ hình 7.3 ta có: $M_x = P' x_1 \sin \gamma'$ do đó $dM_x/dP' = x_1 \sin \gamma'$, thay vào công thức (7.11) ta có:

$$f_P = \int_0^{l_P} \frac{P' x_1^2 \sin^2 \gamma'}{E.I} dx_1 = \frac{P' \sin^2 \gamma'}{3E.I} l_P^3$$

Thay vào (7.10) ta có:

$$c_P = \frac{P'}{f_P} = \frac{3E.I}{l_P^3 \sin^2 \gamma'} \quad (7.12)$$

Độ biến dạng của tay cần được xác định theo công thức:

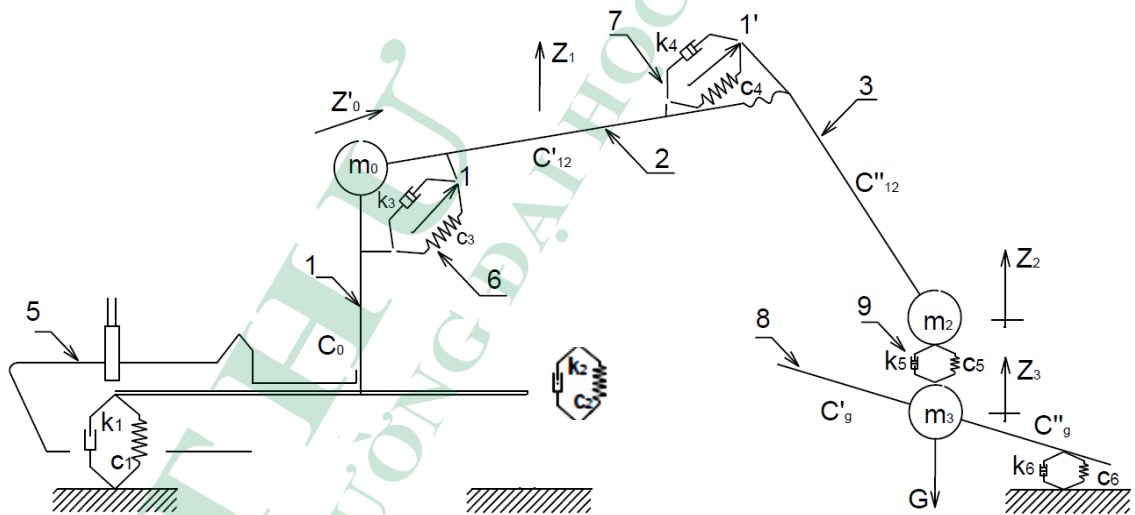
$$f_c = \int_0^{l_c} \frac{P' l_P \sin \gamma' x_2 \cos \gamma'}{E.I} dx_2 = \frac{P' l_P \sin \gamma' \cos \gamma'}{2E.I} l_c^2$$

Thay vào (7.10) ta có:

$$c_c = \frac{P'}{f_c} = \frac{2E.I}{l_P l_c^2 \sin \gamma' \cos \gamma'} \quad (7.13)$$

7.2.3. Thiết lập mô hình động lực học của hệ

Để thiết lập mô hình động lực học của hệ, trước tiên cần phải xây dựng mô hình tổng quát (hình 7.4) để làm cơ sở cho việc phân tích và đơn giản hóa mô hình.



Hình 7.4. Mô hình động lực học tổng quát

1. Trụ xoay; 2. Cần; 3. Tay cần; 4. Chân chống; 5. Máy kéo cơ sở;
6. Xylanh nâng hạ; 7. Xylanh tay cần; 8. Gỗ; 9. Cơ cấu ngoạm.

Trong đó:

c_1, c_2 : Độ cứng quy đổi của lớp trước và lớp sau;

k_1, k_2 : Hệ số giảm chấn của lớp trước và lớp sau;

- c_3, k_3 : Độ cứng và hệ số giảm chấn của xylanh nâng hạ;
- c_4, k_4 : Độ cứng và hệ số giảm chấn của xylanh tay cần;
- c_5, k_5 : Độ cứng và hệ số giảm chấn của xylanh cơ cấu ngoạm;
- c_6, k_6 : Độ cứng và hệ số giảm chấn của gỗ;
- c'_{12} : Độ cứng quy đổi của cần và xylanh nâng hạ;
- c''_{12} : Độ cứng quy đổi của tay cần và xylanh cơ cấu ngoạm;
- G : Trọng lượng gỗ;
- m_0, m_2, m_3 : Khối lượng quy đổi của máy kéo cơ sở, tay thủy lực và gỗ;
- c'_g, c''_g : Độ cứng khi uốn ở hai phần của cây gỗ;
- c_0 : Độ cứng quy đổi tại điểm tựa quay của các kết cấu kim loại của máy kéo.

Tải trọng của trong mô hình ĐLH xuất hiện đáng kể vào những thời điểm quá độ khi tay thủy lực nhấc tải lên khỏi mặt đất, khi lấy đà hoặc phanh hãm tay thủy lực.

Thực tế cho thấy giữa gỗ và TTL bao giờ cũng tồn tại khe hở Δ , khi TTL hoạt động ở một thời điểm nào đó khe hở vẫn chưa được triệt tiêu, sau một thời gian ngắn khe hở bị triệt tiêu, tiếp theo gỗ được nhấc lên khỏi mặt đất sau khi lực nâng đạt được giá trị đủ lớn ($\geq G$). Trong trường hợp khi nhấc tải, để thuận tiện cho việc xây dựng mô hình và thiết lập phương trình vi phân ta cần tiến hành xây dựng mô hình cho ba giai đoạn. Giai đoạn 1 từ khi đóng động cơ thủy lực cho đến khi triệt tiêu được khe hở Δ . Giai đoạn 2 là giai đoạn trung gian khi lực nâng tại cơ cấu ngoạm tăng từ 0 đến G . Giai đoạn 3 là giai đoạn nâng tải, lúc này tất cả các khối lượng đều tham gia hoạt động. Từ kết quả xây dựng mô hình động lực học, ta tiến hành xây dựng phương trình vi phân cho các giai đoạn tương ứng.

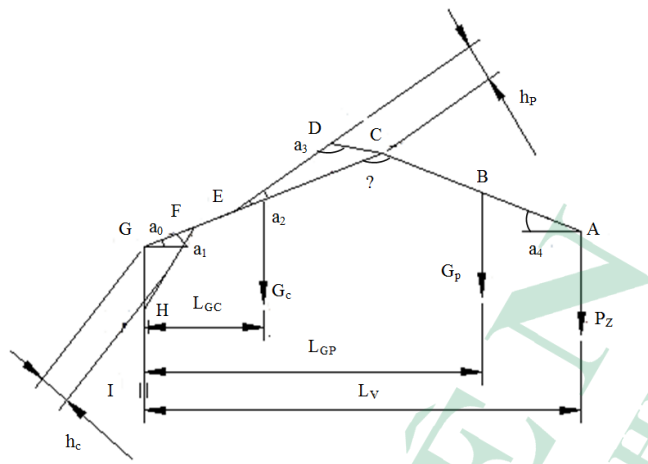
7.2.4. Cơ sở tính toán xác định các thông số cơ bản của TTL

Để tính toán TTL cần biết trước các thông số đầu vào gồm chiều dài gỗ lớn nhất l_{max} , chiều cao xếp tải h_t , trọng tải gỗ tối đa Q_y và tải trọng nâng tối đa P_Z . Trong quá trình làm việc, có 3 trường hợp nguy hiểm đối với TTL gồm trường hợp 1 khi TTL làm việc ở vị trí xa nhất với tải trọng nâng lớn nhất; trường hợp 2 khi TTL làm việc ở vị trí thấp nhất với tải trọng nâng lớn nhất; trường hợp 3 khi TTL làm việc ở vị trí cao nhất mang tải lớn nhất.

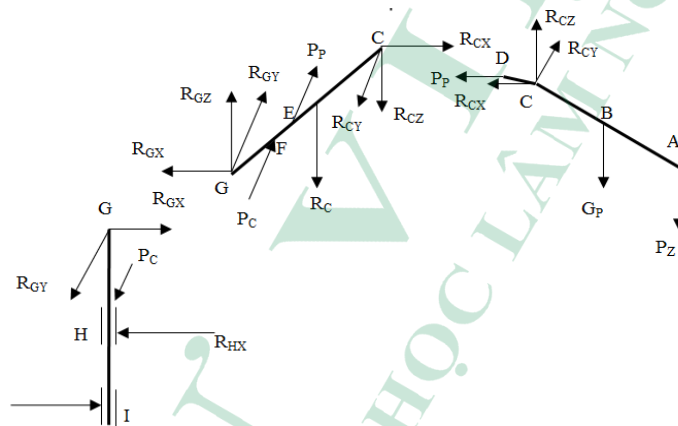
7.2.4.1. Sơ đồ làm việc và phân tích lực của TTL cho các trường hợp

a. Trường hợp TTL ở vị trí xa nhất với tải trọng nâng lớn nhất

Hình 7.5 mô tả sơ đồ làm việc và phân tích lực tác dụng lên TTL ở vị trí xa nhất với tải trọng nâng lớn nhất. Khi đó xylanh cần và xylanh tay cần co về nhiều nhất.



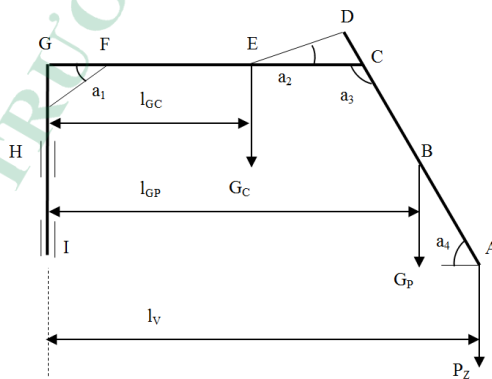
Hình 7.5. Sơ đồ làm việc của TTL ở vị trí xa nhất với tải trọng nâng lớn nhất



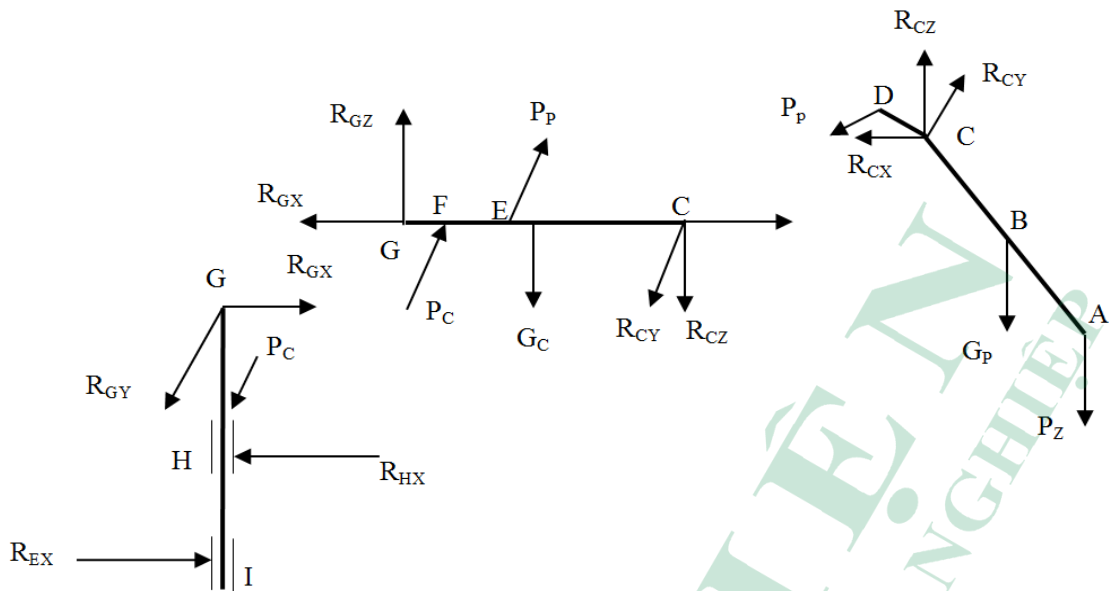
Hình 7.6. Sơ đồ phân tích lực của TTL ở vị trí xa nhất với tải trọng nâng lớn nhất

b. Trường hợp TTL ở vị trí thấp nhất với tải trọng nâng lớn nhất

Trong trường hợp TTL làm việc ở vị trí thấp nhất, lúc này xylanh nâng hạ của cần co vào tối đa và xylanh điều khiển tay cần duỗi ra tối đa. Tại vị trí này TTL có cánh tay ở vị trí nằm ngang và vuông góc với trụ xoay cần. Hình 7.7 và hình 7.8 mô tả sơ đồ làm việc và phân tích lực trong trường hợp TTL làm việc ở vị trí này.



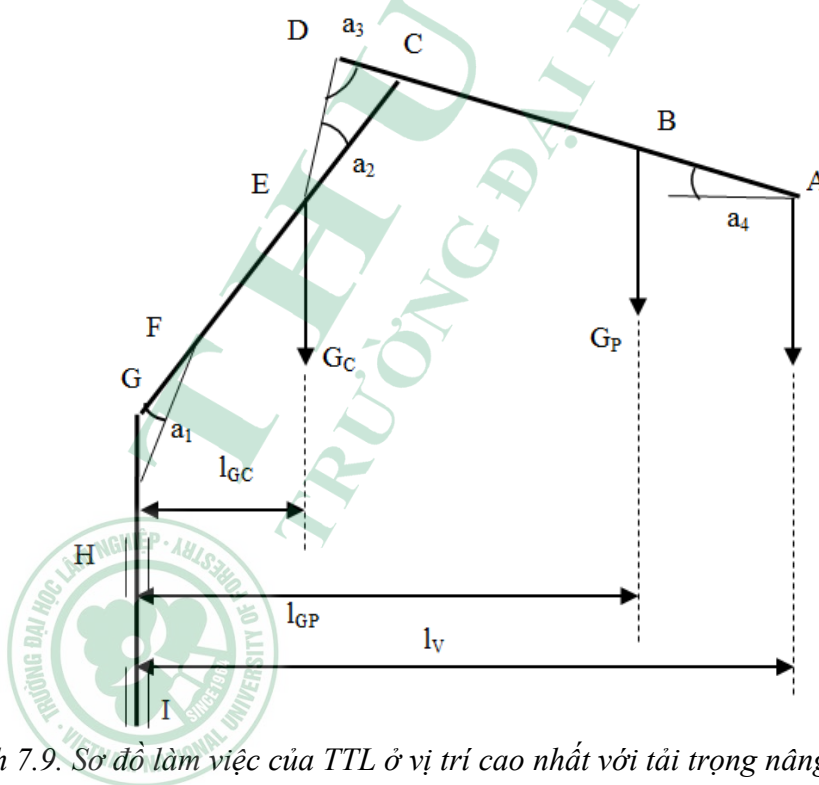
Hình 7.7. Sơ đồ làm việc của TTL ở vị trí thấp nhất với tải trọng nâng lớn nhất



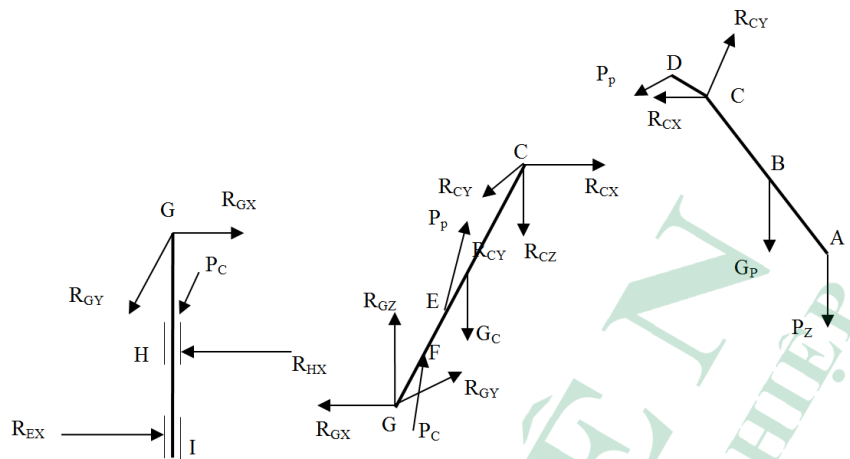
Hình 7.8. Sơ đồ phân tích lực của TTL ở vị trí thấp nhất với tải trọng nâng lớn nhất

c. Trường hợp TTL ở vị trí cao nhất với tải trọng nâng lớn nhất

Trong trường hợp TTL ở vị trí cao nhất với tải trọng lớn nhất là khi xylanh cần đuỗi ra tối đa và xylanh tay cần co lại tối đa. Đây cũng là một trong những vị trí làm việc nguy hiểm của TTL và có thể gây ra nguy cơ lật máy. Hình 7.9 và hình 7.10 mô tả vị trí làm việc này của TTL.



Hình 7.9. Sơ đồ làm việc của TTL ở vị trí cao nhất với tải trọng nâng lớn nhất



Hình 7.10. Sơ đồ phân tích lực của TTL ở vị trí cao nhất với tải trọng nâng lớn nhất

7.2.4.2. Tính toán các lực cần thiết cho TTL

a. Tính toán các lực nâng cần thiết

Lực nâng cánh tay (đoạn GC):

Theo sơ đồ hình 7.7 và hình 7.8, lấy moment tại điểm G ta có:

$$\sum M_G = P_C \cdot h_c - P_Z \cdot l_v - G_C \cdot l_{GC} - G_P \cdot l_{GP} = 0$$

Suy ra ta có:
$$P_C = \frac{P_Z \cdot l_v + G_C \cdot l_{GC} + G_P \cdot l_{GP}}{h_c} \quad (7.14)$$

Lực nâng căng tay (đoạn DA):

Theo sơ đồ hình 7.5 và hình 7.6, lấy moment tại điểm C ta có:

$$\sum M_C = P_P \cdot h_p - P_Z \cdot l_{PZA} - G_P \cdot l_{GPB} = 0$$

Suy ra ta có:
$$P_P = \frac{P_Z \cdot l_{PZA} + G_P \cdot l_{GPB}}{h_p} \quad (7.15)$$

b. Tính toán các phản lực lên cánh tay, căng tay và trụ

Dựa vào các sơ đồ phân tích lực ở trên, các phản lực được tính như sau:

$$R_{CZ} = P_P \cos(90^\circ - \alpha_2 - \alpha_0) + G_P + P_Z \quad (7.16)$$

$$R_{Cx} = -P_P \cdot \cos(\alpha_0 + \alpha_2)$$

$$R_{GZ} = R_{CZ} + G_C - P_C \cos(90^\circ - \alpha_1 - \alpha_0) - P_P \cos(90^\circ - \alpha_2 - \alpha_0)$$

$$R_{GZ} \text{ và } R_{Cx} \text{ ngược chiều với chiều đã chọn nên} \quad (7.17)$$

$$R_{GX} = R_{Cx} + P_P \cdot \cos(\alpha_2 + \alpha_0) + P_C \cdot \cos(\alpha_1 + \alpha_0) \quad (7.18)$$

c. *Tính toán lực dọc lên cần, tay cần và trụ*

Đối với tay cần:

$$\text{Trên đoạn CA ta có: } N_{CA} = (P_Z + G_P) \cdot \cos(90^\circ - \alpha_4) \quad (7.19)$$

$$\text{Trên đoạn DC ta có: } N_{DC} = -R_{C_x} \cdot \cos \alpha_4 - R_{C_z} \cdot \sin \alpha_4 - P_P \cdot \cos(90^\circ - \alpha_3) \quad (7.20)$$

Đối với cần:

$$\text{Trên đoạn EC ta có: } N_{EC} = R_{C_x} \cdot \cos \alpha_0 - R_{C_z} \cdot \sin \alpha_0 + P_P \cdot \cos \alpha_2 + G_C \cdot \sin \alpha_0 \quad (7.21)$$

$$\text{Trên đoạn GE ta có: } N_{GE} = P_P \cdot \cos \alpha_2 - G_C \cdot \sin \alpha_0 + P_C \cdot \cos \alpha_1 - R_{G_x} \cdot \cos \alpha_0 + R_{G_z} \cdot \sin \alpha_0 \quad (7.22)$$

Đối với trụ:

Lực gây kéo cho trụ chính là lực R_{GZ} :

$$R_{GZ} = R_{CZ} + G_C - P_C \cdot \cos(90^\circ - \alpha_1 - \alpha_0) - P_P \cdot \cos(90^\circ - \alpha_2 - \alpha_0) \quad (7.23)$$

7.2.4.3. *Tính toán moment xoắn của trụ*

Khi làm việc trụ chịu tác dụng của moment xoắn do lực cản gió, lực cản quán tính, lực cản do ma sát tại ổ gây ra.

a. *Lực tác dụng của gió*

Lực tác dụng của gió lên cần thủy lực

Lực tác dụng của gió lên cần thủy lực được xác định theo công thức sau:

$$P_{g1} = P_0 \cdot S_1 \quad (7.24)$$

Trong đó:

S_1 : Diện tích chắn gió của cánh tay;

P_0 : Áp suất trung bình của gió, $250 \div 400$ [N/m²].

Lực tác dụng của gió tới tay cần thủy lực

$$P_{g2} = P_0 \cdot S_2 \quad (7.25)$$

Trong đó:

S_2 : Diện tích chắn gió của tay cần thủy lực;

P_0 : Áp suất trung bình của gió, $250 \div 400$ [N/m²].

Lực tác dụng của gió tới tải trọng gỗ

$$P_{g3} = P_0 \cdot S_3 \quad (7.26)$$

Trong đó:

S_3 : Diện tích chắn gió của tải trọng;

P_0 : Áp suất trung bình của gió, $250 \div 400$ [N/m²].

Từ đó ta xác định được tổng moment cản do lực quán tính tác động vào TTL:

$$M_g = P_{g1} \cdot r_1 + P_{g2} \cdot r_2 + P_{g3} \cdot r_3 \quad (7.27)$$

b. Lực cản quán tính của TTL

Lực quán tính tác dụng lên cần thủy lực

$$P_{qt1} = \frac{G_c}{g} \varepsilon \cdot r_1 \quad (7.28)$$

Trong đó:

G_c : Trọng lượng của cần thủy lực;

g : Gia tốc trọng trường, $g = 9,81$ [m/s²];

ε : Gia tốc góc khi quay cần;

$$\varepsilon = \frac{\omega - \omega_0}{t}$$

ω_0 : Vận tốc góc ban đầu, $\omega_0 = 0$;

ω : Vận tốc góc quay cần;

t : Thời gian quay vòng góc quay 360° (quay toàn vòng);

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

n : Số vòng quay (v/p), có thể lấy $n = 10$ [v/p].

Lực quán tính tác dụng lên tay cần thủy lực

$$P_{qt2} = \frac{G_p}{g} \varepsilon \cdot r_2 \quad (7.29)$$

Trong đó: G_p là trọng lượng của tay cần thủy lực.

Lực quán tính tác dụng lên cơ cấu ngoạm gỗ và gỗ:

$$P_{qt3} = m \cdot a = \frac{Q}{g} \varepsilon \cdot r_3 \quad (7.30)$$

Trong đó: G_p là trọng lượng của tay cần thủy lực.

Moment cân quán tính tác dụng vào cần khi làm việc được xác định như sau:

$$M_{qt} = P_{qt1}.r_1 + P_{qt2}.r_2 + P_{qt3}.r_3 \quad (7.31)$$

c. *Lực cản do ma sát tại ổ trục*

Hai ổ trục sinh ra ma sát cản được tính theo công thức sau:

$$M_{mso} = 2.R_{HX}.f.\frac{d.l}{2} \quad (7.32)$$

Trong đó:

R_{HX} : Tải trọng hướng tâm tại ổ đỡ;

f : Hệ số ma sát của ổ trục, $f = 0,05$;

d : Đường kính trong của ổ;

l : Chiều dài của ổ.

Ngoài ra, moment cản phần chặn cũng cần được tính đến như sau:

$$M_{co} = \frac{3}{2}.f.R_{GZ}.\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \quad (7.33)$$

Trong đó:

R_{GZ} : Lực dọc tác dụng theo phương dọc trục;

D : Đường kính ngoài của trụ.

Tổng moment cản tại ổ được tính như sau:

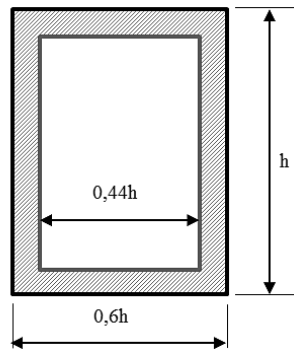
$$M_o = M_{mso} + M_{co} \quad (7.34)$$

Từ (7.2.27), (7.2.31), (7.2.34) ta xác định được moment xoắn của trụ như sau:

$$M_{xtru} = (P_{g1} + P_{qt1}).r_1 + (P_{g2} + P_{qt2}).r_2 + (P_{g3} + P_{qt3}).r_3 + 2.R_{HX}.f.\frac{d.l}{2} + \frac{3}{2}.f.R_{GZ}.\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \quad (7.35)$$

7.2.4.4. Tính toán bền cho các chi tiết của TTL

Vật liệu chế tạo cho cần, tay và và trụ thường được chọn là thép CT5, các thông số sau của vật liệu được xác định thông qua tra bảng bao gồm ứng suất chảy $[\sigma_{ch}]$, ứng suất chịu cắt $[\tau_c]$, ứng suất chèn dập $[\sigma_d]$. Chọn hệ số an toàn cho TTL $n = 2$. Tiết diện ngang của cần và tay cần được chọn như hình 7.11.



Hình 7.11. Tiết diện ngang của cần và tay cần

Diện tích mặt cắt được chọn theo điều kiện sau:

$$\frac{M_{U \max}}{W_U} + \frac{N}{F} \leq [\sigma_{ch}] \quad (7.36)$$

Trong đó:

W_u : Moment chống uốn;

$$W_u = \frac{0,6h \cdot h^3}{6h} - \frac{0,44h(0,84h)^3}{6h} = 0,056h^3$$

F : Diện tích tiết diện cần và tay cần đã chọn.

$$F = h \cdot 0,6h - 0,84h \cdot 0,44h = 0,23h^2$$

Thay các đại lượng trên vào (7.36) và biến đổi ta có:

$$0,013 \cdot [\sigma_{ch}]h^3 - 0,056 \cdot N \cdot h - 0,23 M_{umax} \geq 0 \quad (7.37)$$

Trong đó: N là lực dọc của cần và tay cần.

a. Tính toán bên cho cần và tay cần

Từ các giá trị $[\sigma_{ch}]$, M_{umax} , và N xác định từ trước, thay vào công thức (7.37) ta xác định được $h \geq a$, chọn một giá trị h gần a và thỏa mãn điều kiện trên. Từ giá trị của h đã xác định, ta xác định được giá trị của cạnh còn lại của tiết diện cần và tay cần.

Để tiết kiệm vật liệu ta thiết kế cần có dạng chống uốn đều vì hai đầu cần có $M_u = 0$ nên ta chọn mặt cắt theo ứng suất tiếp cực đại:

$$\tau_{\max} = \frac{3 \cdot Q_y}{2 \cdot F} \leq [\tau] \quad (7.38)$$

Thay $F = 0,23h^2$ vào (7.38) và biến đổi ta có:

$$h \geq \sqrt{\frac{3}{2} \cdot \frac{Q_y}{0,23 \cdot [\tau]}} \quad (7.39)$$

Trên các hình (7.6), (7.8), (7.10) ta có:

Tại điểm:

$$A: Q_{ymax} = P_z;$$

$$D: Q_{ymax} = P_p;$$

$$C: Q_{ymax} = R_{CZmax};$$

$$G: Q_{ymax} = R_{Gzmax}.$$

Thay các giá trị Q_{ymax} vào công thức (7.39) ta xác định được các giá trị h cho các tiết diện tại các điểm trên.

b. Tính toán bềm cho trụ

Đoạn từ điểm G tới điểm H chọn trụ đỡ gồm hai bản thép có tiết diện hình chữ nhật như nhau, chọn chiều dài của tiết diện hình chữ nhật, ví dụ chọn chiều dài 250 [mm]. Chiều rộng h được tính toán theo điều kiện làm việc của trụ.

Giá trị lớn nhất của ứng suất pháp tại mặt cắt nguy hiểm:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{Umax}}{W_U} + \frac{N}{F} \leq [\sigma] \quad (7.40)$$

Trong đó:

W_U : Moment chống uốn của mặt cắt nguy hiểm;

$$W_U = \frac{h.b^2}{6} = \frac{h.250^2}{6} \text{ mm}^3$$

F : Diện tích mặt cắt nguy hiểm. $F = b.h = 250.h$

M_{Umax} : Moment uốn lớn nhất của trụ với $k_d = 2$;

N_z : Lực dọc tác dụng lên trụ.

Thay các giá trị trên vào (7.40) ta xác định được giá trị của h . Tiết diện có chiều dày h gồm hai thanh, mỗi thanh có chiều dày $h' = \frac{h}{2}$ (mm).

c. Tính toán khung đỡ trụ

Khung đỡ trụ gồm hai bản thép như nhau có tiết diện hình chữ nhật, có chiều dài a và chiều rộng h làm khung đỡ cho trụ, đảm bảo cho trụ quay được trong quá trình làm việc. Khung đỡ chịu moment uốn M_{Umax} và chịu lực dọc $N = N_z + G_{TR}$. (G_{TR} – là trọng lượng của trụ là hai thanh thép, sơ bộ cần chọn giá trị của G_{TR}). Việc tính toán xác định h cho khung đỡ trụ cũng tương tự như tính toán bềm cho trụ.

d. Tính toán tấm thép đỡ trụ lắp trên khung bằng mối ghép bu lông

Tấm thép hình chữ nhật có khoét lỗ tròn ở giữa để cho trụ đi qua và có 4 lỗ để bắt bu lông vào hai thanh thép (khung đỡ) đã tính ở trên. Tấm thép có chiều dài tấm l [mm] và chiều rộng b [mm], chiều dày h được tính theo điều kiện làm việc của tấm.

Tấm thép chịu lực dọc: $R_{HZ} = R_{GZ} - G_{TR} - P_C \cdot \cos \alpha_1$

Tấm thép chịu uốn theo hai phương:

Theo phương X: $M_{UX} = \frac{R_{HZ} \cdot l}{2}$

Theo phương Y: $M_{UY} = \frac{R_{HX} \cdot b}{2}$

Moment chống uốn theo phương X: $W_{UX} = \frac{l \cdot h^2}{6}$

Moment chống uốn theo phương Y: $W_{UY} = \frac{h \cdot l^2}{6}$

Giá trị ứng suất tại tiết diện nguy hiểm là: $\sigma_{\max} = \frac{M_{UX}}{W_{UX}} + \frac{M_{UY}}{W_{UY}} \leq [\sigma]$ (7.41)

Thay các giá trị trên vào công thức (7.41) và biến đổi ta có bất phương trình bậc hai của h . Giải bất phương trình trên ta xác định được giá trị h .

e. Tính toán các mối ghép tại các chốt

Để tạo thành TTL, các cơ cấu gồm cần, tay cần, càng ngoạm và trụ cần được ghép lại với nhau bằng các chốt bản lề. Các chốt này cần phải đảm bảo khả năng chịu tải, đảm bảo an toàn. Do đó chúng cần phải được tính toán lựa chọn phù hợp.

Chọn vật liệu chế tạo các chốt trong các mối ghép của TTL là thép CT5. Đường kính chốt d được xác định thông qua điều kiện chịu cắt và điều kiện chịu chèn dập.

Mối ghép chốt giữa đầu tay cần với cơ cấu ngoạm (điểm A)

Kiểm tra theo điều kiện chịu cắt:

$$\tau = \frac{P_z}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq [\tau] \quad (7.42)$$

Kiểm tra theo điều kiện chịu chèn dập:

$$\sigma = \frac{k_d \cdot P_z}{d \cdot S} \leq [\sigma] \quad (7.43)$$

Mối ghép chốt giữa tay cần và cần

Kiểm tra theo điều kiện chịu cắt:

$$\tau = \frac{R_{CZ}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq [\tau] \quad (7.44)$$

Kiểm tra theo điều kiện chịu chèn dập:

$$\sigma = \frac{k_d \cdot R_{CZ}}{S \cdot d} \leq [\sigma] \quad (7.45)$$

Mối ghép chốt giữa tay cần với xylanh

Kiểm tra theo điều kiện chịu cắt:

$$\tau = \frac{P_p}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq [\tau] \quad (7.46)$$

Kiểm tra theo điều kiện chịu chèn dập:

$$\sigma = \frac{k_d \cdot P_p}{S \cdot d} \leq [\sigma] \quad (7.47)$$

Mối ghép chốt giữa cần với trụ

Kiểm tra theo điều kiện chịu cắt:

$$\tau = \frac{k_d \cdot R_{GX}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq [\tau] \quad (7.48)$$

Kiểm tra theo điều kiện chịu chèn dập:

$$\sigma = \frac{k_d \cdot R_{GX}}{S \cdot d} \leq [\sigma] \quad (7.49)$$

Mối ghép chốt giữa cần với xylanh

Kiểm tra theo điều kiện chịu cắt:

$$\tau = \frac{k_d \cdot P_C}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq [\tau] \quad (7.50)$$

Kiểm tra theo điều kiện chịu chèn dập:

$$\sigma = \frac{k_d \cdot P_C}{S \cdot d} \leq [\sigma] \quad (7.51)$$

Mối ghép chốt giữa trụ với xylanh

Kiểm tra theo điều kiện chịu cắt:

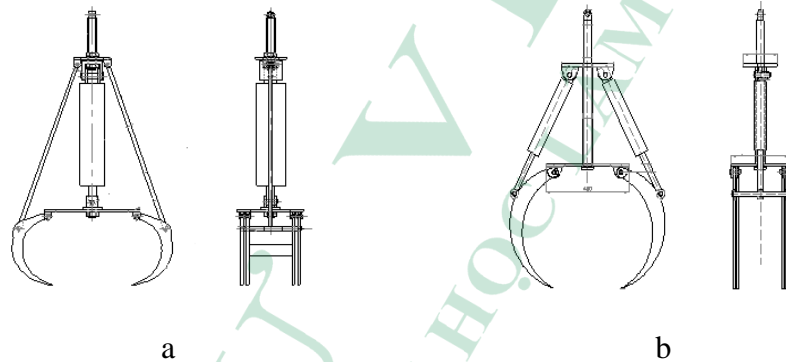
$$\tau = \frac{k_d \cdot P_C \cdot \cos \alpha_1}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq [\tau] \quad (7.52)$$

Kiểm tra theo điều kiện chịu chèn dập:

$$\sigma = \frac{k_d \cdot P_C \cdot \cos \alpha_1}{S \cdot d} \leq [\sigma] \quad (7.53)$$

f. Tính toán cơ cấu ngoạm

Cơ cấu ngoạm gỗ tác động trực tiếp vào gỗ để ngoạm, giữ và nhả gỗ khi làm việc. Có hai phương án khi tính toán thiết kế cơ cấu ngoạm cho TTL (hình 7.12).



Hình 7.12. Sơ đồ tính toán và kết cấu cơ cấu ngoạm

a. Cơ cấu ngoạm có một xylanh; b. Cơ cấu ngoạm có hai xylanh

Để gỗ không bị rơi ra khỏi cơ cấu ngoạm khi bốc cần điều kiện cân bằng như sau:

$$N_P \cdot h_P + \frac{P_A \cdot h_P}{2} \cos \alpha - P_U \cdot h_U = 0 \quad (7.54)$$

Trong đó:

N_P : Phản lực pháp tuyến của tải lên một tay đòn;

h_P : Cánh tay đòn của lực pháp tuyến;

α : Góc hợp bởi lực P_A với phương thẳng đứng, $\alpha = 40^\circ$;

h_U : Cánh tay đòn của lực P_U với điểm C_1 ;

P_U : Áp lực của xylanh cần tìm;

$$P_A = K.Q.\cos\beta \quad (7.55)$$

K : Hệ số tải trọng, $K = 0,52$ khi nâng cả cây;

Q : Tải trọng nâng;

β : Góc nghiêng của cây (khúc) gỗ so với mặt đất (0°).

N_p được rút ra từ phương trình cân bằng sau:

$$\begin{aligned} 2N_p.f_2 + 2.N_p.f_2.\cos\alpha + f_2.P_A.\cos\alpha &\geq Q \geq Q [f(1 - k).\cos\beta + K.\sin\beta] \\ \Rightarrow N_p &\geq \frac{Q(K.\sin\beta + \cos\beta [f(1 - K) - K.f_2.\cos\alpha])}{2.f_2.(1 + \cos\alpha)} \end{aligned} \quad (7.56)$$

Trong đó:

f_2 : Hệ số ma sát giữa gỗ và cơ cấu ngoạm, $f_2 = 0,8 \div 1,0$;

f : Hệ số ma sát giữa tải và mặt đất, $f = 0,7 \div 1,0$.

Từ công thức (7.56) và (7.54) ta xác định được N_p và P_u .

Lực tại cần piston được tính theo công thức:

$$P_n = F_n.p_o \geq P_{U \max}$$

Trong đó:

P_n : Lực sinh ra tại cần piston của ngoạm;

F_n : Diện tích làm việc của pittông;

P_o : Áp suất dầu tại cửa bơm.

Từ đó ta có:
$$F_n \geq \frac{P_{U \max}}{P_o} \quad (7.57)$$

Chọn xylanh loại làm việc 2 chiều, diện tích làm việc pittông 2 chiều được tính như sau:

$$F_A = \frac{\pi.D_n^2}{4} : \text{Khi làm việc theo chiều thuận.}$$

$$F_B = \frac{\pi.(D_n^2 - d_n^2)}{4} : \text{Khi làm việc theo chiều nghịch.}$$

Trong đó:

D_n : Đường kính trong của xylanh;

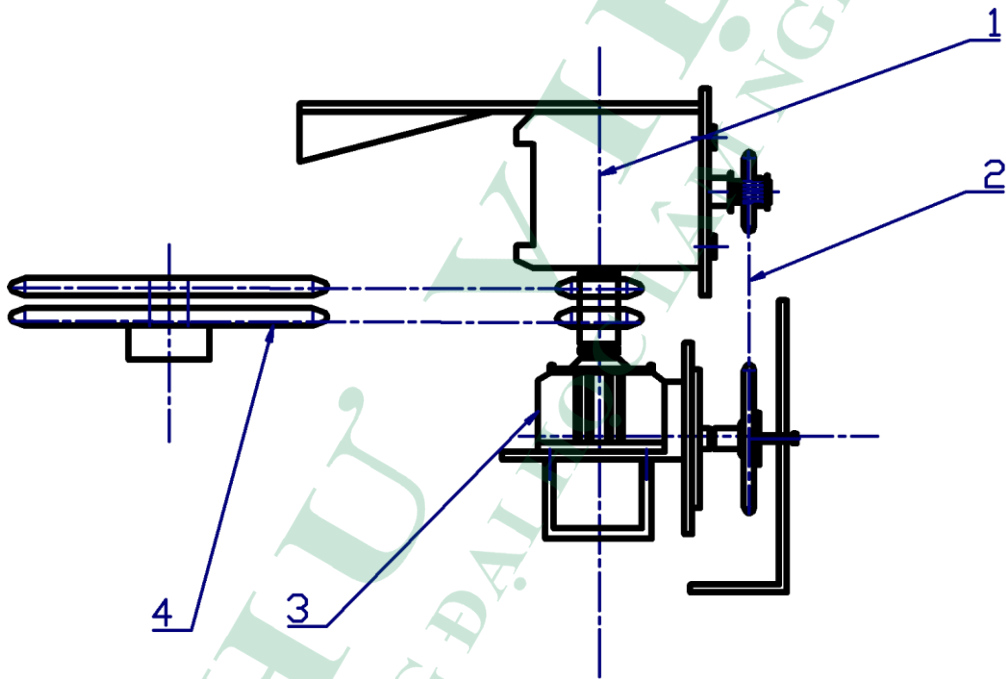
d_n : Đường kính của cần pittông.

Khi làm việc, tải lớn nhất của xylanh theo chiều thuận, do đó chọn F_A để tính toán chọn xylanh.

Ta có:
$$D_n \geq \sqrt{\frac{4.F_A}{3,14}} \quad (7.58)$$

g. Cơ sở tính toán cơ cấu quay

Cơ cấu quay của TTL cho phép quay về hai phía kể từ mặt phẳng đối xứng dọc của nó sang mỗi bên một góc 60° . Nhờ vậy mở rộng được phạm vi hoạt động của TTL. Ngoài ra ở vị trí vận chuyển, để tăng khả năng ổn định chống lật, TTL có thể quay 180° về phía trước máy kéo.



Hình 7.13. Sơ đồ dẫn động cho cơ cấu quay của TTL

1. Động cơ thủy lực; 2. Bộ truyền xích; 3. Trục vít bánh vít; 4. Bộ truyền xích

Dẫn động cho cơ cấu quay được thực hiện từ động cơ thủy lực (1) qua bộ truyền xích đơn (2), qua hộp giảm tốc trục vít bánh vít (3), qua bộ truyền xích đôi (4) làm quay trụ của TTL (hình 7.13).

Để tính toán thiết kế cơ cấu quay của TTL cần tính toán moment cản xoắn cực đại tác dụng lên trụ quay. Để có thể điều khiển quay TTL một cách an toàn, cần chọn trước số vòng quay của trụ, chọn động cơ thủy lực có số vòng quay phù hợp. Từ đó xác định tỷ số truyền tổng, sau đó tỷ số truyền này được phân ra cho bộ truyền xích đơn, hộp giảm tốc trục vít và bộ truyền xích kép.

Phần 3

**CƠ SỞ TÍNH TOÁN MÁY VÀ
THIẾT BỊ SƠ CHẾ GỖ**



Chương 8

TÍNH TOÁN MÁY VÀ THIẾT BỊ CƯA XÈ

8.1. Khái niệm và phân loại

Để sản xuất sản phẩm gỗ xè từ nguyên liệu gỗ tròn cần phải thực hiện quá trình xè. Hay nói cách khác quá trình xè gỗ là trình tự các bước để gia công nguyên liệu gỗ thành các sản phẩm gỗ xè. Quá trình này phụ thuộc vào nhiều yếu tố gồm nguyên liệu (loại gỗ, kích thước, khuyết tật...), sản phẩm gỗ xè (kích thước, chất lượng...), thiết bị xè và con người.

Quá trình xè thường được thực hiện thông qua các công đoạn như hình 8.1. Quá trình xè trên có thể kết hợp với các công đoạn phay, sấy gỗ hoặc bảo quản để nâng cao hiệu quả kinh tế trong sản xuất và chất lượng sản phẩm sau khi xè.



Hình 8.1. Các công đoạn của quá trình xè

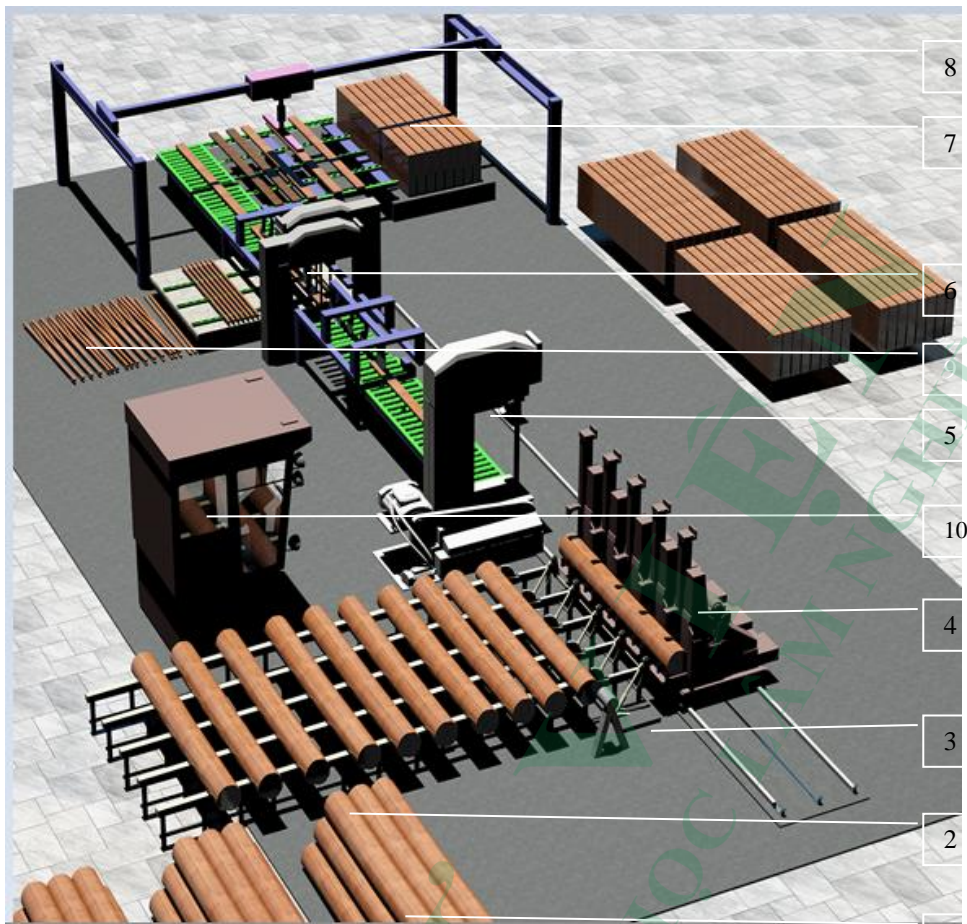
Để thực hiện quá trình xè cần phải sử dụng các loại thiết bị xè khác nhau cho từng công đoạn xè gồm thiết bị xè phá (cưa vòng, cưa sọc, cưa đĩa xè dọc, cưa tổ hợp), thiết bị xè lại (cưa vòng, cưa sọc và cưa đĩa xè dọc), thiết bị cắt ngắn (cưa đĩa cắt ngang) và thiết bị rọc rìa (cưa đĩa xè dọc).

Các loại thiết bị tham gia vào quá trình sản xuất các sản phẩm xè trên thường kết hợp với nhau tạo thành các dây chuyền xè gỗ khác nhau. Trong thực tế sản xuất, dây chuyền xè gỗ tự động sử dụng cưa vòng đứng kết hợp cưa đĩa xè dọc đang có xu hướng được áp dụng phổ biến hơn cả. Trong giới hạn tài liệu này chủ yếu đề cập đến cơ sở tính toán cho các máy và thiết bị trong dây chuyền xè gỗ tự động.

8.2. Mô hình tổng thể dây chuyền xè gỗ tự động

8.2.1. Mô hình tổng thể

Như đã đề cập ở trên, dây chuyền xè gỗ tự động có nhiều loại khác nhau tùy thuộc vào phương pháp xè, loại nguyên liệu đầu vào, yêu cầu sản phẩm đầu ra và mức độ cơ giới hóa, tự động hóa. Đối với dây chuyền xè gỗ tự động sử dụng cưa vòng đứng với nguyên liệu đầu vào là gỗ tròn và sản phẩm đầu ra là ván đã sạch rìa, các máy và thiết bị trong dây chuyền bao gồm hệ thống cấp liệu tự động, hệ thống quét hình dạng, kích thước và lập bản đồ xè, hệ thống xoay lật và vạm kẹp gỗ, hệ thống cưa vòng đứng, hệ thống xè lại, hệ thống xếp đóng sản phẩm gỗ ván và hệ thống hút mùn cưa và hút bụi. Một ví dụ về mô hình tổng thể của dây chuyền xè gỗ tự động được thể hiện trên hình 8.2.



Hình 8.2. Mô hình dây chuyền xẻ gỗ tự động

- | | |
|---------------------------------|---|
| 1. Đóng gỗ tròn; | 7. Đóng ván xẻ thành phẩm; |
| 2. Hệ thống cấp liệu tự động; | 8. Hệ thống tự động xếp đóng; |
| 3. Hệ thống quét tia laser; | 9. Hệ thống tự động thu gom phế liệu, xử lý môi trường; |
| 4. Hệ thống xoay và vạm kẹp gỗ; | 10. Cabin điều khiển dây chuyền. |
| 5. Cửa vòng dừng; | |
| 6. Hệ thống cửa rọc rìa; | |

8.2.2. Nguyên lý làm việc của dây chuyền xẻ gỗ tự động

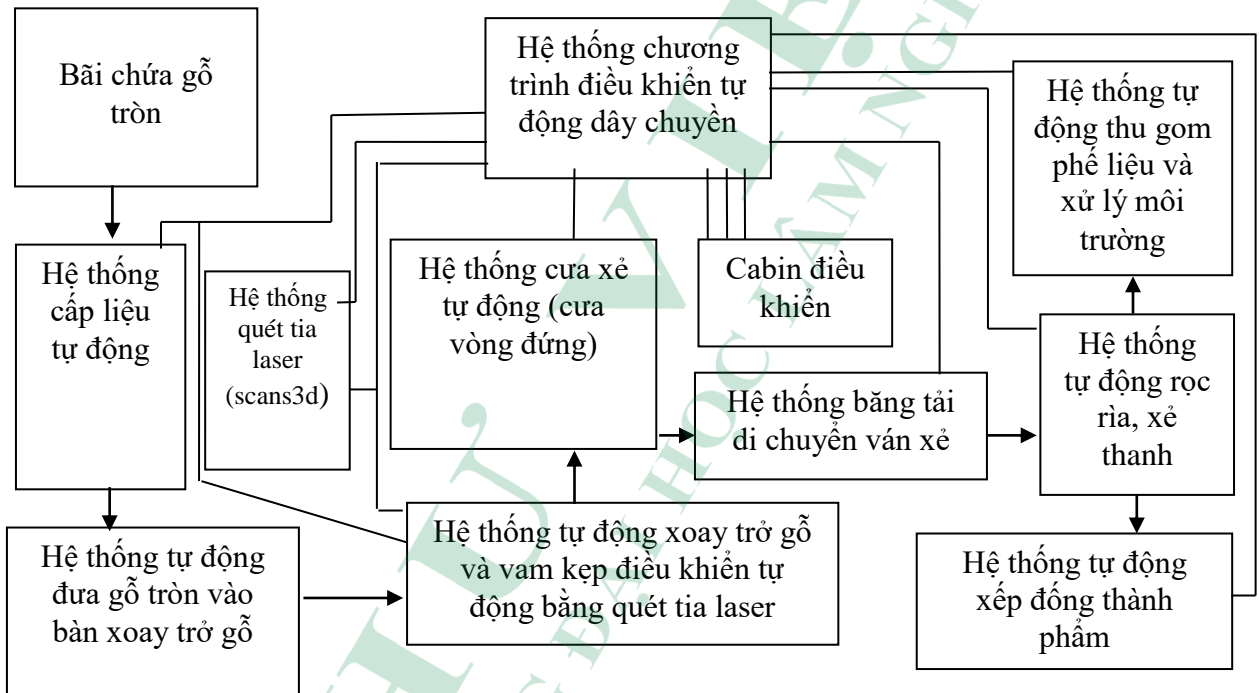
Nguyên lý làm việc của mô hình này thể hiện trên hình 8.3. Đặc điểm của dây chuyền xẻ tự động là khả năng tự động trong việc lập bản đồ xẻ, xoay lật gỗ và rọc rìa. Hệ thống tự động quét hình dạng và kích thước của nguyên liệu gỗ tròn khi đi vào hệ thống xẻ. Dựa vào hình dạng và kích thước thu thập được hệ thống tự động tính toán bản đồ xẻ tối ưu để đạt được tỷ lệ thành khí lớn nhất.

Sau khi đã có bản đồ xẻ tối ưu, hệ thống tự động xoay lật khúc gỗ theo bản đồ xẻ đã lập để tiến hành xẻ. Các tấm ván sau khi được xẻ tiếp tục được đưa sang hệ thống rọc rìa tự động để tự động xác định vị trí rọc rìa. Nguyên lý hoạt động cụ thể của từng hệ thống được trình bày cụ thể như sau:

1) Hệ thống cấp liệu tự động cho dây chuyền

Hệ thống cấp liệu tự động được tích hợp hệ thống quét hình dạng khúc gỗ trên đó. Khúc gỗ được đưa vào băng truyền và di chuyển trên đó, hệ thống quét tia laser quét toàn bộ hình dạng và kích thước cây gỗ, với phần mềm scans 3D phát hiện khuyết tật, độ cong độ thót ngọn và gửi tín hiệu về bộ vi xử lý trung tâm, bộ vi xử lý sẽ tự động phân loại cây gỗ.

Sau khi cây gỗ được phân loại thì di chuyển trên băng chuyền và chờ sẵn ở đó, khi nào gỗ trên băng chuyền nạp vào cho hệ thống xoay trở và vạm kẹp thì gỗ ở hệ thống cấp liệu di chuyển vào hệ thống băng chuyền để chờ sẵn ở đó. Như vậy trên hệ thống cấp liệu, gỗ luôn chờ sẵn ở đó và tự động cấp liệu cho hệ thống xoay trở gỗ.



Hình 8.3. Mô hình hệ thống điều khiển dây chuyền xe gỗ tự động

2) Hệ thống tự động đưa gỗ vào bàn xoay trở gỗ

Gỗ tròn không đi trực tiếp từ hệ thống cấp liệu vào hệ thống vạm kẹp được mà phải qua hệ thống băng chuyền. Hệ thống đưa gỗ này nhận gỗ từ hệ thống cấp liệu sau đó di chuyển dọc đến vị trí của vạm kẹp, sử dụng hệ thống tay thủy lực đẩy gỗ vào hệ thống vạm kẹp, sau khi đưa gỗ vào hệ thống vạm kẹp thì hệ thống này lại di chuyển về vị trí để nhận gỗ từ hệ thống cấp liệu và chờ sẵn ở đó.

3) Hệ thống tự động quét hình dạng, kích thước khúc gỗ

Khúc gỗ sau khi di chuyển trên hệ thống băng chuyền để chuẩn bị đưa vào bàn xoay trở và vạm kẹp thì khúc gỗ được hệ thống quét hình dạng để xác định hình dạng và

kích thước khúc gỗ, sau khi đã được quét, tín hiệu được truyền về hệ thống tính toán lập bản đồ xẻ tối ưu, bằng phần mềm chuyên dùng xác định được vị trí đặt khúc gỗ cần xẻ, sơ đồ mạch xẻ.

4) Hệ thống tự động vạm kẹp xoay gỗ và đẩy gỗ vào cưa

Hệ thống vạm kẹp gỗ, xoay gỗ và di chuyển gỗ bao gồm các bộ phận sau:

- Bộ phận xoay trở gỗ để tìm vị trí xẻ tối ưu: cây gỗ sau khi được đưa lên bàn xoay trở và vạm kẹp, được cánh tay thủy lực điều khiển bởi chương trình tự động tính toán xoay trở đến vị trí tối ưu, sau khi khúc gỗ đã xoay đến vị trí xác định thì cơ cấu tay thủy lực kẹp chặt khúc gỗ lại, chương trình tự động tính toán vị trí và lập bản đồ xẻ tối ưu được nhận tín hiệu từ hệ thống quét.

- Bộ phận vạm kẹp có nhiệm vụ giữ cho khúc gỗ cố định với xe goòng trong quá trình xẻ.

- Bộ phận di chuyển gỗ theo chiều dọc khúc gỗ: để quá trình xẻ được thực hiện thì khúc gỗ phải di chuyển vào lưỡi cưa theo chiều dọc khúc gỗ, quá trình di chuyển được thực hiện trên xe goòng, xe goòng có nhiệm vụ di chuyển cây gỗ vào lưỡi cưa, sau đó lùi cây gỗ lại vị trí ban đầu để xẻ mạch tiếp theo, xe goòng di chuyển được bằng tời kéo. Quá trình di chuyển xe goòng được điều khiển tự động.

- Bộ phận di chuyển theo chiều ngang khúc gỗ: sau khi xẻ xong một mạch xẻ khúc gỗ phải được đẩy vào phía trong lưỡi cưa vào để tạo ra mạch xẻ tiếp theo, cơ cấu đẩy được thực hiện bằng động cơ servo với cơ cấu vít me đai ốc, hành trình đẩy chính bằng chiều dày tấm ván cần xẻ, quá trình đẩy được lập trình và điều khiển tự động.

5) Hệ thống tự động xẻ gỗ

Hệ thống xẻ gỗ được đề tài thiết kế chế tạo là cưa vòng đứng, cưa vòng đứng được lắp cố định có hệ thống cân bằng và giảm rung động, để nâng cao chất lượng sản phẩm cưa vòng đứng được thiết kế có cơ cấu chống dao động cửa lưỡi cưa, hệ thống cưa xẻ bao gồm các bộ phận sau: khung cưa, bánh đà, lưỡi cưa, cơ cấu căng lưỡi cưa tự động, cơ cấu dẫn hướng lưỡi cưa để chống dao động của lưỡi cưa khi cắt

6) Hệ thống tự động rọc rìa và xẻ lại

Ván xẻ sau khi xẻ xong ở cưa vòng đứng được hệ thống băng chuyền di chuyển đưa vào hệ thống rọc rìa nếu xẻ suốt hoặc xẻ lại tùy theo công nghệ xẻ và yêu cầu kích thước sản phẩm xẻ. Hệ thống rọc rìa được thực hiện bằng cưa đĩa, để đẩy gỗ vào cưa đĩa đề tài thiết kế đẩy bằng ru lô, tấm ván sau khi rọc rìa xong được cánh tay bóc xếp thành đống.

7) Hệ thống tự động xếp đống sản phẩm

Ván xẻ sau khi đã được rọc rìa hoàn chỉnh được cơ cấu bóc xếp thành đống, cơ cấu bóc được đề tài thiết kế với nguyên lý hút chân không, tấm ván bán chặt vào tay bóc bằng

áp lực chân không, sau đó cơ cấu bốc đưa gỗ lên trên và di chuyển ngang và dọc đến vị trí để xếp thành đống. Sử dụng xe nâng hàng để di chuyển đống sản phẩm đến kho chứa hoặc đưa đi sấy hoặc đưa đi gia công các công đoạn tiếp theo.

8) Hệ thống cabin điều khiển

Để điều khiển toàn bộ quá trình hoạt động của dây chuyền cần một công nhân điều khiển ngồi tại cabin, trong cabin có bàn điều khiển gồm các nút ấn, màn hình, bàn phím, người điều khiển hoàn toàn có thể thay đổi kích thước ván xẻ và công nghệ xẻ (xẻ suốt hay xẻ hộp).

9) Hệ thống điều khiển trung tâm cho toàn bộ quá trình tự động hóa dây chuyền

Hệ thống điều khiển của dây chuyền được phân thành hai tầng: Tầng thứ nhất là bộ giám sát, điều khiển trung tâm, tầng thứ hai là các modul điều khiển thứ cấp bao gồm: modul điều khiển hệ thống cấp liệu, modul tính toán lập bản đồ xẻ tối ưu, modul điều khiển xoay trở gỗ, modul di chuyển xe goòng theo chiều dọc, modul di chuyển gỗ theo chiều ngang (chiều dày tấm ván), modul điều khiển hệ thống xẻ lại, modul điều khiển cánh tay bốc. Chương trình điều khiển của từng bộ điều khiển thứ cấp được lập trình và nạp vào bộ nhớ của các bộ điều khiển. Chương trình quản lý giám sát được nạp vào bộ nhớ của hệ thống điều khiển trung tâm để điều khiển toàn bộ hoạt động của dây chuyền. Tùy thuộc vào quy trình công nghệ mong muốn mà người dùng lựa chọn chương trình điều khiển hoặc thiết lập các thông số tương ứng. Hệ thống điều khiển giám sát trung tâm sẽ dựa trên các thiết lập này để gửi tín hiệu điều khiển phù hợp tới các hệ thống điều khiển thứ cấp để vận hành dây chuyền nhằm đạt được yêu cầu mong muốn.

10) Hệ thống tự động thu gom phế liệu và xử lý môi trường

Toàn bộ phế liệu, bia bấp sau khi xẻ được hệ thống thu lại một nơi, phế liệu có thể đưa đến hệ thống băm dăm để sản xuất bột giấy hoặc sản xuất ván nhân tạo hoặc làm nhiên liệu, toàn bộ mùn cưa được thu gom lại để làm nhiên liệu. Sử dụng quạt hút kết hợp xyclon để hút và thu gom mùn cưa và bụi trong quá trình xẻ.

8.3. Cơ sở lý thuyết thiết lập bản đồ xẻ

8.3.1. Nguyên liệu xẻ

8.3.1.1. Khái niệm

Nguyên liệu cho ngành công nghiệp xẻ là các loại gỗ tròn đảm bảo một số yêu cầu nhất định. Như vậy, không phải tất cả các loại gỗ tròn đều được sử dụng làm nguyên liệu cho quá trình xẻ, mà chỉ một số loại gỗ tròn thỏa mãn một số yêu cầu về chất lượng theo quy định mới được làm nguyên liệu xẻ.

8.3.1.2. Kích thước cơ bản của gỗ tròn

Đường kính: Căn cứ vào 3 dạng cơ bản của mặt cắt ngang cây gỗ gồm hình tròn, hình ôvan, hình dạng bất kỳ để đưa ra khái niệm đối với đường kính gỗ tròn. Đường kính gỗ tròn không kể vỏ, đơn vị cm.

- Đối với gỗ tròn: đường kính là trị trung bình cộng của hai đường kính vuông góc với nhau được đo ở đầu nhỏ nhất của khúc gỗ.

- Đối với gỗ tròn có mặt cắt ngang ôvan: đường kính là trị trung bình cộng của hai đường kính lớn nhất và nhỏ nhất được đo ở đầu nhỏ khúc gỗ.

- Đối với gỗ tròn có hình dạng mặt cắt ngang không có quy luật (biên ngoài thân gỗ lồi, lõm): đường kính là đường kính nhỏ nhất được đo ở đầu nhỏ khúc gỗ.

Chiều dài: Khúc gỗ tròn có thể thẳng hoặc cong, mặt đầu gỗ có thể vuông hay không vuông với trục dọc khúc gỗ nhưng chiều dài khúc gỗ tròn được xác định là khoảng cách ngắn nhất giữa hai mặt đầu khúc gỗ được tính bằng m và có độ chính xác đến $0,01 m$.

8.3.1.3. Khuyết tật của gỗ

Khuyết tật gỗ là những đặc điểm ảnh hưởng xấu đến chất lượng gỗ, từ đó ảnh hưởng không tốt đến quá trình sản xuất và sử dụng sản phẩm gỗ.

Khuyết tật tự nhiên của gỗ tròn:

Mắt gỗ

Mắt là dấu vết còn lại của cành trên thân cây. Có hai dạng mắt gỗ:

- Mắt liền: là mắt mà phần gỗ của nó được liên kết chặt chẽ với gỗ xung quanh.
- Mắt rời: là mắt mà phần gỗ của chúng liên kết không chặt chẽ hoặc không liên kết với gỗ xung quanh.

Ảnh hưởng của mắt được xác định theo công thức:

$$M = \frac{d_M}{d}, (\%) \quad (8.1)$$

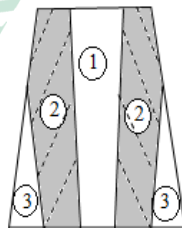
Trong đó :

M : Số phần trăm đường kính mắt gỗ chiếm trong cây gỗ;

d_M : Đường kính mắt gỗ;

d : Đường kính gỗ tròn.

Để nhận biết về mắt, ta lưu ý các đặc điểm sau: Màu sắc gỗ tại mắt khác với màu gỗ bao quanh mắt. Thớ của gỗ bao quanh mắt khác với thớ gỗ xung quanh và liên kết giữa mắt với gỗ xung quanh yếu hơn.



Hình 8.4. Sự phân bố mắt gỗ trong thân cây
1. vùng mắt sống; 2. vùng mắt chết; 3. vùng không mắt

Đọc theo chiều dài cây gỗ, đường kính nhỏ dần từ gốc đến ngọn, số lượng mắt gỗ càng nhiều và đường kính mắt càng lớn, lõi gỗ bé dần. Sự phân bố mắt gỗ trong thân cây được mô tả trong hình 8.4. Đường kính mắt gỗ to nhất thường tập trung vào đoạn giữa thân cây.

Thớ vắn

Thớ gỗ là hướng của trục dọc tế bào gỗ so với trục dọc của thân cây gỗ. Gỗ có thớ gỗ thẳng là gỗ có thớ song song với trục của thân cây. Một số loại gỗ, do tính chất của loài hoặc do điều kiện tự nhiên của quá trình sinh trưởng mà thớ gỗ không song song với trục thân cây (thớ chéo). Quá trình xẻ đối với gỗ thớ không thẳng sẽ nhận được sản phẩm ván dễ cong vênh, tuy nhiên bề mặt ván sẽ tạo vân đẹp.

Gỗ chưa thành thực

Là loại gỗ trong khoảng thời gian 5 ÷ 15 năm đầu tiên của quá trình sinh trưởng đầu tiên của cây. Đối với gỗ chưa thành thực: tế bào gỗ ngắn, vách tế bào mỏng, khối lượng riêng nhỏ và độ bền thấp, co rút gấp 10 lần dọc thớ so với gỗ thành thực. Đối với gỗ cây lá kim, khối lượng thể tích thấp hơn 10-15% so với gỗ thành thực.

Gỗ phản ứng

Trong quá trình sinh trưởng, cây có những biến đổi thích nghi với điều kiện sống. Chẳng hạn như các cây sống ở ven suối, sườn đồi, do mặt đất nghiêng dẫn đến cây mọc nghiêng. Trong khi đó cây luôn có xu hướng mọc thẳng dẫn đến gỗ có hiện tượng bị kéo hoặc nén ở một bên. Do tác động của trọng lực dẫn đến cấu tạo của cây thay đổi, do vậy thành phần hóa học và cơ học của cây thay đổi để phù hợp. Hiện tượng này được gọi là gỗ phản ứng.

Gỗ phản ứng đối với cây lá kim và lá rộng có khác nhau: Cây lá kim thường tạo ra gỗ bị nén và tâm gỗ lệch về phía bị kéo, còn cây lá rộng thường tạo ra gỗ bị kéo và tâm gỗ lệch về phía bị nén.

Ứng suất sinh trưởng

Hầu hết các loài cây đều có ứng suất sinh trưởng. Đối với loài cây mọc chậm thì ứng suất sinh trưởng không đáng kể. Đối với loài cây mọc nhanh thì ta phải kể đến ứng suất sinh trưởng trong quá trình thực hiện xẻ gỗ.

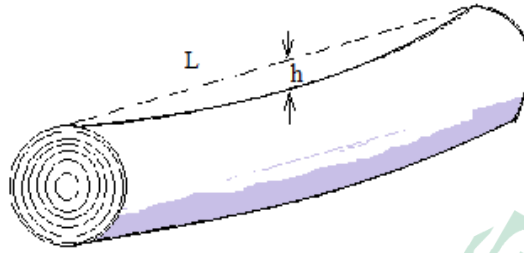
Ứng suất sinh trưởng xuất hiện khi vùng gỗ sớm muốn giữ lại hình dáng ban đầu và vùng gỗ muộn lại có xu hướng phát triển theo hướng xuyên tâm (tăng đường kính). Ứng suất sinh trưởng làm cho gỗ xẻ co rút, dẫn nở khác nhau giữa vùng sớm và vùng muộn, dẫn đến hiện tượng nứt sản phẩm.

Gỗ dác và lõi

Do khối lượng riêng của gỗ dác và gỗ lõi khác nhau dẫn đến cơ tính của chúng khác nhau. Đặc điểm này cần chú ý nhiều khi lập bản đồ xẻ để hạn chế sự nứt và cong vênh của sản phẩm ván xẻ.

Độ cong

Gỗ cong sẽ có phần gỗ kéo và phần gỗ nén, do vậy sẽ gây khó khăn cho quá trình xẻ gỗ và làm giảm tỷ lệ lợi dụng gỗ (hình 8.5).



Hình 8.5. Xác định độ cong khúc gỗ

Độ cong của khúc gỗ được xác định theo công thức: $f = \frac{h}{L}$, (%) (8.2)

Trong đó:

h : Độ võng lớn nhất của khúc gỗ;

L : Độ dài dây cung nối hai đầu khúc gỗ cong.

Độ thon

Trong quá trình sinh trưởng, để phù hợp với các điều kiện tự nhiên, đường kính cây gỗ nhỏ dần từ gốc đến ngọn. Hiện tượng này gọi là độ thót ngọn. Độ thót ngọn làm thay đổi chất lượng gỗ, làm giảm tỷ lệ lợi dụng gỗ, nhưng nó lại làm cho bề mặt có vân thớ đẹp (hình 8.6).

Độ thót ngọn được tính theo công thức: $S = \frac{D-d}{L}$, (%) (8.3)

Trong đó:

D, d : Đường kính đầu lớn, đầu nhỏ của khúc gỗ;

L : Chiều dài khúc gỗ.



Hình 8.6. Xác định độ thon khúc gỗ

Bạnh vè

Bạnh vè làm cho tiết diện ngang của gỗ có hình dạng lồi lõm không theo một quy luật nào. Trước khi xẻ cần loại bỏ bạnh vè hoặc cần chú ý để lập bản đồ xẻ phù hợp.

Khuyết tật phát sinh của gỗ tròn

Mốc xanh

Mốc xanh làm biến màu và giảm nhanh tính chất cơ học của gỗ.

Mục

Gỗ mục do nấm phá hoại. Mục có hai loại: mục nâu và mục trắng.

- Mục nâu: Nấm ăn hết xenlulo và hemi xenlulo, chỉ còn lại lignin nên gỗ có màu nâu. Với loại mục này, tính chất cơ lý của gỗ bị giảm sút nghiêm trọng.
- Mục trắng: Gỗ bị nấm ăn hết lignin nên gỗ có màu trắng.

Mức độ mục được xác định theo chiều dài: $m_l = \frac{l_m}{L}, (\%)$ (8.4)

Trong đó:

m_l : Mức độ mục theo chiều dài;

l_m : Chiều dài phần gỗ mục;

L : Chiều dài khúc gỗ.

Mức độ mục xác định theo chiều sâu: $m = \frac{b}{D}, (\%)$

Trong đó:

m : Mức độ mục theo chiều hướng tâm;

b : Chiều sâu phần gỗ mục;

D : Đường kính gỗ tròn.

8.3.2. Tỷ lệ thành khí

Tỷ lệ thành khí là tỷ số giữa thể tích gỗ xẻ (bao gồm cả sản phẩm chính và sản phẩm phụ) và thể tích gỗ tròn đem xẻ trong cùng điều kiện.

$$P = \frac{v}{v_0}, \% \quad (8.5)$$

Trong đó:

V_0 : Thể tích gỗ tròn đưa vào xẻ;

V : Thể tích sản phẩm xẻ thu được.

Gỗ tròn có tính chất không đồng nhất, bất đẳng hướng và có khuyết tật. Do đó, cần phải căn cứ vào loại gỗ, chủng loại, loại khuyết tật, kích thước của gỗ xẻ để quyết định phương pháp xẻ, vị trí của mạch xẻ và trình tự tiến hành mạch xẻ cho các phương pháp xẻ khác nhau để đạt được tỷ lệ thành khí lớn nhất có thể.

8.3.3. Bản đồ xẻ

Bản đồ xẻ (sơ đồ xẻ) là tập hợp các ký hiệu (bằng chữ, bằng số hoặc các ký hiệu khác) nhằm thể hiện kích thước sản phẩm xẻ, phương pháp xẻ và trình tự xẻ. Mục tiêu của lập bản đồ xẻ là để giúp đạt được sản phẩm xẻ đáp ứng được yêu cầu đề ra, đồng thời đạt được tỷ lệ thành khí, tỷ lệ lợi dụng và năng suất xẻ cao.

8.3.3.1. Các căn cứ để xác lập bản đồ xẻ

- Sản phẩm xẻ: Sản phẩm xẻ có ảnh hưởng quyết định đến việc lập bản đồ xẻ. Các loại ván xẻ hiện nay thường đã được quy cách hóa, do đó khi lập bản đồ xẻ cần căn cứ vào loại sản phẩm, yêu cầu chất lượng và kích thước sản phẩm.
- Nguyên liệu: Nguyên liệu có ảnh hưởng lớn đến việc lập bản đồ xẻ và tỷ lệ thành khí trong đó khi lập bản đồ xẻ cần chú ý đến kích thước gỗ và các khuyết tật của gỗ, đặc biệt là các khuyết tật không nhìn thấy nhưng có tác động lớn đến chất lượng sản phẩm như các loại gỗ phản ứng, gỗ có ứng suất sinh trưởng.
- Thiết bị xẻ: Hiện nay có nhiều thiết bị xẻ có thể thực hiện được công đoạn xẻ phá như hệ thống xẻ gỗ tự động, cưa vòng nằm, cưa đĩa, cưa sọc... Mỗi loại thiết bị xẻ chỉ phù hợp với một vài phương pháp xẻ khác nhau, do đó cần căn cứ vào thiết bị xẻ để lập bản đồ xẻ phù hợp.
- Ngoài ra, cần căn cứ vào mục tiêu của việc xẻ gỗ là đạt tỷ lệ thành khí cao nhất hay hiệu quả kinh tế cao nhất để lập bản đồ xẻ phù hợp. Trong một số trường hợp, do giá thành của các loại ván khác nhau nên có thể theo một bản đồ xẻ nào đó có tỷ lệ thành khí không cao nhất nhưng lợi nhuận thu về lại cao nhất. Điều này cần đặc biệt chú ý khi xẻ bằng hệ thống xẻ tự động, khi đó hệ thống sẽ căn cứ vào nguyên liệu gỗ đưa vào và giá thành của các loại sản phẩm ván xẻ để lập và so sánh đưa ra bản đồ xẻ tối ưu nhất.

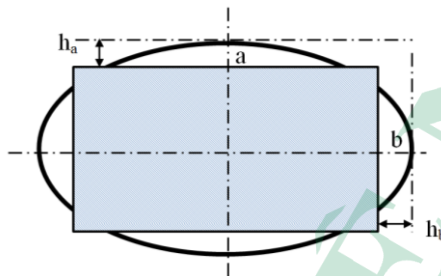
8.3.3.2. Phương pháp lập bản đồ xẻ

Để thiết lập bản đồ xẻ có thể sử dụng các công thức toán học mô tả mối quan hệ giữa kích thước của khúc gỗ, tỷ lệ thành khí và kích thước ván xẻ cho các phương pháp xẻ khác nhau. Tuy nhiên, mỗi khúc gỗ có kích thước, đặc điểm và khuyết tật khác nhau nên cần phải xác định kích thước, đặc điểm và các khuyết tật của từng khúc gỗ để có các thông tin cần thiết cho việc lập bản đồ xẻ. Có thể căn cứ vào các loại sản phẩm ván yêu cầu mà lên các phương án khác nhau cho từng cấp kính, sau đó lựa chọn phương án tối ưu nhất về tỷ lệ thành khí hoặc lợi nhuận.

Quá trình lập bản đồ xẻ có thể được thực hiện bằng các phần mềm tính toán và các công cụ đồ họa (đối với các hệ thống xẻ tự động) hoặc có thể lập bản đồ xẻ bằng phương pháp thủ công thiết lập bản đồ xẻ ngay trên đầu nhỏ khúc gỗ và trên các tấm ván khi rọc rìa.

Đối với phương pháp xẻ hộp:

Trong trường hợp tổng quát, khúc gỗ có dạng hình elip với các bán trục là a và b , vấn cho phép lẹm cạnh $\beta\%$. Để tỷ lệ thành khí lớn nhất thì chiều dày của phần bìa bấp h_a và h_b cần xẻ để tạo hộp được xác định như sau (hình 8.7):



Hình 8.7. Sơ đồ xác định vị trí rọc rìa khi xẻ hộp

$$h_a = a \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + (1 - \beta)^2}} \right) \quad (8.6)$$

Hoặc:
$$h_b = b \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + (1 - \beta)^2}} \right) \quad (8.7)$$

Trong trường hợp tiết diện khúc gỗ là hình tròn và không cho phép nẹm cạnh thì để phần hình hộp có tỷ lệ thành khí cao nhất ta xẻ hộp có chiều cao mạch xẻ khi xẻ phần bìa bấp để tạo hộp được xác định:

$$H = 0,71d \quad (8.8)$$

Trong đó: d là đường kính khúc gỗ.

Số lượng tấm ván hoặc chiều dày tấm ván được xác định như sau:

$$n = \frac{H + e}{t + e}$$

Hoặc
$$t = \frac{H - n \cdot e + e}{n} \quad (8.9)$$

Trong đó:

n : Số tấm ván cần xẻ;

t : Chiều dày tấm ván;

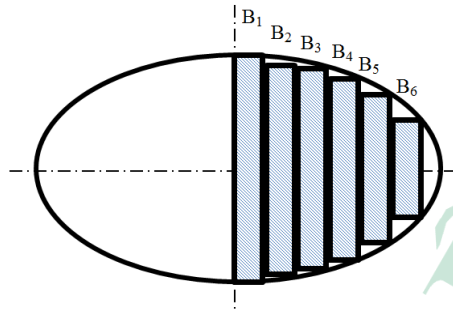
e : Chiều dày mạch xẻ.

Từ các công thức (8.9) cho thấy đối với một khúc gỗ nhất định được xẻ trên một thiết bị nào đó, khi biết số tấm ván xẻ n sẽ xác định được chiều dày ván xẻ t , ngược lại khi biết chiều dày ván xẻ t ta có thể xác định ngay được số tấm ván xẻ n .

Khi xẻ ván từ bìa bấp của phương pháp xẻ hộp, tấm chiều dày ván đầu tiên của phần bìa bấp đầu tiên có kích thước $0,1 d$ và chiều rộng $0,43 d$. Đối với các tấm ván tiếp theo có chiều dày lần lượt là $0,084 d, 0,08 d \dots$

Đối với phương pháp xẻ suốt:

Trong trường hợp xẻ các tấm ván có chiều dày giống nhau trên cùng một cây gỗ thì cần phải xác định loại chiều dày ván và số lượng tấm ván cho từng cấp kính. Sau đó xác định bề rộng của từng tấm ván như sau:



Hình 8.8. Phương pháp xẻ suốt với số tấm ván chẵn

Trong trường hợp số tấm ván là số chẵn, bề rộng của tấm ván thứ k được xác định theo công thức:

$$B_k = \sqrt{d^2 - (2k \cdot t + (2k - 1)e)^2} \quad (8.10)$$

Trong đó:

t : Chiều dày tấm ván;

e : Chiều rộng mạch xẻ

k : Số thứ tự tấm ván, $k = 1, 2, \dots, n$

Trong trường hợp số tấm ván là số lẻ, bề rộng của tấm ván thứ k được xác định theo công thức:

$$B_k = \sqrt{d^2 - (2(k + 1) \cdot t + 2k \cdot e)^2} \quad (8.11)$$

Trong đó:

t : Chiều dày tấm ván;

e : Chiều rộng mạch xẻ;

k : Số thứ tự tấm ván, $k = 0, 1, 2, \dots, n$.

Khi đã biết các đại lượng B , t , e tiến hành xác định tổng diện tích tiết diện ngang F của sản phẩm của các phương án khác nhau cho một cấp kính nào đó. Sau đó chọn phương án có F lớn nhất hoặc chọn phương án có tổng lợi nhuận lớn nhất.

Khi xẻ suốt với chiều dày các tấm ván khác nhau. Do cấu tạo và tính chất không đồng nhất của gỗ từ lõi ra ngoài nên khi lập bản đồ xẻ cho phương pháp xẻ suốt cần dựa vào nguyên lý ván càng gần tâm thì chiều dày ưu tiên phải càng lớn, ngược lại càng xa tâm thì chiều dày ván có thể càng bé.

8.4. Xây dựng hệ thống tự động lập bản đồ xẻ tối ưu

8.4.1. Thuật toán tối ưu tỷ lệ thành khí khi lập bản đồ xẻ

Thuật toán tối ưu tỷ lệ thành khí là xác định tỷ lệ thành khí cho mỗi sự lựa chọn phương pháp xẻ, sau đó đem so sánh với nhau. Phương án xẻ tối ưu được chọn có tỷ lệ thành khí đạt giá trị lớn nhất trong các phương án chọn tính toán. Khi lập bản đồ mạch xẻ tối ưu cho dây chuyền xẻ tự động thường thực hiện với các điều kiện sau:

- Tiết diện ngang của khúc gỗ phần ngọn có dạng hình elip với độ dài các bán trục lớn và nhỏ, (nếu thiết diện tròn thì các bán trục bằng nhau).
- Tính toán tối ưu tỷ lệ thành khí cho sản phẩm gỗ ván đã sạch rìa hoặc lẹm cạnh.
- Lựa chọn tối đa hai loại ván có chiều dày khác nhau trong số n cỡ ván khác nhau (các kích cỡ sản phẩm theo yêu cầu) để áp dụng xẻ trong một khúc gỗ.

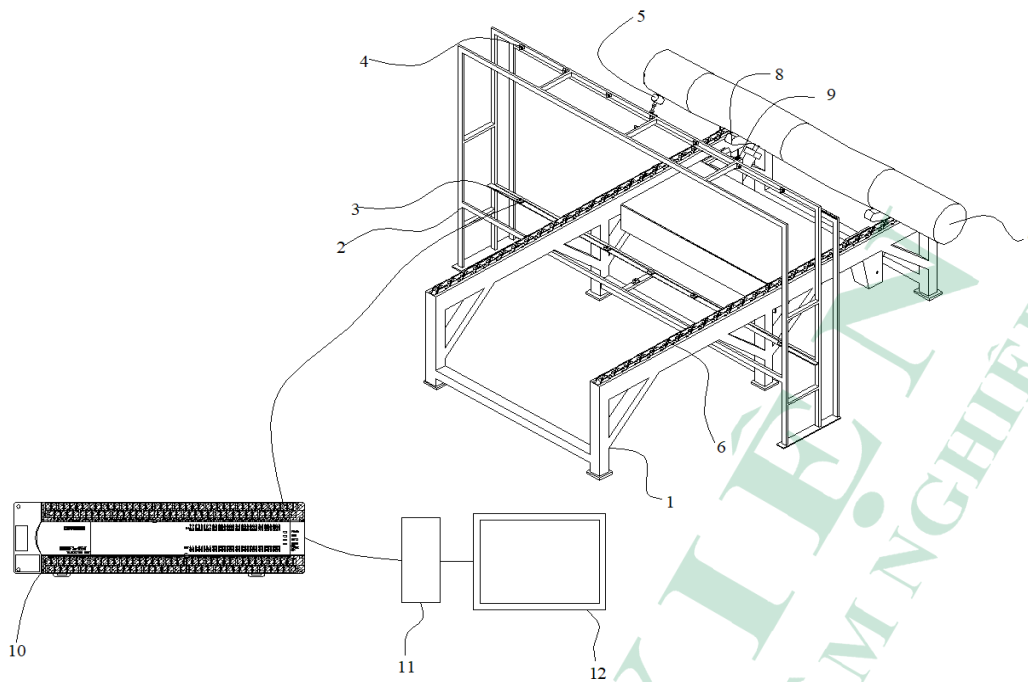
Trong ba phương pháp xẻ là xẻ hộp, xẻ suốt và xẻ xuyên tâm có đặc điểm chung là có hai vùng xẻ trên một thiết diện mặt cắt ngang. Do vậy, trên mỗi vùng xẻ ta có thể chọn kích thước ván (độ dày của ván) trong số kích thước yêu cầu. Nếu sản phẩm ván yêu cầu có n số kích cỡ khác nhau thì trên mỗi thiết diện mặt cắt ngang ta có n^2 lựa chọn kích cỡ để xẻ ván.

8.4.2. Mô hình hệ thống lập bản đồ xẻ tự động

Công việc đầu tiên trước khi xẻ khúc gỗ đó là phải xác định được hình dạng kích thước khúc gỗ trước khi đưa vào xẻ bao gồm đường kính cây gỗ, độ cong, độ thót ngọn, độ dẹt, các cây gỗ khác nhau có kích thước và hình dạng khác nhau do vậy mỗi cây gỗ trước khi đưa vào xẻ cần phải xác định hình dạng, độ thót ngọn, độ cong và đường kính thân cây.

Trong công nghệ xẻ gỗ tự động thì trước khi tiến hành xẻ gỗ thì cần thiết phải lập bản đồ xẻ tối ưu, muốn lập bản đồ xẻ tối ưu được thì cần thiết phải xác định hình dạng và kích thước khúc gỗ đưa vào xẻ. Hiện nay ở Việt Nam việc xác định hình dạng và kích thước khúc gỗ chủ yếu bằng thước mét, đo bằng thủ công từng cây một, nên không đáp ứng được yêu cầu xẻ gỗ tự động. Do vậy việc xác định hình dạng kích thước khúc gỗ phải được thực hiện bằng tự động hóa, số liệu sau khi xác định được là đầu vào cho phần mềm tự động tính toán lập bản đồ xẻ tối ưu. Mô hình hệ thống tự động xác định hình dạng và kích thước khúc gỗ tròn được thể hiện trên hình 8.9.

Băng tải xích cấp liệu tự động gồm có khung băng tải (1), xích tải (6) để di chuyển khúc gỗ với vận tốc không đổi, để vận tốc xích tải không đổi thì động cơ kéo xích tải hoạt động thông qua biến tần, trên băng tải xích có lắp khung thép (2), trên khung thép (2) có lắp 8 bộ thu phát tia Laser trong đó đầu phát (4) đặt phía trên khúc gỗ, đầu thu (3) đặt dưới khúc gỗ. Trên khung (2) còn lắp đầu quét laser (5), đầu quét laser (5) di chuyển dọc theo chiều dài khúc gỗ nhờ hệ thống thanh trượt và động cơ điện. Trong 8 bộ thu phát laser có 2 bộ thu phát Laser được bố trí cách nhau một khoảng cố định 300 mm (bằng đường kính nhỏ nhất của khúc gỗ đầu vào hệ thống xẻ tự động), 2 bộ thu phát laser này có chức năng lấy mẫu tín hiệu vận tốc.



Hình 8.9. Mô hình hệ thống tự động xác định hình dạng kích thước khúc gỗ

- | | |
|--|---|
| 1. Khung băng tải xích cấp liệu tự động; | 7. Khúc gỗ; |
| 2. Khung lắp cảm biến laser; | 8. Cơ cấu nâng gỗ vào xe gòong; |
| 3. Đầu thu cảm biến laser; | 9. Hệ thống di chuyển đầu quét tia laser; |
| 4. Đầu phát cảm biến laser; | 10. Bộ vi điều khiển PLC; |
| 5. Ht quét tia laser; | 11. Máy vi tính; |
| 6. Xích tải di chuyển khúc gỗ; | 12. Màn hình điều khiển trung tâm. |

Các cặp laser khác được bố trí ở 6 điểm khác nhau, được gắn trên giá đỡ với khoảng cách 1500 mm có chức năng xác định đường kính mặt cắt ngang của khúc gỗ tại các điểm khác nhau. Giá đỡ để lắp cảm biến laser có thể dịch chuyển trong rãnh trượt, do vậy các vị trí để xác định đường kính gỗ có thể thay đổi tùy thuộc vào yêu cầu của việc lập bản đồ xẻ và kích thước chiều dài của các khúc gỗ khác nhau. Khi khúc gỗ di chuyển trên băng tải cấp liệu để vào hệ thống vạm kẹp gỗ, khúc gỗ quét qua tia laser, đồng thời đầu quét laser (5) quét toàn bộ chiều dài và chu vi khúc gỗ, tín hiệu quét được truyền về bộ vi xử lý PLC (10).

Hệ thống cảm biến laser và đầu quét laser được kết nối với bộ vi xử lý PLC, hệ thống PLC kết nối với máy tính và màn hình hiển thị HMI, để hệ thống hoạt động cần có chương trình tính toán xác định đường kính khúc gỗ và biên dạng khúc gỗ, chương trình này được đưa vào bộ vi xử lý từ máy tính.

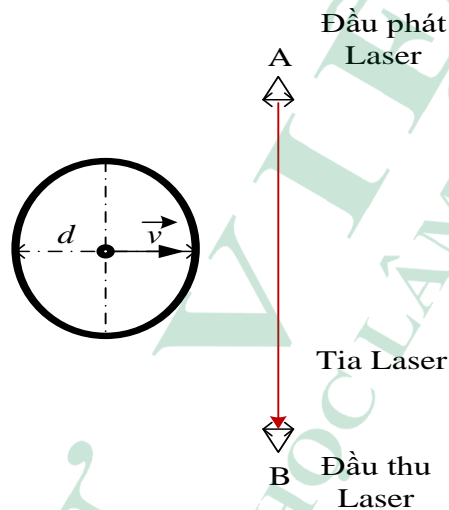
8.4.3. Thiết lập hệ thống tự động lập bản đồ xẻ tự động

8.4.3.1. Nguyên lý xác định đường kính khúc gỗ

Từ yêu cầu đầu vào của hệ thống quét hình dạng, kích thước mặt cắt ngang khúc gỗ là các khúc gỗ hình trụ có thông số về chiều dài khúc gỗ xẻ l_{max} và đường kính bất kỳ trong

phạm vi nhất định, hệ thống tự động lập bản đồ sẽ giải quyết vấn đề đo kích thước mặt cắt ngang khúc theo nguyên lý như hình 8.10.

Khúc gỗ có đường kính d (thông số cần xác định), chuyển động theo phương ngang với vận tốc không đổi v ($v = \text{const}$). Một bộ thu phát laser, đầu phát đặt ở vị trí A và đầu thu được đặt tại vị trí B. Khi khúc gỗ chưa đi qua đường thẳng nối hai điểm A và B, tia laser chưa bị gỗ làm đứt đoạn, lúc này đầu thu vẫn thu tín hiệu bình thường. Khi gỗ cắt qua đường thẳng AB, tia laser bị đứt đoạn, lúc này đầu thu sẽ không thu được tia sáng laser. Khi khúc gỗ đi qua đường thẳng nối hai điểm A và B, tia laser không bị đứt đoạn, lúc này đầu thu lại nhận được tín hiệu laser.



Hình 8.10. Nguyên lý đo đường kính khúc gỗ sử dụng tia laser

Nếu ta đo được khoảng thời gian mất tín hiệu của tia laser t , thì đường kính khúc gỗ được xác định theo công thức sau:

$$d = v.t \text{ [cm]}$$

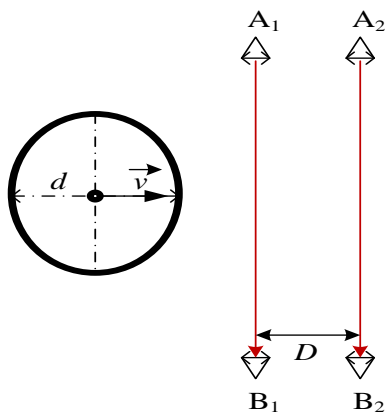
Trong đó:

d : Đường kính khúc gỗ [cm];

v : Vận tốc khúc gỗ [cm/s];

t : Thời gian di chuyển khúc gỗ [s].

Để xác định đường kính khúc gỗ theo công thức trên cần phải biết giá trị của vận tốc v chuyển động theo phương ngang của khúc gỗ và là vận tốc chuyển động đều. Điều này sẽ gây khó khăn trong quá trình điều khiển thực tế vì dây chuyền xẻ gỗ tự động trong thực tế có vận tốc chuyển động ngang được tạo ra bởi bộ phận cấp liệu tự động, vận tốc này thay đổi phụ thuộc vào tải, hoặc sự tác động của các nhiễu bên ngoài lên trục chuyển động của băng truyền. Để giải quyết vấn đề này cần tính đến phương án lấy mẫu tín hiệu vận tốc ngang v , do vậy nguyên lý đo đường kính được thay đổi như hình 8.11.



Hình 8.11. Nguyên lý đo đường kính khúc gỗ bằng laser thông qua tín hiệu tốc độ

Sử dụng hai bộ thu phát laser đặt trên hai đường thẳng A_1B_1 và A_2B_2 . Khoảng cách giữa hai đường thẳng là D được cho trước và không đổi khi lắp đặt thiết bị. Gọi Δt là khoảng thời gian từ khi đầu thu B_1 mất tín hiệu đến khi đầu thu B_2 mất tín hiệu. Và t là khoảng thời gian mà đầu thu B_2 mất tín hiệu. Khi đó, đường kính của khúc gỗ tại một điểm được xác định theo công thức sau:

$$d = vt = \frac{D}{\Delta t} t$$

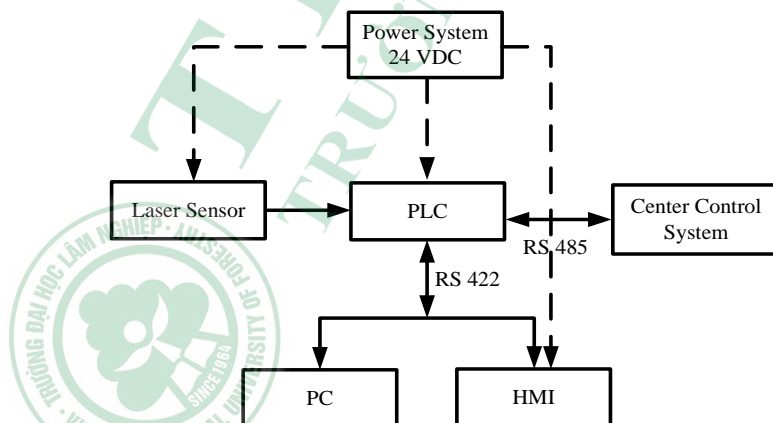
Trong đó:

D : Khoảng cách giữa hai đường thẳng A_1B_1 và A_2B_2 [cm];

Δt : Thời gian khúc gỗ đi từ A_1B_1 đến A_2B_2 [s].

8.4.3.2. Thiết lập hệ thống thu thập và xử lý dữ liệu

Hệ thống thu thập và xử lý tín hiệu được mô tả như trên sơ đồ hình 8.12. Hệ thống nguồn một chiều 24 V (Power system 24 VDC) có chức năng cung cấp nguồn một chiều nuôi hệ thống cảm biến laser, màn hình hiển thị HMI, cung cấp tín hiệu 24V cho đầu ra PLC. Hệ thống cảm biến Laser đưa tín hiệu dạng ON/OFF (0/24 VDC) về các cổng Input của PLC.



Hình 8.12. Hệ thống thu thập, xử lý và hiển thị dữ liệu

Thiết bị PLC có 2 nhiệm vụ: Thứ nhất là tính toán các đường kính d_1 , d_2 , d_3 và d_4 của khúc gỗ, sau đó các dữ liệu về đường kính khúc gỗ sẽ được truyền lên máy tính (PC) hoặc màn hình hiển thị (HMI) để hiển thị hoặc tính toán bản đồ xẻ, chuẩn truyền thông được sử dụng là chuẩn RS422. Thứ hai là truyền thông tin dữ liệu về các giá trị về đường kính với hệ thống điều khiển trung tâm của dây chuyền xẻ tự động, chuẩn truyền thông được sử dụng là chuẩn RS485.

Máy tính (PC) và màn hình (HMI) có chức năng hiển thị các thông số về đường kính gỗ tại 4 điểm đo và hình dạng mặt cắt ngang khúc gỗ.

Lựa chọn cảm biến laser

Cảm biến laser có nhiều loại có thể được lựa chọn. Yêu cầu chung là các cảm biến này được chế tạo cho các ứng dụng công nghiệp, có bộ thu và bộ phát độc lập, tia sáng laser có độ hội tụ cao, đường kính tia laser bé, khả năng chống nhiễu với các nguồn sáng thông thường.

Lựa chọn PLC

Để đáp ứng được yêu cầu, PLC lựa chọn cần phải đáp ứng các yêu cầu sau:

- Có số đầu vào ra I/O phải thỏa mãn cho số lượng bộ thu phát laser của phương án đã chọn và đảm bảo cho việc mở rộng số điểm đo sau này theo yêu cầu phát triển hệ thống.
- Bộ nhớ trong phải đảm bảo và cổng lập trình giao tiếp USB và RS422 để giúp tăng tốc độ lập trình, gỡ lỗi và giám sát.
- Bộ đếm tích hợp phải cho phép kết nối 2 board đồng thời, mở rộng thêm tính năng phụ, tương thích với hầu hết các modul mở rộng thế hệ trước, điều khiển đồng thời nhiều biến tần qua mạng RS485.
- Có chức năng cho phép cài đặt mật khẩu truy cập và phân quyền theo người sử dụng. Ngoài ra cần có kết nối mở rộng thông qua 2 bus bên trái và bên phải cho phép kết nối mở rộng khối chức năng đặc biệt như analog/truyền thông nối mạng để đạt được hiệu suất làm việc tốt hơn.

Một ví dụ về loại PLC đáp ứng được các yêu cầu trên có thể lựa chọn cho hệ thống là PLC mã hiệu FX3G 24MR/ES-A của hãng Mitsubishi. Dòng FX3G PLC được tích hợp bộ nhớ trong lên đến 32Kb bước lệnh cho dòng tiêu chuẩn, tốc độ xử lý một lệnh đơn logic trong thời gian $0.21\mu s$. Việc lập trình trên FX3G dễ hơn nhờ vào đồng thời 2 cổng truyền thông tốc độ cao là RS422 và USB. Còn với dòng FX3G ngõ ra kiểu transistor cho phép phát xung độc lập trên 3 ngõ ra lên đến 100 kHz, được nhà sản xuất tích hợp và cải tiến nhiều tập lệnh điều khiển vị trí.

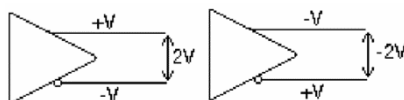
Lựa chọn màn hình hiển thị

Màn hình hiển thị lựa chọn cần đáp ứng các yêu cầu là màn LCD có kích thước tối thiểu 10" và độ phân giải tối thiểu 1024 x 600, bộ nhớ flash tối thiểu 512Mb, hai cổng COM2 và COM3, truyền thông RS-485 2W hỗ trợ MPI 187.5K, hệ thống làm mát không quạt, nguồn tích hợp cách ly quang, bo mạch được phủ kín lớp chống nhiễu và ăn mòn.

Chuẩn truyền thông RS-422, RS-485

Chuẩn RS-422

RS-422 là một chuẩn giao tiếp cân bằng, ngõ vào là các mạch vi sai, tín hiệu được tải trên hai đường dây có logic ngược với nhau, nếu một đường ở logic 1 thì đường kia ở logic 0 và ngược lại, điều này khiến cho giá trị đỉnh - đỉnh của tín hiệu tăng gấp đôi và khả năng loại nhiễu của đường dây tăng cao.



Hình 8.13. Mức điện áp của RS-422

Trên hình 8.13 thấy rằng khi một trong hai ngõ ra là +V thì ngõ ra kia là -V, vậy hiệu hai ngõ ra 2V hoặc -2 V. RS-422 yêu cầu tín hiệu vi sai có biên độ tối thiểu là 2 V. Vận tốc tín hiệu tối đa 10 Mbps khi khoảng cách truyền >12 m và 100 Kbps khi khoảng cách truyền >1200 m.

Chuẩn RS-485

Khi một mạng cần phải truyền các khối nhỏ thông tin trên một khoảng cách dài, RS-485 thường là chuẩn giao tiếp được lựa chọn. Các nút mạng có thể là máy tính các nhân, vi điều khiển hoặc bất kỳ thiết bị có khả năng truyền thông nối tiếp không đồng bộ. So với Ethernet và giao diện mạng khác, phần cứng và giao thức yêu cầu của RS-485 đơn giản và chi phí thấp hơn.

Năm 1983, hiệp hội công nghiệp điện tử (EIA) đã phê duyệt một tiêu chuẩn truyền cân bằng mới gọi là RS-485. Chuẩn này đã được chấp nhận rộng rãi và sử dụng trong công nghiệp, y tế và dân dụng. Có thể coi chuẩn RS-485 là một phát triển của RS-232 trong việc truyền dữ liệu nối tiếp. Những đặc điểm nổi trội của RS-485 là nó có thể hỗ trợ mạng lên tới 32 trạm thu phát trên cùng một đường truyền.

8.4.3.3. Xây dựng chương trình xác định kích thước gổ

a. Kết nối phần cứng PLC

Từ kết quả lựa chọn PLC và các phần cứng khác trong phần trước, các port vào ra I/O của PLC được kết nối theo một sơ đồ nguyên lý (bản vẽ mạch nguyên lý tích hợp hệ thống đo) gồm (ví dụ chọn PLC-FX3G):

Các Port đầu vào

- Port X₀ kết nối với nút ấn làm việc (Run).
- Port X₁ kết nối với nút ấn dừng làm việc (Stop).
- Port X₂ kết nối với nút dừng sự cố, dừng khẩn cấp (Emergency stop).
- Port X₃ kết nối với tín hiệu đo về của cảm biến laser số 1. Cảm biến Laser số 1 và cảm biến Laser số 2 có chức năng lấy mẫu tín hiệu tốc độ.

- Port X₄ kết nối với tín hiệu đo về của cảm biến laser số 2. Chức năng đo đường kính khúc gỗ tại điểm thứ nhất (vị trí 1).
- Port X₅ kết nối với tín hiệu đo về của cảm biến laser số 3. Chức năng đo đường kính khúc gỗ tại vị trí thứ hai (vị trí 2).
- Port X₆ kết nối với tín hiệu đo về của cảm biến laser số 4. Chức năng đo đường kính khúc gỗ tại vị trí thứ ba (vị trí 3).
- Port X₇ kết nối với tín hiệu đo về của cảm biến laser số 5. Chức năng đo đường kính khúc gỗ tại vị trí thứ tư (vị trí 4).

Các Port đầu ra

- Port Y₀ kết nối tín hiệu điều khiển đèn báo chạy (Run).
- Port Y₁ kết nối tín hiệu điều khiển đèn báo dừng (Stop).
- Port Y₂ kết nối tín hiệu điều khiển đèn báo dừng sự cố (Emergency Stop).

Các phần mềm hỗ trợ

Phần mềm GX Developer

PLC Mitsubishi (ví dụ PLC FX3G) dùng phần mềm GX Developer để lập trình. Đây là một hệ thống điều khiển xử lý quá trình theo yêu cầu đo đếm các giá trị đã đạt được xác định nhằm đạt kết quả sản phẩm tốt nhất trong tự động hóa sản xuất công nghiệp. GX Developer sử dụng ngôn ngữ lập trình được ưa chuộng và được dùng phổ biến hơn cả là ngôn ngữ dạng bậc thang dạng ladder.

Phần mềm Autobase


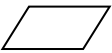
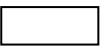
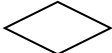

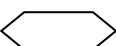

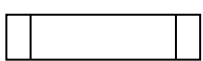
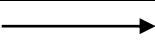
Phần mềm Autobase là phần mềm mã nguồn để thiết kế cho hệ thống thu thập dữ liệu và điều khiển giám sát SCADA (Supervisory Control And Data Acquisition) được Hàn Quốc phát triển cho hệ điều hành windows. Phần mềm này cung cấp thư viện mẫu các đối tượng, nhằm giảm thời gian cho người phát triển. Autobase giám sát và điều khiển thông qua Silverlight không bị hạn chế trên nền tảng và trình duyệt web. Đây là một trong những phần mềm sử dụng trong hệ thống giám sát, điều khiển và thu thập dữ liệu (SCADA/HMI) cho quá trình tự động hóa sản xuất.

b. Xây dựng lưu đồ thuật toán

Các ký hiệu được sử dụng cho lưu đồ thuật toán

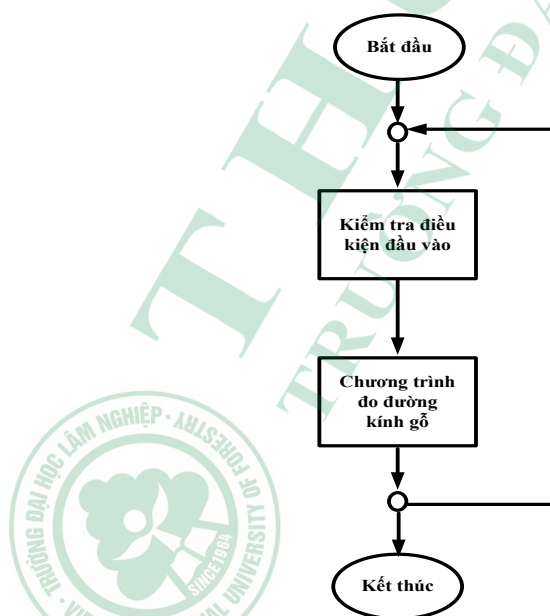
Lưu đồ thuật toán là một loại sơ đồ biểu diễn thuật toán hoặc một quá trình để giải quyết một công việc theo một trình tự logic nhất định. Sơ đồ này thể hiện giải pháp cho một vấn đề nhất định cần giải quyết theo trình tự logic từng bước. Các bước quá trình được hiển thị dưới các hình ký hiệu khác nhau theo các quy tắc được thể hiện như trong Bảng 8.1.

Bảng 8.1. Các ký hiệu sử dụng cho lưu đồ thuật toán

Ký hiệu	Mô tả
	Điểm bắt đầu và chấm dứt thuật toán
	Thao tác nhập hay xuất dữ liệu
	Khối xử lý công việc
	Khối quyết định chọn lựa
	Điểm nối
	Chuẩn bị
	Tập hợp các tập tin dữ liệu
	Khối chương trình con
	Dòng tính toán, thao tác chương trình

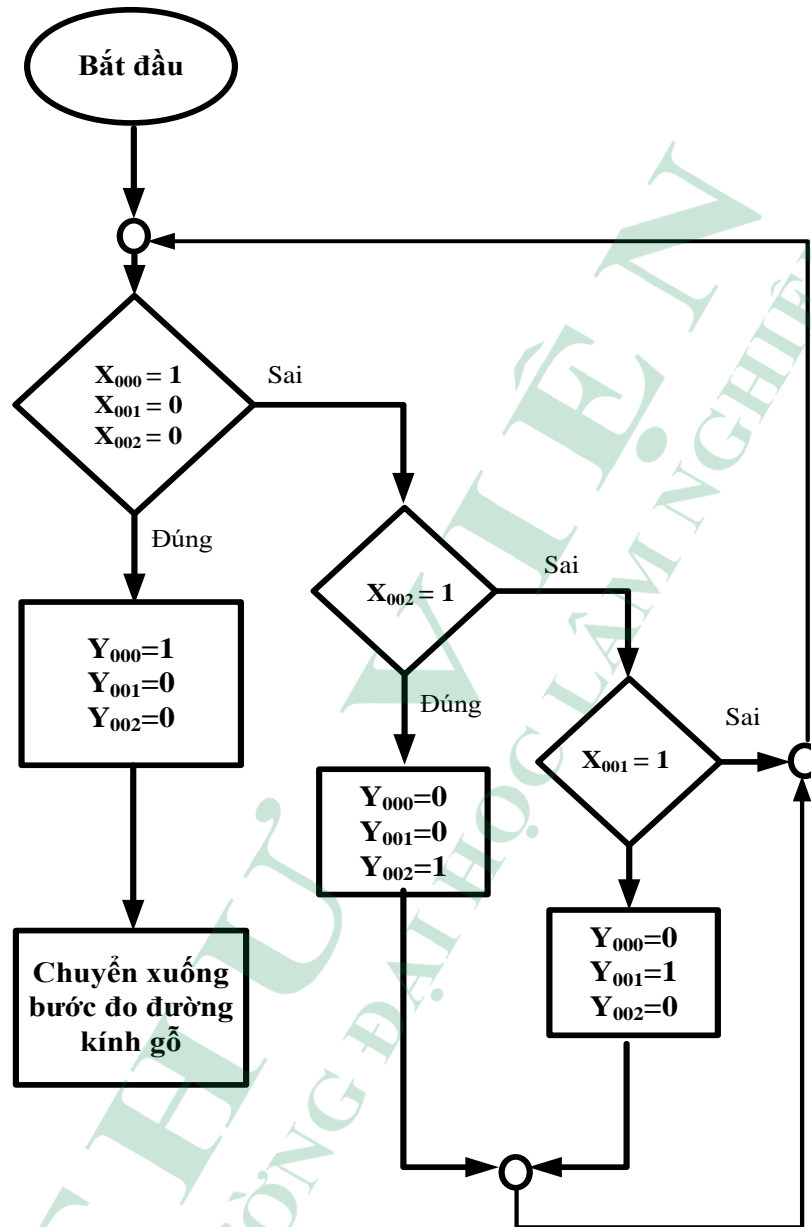
Xây dựng lưu đồ thuật toán cho chương trình đo kích thước khúc gỗ

Chương trình đo đường kính khúc gỗ được mô tả ở trên, đầu tiên PLC tiến hành kiểm tra các điều kiện đầu vào hoạt động, nếu các điều kiện hoạt động đầu vào được thỏa mãn PLC sẽ tiến hành thực hiện chương trình đo đường kính khúc gỗ theo lưu đồ thuật toán như hình 8.4.6. Vòng lặp này được thực hiện liên tục khi điều kiện đầu vào thỏa mãn cho phép PLC hoạt động.



Hình 8.14. Lưu đồ thuật toán chương trình chính

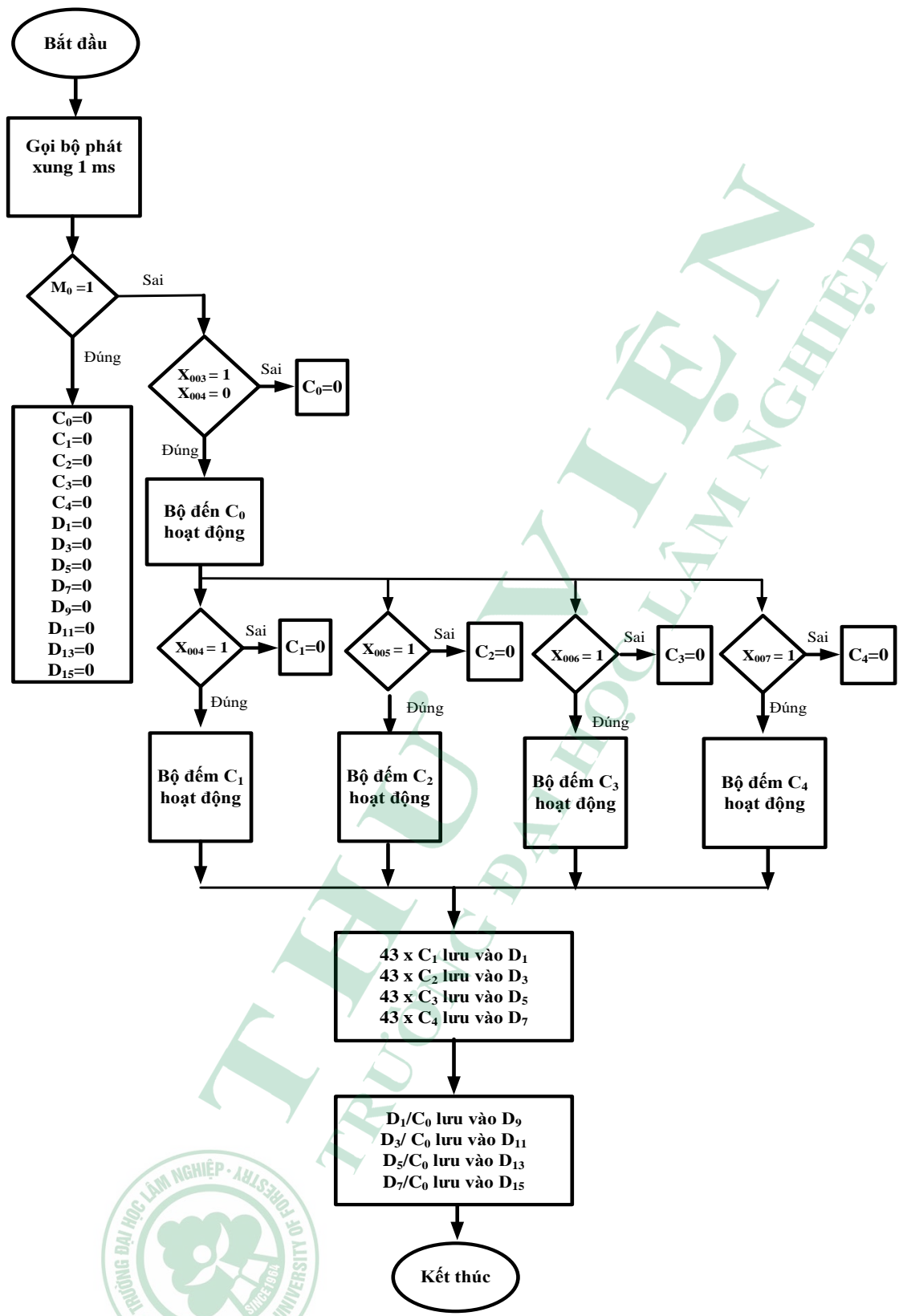
Chương trình kiểm tra điều kiện đầu vào gồm các bước logic như sau (hình 8.15):



Hình 8.15. Lưu đồ thuật toán kiểm tra điều kiện đầu vào

- Đầu tiên PLC kiểm tra điều kiện các nút ấn chạy (Run), dừng (Stop) và nút ấn dừng khẩn cấp khi có sự cố (Emergency stop).

- Nếu có tín hiệu từ nút ấn chạy ($X_{000} = 1$), không có tín hiệu từ nút ấn dừng ($X_{001} = 0$) và không có tín hiệu từ nút ấn dừng khẩn cấp ($X_{002} = 0$); thì đầu ra $Y_{000} = 1$ (đèn Run sáng), $Y_{001} = 0$ (đèn Stop không sáng) và $Y_{002} = 0$ (đèn dừng khẩn cấp không sáng), sau đó chuyển xuống bước tính đường kính khúc gỗ.



Hình 8.16. Lưu đồ thuật toán tính bán kính khúc gỗ

- Nếu có tín hiệu từ nút ấn dừng khẩn cấp ($X_{002} = 1$); thì $Y_{000} = 0$ (đèn Run tắt), $Y_{001} = 0$ (đèn Stop tắt), $Y_{002} = 0$ (đèn Emergency stop sáng). Nếu điều kiện trên sai thì chuyển sang kiểm tra điều kiện tiếp theo.

- Nếu có tín hiệu từ nút ấn dừng ($X_{001} = 1$); thì $Y_{000} = 0$ (đèn Run tắt), $Y_{001} = 1$ (đèn Stop sáng), $Y_{002} = 0$ (đèn Emergency stop tắt). Nếu sai quay về điều kiện ban đầu của chương trình, thực hiện vòng lặp tiếp theo.

- Chương trình đo đường kính khúc gỗ trình bày trên hình 8.16 với các bước logic được thực hiện theo trình tự như sau:

- Đầu tiên PLC gọi bộ phát xung 1ms, thông qua đến số xung tác động chúng ta sẽ biết được thời gian tác động của các cổng đầu vào (thời gian tác động của từng sensor). Ví dụ, thời gian tác động của cảm biến laser khi vật đi qua là 3 ms thì số lượng xung thu được trên bộ đếm counter là 3.

- Nếu có tín hiệu Reset từ máy tính ($M_0 = 1$), thì PLC sẽ Reset các vùng nhớ về 0 ($C_0 = 0$; $C_1 = 0$; $C_2 = 0$; $C_3 = 0$; $C_4 = 0$; $D_1 = 0$; $D_3 = 0$; $D_5 = 0$; $D_7 = 0$; $D_9 = 0$; $D_{11} = 0$; $D_{13} = 0$; $D_{15} = 0$). Ngược lại nếu $M_0 = 0$ thì bước tiếp theo sẽ được thực hiện.

- Nếu $X_{003} = 1$ và $X_{004} = 0$ thì bộ đếm C_0 hoạt động sau đó chuyển xuống bước tiếp theo, ngược lại $C_0 = 0$. Đây là quá trình lấy mẫu tốc độ.

- Nếu $X_{004} = 1$ thì bộ đếm C_1 hoạt động, ngược lại $C_1 = 0$. Đây là quá trình tính thời gian khúc gỗ tại điểm thứ nhất đi qua cảm biến laser thứ 2.

- Nếu $X_{005} = 1$ thì bộ đếm C_2 hoạt động, ngược lại $C_2 = 0$. Đây là quá trình tính thời gian khúc gỗ tại điểm thứ hai đi qua cảm biến laser thứ 3.

- Nếu $X_{006} = 1$ thì bộ đếm C_3 hoạt động, ngược lại $C_3 = 0$. Đây là quá trình tính thời gian khúc gỗ tại điểm thứ 3 đi qua cảm biến laser thứ 4.

- Nếu $X_{007} = 1$ thì bộ đếm C_4 hoạt động, ngược lại $C_4 = 0$. Đây là quá trình tính thời gian khúc gỗ tại điểm thứ 4 đi qua cảm biến laser thứ 5.

- Kích thước khúc gỗ tại điểm thứ nhất được tính theo công thức (8.12) và giá trị lưu vào vùng nhớ D_9 của PLC, kích thước gỗ tại điểm thứ hai được tính theo công thức (8.13) và giá trị lưu vào vùng nhớ D_{11} của PLC, kích thước gỗ tại điểm thứ ba được tính theo công thức (8.14) và lưu vào vùng nhớ D_{13} của PLC. Kích thước gỗ tại điểm thứ tư được tính theo công thức (8.15) và lưu vào vùng nhớ D_{15} của PLC.

$$d_1 = \frac{43.C_1}{C_0} \quad (8.12)$$

$$d_2 = \frac{43.C_2}{C_0} \quad (8.13)$$

$$d_3 = \frac{43.C_3}{C_0} \quad (8.14)$$

$$d_4 = \frac{43.C_4}{C_0} \quad (8.15)$$



8.4.3.4. Phương pháp xác định biên dạng khúc gỗ

a. Xác định kích thước tiết diện ngang cây gỗ

Để xác định kích thước tiết diện ngang cây gỗ tại 7 điểm dọc theo cây gỗ, ta sử dụng bộ cảm biến thu phát laser (ví dụ trong trường hợp này sử dụng bộ cảm biến laser dòng LJ-G5000 của hãng KEYENCE). Cảm biến này xác định giá trị về bán kính tiết diện ngang của cây gỗ tại 7 điểm khi bàn di chuyển đưa cảm biến quét cây gỗ từ trái qua phải.

b. Xác định biên dạng dọc cây gỗ

Việc xác định biên dạng dọc cây gỗ được thực hiện thông qua việc xác định tọa độ theo trục y của biên dạng trên (y_{1a}, \dots, y_{7a}) và biên dạng dưới (y_{1b}, \dots, y_{7b}) của cây gỗ tại 7 điểm (D1, ... D7) khi cây gỗ chuyển động ngang và cắt qua các tia laser của hệ thống laser cố định. Nguyên lý xác định được thể hiện như hình 8.17.

Sử dụng các bộ đếm thời gian t_1 và t_6 của bộ điều khiển PLC để xác định tọa độ các điểm biên dạng trên y_{1a}, \dots, y_{7a} , việc xác định các thời gian như sau: t_1 là thời gian từ khi có tín hiệu Ls1 đến khi có tín hiệu Ls2 (hoặc ngược lại, mang giá trị dương nếu Ls2 có trước Ls1, giá trị âm nếu ngược lại Ls1 có trước Ls2); t_2 là thời gian từ khi có tín hiệu Ls1 đến khi có tín hiệu Ls3 (hoặc ngược lại, giá trị được xác định giống t_1); t_3 là thời gian từ khi có tín hiệu Ls4 đến khi có tín hiệu Ls1 ((hoặc ngược lại, giá trị được xác định giống t_1); t_4 là thời gian từ khi có tín hiệu Ls5 đến khi có tín hiệu Ls1 ((hoặc ngược lại, giá trị được xác định giống t_1); t_5 là thời gian từ khi có tín hiệu Ls6 đến khi có tín hiệu Ls1 (hoặc ngược lại, giá trị được xác định giống t_1); t_6 là thời gian từ khi có tín hiệu Ls7 đến khi có tín hiệu Ls1 (hoặc ngược lại, giá trị được xác định giống t_1).

Sử dụng bộ đếm thời gian t_7 đến t_{12} của PLC để xác định tọa độ các điểm biên dạng dưới y_{1b}, \dots, y_{7b} , việc xác định các thời gian giống như trên nhưng chúng ta dùng thời điểm mất tín hiệu của các cảm biến laser để tính toán, cụ thể t_7 là thời gian từ khi Ls1 mất đến khi Ls2 mất và tiếp tục đến Ls7 mất.

Khi đó nếu trục tọa độ y đặt tại điểm biên dạng dưới ngoài cùng bên trái (tức $Y_{1b} = 0$) thì các vị trí biên dạng cây gỗ được tính như sau:

Tọa độ các điểm biên dạng trên:

$$y_{1a} = r_1$$

$$y_{2a} = r_1 + t_1 * V$$

$$y_{7a} = r_1 + t_6 * V$$

Tọa độ các điểm biên dạng dưới:

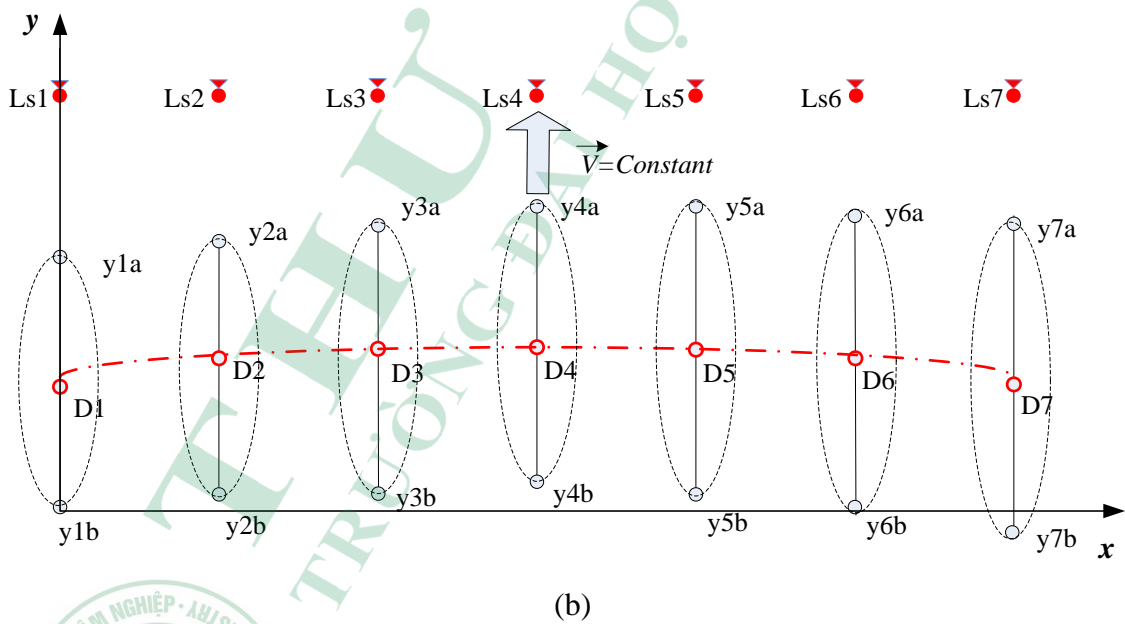
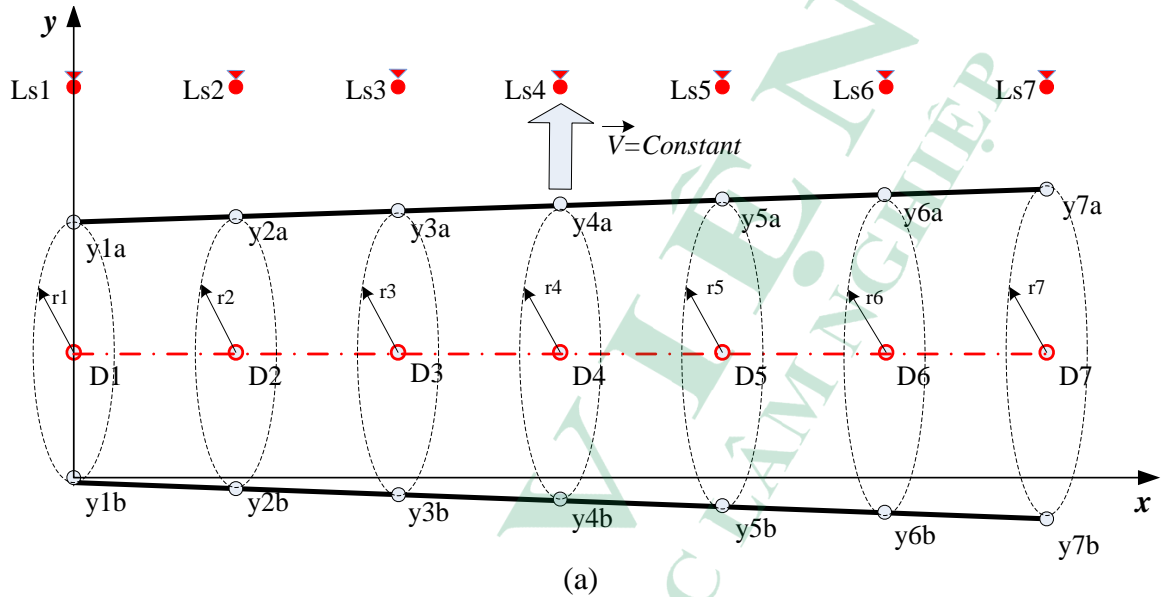
$$y_{2b} = t_7 * V$$

$$y_{7b} = t_{12} * V$$

Trong đó:

V : Vận tốc băng tải vận chuyển gỗ vào hệ thống;

r_i : Bán kính cong cây gỗ tại điểm D1 (điểm thứ 1) được lấy giá trị từ cảm biến laser di động.

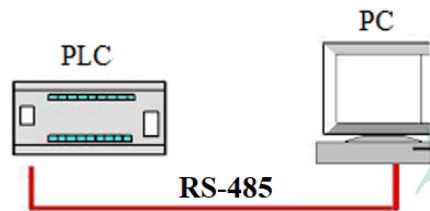


Hình 8.17. Phương pháp xác định biên dạng cây gỗ

a) Biên dạng cây gỗ thẳng và thót ngọn; b) Biên dạng cây gỗ cong và thót ngọn;

c) Hiện thị giá trị đường kính và biên dạng cây gỗ

Để có thể hiển thị được giá trị đường kính và biên dạng cây gỗ các dữ liệu từ PLC được xác định ở trên phải được truyền lên máy tính theo cấu trúc truyền thông RS-485. Để thực hiện được việc truyền dữ liệu, chương này chúng ta sẽ tiến hành xây dựng cấu trúc truyền thông giữa máy tính (PC) và PLC và giao diện hiển thị của hệ thống giám sát (hình 8.18). Phần mềm nền hỗ trợ Autobase được sử dụng để tiến hành xây dựng cấu trúc truyền dữ liệu.



Hình 8.18. Cấu trúc truyền thông giữa PC và PLC

Sau khi có các giá trị về đường kính tại 7 điểm (r_1, \dots, r_7) do cảm biến laser di động được truyền lên PC từ PLC và xác định được tọa độ biên (trên, dưới) tại 7 điểm của cây gỗ, hay nói cách khác vẽ được một đường tròn có đường kính r_i tâm D_i và đi qua hai điểm biên dạng y_{ia} và y_{ib} ta tiến hành vẽ biên dạng trên phần mềm giám sát bằng cách vẽ các mặt trụ cong tiếp tuyến với các đường được xác định sẵn như trên. Khi đó ta sẽ xác định được biên dạng 3D của cây gỗ.

8.4.3.5. Xây dựng chương trình tự động tính toán lập bản đồ xẻ tối ưu

a. Tiêu chí lập bản đồ xẻ tối ưu

Căn cứ vào yêu cầu của công nghệ xẻ gỗ, mục đích sử dụng sản phẩm ván xẻ cũng như kích thước nguyên liệu đầu vào gồm kích thước tiết diện ngang và độ cong của khúc gỗ để đưa ra tiêu chí lập bản đồ xẻ tối ưu gồm tỷ lệ gỗ thành phẩm lớn nhất và chất lượng ván xẻ tốt nhất (ván không bị nứt).

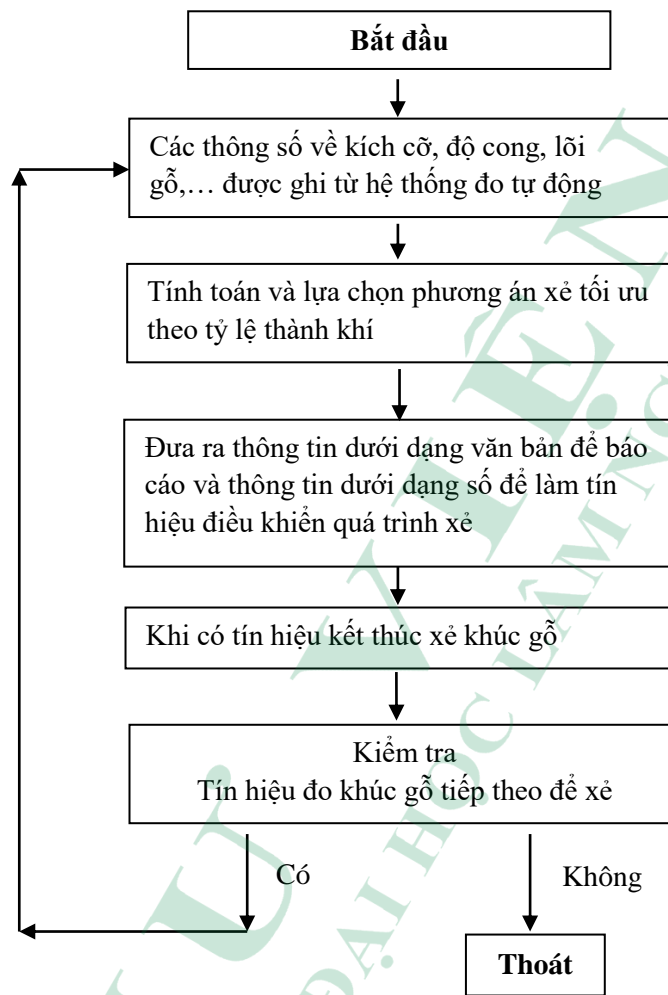
b. Sơ đồ thuật toán chương trình lập bản đồ xẻ tối ưu

Sơ đồ thuật toán lập bản đồ xẻ tối ưu được thể hiện như trong hình 8.19.

Khi khúc gỗ di chuyển qua hệ thống đo tự động bằng tia laser, các thông số về kích thước tiết diện ngang, độ cong của cây được xác định và lưu lại. Các thông số này sau đó được sử dụng để tính toán lựa chọn phương án xẻ tối ưu để đạt được tỷ lệ thành phẩm tối đa.

Kết quả tính toán xuất ra thông tin dưới hai dạng là văn bản để báo cáo và thông tin dưới dạng số để làm tín hiệu điều khiển quá trình xẻ. Từ các thông tin này người điều khiển có thể can thiệp và thực hiện các thao tác cần thiết để điều khiển quá trình xẻ theo mong muốn. Khi có tín hiệu kết thúc quá trình xẻ sẽ tiến hành kiểm tra sự tồn tại tín hiệu

của khúc gỗ tiếp theo đưa vào xẻ. Nếu có thì tiếp tục lặp lại quá trình ban đầu. Nếu không có tín hiệu của khúc gỗ tiếp theo sẽ thực hiện lệnh thoát.



Hình 8.19. Sơ đồ thuật toán chương trình lập bản đồ xẻ

8.5. Cơ sở tính toán cửa vòng đứng

Cửa vòng đứng là một trong những thiết bị chính trong dây chuyền xẻ gỗ tự động có tác dụng xẻ phá, quá trình xẻ có ảnh hưởng lớn đến chất lượng và năng suất của sản phẩm. Do đó cần được nghiên cứu tính toán và sử dụng một cách hợp lý để nâng cao năng suất, chất lượng sản phẩm và hiệu quả sử dụng.

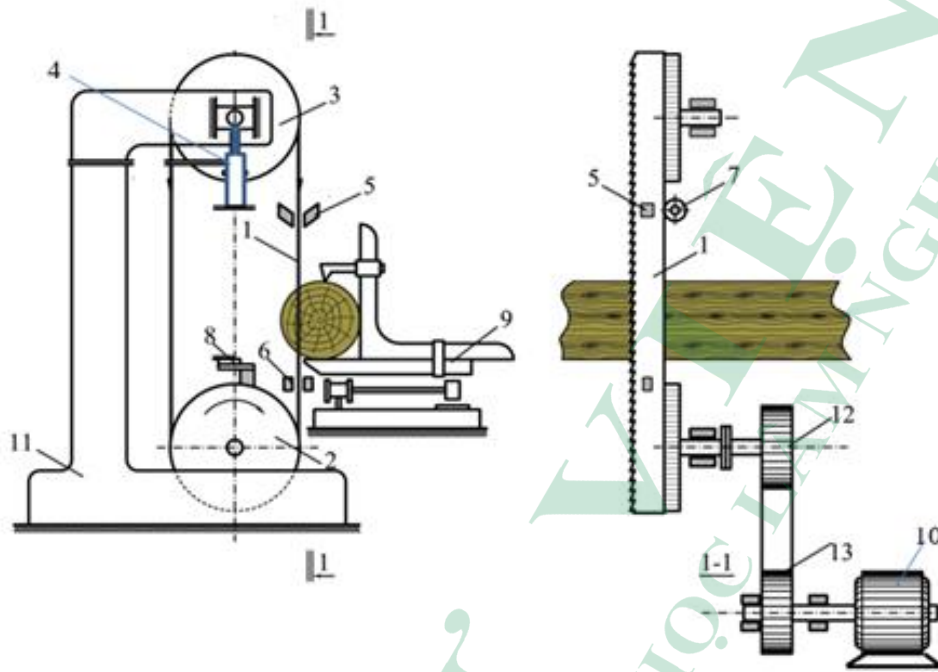
8.5.1. Cấu tạo và nguyên lý làm việc của cửa vòng đứng

Các bộ phận chính của cửa vòng đứng được thể hiện trên hình 8.20. Cửa vòng là loại thiết bị cắt gọt chuyên dùng thường được sử dụng để xẻ dọc.

Bộ phận làm việc của cửa là lưỡi cửa (1) có cấu tạo là bản thép mỏng được hàn hai đầu lại với nhau tạo thành một vòng tròn và một (hoặc cả hai) cạnh thường được bố trí các răng cắt. Các răng cắt này chuyển động vòng nhưng tại vị trí cắt có chuyển động thẳng. Lưỡi cửa chuyển động vòng qua hai bánh đà (2) và (3) một cách liên tục không bao giờ

hết, vì vậy người ta gọi lưỡi cắt của vòng có chuyển động vô tận. Gỗ chuyển động đều theo hướng vuông góc với tốc độ cắt và song song với bản của lưỡi.

Bánh đà chủ động (2) được truyền moment quay từ nguồn động lực chính của cửa là động cơ điện (10) thông qua bộ truyền đai. Bánh đà chủ động (2), bánh đà bị động (3) và cơ cấu căng của (4) được lắp trên giá cố định (11).



Hình 8.20. Sơ đồ cấu tạo của cửa vòng đứng

1. Lưỡi của; 2. Bánh đà chủ động; 3. Bánh đà bị động;
 4. Cơ cấu căng lưỡi của bằng thủy lực; 5. Cơ cấu ổn định lưỡi của;
 6. Cơ cấu ổn định lưỡi của; 7. Cơ cấu ổn định lưỡi của; 8. Cơ cấu làm sạch bánh đà;
 9. Xe goòng vạm kẹp gỗ; 10. Động cơ điện; 11. Hệ thống chân đế;
 12. Bánh đai bị động; 13. Bánh đai chủ động.

Bánh đà bị động (3) chuyển động phụ thuộc vào chuyển động của bánh đà chủ động (2) do lưỡi của vòng chuyển động ăn khớp ma sát và có thể dịch chuyển theo phương thẳng đứng nhờ ổ trượt trên giá cố định.

Cơ cấu căng của (4) là hệ thống thủy lực, liên kết với trục của bánh đà bị động (3). Có chức năng căng lưỡi của với sức căng ban đầu S0 để lưỡi của không bị trượt trên các bánh đà trong quá trình làm việc.

Các cơ cấu ổn định lưỡi của (5), (6), (7) được bố trí tại những vị trí cố định để đảm bảo chiều dài làm việc của lưỡi của ổn định, không bị rung lắc và xẻ được toàn bộ đường kính cây gỗ, do vậy trong quá trình tính toán thiết kế cũng cần xác định vị trí lắp đặt của chúng hợp lý sẽ được trình bày ở phần sau.

Hệ thống làm sạch bánh đà (8) có cấu tạo lớp đệm mềm dùng để gạt các bụi phoi, phoi trên mặt của bánh đà nhằm đảm bảo ma sát giữa lưỡi và bánh đà ổn định và trong quá trình tính toán thiết kế ta cũng cần xác định hệ số ma sát này.

Cua vòng đứng hoạt động gián đoạn theo chu kỳ gồm một nửa chu kỳ thực hiện cắt còn lại một nửa chu kỳ chạy không nên trong quá trình xe gỗ có những đặc điểm sau:

- Toàn bộ hệ thống chuyển động có chu kỳ nên các lực tác dụng lên từng bộ phận cũng thay đổi theo chu kỳ, ở giai đoạn không xe thường các lực đó nhỏ hơn ở giai đoạn xe (cắt), vì vậy dễ gây ra hiện tượng như sự trượt của lưỡi trên các bánh đà.

- Lực tác dụng lên các lưỡi của phân bố không đều theo chiều rộng, đặc biệt là với lưỡi của được bề cong về hai phía, nên hợp lực bao giờ cũng nằm lệch về một phía mạch xe, chúng tạo thành moment uốn cong bản cua, để làm cua dao động trong mạch xe. Hiện tượng này làm lưỡi của cọ sát lên thành bên, ma sát và nhiệt độ tăng lên, tổn hao năng lượng và giảm độ chính xác của mạch xe.

- Do chuyển động có chu kỳ nên các ứng lực trong lưỡi của cũng thay đổi do đó có tác động lớn đến độ bền mỏi.

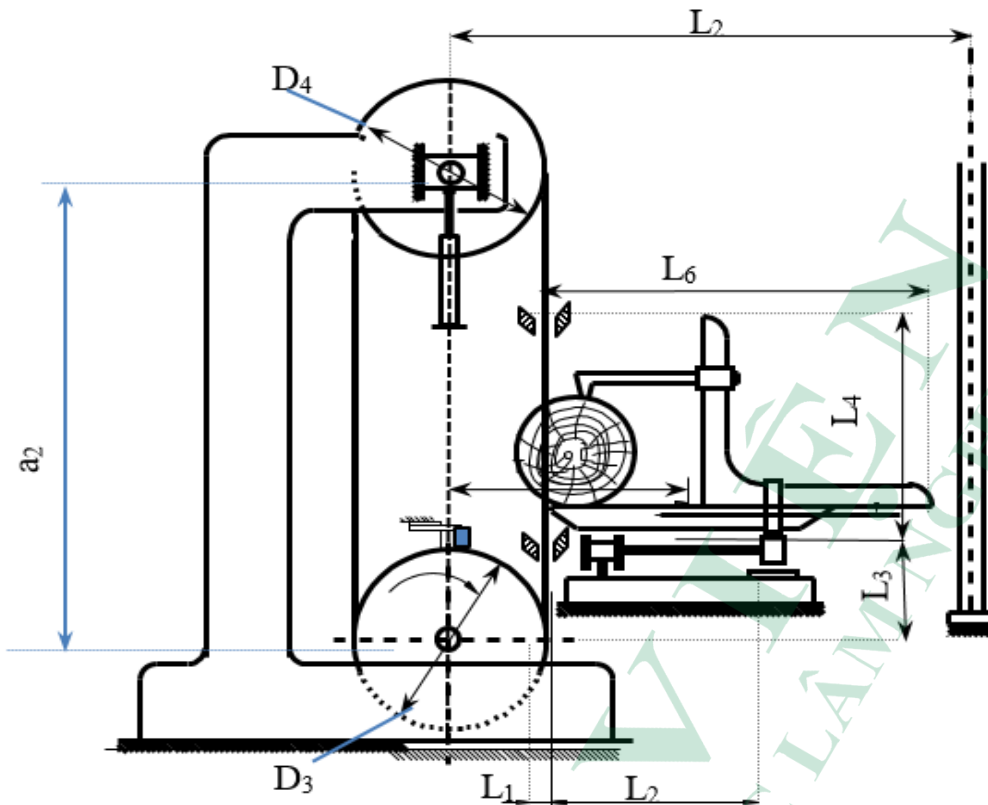
- Do sức căng (ứng lực) trong các nhánh của lưỡi của trên các bánh đà có giá trị khác nhau nên sinh ra sự trượt tương đối của lưỡi của với bề mặt các bánh đà. Hiện tượng trượt đó còn tăng theo vận tốc góc quay của bánh đà do lực quán tính ly tâm của đoạn lưỡi của vắt trên bánh đà, làm giảm áp lực với bề mặt tiếp xúc. Do đó cần có những giải pháp tăng hệ số ma sát giữa lưỡi của và bánh đà để giảm hiện tượng trượt. Mặt khác nếu tăng hệ số ma sát, sẽ tăng hiệu số sức căng S_1 của nhánh vào bánh đà chủ động và S_2 của nhánh ra bánh chủ động dẫn đến phát sinh sự trượt đàn hồi của lưỡi của trong đoạn tiếp xúc với bánh đà mà sự trượt đàn hồi này nói chung là có biến dạng dư nên sẽ làm thay đổi chiều dài của lưỡi của, do đó làm thay đổi lực căng ban đầu, vì thế cần chú ý điều chỉnh sức căng ban đầu sau một thời gian làm việc.

Tất cả những đặc điểm trên của cua vòng cần được nghiên cứu một cách kỹ càng, làm cơ sở khoa học cho việc xây dựng các giải pháp kỹ thuật nhằm nâng cao năng suất, chất lượng sản phẩm và hiệu quả sử dụng cua vòng đứng trong dây chuyền xe gỗ tự động.

8.5.2. Các thông số của cua vòng đứng

8.5.2.1. Thông số hình học cơ bản

Thông số hình học của cua vòng đứng là những thông số về hình dạng và kết cấu của cua có ảnh hưởng đến quá trình lắp đặt và làm việc của cua. Các thông số hình học cơ bản của cua vòng đứng được thể hiện trên hình 8.21.



Hình 8.21. Sơ đồ quan hệ động học của hệ thống cửa vòng đứng

- | | |
|---|---|
| D_3 . Đường kính bánh đà chủ động; | L_4 . Khoảng cách giữa hai cơ cấu ổn định |
| D_4 . Đường kính bánh đà bị động; | lưỡi cửa; |
| a_2 . Khoảng cách hai trục của bánh đà; | L_5 . Khoảng cách theo chiều ngang của |
| L_1 . Khoảng cách cửa với xe goòng; | ngàm di chuyển gỗ; |
| L_2 . Chiều rộng xe goòng; | L_6 . Khoảng cách lớn nhất theo chiều ngang |
| L_3 . Độ cao của ray và xe goòng; | của ngàm di chuyển gỗ. |

8.5.2.2. Các thông số động lực học cơ bản

Thông số động học của hệ thống cửa vòng đứng gồm vận tốc cắt v (vận tốc chuyển động của lưỡi cửa) và vận tốc đẩy u (vận tốc tịnh tiến của xe goòng). Thực tế cho thấy rằng khi tăng vận tốc cắt, tạo điều kiện tăng vận tốc đẩy sẽ dẫn đến năng suất xẻ được nâng cao. Tuy nhiên, do liên quan đến công suất động cơ và chất lượng bề mặt sản phẩm nên tốc độ cắt không thể tăng quá lớn. Hiện nay vận tốc cắt được chọn chủ yếu dựa vào cấu trúc từng loại máy. Vận tốc đẩy u [m/ph] được tính theo công suất động cơ, theo chất lượng mạch xẻ và theo khả năng làm việc của lưỡi cửa (khả năng chứa mùn cửa và độ cứng vững của lưỡi cửa). Trong thực tế, thường chọn u theo từng loại gỗ tương ứng với vận tốc cắt v , thường lựa chọn trong khoảng $30 \div 50$ [m/ph]. Đối với gỗ mềm đường kính khoảng 30 [cm], tốc độ đẩy cao nhất có thể đạt 50 [m/ph], đối với gỗ cứng có thể đến $35 \div 43$ [m/ph]. Tốc độ chạy không tải u_0 về vị trí ban đầu của xe goòng thường cao hơn tốc độ đẩy có tải u_c , thường $u_0 = (1,5 \div 2,0)u_c$.

Thông số động lực học của hệ thống cưa vòng đứng gồm sức căng lưỡi cưa S_0 , lực cản cắt P_c , Q_y , lực ma sát F_{ms} , công suất động cơ của cưa vòng, công suất động cơ của xe goòng, moment quán tính của bánh đà I_{bd} . Các thông số này được tính toán theo quan hệ động lực học của quá trình xẻ.

8.5.3. Động lực học của cưa vòng đứng

8.5.3.1. Quan hệ động học

Với lưỡi cưa biến dạng nên vận tốc chuyển động của các nhánh lưỡi cưa theo phương thẳng đứng được tính theo vận tốc góc của các trục:

$$V_i = R_i \cdot \omega_i = R_i \cdot \dot{\varphi}_i(t) \quad (8.16)$$

Trong đó:

$\varphi_i(t)$: Góc quay của trục thứ I;

$\omega_i = \dot{\varphi}_i(t)$ Vận tốc góc của các trục;

$$\omega_i = \frac{2\pi \cdot n_i}{60}; \quad (8.17)$$

n_i : Số vòng quay của các trục.

Vận tốc đẩy u là vận tốc tịnh tiến của cơ cấu kẹp gỗ (xe goòng), trong dây chuyền xẻ gỗ tự động thì u được định trước và điều khiển theo chu trình tự động phụ thuộc vào từng loại gỗ và kích thước gỗ.

8.5.3.2. Sức căng ban đầu của lưỡi cưa

Vì quá trình làm việc của cưa vòng đứng có hai giai đoạn gồm giai đoạn thực hiện quá trình cắt và giai đoạn thực hiện quá trình chạy không nên các lực tác dụng trong hai giai đoạn này khác nhau.

a. Giai đoạn chạy không

Lực căng ban đầu của lưỡi cưa S_0 (lực căng tĩnh)

Nội lực trong các nhánh cưa khi không có moment tác dụng vào bánh đà là lực căng ban đầu S_0 , như đã phân tích S_0 được xác định sao cho lưỡi cưa không trượt trên các bánh đà trong quá trình làm việc và nó được điều chỉnh nhờ hệ thống căng cưa bằng thủy lực như hình 8.22a.

Lực căng ban đầu trên các nhánh cưa trong nửa chu kỳ không tải

Khi có moment M_{dc} từ động cơ truyền đến thì ứng lực trong các nhánh của lưỡi cưa được phân bố lại như hình 8.22b, ta có:

$$\begin{cases} S_1 + S_2 = 2S_0 \\ (S_1 - S_2)R = M_2 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} S_1 = S_0 + \frac{M_2}{2R_3} \\ S_2 = S_0 - \frac{M_2}{2R_3} \end{cases} \quad (8.18)$$

Trong đó:

S_0 : Lực căng ban đầu sẽ được xác định trong mục sau;

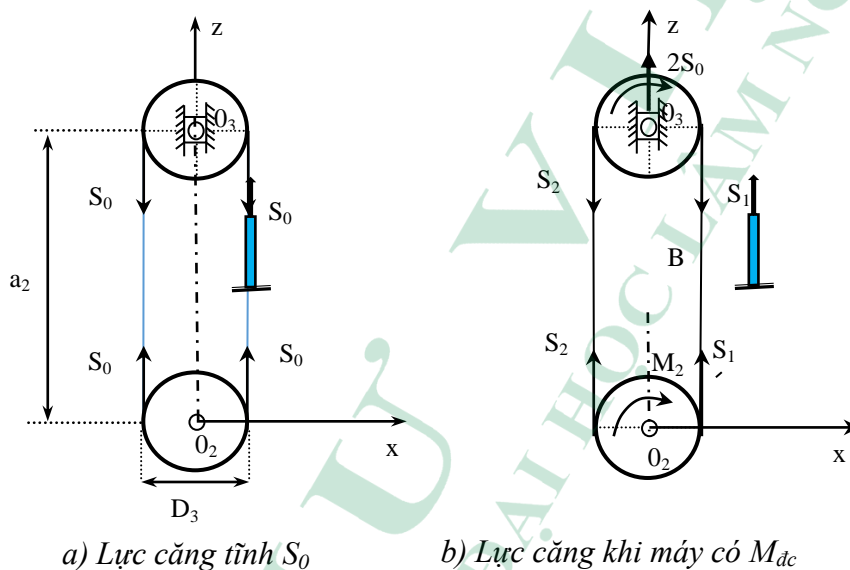
M_2 : Moment từ động cơ truyền đến bánh đà chủ động.

$$M_2 = M_{dc} \cdot i_1 \cdot \eta_1$$

Trong đó:

i_1 : Tỷ số truyền đai;

η_1 : Hệ số hiệu dụng của bộ truyền đai.



Hình 8.22. Sơ đồ nội lực trên các nhánh lười của vòng

Từ công thức (8.22) ta thấy S_1 và S_2 có giá trị khác nhau nên sinh ra sự trượt của lười của trên cung ăn khớp của nó với bánh đà.

Vậy hiệu số sức căng ở hai đầu của đoạn lười của vòng trên bánh đà chính là lực có tác dụng gây ra sự trượt của lười của trên bánh đà:

$$F = (S_1 - S_2) \quad (8.19)$$

Mặt khác lực ma sát giữa bánh đà và lười của trên đoạn tiếp xúc có thể coi là tổng lực ma sát của các phần tử trên cung tiếp xúc:

$$dF_{ms} = \mu dN, \text{ hay } F_{ms} = \mu \sum N.$$

Trong đó μ - là hệ số ma sát trượt giữa lười của với bánh đà.

Theo hình 8.22 thì $\sum N = S_1 + S_2$, nên:

$$F_{ms} = \mu (S_1 + S_2) = 2\mu S_0 \quad (8.20)$$

Điều kiện để lưỡi cưa không trượt là: $F_{ms} > F$, hay:

$$2\mu S_0 > (S_1 - S_2) \quad (8.21)$$

Từ biểu thức (8.18) thay vào (8.21) ta xác định giá trị S_0 từ điều kiện không trượt của các bánh đà chủ động và bị động như sau:

$$2\mu \cdot S_0 > \frac{M_2}{R_3}, \text{ hay } S_0 > \frac{M_2}{2\mu \cdot R_3} \quad (8.22)$$

Sức căng ban đầu khi chạy không tải (8.22). M_{20} có giá trị bằng moment ma sát trên các ổ trục như sau.

Với trục II:

$$M_{20} = M_{T2} = (m_2 g - 2S_0) f^* \cdot d_{23} \quad (8.23)$$

$$S_0 > \frac{M_{30}}{2\mu \cdot R_4} = \frac{(m_3 g + 2S_0) f^* d_{23}}{2\mu \cdot R_4}$$

$$S_0 > \frac{m_2 g f^* d_{23}}{2(\mu \cdot R_3 + f^* d_{23})} \quad (8.24)$$

Trong đó:

m_2 : Khối lượng của bánh đà và trục II;

f^* : Hệ số ma sát quy đổi của ổ đỡ lăn $f^* = (0,01 - 0,04)$;

d_{23} : Đường kính ổ đỡ;

μ : Hệ số ma sát trượt giữa lưỡi cưa và bánh đà $\mu = 0,3$;

R_3 : Bán kính bánh đà.

Với trục III:

$$S_0 > \frac{M_{30}}{2\mu \cdot R_4} = \frac{(m_3 g + 2S_0) f^* d_{23}}{2\mu \cdot R_4} ; S_0 > \frac{m_3 g f^* d_{33}}{2(\mu \cdot R_4 - f^* d_{33})} \quad (8.25)$$

Trong đó:

m_3 : Khối lượng của bánh đà và trục III;

d_{23} : Đường kính ổ đỡ;

$R_4 = R_3$: Bán kính bánh đà.

b. Giai đoạn xé gỗ

Trong giai đoạn này (hình 8.5.4) xuất hiện lực cản cắt của gỗ tác dụng vào các răng cắt tại miền ăn khớp, chúng có hợp lực gồm hai thành phần là lực cản cắt P_c và lực đẩy Q các lực này được xác định theo công thức:

$$P_c = \sum_{i=1}^n P_{ci} = \frac{H}{t} p_{ci} = \frac{H}{t} K_c B h = \frac{H}{t} K_c B u_z \cos \varphi = \frac{H}{t} K_c B \frac{u \cdot t}{60 \cdot v} \cos \varphi \approx \frac{K_c B H U}{60 V} \quad (8.26)$$

$$Q = \overline{Q}_m \pm \overline{Q}_t \pm \overline{Q}_s \pm 2 \overline{Q}_b = [0,1 \div 1,0] P_c \approx 0,5 P_c \quad (8.27)$$

Trong đó:

K_c : Tỷ suất lực cắt;

B, H : Chiều rộng và chiều cao mạch xẻ;

h : Chiều dày phoi;

u : Vận tốc đẩy [m/ph];

v : Vận tốc cắt [m/s];:

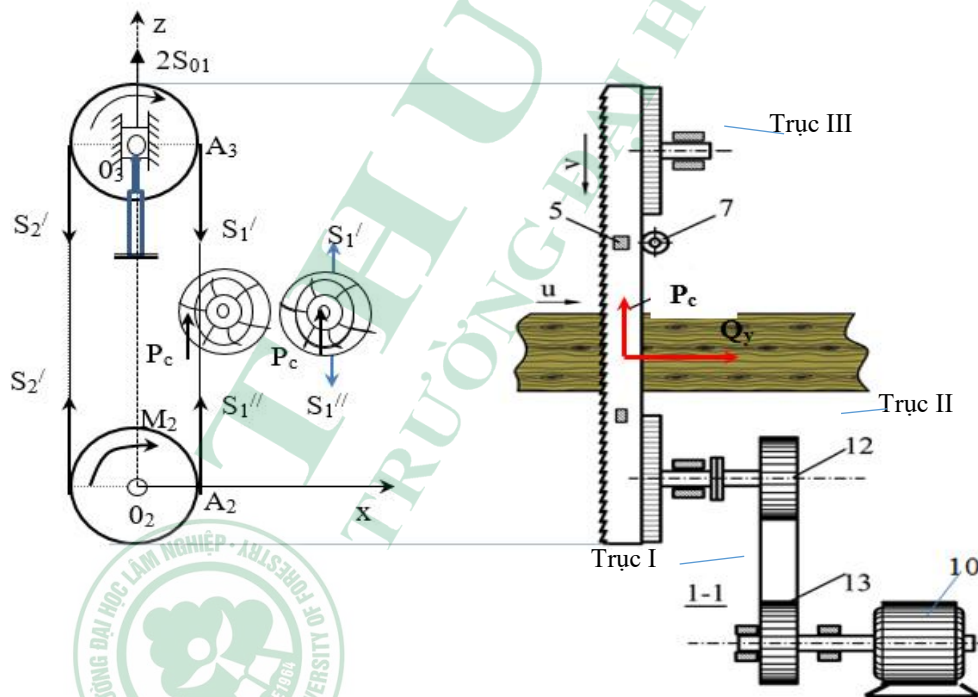
Q_m : Lực tác dụng lên mũi lưỡi cắt;

Q_t : Lực tác dụng lên mặt trước lưỡi cắt;

Q_s : Lực tác dụng lên mặt sau lưỡi cắt;

Q_b : Lực ma sát giữa mặt bên và thành mạch cưa.

Hợp lực của các lực cản cắt gỗ đặt ở vị trí giữa nhánh cẳng như hình 8.23. Khi ấy lực cẳng hai nhánh của lưỡi cưa cũng thay đổi lần lượt là S_1' , S_2' và S_2'' .



Hình 8.23. Nội lực trong các nhánh lưỡi cưa khi thực hiện chu kỳ cắt

Theo phương trình cân bằng moment của bánh đà chủ động O_2 ta có:

$$S_1'' - S_2' = \frac{M_2}{R_3} \quad (8.28)$$

Từ điều kiện cân bằng các lực của bánh đà bị động O_3 ta có:

$$S_1' + S_2' = 2S_{01} \quad (8.29)$$

Từ điều kiện cân bằng các lực của nhánh A_2A_3 thì:

$$S_1'' = S_1' + P_c \quad (8.30)$$

Từ các biểu thức (8.28), (8.5.14), (8.5.15) ta có:

$$\begin{cases} S_1' = S_{01} + \frac{1}{2} \left(\frac{M_2}{R_3} - P_c \right) \\ S_2' = S_{01} - \frac{1}{2} \left(\frac{M_2}{R_3} - P_c \right) \\ S_1'' = S_{01} + \frac{1}{2} \left(\frac{M_2}{R_3} + P_c \right) \end{cases} \quad (8.31)$$

Trong đó:

M_2 : Moment chủ động trên trục gắn bánh đà 2;

i_{12}, η_{12} : Tỷ số truyền và hiệu suất của bộ truyền đai;

P_c : Lực cản cắt, phụ thuộc loại gỗ tính theo biểu thức (8.26).

Với trục II.

Khi chạy có tải, thay các giá trị của S_1'' và S_2' từ biểu thức (8.31) vào biểu thức (8.5.6), (8.5.7) ta được: $\mu(S_1 + S_2) > (S_1 - S_2)$.

$$\begin{aligned} \mu.(S_1'' + S_2') &> S_1'' - S_2' \\ \mu.(2S_{01} + P_c) &> \frac{M_2}{R_3}, \text{ hay } S_{01} > \frac{1}{2} \left(\frac{M_2}{\mu R_3} - P_c \right) \end{aligned} \quad (8.32)$$

Với trục III.

Khi chạy có tải, thay các giá trị của S_1' và S_2' từ biểu thức (8.29) vào biểu thức (8.21) ta được:

$$\begin{aligned} \mu.(S_1' + S_2') &> S_1' - S_2' \\ 2\mu.S_{01} &> \frac{M_2}{R_3} - P_c, \text{ hay } S_{01} > \frac{1}{2\mu} \left(\frac{M_2}{R_3} - P_c \right) \end{aligned} \quad (8.33)$$

Từ các biểu thức (8.32), (8.33) ta thấy để lưỡi cưa không bị trượt trên các bánh đà thì sức căng ban đầu S_{0l} phải thỏa mãn điều kiện (8.32). Nghĩa là theo biểu thức (8.33) ta sẽ xác định được lực căng cần thiết S_{0l} để lưỡi cưa không trượt trên các bánh đà, khi đã biết M_2^{max} , μ và P_c .

Khi xẻ gỗ, moment M_2 là tổng của moment ma sát trên các ổ và moment cản của lực cắt:

$$M_2 = M_{T2} + M_c = (m_2g - 2S_0)f^* \cdot d_{23} + P_c \cdot R_3 \quad (8.34)$$

$$S_{0l} > \frac{1}{2} \left(\frac{M_2}{\mu R_3} - P_c \right) = \frac{\left[(m_2g) \frac{f^* d_{23}}{\mu R_3} + P_c \left(\frac{1-\mu}{\mu} \right) \right]}{2 \left(1 + \frac{f^* d_{23}}{\mu R_3} \right)} \quad (8.35)$$

8.5.3.3. Xác định công suất động cơ của cưa vòng đứng Nấc

Từ biểu thức (8.34) ta có công suất cần thiết trên trục II sẽ là:

$$N_2 = M_2 \cdot \omega_2 = M_2 \cdot \frac{v_c}{R_3} = [(m_2g - 2S_0)f^* \cdot d_{23} + P_c \cdot R_3] \cdot \frac{v_c}{R_3} \quad (8.36)$$

$$\text{Do đó} \quad N_{dc} = \frac{N_2}{\eta_1} = \frac{1}{\eta_1} [(m_2g - 2S_0)f^* \cdot d_{23} + P_c \cdot R_3] \cdot \frac{v_c}{R_3} \quad (8.37)$$

Trong đó: η_1 là hiệu suất của bộ truyền đai: $\eta_1 = 0,98$.

Xuất phát từ yêu cầu về vận tốc cắt $v_c = (40 \div 55 \text{ m/s})$, công suất tối đa trên trục II tương ứng với từng loại gỗ và công suất cần thiết của động cơ được tính theo công thức (8.37).

Trong tính toán, thiết kế để đảm bảo không có sự trượt của lưỡi cưa khi có sự cố bất lợi, như cơ cấu làm sạch lưỡi cưa làm việc không tốt, hoặc có chất lỏng trên bề mặt bánh đà thì S_0 cần được chọn với hệ số an toàn $n = 2$, tương ứng với $\mu = 0,2$.

8.5.3.4. Xác định lực cản cắt của gỗ lên lưỡi cưa khi xẻ

Lực cản cắt của gỗ lên lưỡi cưa khi xẻ P và Q được xác định cho từng loại gỗ đưa vào xẻ và chiều rộng của ván xẻ H như sau:

$$P = \sum p_i = \bar{p} \cdot i = \frac{\bar{p} \cdot H}{\tau} \quad Q = \sum q_i = \bar{q} \cdot i = \frac{\bar{q} \cdot H}{\tau} \quad (8.38)$$

Trong đó:

p_i, q_i : Lực cản cắt và đẩy trên một răng cưa;

\bar{p}, \bar{q} : Lực cắt và đẩy trung bình;

i : Số răng tham gia cắt gỗ;

H : Chiều cao mạch cắt;

τ : Bước răng.

8.5.3.5. Xác định lực cắt và moment cắt cho cả chu kỳ xẻ

Thực tế khi xẻ một loại gỗ có chiều dài $L_{g\delta}$ và chiều cao mạch xẻ H thì lực cản cắt P_c biến động khá phức tạp, không theo một quy luật chung nào, vì cơ tính của gỗ không đồng nhất, có khuyết tật, độ ẩm và lực cản cắt riêng theo chiều dài cũng thay đổi.

Giả thiết cơ tính của gỗ được đưa vào xẻ là hoàn toàn đồng nhất, tức là lực cản cắt P_c và cản cắt riêng k_c có giá trị không đổi theo chiều dài mạch xẻ trong quá trình xẻ, $P_c = const$:

Trong giai đoạn không xẻ: $P_c = 0$, moment cắt $M_c = 0$;

Trong giai đoạn xẻ: $P_c = P_c^{max}$

$$M_c = M_c^{max} = P_c^{max} \cdot R_3;$$

Giai đoạn chuyển tiếp: $P_c(t) = 0 \div P_c^{max}$, $M_c = 0 \div P_c^{max} R_3$, ($t = 0 \div t_s$).

Trong đó: R_3 là bán kính của bánh đà chủ động.

Thực tế giai đoạn chuyển tiếp từ chạy không tải sang có tải diễn ra rất ngắn. Do khi gỗ tiếp xúc với lưỡi cưa thì tất cả các răng cưa đều bắt đầu cắt gỗ, với lực cắt P_{c1} , nhưng trong hầu cưa đã tồn tại một lượng mùn cưa, sau một khoảng thời gian ngắn thì lượng mùn cưa được chất đầy trong hầu cưa, nó chịu lực ép và lực ma sát với mạch cưa xuất hiện, tăng dần. Lực cản cắt cũng tăng đến cực trị đạt P_{cmax} .

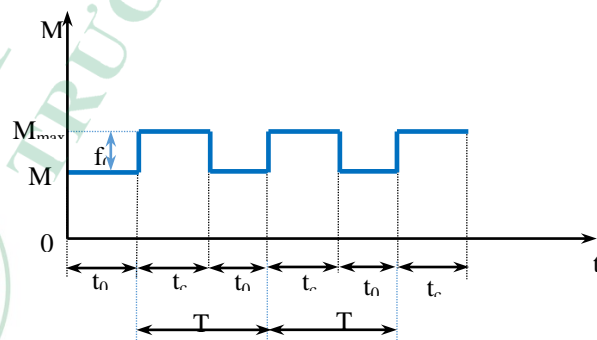
Do đó thời gian chuyển tiếp từ P_{c1} đến P_{cmax} có thể tính theo thời gian một răng cắt di chuyển hết chiều cao mạch xẻ được tính như sau:

$$t_s = \frac{H}{v} \rightarrow t_{s\ max} = \frac{H_{max}}{v_{min}} \text{ (s)}$$

Khi $H_{max} < 1.0$ [m] và $v_{min} = 20 \div 30$ [m/s] thì thời gian chuyển tiếp từ P_{c1} đến P_{cmax} là vô cùng bé: $t = 0 \div 0,05$ [s].

Như đã biết P_c biến đổi tuần hoàn trong mỗi chu kỳ xẻ, nó có giá trị bằng không ở giai đoạn không cắt và lớn nhất ở giai đoạn cắt. Nên trong quá trình xẻ $P_{c\ cắt}$ và $M_{c\ cắt}$ là hàm xung tuần hoàn theo thời gian như hình 8.5.5.

Ta có thể biểu diễn đồ thị moment cản tác dụng lên trục II của mỗi chu kỳ xẻ như hình 8.24, trong đó t là thời gian của toàn bộ chu trình xẻ, t_0 là thời gian làm việc không tải và t_c là thời gian làm việc có tải ($t = t_0 + t_c$).



Hình 8.24. Đồ thị moment trên trục II với thời gian chạy có tải và không tải

Trong đó:

$M_0 = M_{ms}$: Moment cản do ma sát khi chạy không tải;

$$f_0 = \Delta M = M_{max} - M_0 = M_c^{max} = P_c^{max} R_3;$$

$T = t_0 + t_c$: Chu kỳ xẻ;

t_0, t_c : Thời gian chạy không tải và có tải. $T = \frac{L}{u_0} + \frac{L}{u_c}$;

L : Chiều dài gổ xẻ;

u_0 : Vận tốc đẩy xe goòng trong nửa chu kỳ không xẻ;

u_c : Vận tốc đẩy xe goòng trong nửa chu kỳ xẻ, $u_0 = (1,5 \div 2,0)u_c$.

Theo đồ thị hình 8.24 thì moment tác động lên trục của các bánh đà có dạng hàm bậc, xung tuần hoàn theo thời gian t . Hàm $M(t)$ này có thể khai triển theo chuỗi Fourier như sau:

$$M_c(t) = a_0 + \sum_{j=1}^{\infty} [a_j \cos j\Omega t + b_j \sin j\Omega t] \quad (8.39)$$

Trong đó :

$\Omega = \frac{2\pi}{T}$: Tần số kích thích;

T : Chu kỳ xẻ ($T = t_0 + t_c$);

$$a_0 = \frac{1}{T} \int_{-t_s/2}^{t_s/2} f_0 dt = \frac{1}{T} f_0 t_c;$$

$$a_j = \frac{2}{T} \int_{-t_s/2}^{t_s/2} f_0 \cos\left(j \frac{2\pi}{T} t\right) dt = \frac{2f_0}{j\pi} \sin \frac{j\pi t_c}{T};$$

$$b_j = \frac{2}{T} \int_{-t_s/2}^{t_s/2} f_0 \sin\left(j \frac{2\pi}{T} t\right) dt = 0.$$

$$\rightarrow M_{c\grave{a}t}(t) = \frac{1}{T} f_0 t_c + \sum_{j=1}^{\infty} \left[\frac{2f_0}{j\pi} \sin \frac{j\pi t_c}{T} \cdot \cos j\Omega t \right] \quad (8.40)$$

Xét cho 1 hoặc 2 chu trình xẻ liên tiếp (với $j = 1, 2$) thì

$$a_0 = \frac{1}{T} f_0 t_c; \quad a_j = \frac{2f_0}{j\pi} \sin \frac{j\pi t_c}{T} \quad (j = 1, 2, 3, \dots)$$

$$a_1 = \frac{2f_0}{\pi} \sin \frac{\pi}{2} = \frac{2f_0}{\pi}; \quad a_2 = \frac{2f_0}{2\pi} \sin(\pi) = 0$$

Khi đó biểu thức (8.40) là:

$$M_c(t) = a_0 + a_1 \cdot \cos(\Omega t) \quad (8.41)$$

Moment trên trục II sẽ là:

$$M_2(t) = M_{T2} + a_0 + a_1 \cdot \cos(\Omega t) \quad (8.42)$$

Giá trị các hệ số a_0, a_1 trong (8.41) được xác định như sau:

$$M_2^{\max} = M_{T_2} + M_c^{\max} = M_{T_2} + P_c^{\max} R_3, \text{ hay } a_0 + a_1 = P_c^{\max} R_3 \quad (8.43)$$

$$M_2^{\min} = M_{T_2} + M_c^{\min} = M_{T_2}, \text{ hay } a_0 - a_1 = 0 \quad (8.44)$$

Từ (8.43) và (8.44) ta suy ra: $a_0 = a_1 = \frac{P_c^{\max} R_3}{2}$

Biểu thức (8.41) có dạng cụ thể là:

$$M_2(t) = \left(M_{T_2} + \frac{P_c^{\max} R_3}{2} \right) + \frac{P_c^{\max} R_3}{2} \cos \Omega t \quad (8.45)$$

8.5.4. Xác định một số thông số của cưa vòng đứng

8.5.4.1. Tính toán thông số lưỡi cưa

Chiều dài lưỡi cưa vòng được tính theo công thức sau:

$$L_{\max} = \pi D + 2L_{0\max} \quad (8.46)$$

Trong đó:

D : Đường kính bánh đà;

$L_{0\max}$: Khoảng cách giữa hai bánh đà.

Chiều dày lưỡi cưa vòng được chọn dựa trên cơ sở biến dạng và ứng suất sinh ra trong bản cưa khi chạy quanh bánh đà. Vì khi chạy quanh bánh đà, bản thân lưỡi cưa bị uốn, mặt trong lưỡi cưa bị nén và mặt ngoài bị kéo. Nếu ứng suất kéo, nén vượt quá ứng suất kéo, nén cho phép của kim loại chế tạo lưỡi cưa sẽ làm cho lưỡi cưa dễ bị đứt. Từ đó, công thức tính chọn chiều dày lưỡi cưa vòng theo D như sau:

$$s = (0,001 + 0,007)D \text{ [mm]} \quad (8.47)$$

Bề rộng lưỡi cưa tính chọn theo kích thước bánh đà và ứng suất căng. Bề rộng lưỡi cưa được chọn thế nào đó để lúc còn mới, lắp vào bánh đà chỉ lòi ra khỏi chiều rộng bánh đà một lượng bằng chiều cao răng cưa.

Cụ thể các thông số của lưỡi cưa vòng xẻ phá thường chọn như sau:

Bề rộng $b = 145$ [mm];

Chiều dày $s = 1,2$ [mm];

Bước răng $t = 50$ [mm];

Chiều cao răng $h_r = 13, 14, 15$ [mm].

Các thông số góc: $\gamma = 25^\circ$; $\beta = 53^\circ$; $\alpha = 12^\circ$; $\delta = 65^\circ$

Độ căng lưới cưa xác định theo biểu thức:

$$2S_0 = 2\sigma s b \quad (5.48)$$

Trong đó:

σ : Ứng suất cho phép của vật liệu chế tạo lưới cưa, 15-50 [N/mm²];

s : Chiều dày lưới cưa;

b : Bề rộng lưới cưa.

Lượng mở me. Với chức năng là cưa vòng xẻ phá và xét cho trường hợp xẻ gỗ cứng, lượng mở me ra mỗi bên tính chọn:

$$\lambda = 0,4 - 0,5 \text{ [mm]}$$

Chiều rộng mạch xẻ được xác định theo công thức:

$$b = s + 2\lambda = 1,2 + 2 \cdot 0,5 = 2,2 \text{ [mm]} \quad (5.49)$$

8.5.4.2. Tính toán bánh đà trên

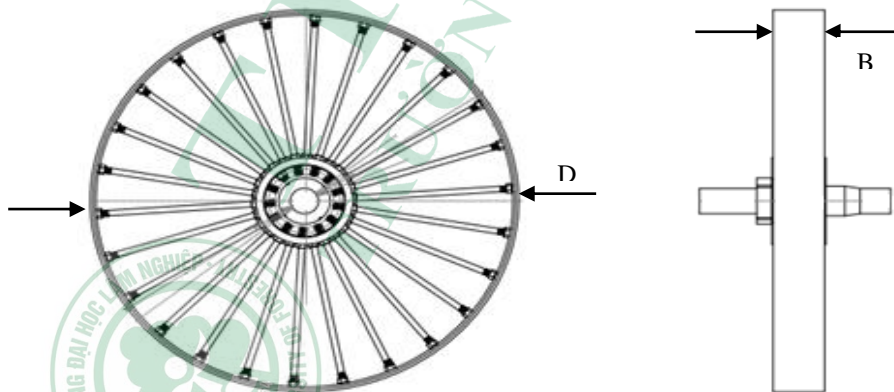
a. Vật liệu chế tạo

Để đảm bảo nhiệm vụ của bánh đà đáp ứng được yêu cầu, vật liệu dùng để chế tạo bánh đà là gang đúc có khối lượng riêng $\gamma_g > 7,5 \text{ [g/cm}^3\text{]}$ hoặc thép đúc có khối lượng riêng $\gamma_t > 7,7 \text{ [g/cm}^3\text{]}$.

b. Các thông số cấu tạo

Đường kính bánh đà:

Đường kính bánh đà D là chỉ tiêu đặc trưng của các loại cưa vòng. Theo các công trình nghiên cứu, tỷ số hợp lý giữa khoảng cách giữa hai bánh đà L và đường kính D (L/D) trong khoảng 1,4 – 2. Tùy theo từng nhiệm vụ kỹ thuật mà thiết kế lựa chọn tỷ lệ này cho phù hợp.



Hình 8.25. Cấu tạo và kích thước của một bánh đà trên

Bề rộng của bánh đà:

Bề rộng của bánh đà được tính toán lựa chọn dựa vào đường kính của bánh đà thông qua biểu thức $B = (0,1 - 0,15)D$, từ đó chọn bề rộng bánh đà cho phù hợp với yêu cầu thiết kế.

Thân bánh đà:

Để giảm khối lượng bánh đà phần mayơ của bánh đà liên kết với vành bánh đà bằng nan hoa như trên hình.

8.5.4.3. Tính toán bánh đà dưới

a. Vật liệu chế tạo

Để đảm bảo nhiệm vụ của bánh đà đáp ứng được yêu cầu, vật liệu dùng để chế tạo bánh đà là gang đúc có khối lượng riêng $\gamma_g > 7,5$ [g/cm³] hoặc thép đúc có khối lượng riêng $\gamma_t > 7,7$ [g/cm³].

b. Các thông số cấu tạo

Đường kính bánh đà:

Để tiện lợi cho căn chỉnh và tăng độ ổn định đồng đều cho các nhánh lưỡi cưa, đường kính bánh đà dưới thiết kế lựa chọn bằng đường kính bánh đà trên $D = 1200$ [mm].

Bề rộng, chiều dày vành bánh đà:

Từ biểu thức tính chọn bề rộng vành bánh đà $B = (0,1 - 0,15)D$, chọn bề rộng bánh đà $B = 150$ [mm]; chiều dày tương ứng của vành $\delta = 20$ [mm].

Thân bánh đà:

Để tăng sự ổn định cho hệ thống cơ cấu cắt, tăng động năng giúp cho cưa vượt qua những sự cố kẹt lưỡi cắt trong quá trình gia công khối lượng bánh đà dưới cân lớn. Đảm bảo điều này thân bánh đà dưới được tính toán lựa chọn với bề dày 200 [mm] và không khoét lỗ.

Moayơ bánh đà dày:

Tính toán lựa chọn chiều dài moayơ $l_m = 150$ [mm], chiều dày moayơ $h_m = 50$ [mm].

Khối lượng bánh đà:

Từ kết cấu bánh đà và vật liệu chế tạo là gang đúc ta tính được khối lượng của bánh đà dưới. Các bộ phận của bánh đà có dạng hình vành khăn, biểu thức tính khối lượng các bộ phận này theo biểu thức chung.

$$m = \gamma \cdot B \cdot \pi(R^2 - r^2)$$

Trong đó:

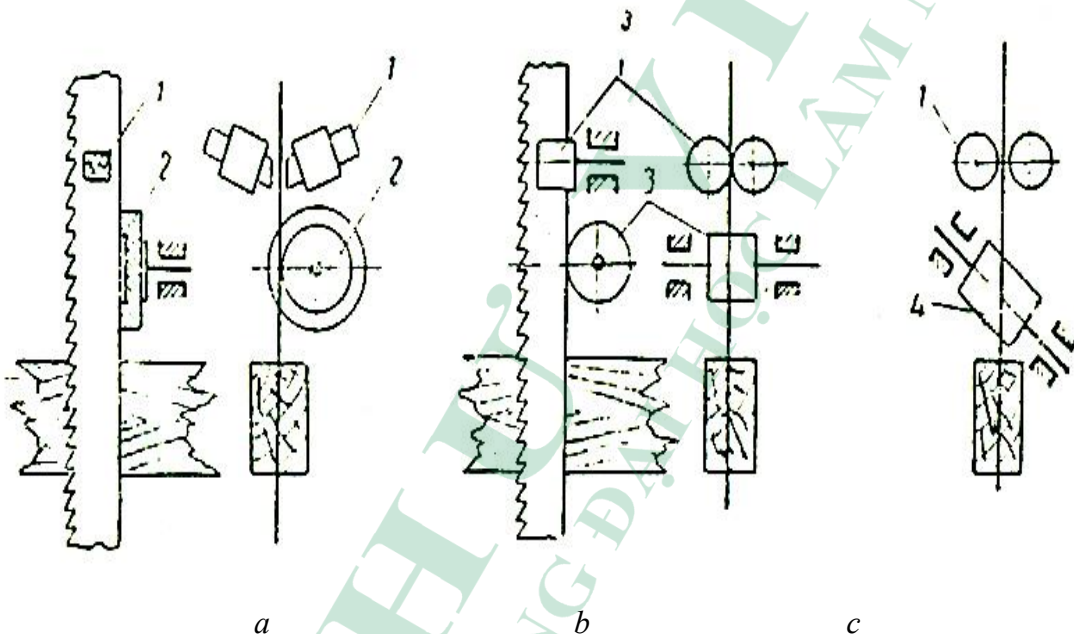
γ : Khối lượng riêng vật liệu chế tạo;

B : Chiều rộng (dày) của các bộ phận;

R, r : Các bán kính lớn và nhỏ của vành khăn.

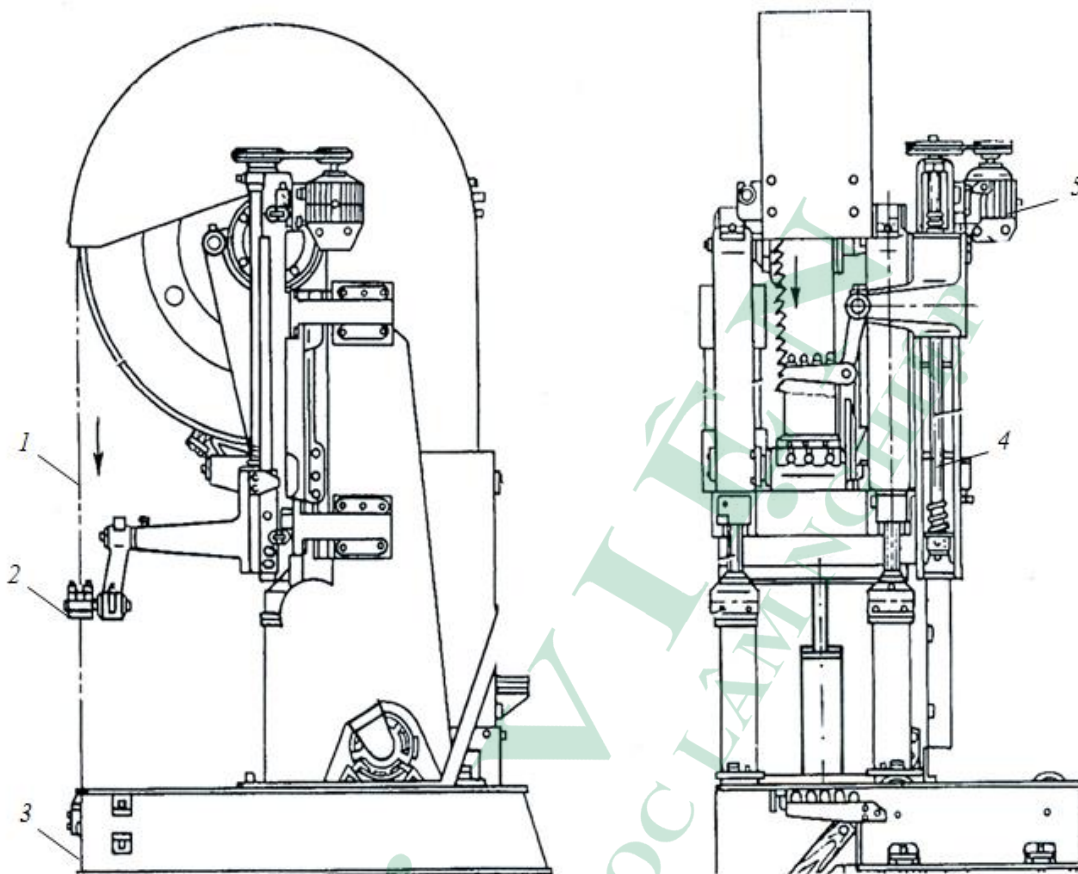
8.5.4.4. Tính toán cơ cấu kẹp lưỡi cưa

Do lưỡi cưa là bản mỏng nên trong quá trình cắt rất dễ bị uốn vặn làm cho mạch xé lồi lõm. Để khắc phục điều này phía trên và dưới khoảng lưỡi cưa ăn vào gỗ cần có các cơ cấu dẫn hướng trên và dưới. Chúng dùng để đảm bảo sự ổn định của lưỡi cưa trong thời gian làm việc và được gọi là cơ cấu (bộ phận) ổn định lưỡi cưa.



Hình 8.26. Sơ đồ nguyên lý ổn định lưỡi cưa

Các phần tử dẫn hướng cho lưỡi cưa có thể dùng các ụ vấu làm từ các vật liệu chống mài mòn cao, hai vấu 1 (hình 8.26 a) đỡ cạnh bản cưa, vấu tròn 2 đỡ sống cưa. Nhược điểm của cấu tạo kiểu này là hao mòn nhanh của các ụ vấu cố định, từ đó tạo ra khe hở giữa chúng và bản cưa, đồng thời đốt nóng lưỡi cưa do các ma sát trượt tiếp xúc. Phương án khác là dùng các con lăn (hình 8.26 b,c). Các con lăn dẫn hướng 3, 1 được quay theo chuyển động của lưỡi cưa, vì vậy giảm được đáng kể sức cản. Phía sống bản cưa có bố trí con lăn tựa 3, 4 bộ phận này bảo vệ lưỡi cưa khỏi sự trượt ra ngoài bánh đà. Trong căn chỉnh đúng kỹ thuật khi làm việc sẽ không cần nó tiếp xúc trực tiếp với lưỡi cưa.



Hình 8.27. Bố trí bộ phận ổn định lười của trên máy

1. Lười của; 2. Cơ cấu chống rung lười của; 3. Kẹp lười của phía dưới;
4. Trục vít nâng cơ cấu kẹp của; 5. Động cơ quay trục vít

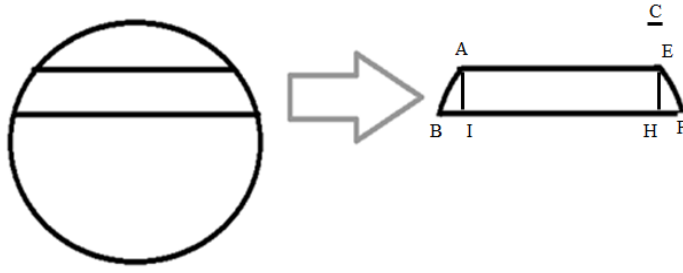
Cơ cấu chống rung của (2) phía trên (hình 8.27) chuyển dịch theo chiều cao mạch xê nhờ bộ truyền trục vít 4 và động cơ dẫn động 5. Trong thời gian làm việc nó được cố định trên chi tiết. Bộ ổn định phía dưới 3 được gắn cố định vào thân máy.

8.6. Cơ sở tính toán hệ thống rọc rĩa tự động

Sản phẩm của hệ thống xẻ tự động là ván đã sạch rĩa. Nhiệm vụ của hệ thống xẻ tự động là nhận ván chưa sạch rĩa từ hệ thống của vòng đứng sau đó tự động xác định vị trí cần rọc rĩa và tiến hành loại bỏ rĩa để được ván xẻ sạch rĩa với tỷ lệ thành khí lớn nhất.

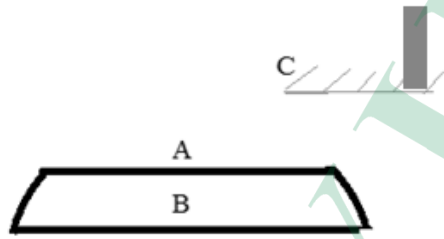
8.6.1. Nguyên lý xác định vị trí cần rọc rĩa

Xét mặt cắt ngang tấm ván chưa rọc rĩa như hình 8.28. Ta có đường thẳng của mặt ván trên AE có chiều rộng nhỏ hơn đường thẳng của mặt ván dưới BF. Phần rĩa cần rọc là diện tích ABI và EFH. Xét cung cong EF, các điểm trên cung này có chiều cao tăng dần từ F đến E. Chọn C là điểm chuẩn có chiều cao lớn hơn chiều cao của đường thẳng AE và BF.



Hình 8.28. Mặt cắt ngang cây gỗ và mặt cắt ngang của tấm ván có rìa

Khi mặt cắt ngang ABFE đi từ trái sang phải thì khoảng cách theo phương thẳng đứng từ điểm C đến cung EF sẽ giảm dần từ F đến E và không đổi trong đoạn thẳng AE.



Hình 8.29. Phương án phân biệt rìa tại một mặt cắt khúc gỗ

Nếu cho mặt cắt của khúc gỗ chuyển động từ trái qua phải, tại điểm C đặt một cảm biến khoảng cách như hình 8.29 thì ta có thể phân biệt được điểm F là giao điểm của đường thẳng E và cung EF. Ta có thể sử dụng cảm biến khoảng cách đơn giản với tín hiệu ON, OFF (mức ON nếu vật chỉ nằm trong giới hạn độ cao từ C đến E. Từ đó xác định được vị trí rọc rìa của ván.

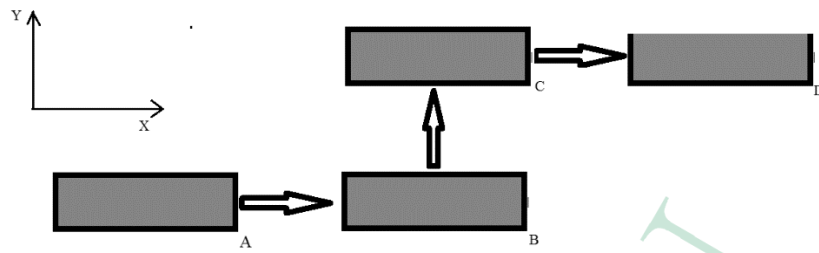


Hình 8.30. Đặc điểm của tấm ván xẻ

Xét cả tấm ván như hình 8.30. Do độ thót ngọn của cây nên tấm ván luôn có chiều rộng một đầu lớn hơn đầu còn lại, trong trường hợp này thì $DG > BF$. Để tấm ván sạch rìa thì ta phải loại bỏ phần rìa ABDM và EFGN. Như vậy chiều rộng tấm ván sau khi rọc rìa sẽ xác định theo đầu nhỏ tấm ván. Điều đó có nghĩa ta phải đặt cảm biến tại vị trí đầu nhỏ của tấm ván.

8.6.2. Xác định các chuyển động của tấm ván

Từ nguyên lý xác định vị trí cần rọc rìa như ở trên, ta cần đề xuất chuyển động của tấm ván trong hệ thống rọc rìa. Sơ đồ chuyển động của tấm ván được thể hiện trên hình 8.31.



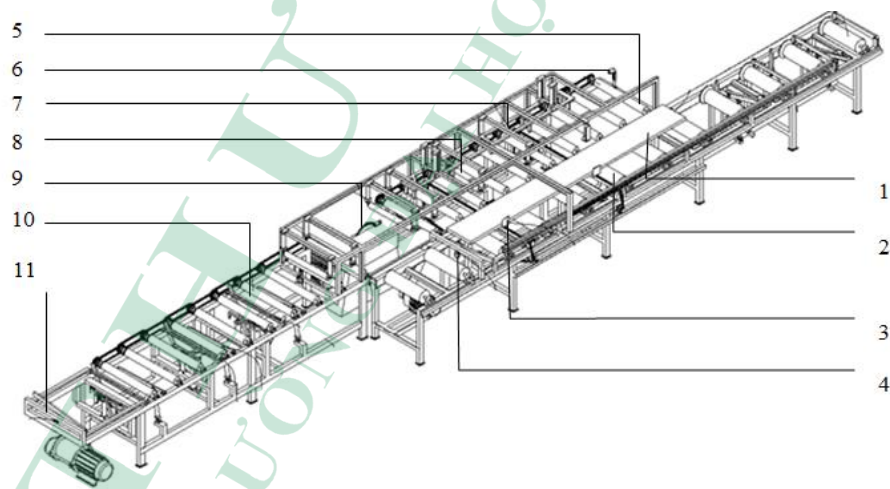
Hình 8.31. Sơ đồ chuyển động của tấm ván trong hệ thống rọc rìa

Đầu tiên tấm ván chuyển động theo trục X sau khi qua cửa vòng đứng từ điểm A tới điểm B, sau đó tấm ván chuyển động theo trục Y từ B tới C, quá trình phân loại rìa và lõi được thực hiện trong quá trình này. Cuối cùng tấm ván chuyển động theo trục X từ điểm C tới điểm D qua lưỡi cửa đĩa để rọc rìa; tới D thì quá trình rọc rìa gỗ kết thúc.

8.6.3. Xây dựng mô hình tổng thể hệ thống rọc rìa tự động

8.6.3.1. Mô hình tổng thể của hệ thống

Hệ thống rọc rìa tự động là một phần cấu thành lên dây chuyền xẻ gỗ tự động, do đó hệ thống rọc rìa cần phải liên hoàn và đồng bộ với các hệ thống khác trong dây chuyền. Từ nguyên lý xác định vị trí cần rọc rìa và những chuyển động của ván đã trình bày ở các mục trên cũng như để đáp ứng được yêu cầu liên hoàn và đồng bộ với các hệ thống khác, mô hình hệ thống rọc rìa tự động được thể hiện như trên hình 8.32.



Hình 8.32. Mô hình hệ thống rọc rìa tự động

- | | |
|--|---|
| 1. Tấm ván chưa rọc rìa; | 7. Cảm biến tiệm cận; |
| 2. Băng tải cấp liệu; | 8. Hệ thống ru lô ép và đẩy ván vào cửa đĩa; |
| 3. Cơ cấu di chuyển ngang; | 9. Cửa đĩa rọc rìa; |
| 4. Cảm biến vị trí; | 10. Hệ thống ru lô ép và kéo tấm ván ra khỏi cửa đĩa; |
| 5. Băng tải đẩy gỗ vào cửa; | 11. Cảm biến vị trí. |
| 6. Đầu quét laser xác định vị trí rọc rìa; | |

8.6.3.2. Nguyên lý hoạt động của hệ thống

Tấm ván chưa sạch rì (1) sau khi được xẻ từ cửa vòng đứng sẽ được băng tải cấp liệu (2) sử dụng hệ thống các con lăn di chuyển theo phương thẳng đến khi chạm vào công tắc cảm biến vị trí (4) lắp trên băng tải cấp liệu (2) thì tấm ván dừng lại, đồng thời hệ thống điều khiển cho cơ cấu di chuyển ngang (3) để di chuyển tấm ván sang băng tải (5). Trong quá trình di chuyển ngang sang băng tải (5), tấm ván sẽ được đầu quét laser (6) và cảm biến tiệm cận (7) xác định điểm cần rọc rìa và phát tín hiệu để PLC ra tín hiệu cho động cơ xích tải dừng lại để dừng cơ cấu di chuyển ngang (3), lúc này tấm ván dừng lại ở vị trí cần rọc rìa. Vị trí này nằm trên mặt phẳng với mặt phẳng của lưỡi cưa, khi cơ cấu di chuyển ngang (3) dừng lại thì hệ thống điều khiển kích hoạt hệ thống ru lô (8) ép và đẩy tấm ván đi vào lưỡi cưa đĩa (9) đang chuyển động với tốc độ 2.500 vòng/phút để bắt đầu quá trình rọc rìa. Khi hệ thống ru lô (8) ép và đẩy được 1/2 chiều dài tấm ván thì hệ thống ru lô (10) ép và kéo tấm ván ra khỏi lưỡi cưa (9). Tấm ván sạch rìa sẽ dừng lại khi chạm vào cảm biến vị trí 11 để chờ bóc xếp sản phẩm.

8.7. Cơ sở tính toán hệ thống hút mùn cưa

8.7.1. Các thông số đầu vào để thiết kế

Hệ thống hút mùn cưa có nhiệm vụ hút hết lượng mùn cưa tạo ra trong quá trình xẻ, do đó hệ thống hút mùn cưa cần phải được tính toán thiết kế sao cho đáp ứng được yêu cầu trên nhưng cần phải có kích thước nhỏ gọn, độ tin cậy làm việc cao và chi phí sản xuất hợp lý. Để đạt được các yêu cầu trên cần phải biết trước các thông số đầu vào sau đây để tính toán lượng mùn cưa tạo ra trong quá trình xẻ:

- Loại gỗ xẻ (nhóm gỗ);
- Đường kính khúc gỗ lớn nhất;
- Chiều dài khúc gỗ xẻ lớn nhất;
- Năng suất gỗ thành phẩm từ gỗ tròn;
- Tỷ lệ gỗ thành phẩm;
- Tốc độ đẩy (gỗ tiến vào lưỡi cưa);
- Chiều rộng mạch xẻ.

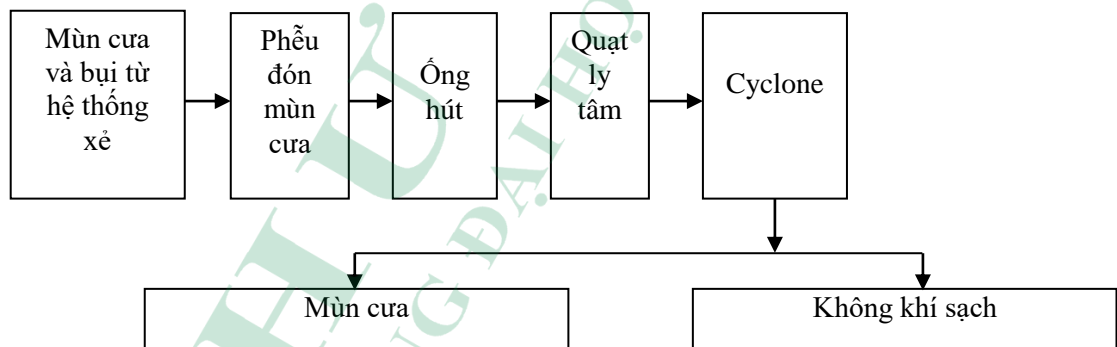
8.7.2. Xây dựng mô hình công nghệ hệ thống hút mùn cưa

Thông thường trong xưởng chế biến gỗ, ngoài hệ thống xẻ gỗ tự động còn nhiều loại cưa và các máy móc thiết bị khác như các máy bào, máy phay. Hệ thống hút mùn cưa

thường được tính toán thiết kế cho toàn bộ các máy móc, thiết bị trong xưởng, do đó quy mô và công suất của hệ thống hút mùn cưa sẽ lớn hơn, khi đó sẽ chỉ tính toán lựa chọn ống hút mùn cưa từ hệ thống xe tự động đến ống hút chính của cả hệ thống là đủ. Trong trường hợp này, giả sử chỉ có duy nhất hệ thống xe tự động và ta sẽ tính toán thiết kế toàn bộ hệ thống xử lý mùn cưa cho hệ thống xe tự động.

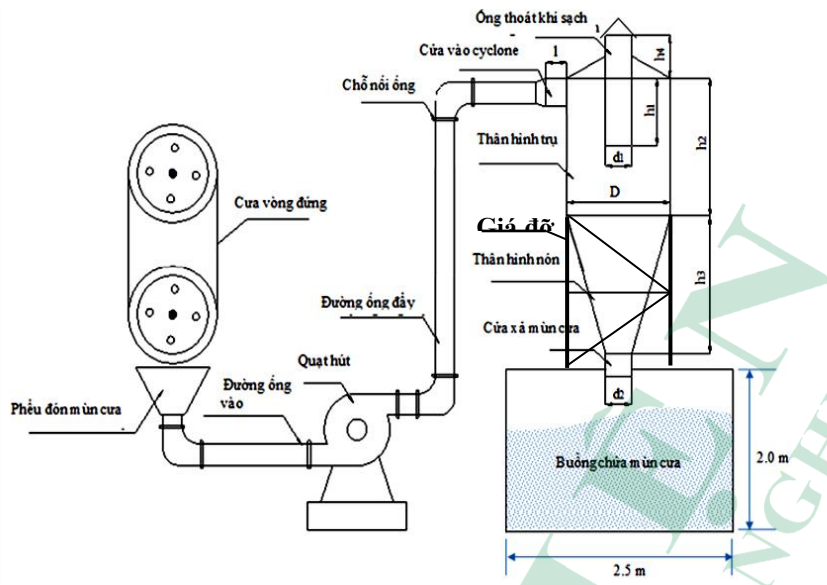
Căn cứ vào các phương pháp thu gom mùn cưa hiện đang được áp dụng rộng rãi, đồng thời xét các yếu tố ảnh hưởng đến việc lựa chọn công nghệ và thiết bị, công nghệ hút mùn cưa sử dụng quạt hút ly tâm kết hợp cyclone để lắng mùn cưa trong quá trình hút được lựa chọn cho hệ thống xe tự động. Đây là phương pháp được dùng phổ biến nhất hiện nay, đặc biệt phương pháp này được áp dụng cho hầu hết các hệ thống xe gỗ tự động cưa vòng đứng hiện nay do những ưu điểm như mùn cưa tạo ra đến đâu trong quá trình xe sẽ được hút hoàn toàn ra ngoài đến đó, mùn cưa đi ra ngoài được lắng xuống nhờ cyclone, do đó hạn chế gây bụi ra môi trường.

Ngoài ra, chi phí đầu tư và vận hành cho hệ thống này hợp lý, việc vận hành, sửa chữa và bảo dưỡng đơn giản hơn. Hệ thống này có thể kết hợp với các công đoạn tiếp theo để xử lý mùn cưa một cách dễ dàng. Hình 8.33 là sơ đồ nguyên lý của hệ thống hút mùn cưa được chọn cho hệ thống xe tự động.



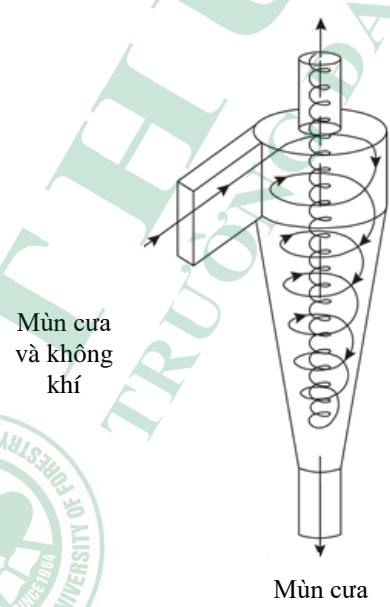
Hình 8.33. Sơ đồ hệ thống hút mùn cưa được chọn cho hệ thống xe tự động

Cấu tạo của hệ thống này bao gồm phễu đón mùn cưa được đặt âm xuống so với bánh đà dưới để đón mùn cưa tạo ra; ống hút mùn cưa từ phễu đón mùn cưa đến đầu vào của quạt hút ly tâm và cyclone; quạt hút ly tâm để tạo ra lưu lượng và tốc độ gió đủ lớn để có thể hút hết được lượng mùn cưa tạo ra tại phễu, đi qua ống hút và đưa vào cyclone; bộ phận cuối cùng là cyclone có tác dụng tách mùn cưa và bụi ra khỏi luồng khí thải, phía dưới cyclone có thùng để chứa mùn cưa lắng xuống. Sơ đồ hệ thống hút mùn cưa cho hệ thống xe tự động được thể hiện trên hình 8.34.



Hình 8.34. Sơ đồ cấu tạo của hệ thống hút mùn cưa

Trong hệ thống hút mùn cưa trên, cyclone là một trong những thiết bị quan trọng nhất. Thiết bị này xử lý bụi lợi dụng lực ly tâm khi dòng khí chuyển động xoáy trong cyclone. Nguyên lý hoạt động của cyclone là dòng không khí sẽ chuyển động xoáy ốc bên trong thân hình trụ của cyclone. Lực ly tâm được sinh ra và tác dụng lên các hạt lơ lửng. Khi dòng khí chạm đến đáy hình phễu sẽ chuyển động ngược lên trên nhưng vẫn giữ chuyển động xoắn ốc rồi thoát ra ngoài ống xả. Trong dòng chuyển động xoắn ốc đó, các hạt mùn cưa chịu tác dụng bởi lực ly tâm nên có xu hướng tiến dần về phía thành ống của thân hình trụ. Khi chạm vào thành ống, các hạt mùn cưa sẽ mất động năng và rơi xuống đáy cyclone và được thu gom thành đống. Không khí



Hình 8.35. Nguyên lý dòng không khí của cyclone khi làm việc

Cơ chế chủ yếu của một cyclone là dòng khí xoáy. Do đó cửa vào của dòng khí phải được thiết kế để có thể tạo được dòng khí xoáy. Thông thường cửa vào cyclone được thiết kế ở trên đỉnh cyclone, theo phương pháp tiếp tuyến với thành cyclone hình trụ để tạo dòng khí xoáy xuống. Dòng xoáy này được gọi là dòng xoáy chính. Khi đó, lực ly tâm được sinh ra và tác động lên các hạt bụi, làm cho chúng văng ra về phía thành của cyclone và được tách ra khỏi dòng khí. Khí sạch tiếp tục chuyển động xoáy và khí gần đến đáy của cyclone sẽ chuyển hướng đi lên (nhưng vẫn giữ nguyên chiều cao) để thoát ra khỏi ống khí thải. Dòng xoáy này gọi là dòng xoáy trục.

Như vậy, dòng xoáy trục nằm bên trong dòng xoáy chính, có chung chiều xoay nhưng ngược chiều chuyển động. Căn cứ vào nguyên lý này, cửa ra không khí sạch được thiết kế ở giữa cyclone và theo phương dọc trục.

8.7.3. Tính toán hệ thống xử lý mùn cưa

Từ mô hình hệ thống xử lý mùn cưa đã lựa chọn như hình 8.34. Các bộ phận của hệ thống cần phải được tính toán lựa chọn cho phù hợp nhằm thu gom được hết lượng mùn cưa tạo ra và đảm bảo hàm lượng bụi trong luồng khí thải ra bên ngoài ở mức cho phép.

Để tính toán thiết kế lựa chọn được các bộ phận của hệ thống, cần phải xác định được các thông số đầu vào cho tính toán bao gồm lượng mùn cưa tạo ra khi xẻ và tốc độ gió cần thiết để có thể hút được mùn cưa đi vào cyclone. Các thông số này được xác định bằng thực nghiệm.

8.7.3.1. Thực nghiệm xác định lượng mùn cưa

Thực nghiệm xác định khối lượng mùn cưa tạo ra khi xẻ được thực hiện bằng phương pháp cân đo trực tiếp. Tiến hành xẻ một mẫu ván cần xác định lượng mùn cưa bằng một loại lưỡi cưa nhất định được chọn cho thiết bị xẻ. Sau khi xẻ xong tiến hành xác định khối lượng mùn cưa tạo ra bằng phương pháp cân, thể tích tự nhiên của mùn cưa và kích thước của mạch xẻ được xác định bằng phương pháp đo kích thước.

Khối lượng trung bình của mùn cưa một loại gỗ được xác định theo công thức:

$$\bar{m} = \frac{m_1 + m_2 + \dots + m_n}{n} \quad [\text{kg}] \quad (8.50)$$

Trong đó:

\bar{m} : Khối lượng mùn cưa trung bình [kg];

$m_1 \dots m_n$: Khối lượng mùn cưa mỗi mạch [kg];

n : Số mạch cưa thực nghiệm.

Thể tích mạch xẻ được xác định bằng công thức sau:

$$V_{mx} = b.h.l \quad [\text{m}^3] \quad (8.51)$$

Trong đó:

V_{mx} : Thể tích mạch xẻ [m³];

b : Bề rộng mạch xẻ [m];

h : Chiều cao mạch xẻ [m];

l : Chiều dài mạch xẻ [m].

Độ nở của mùn cưa (tỷ lệ giữa thể tích tự nhiên của mùn cưa và thể tích mạch xẻ):

$$K = \frac{V_{mc}}{V_{mx}} \quad (8.52)$$

Trong đó:

V_{mc} : Thể tích tự nhiên của mùn cưa [m³];

V_{mx} : Thể tích trung bình của mạch xẻ [m³].

Khối lượng riêng của mùn cưa:

$$\rho = \frac{\bar{m}}{V_{mc}} \quad (8.53)$$

Trong đó:

\bar{m} : Khối lượng trung bình của mùn cưa [kg];

V_{mc} : Thể tích mùn cưa đo được [m³].

Từ kết quả thực nghiệm và các thông số đầu vào về loại gỗ xẻ, năng suất của các thiết bị và tỷ lệ thành khí sẽ xác định được tổng khối lượng cũng như thể tích tự nhiên của lượng mùn cưa tạo ra trong quá trình xẻ.

Trong thực tế hệ thống xẻ gỗ tự động thường xẻ nhiều loại gỗ khác nhau về nhóm gỗ trong khi khối lượng và thể tích tự nhiên mùn cưa và hệ số nở mùn cưa K của các loại gỗ khác nhau có sự khác nhau đáng kể. Do đó cần phải xác định cho loại gỗ tạo ra lượng mùn cưa và hệ số nở K lớn nhất. Thông thường gỗ có tỷ trọng càng cao thì tỷ lệ giữa thể tích mùn cưa tự nhiên và thể tích mạch xẻ càng lớn.

Kết quả nghiên cứu thực nghiệm xác định lượng mùn cưa tạo ra khi xẻ cho một số loại gỗ đang được sử dụng phổ biến để sản xuất đồ mộc hiện nay gồm lim, tần bì và gỗ keo như trong bảng 8.50. Độ ẩm của gỗ khi thực hiện xẻ là 35-36 [%]. Chiều dày lưỡi cưa khi xẻ là 2.2 [mm], chiều rộng mạch xẻ là 2.5 [mm]. Các thông số như kích thước mạch xẻ, chiều dày lưỡi cưa và chiều rộng mạch xẻ đều được xác định và ở giá trị không đổi.

Bảng 8.2. Số liệu thí nghiệm xác định khối lượng mùn cưa khi xẻ

TT	Loại gỗ	Độ ẩm (%)	Độ nở K của mùn cưa	Khối lượng riêng mùn cưa (kg/m ³)
1	Keo	35	4,29	0,192
2	Lim	35	4,40	0,237
3	Tần bì	35	4,13	0,201

Kết quả thực nghiệm trên cho thấy rằng trong ba loại gỗ thì tỷ lệ giữa thể tích tự nhiên mùn cưa và thể tích mạch xẻ đối với lim đạt giá trị lớn nhất với $K = 4,4$ trong khi loại gỗ có giá trị này nhỏ nhất là gỗ tần bì với $K = 4,13$. So sánh khối lượng riêng trung bình của mùn cưa đối với ba loại gỗ thì gỗ lim có khối lượng riêng mùn cưa lớn nhất với $\rho = 0,237$ [kg/m³] trong khi gỗ có khối lượng riêng của mùn cưa nhỏ nhất là keo với $\rho = 0,192$ [kg/m³]. Như vậy để tính toán thiết kế hệ thống hút mùn cưa cần tính toán cho trường hợp xẻ gỗ lim vì có độ nở K và khối lượng riêng là lớn nhất.

8.7.3.2. Xác định vận tốc luồng gió cần thiết để hút mùn cưa

Để hút được mùn cưa vào ống hút thì tốc độ gió của luồng không khí tạo ra trên bề mặt các hạt mùn cưa phải đủ lớn. Nếu tốc độ gió lớn quá dẫn đến lãng phí do tiêu tốn năng lượng hoạt động hệ thống quạt có công suất lớn. Do đó cần phải xác định tốc độ gió hợp lý để hút mùn cưa.

Vận tốc luồng gió cần thiết để hút mùn cưa được xác định bằng phương pháp thực nghiệm. Mùn cưa ngay sau khi xẻ các loại nguyên liệu gỗ được sử dụng làm thực nghiệm để đảm bảo sự phù hợp về đối tượng thực nghiệm và thiết bị sử dụng làm thực nghiệm. Thiết bị thí nghiệm gồm một máy hút được trang bị thiết bị đo tốc độ gió tại cửa hút và có thể điều chỉnh được tốc độ gió. Khoảng cách từ miệng ống hút đến lớp mùn cưa cố định với khoảng cách 20 mm. Khi lớp mùn cưa đã sẵn sàng, tiến hành đặt miệng ống hút cách lớp mùn cưa 20 mm. Sau đó cho máy hút hoạt động với tốc độ gió thay đổi từ thấp đến cao cho đến khi đạt giá trị tốc độ nào đó để hút được hết lượng mùn cưa tạo ra. Giá trị tốc độ gió đo được trong trường hợp này là giá trị cần tìm.

Kết quả thí nghiệm cho thấy vận tốc gió cần thiết để có thể hút được tất cả các hạt mùn cưa có kích thước khác nhau đi vào ống hút có giá trị từ $5.0 \div 6.1$ [m/s]. Để đảm bảo có thể hút hết lượng mùn cưa tạo ra. Trong trường hợp này thì vận tốc gió phải đạt $W_v = 6.10$ [m/s].

8.7.3.3. Xác định lưu lượng không khí và kích thước ống hút đến quạt

a. Xác định lưu lượng không khí

Bán kính kích thước ống hút và lưu lượng gió vào cyclone có mối quan hệ thông qua công thức sau đây:

$$r_l = \sqrt{\frac{L}{\pi x w_v}} \quad (8.54)$$

Trong đó:

r_l : Bán kính kích thước ống dẫn ra [m];

w_v : Vận tốc luồng khí đi vào ống hút [m/s];

L : Lưu lượng không khí đi vào cyclone [m³/s].

Từ công thức trên thấy rằng đường kính ống tỷ lệ thuận với lưu lượng không khí. Khi tốc độ gió cố định, nếu đường kính ống càng lớn dẫn đến lưu lượng gió đi vào phải càng lớn, khi đó cần một quạt hút có công suất lớn và quy mô của hệ thống sẽ tăng lên. Do đó ống hút cần có kích thước phù hợp nhằm đảm bảo hút được hết lượng mùn cưa tạo ra nhưng không làm tăng kích thước tổng. Thông thường chọn $d_l = 30$ [cm] và từ giá trị tốc độ luồng khí đi vào ống hút w_v được xác định bằng thực nghiệm ta xác định được lưu lượng không khí L .

b. Xác định kích thước ống dẫn khí vào cyclone

Ống dẫn khí vào đặt tiếp tuyến với thành thiết bị và mặt cắt có dạng hình chữ nhật chiều cao h và chiều rộng b . Quan hệ giữa h và b thường được chọn thông qua tỉ số k .

$$k = \frac{h}{b} \quad \text{với } k = 2 \div 4. \quad (8.55)$$

Chiều cao cửa vào h được xác định theo công thức sau:

$$h = \sqrt{\frac{L}{k \cdot w_v}} \quad (8.56)$$

Trong đó:

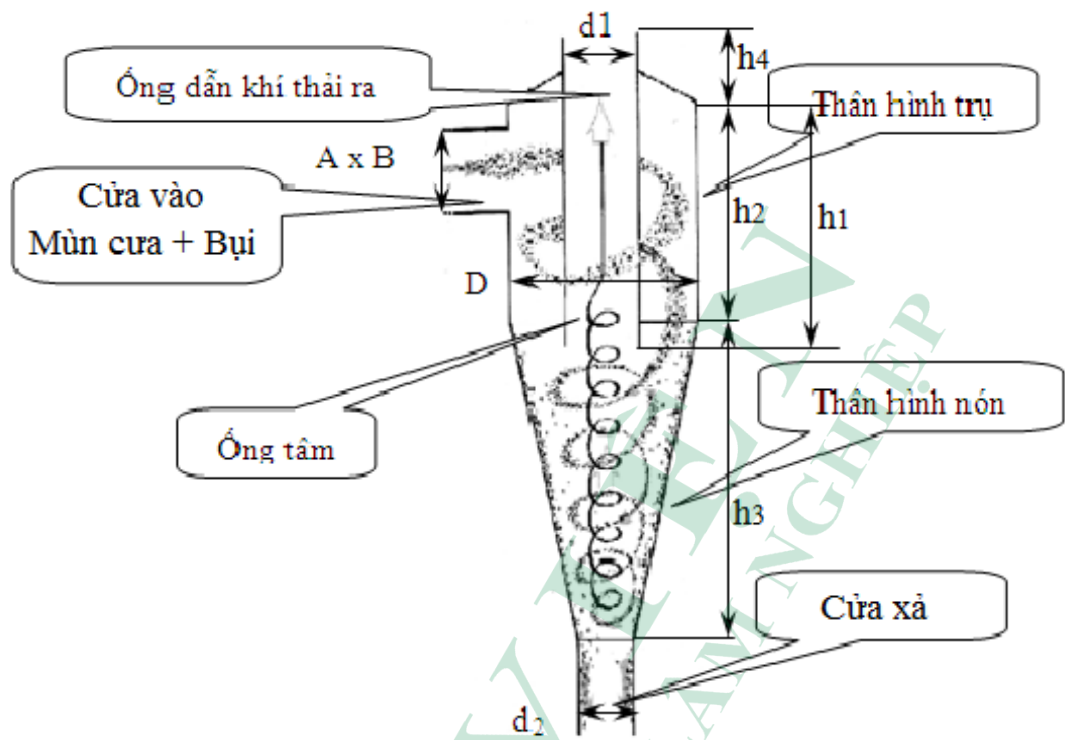
w_v : Vận tốc khí vào cyclone [m/s];

k : Hệ số tỷ lệ giữa h và b ;

L : Lưu lượng không khí mang theo mùn cưa đi vào ống [m³/h].

8.7.3.4. Tính toán cyclone

Các bộ phận chính cũng như kích thước cơ bản của cyclone được thể hiện trên hình 8.36. Để khi mùn cưa từ ống hút đi vào cyclone có thể rơi xuống và chỉ có không khí và một phần hạt bụi nhỏ đi lên thì cần phải tính toán các kích thước cơ bản của cyclone cũng như kích thước tối hạn của mùn cưa.



Hình 8.36. Sơ đồ cấu tạo của cyclone

8.7.3.5. Xác định các kích thước cyclone

Tính toán đường kính thân hình trụ của cyclone

Đường kính thân hình trụ D được tính theo công thức:

$$D = \sqrt{\frac{3,14 \times L}{4 \times Wq}} \quad [\text{m}] \quad (8.57)$$

Trong đó:

L : Lưu lượng dòng khí [m^3/s];

w_q : Tốc độ không khí tại phần thân hình trụ của cyclone [m/s].

Sau khi tính được đường kính thân hình trụ D của cyclone, cần phải tiến hành kiểm tra theo điều kiện tốc độ tối ưu đi qua thân hình trụ này. Tốc độ thực tế của luồng không khí đi qua thân hình trụ được tính theo công thức như sau:

$$V_{tt} = \frac{3,14 \times L}{4 \times n \times D^2} \quad [\text{m/s}] \quad (8.58)$$

Trong đó: n là số lượng cyclone.

Tra bảng ta xác định được tốc độ tối ưu V_{tu} đi qua thân hình trụ cyclone.

Độ sai lệch của V_{tt} so với tốc độ tối ưu V_{tu} được tính theo công thức :

$$\frac{\Delta v}{V_{tu}} = \frac{(V_{tt} - V_{tu}) \times 100\%}{V_{tu}} \quad (8.59)$$

Nếu độ sai lệch này nhỏ hơn 15 [%] sẽ ở mức cho phép. Do đó, đường kính D tính toán được thỏa mãn điều kiện tốc độ tối ưu, nếu không thỏa mãn cần lựa chọn lại giá trị w_q và tính toán lại.

Tính toán chiều cao phần hình trụ:

$$h_2 = 2,2 \times D \quad [\text{m}] \quad (8.60)$$

Tính toán chiều cao phần thân hình nón:

$$h_3 = 2 \times D \quad [\text{m}] \quad (8.61)$$

Tính toán chiều dài ống dẫn khí vào:

$$L = 0,6 \times D \quad [\text{m}] \quad (8.62)$$

Tính toán chiều cao ống tâm có mặt bích:

$$h_1 = 1,74 \times D \quad [\text{m}] \quad (8.63)$$

Tính toán chiều cao phần bên ngoài ống tâm:

$$h_4 = 0,3 \times D \quad [\text{m}] \quad (8.64)$$

Tính toán chiều cao thiết bị cyclone:

$$H = 4,56 \times D \quad [\text{m}] \quad (8.65)$$

Đường kính trong của cửa tháo mùn cưa:

$$d_2 = (0,3 \div 0,4)D \quad [\text{m}] \quad (8.66)$$

8.7.3.6. Xác định đường kính giới hạn của mùn cưa

Đường kính giới hạn của mùn cưa được tính theo công thức:

$$\delta_0 = \sqrt{\frac{4,5 \times \mu L}{\pi^3 \times \rho_{mc} (R^2 - r_1^2) \times n^2 \cdot H}} \quad (8.67)$$

Trong đó:

δ_0 : Đường kính giới hạn của mùn cưa [μm];

H : Chiều cao thiết bị [m];

R : Bán kính thân cyclone [m];

r_1 : Bán kính ống thoát khí sạch [m];

ρ_{mc} : Khối lượng riêng của mùn cưa [kg/m^3];

n : Số vòng quay của dòng khí bên trong cyclone [vòng/s].

$$N = \frac{0,7 \cdot v_E}{\pi(r_1 + R)} \quad [\text{vòng/s}] \quad (8.68)$$

Trong đó:

v_E : Vận tốc của khí ở ống dẫn vào cyclone [m/s];

μ : Hệ số nhớt động học của mùn cưa và bụi.

$$\mu = \mu_{0^\circ\text{C}} \times \frac{387}{387 + t} \left(\frac{273 + t}{273} \right)^{3/2} \quad (8.69)$$

Trong đó:

t : Nhiệt độ không khí [$^\circ\text{C}$];

$\mu_{0^\circ\text{C}}$: Hệ số độ nhớt không khí ở nhiệt độ 0 [$^\circ\text{C}$].

8.7.3.7. Chọn vật liệu và tính bền cho cyclone

Chọn vật liệu

Trước khi tính toán ứng suất và tính bền cho thiết bị cần thiết phải chọn vật liệu chế tạo thiết bị, từ đó ta có các thông số đầu vào của vật liệu để tính toán. Để chọn được vật liệu chế tạo phải căn cứ vào điều kiện làm việc của thiết bị. Trong môi trường thiết bị làm việc ở điều kiện nhiệt độ thường, chịu áp suất không lớn nên có thể chọn thép CT3 hoặc inox 201 trở lên.

Xác định ứng suất cho phép của thép CT3

Theo giới hạn bền:

$$[\sigma_k] = \frac{\sigma_k}{n_k} \times \eta \quad [\text{N/m}^2] \quad (8.70)$$

Trong đó:

σ_k : Giới hạn bền kéo [N/m^2];

n_k : Hệ số bền kéo;

Hệ số hiệu chỉnh, $\eta = 1$.

Theo giới hạn chảy:

$$[\sigma_c] = \frac{\sigma_c}{n_c} \times \eta \quad [\text{N/m}^2] \quad (8.71)$$

Trong đó:

σ_c : Giới hạn bền chảy [N/m^2];

n_c : Hệ số bền kéo;

η : Hệ số hiệu chỉnh, $\eta = 1$.

Sau khi tính toán hai giá trị ứng suất giới hạn trên chọn giá trị nhỏ cho phép để làm ứng suất cho phép tiêu chuẩn.

Tính toán bền cho thiết bị cyclone

Chiều dày thiết bị cyclone được tính theo công thức:

$$S' = \frac{D_t \cdot P_{lv}}{2[\sigma] \cdot \emptyset} \quad [\text{mm}] \quad (8.72)$$

Trong đó:

D_t : Đường kính trong của cyclone;

\emptyset : Hệ số bền của thành hình trụ theo chiều dài [$\emptyset = 0,95$];

P_{lv} : Áp suất làm việc ở nhiệt độ 35 [°C] của cyclone;

$[\sigma]$: Ứng suất cho phép của vật liệu.

Bề dày thực của thân thiết bị:

$$S = S' + C \quad (8.73)$$

Trong đó: C là hệ số bổ sung do ăn mòn $C = 1,0 \div 1,5$ [mm].

Kiểm tra lại ứng suất thành thiết bị theo áp suất thử tính toán

Áp suất thử P_{th} được tính theo công thức:

$$P_{th} = 1,5 \times P_{lv} \quad [\text{N/m}^2] \quad (8.74)$$

Ứng suất theo áp suất thử tính toán theo công thức:

$$\sigma = \frac{[D_t + (S - C)] \cdot P_{th}}{2 \cdot (S - C) \cdot \phi_h} \quad (8.75)$$

8.7.3.8. Tính toán kích thước buồng chứa mùn cưa

Mùn cưa sẽ đi qua cửa xả mùn cưa xuống buồng chứa mùn cưa và được giữ lại ở đó. Lượng mùn cưa này sau đó được giải phóng sau mỗi khoảng thời gian nhất định. Trong khoảng thời gian mùn cưa lưu lại ở buồng chứa yêu cầu thể tích buồng chứa phải chứa được hết lượng mùn cưa từ cyclone đi vào buồng chứa.

Thể tích tự nhiên của mùn cưa tạo ra trong một giờ được xác định theo công thức sau:

$$V_{m/h} = K \times V_{mx} \quad (8.76)$$

Trong đó:

K : Tỷ lệ giữa thể tích mùn cưa và thể tích mạch xẻ. Giá trị này được xác định bằng thực nghiệm cho từng loại gỗ khác nhau (bảng 8.2).

V_{mx} : Thể tích mạch xẻ tạo ra trong một giờ (m^3). Thể tích này xác định được bằng giá trị năng suất giờ khối lượng thành phẩm và thông số chiều dày mạch xẻ.

Thể tích buồng chứa được xác định theo công thức:

$$V_b = V_{m/h} \times T \quad (8.77)$$

Trong đó: T là khoảng thời gian buồng chứa mùn cưa không được giải phóng (giờ). Trong thực tế sản xuất, lượng mùn cưa thu gom được tại buồng chứa sẽ được giải phóng sau khoảng 4 [giờ] làm việc của máy.

Từ thể tích buồng chứa xác định được ở trên, cần xác định các kích thước của buồng chứa. Hình dạng của buồng chứa thường được chế tạo theo dạng hình chữ nhật hoặc hình vuông thay vì hình tròn để tăng hiệu quả sử dụng diện tích.

Chiều cao của buồng chứa mùn cưa h_b nên càng thấp càng tốt để giảm tổn thất công suất hệ thống cũng như đảm bảo độ vững chắc của hệ thống khi vận hành cũng như thuận lợi cho việc bảo dưỡng, sửa chữa. Tuy nhiên phải đảm bảo chiều cao để công nhân có thể đi lại làm việc trong đó thuận lợi. Trong thực tế thường chọn chiều cao của buồng chứa là 2.0 [m]. Từ đó xác định được diện tích tiết diện ngang của buồng chứa mùn cưa theo công thức:

$$F_b = \frac{V_b}{h_b} \quad (8.78)$$

Từ giá trị F_b ta xác định được các kích thước ngang còn lại của buồng chứa tùy theo không gian cụ thể của vị trí lắp đặt buồng chứa để thiết kế nhằm tối ưu hóa không gian sử dụng.

8.7.3.9. Tính toán quạt ly tâm và động cơ cho hệ thống

a. Xác định tổn thất áp suất trong hệ thống xử lý mùn cưa

Trong quá trình làm việc luôn tồn tại tổn thất áp suất trong hệ thống diễn ra trên đường đi của mùn cưa. Để xác định được các thông số kỹ thuật của quạt ly tâm và động cơ cho hệ thống cần xác định được tổn thất áp suất này.

Tổn thất áp suất trong hệ thống được xác định bằng công thức:

$$\Delta P = \Delta P_d + \Delta P_m + \Delta P_c + \Delta P_n + \Delta P_x + \Delta P_{cyclone} \quad (8.79)$$

Trong đó:

ΔP_d : Trở lực do đường ống dẫn [N/m^2];

ΔP_m : Trở lực do ma sát trong đường ống [N/m^2];

ΔP_c : Trở lực ở những đoạn cong [N/m^2];

ΔP_n : Trở lực qua cửa nạp (N/m^2);

ΔP_x : Trở lực qua cửa xả [N/m^2];

$\Delta P_{cyclone}$: Trở lực của cyclone [N/m^2].

Trở lực do đường ống dẫn

$$\Delta P_d = \frac{\rho_k \cdot V^2}{2} \quad (8.80)$$

Trong đó:

ρ_k : Khối lượng riêng của không khí [kg/m³];

V : Vận tốc dòng khí đi vào trong ống dẫn [m/s].

Trở lực do ma sát trong đường ống

$$\Delta P_m = \theta \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho_k \cdot V^2}{2} \quad (8.81)$$

Trong đó:

θ : Hệ số nhám đường ống;

l : Chiều dài ống dẫn [m];

d : Đường kính ống dẫn [m].

Trở lực do những đoạn cong

$$\Delta P_c = \sum \xi_c \cdot \frac{V^2}{2g} \rho_k \quad (8.82)$$

Trong đó:

$\sum \xi_c$: Tổng hệ số cản ở đoạn cong chuyển hướng;

g : Gia tốc trọng trường, 9,81 [m/s²].

Trở lực qua cửa nạp

$$\Delta P_n = \xi_n \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \cdot \rho_k \quad (8.83)$$

Trong đó: ξ_n là hệ số phụ thuộc vào cơ cấu nạp. Dạng phễu (hờ) $\xi_n = 0,8 - 1,0$.

Trở lực qua cửa xả

$$\Delta P_x = \xi_x \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \cdot \rho_k \quad (8.84)$$

Trong đó: ξ_x là hệ số phụ thuộc vào cơ cấu xả. $\xi_x = 1,5 - 2,5$ khi xả tự do, $\xi_x = 2,5$ khi thành đóng.

b. Trở lực cyclone

$$\Delta P_{Cyclone} = k \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \cdot \rho_k : \quad (8.85)$$

Trong đó: k là hệ số trở lực cục bộ, $k = 10$.

Tính toán quạt hút

Lựa chọn loại quạt

Hiện nay có hai loại quạt có thể sử dụng để hút mùn cưa gồm quạt ly tâm và quạt hướng trục. Tuy nhiên quạt ly tâm được sử dụng phổ biến hơn. Nguyên lý hoạt động dựa trên nguyên lý lực ly tâm. Khi quạt quay tạo ra áp suất không khí tại tâm quạt nhỏ, kéo không khí vào tâm của quạt và tạo ra luồng không khí di chuyển. Quạt ly tâm được sử dụng làm quạt hút mùn cưa trong công nghiệp chế biến vì nhiều ưu điểm như sau:

- Quạt hút ly tâm tạo ra áp suất lớn nên lực hút mạnh và đẩy được luồng không khí theo ống đi xa.
- Quạt ly tâm tạo ra được sức nén không khí tốt hơn quạt hướng trục rất nhiều, có thể tạo ra áp suất nén lên đến 100.000 [Pa].
- Quạt ly tâm khi hoạt động tạo ra tiếng ồn nhỏ.
- Mô tơ quạt lắp đặt bên ngoài truyền động lực cho cánh quạt thông qua dây curoa nhờ đó tránh được bụi từ luồng gió đi vào quạt.

Bên cạnh những ưu điểm như trên thì quạt ly tâm cũng có những nhược điểm nhất định. Ngoài việc giá thành cao hơn quạt hướng trục thì trong một số trường hợp động cơ quạt có thể bị quá tải nếu không kết nối được quạt vào hệ thống. Quạt ly tâm cũng yêu cầu cần phải có hệ thống ống dẫn và miệng cửa hút, cửa thổi phải lắp đặt ổn định.

Xác định công suất cần thiết cho quạt

Công suất cần thiết cho quạt được xác định bằng công thức:

$$N_{Dc} = \frac{Q'' \cdot P'' \cdot 9,81 \cdot 10^4}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta} \quad [\text{kW}] \quad (8.86)$$

Trong đó:

Q'' : Lưu lượng khí tính toán [m^3/s];

P'' : Cột áp cần thiết của quạt [Pa];

η : Hiệu suất tổng thể của hệ thống.

a. Tính toán động cơ

Từ kết quả tính toán công suất cần thiết để vận hành hệ thống cũng như kết quả chọn quạt ly tâm, ta chọn động cơ với các thông số cơ bản như sau:

- Động cơ điện 3 pha;
- Công suất [kW]: Dựa vào kết quả xác định công suất cần thiết cho quạt;
- Lựa chọn tốc độ quạt, thường chọn tốc độ 2800 [vòng/phút].



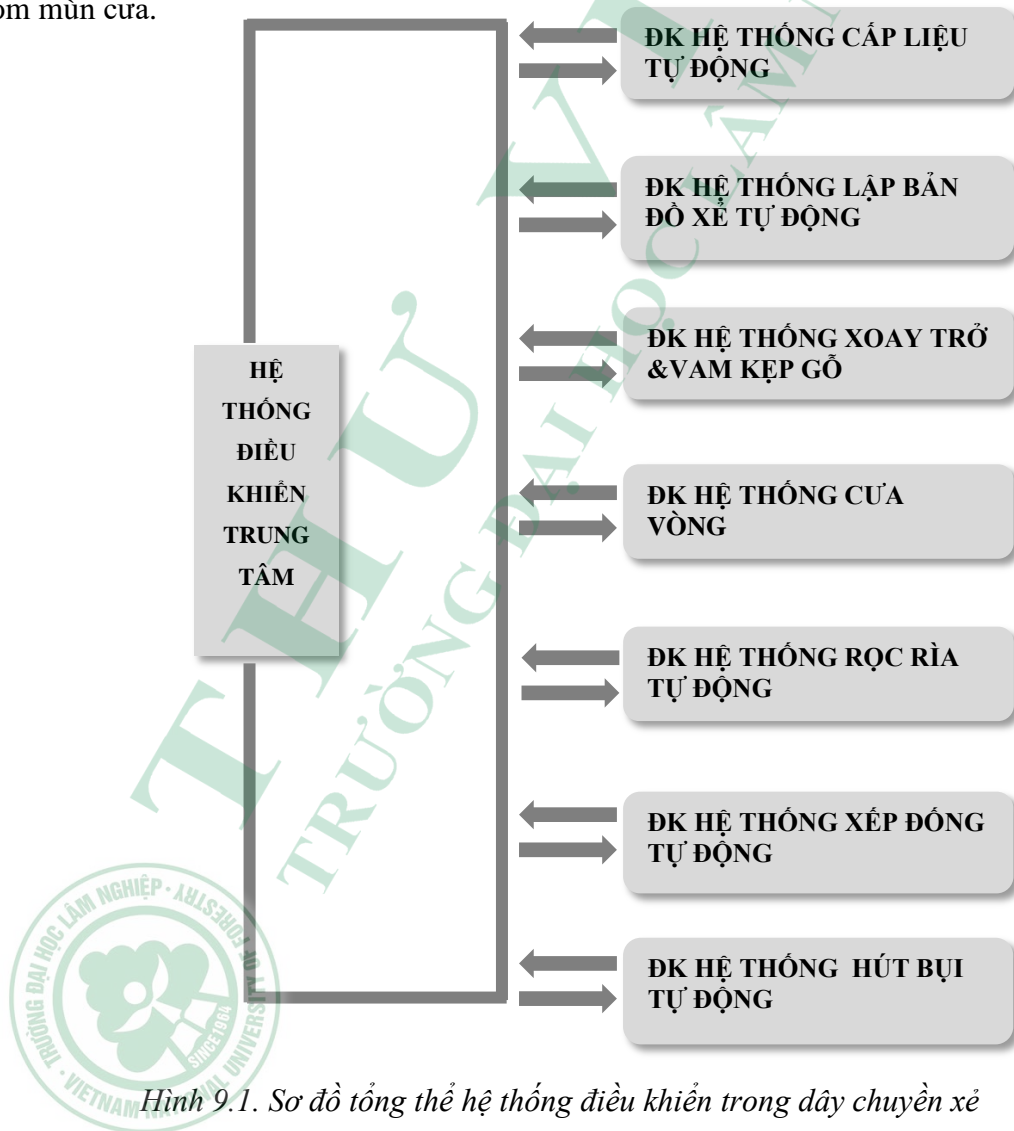
THU VIÊN
TRƯỜNG ĐẠI HỌC LÂM NGHIỆP

Chương 9

HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN DÂY CHUYỀN XÈ GỖ

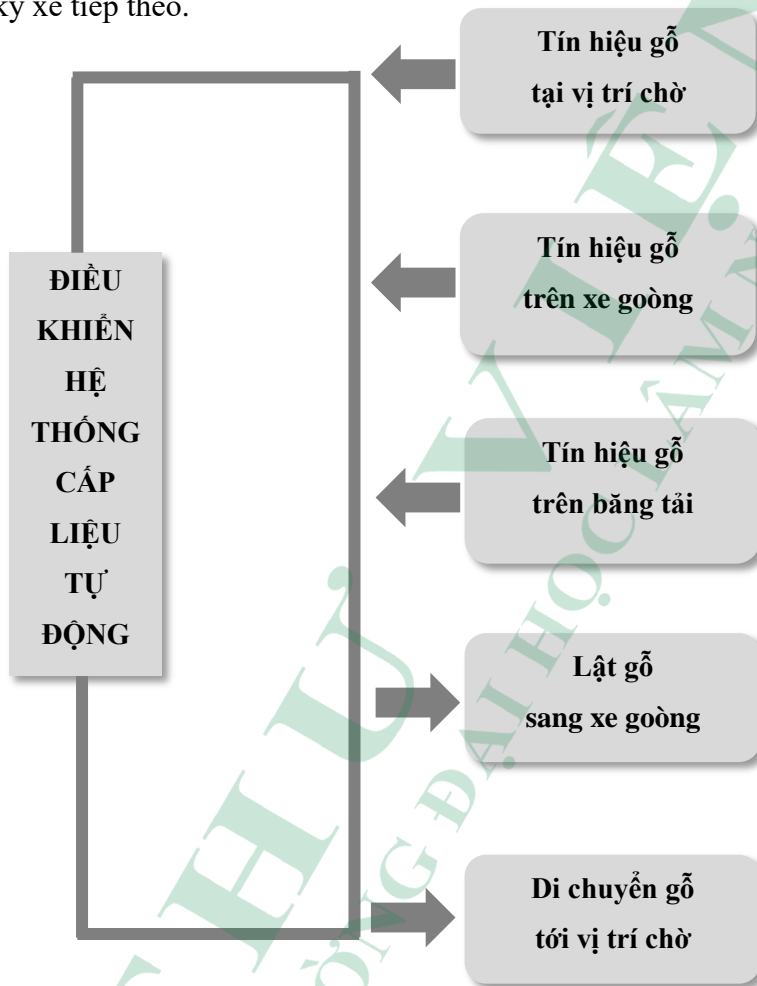
9.1. Nhiệm vụ của hệ thống điều khiển

Nhiệm vụ của hệ thống điều khiển là điều khiển hoạt động của toàn bộ dây chuyền xẻ tự động nhằm đạt được yêu cầu đề ra. Hình 9.1 mô tả các khâu cần điều khiển gồm các khâu cấp liệu, lập bản đồ xẻ, xoay trở và vạm kẹp gỗ, xẻ phá, rọc rìa, xếp đóng và hút bụi tương ứng với các hệ thống gồm hệ thống cấp liệu, hệ thống lập bản đồ xẻ, hệ thống xoay trở và vạm kẹp, hệ thống cửa vòng, hệ thống xẻ lại, hệ thống xếp đóng và hệ thống thu gom mùn cưa.



9.1.1. Điều khiển hệ thống cấp liệu tự động

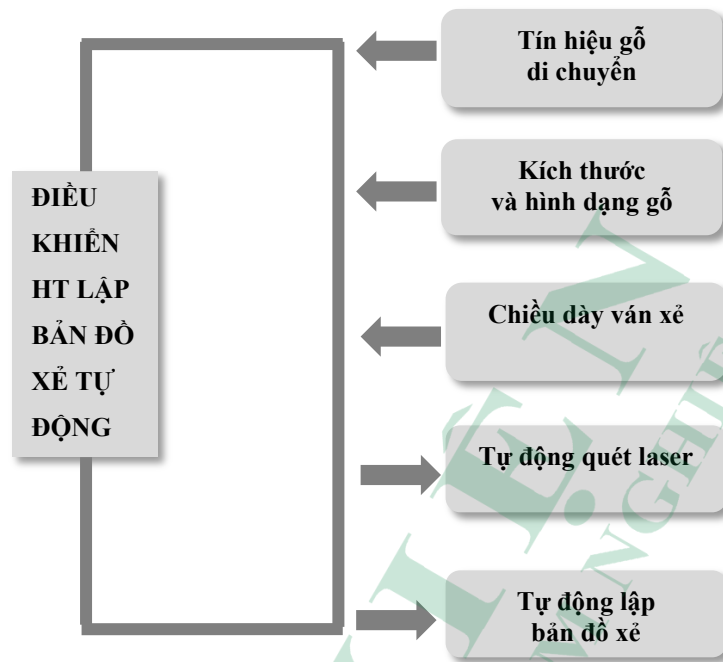
Nhiệm vụ của hệ thống điều khiển trong khâu cấp liệu là tự động điều khiển cơ cấu lật gỗ để đưa gỗ từ hệ thống cấp liệu sang hệ thống xe goòng khi có tín hiệu xe goòng đã kết thúc quá trình xẻ khúc gỗ trước đó và đang ở vị trí sẵn sàng nhận khúc gỗ tiếp theo. Đồng thời hệ thống điều khiển trong khâu cấp liệu tự động điều khiển bộ truyền xích hoạt động để di chuyển khúc gỗ tiếp theo tới vị trí chờ của cơ cấu lật để sẵn sàng đưa sang xe goòng cho chu kỳ xẻ tiếp theo.



Hình 9.2. Sơ đồ điều khiển hệ thống cấp liệu

9.1.2. Điều khiển hệ thống lập bản đồ xẻ tự động

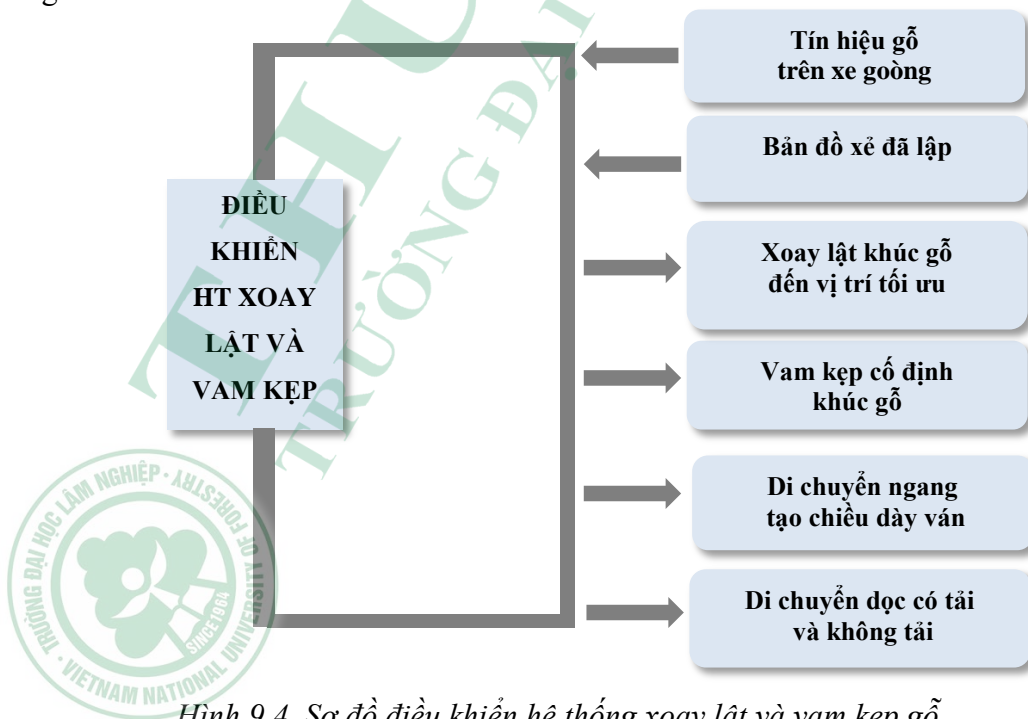
Nhiệm vụ của hệ thống điều khiển trong khâu lập bản đồ xẻ là tự động quét biên dạng của khúc gỗ để xác định kích thước và hình dạng khúc gỗ khi có tín hiệu băng tải xích hoạt động để di chuyển khúc gỗ đi qua hệ thống quét laser. Đồng thời căn cứ vào thông tin về kích thước và hình dạng của khúc gỗ thu được và chiều dày ván xẻ nhập vào, hệ thống điều khiển sẽ tự động lập bản đồ xẻ sao cho đạt được tỷ lệ thành phẩm lớn nhất khi khúc gỗ được xẻ.



Hình 9.3. Sơ đồ điều khiển hệ thống lập bản đồ xẻ tự động

9.1.3. Điều khiển hệ thống xoay lật và vạm kẹp gỗ

Nhiệm vụ của hệ thống điều khiển khâu xoay lật và vạm kẹp gỗ là khi xe goòng nhận được gỗ tròn từ hệ thống cấp liệu sẽ điều khiển cho cơ cấu xoay lật hoạt động để xoay khúc gỗ đến vị trí tối ưu theo bản đồ xẻ, sau đó điều khiển cho cơ cấu vạm kẹp cố định khúc gỗ.

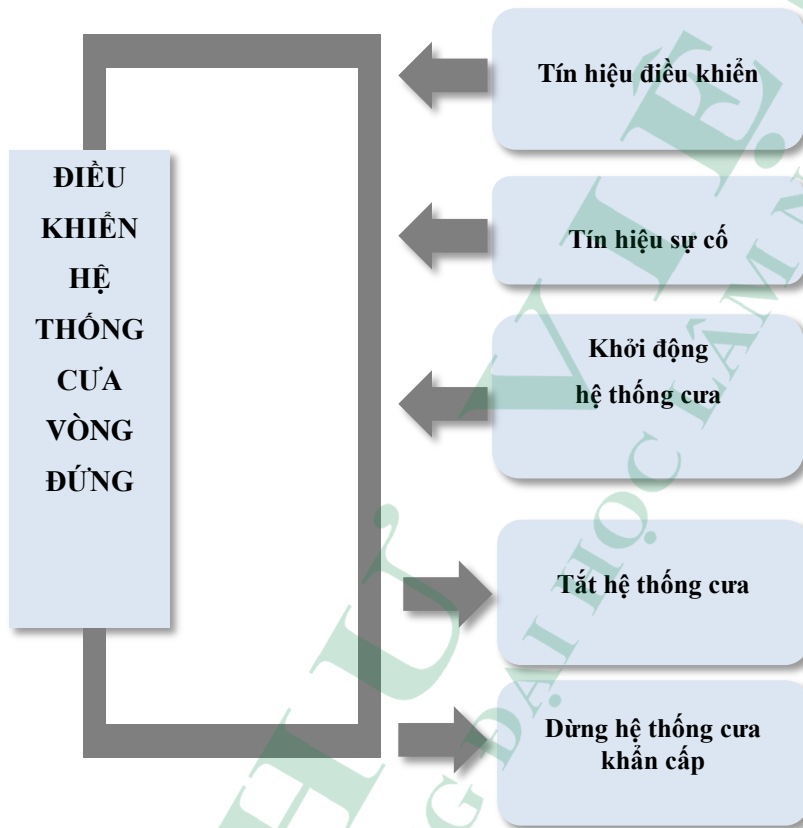


Hình 9.4. Sơ đồ điều khiển hệ thống xoay lật và vạm kẹp gỗ

Hệ thống điều khiển sẽ điều khiển cơ cấu di chuyển ngang để đưa gỗ vào vị trí mạch xẻ theo bản đồ xẻ và định tâm khúc gỗ, sau đó điều khiển cho cơ cấu di chuyển dọc để thực hiện quá trình di chuyển có tải (đẩy gỗ vào cửa với vận tốc thay đổi tùy thuộc vào chiều cao mạch xẻ và loại gỗ) và không tải (kéo xe goòng quay lại vị trí xuất phát).

9.1.4. Điều khiển hệ thống cửa vòng đứng

Hệ thống điều khiển của cửa vòng đứng đơn giản hơn so với các hệ thống điều khiển khác trong dây chuyền.

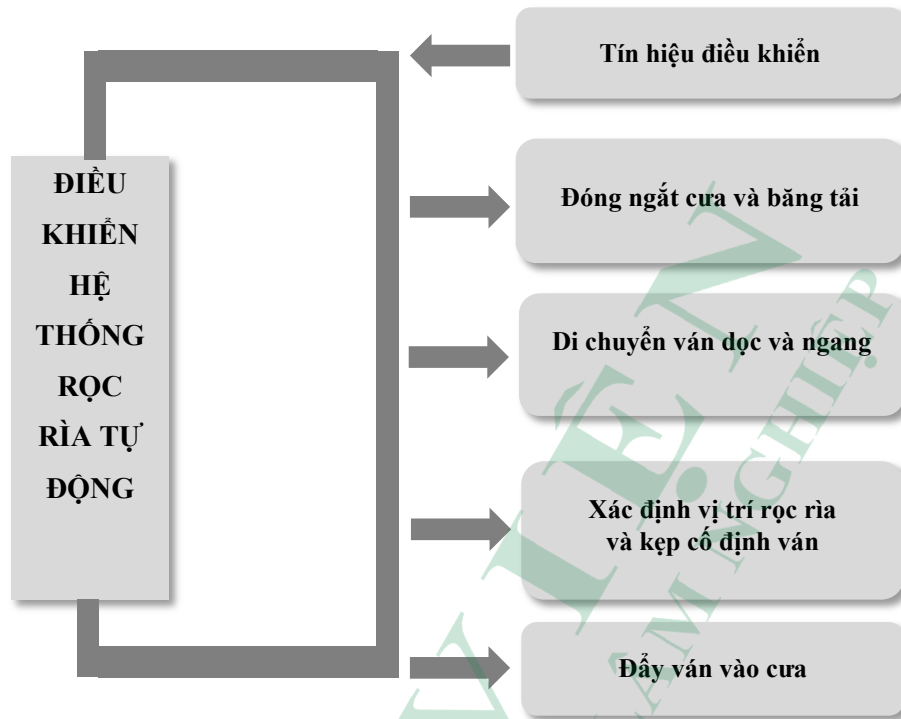


Hình 9.5. Sơ đồ điều khiển hệ thống cửa vòng đứng

Hệ thống điều khiển nhận tín hiệu đóng mở của người vận hành để khởi động và tắt hệ thống cửa vòng. Tuy nhiên khi có sự cố xảy ra như đứt lưỡi cửa hoặc quá tải thì hệ thống điều khiển sẽ dừng khẩn cấp hệ thống cửa để đảm bảo an toàn cho người vận hành và thiết bị.

9.1.5. Điều khiển hệ thống rọc rìa tự động

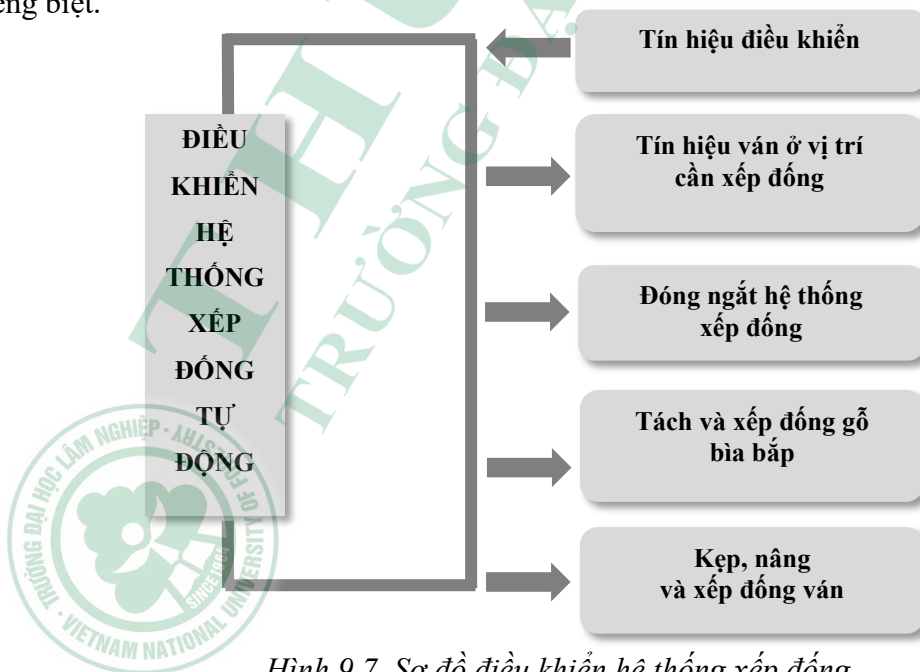
Hệ thống điều khiển quá trình rọc rìa có nhiệm vụ điều khiển việc khởi động và ngắt cửa rọc rìa và hệ thống băng tải di chuyển ván. Điều khiển hoạt động của băng tải để tạo ra chuyển động dọc và ngang mong muốn của tấm ván cần rọc rìa. Nhận tín hiệu từ hệ thống cảm biến để xác định rìa gỗ và vị trí tối ưu cần rọc rìa. Điều khiển cơ cấu kẹp để kẹp tấm ván và đẩy ván đi vào cửa để thực hiện quá trình rọc rìa.



Hình 9.6. Sơ đồ điều khiển hệ thống rọc rì

9.1.6. Điều khiển hệ thống xếp đồng tự động

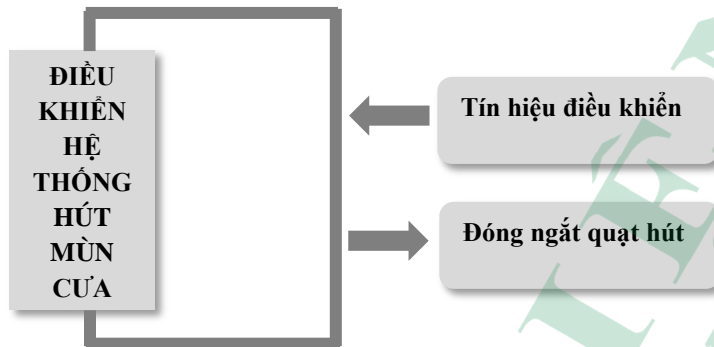
Hệ thống điều khiển khâu xếp đồng có nhiệm vụ tự động điều khiển cơ cấu kẹp hoạt động để kẹp tấm ván đã sạch rì khi đi ra khỏi băng tải của hệ thống rọc rì để di chuyển và xếp sang đồng ván theo yêu cầu. Đồng thời tách và gom gỗ bìa bấp thành đồng riêng biệt.



Hình 9.7. Sơ đồ điều khiển hệ thống xếp đồng

9.1.7. Điều khiển hệ thống thu gom mùn cửa tự động

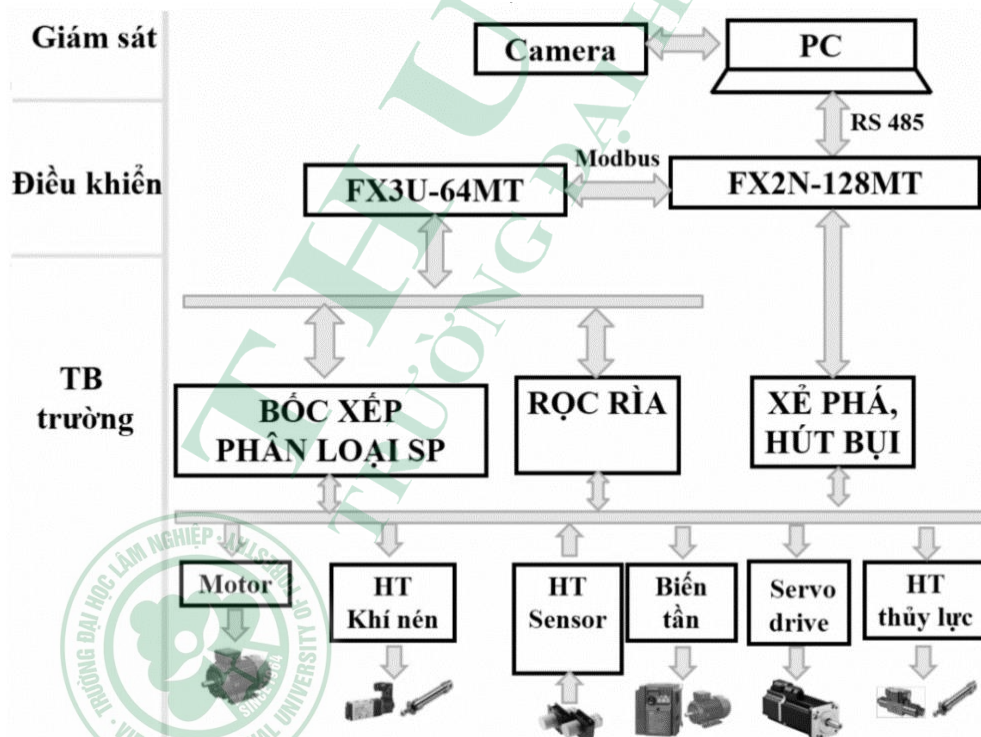
Hệ thống điều khiển khâu thu gom mùn cửa có nhiệm vụ không phức tạp như những hệ thống khác. Nhiệm vụ của hệ thống chủ yếu là khởi động động cơ quạt hút mùn cửa để gom toàn bộ mùn cửa tạo ra trong quá trình cửa xả gom vào một nơi chứa. Hệ thống thu gom mùn cửa được khởi động cùng với hệ thống cửa vòng đứng và cửa rọc rìa.



Hình 9.8. Sơ đồ điều khiển hệ thống hút mùn cửa

9.2. Cấu trúc hệ thống điều khiển dây chuyền xả gỗ

Để thỏa mãn yêu cầu về nhiệm vụ đặt ra đối với hệ thống điều khiển dây chuyền xả gỗ tự động được đề cập ở trên, hệ thống điều khiển của dây chuyền được xây dựng có 3 cấp gồm: cấp giám sát; cấp điều khiển; và cấp thiết bị trường (hình 9.9).



Hình 9.9. Cấu trúc tổng quát hệ thống điều khiển

Cấp giám sát sử dụng máy tính với sự hỗ trợ của camera công nghiệp; cấp điều khiển sử dụng bộ điều khiển PLC; cấp thiết bị trường gồm các loại cảm biến để phản hồi tín hiệu điều khiển, các biến tần dùng cho các động cơ không đồng bộ 3 pha, bộ điều khiển động cơ servo dùng để điều khiển vị trí động cơ servo để xác định chiều dày tấm ván xẻ, các van điều khiển hệ thống thủy lực và khí nén cho các bộ phận kẹp và xoay lật...).

9.2.1. Cấp giám sát

Sử dụng máy tính, màn hình LCD, các đồng hồ, đèn báo dùng để hiển thị các thông số của cây gỗ, chế độ xẻ và trạng thái hoạt động của dây chuyền. Hiển thị đường kính gỗ xẻ và hình dạng cây gỗ được hiển thị trên màn hình LCD. Từ các giá trị đầu vào cây gỗ, bản đồ xẻ được thiết lập giúp cho người điều khiển đưa ra phương án xẻ. Giám sát toàn bộ hoạt động của dây chuyền xẻ thông qua hiển thị trên giao diện người máy và màn hình LCD thông qua các camera giám sát.

9.2.2. Cấp điều khiển

Sử dụng một PLC là bộ điều khiển chính (PLC master) (ví dụ sử dụng PLC FX2N-128MT) có chức năng điều khiển trực tiếp hoạt động các thiết bị như cấp tín hiệu điều khiển các biến tần cho động cơ băng tải vận chuyển gỗ tròn, cửa vòng đứng, động cơ tời của xe goòng...); cấp tín hiệu xung cho bộ điều khiển động cơ servo để điều khiển vị trí điều khiển thay đổi chiều dày mạch xẻ; điều khiển các hệ thống van thủy lực và khí nén để kẹp giữ gỗ trong quá trình xẻ...

Ngoài ra, cấp điều khiển còn cấp tín hiệu cho PLC đóng vai trò là bộ điều khiển phụ (PLC slave). Sử dụng PLC slave điều khiển hoạt động các thiết bị khâu rọc rìa và bóc xếp như hệ thống nhận rặng rìa; hoạt động các động cơ; hệ thống xylanh khí nén (trên các trục lu giữ và dẫn hướng tấm ván, trên tay bóc xếp ván...).

9.2.3. Cấp thiết bị trường

Cấp thiết bị trường bao gồm các cảm biến để lấy tín hiệu phản hồi; các động cơ không đồng bộ 3 pha (được điều khiển qua biến tần hoặc đóng cắt trực tiếp) tạo truyền động cho hệ thống băng tải, động cơ cửa vòng đứng, động cơ cửa đĩa, động cơ tời, động cơ xe goòng, động cơ xe con, động cơ hút chân không...; các hệ thống xylanh thủy lực, xylanh khí nén...

9.3. Thiết kế phần cứng hệ thống điều khiển

Từ cấu trúc tổng quát của hệ thống điều khiển tiến hành thiết kế và phân bố tín hiệu cho các đầu vào ra của các PLC trong hệ thống như sau:

9.3.1. Phân bố đầu vào ra cho PLC

Như đã trình bày ở phần trên PLC master có chức năng làm PLC chủ của hệ thống, nó bao gồm các chức năng sau:

- Kết nối và trao đổi dữ liệu với máy tính giám sát (PC);
- Kết nối điều khiển các PLC slave;
- Điều khiển trực tiếp hệ thống xé phá trong dây chuyền.

Do vậy, căn cứ vào chức năng của PLC master và các thiết bị có trong dây chuyền chúng ta tiến hành bố trí đầu vào và đầu ra các tín hiệu cho PLC master (ví dụ bố trí đầu vào ra tín hiệu cho FX2N) như Bảng 9.1 và Bảng 9.2.

Bảng 9.1. Phân bố đầu vào tín hiệu cho PLC FX2N-128MT

Đầu vào X	Tên thiết bị kết nối với đầu vào PLC	Mô tả chức năng
X00	Cảm biến chống mất pha	<ul style="list-style-type: none"> - Nhận tín hiệu từ cảm bộ chống mất pha. - Sử dụng tiếp điểm NO. - Khi một trong ba pha bất kỳ của lưới mất pha, tiếp điểm của bộ báo mất pha chuyển sang NC và đưa tín hiệu về chân X000 của PLC (X000=1).
X01	Nút ấn S1 (Start 1)	<ul style="list-style-type: none"> - Khởi động toàn bộ hệ thống. - Sử dụng tiếp điểm thường mở (NO).
X02	Nút ấn ST1 (Stop 1)	<ul style="list-style-type: none"> - Dừng toàn bộ hệ thống. - Sử dụng tiếp điểm thường đóng (NC).
X03	Nút ấn E1 (Emergency 1)	<ul style="list-style-type: none"> - Dừng khẩn cấp toàn bộ hệ thống. - Sử dụng tiếp điểm thường đóng có duy trì.
X04	Nút ấn S2	<ul style="list-style-type: none"> - Chạy động cơ xoay gỗ trên xe goòng. - Sử dụng tiếp điểm thường mở (NO).
X05	Nút ấn ST2	<ul style="list-style-type: none"> - Dừng tời kéo xe goòng (tạo chuyển động đẩy gỗ vào xé). - Sử dụng tiếp điểm thường đóng (NC).
X06	Nút ấn E2	<ul style="list-style-type: none"> - Dừng khẩn cấp tời kéo xe goòng. - Sử dụng tiếp điểm thường đóng có duy trì.
X07	Nút ấn T3	<ul style="list-style-type: none"> - Chạy thuận bộ phận kẹp cưa (đưa bộ phận kẹp cưa đi lên). - Sử dụng tiếp điểm (NO).
X10	Nút ấn N3	<ul style="list-style-type: none"> - Chạy ngược bộ phận kẹp cưa (đưa bộ phận kẹp cưa đi xuống). - Sử dụng tiếp điểm (NO).

Đầu vào X	Tên thiết bị kết nối với đầu vào PLC	Mô tả chức năng
X11	Nút ấn E3	- Sử dụng Reset bộ đếm số mạch xe (Reset tín hiệu hiển thị trên HMI).
X12	Nút S4	- Khởi động động cơ chính cửa vòng đứng. - Sử dụng tiếp điểm thường mở (NO).
X13	Nút ấn ST4	- Dừng động cơ chính cửa vòng đứng. - Sử dụng tiếp điểm thường đóng (NC).
X14	Nút ấn E4	- Dừng khẩn cấp cửa vòng đứng. - Sử dụng tiếp điểm thường đóng có duy trì.
X15	Nút ấn S5	
X16	Nút ấn ST5	
X17	Nút ấn E5	- Reset bản đồ xe (trên HMI).
X20	Nút ấn S6	- Khởi động động cơ cửa đĩa rọc rìa. - Sử dụng tiếp điểm thường mở (NO).
X21	Nút ấn ST6	- Dừng động cơ cửa đĩa rọc rìa. - Sử dụng tiếp điểm thường đóng (NC).
X22	Nút ấn E6	- Dừng khẩn cấp cửa đĩa rọc rìa. - Sử dụng tiếp điểm thường đóng có duy trì.
X23	Cần điều khiển 1-JU1 (J-joystick; U-up)	- Tín hiệu khi kéo cần điều khiển 1 lên. - Ra tín hiệu điều khiển mở kẹp gỗ đi lên.
X24	Cần điều khiển 1-JD1 (D-down)	- Tín hiệu khi kéo cần điều khiển 1 xuống. - Ra tín hiệu điều khiển mở kẹp gỗ kẹp xuống.
X25	Cần điều khiển 1-JL1 (L- left)	- Tín hiệu khi kéo cần điều khiển 1 sang trái. - Ra tín hiệu điều khiển mở kẹp gỗ thò ra.
X26	Cần điều khiển 1-JR1 (R- right)	- Tín hiệu khi kéo cần điều khiển 1 sang phải. - Ra tín hiệu điều khiển mở kẹp gỗ thụt vào.
X27	Cần điều khiển 2-JU2	- Tín hiệu khi kéo cần điều khiển 2 lên. - Ra tín hiệu điều khiển băng tải vận chuyển gỗ tròn vào xe goòng. - Ra tín hiệu để nâng xylanh thủy lực lật gỗ tròn vào xe goòng.
X30	Cần điều khiển 2-JD2	- Tín hiệu khi kéo cần điều khiển 2 xuống.

Đầu vào X	Tên thiết bị kết nối với đầu vào PLC	Mô tả chức năng
X31	Cần điều khiển 2-JL2	- Tín hiệu khi kéo cần điều khiển 2 sang trái.
X32	Cần điều khiển 2-JR2	- Tín hiệu khi kéo cần điều khiển 1 sang phải.
X33	Cần điều khiển 3-JU3	- Tín hiệu khi kéo cần điều khiển 3 lên. - Động cơ Servo chạy vào.
X34	Cần điều khiển 3-JD3	- Tín hiệu khi kéo cần điều khiển 3 xuống. - Động cơ Servo chạy ra.
X35	Cần điều khiển 4-JR4	- Tín hiệu khi kéo cần điều khiển 4 sang phải. - Xe goòng chạy thuận.
X36	Cần điều khiển 4-JL4	- Tín hiệu khi kéo cần điều khiển 4 sang trái. - Xe goòng chạy nghịch.
X37	Van đặt áp suất thủy lực	- Tín hiệu về từ van đặt áp suất thủy lực.
X42	Cần điều khiển 5-JU5	- Tín hiệu vào khi đẩy cần điều khiển 5 lên. - Xylanh ép gỗ nâng lên.
X43	Cần điều khiển 5-JD5	- Tín hiệu vào khi kéo cần điều khiển 5 xuống. - Xylanh ép gỗ hạ xuống.
X44	Cần điều khiển 6-JU6	- Tín hiệu vào khi đẩy cần điều khiển 6 lên (cần duy trì). - Định chế độ xẻ tự động thứ nhất.
X45	Cần điều khiển 6-JD6	- Tín hiệu vào khi kéo cần điều khiển 6 xuống (cần duy trì). - Định chế độ xẻ tự động thứ hai.
X46	Cần điều khiển 6-JL6	- Tín hiệu vào khi đẩy cần điều khiển 6 sang trái (cần duy trì). - Định chế độ xẻ tự động thứ ba.
X47	Cần điều khiển 6-JR6	- Tín hiệu vào khi đẩy cần điều khiển 6 sang phải (cần duy trì). - Định chế độ xẻ tự động thứ tư.
X50	Cần điều khiển 7-JL7	
X51	Cần điều khiển 7-JR7	- Reset lại dữ liệu về mạch xẻ trong bộ nhớ của máy tính giám sát.

Đầu vào X	Tên thiết bị kết nối với đầu vào PLC	Mô tả chức năng
X52	Công tắc hành trình 11-HT11	<ul style="list-style-type: none"> - Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình số 11 nằm trên bàn máy xe goòng. - Khống chế hành trình đi ra của bàn máy.
X53	Công tắc hành trình số 7- HT 7	<ul style="list-style-type: none"> - Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình số 7 nằm trên xe goòng. - Nhận biết vị trí cuối của bàn máy xe goòng khi lùi về nhận gỗ tròn vào (giới hạn chiều quay động cơ servo). - Sử dụng tiếp điểm NC.
X54	Cần điều khiển 8-JL8	<ul style="list-style-type: none"> - Tín hiệu vào khi đẩy cần điều khiển 8 sang trái (cần duy trì). - Định chế độ điều chỉnh tâm cây gỗ bên trái.
X55	Cần điều khiển 8-JR8	<ul style="list-style-type: none"> - Tín hiệu vào khi đẩy cần điều khiển 8 sang phải (cần duy trì). - Định chế độ điều chỉnh tâm cây gỗ bên phải.
X56	Công tắc hành trình 9-HT9	<ul style="list-style-type: none"> - Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình 8 nằm trên băng tải vận chuyển tám ván sau cửa vòng đứng. - Ra tín hiệu để cần đỡ tám ván hoạt động
X57	Công tắc hành trình 8-HT8	<ul style="list-style-type: none"> - Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình 7 nằm ngay sau lưỡi cửa vòng đứng. - Ra tín hiệu để cho cần lật tám cán hoạt động, đảm bảo lật úp tám ván sau khi xẻ để băng tải đưa tới hệ thống rọc rĩa.
X60	Công tắc hành trình 6-HT6	<ul style="list-style-type: none"> - Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình số 6 nằm trên xylanh thủy lực càn lật gỗ. - Nhận biết vị trí cuối của càn lật gỗ. - Sử dụng tiếp điểm NC.
X61	Công tắc hành trình 5-HT5	<ul style="list-style-type: none"> - Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình số 5 nằm trên đường ray. - Nhận biết vị trí xe goòng đã vào vị trí để chạy chế độ tự động. - Sử dụng tiếp điểm NC.

Đầu vào X	Tên thiết bị kết nối với đầu vào PLC	Mô tả chức năng
X62	Công tắc hành trình 10-HT10	<ul style="list-style-type: none"> - Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình số 10 nằm trên hệ thống quét Laser nhận dạng biên dạng gỗ tròn đầu vào. - Khống chế hành trình chạy của đầu quét Laser .
X63		
X64	Công tắc hành trình 4-HT4	<ul style="list-style-type: none"> - Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình số 4 nằm cuối của băng tải đưa gỗ vào rọc rìa. - Báo hiệu tằm ván đã vào vị trí bắt đầu quá trình rọc rìa. - Sử dụng tiếp điểm NC.
X65	Công tắc hành trình 3-HT3	<ul style="list-style-type: none"> - Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình số 3 nằm phía đầu đường ray. - Nhận biết vị trí và dừng xe goòng chiều tiến lên để xẻ gỗ. - Sử dụng tiếp điểm NC.
X66	Công tắc hành trình 2-HT2	<ul style="list-style-type: none"> - Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình số 2 nằm phía cuối đường ray. - Nhận biết vị trí đầu và dừng xe goòng chiều lùi về. - Sử dụng tiếp điểm NC.
X67	Công tắc hành trình 1-HT1	<ul style="list-style-type: none"> - Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình số 1 nằm trên băng tải vận chuyển gỗ vào. - Nhận biết vị trí gỗ tại đầu xe goòng. - Sử dụng tiếp điểm NC.
X70	Cảm biến Laser số 7 LS7 (Laser 7)	<ul style="list-style-type: none"> - Tín hiệu Laser 7. - Đo đường kính gỗ tại điểm số 7.
X71	Cảm biến Laser số 6 LS6	<ul style="list-style-type: none"> - Tín hiệu Laser 6. - Đo đường kính gỗ tại điểm số 6.
X72	Cảm biến Laser số 5 LS5	<ul style="list-style-type: none"> - Tín hiệu Laser 5. - Đo đường kính gỗ tại điểm số 5.
X73	Cảm biến Laser số 4 LS4	<ul style="list-style-type: none"> - Tín hiệu Laser 4. - Đo đường kính gỗ tại điểm số 4.

Đầu vào X	Tên thiết bị kết nối với đầu vào PLC	Mô tả chức năng
X74	Cảm biến Laser số 3 LS3	<ul style="list-style-type: none"> - Tín hiệu Laser 3. - Đo đường kính gỗ tại điểm số 3.
X75	Cảm biến Laser số 2 LS2	<ul style="list-style-type: none"> - Tín hiệu Laser 2. - Đo đường kính gỗ tại điểm số 2.
X76	Cảm biến Laser số 1 LS1	<ul style="list-style-type: none"> - Tín hiệu Laser 1. - Đo đường kính gỗ tại điểm số 1.
X77	Cảm biến Laser số 0 LS0	<ul style="list-style-type: none"> - Tín hiệu Laser 0. - Lấy mẫu tín hiệu.

Bảng 9.2. Phân bố đầu ra tín hiệu cho PLC FX2N-128MT

Đầu ra Y	Thiết bị được điều khiển bởi đầu ra PLC	Mô tả chức năng
Y00	Động cơ servo	<ul style="list-style-type: none"> - Cấp xung cho động cơ servo. - Điều chỉnh vị trí dịch chuyển động cơ, quyết định chiều dày tấm ván xẻ.
Y01	Động cơ servo	<ul style="list-style-type: none"> - Định chiều quay động cơ servo. - Y1 = 1 động cơ quay nghịch, bàn máy đi vào trong. - Y1 = 0 động cơ quay thuận, bàn máy đi ra ngoài.
Y04	Động cơ servo	<ul style="list-style-type: none"> - Y4 = 1, đặt động cơ servo chế độ ON (trục động cơ bị bó cứng cố định vị trí bàn máy).
Y10	Điều khiển biến tần cho động cơ cửa vòng đứng	<ul style="list-style-type: none"> - Y10 = 1, bật biến tần chạy, động cơ cửa vòng đứng chạy, cửa vòng đứng hoạt động.
Y11	Điều khiển biến tần cho động cơ tời (kéo xe goòng, tạo chuyển động đẩy cho xẻ phá)	<ul style="list-style-type: none"> - Y11 = 1, cấp tín hiệu chạy thuận cho biến tần. - Động cơ kéo xe goòng chạy thuận, xe goòng chuyển động vào, tạo chuyển động đẩy gỗ vào cửa vòng đứng xẻ phá.

Đầu ra Y	Thiết bị được điều khiển bởi đầu ra PLC	Mô tả chức năng
Y12	Điều khiển biến tần cho động cơ tời	<ul style="list-style-type: none"> - Y12 = 1, cấp tín hiệu chạy nghịch cho biến tần. - Động cơ kéo xe goòng chạy nghịch, xe goòng lùi về vị trí đầu.
Y13	Điều khiển biến tần cho động cơ tời	<ul style="list-style-type: none"> - Y13 = 1, cấp tín hiệu chạy tốc độ cao.
Y14	Điều khiển biến tần cho động cơ tời	<ul style="list-style-type: none"> - Y14 = 1, cấp tín hiệu chạy tốc độ thấp.
Y15		<ul style="list-style-type: none"> - Chưa dùng tới, để dự phòng.
Y16	Điều khiển biến tần cho động cơ băng tải cấp liệu gỗ tròn đầu vào	<ul style="list-style-type: none"> - Y16 = 1, cấp tín hiệu chạy cho biến tần, động cơ băng tải chạy, gỗ được đưa từ băng tải vào.
Y27	Động cơ quạt hút bụi	<ul style="list-style-type: none"> - Y27 = 1, cấp tín hiệu khởi động từ bật động cơ quạt gió (tín hiệu 220 VAC).
Y30	Cấp tín hiệu cho K1	<ul style="list-style-type: none"> - Chạy động cơ băng tải tiếp liệu.
Y31	Động cơ xoay gỗ	<ul style="list-style-type: none"> - Y31 = 1, cấp tín hiệu cho cuộn hút khởi động từ, bật động cơ xoay gỗ (cuộn hút 220 VAC).
Y32	Động cơ nâng hạ bộ phận nẹp lưỡi cưa vòng đứng	<ul style="list-style-type: none"> - Y32 = 1, cấp tín hiệu cho cuộn hút khởi động từ chạy thuận (cuộn hút 220 VAC). - Động cơ chạy thuận, nẹp cưa nâng lên.
Y33	Động cơ nâng hạ bộ phận nẹp lưỡi cưa vòng đứng	<ul style="list-style-type: none"> - Y33 = 1, cấp tín hiệu cho cuộn hút khởi động từ chạy nghịch (cuộn hút 220 VAC). - Động cơ chạy nghịch, nẹp cưa hạ xuống.
Y34	Động cơ băng tải sau xẻ phá	<ul style="list-style-type: none"> - Y34 = 1, cấp tín hiệu cho cuộn hút khởi động từ động cơ băng tải sau xẻ phá (cuộn hút 220 VAC). - Tấm ván được đưa tới hệ thống rọc rĩa.

Đầu ra Y	Thiết bị được điều khiển bởi đầu ra PLC	Mô tả chức năng
Y35	Động cơ nguồn thủy lực 2	<ul style="list-style-type: none"> - Y35 = 1, cấp tín hiệu cho cuộn hút khởi động từ động cơ bơm thủy lực 2 (cuộn hút 220 VAC). - Nguồn thủy lực 2 hoạt động.
Y36	Động cơ nguồn thủy lực 1 (nguồn thủy lực đặt trên xe goòng)	<ul style="list-style-type: none"> - Y36 = 1, cấp tín hiệu cho cuộn hút khởi động từ động cơ bơm thủy lực 1 (cuộn hút 220 VAC). - Nguồn thủy lực 1 hoạt động.
Y37	Động cơ cửa đĩa rọc rìa	<ul style="list-style-type: none"> - Y37 = 1, cấp tín hiệu cho cuộn hút khởi động từ động cơ cửa đĩa (cuộn hút 220 VAC). - Bật cửa đĩa hoạt động.
Y40	Van hồi dầu nguồn thủy lực số 2	<ul style="list-style-type: none"> - Y40 = 1, van hồi dầu TL2 mở.
Y41	Van điều khiển xy lanh lật gỗ	<ul style="list-style-type: none"> - Y41 = 1, xy lanh thủy lực lật gỗ chuyển động ra. - Càng lật gỗ đi xuống
Y42	Van điều khiển xy lanh lật gỗ	<ul style="list-style-type: none"> - Y42 = 1, xy lanh thủy lực lật gỗ chuyển động vào. - Càng lật gỗ đi lên.
Y45	Động cơ Laser	<ul style="list-style-type: none"> - Y45 = 1, động cơ quét Laser chạy thuận.
Y46	Động cơ Laser	<ul style="list-style-type: none"> - Y46 = 1, động cơ quét Laser chạy nghịch.
Y56	Van thủy lực số 9 (Điều khiển xy lanh bộ phận xoay gỗ_Sol.b9)	<ul style="list-style-type: none"> - Y56 = 1, xy lanh thủy lực nâng lên, bộ phận xoay gỗ nâng lên.
Y57	Van thủy lực số 9 (Điều khiển xy lanh bộ phận xoay gỗ_Sol.a9)	<ul style="list-style-type: none"> - Y57 = 1, xy lanh thủy lực hạ về, bộ phận xoay gỗ hạ về.
Y60	Van điện từ cấp nước làm mát lưới cửa	<ul style="list-style-type: none"> - Y60 = 1, van mở cấp nước làm mát lưới cửa.
Y61	Van thủy lực số 8 (Điều khiển xy lanh bộ phận kẹp gỗ_Sol.b8)	<ul style="list-style-type: none"> - Y61 = 1, xy lanh thủy lực 1 kẹp gỗ nâng lên.

Đầu ra Y	Thiết bị được điều khiển bởi đầu ra PLC	Mô tả chức năng
Y62	Van thủy lực số 8 (Điều khiển xy lanh bộ phận kẹp gỗ_Sol.a8)	- Y62 = 1, xy lanh thủy lực 1 kẹp gỗ kẹp xuống.
Y63	Van thủy lực số 7 (Điều khiển xy lanh bộ phận kẹp gỗ_Sol.b7)	- Y63 = 1, xy lanh thủy lực 1 kẹp gỗ thò ra.
Y64	Van thủy lực số 7 (Điều khiển xy lanh bộ phận kẹp gỗ_Sol.a7)	- Y64 = 1, xy lanh thủy lực 1 kẹp gỗ thụt vào.
Y65	Van thủy lực số 6 (Điều khiển xy lanh bộ phận kẹp gỗ_Sol.b6)	- Y65 = 1, xy lanh thủy lực 2 kẹp gỗ nâng lên.
Y66	Van thủy lực số 6 (Điều khiển xy lanh bộ phận kẹp gỗ_Sol.a6)	- Y66 = 1, xy lanh thủy lực 2 kẹp gỗ kẹp xuống.
Y67	Van thủy lực số 5 (Điều khiển xy lanh bộ phận kẹp gỗ_Sol.b5)	- Y67 = 1, xy lanh thủy lực 2 kẹp gỗ thụt vào.
Y70	Van thủy lực số 5 (Điều khiển xy lanh bộ phận kẹp gỗ_Sol.a6)	- Y70 = 1, xy lanh thủy lực 2 kẹp gỗ thò ra.
Y71	Van thủy lực số 4 (Điều khiển xy lanh bộ phận ép gỗ_Sol.b4)	- Y71 = 1, xy lanh ép gỗ nâng lên.
Y72	Van thủy lực số 4 (Điều khiển xy lanh bộ phận ép gỗ_Sol.a4)	- Y72 = 1, xy lanh ép gỗ nâng lên.
Y73	Van thủy lực số 3 (Điều khiển xy lanh bộ phận kẹp gỗ_Sol.b3)	- Y73 = 1, xy lanh thủy lực 3 kẹp gỗ thụt vào.
Y74	Van thủy lực số 3 (Điều khiển xy lanh bộ phận kẹp gỗ_Sol.a3)	- Y74 = 1, xy lanh thủy lực 3 kẹp gỗ thò ra.
Y75	Van thủy lực số 2 (Điều khiển xy lanh bộ phận kẹp gỗ_Sol.b2)	- Y75 = 1, xy lanh thủy lực 3 kẹp gỗ nâng lên.
Y76	Van thủy lực số 2 (Điều khiển xy lanh bộ phận kẹp gỗ_Sol.a2)	- Y76 = 1, xy lanh thủy lực 3 kẹp gỗ kẹp xuống.
Y77	Van hồi dầu nguồn thủy lực số 1	- Y77 = 1, van hồi dầu TL1 mở, dầu hồi về thùng.

9.3.2. Phân bố đầu vào ra cho PLC slave

PLC slave có các chức năng sau:

- Kết nối và nhận lệnh điều khiển từ PLC master.
- Điều khiển trực tiếp hệ thống rọc rĩa và hệ thống bóc xếp trong dây chuyền xẻ gỗ.

Do vậy, căn cứ chức năng của PLC này và các thiết bị có trong hệ thống, chúng ta tiến hành bố trí đầu vào và đầu ra các tín hiệu cho PLC. Ví dụ bố trí đầu vào và đầu ra cho PLC FX3U như Bảng 9.3 và Bảng 9.4.

Bảng 9.3. Phân bố đầu vào tín hiệu cho PLC FX3U-64MT

Đầu vào X	Tên thiết bị kết nối với đầu vào PLC	Mô tả chức năng
X00	Cần điều khiển 1 - JD1 (J-joystick; D-down)	- Nhận tín hiệu khi kéo cần điều khiển 1 xuống.
X01	Cần điều khiển 1 - JU1 (U-up)	- Nhận tín hiệu khi đẩy cần điều khiển 1 lên.
X02	Cần điều khiển 1 - JL1 (L - left)	- Nhận tín hiệu khi đẩy cần điều khiển 1 sang trái.
X03	Cần điều khiển 1 - JR1 (R - right)	- Nhận tín hiệu khi đẩy cần điều khiển 1 sang phải.
X04	Cần điều khiển 2 - JD2	- Nhận tín hiệu khi đẩy cần điều khiển 2 gạt xuống.
X05	Cần điều khiển 2 - JU2	- Nhận tín hiệu khi đẩy cần điều khiển 2 gạt lên.
X06	Cần điều khiển 2 - JL2	- Nhận tín hiệu khi đẩy cần điều khiển 2 sang trái.
X07	Cần điều khiển 2 - JR2	- Nhận tín hiệu khi đẩy cần điều khiển 2 sang phải.
X10	Nút ấn Start	- Khởi động chế độ rọc rĩa và bóc xếp tự động. - Sử dụng tiếp điểm thường mở (NO).
X11	Nút ấn Stop	- Chuyển sang chế độ bằng tay với hệ thống rọc rĩa và bóc xếp. - Sử dụng tiếp điểm thường đóng (NC).
X12	Nút ấn dừng khẩn cấp - E1	- Dừng khẩn cấp hệ thống rọc rĩa tự động.
X13	Nút ấn 3	- Ra tín hiệu cho trường hợp loại tấm ván bìa bấp.
X14		- Nhận tín hiệu từ PLC master để thực hiện loại tấm ván là bìa gỗ.

Đầu vào X	Tên thiết bị kết nối với đầu vào PLC	Mô tả chức năng
X15	Công tắc hành trình 12 - HT12	<ul style="list-style-type: none"> - Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình số 12, đặt cuối băng tải đầu ra của hệ thống rọc rìa. - Là tín hiệu báo tằm ván đã được rọc rìa và chuyển sang khâu bóc xếp và phân loại. - Sử dụng tiếp điểm NC.
X16	J3 kéo lên	
X17	J3 kéo xuống	
X20	Cảm biến quang	<ul style="list-style-type: none"> - Nhận tín hiệu từ cảm biến quang đưa về
X21	Hệ thống cảm biến tiệm cận nhận dạng rìa gỗ - TC1	<ul style="list-style-type: none"> - Nhận tín hiệu từ hệ thống nhận dạng rìa gỗ. - Báo hiệu tằm ván đã đến vị trí rọc rìa, chuyển sang chuyển động đẩy gỗ và cửa đĩa rọc rìa. - Sử dụng tiếp điểm NO.
X22		<ul style="list-style-type: none"> - Nhận tín hiệu từ PLC chủ cho trường hợp rọc rìa loại 2.
X23	Công tắc hành trình 13 - HT13	<ul style="list-style-type: none"> - Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình số 13, gắn trên cần trục. - Không chế hành trình lên của cần trục. - Sử dụng tiếp điểm NC.
X24	Công tắc hành trình 14 - HT14	<ul style="list-style-type: none"> - Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình số 14, gắn trên cần trục. - Không chế hành trình xuống của cần trục. - Sử dụng tiếp điểm NC.
X25	Công tắc hành trình 15 - HT15	<ul style="list-style-type: none"> - Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình số 15. - Tín hiệu để đưa xylanh dẫn hướng tằm ván đến vị trí bắt đầu rọc rìa. - Sử dụng tiếp điểm NC.
X26	Công tắc hành trình 9 - HT9	<ul style="list-style-type: none"> - Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình số 9 - Báo hiệu báo hiệu hệ thống cảm biến tiệm cận đã di chuyển xuống mặt trên tằm ván. - Sử dụng tiếp điểm NC
X27	Công tắc hành trình 4 - HT4	<ul style="list-style-type: none"> - Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình số 4 nằm cuối của băng tải đưa gỗ vào rọc rìa - Báo hiệu tằm ván đã vào vị trí bắt đầu quá trình rọc rìa. - Sử dụng tiếp điểm NC.
X30	Công tắc hành trình 11 - HT11	<ul style="list-style-type: none"> - Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình số 11. - Là tín hiệu để ra lệnh cho xylanh dẫn hướng gỗ

Đầu vào X	Tên thiết bị kết nối với đầu vào PLC	Mô tả chức năng
		đặt sau cửa đĩa hoạt động, tạo lực dẫn hướng cho tấm ván trong quá trình rọc rìa (hệ thống dẫn hướng để xẻ rọc rìa). - Sử dụng tiếp điểm NC.
X31	Công tắc hành trình 8 - HT8	- Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình số 8 - Khóa chế hệ thống xích đưa gỗ chuyển động vào (tạo chuyển động để nhận dạng rìa). - Sử dụng tiếp điểm NC.
X32	Công tắc hành trình 9 - HT9	- Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình số 9 - Khóa chế hệ thống xích đưa gỗ chuyển động ra để nhận nguyên liệu (tấm ván) cho lần rọc tiếp theo. - Sử dụng tiếp điểm NC.
X33	Công tắc hành trình 10 - HT10	- Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình số 10 - Là tín hiệu để ra lệnh cho xy lanh dẫn hướng gỗ đặt trước cửa đĩa ép xuống, tạo lực dẫn hướng cho tấm ván đi vào cửa đĩa rọc rìa (hệ thống dẫn hướng để xẻ rọc rìa). - Sử dụng tiếp điểm NC.
X34	Công tắc hành trình 16- HT16	- Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình số 16 trên xe goòng cầu trục. - Tín hiệu báo xe goòng ở vị trí đóng gỗ cần xếp thứ 3. - Sử dụng tiếp điểm NC.
X35	Công tắc hành trình 17-HT17	- Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình số 17 trên xe goòng cầu trục. - Tín hiệu báo xe goòng ở vị trí đóng gỗ cần xếp thứ 2. - Sử dụng tiếp điểm NC.
X36	Công tắc hành trình 18-HT18	- Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình số 18 trên xe goòng cầu trục. - Tín hiệu báo xe goòng ở vị trí đóng gỗ cần xếp thứ 1. - Sử dụng tiếp điểm NC.
X37	Công tắc hành trình 19-HT19	- Nhận tín hiệu từ cảm biến hành trình số 19 trên xe goòng bốc xếp - Báo hiệu xe goòng cầu trục đã ở vị trí xuất phát. - Sử dụng tiếp điểm NC.

Bảng 9.4. Phân bố đầu ra tín hiệu cho PLC FX3U-64MT

2	Thiết bị được điều khiển bởi đầu ra PLC	Mô tả chức năng
Y00	Van điều khiển khí nén số 1	Y00 = 1, thì 3 xylanh khí nén ép gỗ phía trước ép xuống (van điện từ 24 VDC, 24 V một chiều).
Y01	Van điều khiển khí nén số 6	Y01 = 1, thì xylanh khí nén cho lu dẫn hướng gỗ sau cửa đĩa hoạt động
Y03	Van điều khiển khí nén số 2	Y03 = 1, thì xylanh khí nén cho lu dẫn hướng gỗ trước cửa đĩa hoạt động
Y04	Van điều khiển khí nén số 4	Y04 = 1, thì xylanh khí nén đưa dàn cảm biến tiệm cận đi lên (van điện từ 24 VDC, 24V).
Y05	Van điều khiển khí nén số 5	Y05 = 1, thì xylanh khí nén đưa dàn cảm biến tiệm cận đi xuống (van điện từ 24 VDC, 24V).
Y06	Van điều khiển khí nén số 7	Y06 = 1, thì dàn xylanh khí nén lu ép gỗ đi xuống
Y07	Van điều khiển KN số 8	Y07 = 1, thì xylanh khí nén dẫn hướng gỗ hoạt động
Y10	Van điều khiển KN số 9	Y10 = 1, thì xylanh khí nén ở bộ phận bóc gỗ nâng lên (tách tấm ván và thanh rìu vừa rọc ra hai vị trí khác nhau).
Y11	Van điều khiển KN số 10	Y11 = 1, thì xylanh trên bàn tay bóc gỗ hoạt động, bàn tay bóc gỗ nắm vào.
Y12	Van điều khiển KN số 11	Y12 = 1 thì xylanh hát rìu ván hoạt động, rìu ván được thu vào đồng rác.
Y15	Tín hiệu đưa tới biến tần cho băng tải lu đẩy ván vào cửa đĩa	Y15 = 1 thì biến tần hoạt động, lu cuốn gỗ vào cửa đĩa rọc rìu.
Y16	Tín hiệu đưa tới khởi động từ của băng tải ván đầu vào	Y16 = 1 thì băng tải hoạt động.

2	Thiết bị được điều khiển bởi đầu ra PLC	Mô tả chức năng
Y27	Đóng khởi động từ chạy thuận cho cầu trục	Y27 = 1, nâng bàn tay bốc gỗ đi lên.
Y30	Đóng khởi động từ chạy nghịch cho cầu trục	Y30 = 1, nâng bàn tay bốc gỗ đi xuống.
Y31	Động cơ xích gạt gỗ của hệ thống rọc rĩa chạy ngược (đi ra)	Y31 = 1, gạt gỗ về vị trí ban đầu.
Y32	Động cơ xích gạt gỗ của hệ thống rọc rĩa chạy thuận (đi vào)	Y32 = 1, gạt gỗ chạy vào, đưa gỗ chạy theo chuyển động Y để rọc rĩa (Hình 1.6).
Y34	Đóng khởi động từ chạy thuận cho xe con cầu trục	Y34 = 1, cầu trục đi ra.
Y35	Đóng khởi động từ chạy ngược cho xe con cầu trục	Y35 = 1, cầu trục đi vào.

9.4. Xây dựng chương trình điều khiển cho hệ thống điều khiển

9.4.1. Lưu đồ điều khiển cho PLC master

Trong hệ thống điều khiển, PLC master điều khiển trực tiếp đồng thời các thiết bị trường chính của dây chuyền xẻ gỗ như các thiết bị trên hệ thống cấp liệu, các thiết bị trên hệ thống xoay trở và vạm kẹp gỗ (xe goòng), hệ thống cửa vòng đứng, hệ thống rọc rĩa, hệ thống xếp đồng và hệ thống hút mùn cưa... Các thiết bị trường này được chia làm hai loại gồm:

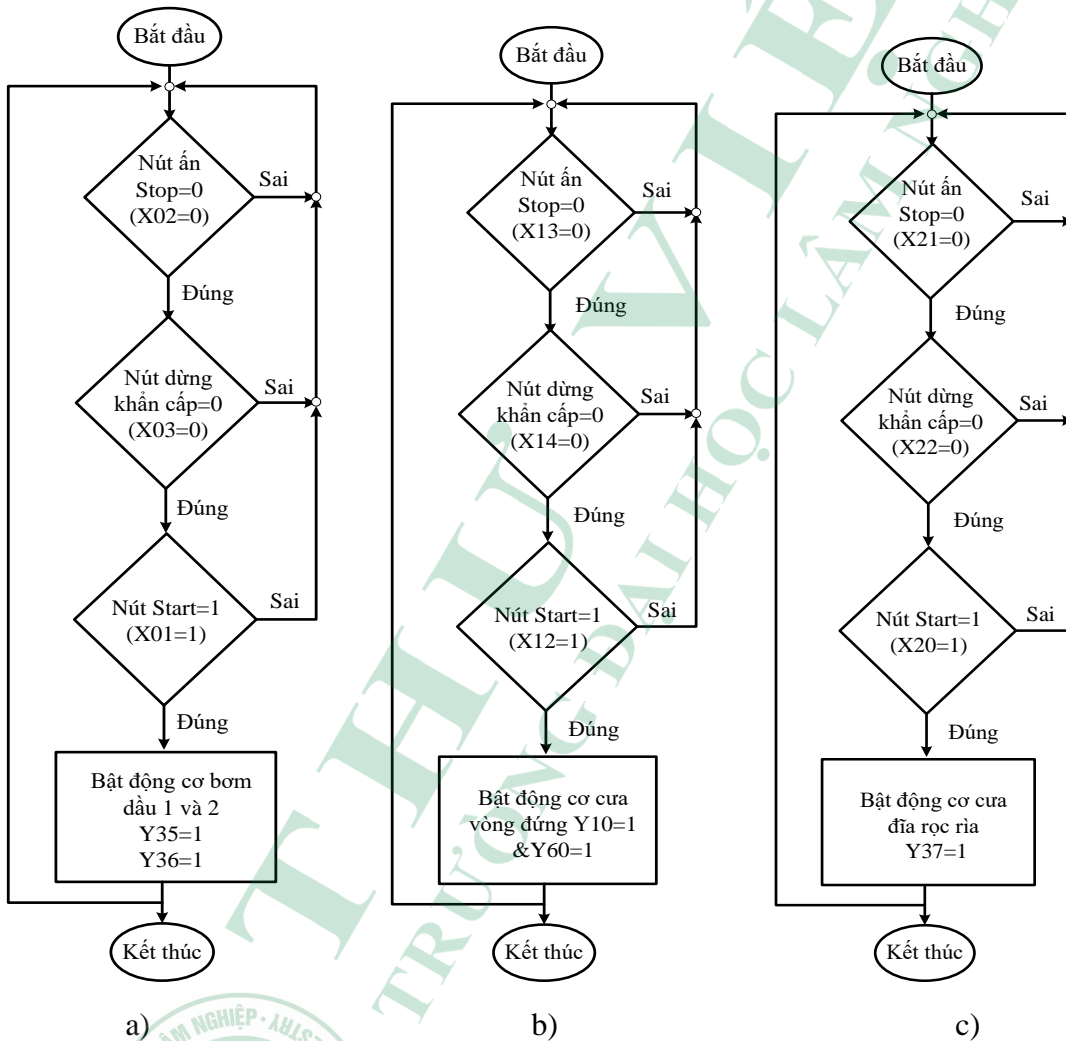
- Các thiết bị điều khiển theo chương trình Ladder. Đây là các thiết bị điều khiển trực tiếp (điều khiển ON/OFF do người vận hành tại phòng điều khiển trung tâm thông qua hệ thống nút ấn hoặc cần điều khiển) hoặc các thiết bị điều khiển theo quy luật logic đơn giản như động cơ hệ thống cấp liệu, động cơ trên cơ cấu xoay gỗ trên xe goòng, động cơ hệ thống vạm kẹp và xoay lật gỗ, động cơ cửa vòng đứng, động cơ chính cửa đĩa rọc rĩa, động cơ hệ thống xếp đồng và động cơ quạt hút mùn cưa.
- Các thiết bị được điều khiển tuần tự SFC. Đây là các thiết bị hoạt động theo quy luật logic phức tạp mà ở đó có nhiều sự lựa chọn (nhiều nhánh) mà tại một thời điểm chỉ được

phép thực hiện một hành động như hoạt động của các thiết bị trên xe goòng để đẩy gỗ tròn đi vào cửa vòng đứng thực hiện việc xẻ ván...

Qua việc bố trí các tín hiệu vào/ra cho PLC (mục 9.2.3.1), chúng ta tiến hành xây dựng các lưu đồ điều khiển cho các thiết bị trường do PLC FX2N - 128MT phụ trách điều khiển như sau:

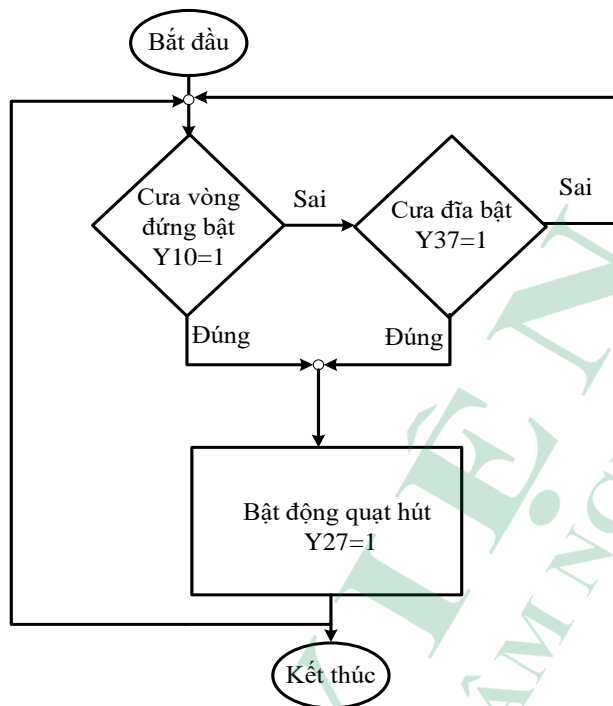
Các thiết bị điều khiển theo chương trình viết trên Ladder

Việc viết chương trình điều khiển cho các thiết bị hoạt động ON/OFF được tiến hành viết trên ngôn ngữ Ladder, dưới đây là lưu đồ điều khiển của các thiết bị.

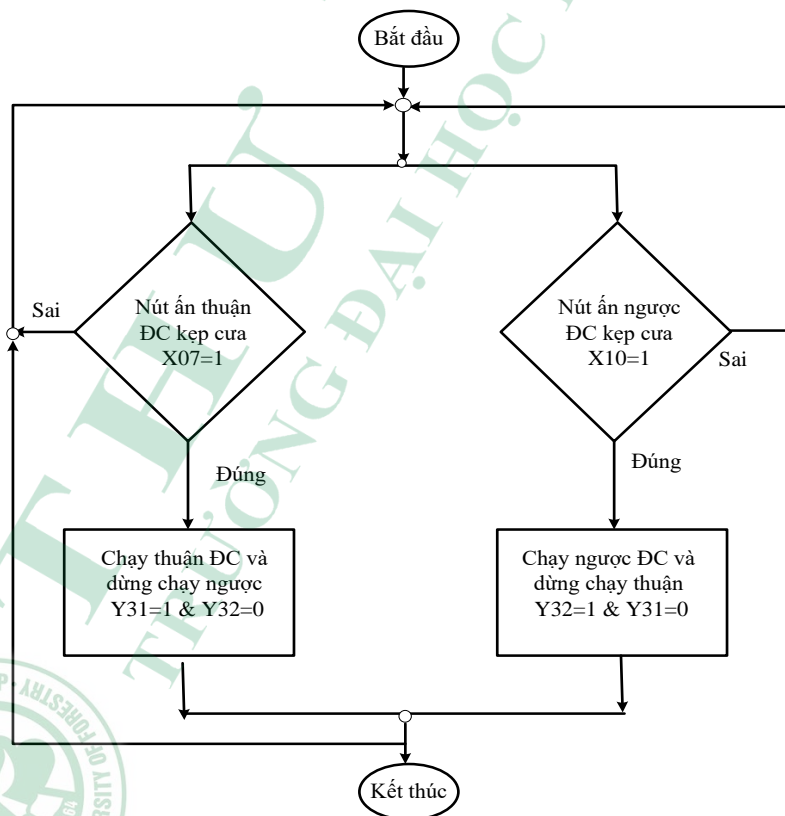


Hình 9.10. Lưu đồ điều khiển theo chương trình viết trên Ladder

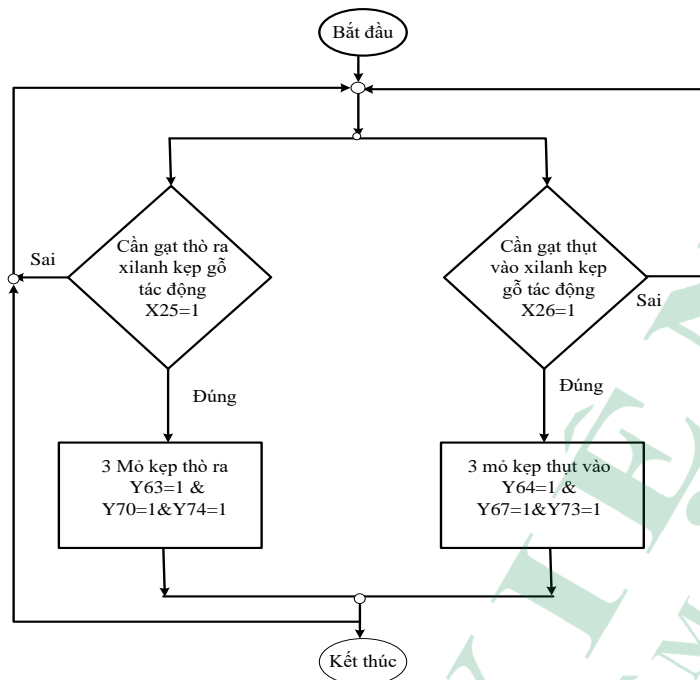
- a. Lưu đồ điều khiển hai động cơ bơm dầu thủy lực;
- b. Lưu đồ điều khiển động cơ cửa vòng đứng; c. Lưu đồ điều khiển cửa đĩa rọc rì



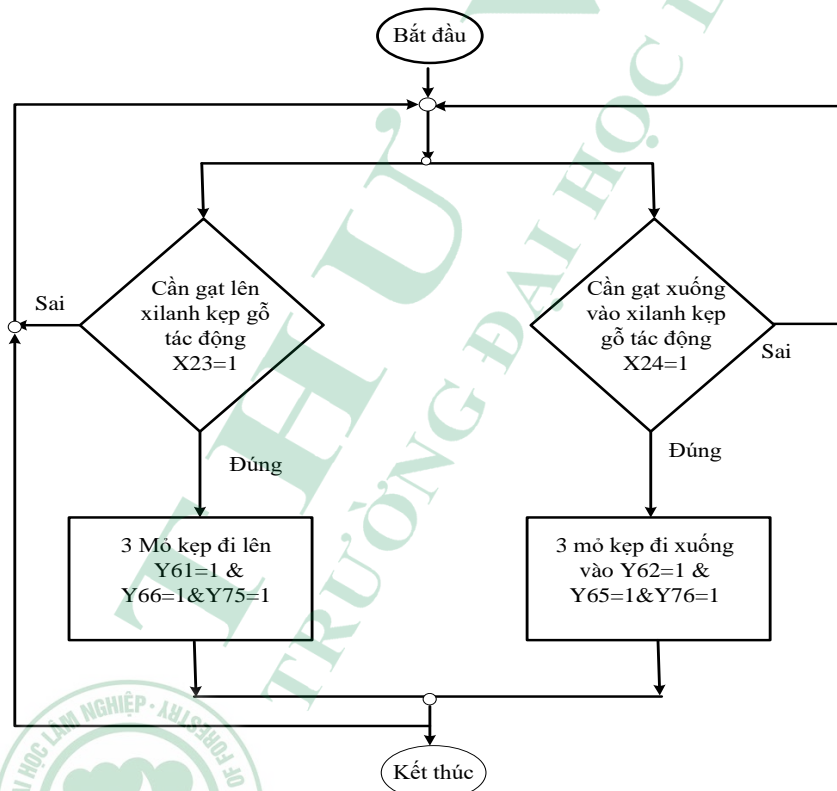
Hình 9.11. Lưu đồ điều khiển động cơ quạt hút



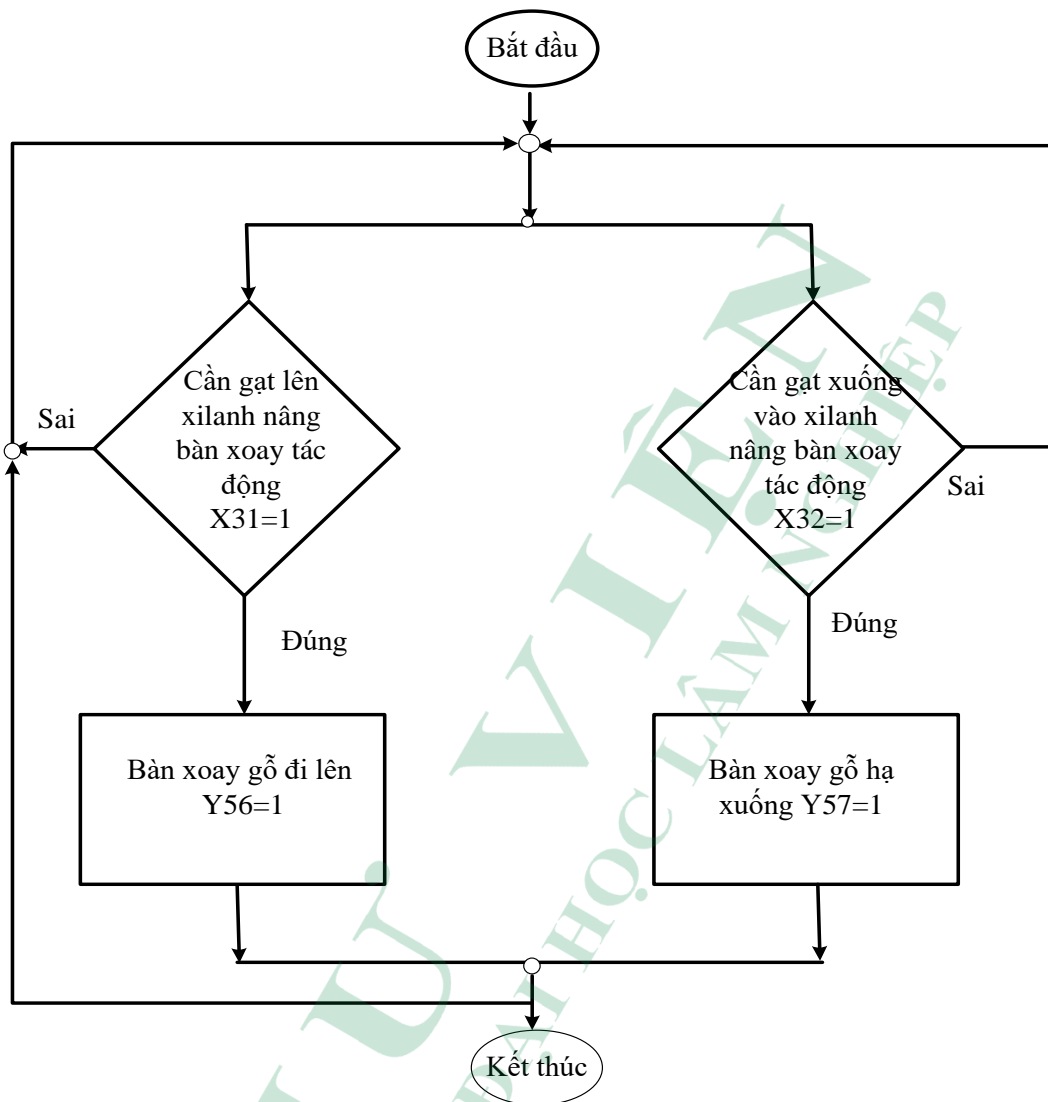
Hình 9.12. Lưu đồ điều khiển động cơ nâng hạ bộ phận kẹp cưa



Hình 9.13. Lưu đồ điều khiển mở kẹp gỗ thò ra và thụt vào



Hình 9.14. Lưu đồ điều khiển mở kẹp gỗ nâng lên và kẹp xuống

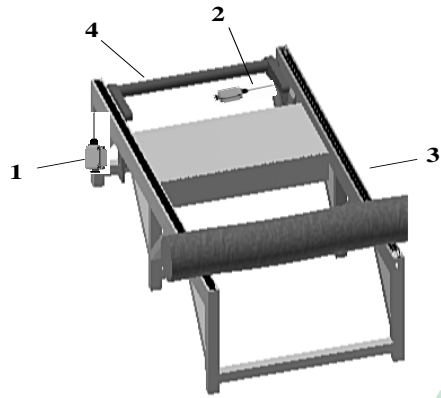


Hình 9.15. Lưu đồ điều khiển xylanh thủy lực nâng hạ bàn xoay gỗ

Ngoài cái thiết bị hoạt động ON/OFF chương trình Ladder còn điều khiển một số thiết bị hoạt động theo trình tự logic đơn giản như:

- Lưu đồ điều khiển hoạt động băng tải cấp liệu gỗ tròn đầu vào. Quy trình vận hành của băng tải tiếp liệu thực hiện tuần tự như sau: đầu tiên băng tải xích chạy vận chuyển gỗ vào, khi cảm biến hành trình 1 tác động thì băng tải dừng lại, tiếp theo càn lật gỗ nâng lên để lật gỗ vào xe goòng, cuối cùng càn lật gỗ hạ về để thực hiện chu trình tiếp theo. Từ chu trình vận hành các thiết bị trên xe goòng chúng ta có lưu đồ thuật toán điều khiển dưới đây (Hình 9.18).





Hình 9.16. Chu trình hoạt động của băng tải cấp liệu gỗ tròn đầu vào

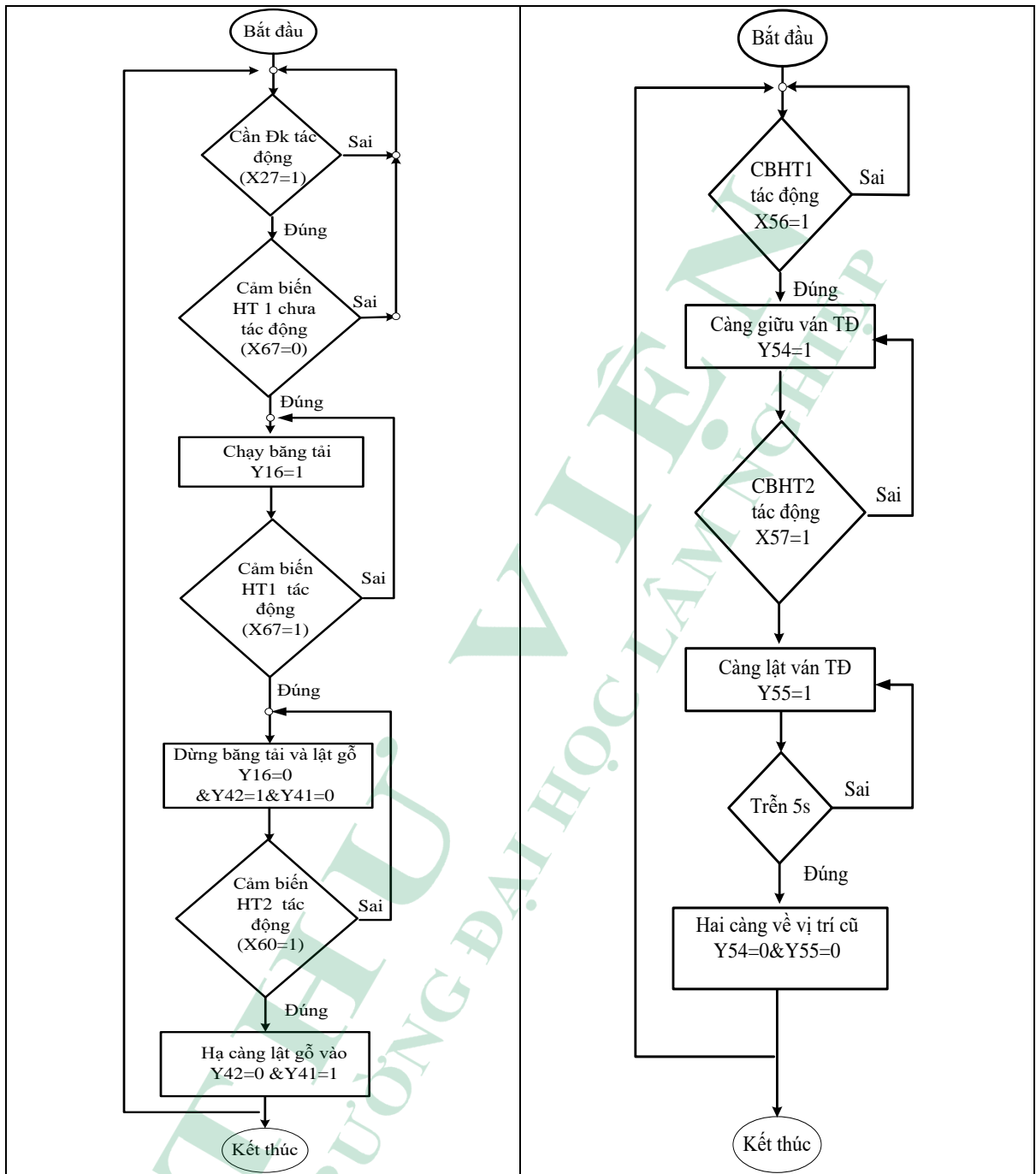
1. Cảm biến hành trình cuối băng tải;
2. Cảm biến hành trình giới hạn thụt xuống của càn lật gỗ;
3. Băng tải xích vận chuyển gỗ; 4. Càn lật gỗ

- Lưu đồ điều khiển hoạt động của hệ thống càn giữ và lật ván. Chu trình hoạt động của hệ thống được mô tả như sau: Khi xe goòng đưa gỗ tiến vào xẻ lưỡi cưa thì tín hiệu của cảm biến số 1 có (hình 9.17) khi đó càn giữ ván được nâng lên; khi miếng ván xẻ xong đứt lìa khỏi cây gỗ thì sẽ rơi vào cảm biến số 2 (cảm biến có tín hiệu) khi đó càn lật gỗ tác động để lật úp tấm gỗ theo ý muốn để đưa vào hệ thống rọc rìa. Chúng ta có lưu đồ thuật toán điều khiển dưới đây (hình 9.18).



Hình 9.17. Chu trình hoạt động của băng tải vận chuyển gỗ tròn đầu vào

1. Cảm biến hành trình phát hiện có tấm ván đang xẻ (CBHT1);
2. Cảm biến hành trình phát hiện tấm ván đã xẻ xong rơi ra khỏi cây gỗ (CBHT2);
3. Càn giữ tấm ván; 4. Càn lật ván



Hình 9.18. Lưu đồ điều khiển hoạt động băng tải tiếp liệu, càn giữ và lật ván

a. Lưu đồ điều khiển băng tải tiếp liệu; b. Lưu đồ điều khiển càn giữ và càn lật ván

Các thiết bị điều khiển theo chương trình SFC

SFC là sự cụ thể hóa của giản đồ điều khiển Grafset có tính đến các yếu tố kỹ thuật và chức năng điều khiển thực tế, nó được chuẩn hóa theo chuẩn IEC 61131 - 3. Dựa theo hướng dẫn lập trình (ví dụ của hãng Mitsubishi) chúng ta tiến hành xây dựng các lưu đồ một cách tuần tự cho một số hệ thống chính như sau.

Phân tích nguyên lý làm việc của xe goòng

Hệ thống xe goòng đóng vai trò quan trọng và mang tính quyết định đến năng suất, chất lượng của ván xẻ và tỷ lệ thành khí ván xẻ. Do vậy nguyên lý làm việc của xe goòng phải tuân theo một quy luật logic mang tính trình tự và đảm bảo độ chính xác cần thiết. Nguyên lý này bao gồm sự dịch chuyển ngang của cơ cấu di chuyển ngang trên xe goòng (2) để tạo chiều dày mạch xẻ và sự dịch chuyển dọc của cơ cấu di chuyển dọc xe goòng để đẩy gỗ vào cửa vòng đứng (chiều có tải) nhằm thực hiện quá trình xẻ cũng như đưa xe goòng về vị trí xuất phát (chiều không tải). Nguyên lý hoạt động của xe goòng được cụ thể như sau (hình 9.20):

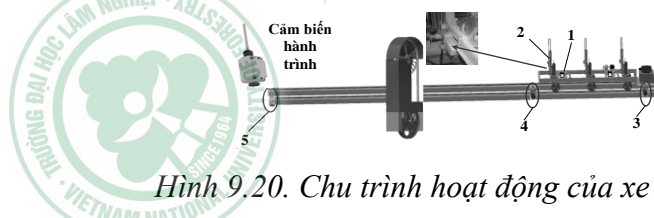
- Bước 1: Đầu tiên xe goòng chuyển động từ vị trí cảm biến hành trình 3 (CBHT3) sang CBHT4 để bắt đầu chế độ điều khiển tự động. Trong bước này hệ thống được điều khiển bằng tay thông qua cần gạt.

DỮ LIỆU GỠ ĐẦU VÀO								
Đường kính cây gỗ tại các điểm	D1 (mm)	D2 (mm)	D3 (mm)	D4 (mm)	D5 (mm)	D6 (mm)	D7 (mm)	ĐƯỜNG KÍNH XẼ (mm)
Giá trị đo	<input type="text" value="0"/>	<input type="text" value="597"/>	<input type="text" value="611"/>	<input type="text" value="624"/>	<input type="text" value="638"/>	<input type="text" value="638"/>	<input type="text" value="692"/>	<input type="text" value="597"/>
SỐ LIỆU QUÁ TRÌNH XẼ								
STT	Chiều dày tấm ván(mm)	Số tấm ứng với khúc đang xẻ	Số tấm ván đã xẻ					
Ván dày loại 1	20	<input type="text" value="0"/>	<input type="text" value="0"/>					
Ván dày loại 2	30	<input type="text" value="0"/>	<input type="text" value="0"/>					
Ván dày loại 3	40	<input type="text" value="0"/>	<input type="text" value="0"/>					
Ván dày loại 4	<input type="text" value="0"/>	<input type="text" value="0"/>	<input type="text" value="0"/>					

Hình 9.19. Sự thay đổi chiều dày ván xẻ của cơ cấu di chuyển ngang

- Bước 2: Tiếp theo cơ cấu dịch chuyển ngang của xe goòng dịch chuyển ra với hành trình bằng với chiều dày mạch xẻ (việc dịch ra được thực hiện bởi động cơ servo có độ chính xác rất cao). Hành trình dịch ra bao gồm 4 giá trị (tương ứng 4 chế độ xẻ): Chế độ xẻ 1 (CD1) bàn máy dịch ra 20 mm tương ứng chiều dày tấm ván 20 mm; chế độ xẻ 2 (CD2) bàn máy dịch ra 30 mm tương ứng chiều dày tấm ván 30 mm; chế độ xẻ 3 (CD3) bàn máy dịch ra 40 mm tương ứng chiều dày tấm ván 40 mm; chế độ xẻ 4 (CD4) bàn máy dịch ra theo thông số nhập từ màn hình giám sát của máy tính (hình 9.19).

- Bước 3: Sau khi dịch chuyển ngang tạo được chiều dày mạch xẻ, xe goòng dịch chuyển dọc để đẩy gỗ tiến vào cửa vòng đứng để thực hiện quá trình xẻ. Khi xe goòng chạm CBHT5 sẽ dừng lại và thực hiện chuyển động dọc không tải để trở về vị trí xuất phát và dừng lại khi đến vị trí CBHT4 để thực hiện mạch xẻ thứ hai. Quá trình trên lặp lại cho đến khi xẻ xong cây gỗ.



Hình 9.20. Chu trình hoạt động của xe goòng

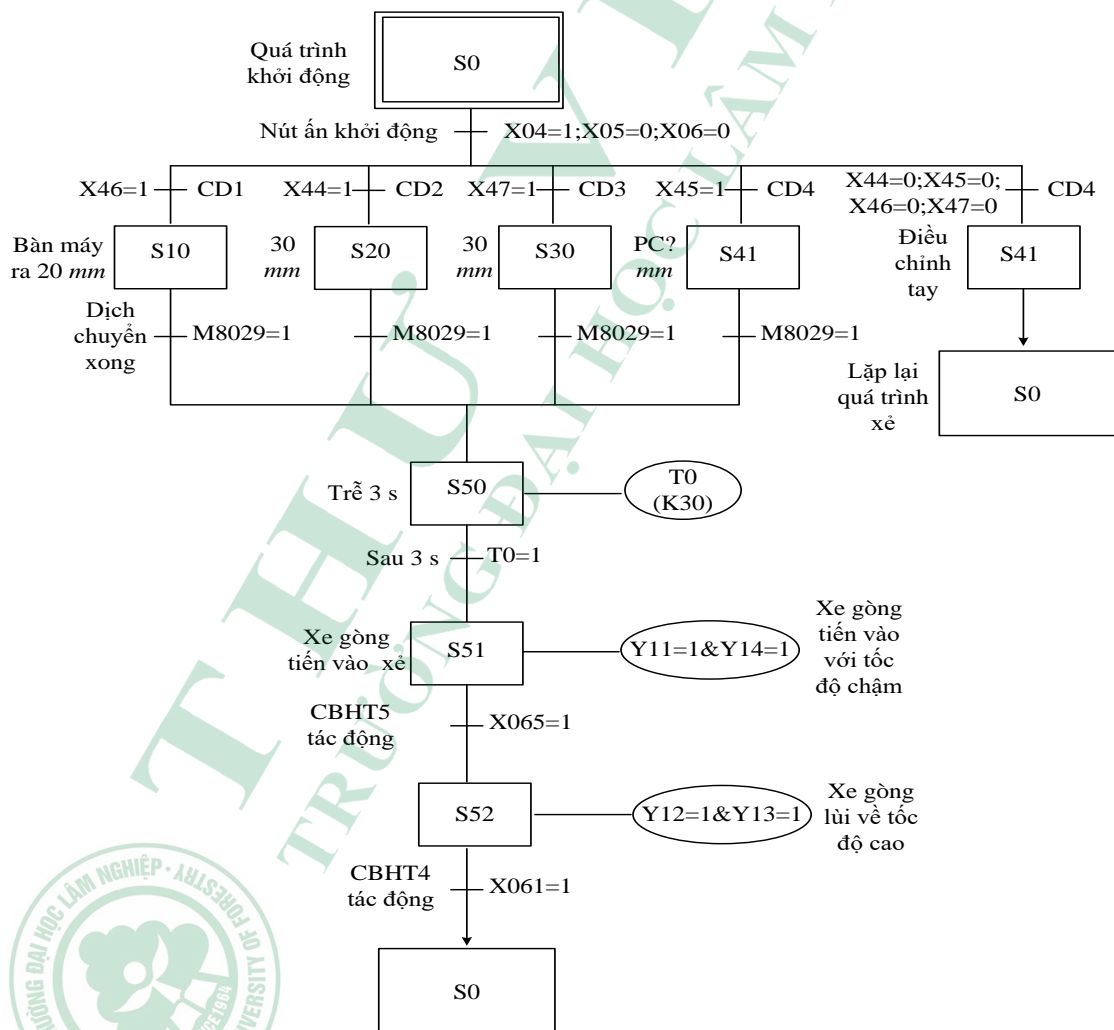
1. Xe goòng; 2. Cơ cấu di chuyển ngang; 3, 4, 5. Các CBHT gắn trên đường ray

Xây dựng lưu đồ điều khiển hoạt động xe goòng trong quá trình xe gổ

Lưu đồ điều khiển SFC cho xe goòng được xây dựng tuân thủ theo quy ước của nhà sản xuất PLC. Các ký hiệu khối chức năng S là các ký hiệu mặc định với dòng PLC FX của hãng, mỗi một chu trình bắt buộc phải dùng các ký hiệu khối chức năng S khác nhau để chương trình không bị hiểu nhầm, đảm bảo tại một thời điểm chỉ có một khối S được hoạt động.

Do cấu tạo của cần điều khiển chế độ chạy (cần có 4 vị trí lên, xuống, trái, phải) do vậy các tín hiệu đầu vào X44, X45, X46, X47 không thể có giá trị 1 tại cùng một thời điểm. Cấu tạo phân cứng này đảm bảo tính chính xác trong hoạt các hoạt động tuần tự của xe goòng.

Các chương trình điều khiển chứa trong các khối chức năng S. Khi PLC cấp đủ số xung tốc độ cao cho bộ điều khiển vị trí của động cơ servo, bit M8029 sẽ tự động kích hoạt dương (M8029 = 1) để báo hiệu việc phát xung đã hoàn thành.



Hình 9.21. Lưu đồ điều khiển hoạt động xe goòng hoạt động để xe gổ

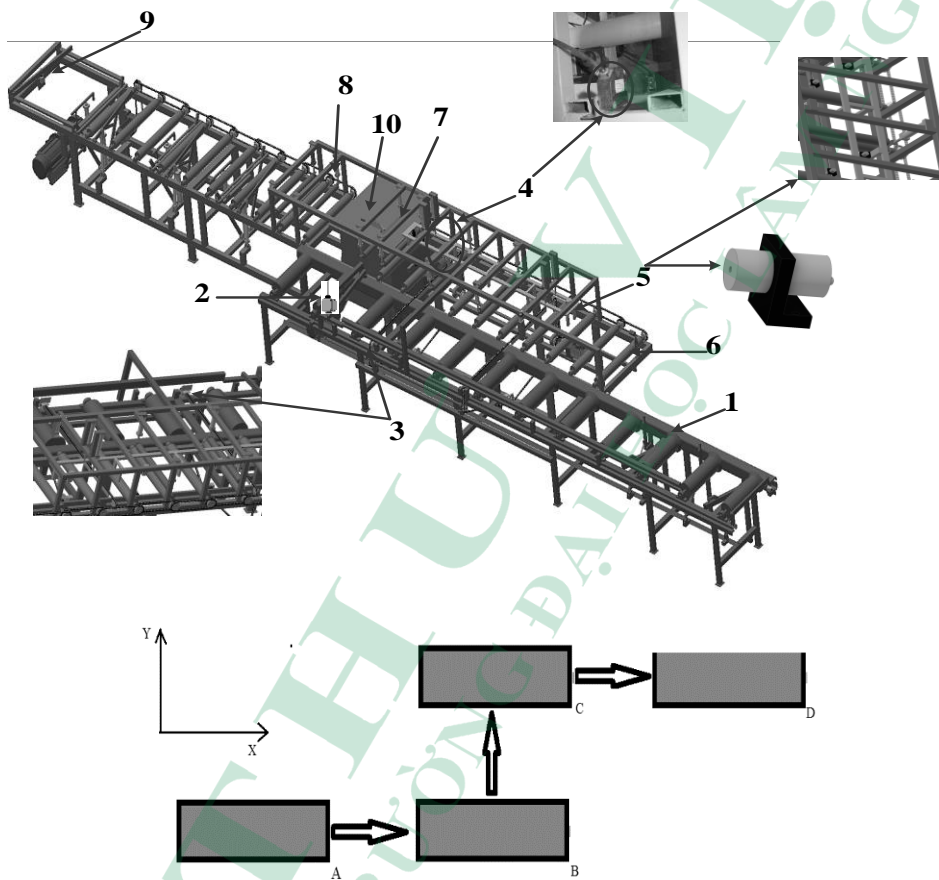
9.4.2. Lưu đồ điều khiển cho PLC slave

PLC slave đóng vai trò điều khiển các hệ thống rọc rĩa và xếp đồng tự động. Các thiết bị trường của PLC slave được chia làm hai loại gồm các thiết bị điều khiển theo chương trình Ladder dùng điều khiển hoạt động của hệ thống rọc rĩa tự động và các thiết bị điều khiển tuần tự SFC được sử dụng để điều khiển hệ thống xếp đồng tự động.

Sau khi bố trí các tín hiệu vào/ra cho PLC và phân tích hoạt động của các thiết bị trường, ta xây dựng các lưu đồ điều khiển cho các thiết bị trường do PLC slave điều khiển. Dưới đây chỉ giới thiệu về lưu đồ điều khiển hệ thống rọc rĩa tự động.

Lưu đồ điều khiển hệ thống rọc rĩa tự động

Chu trình hoạt động của hệ thống rọc rĩa tự động được mô tả như sau (hình 9.22):



Hình 9.22. Chu trình hoạt động của hệ thống rọc rĩa tự động

1. Băng tải cấp liệu (BT vào);
2. Cảm biến hành trình (CBHT) cuối BT vào;
3. Xích gạt gỗ tạo chuyển động theo trục Y;
4. Cảm biến quang;
5. Cảm biến tiệm cận;
6. BT đẩy gỗ vào cửa đĩa;
7. Ru lô dẫn hướng trước cửa đĩa;
8. Lu dẫn hướng sau cửa đĩa;
9. CBHT cuối hệ thống;
10. cửa đĩa rọc rĩa.

- Đầu tiên tấm ván được đưa từ đầu băng tải cấp liệu ($Y27 = 1$) đến cuối băng tải (từ A tới B).

- Khi tới điểm B thì CBHT (2) tác động ($X27 = 1$), khí đó BT vào dừng hoạt động ($Y27 = 0$) và xích gạt bắt đầu di chuyển vào ($Y32 = 1$) đồng thời gạt tấm ván chuyển động theo vào trục Y (từ điểm B tới điểm C). Trong quá trình chuyển động, khi cảm biến quang (4) có tín hiệu ($X20 = 1$) thì dàn cảm biến tiệm cận phía trên hạ xuống cho đến khi cách mặt ván khoảng không đổi ($X25 = 1$; hệ thống có 8 cảm biến tiệm cận được chia thành 4 trên và 4 dưới, 4 CB dưới gắn cố định vì mặt ván luôn cách trục 1 khoảng không đổi, 4 cảm biến trên đặt di động lên xuống do chiều dày tấm ván thay đổi).

- Khi tấm ván di chuyển tới vị trí rọc rìa (C), khi đó hệ thống gồm 8 cảm biến tiệm cận đều báo ($X26 = 1$), thì xích gạt bắt đầu di chuyển ra ($Y32 = 0, Y33 = 1$), đồng thời các ru lô ép gỗ đi xuống giữ gỗ và băng tải (6) hoạt động đẩy tấm ván vào cửa đĩa, lúc này tấm ván chạy từ điểm C tới điểm D.

- Để ván có thể di chuyển qua đĩa cửa thì ru lô dẫn hướng trước ($Y03 = 1$) và sau của cửa đĩa phải hoạt động ($Y01 = 1$), khi đó các tín hiệu của CBHT phía trước và phía sau của tác động ($X30 = 1, X33 = 1$).

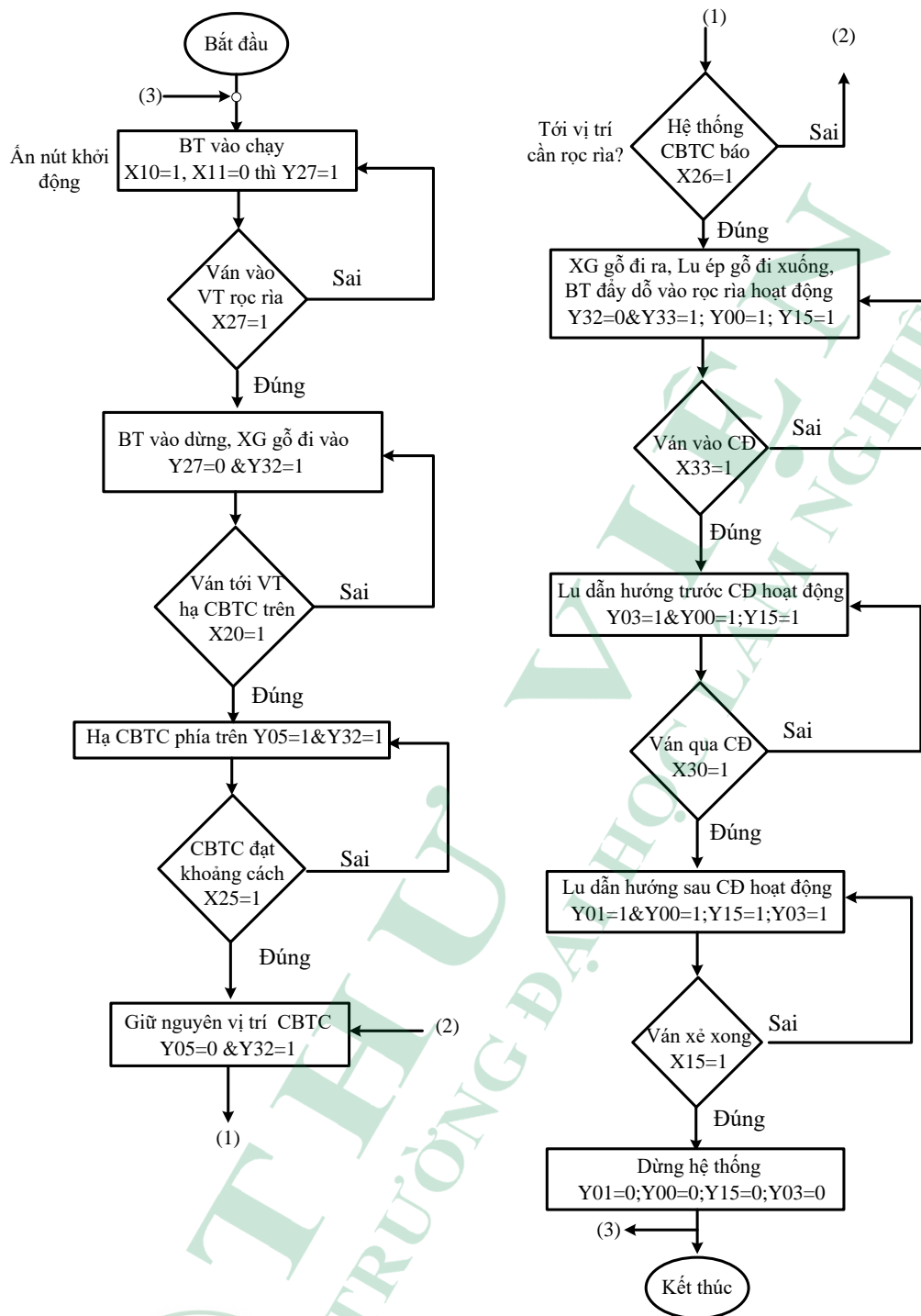
- Khi ván xẻ xong thì CBHT cuối dây chuyền (9) sẽ báo, khi đó các ru lô và băng tải đưa gỗ vào cửa đĩa dừng hoạt động ($Y01 = 0, Y00 = 0, Y15 = 0, Y03 = 0$) và hệ thống lặp lại chu kỳ tiếp.

Ghi chú: Đầu vào X của PLC là các tín hiệu được đưa về từ các cảm biến trong hệ thống, đầu ra Y của PLC là các đầu cấp tín hiệu để điều khiển hoạt động của các động cơ và hệ thống các trục lu thông qua van điều khiển khí nén được trang bị trong hệ thống rọc rìa tự động.

Xây dựng lưu đồ điều khiển hoạt động hệ thống rọc rìa

Từ những phân tích về chu trình hoạt động của hệ thống rọc rìa tự động ở trên, chúng ta tiến hành xây dựng lưu đồ điều khiển như sau (hình 9.23).





Hình 9.23. Lưu đồ điều khiển hệ thống rọc rìa tự động

BT: Băng tải; VT: Vị trí; CBTC: Cảm biến tiệm cận; XG: Xích gạt; CD: Cửa đĩa

Căn cứ vào lưu đồ điều khiển cho PLC được xây dựng ở trên, ta có thể tiến hành xây dựng chương trình điều khiển (phần mềm điều khiển) cho hai PLC master và PLC slave.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

Tiếng Việt

1. Bộ môn Khai thác (1973). *Cơ khí hóa khai thác gỗ*, Nhà xuất bản Nông thôn.
2. Nguyễn Hữu Cần, Dư Quốc Thịnh, Phạm Minh Thái, Nguyễn Văn Tài, Lê Thị Vàng (2005). *Lý thuyết ô tô máy kéo*, Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật.
3. Nguyễn Thị Lục, Dương Văn Tài (2017). Xây dựng mô hình động lực học và tải trọng động của cửa vòng đứng trong quá trình xẻ gỗ. *Tạp chí Công nghiệp Nông thôn*, ISSN 1859-4026, số 27 năm 2017.
4. Nguyễn Thị Lục, Dương Văn Tài, Trần Văn Tường (2018). Thiết lập phương trình rung động theo phương ngang của lưỡi cửa vòng đứng trong quá trình xẻ gỗ. *Tạp chí Cơ khí Việt Nam*, ISSN 0866-7056.
5. Nguyễn Văn Quân, Phạm Văn Lý, Dương Văn Tài, Nguyễn Văn Tựu (2012). *Khai thác thác lâm sản*, Nhà xuất bản Nông nghiệp.
6. Nguyễn Văn Quân (2002). *Nghiên cứu áp dụng máy kéo bánh hơi nông nghiệp để vận xuất gỗ rừng trồng*. Luận án Tiến sỹ Kỹ thuật, Viện Khoa học Lâm nghiệp Việt Nam.
7. Nguyễn Ngọc Quế (2007). *Ô tô máy kéo và xe chuyên dùng*. Trường Đại học Nông nghiệp Hà Nội.
8. Lê Tấn Quỳnh và nhóm thực hiện (2006). *Nghiên cứu lựa chọn công nghệ và hệ thống thiết bị cơ giới hóa các khâu làm đất, trồng, chăm sóc rừng trồng và khai thác gỗ*. Báo cáo kết quả đề tài cấp Nhà nước KC 07.26.
9. Đỗ Sanh, Nguyễn Văn Vượng (2001). *Cơ học ứng dụng*. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật.
10. Hoàng Sơn, Dương Văn Tài, Trần Văn Tường (2019). *Nghiên cứu, chế tạo hệ thống giám sát và điều khiển cho dây chuyền xẻ gỗ tự động*. *Tạp chí Công nghiệp Nông thôn*, ISSN 1859-4026, số 35 năm 1019.
11. Dương Văn Tài, Trần Văn Tường (2019). Báo cáo tổng hợp đề tài *Nghiên cứu, thiết kế, chế tạo dây chuyền thiết bị xẻ gỗ tự động năng suất 3-4 m³/h gỗ thành phẩm*. Mã số ĐTDL.CN-10/16.
12. Dương Văn Tài (2005). *Nghiên cứu sử dụng cửa xăng để chặt hạ một số loài tre thuộc chi Dendrocalamus ở miền Bắc Việt Nam*. Luận án Tiến sỹ Kỹ thuật. Viện Khoa học Lâm nghiệp Việt Nam.

13. Trần Văn Tường (2019). *Phương pháp xác định chi phí sản xuất cho các thiết bị khai thác gỗ*. Tạp chí Công nghiệp Nông thôn, ISSN 1859-4026, Số 35, năm 1019.
14. Trần Văn Tường (2018). Nghiên cứu khả năng áp dụng đường cáp vận xuất gỗ rừng trồng trên địa hình dốc ở Việt Nam. *Tạp chí Nông nghiệp và Phát triển nông thôn*, số 15, tháng 8/2018.
15. Trần Văn Tường, Hoàng Sơn, Dương Văn Tài (2018). Xây dựng mô hình hệ thống tự động rọc rìa ván trong dây chuyền xẻ gỗ tự động. *Tạp chí Cơ khí Việt Nam*, ISSN 0866-7056.

Tiếng Anh

1. FAO (1981). *Cable logging systems*. Food and Agriculture organization of United Nations.
2. Christian Knoblock, Leo Gallus Bont (2021). *A new method to compute mechanical properties of a standing skyline for cable yarding*. PLoS ONE 16(8): e0256374. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0256374>
3. Edwin S. Miyata (1980). *Determining fixed and operating costs of logging equipment*. North Central Forest Experience Station Forest Service, US. Department of Agriculture.
4. John Sessions (2007). *Harvesting operations in the Tropics*. Springer, ISBN: 3-540-46390-9.
5. Tran Van Tuong (2016). *Timber Harvesting in Vietnam – Issues and way forward in sustainability*. LAB LAMBERT Academic Publishing, ISBN 978-3-659-87321-8.
6. Tran Van Tuong, Duong Van Tai, Gianni Picchi, Gero Becker (2016). Assessment of higher mechanization potential for Vietnamese pulpwood supply chains using sustainability indicators. *Journal of Tropical Forest Science*, ISSN: 0128 – 1283, volume 28, No 1/2016.
7. Jori Uusitalo (2010). *Introduction to forest operations and technology*. JVP Forest Systems Oy, ISBN 978-952-92-5269-5.



Chịu trách nhiệm xuất bản

**Q. GIÁM ĐỐC
BÙI MINH CƯỜNG**

Chịu trách nhiệm nội dung

TS. NGUYỄN HUY TIẾN

Biên tập: ĐỖ HUYỀN TRANG
Sửa bản in: VŨ NGỌC HẢI
Chế bản: VŨ NGỌC HẢI
Họa sĩ bìa: ĐOÀN MINH KIỀU NHI

NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT

70 Trần Hưng Đạo - Hoàn Kiếm - Hà Nội

ĐT: 024 3942 3171 Fax: 024 3822 0658

Email: nxbkhkt@hn.vnn.vn

Website: <http://www.nxbkhkt.com.vn>

CHI NHÁNH NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT

28 Đồng Khởi - Quận 1 - TP Hồ Chí Minh

ĐT: 028 3822 5062

In 60 bản, khổ 19 × 26.5 cm, tại Công ty cổ phần Topprint..

Địa chỉ: Số 32, Tổ 1, Giáp Nhất, phường Nhân Chính, Quận Thanh Xuân, TP. Hà Nội.

Số xác nhận đăng ký xuất bản: 923-2022/CXBIPH/1-45/KHKT.

Quyết định xuất bản số: 115/QĐXB-NXBKHKT, ngày 10 tháng 6 năm 2022.

In xong và nộp lưu chiểu năm 2022.

Mã ISBN: 978-604-67-2235-9