

BỘ CÔNG THƯƠNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC CÔNG NGHIỆP TP. HỒ CHÍ MINH

BÁO CÁO TỔNG KẾT ĐỀ TÀI CẤP NHÀ NƯỚC
MÃ SỐ KC 05.06-10

**NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ, CHẾ TẠO HỆ THỐNG
MÁY, THIẾT BỊ CẮT RONG, CỎ DẠI, VỐT BÈO TÂY,
RÁC THẢI NỒI TRONG LÒNG KÊNH, MƯƠNG,
HỒ CHỨA NƯỚC**

Chủ nhiệm đề tài: THS. BÙI TRUNG THÀNH

7411
17/6/2009

TP. HỒ CHÍ MINH – 2008

THÔNG TIN CHUNG VỀ ĐỀ TÀI

1. Tên đề tài :

“ Nghiên cứu thiết kế, chế tạo hệ thống máy, thiết bị cắt rong, cỏ dại, vớt bèo tây, rác thải nổi trong lòng kênh, mương, hồ chứa nước. ” .

2. Chương trình : KC05/06-10

3. Mã số : KC.05.01/06-10

4. Thời gian thực hiện : 24 tháng.

Từ tháng 12/2006 đến tháng 12/2008.

5. Hợp đồng số : 01/2006/HĐ-ĐTTCT-KC.05/06-10, Ký ngày 24/04/2007.

6. Cơ quan chủ trì : Trường Đại Học Công Nghiệp Thành phố Hồ Chí Minh
Bộ Công Thương

7. Cá nhân chủ trì Đề tài : ThS. Bùi Trung Thành

8. Thư ký Khoa học : KS. Trần Ngọc Vũ

9. Thời gian thực hiện: 24 tháng (từ tháng 12/2006 đến tháng 12/2008).

10. Kinh phí thực hiện :

10.1. Tổng số : 3.947 triệu đồng.

Trong đó:

10.2. Từ ngân sách sự nghiệp KH&CN : 3.840 triệu đồng.

10.3. Từ nguồn khác : 107 triệu đồng.

11. Danh sách những người tham gia thực hiện :

<i>TT</i>	<i>Họ và tên</i>	<i>Đơn vị công tác</i>
1	Th.S Bùi Trung Thành	Trường Đại Học Công Nghiệp Tp.HCM
2	KS.Trần Ngọc Vũ	Trường Đại Học Công Nghiệp Tp.HCM
3	KS.Đặng Văn Hiệp	Trường Đại Học Công Nghiệp Tp.HCM
4	KS.Nguyễn Minh Cường	Trường Đại Học Công Nghiệp Tp.HCM
5	KS. Dương Tiến Đoàn	Trường Đại Học Công Nghiệp Tp.HCM
6	TS.Nguyễn Dân	Trường Đại Học Công Nghiệp Tp.HCM
7	TS.Nguyễn Phúc Danh	Trường Đại Học Công Nghiệp Tp.HCM
8	ThS.Hoàng Hữu Chung	Trường Đại Học Công Nghiệp Tp.HCM
9	ThS.Nguyễn Văn Công Chính	Trường Đại Học Nông Lâm Tp.HCM
10	PGS.TS.Trần Công Nghị	Trường Đại Học Giao Thông Vận Tải Tp.HCM

GIỚI THIỆU TÓM TẮT VỀ ĐỀ TÀI NGHIÊN CỨU

Từ trước đến nay trong nước ta việc làm vệ sinh như : cắt rong, cỏ mọc dưới lòng kênh cấp và tiêu nước cấp 1, cấp 2 và lòng hồ chứa nước thủy lợi, thủy điện và vớt rác thải nổi trên sông, kênh rạch ở các tỉnh và thành phố trong cả nước đều làm bằng lao động thủ công (chưa có bất cứ loại máy chuyên dùng nào).

Do làm bằng thủ công nên năng suất, chất lượng cắt, dọn rong cỏ thấp và không thể làm hết các tuyến kênh (chỉ làm vệ sinh được các đoạn xung yếu). Việc làm này có thể nói là “làm được chẳng hay chớ “ vừa dọn xong đầu này thì vài tháng sau rong cỏ lại tiếp tục phát triển trở lại, nhưng mãi một năm sau thì đội quân dọn vệ sinh mới có cơ hội quay lại chỗ cũ và làm lại. Rong, cỏ, rác thải nổi, bèo lục bình và các loại thực vật sinh sống chen nhau, phát triển lâu ngày dưới lòng kênh, lòng hồ làm giảm vận tốc dòng chảy, giảm lưu lượng cấp, thoát nước, giảm sức chứa nước trong lòng kênh, lòng hồ, cũng như làm mất thẩm mỹ, mất vệ sinh môi trường trong các kênh rạch, làm cản trở giao thông đường thủy cả về mật độ lưu thông lẫn vận tốc lưu thông trên sông, trên kênh rạch, gây kẹt chân vịt và các hỏng hóc khác do rong, cỏ rác cuốn chặt vào.

Mặt khác đối với các công trình thủy điện, trạm bơm của các công trình thủy lợi thì bèo tây, rác, rong đã làm ảnh hưởng đến lưu lượng và vận tốc nước vào tổ bơm, tổ máy stator phát điện, chúng đã làm giảm tuổi thọ tuốt bin cũng như làm tăng chi phí bảo trì trong vận hành các tổ phát điện, trạm bơm.

Trên thế giới các nước Hoa Kỳ và Hà Lan là hai quốc gia hàng đầu trên thế giới có nhiều sáng chế về máy cắt rong, cỏ dại dưới nước, thu gom bèo tây rác thải nổi trong lòng sông, mương, hồ chứa nước. Nhiệm vụ của máy cắt rong, cỏ dại là làm thông thoáng dòng chảy để phục vụ giao thông cấp thoát nước, tạo môi trường tốt cho các loài thủy sinh sinh sống và bảo vệ môi trường cảnh quan thiên nhiên theo các tiêu chuẩn vệ sinh môi trường của Hoa kỳ. Trong khi đó nhiệm vụ của máy vớt rác là chuyên vớt rác thải nổi trên các dòng sông chảy trong thành phố và bao quanh đô thị, để làm sạch môi trường trên sông hồ, cầu cảng.

Các công ty tại các nước này đã đưa ra nhiều mẫu máy có các tính năng riêng biệt để phục vụ theo các mục đích khác nhau, cụ thể như máy chuyên dùng cắt rong cỏ (aquatic harvester) máy chuyên dùng vớt rác thải nổi trên sông, cầu cảng (trash hunter) và máy sử dụng hai chức năng vừa cắt cỏ, cắt rong dưới nước vừa có thêm tính năng vớt rác thải nổi nhẹ, kích thước lớn trên mặt nước như bèo tây (nơi mà vận tốc dòng chảy trên sông thấp).

Tại nước ta hàng năm các Công ty khai thác Thủy nông, Công ty khai thác công trình thủy cũng như các Công ty vệ sinh công ích của các tỉnh đều phải tổ chức để bảo trì dọn vệ sinh lòng kênh, mương lòng hồ chứa nước, nhưng phần lớn chỉ làm tạm không làm triệt để theo mong muốn, do không có phương tiện máy móc nên toàn bộ việc cắt rong, cỏ, thu dọn rác nổi, bèo tây trên kênh, mương hồ thủy lợi và vận chuyển lên bờ đều phải làm bằng lao động thủ công rất khó khăn, rất vất vả.

Nhiệm vụ và mục tiêu của đề tài là:

- Thiết kế, chế tạo được 01 hệ thống máy bao gồm máy cắt rong, cỏ dưới nước, vớt bèo lục bình (bèo tây), rác thải nổi trong lòng sông kênh mương hồ thủy lợi cùng các thiết bị phụ trợ theo máy, phù hợp với điều kiện Việt Nam có chất lượng tương đương nhập ngoại.

- Thiết lập quy trình công nghệ chế tạo các thiết bị, vận hành các thiết bị trên, có khả năng dễ dàng chuyển giao cho các cơ sở sản xuất.

Các sản phẩm chủ yếu của đề tài :

- Máy cắt rong, cỏ đại kết hợp vớt bèo tây & rác thải nổi.
- Thiết bị vận chuyển rong , cỏ (thiết bị hỗ trợ thứ nhất) từ máy cắt cỏ lên xa bờ hoặc lên xe vận chuyển đi xa.
- Thiết bị vận chuyển chuyên dùng (thiết bị hỗ trợ thứ hai) chở máy cắt cỏ đi trên đường giao thông và làm triển hạ thủy máy cắt rong xuống vị trí làm việc.

Khi đề tài thành công sẽ tạo ra được một hệ thống máy hoàn chỉnh đóng góp vào việc giải quyết hiện trạng rong,cỏ dại, bèo tây trên các kênh, mương, hồ chứa nước đang thách thức ngành thủy lợi nông nghiệp, thủy điện, giao thông thủy và môi trường kênh rạch ao hồ.

DANH MỤC CÁC HÌNH

Hình 1.1. Sử dụng máy Kobe vớt rong	-2-
Hình 1.2 a- Máy cắt rong đang làm việc	-5-
Hình 1.2 b- Máy vớt rác đang làm	-5-
Hình 1.3 – Hình mẫu máy cắt rong Trung Quốc bộ phận cắt phía sau	-7-
Hình 1.4 – Hình mẫu máy cắt rong Trung Quốc bộ phận cắt trước	-8-
Hình 2.1- Hình dạng mặt cắt của kênh	-11-
Hình 2.2 - Các cổng điều tiết nước	-11-
Hình 2.3 - Rong trên sông kênh Tây	-12-
Hình 2.4 - Bèo trên sông Vàm Cỏ	-12-
Hình 2.5 - Cỏ, bèo ,rong trên sông vàm cỏ	-13-
Hình-2.6 sử dụng bè tự chế và lao động thủ công	-16-
Hình 2.7- Dọn rác thải trên kênh nội thành TP HCM	-18-
Hình 2.8 - Dọn rác thải trên kênh nội thành TP HCM	-21-
Hình 2.9 - Sử dụng vớt dọn rác thải trên kênh Nhiêu Lộc nội thành TP HCM	-22-
Hình 2.10 - Rong đuôi chồn	-23-
Hình 2.11 - Rong Hydrilla	-23-
Hình 2.12 - Lục bình	-24-
Hình 3.2.1- Khoảng sườn, xà ngang, xà dọc	-57-
Hình 3.3.1 - Chuyển động quay của Paddle Wheel	-63-
Hình 3.3.2 - Nguyên lý bánh dẫn	-63-
Hình 3.3.3 – Phân bố cánh	-63-
Hình 3.3.4 - Kích thước chính	-63-
Hình 3.3.5 – Phân bố vận tốc	-64-
Hình 3.3.6 – Phân bố lực trên cánh	-64-

Hình 3.3.7– Kết cấu của một loại Paddle Wheel	-64-
Hình3.3.8 - Sự thay đổi áp suất và lực tác dụng lên đĩa	-66-
Hình 3.3.9 - Cách dựng cánh guồng và các tam giác vận tốc	-68-
Hình 3.3.10 - Cách dựng cánh guồng cong	-70-
Hình 3.3.11 - Cách dựng cánh guồng thẳng	-71-
Hình 3.3.12 - Sơ đồ phân tích lực tác động lên máy	-77-
Hình3.3.13 - bánh xe nước	-80-
Hình 3.3.14 - Bánh xe nước được gắn theo máy	-80-
Hình.3.3.15 - Sơ đồ phân tích lực tác dụng lên trục guồng	-82-
Hình 3.3.16 - Biểu đồ momen uốn và xoắn của trục guồng	-84-
Hình 3.3.17 - Lực cắt trên bulông	-89-
Hình 3.4.1- Lưỡi dao.	-90-
Hình 3.4.2 - Góc cắt thái.	-92-
Hình 3.4.3 - Các dạng dao cắt cơ bản.	-94-
Hình 3.4.4 - Các dạng lưỡi dao cơ bản.	-94-
Hình 3.4.5 - Các dạng chuyển động của dao cắt.	-95-
Hình 3.4.6 - Các dạng cắt.	-95-
Hình 3.4.7- Bộ dao cắt có tấm kê.	-96-
Hình 3.4.8 - Sơ đồ dịch chuyển tương đối của dao với vật liệu	-97-
Hình 3.4.9 - Thí nghiệm cắt trượt của V.P.Goriatxkin.	-97-
Hình3.4.10 - Biểu diễn kết quả cắt trượt của V.P.Goriatxkin.	-97-
Hình 3.4.11 - Cơ cấu biên tay quay bộ phận cắt	-98-
Hình 3.4.12 - Đường đặc tính động học của dao	-100-
Hình 3.4.13 - Đồ thị gia tốc và vận tốc của dao	-101-
Hình 3.4.14a - Quỹ đạo chuyển động lưỡi dao	-102-
Hình 3.4.14.b - Quỹ đạo cạnh sắc lưỡi dao.	-102-
Hình 3.4.15 - Vùng cạnh sắc đi qua.	-103-

Hình 3.4.16- Lực tải cạnh sắc	-104-
Hình 3.4.17- Hình dạng dao cắt	-107-
Hình 3.4.18- Cơ cấu biên tay quay bộ phận cắt	-107-
Hình 3.4.19 - Lực tác dụng lên bu lông bắt dao	-110-
Hình 3.4.20 - Biểu đồ nội lực của dao	-111-
Hình 3.4.21- Biểu đồ nội lực trên thanh dao di động đứng	-112-
Hình 3.4.22 - Biểu đồ nội lực thanh gá dao cố định đứng (Tấm đế)	-114-
Hình 3.4.23 - Tổng lực tác dụng lên dao	-115-
Hình 3.4.24 - Biểu đồ nội lực thanh truyền	-117-
Hình 3.4.25 - Biểu đồ nội lực tay quay	-118-
Hình 3.4.26 - Biểu đồ nội lực trên thanh dao di động ngang	-119-
Hình 3.4.27 - Biểu đồ nội lực thanh gá dao cố định dao ngang (Tấm đế)	-121-
Hình 3.4.28 - Tổng lực tác dụng lên dao	-122-
Hình 3.4.29 - Biểu đồ nội lực thanh truyền dao ngang	-124-
Hình 3.4.30 - Biểu đồ nội lực tay quay dao ngang	-125-
Hình 3.4.31 - Lưỡi dao cắt và cụm dao cắt rong	-127-
Hình 3.4.32 - Dao cắt được gắn vào thanh bắt dao.	-127-
Hình 3.5.1 - Bố trí 3băng tải trên máy	-128-
Hình 3.5.2 - Bố trí 3băng tải trên máy	-128-
Hình 3.5.3- Băng tải xích thứ 1	-130-
Hình 3.5.4 - băng tải xích thứ 2	-132-
Hình 3.5.5 - Băng tải xích thứ 3	-135-
Hình 3.5.6 - Chiều dài đoạn trục thứ nhất	-142-
Hình 3.5.7 - Sơ đồ phân bố lực tác dụng của trục 1	-142-
Hình 3.5.8 - Biểu đồ phân bố mô men trục băng tải số 1	-143-
Hình 3.5.9 - Hình bố trí bánh xích và kết cấu trục băng tải số 1	-145-
Hình 3.5.10 - Chiều dài của trục băng tải số 2	-147-

Hình 3.5.11 - Sơ đồ phân bố lực tác dụng của trục băng tải 2	-147-
Hình 3.5.12 - Biểu đồ momen của trục thứ 2	-148-
Hình 3.5.13 - Trục băng tải 3	-149-
Hình 3.5.14 - Chiều dài của đoạn trục băng tải 3	-151-
Hình 3.5.15 - Sơ đồ phân bố lực tác dụng của trục thứ 3	-151-
Hình 3.5.16 - Biểu đồ momen của trục thứ 3	-152-
Hình 3.5.17 - Hình trục băng tải 3	-153-
Hình 3.5.18 - Mặt cắt ngang của hệ thống khung đỡ	-172-
Hình 3.5.19 - Hệ thống khung đỡ băng tải xích thứ 1	-173-
Hình 3.5.20 - Điểm đặt gối đỡ dầm 5m băng tải xích thứ 1	-173-
Hình 3.5.21 - Điểm đặt gối đỡ dầm 2m băng tải xích thứ 1	-174-
Hình 3.5.22 - Biểu đồ momen M_x dầm 2m băng tải xích thứ 1	-174-
Hình 3.5.23 - Biểu đồ momen Q_y dầm 2m băng tải xích thứ 1	-174-
Hình 3.5.24 - Biểu đồ momen M_x dầm 5m băng tải xích thứ 1	-175-
Hình 3.5.25 - Biểu đồ momen Q_y dầm 5m băng tải xích thứ 1	-175-
Hình 3.5.26 - Hệ thống khung đỡ băng tải xích thứ 2	-176-
Hình 3.5.27 - Điểm đặt gối đỡ dầm 5m băng tải xích thứ 2	-176-
Hình 3.5.28 - Điểm đặt gối đỡ dầm 2m băng tải xích thứ 2	-176-
Hình 3.5.29 - Biểu đồ momen M_x dầm 2m băng tải xích thứ 2	-177-
Hình 3.5.30 - Biểu đồ momen Q_y dầm 2m băng tải xích thứ 2	-177-
Hình 3.5.31 - Biểu đồ momen M_x dầm 5m băng tải xích thứ 2	-178-
Hình 3.5.32 - Biểu đồ momen Q_y dầm 5m băng tải xích thứ 2	-178-
Hình 3.5.33 - Hệ thống khung đỡ băng tải xích thứ 3	-179-
Hình 3.5.34 - Điểm đặt gối đỡ dầm 2m băng tải xích thứ 3	-179-
Hình 3.5.35 - Điểm đặt gối đỡ dầm 3m băng tải xích thứ 3	-179-
Hình 3.5.36 - Biểu đồ momen M_x dầm 2m băng tải xích thứ 3	-180-
Hình 3.5.37 - Biểu đồ momen Q_y dầm 2m băng tải xích thứ 3	-180-

Hình 3.5.38 - Biểu đồ momen M_x dầm 3m băng tải xích thứ 3	-181-
Hình 3.5.39 - Biểu đồ momen Q_y dầm 3m băng tải xích thứ 3	-181-
Hình 3.5.40 - Vị trí của pittông nâng hạ băng tải thứ 1	-182-
Hình 3.5.41 - Vị trí của pittông nâng hạ băng tải thứ 3	-183-
Hình 3.5.42 - băng tải số 1 gắn cụm dao cắt kèm theo	-183-
Hình 3.5.43 - Băng tải số 2 . chức tạm rong, bèo trên pontoon	-183-
Hình 3.5.44 - Băng tải số 3 chứa tạm và chuyển rong, bèo lên bờ	-184-
Hình 3.6.1 - Kết cấu tay gom rác	-186-
Hình 3.6.2 - Sơ đồ kết cấu khung gom	-186-
Hình 3.6.3 - Vị trí đặt xylanh thủy lực	-187-
Hình 3.6.4 - phân bố lực tác động và tay gom rác	-189-
Hình 3.6.5 - Các lực tác dụng lên cụm gom	-192-
Hình 3.6.6 - Các phản lực tại gối đỡ	-196-
Hình 3.7.1 - Hình tổng thể máy cắt rong	-202-
Hình 3.7.2 - Sơ đồ biểu thị khối vật liệu cắt	-203-
Hình 3.7.3 - Sơ đồ bố trí và hoạt động của ba băng tải.	-203-
Hình 3.7.4 - Sơ đồ hệ thống thủy lực trên máy cắt rong cỡ đại	-205-
Hình 3.7.5 - Hệ thống điều khiển hoạt động paddle wheel	-209-
Hình 3.7.6 - Sơ đồ hệ thống làm việc của ba băng tải chuyển	-210-
Hình 3.7.7- Sơ đồ hệ thống hoạt động của ba đầu dao cắt	-211-
Hình 3.7.8 - Sơ đồ hoạt động của hệ thống hai cặp xi lanh lực	-213-
Hình 3.7.9 - Lực phân bố trên xi lanh trước	-222-
Hình 3.7.10 - Biểu đồ phân bố lực lên xi lanh sau khi đã nâng.	-223-
Hình 3.8.1 - Xe remorque	-229-
Hình 3.8.2 - Sơ đồ nguyên lý hoạt động của động cơ tời	-230-
Hình 3.8.3 - Sơ đồ phân bố lực kéo	-231-
Hình 3.8.4 - Sơ đồ phân bố trọng lực của máy triển hạ thủy	-233-

Hình 3.8.5 - Tọa độ trọng tâm của máy triển hạ thủy	-233-
Hình 3.8.6 - Sơ đồ phân bố trọng tâm của máy triển hạ thủy khi đặt lên xe remorque	-234-
Hình 3.8.7 - Sự quan hệ giữa hệ trục tọa độ $O_0X_0Y_0$ và hệ tọa độ OXY	-234-
Hình 3.8.8 - Tọa độ trọng tâm của máy triển hạ thủy khi đặt lên xe remorque	-235-
Hình 3.8.9 - Sơ bộ phân bố lực của xe khi vận chuyển máy	-235-
Hình 3.8.10 - Đồ thị biểu diễn sự phụ thuộc của Moment xe vào vận tốc V	-238-
Hình 3.8.11 - Biểu đồ phân bố nội lực khi khung chịu tải trọng tĩnh	-239-
Hình 3.8.12 - Biểu đồ phân bố nội lực khi khung chịu tải trọng động	-242-
Hình 3.8.13 - Biểu đồ phân bố nội lực của đà ngang tại vị trí pittong	-244-
Hình 3.8.14 - Biểu đồ phân bố nội lực của khung dưới khi chịu tải trọng tĩnh	-246-
Hình 3.8.15 - Biểu đồ phân bố nội lực của khung dưới khi chịu tải trọng động	-249-
Hình 3.8.16 - Sơ đồ phân bố lực lên chốt xoay	-251-
Hình 3.8.17 – Biểu đồ nội lực và moment	-252-
Hình 3.8.18 - Biểu diễn remoque đi ngang trên mặt	-253-
Hình 3.8.19 - Re moque quay vòng	-253-
Hình 3.8.20 - Đồ thị vận tốc phụ thuộc vào bán kính đường vòng	-254-
Hình 3.8.21 - Kích thước tổng thể của khung remorque	-255-
Hình 3.8.22 - Remorque đang chuyển máy cắt rong lên để vận chuyển	-256-
Hình 3.8.23 - Sơ đồ đặt lực, biểu đồ momen và kết cấu của trục	-257-
Hình 3.8.24 - Sơ đồ lực của trục bánh xe theo phương vuông góc với mặt đường	-259-
Hình 3.8.25 - Sơ đồ lực tác dụng lên con lăn	-263-
Hình 3.8.26 - Sơ đồ lực tác dụng lên hai con lăn	-263-
Hình 3.9.1 - Sơ đồ trình tự tính bằng tải kiểu xích tằm di động	-266-
Hình 3.9.2 - Tiết diện mặt cắt ngang của máng	-267-
Hình 3.9.3 - Xích và tằm cào	-268-
Hình 3.9.4 - Sơ đồ lực căng của xích tải	-270-

Hình 3.9.5 - Kích thước hình học khi nâng của máng	-271-
Hình 3.9.6 - Động cơ thủy lực OMP 315	-274-
Hình 3.9.7 - Sơ đồ đặt lực và biểu đồ momen của trục chủ động	-279-
Hình 3.9.8 - Sơ đồ đặt lực và biểu đồ momen của trục bị động	-286-
Hình 3.9.9 - Biểu đồ phân bố lực	-295-
Hình 3.9.10 - Biểu đồ momen và lực cắt	-297-
Hình 3.9.11 - Hình biểu đồ nội lực của dầm	-300-
Hình 3.9.12 - Chiều cao của xe khi nâng	-300-
Hình 3.9.13 - Biểu đồ lực	-301-
Hình 3.9.14 - Biểu đồ lực cắt và momen	-302-
Hình 3.9.15 - Hình biểu đồ nội lực của dầm	-304-
Hình 3.9.16 - Vị trí của piston và xi lanh khi nâng	-305-
Hình 3.9.17 - Sơ đồ lực	-305-
Hình 3.9.18 - Sơ đồ tải trọng của thanh ngang đỡ piston	-306-
Hình 3.9.19 - Bảng tải trung gian vận chuyển trên đường	-306-
Hình 3.9.20 - Bảng tải trung gian làm việc nhận rong, cỏ theo máy cắt rong	-307-
Hình 5.1 - Hình dạng mặt cắt của kênh	-312-
Hình 5.2 - Đo chiều rộng và xác định độ mấp mô mặt đáy sông	-314-
Hình 5.3 - Biểu đồ phân bố mật độ rong	-318-
Hình 5.4 - Biểu đồ vận tốc dao và lượng cắt	-325-
Hình 5.5 - Biểu đồ vận tốc dao và hiệu suất thu hồi sản phẩm	-325-
Hình 5.6 - Biểu đồ vận tốc tiến của máy và lượng cắt	-329-
Hình 5.7 - Sơ đồ chạy lý thuyết thực hiện cắt rong đổ sản phẩm về một phía	-330-
Hình 5.8 - Sơ đồ chạy máy cắt rong đổ sản phẩm về hai phía	-333-
Hình 5.9 - Dao cắt bị tự tháo lỏng	-346-
Hình 5.10 - Dao cắt và phân bố rong trên đường chạy	-346-
Hình 5.11 - Dao cắt bị sự cố phải dừng lại sửa chữa	-346-

Hình 5.12 - Máy đang thực hiện chức năng vớt bèo ván	-356-
Hình 5.13 - Bèo tây kết khối vững chắc và máy thực hiện chức năng vớt	-356-
Hình 5.14 - Máy vớt bèo lục bình nhỏ, kết khối dạng rời đơn	-361-
Hình 5.15 - Bèo tây không kết khối mảng rời trên sông	-365-
Hình 5.16 - Sử dụng máy vớt bèo tây dạng khối rời không tay gom	-369-

DANH MỤC CÁC BẢNG

Bảng 2.1 - Tổng hợp khảo sát kênh và hiện trạng rong cỏ, bèo trên sông (khảo sát 5.2006)	-12-
Bảng 2.2 – Xác định mật độ bèo tây và khối lượng thể tích	-14-
Bảng 2.3 – Xác định mật độ rong trên kênh Tây	-15-
Bảng 2.4 - Xác định mật độ hỗn hợp rong - bèo ván -bèo tây cùng phân bố	-16-
Bảng 2.5 - Các thông số đặc trưng các tuyến chính ở TP.HCM	-17-
Bảng 2.6 - Lượng rác toàn bộ xả ra trên các tuyến kênh (kg/ngày).	-18-
Bảng 2.7 - Lượng rác tồn đọng trên sông ngòi, kênh rạch.	-19-
Bảng 2.8 - Lượng rác ước tính tồn đọng trên sông ngòi, kênh rạch	-20-
Bảng 3.2.1 - Các dạng Poonton (Bảng 9-[2,7,12])	-36-
Bảng 3.2.2 - Hệ số trọng tải [3,7,12])	-45-
Bảng 3.2.3 - Trị số áp suất động học của gió	-47-
Bảng 3.2.4 - Hệ số K_1	-49-
Bảng 3.2.5 - Hệ số K_2 [3]	-50-
Bảng 3.3.1 - Giá trị các trị số của hệ số dòng theo [2,7]	-76-
Bảng 3.3.2 - Các giá trị tính của B và h[2,7]	-78-
Bảng 3.4.1- Kết quả thí nghiệm cắt trượt của V.P.Goriatxkin[6]	-98-
Bảng 3.4.2 - Các thông của bộ dao cắt	-126-
Bảng 3.5.1 - Kết quả kiểm nghiệm then lắp trên trục thứ 1 thứ 2 và thứ 3	-157-
Bảng 3.5.2 - Ổ bi đỡ một dãy cho trục 1	-165-

Bảng 3.5.3 - Ổ bi đỡ một dãy cho trục 2	-166-
Bảng 3.5.4 - Ổ bi đỡ một dãy cho trục 3	-167-
Bảng 3.8.1 - Thông số kỹ thuật động cơ K200M4	-232-
Bảng 3.8.2 - Thông số $[M_{xe}]$ theo vận tốc V	-238-
Bảng 3.8.3- Thông số của thép I N ⁰ 22a	-243-
Bảng 3.8.4 - Thông số của thép I N ⁰ 10	-245-
Bảng 3.8.5- Thông số của thép I N ⁰ 27	-250-
Bảng 3.8.6 - Vận tốc và bán kính cho phép khi chạy trên đường vòng	-254-
Bảng 3.8.7 - Thông số của khung remorque	-255-
Bảng 3.8.8 - Thông số kỹ thuật ổ lăn cho trục remorque	-261-
Bảng 3.9.1 - Các thông số cơ bản của xích tấm con lăn – No.160	-268-
Bảng 3.9.2 - Kết quả tính kiểm nghiệm then đối với các tiết diện của trục	-280-
Bảng 3.9.3 - Kết quả tính toán hệ số an toàn đối với các tiết diện của trục.	-284-
Bảng 3.9.4 - Kết quả tính kiểm nghiệm then đối với các tiết diện của trục	-287-
Bảng 3.9.5 - Kết quả tính toán hệ số an toàn đối với các tiết diện của trục.	-290-
Bảng 3.9.6 - Thông số ổ lăn ở trục chủ động và trục bị động	-295-
Bảng 5.1 - Xác định mật độ bèo tây và khối lượng thể tích	-315-
Bảng 5.2 - Xác định mật độ bèo ván và khối lượng thể tích	-315-
Bảng 5.3 - Khảo sát mật độ rong trên kênh Tây khu vực khảo nghiệm	-316-
Bảng 5.4 - Xác định mật độ hỗn hợp rong - bèo ván -bèo tây cùng phân bố	-317-
Bảng 5.5 - Các kết quả đo đạc về các chế độ làm việc theo số vòng quay định mức thiết kế thông số không tải của máy cắt rong, vớt bèo	-321-

Bảng 5.6 - Số liệu vận tốc trung bình dao và các thông số chất lượng liên quan	-323-
Bảng 5.7 - Vận tốc tiến của máy và các thông số chất lượng liên quan (m/s)	-327-
Bảng 5.8 - Số liệu cắt rong chạy máy theo sơ đồ chạy thứ nhất	-331-
Bảng 5.9 - Số liệu cắt rong chạy máy theo sơ đồ chạy thứ hai	-334-
Bảng 5.10 - Số liệu khảo nghiệm máy cắt rong hoạt động theo chế độ vận tốc dao thấp - vận tốc tiến trung bình	-337-
Bảng 5.11 - Số liệu khảo nghiệm hoạt động cắt rong theo vận tốc dao và vận tốc tiến mức trung bình	-340-
Bảng 5.12 – Số liệu khảo nghiệm cắt rong theo chế độ vận tốc dao cắt nhanh - vận tốc tiến định mức	-343-
Bảng 5.13 - Số liệu khảo nghiệm cắt rong theo chế độ dao cắt chạy nhanh và máy tiến nhanh trên định mức	-348-
Bảng 5.14 - Khảo nghiệm vớt bèo ván chạy máy theo sơ đồ chạy thứ 2 với vận tốc tiến định mức	-353-
Bảng 5.15 - Khảo nghiệm máy làm việc vớt bèo ván và kết hợp cắt rong (chạy liên tục và đổ hai đầu)	-358-
Bảng 5.16 – Khảo nghiệm vớt bèo lục bình cây có kích thước lớn kết khối trung bình (chạy liên tục đổ 2 đầu)	362
Bảng 5.17 - Khảo nghiệm vớt bèo tây rời (không kết khối) sử dụng tay gom (chạy liên tục đổ bèo hai đầu)	-366-
Bảng 5.18 - Khảo nghiệm vớt bèo lục bình rời (không kết khối) không sử dụng tay gom đổ rong về hai phía	-370-
Bảng 6.1 - Thời hạn làm việc cho các thiết bị để tính khấu hao	-376-
Bảng 6.2 - Tính toán chi phí khấu hao toàn bộ hệ thống máy	-377-
Bảng 6.3 - Tính toán chi phí sửa chữa nhỏ	-378-

Bảng 6.4 - Tính toán chi phí nhiên liệu dầu mỡ	-378-
Bảng 6.5 - Chi phí trả lương nhân công lái chính và lái phụ	-378
Bảng 6.6 - Chi phí lãi vay	-378-
Bảng 6.7 - Chi phí chung	-379-
Bảng 6.8 - So sánh chi phí vớt rong thủ công cho 1 hecta	-379-
Bảng 6.9 - Phương án thực hiện tính hiệu quả kinh tế thuê máy và hạ thời gian khấu hao	-380-
Bảng 6.10 - Tính toán khấu hao thiết bị	-381-
Bảng 6.11 - Tính toán chi phí sửa chữa nhỏ	-382-
Bảng 6.12 - Tính toán chi phí nhiên liệu dầu mỡ	-382-
Bảng 6.13 - Chi phí trả lương nhân công lái chính và lái phụ	-382-
Bảng 6.14 - Chi phí lãi vay	-383-
Bảng 6.15 - Chi phí chung	-383-
Bảng 6.16 - So sánh chi phí vớt rong thủ công cho 1 hecta	-383-
Bảng 6.16 - Phương án để tính hiệu quả theo phương án 3	-384-
Bảng 6.18 - Tính toán khấu hao thiết bị	-385-
Bảng 6.19 - Tính toán chi phí sửa chữa nhỏ	-386-
Bảng 6.20 - Tính toán chi phí nhiên liệu dầu mỡ	-386-
Bảng 6.21 - Chi phí trả lương nhân công lái chính và lái phụ	-386
Bảng 6.22 - Chi phí lãi vay	-386-
Bảng 6.23 - Chi phí chung	-387-
Bảng 6.24 - So sánh chi phí vớt rong thủ công cho 1 hecta	-387

Bảng 6.25 - Phương án để tính hiệu quả theo phương án 3	-388-
Bảng 6.26 - Tính toán khấu hao thiết bị	-389-
Bảng 6.27 - Tính toán chi phí sửa chữa nhỏ	-389-
Bảng 6.28 - Tính toán chi phí nhiên liệu dầu mỡ	-390-
Bảng 6.29 - Chi phí trả lương nhân công lái chính và lái phụ	-390-
Bảng 6.30 - Chi phí lãi vay	-390-
Bảng 6.31 - Chi phí chung	-390-
Bảng 6.32 - So sánh chi phí vớt rong thủ công cho 1 hecta	-391-

MỤC LỤC

Chương 1

TỔNG QUAN ĐỀ TÀI NGHIÊN CỨU

1.1. Mở đầu	1
1.2. Cơ giới hoá cắt rong cỏ trên thế giới	4
1.3. Tiếp cận và hướng hướng nghiên cứu giải quyết cho đề tài	7

Chương 2

KHẢO SÁT	10
2.1. Khảo sát kênh thủy lợi tại tỉnh Tây Ninh.....	10
2.2. Khảo sát hiện trạng rong cỏ trong lòng kênh mương của tỉnh Tây Ninh	12
2.3. Khảo sát tình hình rác thải trên sông ngòi kênh rạch tại TP. Hồ Chí Minh.....	17
2.4. Tính chất nước và môi trường làm việc	17
2.5. Thu gom rác	21
2.6. Khảo sát tìm hiểu đặc tính cây rong, bèo tây	22
2.6.1. Rong đuôi chồn	22
2.6.2. Rong “Hydrilla	23
2.6.3. Lục bình	24

Chương 3

NGHIÊN CỨU, TÍNH TOÁN THIẾT KẾ MÁY CẮT RONG

3.1. Những vấn đề chung cho việc thực hiện tính toán thiết kế hệ thống máy	25
3.1.1. Mô tả hoạt động của máy chính	25
3.1.2. Phương pháp nghiên cứu.....	33
Phương pháp nghiên cứu thực nghiệm	34

3.2. NGHIÊN CỨU TÍNH TOÁN THIẾT KẾ PHAO NỔI.....	36
3.2.1. Khảo sát tìm hiểu về các dạng Poonton	36
3.2.2. Cơ sở lý thuyết	41
3.2.3. Tính toán thiết kế phao nổi	54
d. Thiết kế kết cấu thân tàu	57
3.3. NGHIÊN CỨU, TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG DI ĐỘNG (PADDLE WHEEL) BÁNH XE NƯỚC	61
3.3.1. Khái niệm.....	61
3.3.2. Lựa chọn và xác định cho thiết bị di chuyển trong môi trường rong cỏ.....	61
3.3.3. Cơ sở lý thuyết để tính toán thiết kế bánh xe nước (Paddle Wheel)	62
3.3.4. Lý thuyết động lực hoạt động của bánh guồng[7,2]	65
3.3.5. Các tam giác vận tốc và dạng của cánh guồng	68
3.3.6. Số cánh của guồng máy	69
3.3.7. Lý thuyết tính toán lực tác dụng lên máy cắt rong cỏ.....	71
3.3.8. Lý thuyết thiết kế trục	73
3.3.9. Tính toán thiết kế cụm di động guồng máy	75
3.4. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CỤM DAO CẮT	90
3.4.1. Tổng quan tìm hiểu về dao cắt thái thực vật.....	90
3.4.2. Cơ cấu chuyển động cho bộ phận cắt.[6].....	98
3.4.3. Tính toán thiết kế bộ dao cắt.....	106
3.5. TÍNH TOÁN HỆ THỐNG BĂNG TẢI TRÊN MÁY CẮT RONG	128
3.5.1. Tính toán băng tải xích.....	128
3.5.2. Tính toán đĩa xích	135
3.5.3. Tính toán – kiểm tra bền khớp nối.....	154
3.5.4. Kiểm nghiệm độ bền trục.....	158
3.5.5. Tính toán chọn ổ lăn.....	163
3.5.6. Tính toán thiết bị kéo căng.....	167
3.5.7. Tính bền hệ thống khung đỡ	172
3.5.8. Tính lực tác dụng lên pittông thủy lực của băng tải.....	181
3.6. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CỤM GOM BÈO.....	185

3.6.1. Các thông số yêu cầu	185
3.6.2. Tính toán	187
3.6.3. Tính bền tại những tiết diện nguy hiểm	195
3.7. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG THỦY LỰC	202
3.7.1. Giới thiệu về các chức năng các hoạt động của máy	202
3.7.2. Hoạt động và chức năng của từng cụm	203
3.7.3. Thiết kế sơ đồ hệ thống thủy lực cho máy	205
3.7.4. Tính toán, chọn lựa các chi tiết chính và thiết kế hệ thống đường ống	207
3.7.5. Tính toán các thông số của bơm và các motor thủy lực của máy	214
3.7.6. Tính toán bơm thủy lực cho toàn hệ thống	226
3.8. TÍNH TOÁN, THIẾT KẾ REMORQUE CHUYÊN DỤNG	229
3.8.1. Thiết kế Sơ đồ nguyên lý, kích thước từng phần và kết cấu từng phần	229
3.8.2. Xác định vị trí trọng tâm của máy trên remorque	233
3.8.2.1. Vị trí của bánh xe	235
3.8.3. Tính toán và kiểm nghiệm bền cho khung remorque	239
3.8.4. Tính và kiểm tra chốt khớp xoay của bản lề	251
3.8.5. Kiểm tra tính ổn định ngang:	253
3.8.6. Kích thước tổng thể của hai khung remorque	255
3.8.7. Tính toán thiết kế trục xe remorque	256
3.8.8. Tính toán bulông	262
3.8.9. Thiết kế con lăn	262
3.9. TÍNH TOÁN, THIẾT KẾ VÀ KIỂM TRA BỀN BĂNG TẢI CHUYỂN RONG LÊN BỜ	265
3.9.1. Sơ đồ trình tự tính toán băng tải kiểu xích tằm di động	266
3.9.2. Tính toán xích tải	267
3.9.3. Tính toán, thiết kế đĩa xích	274
3.9.4. Tính toán trục của băng tải	277
3.9.5. Kiểm nghiệm bền cho kết cấu khung	295
3.9.6. Tính toán lực tác dụng lên piston thủy lực	305

Chương 4

XÂY DỰNG QUY TRÌNH CÔNG NGHỆ CHẾ TẠO

4.1. Xây dựng quy trình công nghệ chế tạo một số chi tiết chính của các cụm của máy .. 309

Chương 5

KHẢO NGHIỆM MÁY

5.1. Các vấn đề tổng quát phục vụ khảo nghiệm máy	312
5.1.1. Khảo sát kênh khu vực khảo nghiệm	312
5.1.2. Tình hình rong cỏ trong lòng kênh mương	313
5.2. Khảo sát một số thông số chính trước khi đưa máy vào khảo nghiệm	313
5.2.1. Dụng cụ phục vụ khảo nghiệm	313
5.2.2. Khảo sát chiều rộng kênh tại vị trí khảo nghiệm	314
5.2.3. Xác định mật độ thảm thực vật (rong, bèo tây, bèo ván, cỏ dại..)	314
5.3. Báo Cáo Kết Quả Khảo Nghiệm Máy	318
5.4. Thí nghiệm thăm dò có tải của máy cắt rong	322
5.4.1. Khảo nghiệm vận tốc hệ dao cắt	322
5.4.2. Khảo nghiệm vận tốc hệ dao cắt và vận tốc tiến của máy	326
5.4.3. Thực hiện thí nghiệm thăm dò cách đổ sản phẩm lên bờ ở một phía	330
5.4.4. Thực hiện thí nghiệm thăm dò các đổ sản phẩm lên bờ ở hai phía	333
5.5. Khảo nghiệm các chế độ làm việc của máy cắt rong	336
5.5.1. Khảo nghiệm chức năng cắt rong với vận tốc dao thấp, vận tốc tiến trung bình	336
5.5.2. Khảo nghiệm xác định chất lượng cắt ở chế độ dao cắt định mức vận tốc tiến định mức.	339
5.5.3. Khảo nghiệm cắt rong theo chế độ vận tốc dao cắt nhanh - vận tốc tiến định mức	342
5.5.4. Khảo nghiệm cắt rong theo chế độ vận tốc dao cắt nhanh - vận tốc tiến trên mức	347
5.5.5. Khảo nghiệm chức năng vớt bèo ván	352
5.5.6. Khảo nghiệm chức năng vớt bèo ván và kết hợp cắt rong	357
5.5.7. Khảo nghiệm chức năng vớt bèo lục bình dạng bèo kết khối mức độ trung bình	361

5.5.8. Khảo nghiệm chức năng sử dụng tay gom để gom, vớt bèo tây và bèo ván không kết khối dạng đơn rời	365
5.5.9 Khảo nghiệm chức năng vớt bèo lục bình không kết khối không dùng tay gom	369

Chương 6

TÍNH TOÁN HIỆU QUẢ KINH TẾ

6.1. Các điều kiện để tính toán chi phí.....	375
6.2. Thông tin đầu vào để tính toán hiệu quả kinh tế.....	375
6.2.1. Thông tin tổng quát.....	375
6.2.2. Các loại chi phí để tính hiệu quả kinh tế.....	375
6.2.3. Giá bán các máy trong hệ thống	376
6.3. Phương án tính toán giá thành và hiệu quả đầu tư.....	376
6.3.1. Tính toán hiệu quả phương án 1	376
6.3.2. Tính toán hiệu quả kinh tế Phương án 2	380
6.3.3. Tính toán hiệu quả kinh tế Phương án 3	384
6.4. Tính toán hiệu quả đầu tư máy cắt và vớt rong, cỏ, bèo [26]	392
6.4.1. Tính toán tiền thu lại hàng năm	392
6.4.2. Thời gian thu hồi vốn N (năm)	392
6.4.3. Tính toán lợi nhuận đời máy	393
6.5. Xét đến các hiệu quả khác.....	393

Chương 7

KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ

7.1. Kết luận các vấn đề tổng quát	394
7.2 Kiến nghị.....	396
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	398

CHƯƠNG I

TỔNG QUAN ĐỀ TÀI NGHIÊN CỨU

1.1. Mở đầu

Từ trước đến nay việc làm vệ sinh như : cắt rong, cỏ mọc dưới lòng kênh cấp và tiêu nước cấp 1, cấp 2 và lòng hồ chứa nước thủy lợi, thủy điện ở các tỉnh trong cả nước đều làm bằng lao động thủ công (chưa có bất cứ loại máy chuyên dùng nào).

Do làm bằng thủ công nên năng suất, chất lượng cắt, dọn rong cỏ thấp và không thể làm hết các tuyến kênh (chỉ làm vệ sinh được các đoạn xung yếu). Việc làm này có thể nói là “làm được chẳng hay chớ “ vừa dọn xong đầu này thì vài tháng sau rong cỏ lại tiếp tục phát triển trở lại, nhưng mãi một năm sau thì đội quân dọn vệ sinh mới có cơ hội quay lại chỗ cũ và làm lại. Rong, cỏ, rác thải nổi, bèo lục bình và các loại thực vật sinh sống chen nhau, phát triển lâu ngày dưới lòng kênh, lòng hồ làm giảm vận tốc dòng chảy, giảm lưu lượng cấp, thoát nước, giảm sức chứa nước trong lòng kênh, lòng hồ, cũng như làm mất thẩm mỹ, mất vệ sinh môi trường trong các kênh rạch, làm cản trở giao thông đường thủy cả về mật độ lưu thông lẫn vận tốc lưu thông trên sông, trên kênh rạch, gây kẹt chân vịt và các hỏng hóc khác do rong, cỏ rác cuốn chặt vào (ví dụ tuyến tàu cao tốc TP HCM và Vũng Tàu, trên sông Sài Gòn, lái tàu phải thường xuyên phải cho tàu dừng lại và cho quay ngược chân vịt để gỡ rong, cỏ ra). Mặt khác đối với các công trình thủy điện, trạm bơm của các công trình thủy lợi thì bèo tây, rác, rong đã làm ảnh hưởng đến lưu lượng và vận tốc nước vào tổ bơm, tổ máy stator phát điện, chúng đã làm giảm tuổi thọ tuốt bin cũng như làm tăng chi phí bảo trì trong vận hành các tổ phát điện, trạm bơm.

Hàng năm các Công ty khai thác Thủy nông, Công ty khai thác công trình thủy cũng như các Công ty vệ sinh công ích của các tỉnh đều phải tổ chức để bảo trì dọn vệ sinh lòng kênh, mương lòng hồ chứa nước, nhưng phần lớn chỉ làm tạm không làm triệt để theo mong muốn, do không có phương tiện máy móc nên toàn bộ việc cắt rong, cỏ, thu dọn rác nổi, bèo tây trên kênh, mương hồ thủy lợi và vận chuyển lên bờ đều phải làm bằng lao động thủ công rất khó khăn, rất vất vả



Hình 1.1a. Sử dụng máy Kobe vớt rong Hình 1.1b. kênh sau khi dọn bèo bằng máy

Do kích thước của rong và cỏ dại, bèo tây, rác thải nổi vừa cống kênh vừa có khối lượng lớn nên năng suất và chất lượng công việc rất thấp. Mặt khác khi dọn vệ sinh và cắt rong, cỏ người ta phải đóng kín các cửa van cấp nước lại để làm cạn nước trên toàn tuyến kênh, mương, hồ. Việc ngưng cấp nước để làm vệ sinh trong nhiều ngày đã gây trở ngại cho sản xuất nông nghiệp và sinh hoạt dọc theo toàn bộ tuyến kênh mương, hồ đi qua.

Đối với các tuyến sông tự nhiên, các hồ chứa nước thủy lợi lớn do không làm cạn, không ngăn được nước thì việc làm vệ sinh cắt rong, cỏ dại chỉ làm hời hợt trên mặt nước, còn dưới đáy đều bỏ mặc cho sự phát triển tự nhiên. Một số Công ty khai thác Thủy nông ở các tỉnh được giao duy tu và bảo quản dọn vệ sinh kênh rạch đã phải dùng thuyền, xà lan nhỏ (có kích thước dài từ 5-6 m, rộng 2m) vỏ làm bằng composite hoặc bằng thép carbon lắp động cơ nổ Yamaha từ 5-10 Hp chạy trên lòng kênh, lòng hồ, người lao động vừa ngồi trên thuyền dùng câu liềm vừa cắt vừa kéo cỏ, rong lên hoặc dùng vợt cầm tay vớt rác lên thuyền bỏ vào các thùng nhựa đặt phía sau, khi đầy tải thì chạy đến bến rồi chuyển các thùng chứa lên bờ bằng cần cẩu loại nhỏ (khi dọn vệ sinh trên các tuyến kênh trong thành phố). Đối với tuyến kênh, mương ở xa thì phải neo ca nô ở vị trí hợp lý có cầu tàu rồi dùng lao động thủ công khiêng từng thùng, từng cần xé rong, lên bờ. Phương pháp dọn vệ sinh này vừa phải sử dụng nhiều lao động thủ công, cường độ làm việc nặng nhọc, nhưng năng suất và chất lượng dọn vệ sinh rất thấp (do các cano này bé chỉ chở được rất ít rồi lại phải cập bờ và đi tìm chỗ thoát tải). Khi cắt bằng câu liềm không kéo lên thuyền hết mà bị rơi vãi rất nhiều gây ô nhiễm nước (do cỏ và rong chết).

Đối với một số trạm bơm và các cửa van cấp nước trên kênh mương, rong, bèo lục bình xâm lấn làm cản trở dòng chảy ở cửa van phân phối nước và buồng hút nước của trạm bơm. Để khắc phục vấn đề này người ta phải dùng máy đào đứng trên bờ vớt cần xuống

và gom xúc lên bằng gàu xúc (xem phụ lục cuối thuyết minh đề tài). Việc làm này chỉ mang tính cục bộ nhất thời rất tốn kém chi phí cao.

Những trở ngại do rong, cỏ rác trên tuyến kênh, mương dẫn nước, hồ chứa và các trạm bơm thủy lợi như trên đã nêu đang gây bức xúc cần phải giải quyết sớm.

Để khắc phục cho vấn đề này một số công ty thủy lợi, đơn vị trong nước đang bắt đầu nghiên cứu và đưa ra cách giải quyết triệt để hơn và bước đầu đã thu được một số kết quả khích lệ, có thể kể ra một số công trình có liên quan đến việc nghiên cứu của đề tài này như sau:

Thiết bị vớt rác phục vụ cho các trạm bơm của Tổng công Ty Cơ điện Nông nghiệp & Thủy lợi (Bộ Nông Nghiệp) nghiên cứu và chế tạo năm 2001-2002. Thiết bị vớt rác, vớt bèo có cấu tạo như một tay máy và được gắn cố định tại các cửa hút của trạm bơm nước. Khi làm việc tay máy này thực hiện động tác gom bèo và vớt rác dưới nước rồi đưa lên bờ. Thiết bị được hoạt động và điều khiển bằng hệ thống thủy lực, bước đầu thiết bị đã cho một số kết quả khích lệ, tuy nhiên do còn một số hạn chế trong tính toán thiết kế nên chỉ mới ở dạng thử nghiệm và hiệu chỉnh và chưa triển khai được vào sản xuất.

Năm 2001-2002 Viện Nghiên cứu Thủy lợi đã thực hiện đề tài nghiên cứu thiết kế và chế tạo thiết bị vớt rác, bèo lục bình cho các trạm bơm (đề tài của Bộ Nông nghiệp & PTNT quản lý) từ mẫu của hãng EBARA Hải Hưng. Cũng giống như thiết bị của Tổng công Ty Cơ điện Nông nghiệp & Thủy lợi. Máy vớt rác cũng được thiết kế và đặt cố định ngay tại trạm bơm nước, và được vận hành và hoạt động thông qua bộ truyền động hệ xích. Khi làm việc thiết bị vớt rác, bèo tây di chuyển qua lại khu hút của trạm bơm. Hiện thiết bị đang được gắn cố định ở trạm bơm thống nhất tỉnh Thái Bình. Việc gắn cố định tại trạm bơm cũng như đặt và làm việc liên tục trong môi trường nước cũng là những hạn chế hiện nay của thiết bị này.

Năm 2001-2003 Viện Nghiên cứu Thủy Lợi cũng nghiên cứu & thực hiện đề tài máy cắt rong. Tác giả đã sử dụng nguyên lý cắt rong không để tựa dạng đĩa (không răng cưa), bước đầu tác giả đã thiết kế và chế tạo & hình thành mẫu máy cắt rong và đã được thử nghiệm tại tỉnh Thái Nguyên. Do còn nhiều tồn tại về nguyên lý làm việc của một số bộ phận căn bản cũng như thiết kế của chúng nên máy hiện chưa được công bố và ứng dụng vào sản xuất. Thiết bị này vẫn còn đang trong phạm vi nghiên cứu.

Tác giả Nguyễn Vũ Tuấn. Tạp chí Nông nghiệp và phát triển nông thôn. 2003 thiết kế hệ thống thiết bị máy vớt rác tự động ở cửa lấy nước trạm bơm, cống lấy nước của công trình thủy lợi.

Tác giả Phạm Minh Thắng, Lê Thanh Bình, Đặng Đức Vũ. Sở Giao thông công chánh Đà Nẵng. 2001 công bố Cải tiến công cụ và phương tiện và thiết bị thu gom rác trên sông

Năm 2005. Công ty Cấp Thoát nước và Công trình Đô thị Cà Mau công bố chế tạo tàu vớt rác trên sông.

Năm 2002. Cty cơ khí Sài Gòn và Trường ĐH Bách khoa nghiên cứu công bố nghiên cứu máy thu gom, vớt rác trên sông (robot) có chức năng tập trung rác trên mặt nước, sau đó tự thu gom rác thay thế cho lực lượng công nhân vệ sinh môi trường trước đây. Trong 1 giờ, robot có thể thu gom, vớt rác trên mặt nước với diện tích 10.000 - 20.000m²).

Bằng độc quyền sáng chế 4617 “thiết bị thu gom các vật nổi gần mặt nước” được cấp tháng 10/2004 của hai Tác giả Ngô Xuân Ngát (ĐHBK Tp Hồ chí Minh) – Hoàng Tử Cường - Tổng công ty cơ khí giao thông vận tải Sài Gòn (Công ty Samco) bước đầu đã nghiên cứu ra được một mẫu thiết bị vớt rác dạng bán thủ công gắn trên đầu cano thử nghiệm vớt rác trên sông. Khi làm việc, thiết bị này dồn, gom vật nổi phía trước, người công nhân gom rác lại và đưa vào các thùng chứa nhỏ đặt trên thiết bị.

Một gàu gom rác dạng vớt cũng được thiết kế để gắn ở phần đầu ca nô, gàu có nhiệm vụ chứa rác thải (cho nước lọt qua), khi đầy gàu thì ca nô được người lái cho dừng lại và chuyển rác gom được vào thùng chứa. Thiết bị này cũng đã góp phần giải quyết được bài toán thu gom rác thải nổi trên sông, nhưng vẫn chưa mang tính đồng bộ và cơ giới hoá cao. Chức năng hoạt động và hiệu quả của cụm thiết bị này còn tồn tại nhiều vấn đề nên cũng chưa được triển khai gắn vào các cano chuyên dụng vớt rác của Công ty vệ sinh & môi trường đô thị Tp HCM. Hai tác giả đang tiếp tục nghiên cứu thiết bị thu gom này [1]

1.2 Cơ giới hoá cắt rong cỏ trên thế giới

Hoa Kỳ và Canada là hai quốc gia hàng đầu trên thế giới có nhiều sáng chế về máy cắt rong, cỏ dại dưới nước, thu gom bèo tây rác thải nổi trong lòng sông, mương, hồ chứa nước. Nhưng máy này được gọi là “Aquatic Weeds Harvester and Trash Hunter”. Các loại máy này phục vụ hầu hết các bang của nước Mỹ, đặc biệt là các bang có nhiều ao hồ sông ví dụ như ở bang Wisconsin có đến 10 công ty, Bang Newyork có 5 công ty, bang California có 4 công ty... Máy có nhiệm vụ cắt cỏ dại, rong tảo dưới nước, thu gom bèo tây, rác thải nổi trong các lòng sông, hồ chứa nước, cửa biển nơi cửa sông, cầu cảng có nhiều tàu bè đi lại.

Nhiệm vụ của máy cắt rong, cỏ dại là làm thông thoáng dòng chảy để phục vụ giao thông cấp thoát nước, tạo môi trường tốt cho các loài thủy sinh sinh sống và bảo vệ môi trường cảnh quan thiên nhiên theo các tiêu chuẩn vệ sinh môi trường của Hoa kỳ và Canada. Còn nhiệm vụ của máy vớt rác là chuyên vớt rác thải nổi trên các dòng sông chảy trong thành phố và bao quanh đô thị để làm sạch rác trên sông hồ, cầu cảng. Về mặt vận tốc di chuyển khi làm việc có tải và không tải thì máy chuyên dùng vớt rác có vận tốc cao hơn máy cắt rong, cỏ. Tại bang WISCOSIN phía đông Bắc Hoa kỳ có các công ty nổi tiếng như: Công ty Inland Lake Harvesters Inc, Công ty Aquarius Systems. Tại bang California có Công ty PMC Production LLC. Tại bang New York có công ty Aquamarine Eastern Region. Tại bang Newjersey có công ty United Marine International LLC. Ở thành phố Westwood. Canada có công ty Aquamarine ở Okville, Toronto nổi tiếng chế tạo loại máy này. Các công ty của Mỹ và Canada đã thiết kế ra nhiều mẫu máy, có các tính năng, công suất khác nhau, thấp nhất 20 Hp, cao nhất có thể lên đến trên 100 HP. Các kích thước máy được thiết kế tùy theo chiều rộng và độ sâu của lòng kênh, lòng mương, lòng hồ. Cụ thể có hai loại máy riêng chuyên dùng cắt rong cỏ (aquatic harvester hình 1.2) hoặc chuyên dùng vớt rác thải nổi trên sông (trash hunter hình 1.3).



Hình 1.2a- máy cắt rong đang làm việc



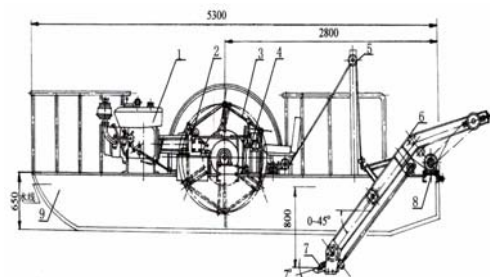
Hình 1.2b- máy vớt rác đang làm việc

Công việc cắt rong cỏ được cụm dao cắt thực hiện dưới nước. Cỏ, rong sau khi cắt được bộ thu gom, vớt và vận chuyển lên boong chứa trên máy. Khi boong chứa (boong di động) đầy tải, máy được lái cặp vào sát bờ và chuyển rong, cỏ lên thẳng bờ sông hoặc chuyển lên phương tiện vận tải đặt trên bờ thông qua một thiết bị vận chuyển trung gian. Nguồn động lực cho thiết bị chuyên dùng trung gian này có thể trích dẫn từ máy cắt rong cỏ dưới nước hoặc tự chính bản thân nó (nhờ gắn thêm nguồn động lực máy nổ tĩnh tại) kèm theo, có thể điều chỉnh ở các vị trí tiếp nhận và thoát rong một cách tương đối thông qua hệ thống thủy lực. Việc sử dụng máy để cắt rong, cỏ, vớt bèo tây, rác thải nổi vừa cho năng suất cao vừa không bị rơi vãi cỏ dại sau khi cắt xuống nước mà còn sử dụng rất ít lao động, công việc không nặng nhọc, không mất vệ sinh, an toàn cho người lao động.

Để di chuyển máy đến địa bàn làm việc khác nhau hay vận chuyển máy trên đường và đưa máy cắt rong cỏ xuống nước, người ta sử dụng thiết bị chuyên dùng Tilt desk. Tilt desk được gắn kèm một động cơ xăng để truyền dẫn hệ thống thủy lực để điều khiển nâng hạ máy lên xuống theo các mục đích. Việc hạ thủy máy cắt rong xuống sông, kênh mương phải được thực hiện tại các vị trí kênh mương đã được chuẩn bị sẵn. Qua tìm hiểu chúng tôi được biết năng lực chế tạo ra các loại thiết bị này yêu cầu cấp quy mô trang bị máy công cụ cỡ trung bình, nhưng phải có công nhân gia công cơ khí công nhân hàn, công nhân lắp máy bậc cao. Ngoài ra còn có các nhà máy vệ tinh chuyên chế tạo và cung cấp các thiết bị tiêu chuẩn như mô tơ thủy lực, bơm thủy lực, động cơ nổ, các khớp co nối, ống dầu thủy lực...

Vấn đề rong, cỏ dại lấn tuyến kênh ở Trung Quốc cũng giống như Việt Nam. Trung Quốc đã thiết kế ra một số chủng loại máy (xem hình đính kèm bên dưới)

❖ Mẫu máy bộ phận cắt bố trí phía sau.



Hình 1.3 Hình mẫu máy cắt Trung Quốc bộ phận cắt phía sau

Phao nổi (pontoon) bố trí các cụm làm việc của máy và hệ thống điều khiển .

Guồng gạt nước được bố trí ở giữa phao nổi.

Bộ phận cắt là một cụm dao bố trí theo phương ngang và được đặt phía đáy của pontoon trong khi máy của Mỹ bộ phận cắt được bố trí đằng trước máy và có thể điều chỉnh lên xuống theo chiều sâu cắt.

Máy chỉ có một băng tải. Băng tải này được bố trí liên kế với dao cắt nhiệm vụ cuốn rong cỏ lên sau khi cắt và băng tải này có thể điều chỉnh được góc cắt phạm vi điều chỉnh từ 0° ÷ 45° . Việc điều chỉnh này cho phép có thể điều chỉnh độ sâu cắt bằng cách thay đổi góc của băng tải gắn dao cắt.

Khi làm việc, thường đi theo máy là một phao nổi, phao nổi này có nhiệm vụ chứa rong cỏ đã được cắt lên từ máy cắt chuyển qua.

Máy hoạt động bán tự động, do vậy cần tối thiểu từ 3-4 lao động. Một điều khiển máy, hai, ba lao động còn lại chuyển rong cỏ đã cắt lên qua tàu kéo theo sau. Khi đầy tải thì tàu kéo theo sẽ vào bờ chuyển lượng rong cỏ đã cắt lên bờ hoàn toàn bằng lao động thủ công hoặc bằng cần cầu đặt trên bờ.

Ngoài mẫu máy bố trí cụm dao cắt bố trí phía ở giữa và phía dưới phao nổi, Trung Quốc có thiết kế mẫu máy có hệ dao cắt bố trí phía trước. (xem hình bên dưới)



Hình 1.4 Mẫu máy cắt rong có bộ phận cắt phía trước và các máy đang làm việc

Các cụm làm việc của máy được bố trí trên một phao nổi (pontoon) như hình 1.4.

Guồng gạt (paddle-wheel) được bố trí phía sau phao nổi.

Bộ phận cắt là một cụm dao bố trí theo phương ngang được đặt ở đầu pontoon có cần treo bộ phận cắt bằng thép cáp.

Máy có một băng tải được bố trí liên kế với dao cắt có thể điều chỉnh được góc cắt từ $0 - 45^{\circ}$. Việc điều chỉnh này cho phép có thể điều chỉnh độ sâu cắt bằng cách thay đổi góc của băng tải gắn dao cắt.

Cũng như máy có bộ phận cắt bố trí phía sau, khi làm việc cắt vớt rong, máy kéo thêm một pontoon có nhiệm vụ chứa rong cỏ được máy cắt chuyển qua.

Máy hoạt động không tự động như máy Mỹ, máy chỉ có một băng chuyền và một dao cắt nằm ngang, khi dao cắt rong xong băng chuyền liên kế sẽ vận chuyển rong lên pontoon. Tiếp sau đó sẽ có thêm hai lao động thủ công vận chuyển rong ra pontoon chứa cỏ ở phía sau. Khi pontoon đầy tải rong cỏ cũng được chuyển lên bờ bằng lao động thủ công.

1.3 Tiếp cận và hướng nghiên cứu giải quyết cho đề tài

Như phần tổng quan nghiên cứu trong nước đã nêu, cho đến nay trong nước chưa có mẫu máy liên hợp cắt rong cỏ dưới nước vớt bèo tây, rác thải nổi trong lòng kênh mương

như của Mỹ, Canada.... Công việc dọn vệ sinh kênh mương thủy lợi phải dùng lao động thủ công và kết hợp thêm một số công cụ phụ trợ. Nghiên cứu trong nước về lĩnh vực này thực tế mới dừng lại ở dạng cụm thiết bị, chức năng làm việc mang tính đơn lẻ, không có khả năng vừa liên hợp làm việc vừa tự hành ổn định trên sông.

Tồn tại KHCN cho vấn đề này có thể tóm tắt theo một số nội dung như sau:

- Cơ giới hoá việc cắt rong cỏ dưới nước, kết hợp vớt bèo tây, rác thải nổi và thoát tải lên bờ tự động chưa có đơn vị nào trong nước giải quyết.
- Việc vớt rác thải nổi mới nghiên cứu và giải quyết mang tính cục bộ và ở dạng bán thủ công.

Vấn đề đặt ra cho đề tài này là phải nghiên cứu và thiết kế tạo ra hệ thống máy có khả năng cắt rong cỏ dưới mặt nước, vừa có tính năng vớt rác nổi, bèo tây dạng mảng rời trên sông mang tính cơ giới hoá và đồng bộ cao. Tuy nhiên hai tính năng cắt rong cỏ dưới mặt nước thì không gom vớt rác nổi và vớt bèo tây dạng rời đơn khối.

Kết luận

Như đã nêu ở trên, Liên hợp máy cắt rong, cỏ dưới nước, vớt bèo tây, rác thải nổi còn rất mới lạ ở Việt Nam, hiện chưa có đơn vị nào trong nước công bố kết quả nghiên cứu cũng như đưa ra mẫu máy mang tính công nghiệp và đồng bộ liên hoàn từ việc tự hành di chuyển ổn định dưới nước, cắt rong cỏ theo các chiều sâu khác nhau dưới nước, vận chuyển sản phẩm lên boong chứa và khi đầy tải thì cập vào bờ thoát tải nhanh. Tuy nhiên trong nước cũng đã có một số kết quả của các tác giả trong ngành cơ điện nông nghiệp, ngành hàng hải, ngành xây dựng công bố riêng cho mình những kết quả nghiên cứu cũng như mẫu máy mà có các cụm máy sẽ phù hợp với một trong các nội dung mà đề tài máy cắt rong cỏ dưới nước đang tiến hành nghiên cứu. Do vậy đề tài thực hiện trên cơ sở tiếp cận theo các nội dung như sau

Tiếp cận các kết quả nghiên cứu của các tác giả trong nước về việc lựa chọn vật liệu chế tạo pontoon, vật liệu phủ chống ăn mòn trong môi trường nước, thiết bị tạo động năng làm di chuyển máy trong nước của ngành hàng hải và giao thông thủy.

Đánh giá tính tương thích các kết quả nghiên cứu của các tác giả trong nước từ lĩnh vực thu hoạch lúa nước trong nông nghiệp sang lĩnh vực cắt cỏ dưới nước mang tính cơ giới hoá & tự động hoá cao trong môi trường nước, ví dụ nghiên cứu tuyển chọn thiết kế loại dao cắt và nghiên cứu truyền động của cơ cấu dao cắt lúa trong máy thu hoạch lúa liên hợp GLH-0,2 của Viện cơ Điện nông nghiệp & Công nghệ sau thu hoạch, máy liên hợp

thu hoạch lúa của Công ty Vinapro Đồng Nai, máy liên hợp thu hoạch lúa Công ty chế tạo cơ khí A74 (Bộ công nghiệp), máy gặt rải hàng của công ty cơ khí An Giang, Công ty cơ khí lương thực Long An và máy thu hoạch mía của công ty Tư vấn & Đầu tư Kỹ thuật Cơ Điện (AGRINCO).

Lựa chọn & kế thừa mẫu máy máy cắt cỏ dưới nước của các hãng nổi tiếng trên thế giới và thiết kế theo điều kiện của kênh mương, ao hồ và loại cỏ của Việt Nam thông qua việc tham quan khảo sát các hãng AQUARIUS SYSTEMS của Hoa Kỳ, Cty AQUAMARINE Canada. Nghiên cứu & khảo sát nguyên lý hoạt động, vật liệu chế tạo. Kiểu truyền động...các cụm chính trên các lãnh vực khác nhau trong ngành cơ điện nông nghiệp, chế biến, vận tải thủy, máy và thiết bị trong ngành xây dựng công trình có trên thị trường Việt Nam để tính toán thiết kế chế tạo mới cho phù hợp yêu cầu về kỹ thuật và kinh tế của thiết bị phục vụ theo mục đích của đề tài đã đặt ra trong phần mục tiêu.

Kế thừa có tính sáng tạo các mẫu máy cắt cỏ rong, cắt cỏ dại, vớt bèo, vớt rác và các thiết bị chuyên dùng phụ trợ của các hãng AQUARIUS SYSTEMS của Hoa Kỳ và AQUAMARINE của Canada. Đảm bảo mẫu máy phát huy tính hiệu quả trong thực tiễn cũng như về giá thành khi đưa hệ thống máy vào thực tiễn.

Trong quá trình thực hiện cần tìm kiếm sự phối hợp với các đơn vị có nhiều kinh nghiệm nghiên cứu, thiết kế, chế tạo máy phục vụ ngành cơ điện nông nghiệp như Công ty Tư vấn và Đầu tư kỹ thuật Cơ điện Nông nghiệp. Trường Đại học Nông lâm Tp Hồ Chí Minh, Viện Cơ điện Nông nghiệp

Khi đề tài thành công sẽ tạo ra được một hệ thống máy hoàn chỉnh đóng góp vào việc giải quyết hiện trạng rong, cỏ dại, bèo tây trên các kênh, mương, hồ chứa nước đang thách thức ngành thủy lợi nông nghiệp, thủy điện, giao thông thủy và môi trường kênh rạch ao hồ.

CHƯƠNG 2

KHẢO SÁT

Các yếu tố chính có thể ảnh hưởng đến việc nghiên cứu chế tạo thiết bị có thể kể đến là: các kích thước về chiều dài, chiều rộng lòng kênh, độ sâu mực nước, chế độ thủy triều, tốc độ dòng chảy, độ cao thông qua của các cầu bắc ngang qua kênh rạch, mật độ cây rong, cỏ, rác phân bố trên sông...

Trên cơ sở đặc điểm tình hình như phần tổng quan đã nêu, Chúng tôi chọn địa bàn tỉnh Tây Ninh và Tp Hồ Chí Minh là hai vùng đặc trưng để khảo sát một phía là đặc điểm sông ngòi phục vụ thủy lợi và tưới tiêu phân kia là đặc điểm sông ngòi đô thị. Trên cơ sở khảo sát mới tiến hành công tác thiết kế máy sao cho có thể phù hợp một cách tương đối chính xác cho các tỉnh khác để làm cơ sở thiết kế máy cho phù hợp. Nghiên cứu điều kiện địa hình sông ngòi kênh rạch là một công việc rất quan trọng, từ nghiên cứu này ta sẽ lấy đó làm cơ sở để đưa ra các đặc điểm về điều kiện làm việc, các giới hạn về kích thước, yêu cầu của thiết bị, ... từ đó tính toán các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật cho thiết bị.

2.1. Khảo sát kênh thủy lợi tại tỉnh Tây Ninh

Tỉnh Tây Ninh là cửa ngõ phía tây của thành phố HCM có diện tích 4029,89 km². Phía bắc giáp với tỉnh Bình Dương, phía nam giáp với tỉnh Long An, phía tây giáp với nước Campuchia.

Tây Ninh có nhiều hệ thống kênh rạch lớn và nhỏ phục vụ trực tiếp cho việc tưới tiêu trên các đồng ruộng, đặc biệt Tây Ninh có hồ Dầu Tiếng là một hồ nước nhân tạo lớn nhất của Việt Nam và Đông Nam Á.

Hồ Dầu Tiếng nằm chủ yếu trên địa phận huyện Dương Minh Châu và một phần nhỏ trên địa phận huyện Tân Châu, thuộc tỉnh Tây Ninh nằm cách thị xã Tây Ninh 25 km về hướng đông, với diện tích mặt nước là 27 km², 45,6 km² đất nửa ngập nước, dung tích chứa 1,5 tỷ m³ nước. Hồ Dầu Tiếng cung cấp nước cho 3 kênh chính tại Tây Ninh: Kênh Tân Hưng, kênh Đông và kênh Tây, từ các kênh chính này sẽ phân tán cho các kênh cấp 1 và cấp 2... để cung cấp nước trực tiếp vào các đồng ruộng trên khắp tỉnh.

Kênh Đông

Chiều dài : 34 km

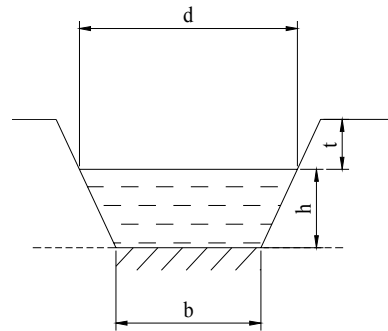
Chiều rộng đáy : $b = 25 \div 30$ m

Độ sâu mực nước trong kênh :

$$h = 3 \div 4,5 \text{ m}$$

Lưu lượng thiết kế của kênh :

- Đầu kênh $64 \text{ m}^3/\text{s}$
- Cuối kênh $35 \div 45 \text{ m}^3/\text{s}$
- Chiều rộng mặt thoáng $d = 40$ m



Hình 2.1- hình dạng mặt cắt của kênh

- Vị trí cống điều tiết (trạm bơm): $K_8, K_{13}, K_{20}, K_{27}, K_{30}, K_{34}$, trung bình khoảng 5,2 km là có 1 trạm bơm .

- Vận tốc dòng chảy: $v = 0,2 - 0,5 \text{ m/s}$



Hình 2.2 Các cống điều tiết nước trên Kênh Tây

Kênh tây

Chiều rộng đáy: $b = 22 \div 30$ m

Độ sâu mực nước trong kênh: $h = 3 \div 4$ m

Lưu lượng thiết kế của kênh: $Q = 25 \div 35 \text{ m}^3/\text{s}$

Chiều rộng mặt thoáng $d = 40$ m

-Vị trí cống điều tiết (trạm bơm) : $K_{13}, K_{21}, K_{25}, K_{32}, K_{39}$, trung bình khoảng 6,5 km là có 1 trạm bơm.

-Vận tốc dòng chảy : $v = 0,2 - 0,5 \text{ m/s}$

-Đặc điểm của kênh rạch là khi gần hồ Dầu Tiếng bề rộng kênh, độ sâu ban đầu lớn về sau nhỏ dần khi càng xa hồ, có những đoạn kênh có những gò dốc cao 3÷4 ,m; dọc theo hai bên bờ kênh đặc biệt là đoạn kênh gần hồ Dầu Tiếng lộ giới bờ kênh khoảng 10m, có 4 cống điều tiết và 7 cầu (cách nhau từ 4-13 km tùy theo địa hình)

Tên sông kênh rạch	Kích thước				Số đập chắn trên kênh	KCTB giữa các đập (km)	Vận tốc dòng chảy (m/s)	Lưu lượng thiết kế của kênh (m ³ /s)	Mức nước (m)
	Chiều dài (km)	Chiều rộng đáy (m)	Chiều sâu (m)	Chiều rộng mặt thoáng (m)					
Kênh Tây	39	22÷30	4÷6	40	5	6,5	0,2	25÷30	3÷4
Kênh Đông	34	25÷30	4÷5,5	40	6	5,2	0,2	45÷60	3÷4, 5

Bảng 2.1. Tổng hợp khảo sát kênh và hiện trạng rong cỏ, bèo trên sông

2.2. Khảo sát hiện trạng rong cỏ trong lòng kênh mương của tỉnh Tây Ninh



Hình 2.3.rong trên sông kênh Tây



Hình 2.4 Bèo trên sông Vàm Cỏ

Trên Kênh chính Tây lượng rong cỏ theo khảo sát gần nhất (3.6.2006) chiếm khoảng 80%, rong nhớt 10%, lục bình và các loại khác

chiếm khoảng 10% còn lại. Các loại thực vật này chiếm gần 75 – 85% diện tích mặt đáy kênh (khoảng 25m bề rộng từ hai bề kênh mọc ra) Trên Kênh chính Tây lượng rong cỏ theo

khảo sát gần nhất (3.6.2006) chiếm khoảng 80%, rong nhót 10%, lục bình và các loại khác chiếm khoảng 10% còn lại. Các loại thực vật này chiếm gần 75 – 85% diện tích mặt đáy kênh (khoảng 25m bề rộng từ hai bề kênh mọc ra)

Đối với rong cây thì mọc từ đáy kênh và cao khỏi mặt nước; rong nhót phủ đầy mặt đất (tập trung ở những nơi nước cạn cấp bờ); còn lục bình nổi trên mặt nước tập trung gần các cầu và các đập ngăn nước. Do thực vật sống dưới nước đang chiếm phần lớn thể tích của kênh, do đó, làm giảm trữ lượng nước nên thiếu hụt nước phục vụ cho đời sống hàng ngày. Vì thiếu nước nên phải xả nước từ hồ Dầu Tiếng vào cho nước dâng cao hơn gây ra sạt lở bờ kênh làm khó khăn cho việc bảo vệ bờ bao. Các loại thực vật là rong cây, rong nhót, lục bình và một số loại cỏ dại khác. Đặc điểm cụ thể từng tuyến kênh như sau:

- Đoạn kênh TN17 dài 16223 m thuộc hệ thống kênh Tây có tổng diện tích mặt nước là 129784 m², thì diện tích rong trên mặt nước là 123600 m² chiếm 95% diện tích mặt nước.
- Đoạn kênh TN1 dài 15860 m tổng diện tích mặt nước 63440 m², diện tích rong trên mặt nước là 45945 m² chiếm 72,4% tổng diện tích mặt nước.
- Tình hình cũng tương tự như ở đoạn kênh N4 thuộc hệ thống kênh Đông dài 14644 m tổng diện tích mặt nước là 49789 m² diện tích rong nổi bề mặt là 31500 m² chiếm 63,26% diện tích mặt nước
- Qua vài số liệu trên có thể thấy hiện trạng rong mọc lan tràn trong hệ thống kênh mương ở tỉnh Tây Ninh là đáng báo động.

Hầu hết trên các tuyến kênh của tỉnh Tây Ninh đều xuất hiện rong với mật độ dày đặc. Chủ yếu là rong đuôi chồn và rong hydrilla. Lục bình chỉ xuất hiện không thường xuyên ở những vùng đoạn kênh Tây do thông với rạch nên mức độ ảnh hưởng đến hoạt động cấp thoát nước là chưa đáng kể.



Hình 2.5 cỏ, bèo, rong trên sông và mỏ

- Kênh cấp 1: dài khoảng 400 km ở đây gần như 100% là rong cây, chỉ có vài loài thực vật khác với số lượng không đáng kể.

Sông cái (sông Vàm Cỏ Đông): bề rộng khoảng 150m, vận tốc dòng chảy khoảng 1m/s; chỉ có lục bình chiếm khoảng 30-40m dọc theo hai bờ, 20-25 cây/1m².

các loại thực vật đã khảo sát :

Cây rong: là loại có rễ bám vào đất, thân có đường kính 2mm, có lá nhỏ dài 1-2cm, có thể đâm nhánh từ thân mẹ, cao khỏi mặt nước, khoảng 15-20 cây/1dm², nặng khoảng 150kg/1m³.

Cây rong nhót: là bám vào đất thành từng mảng to, che phủ mặt đất, có chất nhờn, không có thân lá rễ.

Cây lục bình: là loại nổi trên mặt nước, trôi theo dòng nước, có rễ chùm to, cây trưởng thành có 5-7 tàu lá, nặng khoảng 0.7kg.

Bảng 2.2 - Xác định mật độ bèo tây và khối lượng thể tích

STT	Mật độ bèo (kg/m ²)	Vận tốc nước (m/s)	Khối lượng thể tích (kg/m ³)
1	20.5	0.15	225.8
2	24.7	0.2	244.7
3	28.5	0.14	325.7
4	18.7	0.13	235.7
5	23.3	0.15	230.7
6	27.7	0.19	220.4
7	24.6	0.16	250.6
8	23.3	0.15	245.3
9	22.4	0.15	248.3
10	20.5	0.17	230.4
trung bình	23.34	0.157	245.76

Người lấy mẫu: Lê Đình Nhật Hoài, ngày lấy mẫu: 15/06/2006

+bèo tây phân bố thành khối. Khối lượng thể tích 245 kg/m^3 , mật độ $23,5 \text{ kg/m}^2$

⁺ tại vị trí khảo sát vận tốc nước $0,16 \text{ m/s}$

Bảng 2.3 - Khảo sát mật độ rong trên kênh Tây

STT	Mật độ rong (kg/m^2)	Vận tốc nước (m/s)	Khối lượng thể tích riêng (kg/m^3)	Kích thước (m)		
				Đường kính tán (mm)	Đường kính thân (mm)	Chiều dài (m)
1	28.5	0.12	404	20	2	5
2	26.2	0.2	395	18	1,6	4.4
3	22.3	0.15	398	18	1,8	4.7
4	28.4	0.13	405	20	1,9	4.8
5	11.2	0.15	400	190	1,9	5.1
6	14.5	0.19	393	180	1,7	3.9
7	16.3	0.16	397	170	1,5	4.2
8	19.2	0.15	402	180	1,8	4.7
9	13.5	0.15	398	20	2	4.5
10	12.5	0.17	403	210	2	4.6
Số TB	19.26	0.145	399.5			

Người lấy mẫu: Lê Đình Nhật Hoài và Đặng Văn Hiệp, ngày lấy mẫu: 13/06/2007

Nhận xét

+ Rong phân bố thành dải liên tục trên khắp mặt kênh thành mảng đan nhau và ngả dài theo mặt nước theo hướng dòng nước chảy. Khối lượng thể tích $398\text{-}400 \text{ kg/m}^3$, mật độ $19,3 \text{ kg/m}^2$

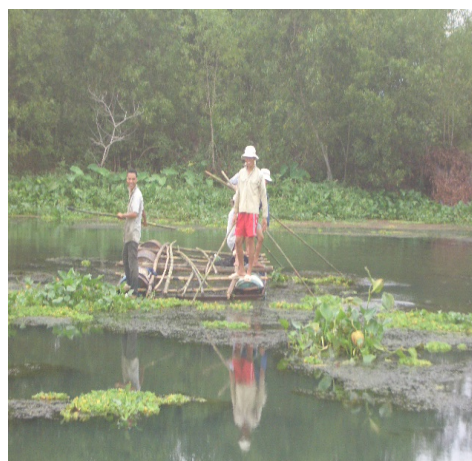
⁺ tại vị trí khảo sát vận tốc nước $0,15 \text{ m/s}$

Bảng 2.4 - Xác định mật độ hỗn hợp rong - bèo ván -bèo tây cùng phân bố

STT	Mật độ rong, bèo ván, bèo tây (kg/m^2)	Tổng cộng	Ghi chú
-----	---	-----------	---------

	Rong	Bèo ván	Bèo lục bình		
1	16.5	12.7	14.5	43.7	bèo tây phân bố thành cụm nhỏ rời rạc
2	14.2	11.4	14.7	40.3	bèo tây phân bố thành cụm nhỏ rời rạc
3	17.3	16.3	18.5	52.1	bèo tây phân bố thành cụm nhỏ rời rạc
4	22.4	9.7	8.7	40.8	bèo tây phân bố thành cụm nhỏ rời rạc
5	11.2	11.3	8.4	30.9	bèo tây phân bố thành cụm nhỏ rời rạc
6	14.5	10.4	7.7	32.6	bèo tây phân bố thành cụm nhỏ rời rạc
7	15.3	8.2	12.6	36.1	bèo tây phân bố thành cụm nhỏ rời rạc
8	16.2	9.5	13.3	39.1	bèo tây phân bố thành cụm nhỏ rời rạc
9	13.5	12.3	8.4	34.2	bèo tây phân bố thành cụm nhỏ rời rạc
10	12.5	8.2	10.5	31.2	bèo tây phân bố thành cụm nhỏ rời rạc
Số TB	15.36	11	11.74	38.1	

Người lấy mẫu: Lê Đình Nhật Hoài và Đặng Văn Hiệp Ngày lấy mẫu: 13/07/2007



Hình-2.6 sử dụng bè tự chế và lao động thủ công cùng công cụ câu liêm cắt rong

2.3. Khảo sát tình hình rác thải trên sông ngòi kênh rạch tại TP. Hồ Chí Minh

Thành phố Hồ Chí Minh có hệ thống sông ngòi kênh rạch dày đặc, riêng khu vực nội thành có thể chia thành 5 tuyến chính với tổng cộng chiều dài hơn 100km, điều kiện địa hình khá đa dạng, chiều rộng lòng kênh rạch, sông ngòi dao động lớn từ vài mét (kênh Tân

Hoá, Lò Gốm, kênh Nhiêu Lộc) đến hàng trăm mét (kênh Bến Nghé, kênh Đôi, sông Sài Gòn, sông Nhà Bè ...), độ sâu dao động trung bình từ 1.5 – 10m. Cụ thể địa hình 5 tuyến kênh chính như sau:

Bảng 2.5 - Các thông số đặc trưng các tuyến chính ở TP.HCM

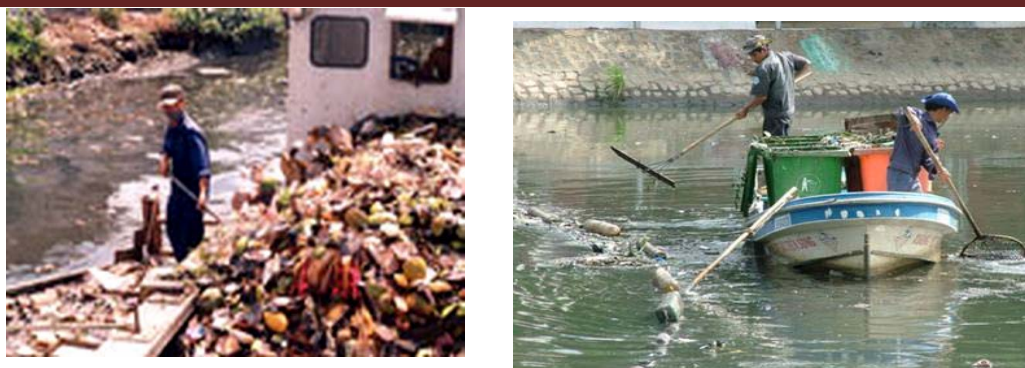
Tuyến kênh	Chiều dài (m)	Chiều rộng (m)	Độ sâu (m)	Số cửa xả (cái)
Nhiêu lộc – Thị nghè	18.186	14 ÷ 80	2 ÷ 7.5	52
Kênh tẻ – Bến nghé	7.050	50 ÷ 100	3 ÷ 9	44
Kênh đôi – Tàu hủ	19. 610	5 ÷ 73	3 ÷ 10	9
Tân hóa – lò gốm	12.160	5 ÷ 73	1.5 ÷ 3.2	13
Tham lương – Bến cát – Vàm thuật	19.440	16 ÷ 100	2.2 ÷ 78	12

(Nguồn: Báo cáo nghiên cứu khả thi “Dự án lấy rác trên sông và kênh rạch khu vực nội thành thành phố Hồ Chí Minh”, 12/2001)

Ngoài ra sông Sài Gòn đoạn chảy qua nội thành từ cửa rạch Cầu Đinh (Q.12) đến cửa rạch Phú Xuân (Q.7) có chiều dài khoảng 38.000m; tại bến Than, sông Sài Gòn có chiều rộng $B = 200\text{m}$, sâu $H = 10\text{m}$; tại Phú An (Ba Son) $B = 140\text{m}$, $H = 1.213\text{m}$. Số miệng xả $N = 15$ cái.

2.4. Tính chất nước và môi trường làm việc

Yếu tố cũng ảnh hưởng không nhỏ đến việc tính toán thiết kế thiết bị là thành phần và tính chất của môi trường nước trên sông kênh rạch. Qua khảo sát ta thấy rằng môi trường nước trên sông ngòi kênh rạch là một hỗn hợp của nhiều thành phần các chất khác nhau, bao gồm các hoá chất từ các cơ quan xí nghiệp thải ra, các đồ ăn thức uống từ các hộ gia đình, rác thải sinh hoạt, xác súc vật chết ... Do vậy chúng có tính chất độc hại và tính chất ăn mòn cao đối với kim loại. Nghiên cứu thực trạng rác thải trong môi trường nước nhằm xác định một số đặc điểm chung, các thông số đặc trưng của rác thải làm cơ sở cho việc tính toán thiết kế thiết bị. Tùy theo từng vùng, nguồn thải, nên thành phần và tính chất của chúng khác nhau.



Hình 2.7 - dọn rác thải trên kênh nội thành TP HCM

Theo kết quả khảo sát, rác thải trên sông ngòi, kênh rạch rất đa dạng về chủng loại và phát sinh từ nhiều nguồn khác nhau: rác thải từ các hộ dân sinh sống trên hoặc ven sông rạch thải ra hằng ngày như các túi ny lông, quần áo, giày dép, rau quả trái cây ..., từ các khu chợ trên sông hoặc ven sông như vỏ dừa, dứa, củi, vỏ chuối, rau quả, túi ny lông, rác thải từ các miệng cống, cửa xả, lượng rác tự nhiên từ lá cây, nhánh cây, xác súc vật chết ... Chỉ tính riêng cho các tuyến kênh rạch chính ở thành phố thì hàng ngày đã có đến hàng trăm tấn rác được thải ra hệ thống sông ngòi kênh rạch.

Theo số liệu điều tra khảo sát năm 2005, lượng rác thải ra sông ngòi kênh rạch hàng ngày cụ thể như sau (khu vực nội thành TP.HCM):

Bảng 2.6 -Lượng rác toàn bộ xả ra trên các tuyến kênh (kg/ngày).

Stt	Tuyến kênh (K)	Tư hộ dân	Tư ghe thuyền		Tư điểm mua bán dừa	Cộng	Hệ số K	Tổng cộng
			Vỏ trái cây	Rác sinh hoạt				
1	K. Tân Hóa - Lò Gốm	1968	4633	99	1200	7900	1.2	9480
2	K.Đôi – Tàu Hũ	13.290	4292	783	6400	24.865	1.15	28.595
3	K. Tẻ - Bến Nghé	6110	9722	1100	16.000	32.932	1.15	37.872
4	-K.Nhiều Lộc -Thị Nghè	1824	-	8	-	1824	1.1	2006
5	K, Tham	2503	-	230	150	2883	1.1	3171

	Lương – Bến Cát -Vàm Thuật							
6	Sông Sài Gòn	7449	-	-	-	7419	1.05	7790
Cộng		33.244	18.64 7	2220	13.750	112.06 2		88.914

(Nguồn: Báo cáo nghiên cứu khả thi “Dự án lấy rác trên sông và kênh rạch khu vực nội thành phố Hồ Chí Minh”, 12/2005)

Bảng 2.7 - lượng rác tồn đọng trên sông ngòi, kênh rạch.

ST T	Tuyến kênh (K)	Chiều dài (m)	Chiều rộng lòng kênh (m)	Chiều rộng có mật độ rác dày (m)	Độ dày trung bình lớp rác (m)	Thể tích trung bình lớp rác (m ³)	Khối lượng rác trung bình (tấn)
1	K. Tân Hoà – Lò gổm	7240	10-30	6-22	0,3	20203,2	7010,5
2	K. Tàu Hủ – Bến Nghé	12200	50-55	11,6-16	0,12	4712	2026,2
3	K. Đồi – K. Tẻ	13200	100-120	3,8-6,4	0,07	3788	512
4	K. Nhiêu Lộc – Thị Nghè	9470	20-40	2-6	0,1	1788	1093
5	K, Tham Lương – Bến Cát	14080	40-50	2-3	0,05	1760	512
6	Sông Sài Gòn	21000	450-550	1-2	0,1	3150	1093
Tổng cộng							22567

(Nguồn: Báo cáo nghiên cứu khả thi :Dự án lấy rác trên sông và kênh rạch khu vực nội thành Thành phố Hồ Chí Minh”, 12/2005.

Bảng 2.8 - Lượng rác ước tính tồn đọng trên sông ngòi, kênh rạch

STT	Tuyến kênh (K)	Chiều dài (m)	Chiều rộng lòng kênh (m)	Chiều rộng có mật độ rác thấp (m)	Độ sâu lấy mẫu đo (m)	Tổng thể tích nước được đo (m ³)	Khối lượng rác /m ³ nước (tấn)	Khối lượng rác trung bình (tấn)
1	K. Tân Hoá Lò gôm	7240	10-30	6-22	0,5	21720	0,053	9442,8
2	K.Tàu Hủ – Bến Nghé	12200	50-55	11,6-16	0,12	20203,2	7010,5	1151,2
3	K. Đồi K. Tẻ	13200	100-120	3,8-6,4	0,07	4712	2026,2	10385,1
4	K.Nhiều Lộc Thị Nghè	9470	20-40	2-6	0,1	3788	1504	1600,4
5	K, Tham Lương – Bến Cát	14080	40-50	2-3	0,05	1760	512	2692,8
6	Sông Sài Gòn	21000	450-550	1-2	0,1	3150	1093	5239,5
	Tổng cộng (TC2)						22567	30512,9

(Nguồn: Báo cáo nghiên cứu khả thi :Dự án lấy rác trên sông và kênh rạch khu vực nội thành Thành phố Hồ Chí Minh”, 12/2005.



Hình 2.8 dọn rác thải trên kênh nội thành TP HCM

Ngoài ra trên mặt nước sông ngòi kênh rạch còn có sự xuất hiện của các loại bèo, lục bình trôi dạt tập trung thành từng cụm ở các chân cầu, bến cảng hoặc trôi dạt theo dòng chảy. Tuy nhiên với loại rác này sự xuất hiện không thường xuyên cho nên trong thuyết minh tính toán này không đề cập.

Mặc dù thành phố mà cụ thể là các công ty môi trường đô thị đã tổ chức nhiều biện pháp thu gom và xử lý, tuy nhiên các biện pháp này còn nhỏ bé chưa phổ biến và còn mang tính chất thủ công, chủ yếu tập trung ở các khu vực có tính cấp thiết, do đó không thể giải quyết triệt để vấn đề rác thải nếu xét về lâu dài. Do đó nếu không có biện pháp xử lý kịp thời, hiệu quả và triệt để lượng rác này cùng với lượng rác tiếp tục thải ra hằng ngày sẽ gây nên tình trạng ô nhiễm vô cùng nghiêm trọng và cùng với thời gian lượng rác này sẽ dần dần lắng xuống đáy sông ngòi kênh rạch gây nên sự bồi đắp và mất dần hệ thống các sông ngòi kênh rạch.

2.5. Thu gom rác

Các công ty môi trường áp dụng thu gom bán thủ công và tập kết tại các vị trí cố định và từ các điểm tập kết này, rác sẽ được các xe chuyên chở rác vận chuyển đến điểm tập trung xử lý rác của thành phố. Phương pháp thu gom chủ yếu dựa vào sức lao động của con người là chính, theo đó công nhân vớt rác sử dụng bồ cào và các vợt bằng lưới để thu gom và vớt các loại rác thải nổi cho vào các thùng rác bố trí sẵn trên xuồng. Khi các thùng chứa đã đầy, rác sẽ được vận chuyển đến các trạm thu gom được xây dựng ở các địa điểm cố định, tại đây các thùng rác sẽ được đưa lên bờ bằng cầu, rác sẽ tiếp tục được các xe rác thu gom và vận chuyển đến các trạm xử lý rác của thành phố.



Hình 2.9 -sử dụng vợt dọn rác thải trên kênh Nhiêu Lộc nội thành TP HCM

phương pháp thu gom này nặng nhọc công việc cao nhưng năng suất vớt rác không cao. Do các loại rác thải trên mặt nước hầu như phân tán và liên tục di chuyển theo dòng chảy của dòng nước, ngay cả khi mật độ phân bố lớn. Gây khó khăn cho việc thu gom khi diện tích mặt nước rộng. Hơn nữa, khi các thiết bị như thuyền, canô di chuyển để thao tác, chúng tạo ra dòng chảy đẩy rác ra xa khỏi tầm với của người công nhân vớt rác trên thiết bị. Mặt khác, do ngâm nước nên trọng lượng của rác lớn làm hạn chế khả năng thu gom, vớt và vận chuyển rác của công nhân. Vì vậy, việc vớt rác và vật nổi trên sông là một công việc khăn và nặng nhọc đối với những công nhân trực tiếp làm nhiệm vụ vớt rác.

2.6. Khảo sát tìm hiểu đặc tính cây rong, bèo tây

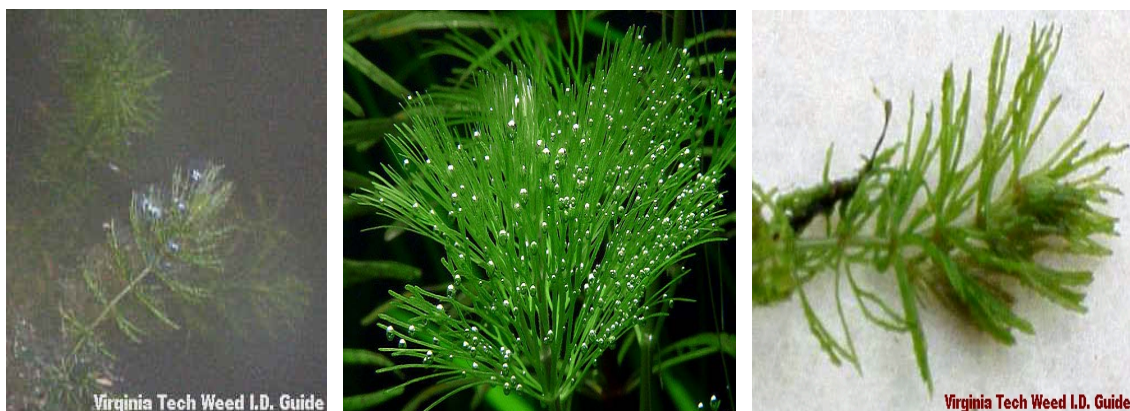
Chức năng chính của máy đc thiết kế là cắt rong vớt bèo lục bình và rác thải nổi trên sông, nhằm có cơ sở lý thuyết cho việc thiết kế máy, chúng tôi đi tìm hiểu đặc tính của cây rong và bèo tây

2.6.1. Rong đuôi chồn

Rong đuôi chồn có tên tiếng anh “Coontail”, tên khoa học “*Ceratophyllum demersum*” Là loại rong sống trong môi trường ngập trong nước và có dạng đuôi chồn. Phần lá cây chiếm hầu như hoàn toàn rong và ngập trong nước. Trên mỗi đoạn rong các lá phân chia theo hình xoắn ốc quanh thân rong một cách tinh vi thành 5 đến 12 lá. Mỗi lá dài khoảng $\frac{1}{2}$ đến $\frac{3}{4}$ (inch) tương đương (12,7 mm – 19,05 mm), lá rong có dạng dài hẹp có răng cưa tại vành lá. Càng về phần đầu của cây rong thì càng có nhiều lá. Thân cây rong chia ra thành nhiều cành, dài có thể lên đến 5 m hoặc hơn. Thân cây có nổi tự do trong nước hoặc có thể bám tầng đất đáy thông qua rễ giả.

Rong đuôi chồn sống ngập nước từ bề mặt nước đến sâu nhiều mét. Thiếu rễ thật loại rong này có thể trôi tự do ở các độ sâu khác nhau nhưng vào mùa phát triển chúng bám chặt vào tầng đáy bằng rễ giả. Khác với các loại rong khác lấy chất dinh dưỡng chủ yếu dự

vào lớp đất đáy, rong đuôi chồn thì lấy chất dinh dưỡng trực tiếp từ nước. Rong đuôi chồn có thể chịu được nhiệt độ thấp và tình trạng thiếu ánh sáng.



Hình 2.10 - Rong đuôi chồn

Là loại cây lưỡng tính, có hoa nhỏ mọc ở phần cuống của lá. Hoa chia ra hoa đực và cái, mọc trên cùng một cây rong. Hoa đực và cái thụ tinh dưới nước khác với các loại rong khác hoa mọc trên mặt nước và thụ tinh nhờ gió. Sau khi thụ tinh và hoa cái phát triển thành hạt giống nhỏ và cứng với 3 gai nhọn. Rong đuôi chồn phát triển mở rộng phát tán nhờ vào sự phát tán và nảy mầm của hạt giống này hoặc có thể tái sinh từ những đoạn rong nhỏ. Do lấy chất dinh dưỡng trực tiếp từ nước nên mật độ của rong này tập trung nhiều vào các khu vực có chất dinh dưỡng cao.

2.6.2. Rong “Hydrilla

Tên khoa học “Hydrilla Verticillata” Rong Hydrilla là loại rong phát triển thành chùm và ngập trong nước. Nó mọc thẳng từ đáy đến mặt nước và mọc theo phương ngang trên mặt nước. Các cây trưởng thành thì hầu như dài bằng chiều cao cột nước. Lá dài ít hơn 1 inch và mọc thành hình xoắn ốc dọc theo thân cây rong. Loại này rễ bám vào đáy kênh và ngập trong nước ở những dòng nước tĩnh hoặc cả ở dòng nước chảy. Độ sâu của loại rong này tùy thuộc vào độ trong của nước và vào loại đất của tầng đáy. Gồm hai loại: đơn tính và lưỡng tính.



Hình 2.11 - Rong Hydrilla

Loại lưỡng tính thì có thân dài từ đáy lên đến gần mặt nước thì phân ra thành nhiều nhánh dày đặc. Loại đơn tính thì thanh mảnh hơn và phân nhánh từ ở dưới đáy, chúng mọc rộng khắp và cao bằng cột nước.

Ở cả hai loại này, lá bề rộng khoảng 2-4 (mm) (hoặc có thể nhỏ cỡ 1 mm như đối với loại cây đơn tính), dài khoảng 6-20 (mm). Các lá mọc thành hình xoắn ốc quanh thân từ 3-10 lá. Lá có hình răng cưa dọc theo chu vi lá.

Rong Hydrilla có hoa mọc nổi trên mặt nước qua đó thụ tinh nhờ vào gió. Có thể phát triển trong tình trạng thiếu sáng tốt hơn các loại rong khác. Chuyển hoá Cacbon hiệu quả hơn các loại rong khác. Dự trữ được Photpho khi thiếu chất dinh dưỡng này có thể lấy ra sử dụng. Chịu được nhiều tình trạng nước khác nhau mặc cho chất lượng nước và lớp đất tầng đáy có ảnh hưởng đến sự phát triển của rễ. Mọc nhanh hơn ở dòng nước chảy và chịu được nước mặn.

Loại rong Hydrilla có khả năng sinh sản cũng như tái tạo rất nhanh. Chúng có thể tự tái tạo hoặc sinh sản bằng nhiều cách : tái sinh từ những đoạn nhỏ, tái sinh từ rễ, hạt. Rong Hydrilla này khi trưởng thành có thể dài 10-15 (m) rộng 4-8 (m) rễ có thể mọc sâu 30 (cm) ở tầng đáy.

2.6.3. Lục bình

Lục bình có tên tiếng anh: “Water hyacinth”, tên khoa học: “Eichhornia crassipes”. Là loại thực vật nổi rễ mọc trong nước và cây chia thành nhiều nhánh hợp thành từng khối. Lá có tán dài đến hơn 20 cm và rộng từ 5-15 cm. Lục bình phát triển thu nguồn dinh dưỡng trực tiếp từ nước, chúng phát triển nhanh trong những vùng nước có nhiều chất dinh dưỡng. Chúng sinh sản vô tính bằng hạt hoặc bằng tự nảy chồi trên bộ rễ của cây trước chỉ trong khoảng từ 6-18 ngày, nhờ vào gió và dòng chảy chúng di chuyển khắp nơi. Trong 1 năm cứ cho thấy trong vòng 4 tháng với 2 cá thể lục bình có thể tạo ra 1.200 cây con. Và 1 cây có thể tạo ra 5.000 hạt giống chúng tạo thành 1 thảm thực vật rồi di chuyển khắp nơi.



Hình 2.12 – Cây Lục bình Hình 2.12b. Lục bình sinh sống kết thành khối trên sông

CHƯƠNG 3

NGHIÊN CỨU, TÍNH TOÁN THIẾT KẾ MÁY CẮT RONG

3.1. Những vấn đề chung cho việc thực hiện tính toán thiết kế hệ thống máy

Trên cơ sở phân tích các vấn đề thực tiễn cần phải nghiên cứu thiết kế chế tạo hệ thống thiết bị có khả năng cơ giới hoá công việc cắt rong, vớt bèo lục bình dạng không kết khối, rác thải nổi nhóm tác giả hình thành tổng thể hệ thống máy và các chức năng làm việc như sau. Đối với việc cắt rong cỏ dưới mặt nước và vớt bèo lục bình, rác thải nổi trên sông phải thực hiện thông qua 01 máy chính.

3.1.1. Mô tả hoạt động của máy chính

Toàn bộ các thiết bị phục vụ các chức năng làm việc của máy theo thiết kế được bố trí trên phao nổi (pontoon). Máy hoạt động trên nước bằng phao nổi, phao nổi có cấu tạo là những tấm tôn dày hàn lại với nhau có biên dạng động học. Máy di chuyển trên mặt nước nhờ vào hai guồng gạt nước (paddle wheel). Khi chuyển hướng chuyển động thì máy mở hay tắt đường dầu thuỷ lực dẫn động chuyển động quay của paddle wheel bên trái hoặc phải (tương tự như nguyên tắc chuyển hướng của máy kéo xích). Thông qua cần điều khiển thuỷ lực trên khoang người lái.

Bộ phận cắt của máy gồm 3 dao bố trí như hình chữ U. Dao cắt theo rong cỏ nguyên lý cắt có tấm kê kiểu tông-đơ. Dao nằm ngang có nhiệm vụ cắt rong cỏ bên dưới, hai dao thẳng đứng thì tách các khối rong cỏ ra. Khi cắt bộ phận cắt sẽ được hạ xuống sát đáy mương hay đáy kênh để cắt sát gốc rong cỏ.

Rong cỏ sau khi cắt được chuyển lên băng tải thứ nhất, băng tải này hoạt động liên tục trong suốt quá trình máy làm việc. Băng tải 1 chuyển rong cỏ đã cắt lên và chuyển sang băng tải thứ 2 hoạt động gián đoạn, khi khối rong cỏ từ băng chuyền 1 dồn vào băng tải hai đầy một đồng tối đa (theo thiết kế chiều cao đồng có thể chứa được) thì người lái sẽ điều khiển cần thuỷ lực dịch đồng rong dần vào trong một chút và lại có một khoảng trống mới để tiếp nhận rong, cỏ từ băng chuyền số một đến. Quá trình này cứ diễn ra liên tục và tuần tự khi toàn bộ băng tải số 2 chứa đầy thì người lái dần di chuyển khối này từ băng tải 2 chuyển qua băng tải 3. Khi băng chuyền 3 đã đầy tải thì xem như máy đã đầy tải (quá trình cắt vớt chấm dứt), người lái điều khiển máy đi vào bờ và người lái sẽ điều khiển nâng băng tải thứ 3 đến vị trí thoát tải lên bờ người lái sẽ lái máy vào bờ để thoát tải chuyển rong cỏ lên bờ.

Mọi chuyển động của các cụm máy đều được hoạt động và điều khiển bằng hệ thống thủy lực nhằm đảm bảo cho máy hoạt động tốt trong điều kiện hoạt động khắc nghiệt và phức tạp.

Cụ thể là đầu băng tải số 1 bố trí đầu máy và băng tải số 3 lắp ở phía sau cùng cơ cấu xi lanh nâng hạ thủy lực có nhiệm vụ điều chỉnh độ sâu cắt bằng cách nâng hạ bộ phận cắt và nâng hạ băng chuyên thứ 3 lên xuống để chuyển rong cỏ ra khỏi máy để lên bờ

- Các chức năng của máy cắt rong và vớt bèo lục bình (máy chính)

- ✓ Máy có khả năng tự hành trong môi trường rong, cỏ, rác dày đặc tốc độ làm việc từ 1,5-2 km/giờ.

- ✓ Máy thực hiện chức năng cắt rong, cỏ dại dưới mặt nước với mật độ dày đặc và hệ dao cắt có khả năng điều chỉnh lên xuống theo chiều sâu của mực nước trên sông cũng như theo chiều cao của cây rong, cỏ dại, mọc lên từ đáy sông lên trong phạm vi từ 0- 1,5 m

- ✓ Máy thực hiện được chức năng vớt bèo tây, rác thải nổi trên mặt nước (dạng rời không kết khối) trên các kênh, sông, hồ chứa nước thủy lợi.

Trước mắt máy làm việc trên các tuyến kênh cấp 1 có chiều rộng mặt thoáng trên 20 m và chiều sâu lớn hơn 1,5- 2 m.

- ✓ Khi máy đã chất đầy tải thì người lái máy đi vào bờ thực hiện thoát tải nhanh lên bờ rồi tiếp tục quay lại làm việc tiếp.

Hệ thống máy ngoài thiết bị chính là máy cắt rong, và vớt bèo tây, rác thải nổi dạng rời, còn có thêm 02 máy phụ trợ chuyên dùng luôn đi theo máy để bảo đảm khả năng sử dụng đồng bộ trong quá trình làm việc và di chuyển qua các địa bàn làm việc khác nhau. 02 máy phụ trợ cho máy chính như sau:

- Máy chuyên dùng thứ nhất (Remoque)

Máy chuyên dùng thứ nhất được gọi là remoque vận chuyển máy cắt rong và triển hạ thủy chuyên dùng. Chức năng của máy phụ này là bằng cách kết hợp với các bộ phận tời giữ máy và người điều khiển vị trí các xi lanh lực để cho phép thay đổi góc nghiêng của khung xe để có thể đưa máy từ dưới sông lên khung để vận chuyển trên đường đến địa điểm mới và hạ máy xuống sông khi đến điểm làm việc thông qua. Khi vận chuyển trên đường phải bảo đảm cứng vững và ổn định khi đi trên đường km/giờ. Máy có khả năng tự vận hành để thực hiện được hai chức năng cơ bản là đưa máy lên và chuyển máy xuống.

- + Chức năng đưa máy cắt rong lên khung đa năng chuyên dùng.
- + Chức năng giữ và ổn định máy cắt rong trong quá trình vận chuyển máy đi trên đường đến địa điểm làm việc với vận tốc trong phạm vi $< 40 \text{ km/giờ}$
- + Chức năng hạ thủy, đưa máy cắt rong xuống nước để làm việc và ngược lại.

• Máy phụ trợ thứ hai

Máy được thiết kế để đưa vào hệ thống nhằm có khả năng thu hồi lại toàn bộ sản phẩm của máy để tận thu phục vụ theo mục đích làm phân vi sinh, chế biến khác. Thiết bị này tiếp nhận và chuyển lên phương tiện vận tải

Máy phụ trợ thứ hai có chức năng

- + Tự vận hành hoạt động
- + Điều chỉnh lên xuống theo chiều cao của xe tải vận chuyển rong, cỏ, bèo đi xa bờ.
- + Tiếp nhận tải và ổn định tải và thoát tải nhanh từ máy cắt lên xa bờ.

Như ở phần chương tổng quan đã đề cập, để giải quyết được vấn đề đặt ra của đề tài chúng tôi đã tham khảo các mẫu máy, các nguyên lý hoạt động của các cụm, các bộ phận, trên cơ sở khảo sát hiện trạng rong, cỏ, kích thước kênh rạch, cầu phà.. và đối chiếu với các nội dung đăng ký nghiên cứu thiết kế từ đó tiến tính toán thiết kế hệ thống máy.

Đối tượng mà mô hình sẽ phải phục vụ là kênh thủy lợi có mật độ rong, bèo lục bình cao $15\text{-}20 \text{ kg/m}^3$, khối lượng thể tích $250\text{-}320 \text{ kg/m}^3$. Tuyến kênh, tuyến sông mà máy phục vụ có độ sâu trên 3 m và kích thước chiều rộng 30-50 m. Nhằm bảo đảm được hiệu quả đầu tư giảm số lần vào ra đổ sản phẩm thì lượng chứa trên máy cũng là một vấn đề được chúng tôi quan tâm. Tóm tắt thông số kỹ thuật chung của máy chính và hai thiết bị phụ trợ như sau:

Bảng các thông số máy phục vụ tính toán thiết kế

Các thông số kỹ thuật	Đơn vị	Thông số kỹ thuật	Ghi chú
1. Máy cắt rong, cỏ đại dùi mặt nước và vớt bèo tây không kết khối và rác thải nổi			
Năng suất cắt rong, cỏ	ha/h	0,25- 0,3	

Tốc độ di chuyển khi làm việc	Km/h	0 – 2	
Tốc độ di chuyển khi không hoạt động không tải (chạy không cắt)	Km/h	5	
Cộng suất động cơ nổ tạo động lực cho toàn bộ máy	HP	26- 35	
Kích thước tổng thể máy cắt rong cỏ đại dưới nước	m	12 x 3 x 2,8	
Chiều rộng cắt rong cỏ	m	1,4-2,0m	
Chiều sâu cắt	m	0 – 1,5	
Chiều rộng vớt rác, gom bèo tây.	m	2-4	
Số nhân công lái máy	người	1	
Thể tích chứa max	m ³	8	
Tải trọng chứa	Tấn	2	
Chiều cao cho phép thoát tải max	m	1,6m	
- Móm nước khi chưa tải	m	0,25 – 0,35	
- Móm nước khi đầy tải :	m	0,35 – 0,5	
-Tự trọng của máy	Kg	8000	
Mật độ Rong max	Kg/m ²	30	$\rho_v=350 \text{ kg/m}^3$
Mật độ bèo lục bình	Kg/m ²	25	$\rho_v=245 \text{ kg/m}^3$
Mật độ hỗn hợp	Kg/m ²	38	$\rho_v=340 \text{ kg/m}^3$
2. Máy vận chuyển rong, cỏ tư máy cắt cỏ lên xa bờ.	cái	01	
Năng suất vận chuyển	m ³ /h	90-140	
Kích thước tổng thể máy (dài x rộng x cao)	m	11 x 2,5 x 2,5	
Tự trọng max	tấn	2	
3. Romooc chuyên dùng	cái	01	

chuyên chở máy cắt rong cỏ dưới nước và triển hạ thủy			
Tốc độ chuyên chở và di chuyển khi cho có tải max	Km/h	15	
Dài	m	12	
Chiều rộng	m	2,5	
Chiều cao max	m	1,2	
Tự trọng	tấn	2	
Tải trọng chuyên chở	tấn	7-8,5	

Công việc tính toán thiết kế được trình bày tuần tự theo 8 nội dung chủ yếu

❖ Tính toán, thiết kế, hệ phao nổi cho máy (pontoon)

- Lựa chọn và tính toán biên dạng hình học của phao nổi.
- Tính toán độ nổi của phao và thiết kế phao.
- Tính toán tính ổn định của phao.
- Lựa chọn vật liệu chế tạo phao nổi làm việc trong môi trường nước ô nhiễm và không ô nhiễm.
- Lập quy trình công nghệ hàn chế tạo phao nổi

❖ Tính toán thiết kế hệ thống di động cho máy

Máy cắt rong làm việc và di chuyển trong môi trường nước rong cỏ dày đặc việc tính toán thiết kế này bao gồm các nội dung cơ bản.

- Lựa chọn và xác định cho thiết bị di chuyển trong môi trường rong cỏ
- Cơ sở lý thuyết để tính toán thiết kế bánh xe nước (Paddle Wheel) và các dạng cánh của guồng
- Kết cấu bánh xe nước (Paddle Wheel)
- Tính toán lực tác dụng lên máy cắt rong cỏ
- Tính toán các kích thước của guồng máy và công suất mô tơ t thủy lực
- Tính toán trục và kiểm nghiệm trục guồng theo điều kiện bền

❖ Nghiên cứu, tính toán thiết kế hệ dao cắt rong, cỏ dưới nước.

Hệ dao cắt rong được đánh giá là một hệ thống quan trọng của máy. Trên cơ sở kế thừa các kết quả nghiên cứu của các tác giả trong lĩnh vực cắt thái cây thực vật thân mềm, lĩnh vực nông nghiệp trong cắt lúa... Tác giả đúc kết kinh nghiệm từ một số từ một số kết quả thực tiễn. tiến hành tính toán thiết kế hệ dao theo các nội dung chủ yếu

Thiết kế và bố trí hệ dao cắt rong, cò dưới nước, bảo đảm chất lượng cắt được ở mật độ cao, không gây ùn tắc, “máy đi đến đâu dao cắt sạch rong cò đến đó” và gom chuyển sạch lên boong chứa “. Qua khảo sát cho thấy rong cò kết thành khối vuông vững chắc kiểu mạng nhện do vậy hệ thống dao cắt phải bố trí bảo đảm vừa cắt được chiều thẳng đứng vừa cắt được cả phương nằm ngang đồng thời thì máy từ phía sau mới có thể di chuyển được hệ dao cắt bố trí hình chữ U được chúng tôi lựa chọn để giải quyết vấn đề thực tiễn. Công việc tính toán thiết kế dao cắt bao gồm một số nội dung cơ bản như :

- Khảo sát các dạng dao cắt cây thực vật, nghiên cứu và lựa chọn nguyên tắc làm việc hệ dao cắt rong cò dưới nước.
- Cơ sở lý thuyết của quá trình cắt thái bằng lưỡi dao, các loại dao cắt thân thực vật, nguyên lý cắt thái, các yếu tố ảnh hưởng đến quá trình cắt thái, đường đặc tính động học của dao, vận tốc làm việc của dao.
- Khảo sát tìm hiểu cơ tính của cây rong làm cơ sở tính toán các lực.
- Tính toán lực tải cạnh sắc của dao, Lực tác dụng lên dao. Tính toán thiết kế lưỡi dao cắt, tính toán mỗi lắp dao bằng đinh vít vào thanh bắt dao.
- Tính toán thanh lắp dao di động bộ dao đứng, tính toán thanh bắt dao và tấm đỡ của hệ dao cắt Tính bền lưỡi dao.
- Tính toán truyền động dao
- Tính toán Công suất động cơ của hệ dao bao gồm dao ngang và hai dao đứng
- Nghiên cứu và lựa chọn vật liệu chế tạo dao cắt rong cò dưới nước.

❖ Tính toán, thiết kế các cụm vận chuyển rong, cò sau cắt

Cụm thiết bị vận chuyển rong cò sau cắt lên máy và chứa tạm được nhìn nhận là cụm thiết bị chính thứ 4, hệ gồm 3 băng tải bằng tải số một lắp ngay đầu dao cắt để tiếp nhận rong, cò sau cắt, vớt để chuyển lên trên. Băng tải số một làm việc liên tục theo dao cắt. Băng tải số hai và số ba làm việc gián đoạn nhằm chứa tải từ băng tải số một chuyển lên. Việc tính toán băng tải này gồm các nội dung:

- Tính toán, thiết kế băng tải gom nâng, chuyển, cò, rong sau khi cắt dưới nước lên

boong

- Tính toán, thiết kế băng tải vận chuyển và chứa tạm trên boong máy
- Tính toán thiết kế truyền động cho cụm gom và vận chuyển sản phẩm.
- Tính toán, lựa chọn vật liệu chế tạo cụm thiết bị vận chuyển.
- Tính toán công suất và lựa chọn động lực truyền động cho thiết bị vận chuyển.
- Tính toán, thiết kế điều khiển và truyền dẫn hoạt động cho các cụm thiết bị vận chuyển này.
- Lựa chọn băng tải kiểu lưới xích đan chuyên dùng vận chuyển rong cỏ.
- Tính toán công suất cho các băng tải vận chuyển và chứa tạm.

❖ Tính toán, thiết kế cụm gom bèo tây, rác thải nổi trên mặt nước

Cụm thiết bị này thiết kế theo máy cắt rong để thực hiện chức năng thu gom rác thải nổi và bèo lục bình rồi lên thiết bị vận chuyển để chuyển lên boong chứa

Việc lắp thêm bộ gom cho phép tăng thêm chiều rộng gom rác làm giảm chi phí đặc biệt cho năng vớt rác yếu tố vận tốc di chuyển của máy, vận tốc dòng chảy trên sông đóng một vai trò quan trọng cho hiệu suất gom vớt rác. Trong khi đó chức năng cắt rong cỏ dưới mặt nước được nhóm tác giả đề tài đặt ra làm nhiệm vụ trọng tâm, nên vận tốc di chuyển của máy sẽ ảnh hưởng đến hiệu suất gom. Trong tính toán chúng tôi tính toán máy di chuyển khi gom nằm trên mức khi thực hiện chức năng cắt rong. Các nội dung tính toán và thiết kế bị vớt rác thải và bèo tây bao gồm :phép giảm đầu tư đầu tư một máy chuyên dùng vớt bèo và rác thải nổi. Khi thực hiện chức

- Lựa chọn các thông số của cụm gom phục vụ theo yêu cầu
- Tính toán khoảng cách mở rộng lớn nhất của cụm gom khi mở ra cực đại
- Tính toán thiết kế thủy lực điều khiển cho cụm gom bèo, rác nổi .
- Thiết kế cơ cấu lắp ráp nhanh và tháo nhanh cho cụm thiết bị khi đưa vào khung máy

❖ Tính toán hệ thống thủy lực điều khiển các chức năng của máy

Do máy làm việc trong môi trường rong, cỏ dày đặc và luôn đắm nước và địa điểm làm việc là các sông xa khu dân cư, như vậy nhằm bảo đảm cho truyền dẫn cũng như điều khiển an toàn và chính xác cũng như đơn giản trong kết cấu, toàn bộ dẫn động cho các cụm chính của máy hoạt động (hệ dao cắt quay, hệ băng tải vận chuyển, hệ thống di động...) theo các chức năng làm việc của máy như đã đề cập ở trên được chúng tôi lựa

chọn là thủy lực và điều khiển bằng thủy lực thay thế cho truyền động bằng điện, truyền động bằng cơ khí. Để có thiết kế chính xác dẫn động và điều khiển thủy lực tốt chúng tôi thực hiện công việc này thông qua các nội dung:

- Giới thiệu về hoạt động và các chức năng từng cụm của máy
- Thiết kế sơ đồ hệ thống thủy lực cho máy
- Thiết kế mạch dầu thủy lực điều khiển hệ thống
- Tính toán, chọn lựa các chi tiết chính và thiết kế hệ thống đường ống
- Tính toán cụm t thủy lực hệ thống bánh guồng (Paddle wheel)
- Thiết kế t thủy lực dẫn động và điều khiển hệ thống băng tải chuyển rong cỏ
- Thiết kế mạch dầu hệ thống nâng hạ các băng tải
- Tính toán, và lựa chọn hệ thống van điều khiển và phân phối dầu thủy lực đến các cụm chấp hành, điều khiển bằng thủy lực.
- Tính toán, thiết kế hệ thống đường ống cung cấp dầu thủy lực cho các cụm thiết bị truyền động dẫn động bằng thủy lực.
- Tính toán các thông số của bơm và các motor t thủy lực của các cụm hoạt động

Tính toán các xi lanh lực nâng hạ các băng tải và x xi lanh lực điều khiển cụm gom rác

- Tính toán và lựa chọn bothuỷ lực trung tâm cấp dầu cho toàn hệ thống
- cho toàn hệ thống/

❖ Tính toán thiết kế remoque vận chuyển máy chuyên dùng và triển hạ thủy di động.

- Thiết kế sơ đồ nguyên lý kết cấu từng phần và giải pháp đưa máy lên khung
- Thiết kế sơ đồ nguyên lý của thiết bị đưa máy lên xuống, tính toán và chọn cáp, tính toán động cơ tời
- Tính toán và kiểm nghiệm bền cho hệ khung remorque
- Tính ổn định ngang của remorque theo điều kiện lật đổ
- Tính ổn định ngang của remorque khi chạy trên đường vòng
- Tính toán kích thước tổng thể của hai khung remorque
- Tính toán thiết kế trục và kiểm nghiệm trục xe remorque
- Tính toán, thiết kế hệ thủy lực và động lực điều khiển thiết bị.

Nghiên cứu, tính toán máy vận chuyển rong cỏ trung gian (trung chuyển rong, cỏ từ máy cắt rong lên xe vận chuyển hoặc chuyển xa bờ kênh mương

- Lựa chọn băng tải xích gạt thiết kế băng tải trung gian thanh gạt chuyên dùng vận chuyển rong cỏ sau cắt.
- Xây dựng sơ đồ trình tự tính toán băng tải kiểu xích tằm di động
 - Tính toán thiết kế khung, giàn, thiết bị.
 - Tính toán thiết kế chế tạo hệ di động thiết bị.
 - Tính toán hệ thống thủy lực điều khiển thiết bị hoạt động.
 - Tính toán bố trí các bộ phận của thiết bị
 - Lựa chọn & tính toán động lực điều khiển và vận hành thiết bị hoạt động.
 - Tính toán, thiết kế hệ thống điều khiển nâng hạ thiết bị để nhận và chuyển tải sản phẩm ở các vị trí khác nhau.
- Tính toán xích tải, tính toán trục của băng tải, kiểm nghiệm bền cho kết cấu khung

3.1.2 Phương pháp nghiên cứu

Để giả quyết bài toán thiết kế máy chúng tôi chủ yếu tập trung vào các phương pháp kế thừa, phương pháp thực nghiệm, phương pháp sử dụng chuyên gia, phương pháp đồng dạng và phương pháp xây dựng mô hình hóa.. cụ thể các phương pháp chính như sau:

- **Phương pháp kế thừa**

Kế thừa các công trình, kết quả nghiên cứu của các tác giả trong và ngoài nước trong lãnh vực nghiên cứu về thiết kế máy nông nghiệp, thiết kế tàu thủy, thiết kế máy thi công công trình xây dựng. Các nội dung tiếp cận được cụ thể hoá như sau:

- Đối với ngành hàng hải: khảo sát và lựa chọn biên dạng hình học thân vỏ thiết bị, vật liệu chế tạo vỏ tàu, loại thiết bị biên dạng tạo động lực đẩy máy di chuyển trong nước trong môi trường nhiều rong cỏ.
- Đối với ngành nông nghiệp: khảo sát các loại dao cắt, cấu tạo dao cắt các cây thực vật thân mềm và thân cứng, các thiết bị vận chuyển rác, cỏ, cơ cấu truyền động trong máy nông nghiệp.
- Đối với ngành chế tạo máy : kế thừa các kết quả và lựa chọn bơm thủy lực, hệ thủy lực điều khiển trung tâm, cơ cấu chấp hành và điều khiển bằng thủy lực.

-Việc tiếp cận các kết quả nghiên cứu trên làm cơ sở, nền tảng cho quá trình nghiên cứu thuộc các lĩnh vực mà đề tài đặt ra vừa mang tính khoa học, vừa mang tính thực tiễn và đặc biệt là tiết kiệm được thời gian, chi phí khi thực hiện nghiên cứu lý thuyết cho đề tài.

- Phương pháp mô hình vật lý

Trên cơ sở tham khảo một số mô hình máy cắt rong, cỏ dưới nước, vớt bèo tây của các hãng nổi tiếng trên thế giới như đã đề cập trong phần tổng quan máy trên cơ sở đó tiến hành xây dựng mô hình vật lý cho cụm thiết bị này và sử dụng phương pháp nghiên cứu đồng dạng để hoàn chỉnh công tác tính toán thiết kế hệ dao cắt của máy.

- Phương pháp giải tích toán học

Được sử dụng để giải quyết các bài toán giải tích trong quá trình tính toán chọn lựa các thông số thiết kế như tính biên dạng dao cắt, vận tốc cắt, băng vận chuyển, động năng và động lượng di chuyển máy tiến, lùi.... Thông qua tính toán giúp hiểu rõ hơn bản chất vật lý của các quá trình xảy ra cho máy trong các điều kiện làm việc và di chuyển trong nước.

Phương pháp nghiên cứu thực nghiệm

Trên cơ sở tham khảo và lựa chọn các mẫu máy cắt cỏ rong vớt bèo của các hãng nổi tiếng của Hoa Kỳ, các thiết bị vận chuyển chuyên dùng, thiết bị vận chuyển vật liệu trong xây dựng và trong nông nghiệp.

- Khảo sát các thông số chính ảnh hưởng đến chất lượng cắt rong, cỏ đại dưới nước, chất lượng vớt sản phẩm sau cắt, khả năng vớt bèo, rác thải nổi tự do trên sông, kênh rạch và tính ổn định của cụm thiết bị này trong các điều kiện khác nhau.
- Tính toán, bố trí các thiết bị trên boong bảo đảm tính ổn định trong quá trình làm việc chất tải tăng dần đến toàn tải và tính ổn định của cả máy trong các điều kiện khác nhau khi di chuyển.
- Khảo sát và xác định khả năng thích ứng trong việc vận chuyển rác, cỏ, rong sau khi cắt của các cụm thiết bị vận chuyển theo các hướng vận chuyển điều chỉnh khác nhau trong thực tế.
- Khảo sát và xác định tính đồng bộ của các cụm thiết bị trên máy cắt cỏ dưới nước và vớt bèo bảo đảm tính đồng bộ liên hoàn từ việc cắt cỏ, gom, vận chuyển sản phẩm lên boong và chuyển lên bờ khi đầy tải.

- Khảo sát tính ổn định của khung thiết bị, cụm di chuyển chuyên dùng, khi vận chuyển máy trên đường trong các điều kiện đường sá ở nông thôn Việt Nam.
- Xác định khả năng thay đổi chiều cao của triển hạ thủy bảo đảm tính thích ứng tương đối khi chuyển máy xuống nước để làm việc trong các điều kiện tương đối trên một số sông, kênh, mương của Tây Ninh.
- Khảo sát và xác định khả năng vận chuyển một số loại sản phẩm đặc thù trên thiết bị vận chuyển rong cỏ trung gian để bảo đảm được các chỉ tiêu về kỹ thuật và đồng bộ với nhau.

Kỹ thuật sử dụng trong quá trình thực hiện

- Sử dụng chương trình Autocad release 2004-2009 để thiết kế máy và các thiết bị hỗ trợ.
- Sử dụng phương pháp phân tử hữu hạn để kiểm tra bền ở một số bộ phận chính chịu tải thay đổi và các cụm chính thường xuyên làm việc trong điều kiện chịu mỏi và va chạm
- Sử dụng phần mềm Sap2000 để kiểm tra bền khi tính toán thiết kế máy.
- Sử dụng chương trình Solidword để vẽ thiết kế hệ thống máy 3 D mô phỏng hoạt động của các cụm chính và toán bộ các thiết bị trong hệ thống.
- Sử dụng các loại dụng cụ đo, tốc kế, áp kế, thước đo, đồng hồ bấm giây.. để xác định các số liệu để đo trực tiếp các thông số, chỉ tiêu liên quan trong quá trình nghiên cứu như: độ nổi của thiết bị, áp suất dầu thủy lực tại các cụm bộ phận nhận truyền động bằng thủy lực, tốc độ tịnh tiến, tốc độ lùi, tốc độ khi quay vòng. Tốc độ dao cắt 2 ở các vị trí dọc, ngang, biên độ lắc cho phép của dao trong quá trình làm việc dưới nước... Ngoài ra còn trang bị thêm các dụng cụ để đo các thông số khác như : đo về chi phí nhiên liệu trong quá trình làm việc và di chuyển không tải trong các điều kiện khác nhau của thực tế bằng các dụng cụ đo chuyên dùng.
- Sử dụng phần mềm StatGraphic 7.0 và SPSS – 13.0 xử lý số liệu thí nghiệm, từ đó có cơ sở đánh giá mức độ ảnh hưởng của các thông số như: mật độ cỏ rong dưới nước, vận tốc nước chảy, tốc độ di chuyển của máy, độ ổn định của mặt nước... để tìm ra các thông số hợp lý trong thiết kế máy và vận hành máy khi làm việc và khi di chuyển không tải trên sông, kênh hồ.

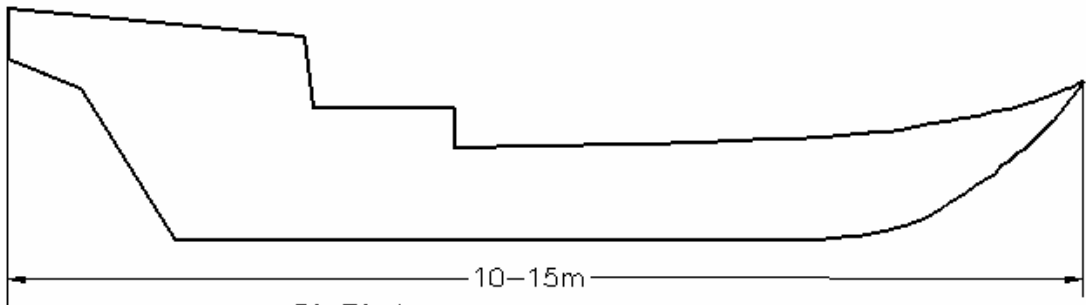
3.2. NGHIÊN CỨU TÍNH TOÁN THIẾT KẾ PHAO NỔI

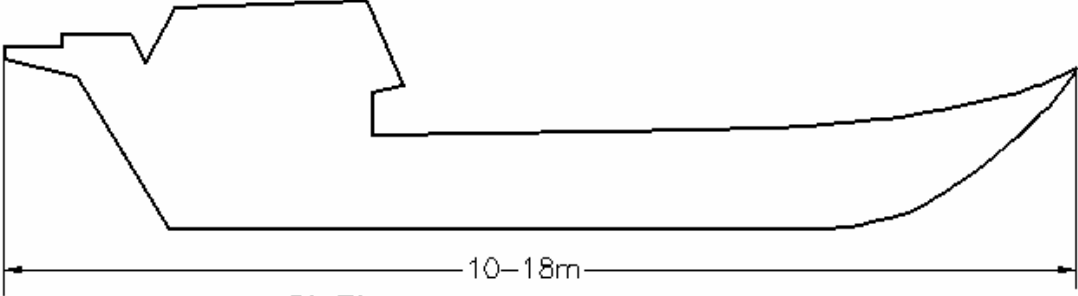
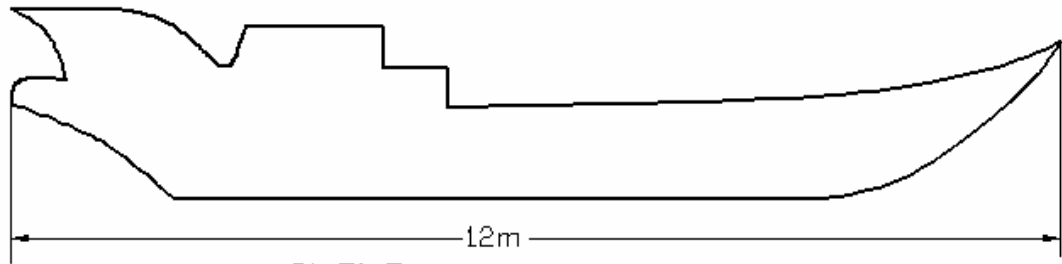
3.2.1. Khảo sát tìm hiểu về các dạng Poonton

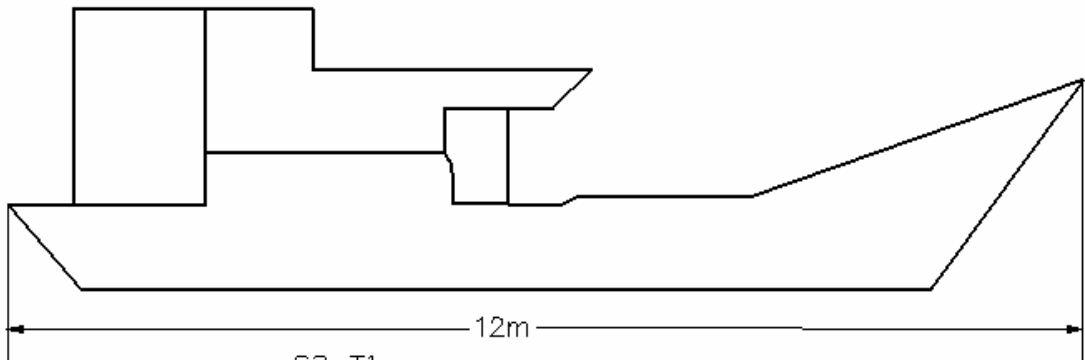
Máy được thiết kế là cất rong, cỏ trên sông, kênh rạch, sông hồ, làm việc trong môi trường nước, như vậy nhiệm vụ đầu tiên của công tác thiết kế máy là thiết kế hệ phao nổi. Việc thiết kế được dựa vào các dạng Poonton của các tàu thuyền hoạt động ở môi trường sông có sẵn, từ đây tiến hành lựa chọn và thực hiện tính toán thiết kế theo mục tiêu của đề tài.

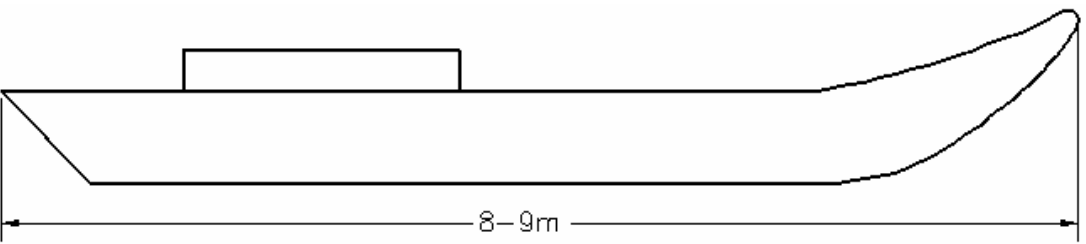
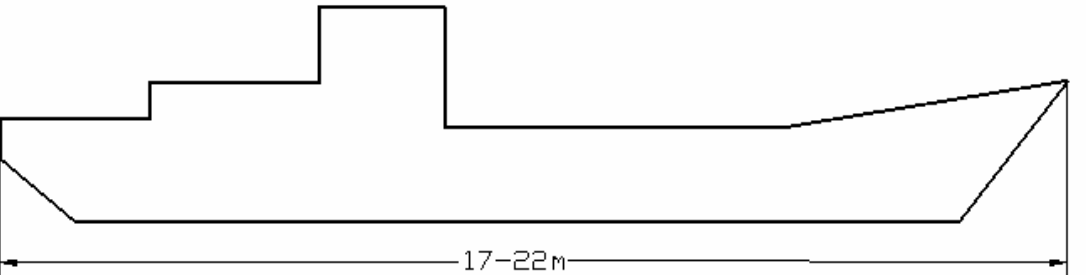
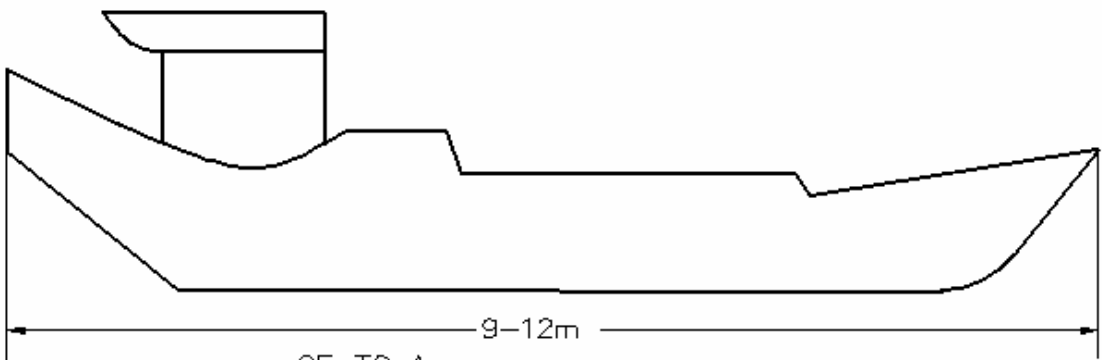
Một số dạng pontoon nổi thông dụng ở sông rạch trình bày bên dưới.

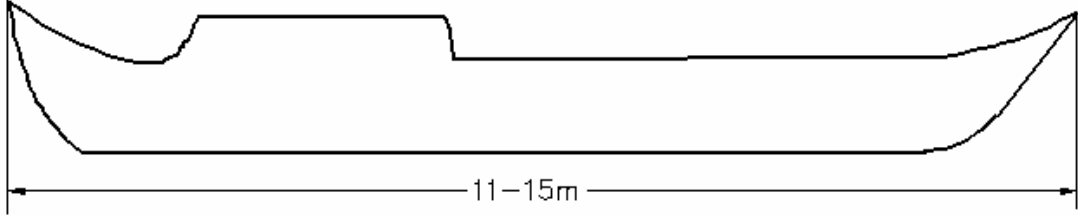
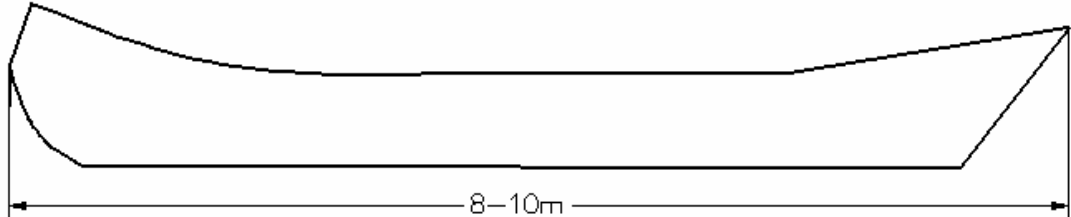
Bảng 3.2.1: Các dạng Poonton (Bảng 9-[2,7,12])

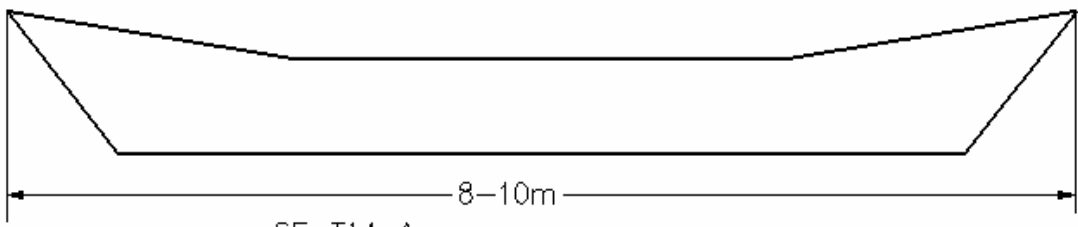
Ký hiệu xếp loại	Đặc điểm sử dụng	chiều dài (m)	chiều rộng (m)	Mớn nước (m)	trọng tải (tấn)	Vùng hoạt động
1	2	3	4	5	6	7
						
C1-T1-A lắp máy từ (26-60) mã lực	Boong đuôi cao đuôi thẳng, mũi cao ở phía đuôi. Dùng để đánh cá và vận tải	10 14	2,5 - 3,5	1 1,5	17	Phú Quốc Hà Tiên
C1-T1-B (thuyền Kiên Giang)	thuyền đánh cá và vận tải	14 18	3 5	1,5	45	Rạch Giá Vũng Tàu

 <p style="text-align: center;">C1-T1-C</p>						
C1-T1-C (có mũi hoặc cabin kiểu thái lan)	thuyền đánh cá	16 18	3,5 - 4,5	1.5	45	Rạch Giá Vũng Tàu
 <p style="text-align: center;">C1-T1-E</p>						
C1-T1-E	thuyền đánh cá	12	2,5 3	1 1,5	45	hòn khoai Long An
C1-T2 lắp máy từ(6-20) mã lực	Boong đuôi cao đuôi thẳng, mũi thấp ở phía đuôi. Dùng để đánh cá và vận tải	8 10	2 2,5	1	10	Kiên Giang
C1-T10 lắp máy từ 6-15 mã lực	Boong đuôi nhô ra, đuôi thẳng, 2 mũi, 1 buồm cánh dơi	12	2,5	1,5	25	Quảng Ninh Hải Phòng

C1-T12 Thuyền buồm đánh cá	Boong đuôi nhô ra, đuôi thẳng, 2 buồm 1 cánh dơi, 1 tứ giác	11	3,5	1		Quảng Ninh Hải Phòng
C1-T14 Thuyền đánh cá	Boong đuôi cao đuôi thẳng, không mũi thân thuyền cong vênh về phía mũi.	8 10	2 2,5	1	10	Phú Quốc Hà Tiên
C2-T1 Thuyền đánh cá gắn máy từ 8-20 mã lực	Boong đuôi nhô ra, đuôi thuyền lồi, mũi thấp ở phía đuôi	7	2	0,5	4	Qui Nhơn Sông Cầu
C2-T2-B Thuyền gắn máy chở hàng	Boong đuôi nhô ra, đuôi thuyền lồi, mũi thấp ở phía đuôi .	13 16				Thuận Hải
 <p style="text-align: center;">C3-T1</p>						
C3- T1thuy ền Kiên Giang cải biến	Đuôi thẳng có mặt vát, sống mũi lồi, mũi cao ở phía đuôi	12				Vũng tàu

 <p style="text-align: center;">C3-T2-E</p>						
C3-T2-E- Thuyền máy đánh cá	Mũi nhọn, đuôi nhọn, mũi thấp ở phía đuôi	8,5	2,5			Minh Hải
C3- T11-A	Đuôi thẳng có mặt vát, sống mũi thẳng, 1 buồm hình cánh quạt	9	2			Bến Tre
 <p style="text-align: center;">C4-T1-B</p>						
C4-t1-B lắp máy tới 60 mã lực	Đuôi thẳng sống mũi lõm vào, mũi cao ở phía đuôi	17 22	3,5 3,8	1,5	60	từ Rạch Giá đến Phan Thiết
 <p style="text-align: center;">C5-T2-A</p>						

C5-T2-A thuyền máy đánh cá	Hai đầu đều nhọn, mũi nhọn hoắt, mui thấp ở phía đuôi .	9	2,5	1	15	Từ Vũng Tàu đến Minh Hải
 <p style="text-align: center;">C5-T2-C</p>						
C5-T2-C thuyền máy đánh cá	Hai đầu đều nhọn thuyền cong vênh lên ở 2 đầu, mui thấp phía đuôi	11 15	3 3,5			Tiền Giang Bến Tre
 <p style="text-align: center;">C5-T14-C</p>						
C5-T14- C thuyền máy chở hàng	Đuôi lồi, mũi lồi hoặc thẳng, mui thấp phía đuôi	10	2	0,8	5	Kiên Giang Vịnh Thái Lan
C5-T10	Hai đầu nhọn, thân thuyền cong vênh từ đuôi nhọn cao đến đầu mũi, có 2 mui	18	5	2 3	60	Ven biển miền trung

 <p style="text-align: center;">C5-T14-A</p>						
C5-T14-A thuyền buồm đánh cá có gắn máy	Hai đầu nhọn, thân thuyền cong vênh từ đuôi lồi đến mũi cao nhọn như mỏ nhím, buồm tam giác	12 15	3	0,9	20	Từ Vũng Tàu đến sông

Ngoài ra trên các kênh rạch còn có một số ghe thuyền có sức chở dưới 1 tấn đến 150 tấn bằng gỗ như:

Xuồng ba lá: Vỏ gỗ, khung gỗ, chiều dài dưới 4 mét rộng khoảng 0,8. Công dụng chở người 1-4 người qua sông nhỏ và kênh rạch. Đôi khi có gắn máy đuôi tôm loại 4 mã lực, vỏ thuyền gồm ba tấm ghép lại hình dạng của thuyền giống lá cây. Loại này có mũi nhọn, đuôi và mũi thuyền cong lồi và ngang bằng nhau .

Ghe chài: vỏ gỗ, khung gỗ, chiều dài hơn 10 mét, mũi và đuôi nhọn cong lồi, mạn sâu và cong. Cấu tạo hình dáng loại này có sức cản lớn, bù lại có thể chở nhiều. Cabin loại thuyền C5-T2-A về hình dáng mũi đuôi. Công dụng dùng để chở cát, bùn, xi măng ... động lực là động cơ 30-125 mã lực, sức chở 40-150 tấn, phạm vi hoạt động chủ yếu là đường dài. Máy lắp rời dạng đuôi tôm (1-2 máy) hoặc lắp cố định trong thuyền.

3.2.2. Cơ sở lý thuyết

3.2.2.1. Định nghĩa và ký hiệu các kích thước chủ yếu của thân tàu.

Chiều dài toàn bộ L_{bt}

Là khoảng cách lớn nhất giữa hai đầu mũi lái của thân tàu, tức là khoảng cách giữa mép trước của sống mũi tới mép sau của sống lái.

Chiều dài mớn nước L_{mn}

Là chiều dài môn nước chở đầy, là khoảng cách trục giữa mép trước của sống mũi và mép sau của trụ đỡ bánh lái tính trên đường môn nước chở hàng mùa hè, đối với tàu không có trụ đỡ bánh lái, thì tính đến đường tâm trục bánh lái.

Chiều rộng B

Là khoảng cách mép ngoài của sườn ở mạn này tới mép ngoài của sườn ở mạn kia, trên mặt cắt ngang chính giữa thân tàu.

Chiều cao mép boong H

Là khoảng cách thẳng góc, tính từ mép trên của ky tới mép dưới của boong trên, xác định ở mạn chính giữa tàu.

Món nước T, là khoảng cách thẳng góc, tính từ mép trên của ky tới đường nước chở hàng mùa hè ở giữa tàu.

Món nước mũi T_m

Là khoảng cách thẳng góc, tính từ giao điểm của đường vuông góc mũi tàu và đường kéo dài của mép trên ky đáy, tới đường nước chở hàng mùa hè.

Món nước lái T_1

là khoảng cách thẳng góc, tính từ giao điểm của đường vuông góc đuôi tàu và đường kéo dài của mép trên ky đáy, tới đường nước chở hàng mùa hè.

Lượng chiếm nước D

là khối lượng toàn bộ của nước do thân tàu đẩy ra khi tàu nổi trong nước, cũng là khối lượng toàn bộ của thân tàu .

Trong phương pháp xác định lượng chiếm nước của tàu hàng không dựa vào tàu mẫu, Danwardt chia lượng chiếm nước làm 4 nhóm chính :

$$D = 1.01(P_v + P_b + P_m) + 1.001P_{dw} , [4])$$

- Nhóm khối lượng thân tàu P_v ;
- Nhóm khối lượng thiết bị P_b ;
- Nhóm khối lượng máy: P_m ;
- Nhóm trọng tải P_{dw} ;

Ngoài 4 nhóm chính, có thành phần dự trữ lượng chiếm nước, P_D theo Watson thành phần dự trữ này tính theo công thức :

$$P_D = 0,01D_0 + 0,001D ,$$

Trong đó:

D_0 - lượng chiếm nước của tàu không tải ;

D - lượng chiếm nước của tàu thiết kế ;

Như vậy lượng chiếm nước tính theo công thức :

$$D = 1.01(P_v + P_b + P_m) + 1,001P_{dw} ,$$

Trọng tải D_w bằng hiệu số giữa lượng chiếm nước của tàu khi chở đầy và lượng chiếm nước của tàu không, cũng bằng khối lượng toàn bộ của tàu chở đầy trừ đi khối lượng của tàu không .

Tấn đăng ký, chỉ dung tích khoang, một đơn vị tấn đăng ký bằng 100 foot³ hoặc 2,833m³.

Tổng số tấn đăng ký, là tổng dung tích các khoang buồng trên tàu, tính theo tấn đăng ký, gồm các phần chủ yếu sau đây:

Tấn đăng ký của phần dưới boong tính toán.

Tấn đăng ký giữ boong tính toán và boong trên.

Tấn đăng ký của các khoang buồng trên boong trên, gồm khoang mũi, buồng lái, buồng trên boong, buồng hải đồ, khoang lái.

Tấn đăng ký miệng khoang, chỉ tấn đăng ký của các miệng khoang kéo thẳng lên ở trên, có trị số vượt quá 0,5% tổng số tấn đăng ký của ba hạng mục trên.

Tấn đăng ký tinh, bằng tổng số tấn đăng ký trừ đi dung tích các buồng làm việc trên tàu, là khoảng không gian chuyên dùng để chở hàng.

3.2.2.2. Các hệ số hình dáng của thân tàu [3]

Hệ số chiếm thể tích là tỷ số giữa thể tích chiếm nước và thể tích của hình hộp ngoại tiếp với thân tàu, biểu thị độ béo gầy của thân tàu.

$$\delta = \frac{\nabla}{LBT} ,$$

Trong đó:

L - chiều dài giữa hai đường vuông góc ;

B - chiều rộng thân tàu ;

T - mớn nước ;

∇ - thể tích chiếm nước tương ứng với món nước T ;

Hệ số diện tích mặt đường nước là tỷ số giữa diện tích mặt đường nước và diện tích hình chữ nhật ngoại tiếp với đường nước đó.

$$\alpha = \frac{F_{dn}}{L B} ,$$

Trong đó:

F_{dn} - diện tích mặt đường nước ;

L- chiều dài giữa hai đường vuông góc ;

B- chiều rộng đường nước chở đầy ;

Hệ số diện tích mặt cắt ngang là tỷ số giữa diện tích mặt cắt ngang chính giữa tàu và hình chữ nhật ngoại tiếp với mặt cắt ngang đó. Thông thường hệ số này được chỉ ở trạng thái tàu chở đầy:

$$\beta = \frac{F_N}{BT} ,$$

Trong đó:

F_N - diện tích mặt cắt ngang chính giữa tàu ;

B- chiều rộng đường nước chở đầy ;

T- món nước ;

Hệ số hình lăng trụ: là tỷ số giữa thể tích chiếm nước và thể tích hình lăng trụ ngoại tiếp với thân tàu:

$$\varphi = \frac{\nabla}{L F_N} = \frac{\delta}{\beta} ,$$

Trong đó :

∇ - thể tích chiếm nước tương ứng với món nước T ;

L- chiều dài giữa hai đường vuông góc ;

F_N - diện tích mặt cắt ngang giữa tàu tương ứng với món nước T ;

δ - hệ số thể tích chiếm nước ;

β - hệ số diện tích mặt cắt ngang ;

Hệ số hình lăng trụ thẳng đứng: là tỷ số giữa thể tích chiếm nước và tích số của diện tích mặt đường nước và món nước:

$$\lambda = \frac{\nabla}{F_{\text{đn}}T} = \frac{\delta}{\alpha} ,$$

Trong đó:

∇ - thể tích chiếm nước tương ứng với món nước T ;

$F_{\text{đn}}$ - diện tích mặt đường nước ;

T- món nước ;

Trọng tải và hệ số trọng tải:

Trọng tải của tàu bao gồm hàng hóa, nhiên liệu, hành khách và thuyền viên, nước ngọt, lương thực, thực phẩm.

Khối lượng của các thành phần trọng tải được tính theo yêu cầu vận chuyển khai thác và bố trí động lực của tàu.

Hệ số trọng tải được tính theo công thức sau:

$$\eta = \frac{D_w}{D} ,$$

Trong đó:

D_w - trọng tải ;

D- lượng chiếm nước ;

Hệ số trọng tải quan hệ mật thiết đến loại tàu, hình thức kết cấu, tốc độ tàu và loại máy... do đó phạm vi biến động của trị số hệ số tải trọng khá lớn.

Hệ số trọng tải:

Bảng 3.2.2- Hệ số trọng tải [3,7,12])

Loại tàu	η	Loại tàu	η
Xuồng máy	0.07 ÷ 0.02	Tàu khách cỡ nhỏ và cỡ trung	0.50 ÷ 0.30
Tàu kéo	0.15 ÷ 0.05	Tàu hàng-khách cỡ lớn	0.55 ÷ 0.40
Tàu cá	0.40 ÷ 0.30	Sà lan	0.80 ÷ 0.70
Tàu hàng cỡ nhỏ và cỡ trung	0.7 ÷ 0.57	Sà lan dầu trong sông	0.07 ÷ 0.02

Tàu hàng cỡ lớn	0.73 ÷ 0.64	Tàu hàng trong sông	0.07 ÷ 0.02
Tàu dầu cỡ nhỏ và cỡ trung	0.73 ÷ 0.64	Tàu khách trong sông	0.07 ÷ 0.02
Tàu dầu cỡ lớn	0.80 ÷ 0.65		

Ước tính chiều dài của thân tàu

Chiều dài của thân tàu được lựa chọn theo các phương pháp sau đây:

- Phương pháp thứ nhất: dựa theo lý luận sức cản mà xác định.
- Phương pháp thứ hai: chọn theo công thức kinh nghiệm hoặc tài liệu thống kê
- Phương pháp thứ ba: lựa chọn theo điều kiện luồng lạch và yêu cầu về bố trí.

Trong các phương pháp trên, phương pháp thứ nhất là phương pháp thông dụng nhất, đồng thời các phương pháp thứ hai và ba được sử dụng để nghiệm lại.

Công thức kinh nghiệm thường dùng để ước tính chiều dài thân tàu:

Dựa vào số liệu thống kê của hơn 300 tàu dân dụng có lượng chiếm nước từ 1600t đến 42000t, tốc độ từ 8-10 hải lý/h, Podyunin đưa ra công thức sau đây:

$$L = 7.2 \left(\frac{V}{2+V} \right)^2 \nabla^{\frac{1}{3}},$$

Trong đó:

L- chiều dài thân tàu, m ;

V- tốc độ thử tàu, hải lý/h ;

∇ - thể tích chiếm nước m³ ;

Về sau, Lammeren, căn cứ vào tài liệu mô hình tàu tích lũy được của bể thử mô hình Hà Lan đã hiệu chỉnh công thức trên cho thích hợp với các loại tàu cận đại. Công thức này rất có lợi cho các loại tàu có sức cản nhỏ.

$$L = C \left(\frac{V}{2+V} \right)^2 \nabla^{\frac{1}{3}}$$

Trong đó:

L- chiều dài lượng chiếm nước các công thức ký hiệu khác đều giống ký hiệu trên ;

Trị số C theo các loại tàu và tốc độ khác nhau ;

3.2.2.3. Tiêu chuẩn ổn định

Qui định chung

Theo tiêu chuẩn cơ bản tàu được coi là đủ ổn định nếu khi chạy trên nước lặng hoặc trên sông (xác định theo cấp tàu) tàu chịu được tác dụng động của gió, nghĩa là tàu thỏa mãn điều kiện :

$$M_{ng} \leq M_{chp} , [4]$$

Trong đó :

M_{ng} –momen nghiêng bởi gió, Tm ;

M_{chp} – momen cho phép giới hạn, Tm ;

Momen nghiêng do tác dụng động bởi gió

Momen nghiêng do tác dụng động bởi gió được xác định như sau :

$$M_{ng}=0,001.P.A.(Z+d/2) , Tm \quad [2,3]$$

Trong đó :

A- Diện tích mặt hứng gió, m² ;

Z- chiều cao tâm hứng gió là khoảng cách từ tâm hứng gió tới mặt phẳng đường nước ứng với trạng thái tải trọng đang xét khi tàu ở tư thế thẳng, m;

d- chiều chìm TB của tàu tại đường nước ứng với trạng thái tải trọng đang xét ;

P- Áp suất động của gió lấy theo bảng bên dưới

Bảng 3.2.3: Trị số áp suất động học của gió

Z(m) Cấp tàu	0,5	1,0	1.5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0
SI	16	18	20	22	24	25	27	29	31
SII	13	15	17	19	21	22	24	26	28

Xác định momen uốn cho phép tới hạn cho tàu có cấp SII

Momen cho phép tới hạn được tính theo công thức sau:

$$M_{\text{chp}} = 0,0087 \cdot \Delta \cdot h_0' \cdot \theta_{\text{chp}}$$

Trong đó :

Δ - lượng chiếm nước , T ;

h_0' - chiều cao tâm nghiêng, m ;

$$h_0' = Z_c + r - Z_g ,$$

Trong đó :

Z_c - khoảng cách tâm nổi tính đến đường cơ bản ;

$$Z_c = (0,833 \div 0,333 \cdot \delta / \alpha) \cdot T ;$$

r - bán kính tâm nghiêng ;

$$r = \frac{1}{11,5} \cdot \frac{\alpha^2 \cdot B^2}{\delta \cdot T} ,$$

Z_g - khoảng cách trọng tâm tính đến đường cơ bản ;

$$Z_g = (0,65 \div 0,68) \cdot H ,$$

θ_{chp} - Góc nghiêng động cho phép được lấy bằng góc nhỏ hơn trong góc mép boong nhúng nước hoặc góc hông tàu nổi lên, độ ;

Tính vận hành: là khả năng của tàu di chuyển trên mặt nước với tốc độ đã định, do tác dụng của động lực vào tàu.

Người ta còn nói tới tính vận hành của tàu bằng vận tốc tương đối, tính bằng Froude ký hiệu Fr :

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{g \cdot L}} \quad [2]$$

Trong đó:

v - vận tốc tàu chạy ,m/s ;

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ - gia tốc trọng trường ;

L - chiều dài của tàu, m ;

$Fr < 0,2$: tàu chạy chậm ;

$Fr = 0,2 \div 0,25$: tàu chạy trung bình ;

$F_r > 0,26 \div 0,35$: tàu chạy nhanh ;

3.2.2.4. Kết cấu của các cơ cấu thân tàu

Kết cấu đáy ở tàu không có đáy trên

- **Đà ngang đáy**

Modun chống uốn của tiết diện đà ngang đáy có mép kèm không nhỏ hơn trị số tính theo công thức:

$$W = 4,2.k_1.k_2.B_1^2.d_1.(d+r+m), \text{ cm}^3$$

Trong đó:

d_1 - khoảng cách đà ngang đáy ,m; khoảng cách đà ngang đáy phải là bội số của khoảng sườn và phải không lớn hơn :

1,2 m –Đối với tàu chở hàng cho boong ;

2,4 m –Đối với tàu chở khách và hàng lỏng ;

2,0 m –Đối với các loại tàu khác ;

d -chiều chìm của tàu tại tiết diện đang xét ,m ;

B_1 -khoảng cách lớn nhất giữa các vách dọc (dàn dọc có thanh giằng) hoặc từ vách dọc (dàn dọc có thanh giằng) đến mạn , m ;

Nếu có 3-4 vách dọc (dàn dọc có thanh giằng) thì B_1 không được lấy nhỏ hơn $B/3$.

Nếu có 5 vách dọc hoặc nhiều hơn (dàn dọc có thanh giằng) thì B_1 không được lấy nhỏ hơn $B/4$.

Nếu không có vách dọc (dàn dọc có thanh giằng) thì B_1 không được lấy bằng B .

K_1 _ hệ số lấy theo bảng bên dưới

Bảng 3.2.4-Hệ số K_1

1 sống đáy			≥ 3 sống đáy		
L_k/B_1	Có sườn khỏe	Không có sườn khỏe	L_k/B_1	Có sườn khỏe	Không có sườn khỏe
0,7	0,80	0,90	0,7	0,55	0,65
0,8	0,80	1,00	0,9	0,60	0,70
$\geq 0,9$	1,00	1,00	1,1	0,65	0,75

			1,3	0,70	0,80
			1,5	0,75	0,90
			1,7	0,80	1,10
			1,9	0,90	1,10
			2,1	1,00	1,10

r – nửa chiều cao sóng định cấp, m ;

m –trị số được lấy bằng :

0,6 –đối với tàu SI

0,9 –đối với tàu SII

Trong hệ thống kết cấu ngang của đáy nếu đà ngang đáy không được đặc ở mỗi đoạn sườn thì tại mỗi mặt sườn còn lại phải đặt dầm ngang đáy. Modul chống uốn dầm ngang đáy có mép kèm không nhỏ hơn trị số tính theo công thức :

$$W = 7,5.a.c_1(d+r+m) , \text{ cm}^3$$

Trong đó:

a - khoảng sườn, m ;

c_1 - khoảng cách lớn nhất giữa các sóng đáy đến vách dọc (dàn dọc) hoặc từ sóng đến mạn, m ;

d - chiều chìm của tàu tại tiết diện đang xét, m ;

k_2 - lấy theo Bảng sau

Bảng3.2.5 - Hệ số K_2 [3]

B_1/D	Có sườn khỏe hoặc có sóng đứng của vách dọc trong mặt phẳng của mỗi đà ngang đáy	Không có sườn khỏe hoặc có sóng đứng của vách dọc trong mặt phẳng của mỗi đà ngang đáy
1	0,9	1,0
2	0,6	1,0
3	0,5	1,0

Ghi chú: nếu đà ngang đặt tại mỗi khoảng sườn thì $K_2=1$ và $d_1=a$.

Trong hệ thống kết cấu dọc của đáy, môđun chống uốn tiết diện dầm dọc đáy có mép kèm không nhỏ hơn trị số tính theo công thức:

$$W = 7,5.a.d_1^2.(d+r+m), \text{ cm}^3 \quad [3]$$

Trong đó:

d_1 - khoảng cách đà ngang đáy, m ;

khoảng cách dầm dọc đáy, m ;

3.2.2.5. Kết cấu mạn

Mạn phải được kết cấu theo hệ thống ngang có sườn khỏe xen kẽ với các sườn thường. Nếu có cơ sở xác đáng thì mạn được kết cấu theo hệ thống ngang với sườn đồng nhất hoặc theo hệ thống dọc có sườn khỏe.

a. Sườn khỏe

Trong hệ thống kết cấu ngang và theo hệ thống kết cấu dọc của mạn sườn khỏe phải đặt trong mặt phẳng của mỗi đà ngang đáy (với khoảng cách d_1 nói trên), môđun chống uốn, cm^3 , tiết diện sườn khỏe có mép kèm không nhỏ hơn trị số tính theo công thức :

$$W = 10.k.d_1.D_1 \quad [3,2]$$

Trong đó :

d_1 - khoảng cách sườn khỏe, m ;

D_1 - chiều cao mạn tại tiết diện đang xét, m ;

k - hệ số hằng :

$k = \sqrt{2 + 0,050.L}$ - Đối với tàu hàng lỏng ;

$k = \sqrt{2 + 0,085.L}$ - Đối với các loại tàu khác ;

b. Sườn thường

Trong hệ thống kết cấu ngang có sườn khỏe, môđun chống uốn, của sườn thường có mép kèm không được nhỏ hơn trị số tính theo công thức :

$$W = 12.k.l.a, \quad [3]$$

Trong đó :

a - khoảng sườn, m ;

l- khoảng cách đo theo mạn từ Bảng mép của đà ngang đáy (hoặc từ đáy trên nếu tàu có đáy đôi) đến chiếc sống mạn thấp nhất, hoặc khoảng cách các sống mạn, hoặc khoảng cách từ chiếc sống mạn trên cùng đến boong, lấy trị số nào lớn hơn, m;

Nếu môđun chống uốn của tiết diện dầm ngang đáy nhỏ hơn môđun chống uốn của tiết diện sườn thường thì dầm ngang đáy có thể được kéo dài tiếp qua hông lên mạn mà không cần đặt mã hông .

c. Sườn đồng nhất

Nếu mạn được kết cấu theo hệ thống ngang đồng nhất thì môđun chống uốn, cm^3 , của tiết diện sườn đồng nhất có mép kèm không nhỏ hơn trị số tính theo công thức:

$$W = 14.k.a.D_1, \quad [3,2]$$

d. Dầm dọc mạn

Nếu mạn được kết cấu theo hệ thống dọc thì môđun chống uốn, cm^3 , của tiết diện sườn đồng nhất có mép kèm không được nhỏ hơn trị số tính theo công thức :

$$W = 6.k.d_1, \quad [3]$$

Trong đó:

d_1 - khoảng cách các sườn khỏe, m ;

3.2.2.6. Kết cấu boong

a. Xà ngang boong

Môđun chống uốn W , cm^3 của tiết diện xà ngang boong có mép kèm không nhỏ hơn trị số tính theo công thức:

Với phần boong dùng để xếp hàng hóa:

$$W = k.d.q.B_1.10^{-1}$$

Trong đó:

k- hệ số bằng:

5,25 – đối với xà ngang khỏe của boong ;

6,3 – đối với xà ngang thường của boong ;

d - khoảng cách các xà ngang boong cùng loại, m ;

B_1 - trị số lấy bằng khoảng cách lớn nhất trong các khoảng cách sau đây :

Với xà ngang khỏe: khoảng cách các vách dọc hoặc dàn dọc có thanh giằng, khoảng cách từ mạn đến vách dọc hoặc dàn dọc có thanh giằng, khoảng cách từ mạn đến mạn

Với xà ngang thường: khoảng cách các sống boong, khoảng cách từ sống boong đến vách dọc (dàn dọc có thanh giằng), khoảng cách từ sống boong đến mạn .

Nếu có từ 3-4 vách dọc (dàn dọc có thanh giằng) thì B_1 không được lấy nhỏ hơn $B/3$.

Nếu có lớn hơn hoặc bằng 5 vách dọc (dàn dọc có thanh giằng) thì B_1 không được lấy nhỏ hơn $B/4$.

q- trị số tính theo công thức:

$$q=Q/f ,$$

Q- trọng lượng tối đa của hàng hóa tác dụng lên boong đang được xét, KN ;

f- diện tích phần boong đang được xét, m^2 ;

Với phần boong của vùng khoang hàng của tàu hàng lỏng:

$$W=9.d.B_1^2, \quad [3]$$

Với phần boong không dùng để xếp hàng hóa :

$$W=3,6.d.B_1^2, \quad [3]$$

Với các phần boong nhẹ của thượng tầng hoặc của lầu không dùng để chứa khách hoặc hàng hóa thì:

$$W=d.B_1^2, \quad [3]$$

b. Xà dọc boong

Xà dọc boong phải được đặt trong mặt phẳng của dầm dọc đáy. Môđun chống uốn W của tiết diện xà dọc boong có mép kèm không nhỏ hơn trị số tính theo công thức:

Đối với phần boong dùng để xếp hàng hóa:

$$W=0,7.a.d_1^2Q/f ,$$

Trong đó:

a- khoảng cách các xà dọc boong, m ;

d_1 - khoảng cách các xà ngang khỏe của boong, m ;

Với phần boong vùng khoang hàng của tàu hàng lỏng:

$$W=11,5.a.d_1^2 ,$$

Đối với phần boong không dùng để xếp hàng hóa:

$$W_c = 3,6.a.d_1^2$$

Với các phần boong nhẹ của thượng tầng hoặc của lầu không dùng để chứa khách hoặc hàng hóa thì:

$$W_0 = a.d_1^2$$

3.2.3. Tính toán thiết kế phao nổi

3.2.3.1. Các kích thước cơ bản và các hệ số hình dáng thân tàu

a. Lượng chiếm nước

là khối lượng toàn bộ của nước do thân tàu đẩy ra khi tàu nổi trong nước, cũng là khối lượng toàn bộ của thân tàu.

$$D = 1.01(P_v + P_b + P_m) + 1.001P_{dw} ,$$

- Nhóm khối lượng thân tàu P_v ;
- Nhóm khối lượng thiết bị P_b ;
- Nhóm khối lượng máy: P_m ;
- Nhóm trọng tải P_{dw} ;

$$D = 1.01(P_v + P_b + P_m) + 1.001P_{dw} = 1,01.8,5 + 1,001.3 = 11,5m^3$$

Tương ứng với các thông số cơ bản của poonton dựa theo kích thước tham khảo của các poonton ứng với lượng chiếm nước như trên:

- Chiều dài $L=7500$ mm ;
- Chiều rộng $B=2900$ mm ;
- Chiều cao mớn nước không tải $T_1=400$ mm ;
- Chiều cao mớn nước đầy tải $T=600$ mm ;
- Chiều cao mạn khô $=200$ mm ;

b. Hệ số chiếm nước

là tỷ số giữa thể tích chiếm nước và thể tích hình hộp ngoại tiếp với thân tàu, biểu thị độ béo gầy của thân tàu:

$$\delta = \frac{\nabla}{L.B.T} , \quad [4]$$

Trong đó:

L- chiều dài giữa hai đường vuông góc ;

B- chiều rộng thân tàu ;

T- mớn nước ;

∇ - thể tích chiếm nước tương ứng với mớn nước T ;

$$\delta = \frac{\nabla}{L \cdot B \cdot T} = \frac{11,5}{7,5 \cdot 2,9 \cdot 0,6} = 0,88$$

Hệ số trọng tải

$$\eta = \frac{D_w}{D} = \frac{3}{11,5} = 0,26 \quad [4]$$

D_w - trọng tải ;

D- lượng chiếm nước ;

Hệ số tải trọng có quan hệ mật thiết với loại tàu hình thức kết cấu, tốc độ tàu và loại máy .

c. Tính ổn định của tàu

Tính sức cản (Phương pháp Zronkov)

Theo các số liệu của Zronkov lực cản tàu sông (vỏ thép) tính theo công thức:

$$R = \xi_r \times \Omega \times v^{1,825} + \delta \times \xi \times S_{\otimes} \times v^{1,7+4 \times Fr}, \quad [4]$$

Trong đó:

ξ_r - hệ số lực cản ma sát đối với tàu vỏ thép, $\xi_r = 0,17$

S_{\otimes} - diện tích sườn giữa ;

$c_M = 0,933$ - hệ số đầy sườn giữa tàu ;

$$S_{\otimes} = B \times T \times c_M = 2,9 \times 0,6 \times 0,933 = 1,623 m^2$$

Ω - diện tích mặt ướt, tính theo công thức:

$$\Omega = v^{\frac{2}{3}} \times \left(3,3 + \frac{L}{2,09 \times v^{\frac{1}{3}}} \right)$$

Với:

$V=11,5 m^3$ - thể tích chiếm nước của tàu ;

D- khối lượng riêng ; $D = 1(T/m^3)$;

m- khối lượng ;

L- chiều dài mặt ướt của tàu, m;

$$L = 7,5m$$

$$\Rightarrow \Omega = 11,5^{2/3} \left(3,3 + \frac{7,5}{2,09 \times 11,5^{1/3}} \right) = 24,91 m^2$$

δ - hệ số béo thể tích của tàu ;

$$\delta = \frac{v}{LBT} = \frac{11,5}{7,5 \times 2,9 \times 0,6} = 0,88$$

v- vận tốc của tàu, $v = 5km / h = 1,388m / s$

F_r - hệ số Froude của tàu được tính theo công thức sau:

$$F_r = \frac{v}{\sqrt{g \times L}} = \frac{1,388}{\sqrt{9,81 \times 7,5}} = 0,1618$$

ξ - hệ số lực cản dư ;

$$\xi = \frac{17,7 \times m \times \delta^{2,5}}{\left(\frac{L}{6B} \right)^3 + 2} = \frac{17,7 \times 1,5 \times 0,88^{2,5}}{\left(\frac{7,5}{6 \times 2,9} \right)^3 + 2} = 9,27$$

Với m=1,5 đối với tàu có thiết bị đẩy là chân vịt và buồng máy (hệ số ảnh hưởng của thiết bị đẩy)

$$\Rightarrow R = 0,17 \times 24,91 \times 1,388^{1,825} + 0,88 \times 9,27 \times 1,623 \times 1,388^{1,7+4 \times 0,1618} = 362,8 KG$$

Vì tốc độ di chuyển của máy là nhỏ (vận tốc chạy lớn nhất là 5km/h) nên thành phần lực cản của máy chủ yếu là do ma sát, nên có thể tính các loại lực cản khác là 0,4Rms. Nên lực cản của máy là: $R_m = 1,4.R = 1,4 \times 362,8 = 507,92 KG$.

Theo tiêu chuẩn cơ bản tàu được coi là đủ ổn định nếu khi chạy trên nước lặng hoặc trên sông, tàu chịu được tác động của gió, nghĩa là tàu thoả mãn điều kiện:

$$M_{ng} \leq M_{chp} \quad [4]$$

$$+ M_{ng} = 0,001 P.A.(Z + d / 2), Tm$$

Trong đó:

$$A = 7,5.0,4 + 12.1 + 2,54.1,2 = 18 m^2 ;$$

$$Z = 1,9 m ;$$

$$P = 15 kg/m^2 \text{ (Bảng 7/2.2-[3])}$$

$$d=0,5m$$

$$M_{ng} = 0,001P.A.(Z + d / 2) = 0,001.15.18.(1,9+0,5/2) = 0,58 \text{ Tm}$$

$$+ M_{chp} = 0,0087.\Delta.h_0.\theta_{chp}, \text{ Tm}$$

Trong đó:

$\Delta = 11,5T$ - lượng chiếm nước ,Tấn ;

$\theta_{chp} = 10^0$ - góc nghiêng cho phép ;

$h_0 = 2,56 + 1,12 - 4,875 = -1,195$ - chiều cao tâm nghiêng ;

$$Z_g = 0,65.7,5 = 4,875$$

$$r = \frac{1}{11,5} \cdot \frac{0,805.2,9^2}{0,6.0,88} = 1,12$$

$$Z_c = 0,883.2,9 = 2,5$$

$$M_{chp} = 0,0087.\Delta.h_0.\theta_{chp} = 0,0087.11,5.10.1,195 = 1,087, \text{ Tm}$$

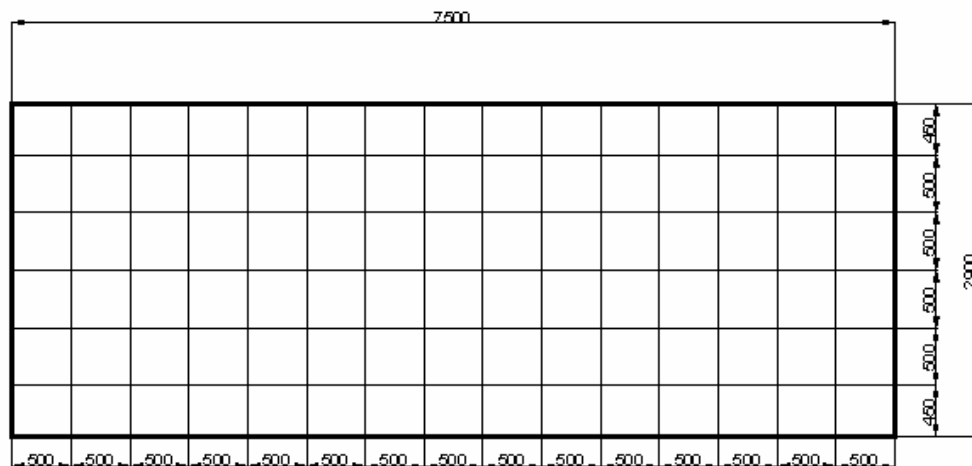
Thỏa mãn qui phạm $M_{ng} \leq M_{chp}$

d. Thiết kế kết cấu thân tàu

Đặc điểm kết cấu

Vật liệu: Thân tàu được đóng bằng vật liệu thép đóng tàu loại thường KA, CT3 có giới hạn bền là $\sigma = 240MPa$.

Hệ thống kết cấu: theo hệ thống kết cấu ngang, với khoảng cách sườn là $a=500 \text{ mm}$, khoảng cách xà ngang, xà dọc $500mm$ và có những đoạn là 450 mm .



Hình 3.2.1 Khoảng sườn, xà ngang, xà dọc

- **Yêu cầu về độ bền chung**

Mô đun chống uốn có dạng:

$$Z = \frac{M_H}{\sigma_H} = \frac{\gamma C_B TBL^2 \cdot 10^3}{kaL^{0.33}} = \alpha TBL^{1.67}, \quad (\text{công thức 5.6 - [7]})$$

$$T = 0,6 \text{ m};$$

$$B = 2,9 \text{ m};$$

$$L = 7,5 \text{ m};$$

$\alpha = 0,805$ hệ số hình dáng tàu đầy sông ;

$$Z = \frac{M_H}{\sigma_H} = \frac{\gamma C_B TBL^2 \cdot 10^3}{kaL^{0.33}} = \alpha TBL^{1.67} = 0,805 \cdot 0,6 \cdot 2,9 \cdot 7,5^{1.67} = 40,5 \text{ KNm}$$

- **Yêu cầu ổn định tấm**

Kết cấu tàu theo hệ thống ngang

$$s_E = 0,9c \left[1 + \left(\frac{s}{100S} \right)^2 \right]^2 E \left(\frac{tp}{s} \right)^2; \text{ N/mm}^2 \quad (\text{công thức 5.32 - [7]})$$

Trong đó :

C: hệ số lấy bằng 1,05 cho tấm đáy có đà ngang ;

s = 0,5m- là khoảng sườn ;

S=0.5m- khoảng cách giữa các kết cấu khoả ;

$$s_E = 0,9c \left[1 + \left(\frac{s}{100S} \right)^2 \right]^2 E \left(\frac{tp}{s} \right)^2 = 0,9 \cdot 1,05 \left[1 + \left(\frac{0,5}{100 \cdot 0,5} \right)^2 \right]^2 2,1 \cdot 10^5 \left(\frac{4 \cdot 10^{-3}}{0,5} \right)^2 = 12,7$$

ứng suất cắt giới hạn: (công thức 5.33 - [7])

$$t_E = 3,6 \left[1335 + \left(\frac{s}{100S} \right)^2 \right]^2 E \left(\frac{tp}{s} \right)^2 = 3,6 \left[1335 + \left(\frac{0,6}{100 \cdot 0,6} \right)^2 \right]^2 2,1 \cdot 10^5 \left(\frac{4 \cdot 10^{-3}}{0,6} \right)^2 = 59882768$$

+ Chiều dày tôn bao

- Tôn bao đáy không nhỏ hơn giá trị sau:

$$s = 380 \cdot a \cdot \sqrt{\frac{d}{\sigma_s}} = 380 \cdot 0,5 \cdot \sqrt{\frac{0,6}{2400}} = 3 \text{ mm}$$

Vì hoạt động trong môi trường nước nên tôn dễ ăn mòn nên ta lấy:

- Chọn tôn đáy có bề dày bằng 4mm

- Chiều dày tấm hông lấy bằng 4mm
- Chiều dày tấm vỏ mạn lấy bằng 4mm
- Chiều dày tôn boong không nhỏ hơn giá trị sau:

$$t = 0,9.S.\sqrt{L+76} = 0,9.0,6.\sqrt{7,5+76}=4,9 \text{ mm}$$

- Chọn tôn boong có bề dày 5mm

- **Kết cấu đáy**

Đà ngang đáy: môđun chống uốn của tiết diện đà ngang đáy có mép kèm không nhỏ hơn trị số tính theo công thức : (trang 93-[3])

$$W = 4,2.k_1.k_2.B_1^2.d_1.(d+r+m)=4,2.0,9.0,5.2,9^2.0,5(0,6+0,9+0,6)=33,3\text{cm}^3$$

Trong đó :

$B_1=2,9$ m - khoảng cách lớn nhất giữa các vách dọc ;

$d_1 = 0,5$ m- khoảng cách các đà ngang đáy ;

$d = 0,6$ m - chiều chìm tại tiết diện đang xét ;

m – trị số được lấy bằng :

0,9 – đối với tàu SII (theo cơ sở lý thuyết)

$r=1,2/2$ m - nửa chiều cao sóng định cấp đối với tàu SII ;

- **Kết cấu mạn**

Sườn đồng nhất: môđun chống uốn của tiết diện sườn đồng nhất có mép kèm không nhỏ hơn trị số tính theo công thức: [3]

$$W = 14.k.a.D_1 = \sqrt{2+0,085.7,5} . 14.0,5.0,8=9,09 \text{ cm}^3$$

Trong đó:

$D_1=0,8$ m- chiều cao mạn tại tiết diện đang xét ;

$a = 0,5$ m- khoảng sườn ;

$$k = \sqrt{2+0,085.L}$$

- **Kết cấu boong**

Xà ngang boong: môđun chống uốn của tiết diện xà ngang boong có mép kèm không nhỏ hơn trị số tính theo công thức: [3]

$$W = k.d.q.B_1^2.10^{-1} = 6,3.0,5.0,5^2.10^{-1}.8,62=0,678 \text{ cm}^3$$

Trong đó:

k- hệ số bằng:

6,3 – đối với xà ngang thường của boong ;

d = 0,5 m - khoảng cách các xà ngang boong ;

$$q = Q/f = \frac{20}{2,32} = 8,62$$

Q = 2 tấn = 20KN - trọng lượng tải tối đa ;

f = 2.9.0,8 = 2,32 m² - diện tích tiết diện tại vị trí đang xét

B₁ = 0,5 m- khoảng cách các sống boong ;

Xà dọc boong: môđun chống uốn của tiết diện xà dọc boong có mép kèm không nhỏ hơn trị số tính theo công thức [3]

$$W = 11,5.a.d_1^2 = 11,5.0,5.0,5^2 = 1,4375\text{cm}^3 \text{ (đối với boong chứa tải)}$$

$$W = 11,5.a.d_1^2 = 3,6.0,5.0,5^2 = 0,45\text{cm}^3 \text{ (đối với boong không chứa tải)}$$

Trong đó:

a = 0,5 m- khoảng cách các xà ngang ;

d₁ = 0,5 m- khoảng cách giữa các xà dọc ;

3.3. NGHIÊN CỨU, TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG DI ĐỘNG (PADDLE WHEEL) BÁNH XE NƯỚC

Bánh xe nước là một trong các nội dung nghiên cứu trong tâm của máy mà đề tài phải thực hiện nhằm tìm ra cũng như tính toán được một “hệ bánh xe” có khả năng tạo được động lực đẩy máy đi trên sông thực hiện các chức năng theo yêu cầu. Do báo cáo khoa học phải đề cập toàn bộ các thiết kế của máy nói chung nên Chúng tôi chỉ trình bày các vấn đề chung và các kết quả của tính toán là chủ yếu, chi tiết cụ thể của việc nghiên cứu được viết trong các chuyên đề nghiên cứu.

3.3.1. Khái niệm

Các guồng đầu tiên cố định có các cánh phẳng nhưng sau đó chúng được làm cong, các cánh chèo với cùng góc vào nước đã giảm được đường kính của guồng. Với hiệu suất chân vịt ở những nơi bề rộng và độ sâu hạn chế giá trị đường kính chân vịt. Điều quan trọng là xác định vị trí guồng trên sông dưới góc nghiêng của sông để tạo thuận lợi cho việc chuyển động của nước trong các con sông. Các tàu khi kéo không có hệ thống sóng nghiêm trọng và do vậy các mái chèo bên cạnh có thể được lắp đặt cho với tốc độ chạy tự do.

Bánh guồng được ứng dụng ở nhiều khu vực hoạt động hữu ích ngoài các con tàu hơi nước và tàu kéo hoạt động ở sông và các vùng nước được bảo vệ khác. Do quay vòng nhỏ nên nó có hiệu quả hợp lý. Do vận tốc nhỏ nên thích hợp với môi trường hoạt động khai thác, sản xuất trên các kênh rạch, sông nhỏ đặc biệt là cát rong, vớt bèo. Guồng có đặc điểm là dễ điều động mà chân vịt không có được. Những tàu có guồng hiện nay vẫn còn sử dụng cho các tàu khách, hàng và tàu lai dắt trên sông

Bên cạnh các ưu điểm thì bánh guồng có nhược điểm những tàu chạy bằng guồng không thích hợp cho những tàu đi biển. Mức độ chìm trong nước thay đổi theo lượng chiếm nước của tàu. Guồng nước ra khỏi nước khi con tàu nhô, tạo ra sự thay đổi hướng thất thường và bị sóng lớn gây hư hỏng. Chạy chậm khi sử dụng máy quá nặng và công kênh.

3.3.2. Lựa chọn và xác định cho thiết bị di chuyển trong môi trường rong cỏ

Như đã trình bày ở trên, ta thấy để làm việc trong môi trường rong với nhiều chướng ngại vật, các loại rong cỏ và rác làm ngăn cản khả năng chuyển động của máy, bên cạnh đó để làm việc có hiệu quả, năng suất cũng như tính kinh tế của máy, yêu cầu khả năng xoay trở dễ dàng, vận tốc di chuyển khi tiến hành công việc là nhỏ (từ 1 ÷ 2 km/h), làm việc với

công suất và số vòng quay ổn định, không bị trở ngại khi làm việc trong môi trường rong cỏ, vì tại bộ phận di chuyển sẽ bị rong cỏ cuốn vào gây quá tải, giảm năng suất làm việc và có thể bị đứng máy khi đang làm việc.

Ngoài phần dẫn động cơ cấu lái cũng không kém phần quan trọng trong thiết kế máy. Cơ cấu lái nhằm mục đích chủ động chuyển hướng đi của máy trên sóng nước để đảm bảo tính khai thác, tính an toàn. Khi máy làm việc trên sông chịu tác động của các ngoại lực như : dòng chảy, sóng biển, gió bão, các vật cản trở làm hỏng vỏ tàu, hư hỏng bộ phận di chuyển, giảm vận tốc tàu và có thể đắm tàu. Do đó ngoài khả năng di chuyển, còn phải chủ động được khi di chuyển (tới, lui, dừng, quay trái, phải và quay vòng).

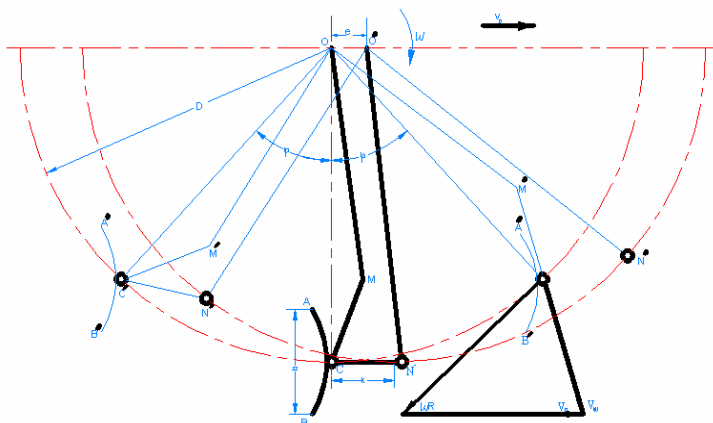
Ngoài hệ thống lái thường dùng thông dụng trong ngành hàng hải, để điều khiển được nhẹ nhàng, tiện lợi. Người ta thay hệ thống lái trên bằng các cần điều khiển với truyền động bằng thủy lực, hay bằng các mạch điện đều khiển tác dụng lên cụm di động như là các bánh chuyển động quay (bánh, guồng, tuabin, ...). Tùy theo từng điều kiện hoạt động mà ta có thể có máy lái hay không. Trong điều kiện phức tạp như trong môi trường rong cỏ thì hoạt động của máy đòi hỏi phải lái nhẹ nhàng ít tốn sức và thao tác phải ít bởi vì nó phải làm việc với nhiều thao tác khác, khó kiểm tra, bôi trơn chăm sóc cũng như điều kiện sửa chữa phải ở trên bờ. Trong trường hợp này ta có thể sử dụng hệ thống lái bằng các cần điều khiển với năng lượng truyền động bằng thủy lực thông qua một mô tơ thủy lực ở mỗi bánh sẽ đơn giản và giải quyết được vấn đề kiểm tra, chăm sóc và phù hợp với điều kiện di chuyển là đơn giản, làm tăng tính ổn định của máy, tăng công suất, năng suất cũng như khả năng làm việc của máy.

Từ những vấn đề đặt ra ở trên chúng tôi tiến hành đi chọn bánh guồng (paddle wheel) máy làm bộ phận di chuyển trong môi trường rong cỏ.

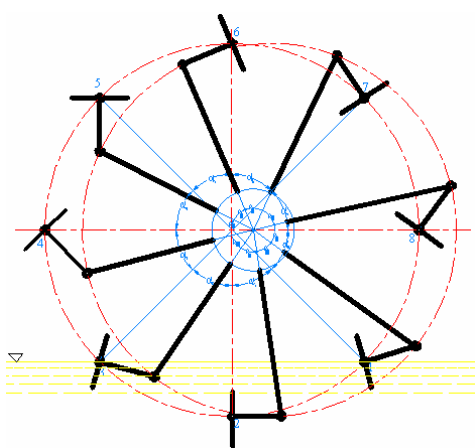
3.3.3. Cơ sở lý thuyết để tính toán thiết kế bánh xe nước (Paddle Wheel)

3.3.3.1. Nguyên lý làm việc

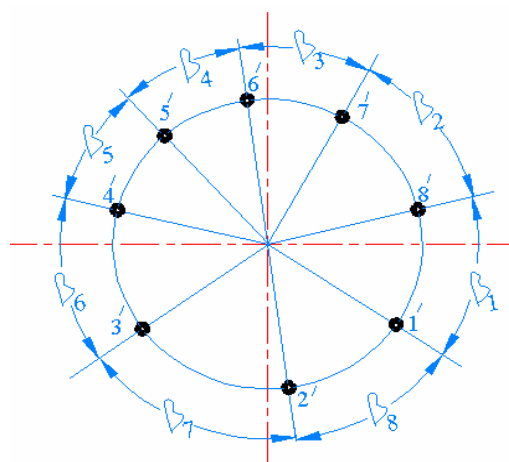
Nguyên lý làm việc của Paddle Wheel là lợi dụng phản lực của lượng vật chất trong môi trường nước bị đẩy về hướng ngược lại với hướng chuyển động dưới tác dụng của cánh guồng để đẩy tàu đi.



Hình 3.3.1 - Chuyển động quay của Paddle Wheel

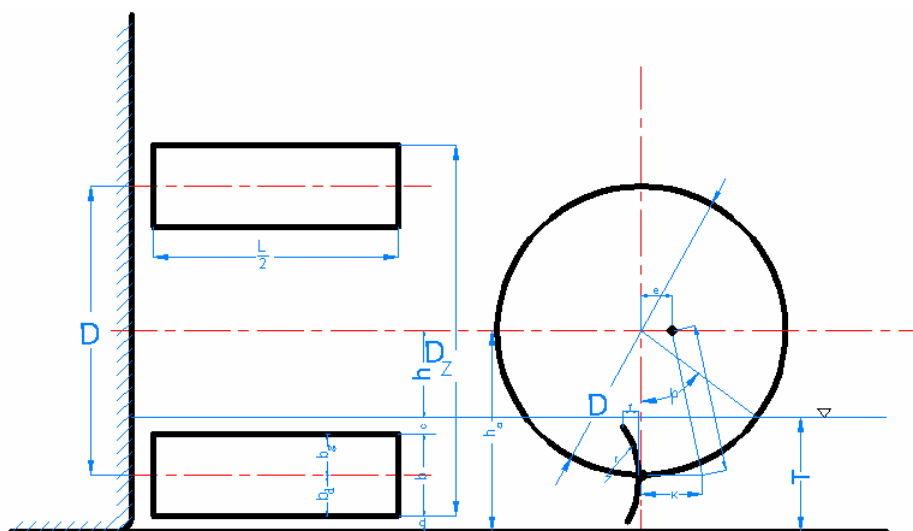


Hình 3.3.2. Nguyên lý bánh dẫn



Hình3.3.3 – Phân bố cánh

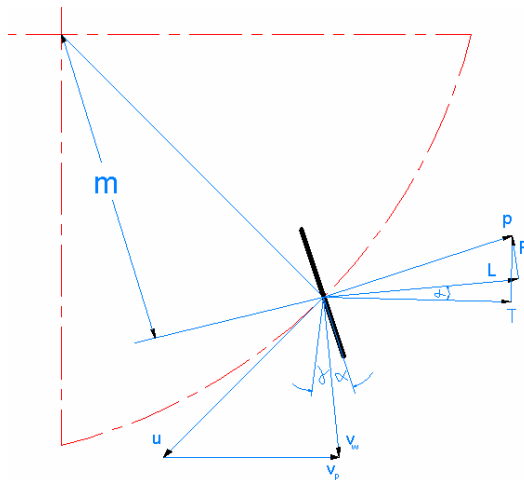
3.3.3.2. Các thông số cơ bản của Paddle Wheel



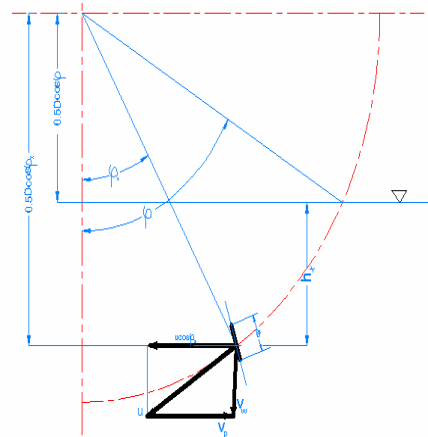
Hình 3.3.4 - Kích thước chính

Thông số kỹ thuật của bánh guồng

- Đường kính trong: $D, m;$
- Bán kính: $R=D/2, m;$
- Đường kính ngoài: $D_z, m;$
- Chiều dài của cánh: $l, m;$
- Chiều rộng của cánh: $b, m;$
- Chiều rộng phần trên của cánh: $b_g, m;$
- Chiều rộng phần dưới của cánh: $b_d, m;$

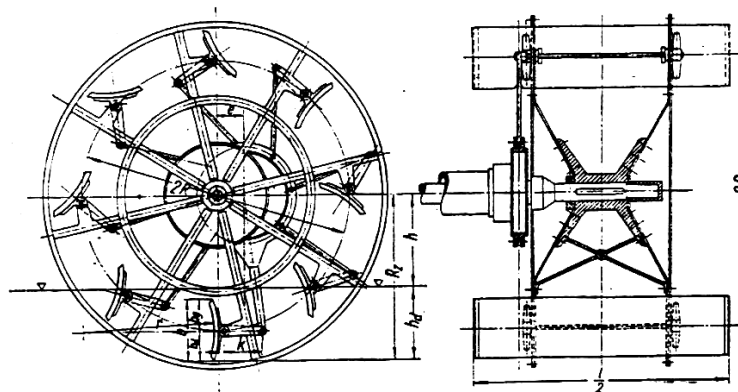


Hình 3.3.5 – Phân bố vận tốc



Hình 3.3.6 – Phân bố lực trên cánh

3.3.3.3. Kết cấu Paddle Wheel



Hình 3.3.7– Kết cấu của một loại Paddle Wheel

Trong đó: Đường kính trong của guồng: $2R$, m;

Chiều cao từ tâm guồng đến mặt dưới của cánh: R_z , m;

Khoảng cách hai tâm guồng: e , m;

Chiều cao từ tâm guồng đến mặt thoáng nước: h , m;

Chiều cao từ mặt thoáng nước đến mặt dưới của cánh: h_d , m;

3.3.4. Lý thuyết động lực hoạt động của bánh guồng[7,2]

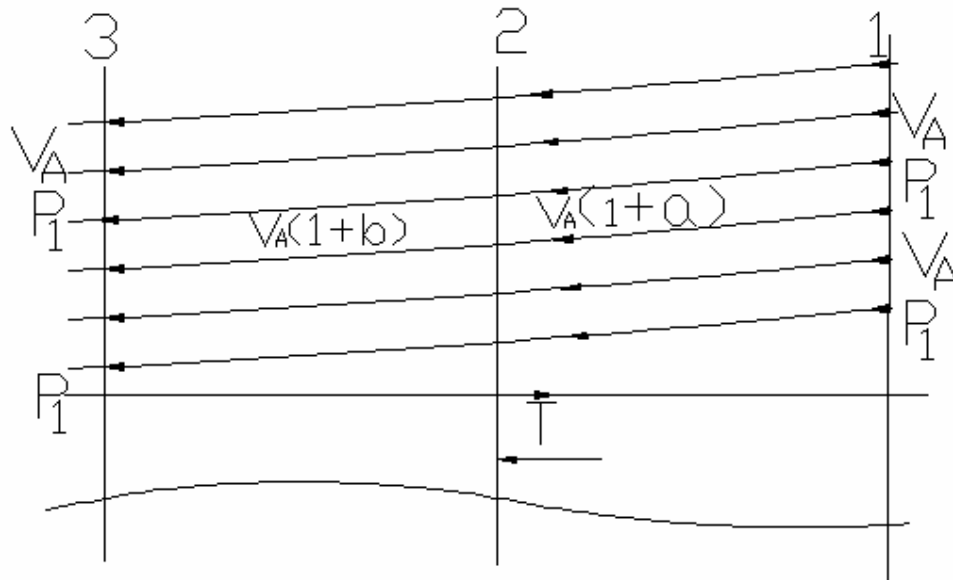
Trong định nghĩa lý tưởng của chân vịt nó được xem là một đĩa hay một cơ cấu có khả năng truyền sự tăng áp suất đột ngột cho dòng chất lỏng đi qua nó, phương pháp này mà theo đó tác động bị bỏ qua.

Giả thuyết rằng :

- + Chân vịt truyền gia tốc đều tới chất lỏng chảy qua nó, do đó lực đẩy tạo ra tại đó được phân bố đều trên mặt đĩa.
- + Dòng chảy không có ma sát.
- + Có một dòng chảy vào chất lỏng không giới hạn vào chân vịt.

Giả thuyết thứ nhất liên quan tới việc thu nhỏ lại của dòng chất lỏng đi qua đĩa, vì sự thu hẹp này không xảy ra ngay tức thì tại đĩa, sự gia tốc phải xảy ra ngoài đĩa và mở rộng ra ngoài khoảng cách xác định giữa mũi và lái.

Xét một đĩa chân vịt có diện tích là A đang tiến tới vận tốc đều ở trong chất lỏng tĩnh. Lực thủy động không thay đổi nếu chúng ta thay đổi hệ thống này bằng một đĩa đứng yên trong dòng nước chảy đều với cùng vận tốc V_A (Biểu diễn theo hình vẽ 1).



Hình3.3.8. Sự thay đổi áp suất và lực tác dụng lên đĩa

Tại mặt cắt ngang 1, cách phía trước đĩa một khoảng cách, vận tốc của dòng chảy là V_A và áp suất trong chất lỏng là P_1 , ngay sau chân vịt là đoạn tăng tốc, có nghĩa là chất lỏng đã qua đĩa chân vịt bắt đầu bị áp suất hay lực đẩy tác động lên, sẽ có vận tốc về phía đuôi lớn hơn vận tốc đó, chúng ta có thể viết là : $V_A(1+b)$. Chất lỏng phải nhận phần nào đó của sự tăng tốc này trước khi tới đĩa và vận tốc qua nó tại mặt cắt 2 sẽ lớn hơn V_A và chúng ta có thể viết là : $V_A(1+a)$; trong đó a là hệ số dòng chảy dọc trục.

Áp suất trong cột dòng chảy xiết P_1 ở ngay phía trước đĩa sẽ bị giảm khi chất lỏng tiến tới đĩa. Theo định luật Bernoulli, sự tăng tốc kèm với sự giảm áp suất tại đĩa, áp suất đột ngột tăng lên giá trị lớn hơn P_1 và sau đó lại giảm tiếp với sự gia tốc nhanh hơn nữa của dòng chảy. Nếu mặt cắt ở phía xa phía sau chân vịt mà sự thu lại của dòng tăng tốc được xem là dừng lại và không có sự quay của chất lỏng, áp suất trong dòng tăng tại mặt cắt 3 sẽ là P_1 , bằng áp suất của dòng chất lỏng ngoài vùng tăng tốc.

$$\text{Lưu lượng nước qua đĩa sẽ là : } Q = V_A(1+a)A, \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (3.3.1)$$

Bỏ qua các ảnh hưởng quay có thể tác động tới chất lỏng, sự thay đổi động lượng trong một đơn vị thời gian là : $\rho.Q[V_A(1+b)-V_A]$ và nó phải bằng lực đẩy T ở đĩa, nên ta có :

$$T = \rho Q[V_A(1+b)-V_A] \quad (3.3.2)$$

$$\Rightarrow T = \rho.Q.V_A.b = \rho.A.(V_A)^2(1+a).b$$

Tổng công thực hiện trên một đơn vị thời gian (hay năng lượng tiêu thụ) cân bằng động năng trong chất lỏng và nếu không có sự quay, sự tăng động năng trong một đơn vị thời gian sẽ được cho bởi :

$$\begin{aligned}\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot Q[V_A^2(1+b)^2 - V_A^2] &= \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot Q(V_A^2 b^2 + 2 \cdot b \cdot V_A^2) = \rho \cdot Q V_A^2 b(1+b/2) \\ &= T V_A(1+b/2)\end{aligned}$$

Điều này sẽ tăng động năng đã được lực đẩy sinh ra trong nước, nó bằng $T V_A(1+a)$ trên một đơn vị thời gian.

Do đó, ta có :

$$T V_A(1+a) = T V_A(1+b/2) \text{ hay } a = b/2 \quad (3.3.3)$$

Đặt $V_B = V_A(1+a)$, Khi đó vận tốc dòng nước tại mặt cắt 3 sẽ là :

$$V_A(1+b) = V_A(2V_B/V_A - 1) \quad (3.3.4)$$

Thay các giá trị từ (1), (3) và (4) vào (2) ta được công thức tính lực đẩy sẽ là :

$$T = 2\rho V_B A(V_B - V_A) \quad (3.3.5)$$

Trong đó :

T - là lực đẩy của chân vịt, N

ρ - là khối lượng riêng của chất lỏng, ($\rho=1000\text{Kg/m}^3$)

A - là diện tích đĩa chân vịt, m^2

V_A - là Vận tốc dòng nước hay vận tốc của tàu thuyền, m/s^2

$V_B = V_A(1+a)$ -là vận tốc của dòng nước khi được tăng tốc trước khi vào đĩa, m/s^2

Trên cơ sở lý thuyết động lực học chân vịt, nghiên cứu sự tăng tốc của dòng nước trước và sau khi qua đĩa dưới tác động của lực đẩy (T) của chân vịt. Ta có thể áp dụng kết quả này vào việc tính toán lực đẩy cho guồng máy.

Để dễ dàng trong việc tính toán ta có thể xem vận tốc lớn nhất của dòng nước sau khi được tăng tốc $V_A(1+b)$ biến thiên tại một thời điểm nào đó với giá trị vận tốc dài của guồng, nên ta có được :

$$V_A(1+b) = \omega R = 2\pi nR \quad (3.3.6)$$

Trong đó :

R - bán kính guồng, m

ω -vận tốc góc của trục guồng, rad/s

Thế (6) vào (5) ta được :

$$T = \rho A (V_A)^2 (1 + a) b \quad (3.3.7)$$

3.3.5. Các tam giác vận tốc và dạng của cánh guồng

Xét sự chuyển động của cánh guồng máy tại hai mặt cắt 1 và 2 (hình vẽ 1). Phân tích chuyển động của phần tử chất lỏng qua guồng. Chuyển động tuyệt đối của mỗi phần tử chất lỏng có thể được phân tích thành hai thành phần chuyển động đồng thời : chuyển động theo (quay tròn cùng guồng quay) và chuyển động tương đối (theo biên dạng cánh dẫn) có thể biểu thị sau :

$$C = U + W$$

Trong đó :

C - vận tốc tuyệt đối, m/s

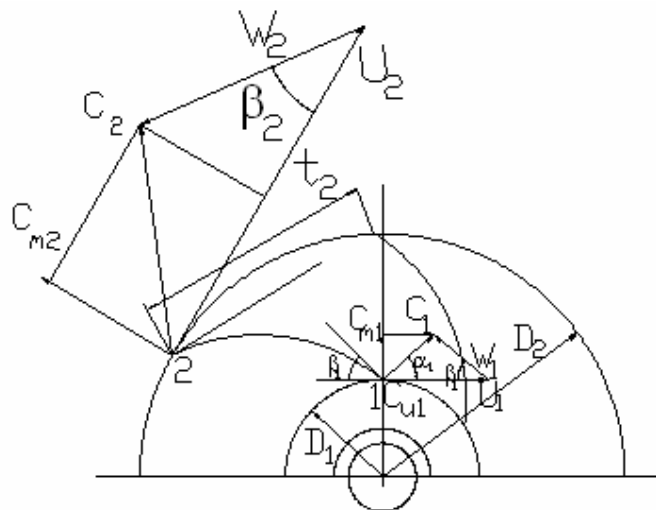
U - vận tốc vòng (của chuyển động theo) có phương thẳng góc với hướng kính, m/s

W - vận tốc tương đối, có phương tiếp tuyến với biên dạng cánh dẫn, m/s

Để xây dựng các tam giác vận tốc và dạng của cánh guồng, ta cần phân biệt hai trường hợp đó là: guồng có số cánh nhiều vô hạn và guồng có số cánh giới hạn.

Guồng có số cánh nhiều vô hạn sẽ làm tăng ma sát giữa guồng và dòng nước. Nhưng trong thực tế số cánh là có hạn nên khoảng cách giữa hai cánh là đáng kể. Vì vậy khi làm việc thì vận tốc tương đối của lớp chất lỏng sát cánh mới song song với tiếp tuyến, còn lớp ở xa bị thay đổi và tạo xoáy.

Dạng của cánh và các tam giác vận tốc được thể hiện ở hình vẽ 3.



Hình 3.3.9- Cách dựng cánh guồng và các tam giác vận tốc

3.3.6. Số cánh của guồng máy

3.3.6.1. Số cánh là nhiều vô hạn

Vận tốc vòng và hướng kính của lưu thể tại điểm 1 và 2 được tính như sau :

$$U_1 = n\pi.D_1/30.2 \quad (\text{m/s}) \quad (3.3.8)$$

$$U_2 = n\pi.D_2/30.2 \quad (\text{m/s}) \quad (3.3.9)$$

$$C_{m1} = Q_{lt}/\pi D_1.\lambda_1.b_1 \quad (\text{m/s}) \quad (3.3.10)$$

$$C_{m2} = Q_{lt}/\pi D_2.\lambda_2.b_2 \quad (\text{m/s}) \quad (3.3.11)$$

Trong đó:

$$\lambda_1 = \frac{t_1 - \frac{\delta_1}{t_1 \sin \beta_1}}{t_2} = 1 - \frac{\delta_1}{t_1 \sin \beta_1} \quad (3.3.12)$$

$$\lambda_2 = \frac{t_2 - \frac{\delta_2}{t_2 \sin \beta_2}}{t_2} = 1 - \frac{\delta_2}{t_2 \sin \beta_2} \quad (3.3.13)$$

β_1, β_2 : góc vào và ra của cánh guồng

t_1, t_2 : là bước cánh (phụ thuộc vào D_1, D_2 và số cánh), m

Q_{lt} : lưu lượng, m³/s

D_1, D_2 : đường kính guồng đi qua 1 và 2, m

b_1, b_2 : chiều rộng của cánh tại 1 và 2, m

λ_1, λ_2 : hệ số chặt hẹp do độ dày của cánh ở cửa vào và ra gây nên có thể lấy gần đúng của λ_1, λ_2 như sau:

$$\lambda_1 \approx 0,8 \div 0,92$$

$$\lambda_2 = 0,9 \div 0,97$$

$$\lambda_1 = \lambda_2 = 1$$

3.3.6.2. Số cánh là giới hạn

Số cánh trong guồng có ý nghĩa rất lớn đối với việc truyền năng lượng. Có một số biểu thức thực nghiệm để tính số cánh Z. Trong đó có một biểu thức đã được thực tế chứng minh là: số cánh là tốt nhất khi khoảng cách giữa hai cánh liên tiếp bằng một nửa chiều dài của một cánh.

$$Z = 6,5.(D_2+D_1).sin[(\beta_1+\beta_2)/2]/(D_2-D_1) \quad (3.3.14)$$

Đối với các guồng đúc liền cánh thì số cánh Z được tính theo biểu thức :

$$Z = 17sin\beta_2(D_1/D_2)^{1/2} \quad (3.3.15)$$

Thông thường số cánh Z có thể được chọn :

$$Z = 3 \div 11$$

3.3.6.3. Các dạng cánh của guồng

a. Dựng cánh cong

Từ hai tâm giác AO_1O_2 và BO_1O_2 ta có :

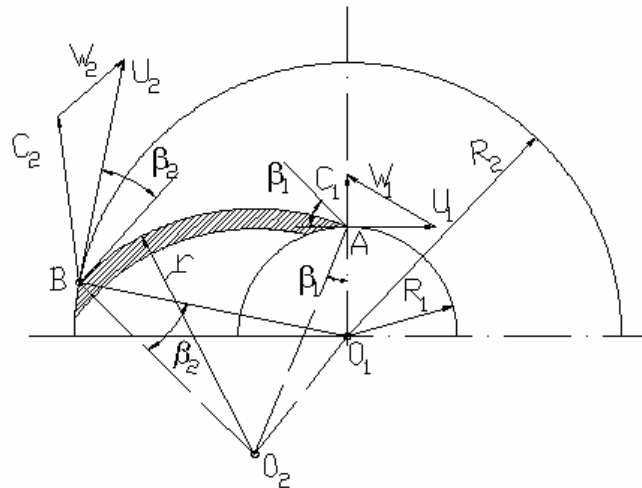
$$O_1O_2^2 = r + R_1^2 - 2r R_1\cos\beta_1$$

$$O_1O_2^2 = r + R_2^2 - 2r R_2\cos\beta_2$$

Trừ hai phương trình trên cho nhau ta thu được :

$$R = (R_2^2 - R_1^2)/2(R_2\cos\beta_2 - R_1\cos\beta_1) \quad (3.3.16)$$

$$R = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2(R_2 \cos \beta_2 - R_1 \cos \beta_1)} \quad (3.3.17)$$



Hình 3.3.10 - Cách dựng cánh guồng cong

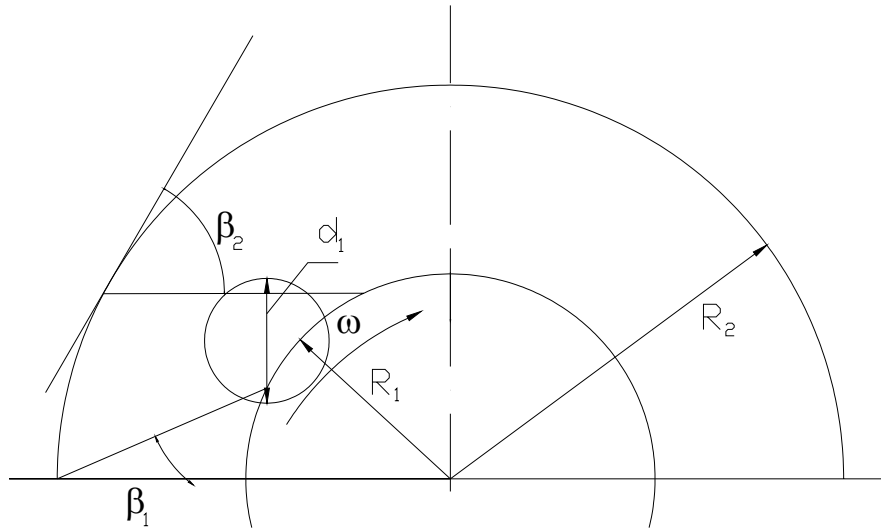
b. Dựng cánh thẳng

Sau khi dựng hai đường tròn có bán kính R_1, R_3 . Căn cứ vào số cánh và góc β_1 hoặc β_2 ta sẽ dựng được các cánh thẳng của guồng động. Chiều dài của cánh là l :

$$l = (3 \div 4)d_1, \quad (m)$$

Cánh thẳng vẫn tuân theo điều kiện (2.20) nhưng với $r = \infty$, khi ấy ta có :

$$R_2 \cos \beta_2 = R_1 \cos \beta_1 \quad (3.3.18)$$



Hình 3.3.11 – Cách dựng cánh guồng thẳng

3.3.7. Lý thuyết tính toán lực tác dụng lên máy cắt rong cỏ

Xét một vật thể đang chuyển động trên nước, phân tích lực ta thấy vật chịu tác dụng của các loại sức cản sau : sức cản nhớt, sức cản do sóng. Vì máy chuyển động với vận tốc nhỏ (5 km/h) nên có thể bỏ qua sức cản do sóng. Vậy sức cản ta nghiên cứu ở đây chủ yếu là sức cản nhớt giữa máy và nước.

Sức cản nhớt gồm có : sức cản do ma sát giữa máy và nước với sức cản do hình dáng. Trong hai loại sức cản này ta đặt biệt quan tâm là sức cản do ma sát, vì đối với máy chạy chậm (5 km/h), thì sức cản này chiếm từ 80% ÷ 85% sức cản của toàn máy. Theo Froude, ông đã tiến hành thí nghiệm và cho ra kết quả là sức cản ma sát sẽ bằng :

$$R = f . S . V^k \quad (3.3.19)$$

Trong đó :

R : sức cản máy đo bằng N

S : Tổng diện tích tấm, m²

V : vận tốc, m/s

f, k : hệ số phụ thuộc vào chiều dài và độ nhẵn bề mặt

Công thức trên được đổi thành công thức sau :

$$R = f . \gamma . S . V^k , \quad (\text{kG}) \quad (3.3.20)$$

Trong đó :

Tùy vào bề mặt mà ta chọn $K = 1,83 \div 2$

γ - Trọng lượng riêng của nước, N/m^3

S - tính bằng m^2

V - tính bằng m/s

Công thức tính hệ số f của Froude đã được chính thức hóa trong hệ thống mét như sau, theo kết luận của hội nghị ITTC 1935 [2,7]

$$f = 0,1393 + \frac{0,258}{2,68 + L} \quad (3.3.21)$$

L : chiều dài của máy, m

Theo cách đặt vấn đề của Froude sức cản ma sát giữa vỏ máy và nước được tính :

$$C_F = \frac{R_F}{0,5 \cdot \rho \cdot S \cdot V^2}$$

Hệ số ma sát giữa vỏ máy và nước được tính thêm phần hệ số nhám của phần vỏ máy tiếp xúc với nước sẽ là :

Tàu vỏ thép : 0,0003 – 0,0006

Tàu xi măng : 0,0007 – 0,0012

Tàu vỏ gỗ : 0,0018 – 0,0025

Tàu xuồng nhỏ : 0,0007 – 0,0012

Sức cản ma sát giữa vỏ máy và nước được tính cho tàu thật :

$$C_F = \frac{0,075}{\log_{10}(R_m k - 2)^2} \quad (3.3.22)$$

Trong đó :

R - sức cản máy đo bằng N

k - hệ số phụ thuộc vào chiều dài và độ nhẵn bề mặt

3.3.8. Lý thuyết thiết kế trục

+ Chọn vật liệu cho trục guồng

Trục thường làm thép cacbon hoặc thép hợp kim. Đối với trục của những máy móc không quan trọng, không yêu cầu hạn chế kích thước có thể dùng thép CT5 không cần nhiệt luyện. Đối với trục làm trong những máy móc quan trọng, chịu tải lớn có thể dùng thép 45 hoặc thép 40X có nhiệt luyện. Trường hợp dùng gối trục bằng ổ trượt quay nhanh, trục nên làm thép 20 hoặc 20X, ngấm trục ngâm than rồi tôi để tăng tính chống mòn.

+ Tính toán đường kính cho trục guồng

- Đường kính sơ bộ :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_x}{0,2[\tau]_x}}, \quad (\text{mm}) \quad (3.3.23)$$

Hoặc
$$d \geq C \sqrt[3]{\frac{N}{n}}, \quad (\text{mm}) \quad (3.3.24)$$

Trong đó :

d -đường kính trục, mm

N -công suất truyền , kW

M -momen xoắn, Nmm

n -số vòng quay trong một phút của trục, vòng/phút

$[\tau]_x$ -ứng suất xoắn cho phép , N/mm²

C : -ệ số tính toán, phụ thuộc $[\tau]_x$

+ Tính gần đúng đường kính trục guồng :

Đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm được tính theo công thức :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1(1-\beta^4)[\sigma]}}, \quad (\text{mm}) \quad (3.3.25)$$

Với :
$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + 0,75M_x^2}, \quad (\text{mm}) \quad (3.3.26)$$

Trong đó :

M_{td} : momen tương đương, N.mm

M_u, M_x : momen uốn và xoắn tại tiết diện tính toán, N.mm

$\beta = \frac{d_0}{d}$; d_0 : đường kính trong của trục rỗng

$[\sigma]$: ứng suất cho phép, N/mm²

+ Kiểm nghiệm trục theo hệ số an toàn :

Hệ số an toàn được tính theo công thức :

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma + n_\tau}} \geq [n] \quad (3.3.27)$$

n_σ : hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp.

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_0 \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \quad (3.3.28)$$

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$: hệ số kích thước, xét ảnh hưởng của kích thước tiết diện trục đến giới hạn mỏi.

K_σ, K_τ : hệ số tập trung ứng suất thực tế khi uốn và khi xoắn

n_τ : hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất tiếp.

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_0 \beta} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} \quad (3.3.29)$$

Trong các công thức trên :

σ_{-1} và τ_{-1} : giới hạn mỏi uốn và xoắn ứng với chu kỳ đối xứng

Có thể lấy gần đúng :

$$\sigma_{-1} = (0,4 \div 0,5) \sigma_b \quad (3.3.30)$$

$$\tau_{-1} = (0,2 \div 0,3) \sigma_b \quad (3.3.31)$$

σ_a và τ_a : trị số trung bình của ứng suất pháp và ứng suất tiếp sinh ra trong tiết diện của trục.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (3.3.32)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} \quad (3.3.33)$$

σ_m và τ_m : trị số trung bình của ứng suất pháp và tiếp, là thành phần không đổi trong chu kỳ ứng suất.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (3.3.34)$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} \quad (3.3.35)$$

Nếu ứng suất thay đổi theo chu kỳ đối xứng thì :

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = -\sigma_{\min} = \frac{M_u}{W} \quad (3.3.36)$$

$$\sigma_m = 0$$

Nếu ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động thì :

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{M_x}{2W_0} \quad (3.3.37)$$

Nếu ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ đối xứng (trục quay 2 chiều) thì :

$$\tau_a = \tau_{\max} = \frac{M_x}{W_0} \quad (3.3.38)$$

$$\tau_m = 0$$

W, W₀ : là momen cản uốn và momen cản xoắn của tiết diện trục. Nếu tiết diện trục hình tròn thì :

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \quad (3.3.39)$$

$$W_0 = \frac{\pi d^3}{16} \quad (3.3.40)$$

3.3.9. Tính toán thiết kế cụm di động guồng máy

Để tính toán các kích thước chủ yếu của cụm di động ta dựa vào các thông số chọn trước

Trọng lượng của máy : m_m = 8000 (Kg)

Trọng lượng chở : m_c = 3000 (Kg)

Trọng lượng của toàn máy : m = m_m + m_c = 8000 + 3000 = 11000kg

Hiệu suất của guồng máy : μ_b = 0,3

Vận tốc vận tốc tịnh tiến lý thuyết 4,5 (Km/h).

Số vòng quay của trục guồng lý thuyết /phút): 30 vòng/phút

Trọng lượng riêng của nước : γ = 10000 (N / m³)

Chiều dài pontoon 6 (m)

Bề rộng máy : $B = 2,8$ (m)

Khối lượng riêng của nước $\rho = 1000$ (Kg/m³).

Thông qua các giá trị của hệ số dòng theo từ bảng 3, ta thấy rằng vì máy hoạt động với vận tốc nhỏ (5 km/h) nên vận tốc của dòng nước theo so với vận tốc máy là khá lớn nên ta chọn hệ số dòng theo trong trường hợp này là : $a = 0,35$

Khi đó : $b = 2a = 2 \cdot 0,35 = 0,7$

Bảng 3.3.1 - giá trị các trị số của hệ số dòng theo [2,7]

Loại tàu thuyền có chân vịt	Hệ số dòng theo
Các loại xuồng nước	0,05 – 0,08
Ca nô hông tròn chạy nhanh	0,08 – 0,12
Xuồng lắp máy đĩa	0,01 – 0,12
Ca nô hình tròn	0,15 – 0,20
Ca nô hình béo	0,22 – 0,25
Thuyền chạy chậm	0,30 – 0,35

3.3.9.1. Tính toán các kích thước của guồng máy và công suất mô tơ thủy lực

Tính lực cản của máy do tác động của ma sát :

$$R_{ms} = \gamma f S V^k \quad (3.3.41)$$

Trong đó :

R_{ms} - lực cản do ma sát giữa nước và máy, N

f, k - hệ số phụ thuộc vào chiều dài và độ nhẵn bề mặt

L - chiều dài máy, m

$$\begin{aligned} f &= 0,1392 + \frac{0,258}{2,08 + L} \\ &= 0,1392 + \frac{0,258}{2,08 + 6} = 0,17 \end{aligned} \quad (3.3.42)$$

Đối với bề mặt nhẵn ta chọn : $K = 2$

S - diện tích tiết diện với bề mặt nước; $S = BL = 2,8 \cdot 6,1 = 16,8 \text{ (m}^2\text{)}$

$$\text{Suy ra : } R_{ms} = \psi \cdot f \cdot S \cdot V^k = 1000 \cdot 0,17 \cdot 16,8 \cdot \left(\frac{4,5 \cdot 1000}{3600} \right)^2 = 4462,5 \text{ N}$$

Vì tốc độ di chuyển của máy là nhỏ (vận tốc chạy không bằng 5Km/h) nên thành phần lực cản của máy chủ yếu là do ma sát (chiếm khoảng 80% đến 85% lực cản của toàn máy), nên có thể tính các loại lực cản khác là $0,4R_{ms}$.

Vậy lực cản của máy là :

$$R_m = R_{ms} + 0,4R_{ms} = 4462,5 + 4462,5 \cdot 0,4 = 6247,5 \text{ N}$$

Hệ số ma sát giữa máy và nước [2]

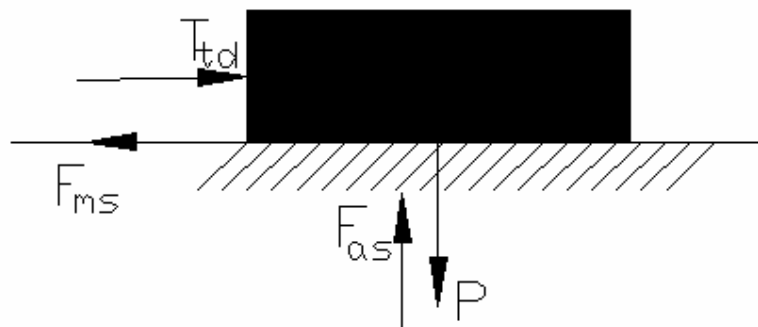
$$C_F = \frac{0,075}{(\log_{10} R_m n - 2)^2} = \frac{0,075}{(\log_{10} 56525 \cdot 2 - 2)^2} = 0,008 \quad (3.3.43)$$

Vì là tàu bằng thép nên hệ số ma sát tính thêm độ nhám (0,0003 – 0,0006) của bộ phận tiếp xúc với nước :

$$C'_F = C_F + 0,0006 = 0,008 + 0,0006 = 0,0086$$

Lực đẩy cần thiết để đẩy máy :

$$T = C'_F P_m = C'_F \cdot g \cdot m_m = 0,0086 \cdot 10 \cdot 8000 = 688 \text{ N}$$



Hình 3.3.12 - Sơ đồ phân tích lực tác động lên máy

Diện tích làm việc của guồng máy :

$$T = \rho A_0 (V_A)^2 (1+a)b \quad (3.3.44)$$

Vậy

$$A_0 = \frac{T}{\rho \cdot (V_A^2)(1+a)b} = \frac{688}{1000 \left(\frac{4.5 \cdot 1000}{3600} \right)^2 (1+0.35)0.7} = 0.582 m^2$$

Diện tích phần ngập nước của một bánh

$$A = A_0 / 2 = 0.291 m^2$$

Bề rộng và chiều cao ngập trong nước của cánh guồng :

Bảng 3.3.2 - Các giá trị tính của B và h[2,7]

A	B	h
0,292	0,720	0,2
0,1165	0,5825	0,2
0,1165	0,5295	0,22
0,1165	0,4854	0,24
0,1165	0,4481	0,26
0,1165	0,4161	0,28
0,1165	0,3883	0,3
0,1165	0,3641	0,32
0,1165	0,3426	0,34
0,1165	0,3236	0,36
0,1165	0,3066	0,38
0,1165	0,2913	0,4
0,1165	0,2774	0,42
0,1165	0,2648	0,44
0,1165	0,2533	0,46
0,1165	0,2427	0,48
0,1165	0,233	0,5

Theo bảng ta chọn chiều cao ngập nước $h = 0,2$ chiều rộng bánh guồng $0,720\text{m}$

Bán kính của guồng máy :

$$R = \frac{V_A(1+b)}{2\pi n} = \frac{4,5 \cdot 1000(1+0,7)}{2 \cdot 3,14 \cdot 30 \cdot 60} = 0,677(\text{m}) \quad (3.3.45)$$

Ta chọn $R = 0,7\text{ m}$ và $D = 1,4\text{ m}$

Lực đẩy của máy khi chứa đầy tải :

$$T = C'_f \cdot P = C'_f \cdot m \cdot g = 0,0086 \cdot 10 \cdot 1100 = 946\text{ N}$$

Momen quay của nước tác dụng lên bánh guồng quay :

$$M = T \cdot R = 946 \cdot 0,7 = 622,2\text{ N.m} \quad (3.3.46)$$

Momen trên trục guồng :

$$M_c = M / \eta_g = 946 / 0,3 = 2074\text{ N.m}$$

Công suất trên trục :

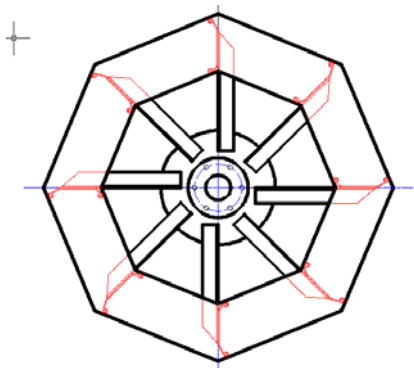
$$N = \frac{M_c \cdot n}{9550} = \frac{2074 \cdot 30}{9550} = 6,515\text{ KW} \approx 9\text{ Hp} \quad (3.3.47)$$

Vậy công suất của mô tơ thủy lực cần cho guồng để đẩy máy khi chứa đầy tải trọng rong cỏ vào khoảng : $N = 9\text{ (Hp)}$ khi cho chạy ở vận tốc tối đa

3.3.9.2. Số cánh của guồng

Vì guồng hoạt động trong môi trường rong cỏ nên nó phải có cụm di động quay được hai chiều. Vì thế để đơn giản ta chọn loại cánh thẳng với số cánh là $Z = 8$

Chiều dày của cánh chọn : $\delta = 10(\text{mm})$



Hình.3.3.13 - bánh xe nước



3.3.14 - Bánh xe nước được gắn theo máy

+ Tính toán góc vào và ra của guồng :

- Góc vào của cánh guồng (β_1) :

Ta có :

$$\lambda_1 = \frac{t_1 - \frac{\delta_1}{t_1 \sin \beta_1}}{t_2} = 1 - \frac{\delta_1}{t_1 \sin \beta_1} \quad (3.3.48)$$

Với : $t = 2R \sin 30 = 2 \cdot 0.7 \cdot 0.5 = 0.7(\text{m})$

$$\lambda = 0.9$$

$$\sin \beta = \frac{\delta}{(t_1 - t_1 \cdot \lambda)} = \left(\frac{10 \cdot 10^{-3}}{0.7 - 0.7 \cdot 0.9} \right) = 0.14$$

Suy ra : $\beta_1 = 8.62^\circ$

- Góc ra của cánh guồng (β_2) :

Theo công thức của cánh thẳng :

$$R_2 \cos \beta_2 = R_1 \cos \beta_1 \quad (3.3.49)$$

Tại hai mặt cắt xét có :

$$R_1 = 0.4(\text{m})$$

$$R_2 = 0.5(\text{m})$$

Nên ta có :

$$\beta_2 = \frac{R_1 \beta_1}{R_2} = \frac{0.4 \cdot 8.62}{0.5} \approx 7^\circ$$

3.3.9.3. Tính toán thiết kế trục guồng máy

+ Chọn vật liệu

Đối với trục chịu tải lớn, ta chọn chế tạo với thép 45; Độ cứng $\sigma_b = 600(N/mm^2)$.

+ Tính đường kính sơ bộ của trục :

$$d \geq C \sqrt[3]{\frac{N}{n}}, \quad (\text{mm}) \quad (3.3.50)$$

Các thông số tính toán :

$$N = 6.5 (\text{kW})$$

$$n = 30 \text{ (vòng/phút)}$$

C : hệ số tính toán, phụ thuộc $[\tau]_x$

Tại tiết diện nguy hiểm của trục có thể lấy : $C = 150 \div 170$. Ta chọn $C = 150$.

Thay vào công thức tính ta có :

$$d \geq C \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 150 \sqrt[3]{\frac{6,5}{30}} = 90 \text{ mm}$$

+ Tính gần đúng trục

Các thông số tính toán :

Momen xoắn trên trục (đã tính ở phần trên) :

$$M_x = 2074 \text{ (N.m)}$$

Trục dưới tác dụng của momen nên chịu ảnh hưởng của các lực : trọng lực của guồng đặt tại tâm guồng (Q), lực phân bố đều trên suốt chiều dài trục guồng (q), lực quay vòng (T'), lực dọc trục (P_a).

Ta có :

Lực do trọng lượng của guồng tác dụng lên trục có tâm đặt tại tâm guồng :

$$Q = 4V_c D_t \quad (\text{N})$$

Trong đó :

D_t - Trọng lượng riêng của sắt; $D_t = 78,5 \text{ (kN/m}^3\text{)}$

$V_c = BR\delta$: Thể tích của cánh guồng, m^3

Với :

$B = 0,72 \text{ m}$ (đã chọn ở phần trên)

R : bán kính của guồng, m ; $R = 0,7 \text{ (m)}$

δ : độ dày của cánh guồng, m ; $\delta = 10 \cdot 10^{-3} \text{ (m)}$ (đã chọn ở phần trên)

Ta chọn trước đường kính của trục guồng là $d = 90 \text{ (mm)}$.

$$V_c = 0,72 \left(0,7 - \frac{0,1}{2} \right) 0,01 = 4,68 \cdot 10^{-3}$$

$$Q = 4 \cdot 4,68 \cdot 10^{-3} \cdot 78,5 \cdot 1000 = 1413 \text{ N}$$

Lực phân bố đều trên suốt chiều dài trục guồng (q) :

$$q = 1,1D_t F \quad (\text{N/m})$$

Trong đó :

D_t : Trọng lượng riêng của sắt; $D_t = 78,5 \text{ (kN/m}^3\text{)}$

F : diện tích tiết diện mặt cắt ngang trục guồng :

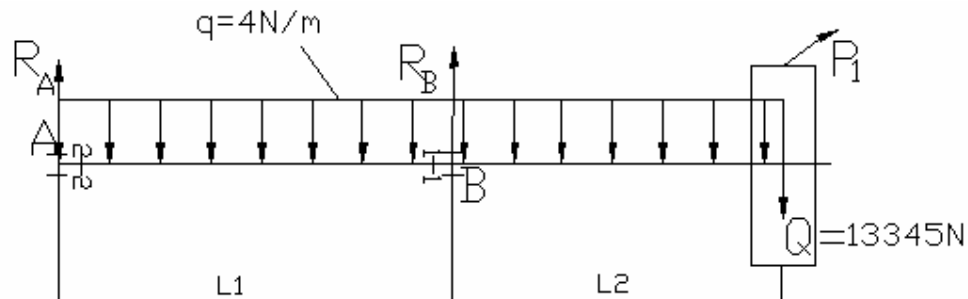
$$F = \frac{\pi d^2}{4}, \quad (\text{m}^2)$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow q &= 1,1D_t F = 1,1D_t \frac{\pi d^2}{4} \\ &= 1,1 * 78,5 * 1000 * \frac{3,14 * 0,07^2}{4} = 4 \text{ (N/m)} \end{aligned}$$

Lực quay vòng trên guồng là :

$$T' = \frac{M_c}{R} = \frac{3153}{0,7} = 4504 \text{ N}$$

Vì lực dọc trục (P_a) là nhỏ nên ta không xét ở đây.



Hình.3.3.15 - Sơ đồ phân tích lực tác dụng lên trục guồng

Các thông số tính toán :

$$L_1 = 160 \text{ (mm)}$$

$$L_2 = 126 \text{ (mm)}$$

Các lực :

$$P_1 = 2736 \text{ (N)}$$

$$T' = 1936 \text{ (N)}$$

$$Q = 1413 \text{ N}$$

$$q = 4 \text{ (N/m)}$$

$$M_x = 2074(N.m)$$

Tính phản lực ở gối trục :

$$\begin{aligned} R_A + R_B - (L_1 + L_2)q - Q &= 0 \\ \Rightarrow R_A + R_B &= (L_1 + L_2)q + Q = (160 + 126)4 + 400 \\ &= 1544(N) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum m_A &= L_1 R_B - \frac{(L_1 + L_2)^2}{2} q - (L_1 + L_2)Q = 0 \\ \Rightarrow R_B &= \frac{\frac{(L_1 + L_2)^2}{2} q + (L_1 + L_2)Q}{L_1} \\ &= \frac{\frac{(160 + 126)^2}{2} 4 + (160 + 126)400}{160} = 1737(N) \\ \Rightarrow R_A &= 1544 - 1737 = -193(N) \end{aligned}$$

Vậy R_A có chiều quay xuống dưới.

+ Tính momen uốn do các lực Q và q gây ra trên trục guồng :

- Tính momen uốn do lực Q gây ra trên trục guồng :

Momen uốn tại tiết diện nguy hiểm 1-1 :

$$M_{uQ1} = L_2 Q = 126 * 400 = 50400(N.mm)$$

- Tính momen uốn do lực q gây ra trên trục guồng :

+ Momen uốn tại tiết diện nguy hiểm 1-1 :

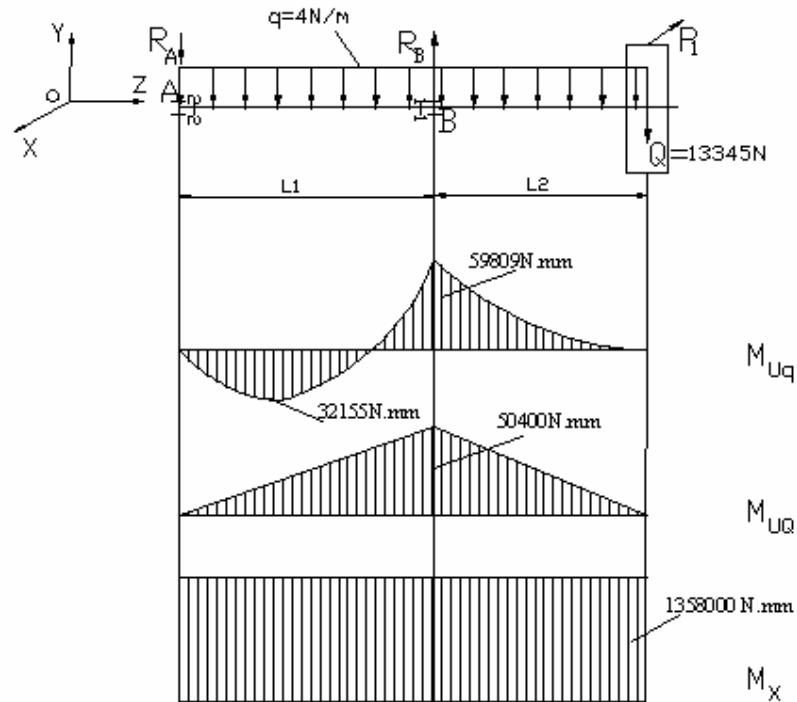
$$M_{uq1} = \frac{L_2^2 q}{2} = \frac{126^2}{2} * 4 = 31752(N.mm)$$

Momen uốn nguy hiểm trên trục guồng tại vị trí $Z = 231,5$ (mm) :

$$\begin{aligned} M_n &= \frac{Z^2}{2} q - R_A Z = \frac{48,25^2}{2} 4 - 193 * 48,25 \\ &= -32155(N.mm) \end{aligned}$$

Momen uốn tại tiết diện 1-1 do lực Q và lực q gây ra trên trục guồng :

$$M_u = M_{uQ1} + M_{uq1} = 50400 + 31752 = 82152(N.mm)$$



Hình . 3.3.16 - Biểu đồ momen uốn và xoắn của trục giường

3.3.9.4. Kiểm nghiệm trục giường theo điều kiện bền

Kiểm nghiệm trục tại tiết diện nguy hiểm 1-1 :

+ Kiểm nghiệm trục giường theo độ bền uốn :

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} \leq [\sigma]_u$$

Momen cản uốn của trục giường (tiết diện tròn) :

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 * 70^3}{32} = 33657 (mm^3) \quad (3.3.51)$$

$$M_u = 82125 (N.mm)$$

Ứng suất uốn tại tiết diện 1-1 :

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{82125}{33657} = 2,44 (N/mm^2) \quad (3.3.52)$$

Ứng suất uốn cho phép $[\sigma]_u$

$$\text{Ta có : } [\sigma]_u = \frac{\sigma_{ch}}{n}$$

Với : σ_{ch} : ứng suất bền kéo; $\sigma_{ch} = 270 (N/mm^2)$

n - hệ số an toàn; thường lấy $n = 1,5 \div 2,5$

$$\Rightarrow [\sigma]_u = \frac{\sigma_{ch}}{n} = \frac{270}{2,5} = 108 (N/mm^2)$$

$$\Rightarrow \sigma_u = \frac{M_u}{W} = 2 (N/mm^2) < [\sigma]_u = 108 (N/mm^2)$$

Vậy điều kiện bền uốn được thỏa mãn.

+ Kiểm nghiệm trục guồng theo độ bền xoắn :

Điều kiện bền :

$$\tau = \frac{M_x}{W_0} \leq [\tau]$$

Trong đó :

Momen cản xoắn của trục guồng (tiết diện tròn) :

$$W_0 = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{3,14 * 70^3}{16} = 67314 (mm^3) \quad (3.3.53)$$

$$M_x = 1358000 (N.mm)$$

Ứng suất xoắn tại tiết diện 1-1 :

$$\tau = \frac{M_x}{W_0} = \frac{1358000}{67314} = 20,17 (N/mm^2) \quad (3.3.54)$$

Ứng suất xoắn cho phép $[\tau]$: $[\tau] = \frac{[\sigma]_u}{2}$

$$\Rightarrow [\tau] = \frac{[\sigma]_u}{2} = \frac{108}{2} = 54 (N/mm^2)$$

$$\Rightarrow \tau = \frac{M_x}{W_0} = 20,17 (N/mm^2) < [\tau] = 54 (N/mm^2)$$

Vậy điều kiện bền xoắn được thỏa mãn.

Chọn lại đường kính trục tại tiết diện 2-2 :

Tại tiết diện này với lực tác dụng không lớn và ít gây nguy hiểm cho trục nên ta chọn $d_2 = 65$ (mm).

+Kiểm nghiệm độ bền trục guồng tại tiết diện 2-2

- Kiểm nghiệm trục guồng theo độ bền xoắn :

Điều kiện bền :

$$\tau = \frac{M_x}{W_0} \leq [\tau]$$

Trong đó :

Momen cản xoắn của trục guồng (tiết diện tròn) :

$$W_0 = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 65^3}{16} = 53895 \text{ (mm}^3\text{)} \quad (3.3.55)$$

$$M_x = 1358000 \text{ (N.mm)}$$

Ứng suất xoắn tại tiết diện 1-1 :

$$\tau = \frac{M_x}{W_0} = \frac{1358000}{53895} = 25,19 \text{ (N/mm}^2\text{)} \quad (3.3.56)$$

Ứng suất xoắn cho phép $[\tau]$:

$$[\tau] = \frac{[\sigma]_u}{2}$$

$$\Rightarrow [\tau] = \frac{[\sigma]_u}{2} = \frac{108}{2} = 54 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\Rightarrow \tau = \frac{M_x}{W_0} = 25,19 \text{ (N/mm}^2\text{)} < [\tau] = 54 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Vậy điều kiện bền xoắn được thỏa mãn.

Để thuận tiện cho quá trình lắp ghép trục guồng ta chọn đường kính trục guồng: $d_g = 100 \text{ (mm)}$.

3.3.9.5. Thiết kế gối đỡ trục

a. Chọn ổ lăn

Vì trục có lực dọc trục là nhỏ nên ta có thể chọn ổ lăn theo yêu cầu của lắp trục vào ổ dựa theo đường kính trục tại tiết diện 1-1 và tiết diện 2-3.

Tra bảng 14P [5] : chọn ổ bi đỡ cỡ nhẹ rộng vừa với các kích thước: $d = 70 \text{ (mm)}$, ký hiệu: 114; $D = 110 \text{ (mm)}$; hệ số khả năng làm việc cho phép : $C = 45000$.

Tại tiết diện 2-2 tra bảng 14P[5]: chọn ổ bi đỡ cỡ nhẹ rộng vừa với các kích thước $d = 65 \text{ (mm)}$, ký hiệu : 113; $D = 100 \text{ (mm)}$, hệ số khả năng làm việc cho phép: $C = 37000$.

b. Chọn kiểu lắp ổ lăn và bôi trơn ổ lăn

Để đơn giản trong việc lắp cũng như chăm sóc ta chọn kiểu lắp ổ lăn vào trục theo hệ lỗ, vào vỏ hộp theo hệ trục.

Vì máy làm việc trong môi trường nước nên ổ chịu nhiệt độ nhỏ, bên cạnh đó do môi trường làm việc rong cỏ và các chất thải nên điều kiện chăm sóc ổ rất khó nên ta chọn cách bôi trơn dùng mỡ chăm sóc theo định kỳ và theo thời gian làm việc.

3.3.9.6. Tính toán mayơ lắp trên trục

Để truyền động từ trục tới bánh ta chọn kiểu lắp là nổi trục và bánh bằng mayơ. Với một mayơ lắp cố định trên trục và một mayơ cố định trên bánh bằng cách hàn cố định.

Mayơ được lắp cố định trên trục, với kích thước đường kính trục $d = 100$ (mm), ta chọn đường kính mayơ $d_{mo} = 240$ (mm), với bề dày chọn trước là $s = 14$ (mm).

Mayơ lắp cố định trên bánh với các kích thước sau :

Đường kính mayơ : $d_b = 400$ (mm)

Bề rộng mayơ chỗ lớn nhất : $b_b = 28$ (mm)

Tính toán bu lông lắp trên mayơ

Số bu lông : chọn $Z = 6$

Chiều dài cả bu lông : $l_b = 60$ (mm)

Đường kính bu lông (d) :

Theo công thức (8-6) [5]

Tính toán bu lông chịu lực ngang

Ta có :
$$d \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot k \cdot F}{\pi i f [\sigma]}} , \quad (\text{mm})$$

Trong đó :

d - Đường kính bu lông, mm

k - hệ số an toàn, thường lấy $1,5 \div 2,5$

f - hệ số ma sát, đối với các tấp thép hoặc gang có thể lấy $f = 0,15 \div 0,20$

i - số bề mặt tiếp xúc giữa các tấm thép, thường chọn $i = 1$

F - lực tác dụng lên bu lông, $F = \frac{M_x}{R_{bl}}$ (N)

Với :

M_X -momen xoắn trên trục, $M_X = 1358000$ (N.mm)

R_{lb} - chiều dài từ tâm trục tới tâm bulông lắp trên mayơ, chọn $R_{lb} = 105$ (mm)

$$\Rightarrow F = \frac{M_X}{R_{lb}} = \frac{1358000}{105} = 12933(N)$$

Vì lực tác dụng lên các bulông là như nhau nên lực tác dụng đối với một bu lông là :

$$\Rightarrow F' = \frac{F}{6} = \frac{12933}{6} = 2155(N)$$

$[\sigma]$ - ứng suất cho phép, $[\sigma] = \sigma_{ch} / n$

Trong đó σ_{ch} là giới hạn chảy, tra bảng 3-8 [5] với thép C45, ta chọn : $\sigma_{ch} = 300$ (N/mm²)

$[S]$: hệ số an toàn cho phép, $[S] = 1,5 \div 2,5$

$$\Rightarrow [\sigma] = \frac{\sigma_{ch}}{n} = \frac{300}{1,5} = 200(N/mm^2)$$

Vậy đường kính bu lông sẽ bằng :

$$d \geq \sqrt{\frac{1,3 * 4 * k * F'}{\pi i f [\sigma]}} = \sqrt{\frac{1,3 * 4 * 1,5 * 2155}{3,14 * 1 * 0,2 * 200}} = 11,56(mm)$$

Chọn $d = 13$ (mm)

+ Kiểm nghiệm độ bền dập cho bu lông :

$$\sigma_d = \frac{F'}{sd} \leq [\sigma_d] \text{ (theo công thức 8-9 [5])}$$

F: là lực tác dụng lên một bu lông, N

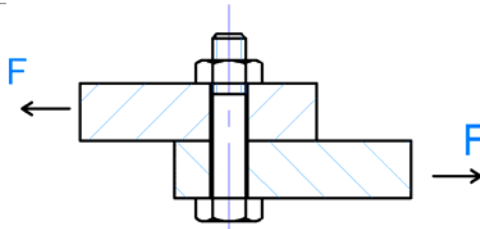
$$\Rightarrow \sigma_d = \frac{F'}{sd} = \frac{2155}{14 * 12} = 12,82(N/mm^2)$$

Trị số ứng suất dập cho phép

$$[\sigma]_d = 0,8\sigma_b = 0,8 * 280 = 224(N/mm^2)$$

$$\Rightarrow \sigma_d = \frac{F'}{sd} = 12,82(N/mm^2) < [\sigma_d] = 224(N/mm^2)$$

Điều kiện bền dập được thỏa mãn



Hình 3.3.17– Lực cắt trên bulông

+ Kiểm nghiệm độ bền nén của mayơ

$$\sigma = \frac{F_b}{F_m} \leq [\sigma]$$

Với : σ - ứng suất nén do tác động của bulông, N/mm^2

F_m : diện tích mặt tiếp xúc với bulông tại mặt cắt dọc, mm^2

$$[\sigma] = 600 (N/mm^2)$$

F_b : momen do bu lông tác dụng :

$$F_b = \frac{M_x}{6 \cdot 1} = \frac{1358000}{6} = 226333 (N \cdot mm)$$

$$\Rightarrow F \geq \frac{F_b}{[\sigma]} = \frac{226333}{600} = 377 (mm^2)$$

Chiều rộng của mayơ :

$$\text{Ta có : } F = db_b$$

$$\Rightarrow b_b \geq \frac{377}{12} = 31 (mm)$$

Chọn lại bề rộng của mayơ lắp trên bánh : $b_b = 50 (mm)$

Chiều dày mayơ lắp trên trục : $s = 28 (mm)$

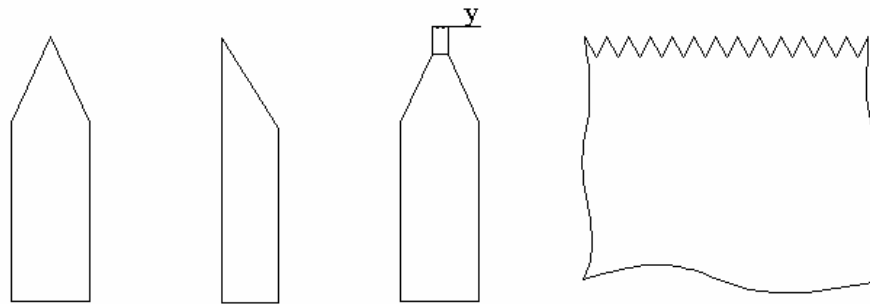
3.4. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CỤM DAO CẮT

Quá trình cắt thái diễn ra bởi dao có dạng nêm phẳng hoặc nêm không gian. Lực cắt vào gây một áp suất riêng đáng kể giữa lưỡi dao và vật liệu cắt, dẫn đến sự phá hủy mối liên kết giữa các phần vật liệu làm tách rời chúng ra. Quá trình cắt thái phụ thuộc vào nhiều yếu tố như : Hình dạng hình học của dao (độ sắc, góc mài, chiều dày và dạng cạnh sắc của dao), đặt tính vật liệu cắt (các tính chất của cơ lý vật liệu cắt), các chế độ động học, động lực học của bộ phận cắt, thái

3.4.1. Tổng quan tìm hiểu về dao cắt thái thực vật

3.4.1.1. Cơ sở lý thuyết của quá trình cắt thái bằng lưỡi dao [6,9]

Các bộ phận làm việc của những máy cắt thái (rau, củ, rơm, củ quả) thường dựa theo nguyên lý cắt thái bằng cạnh sắc của lưỡi dao. Lưỡi dao có thể xem như đỉnh một góc nhị diện được tạo thành bởi những mặt vát. Nếu khảo sát dao khi phóng đại lên thì thấy rằng : lưỡi dao không phải là một đường thẳng hình học, bởi vì các mặt vát không cắt nhau để tạo thành góc nhị diện, nghĩa là lưỡi dao có độ dày nhất định.



(y - bề dày của lưỡi dao)

Hình 3.4.1- Lưỡi dao.

Độ sắc của dao được xác định không phải bằng trị số của góc nhị diện tạo thành bởi những mặt vát mà bằng bản thân chiều dày của lưỡi. Nếu nhìn vào đường lưỡi dao khi phóng đại thì nó có dạng một đường răng cưa ít hoặc nhiều (có dạng chấu). Hình răng cưa được tạo thành do hai nguyên nhân sau đây:

Mặt vát được đúc bằng khuôn, hạt của khuôn để lại rãnh nhỏ và giữa chúng là những gờ nổi. Giao tuyến của những mặt không phẳng không thể là một đường thẳng và luôn luôn là một đường răng khía.

Nếu mài lưỡi rất sắc mà không có thép hạt mịn thì trong khi mài một số tinh thể được giữ lại và nằm tại chỗ, một số lại tách ra và đó là nguyên nhân sinh ra đường răng khía. Sự cắt của dao ngoài tác dụng bề mặt vát nê còn do chính bằng cạnh sắc lưỡi dao. Nguyên lý cơ bản của việc cắt bằng lưỡi đã được V.P Goriatxkin nghiên cứu. Quá trình khảo nghiệm bộ phận cắt thái có trượt làm giảm lực cắt thái và tăng chất lượng thái. Cắt thái có trượt giảm được áp lực cắt thái có thể thấy ở hai nguyên nhân sau đây:

Bất cứ một cạnh sắc nào của lưỡi dao cũng không phải là một đường thẳng mà qua kính hiển vi ta thấy có hình răng cưa. Nếu cắt không trượt thì dao đè lên vật liệu, sơ bộ nén chặt trước khi phá hủy, do đó làm tăng sức cản cắt của nó. Nếu khi cắt lưỡi dao trượt lên vật

liều thì các khía lỗi sẽ lấy những phần tử vật liệu, cố định những vật liệu này dời khỏi chỗ. Giữa những phần tử nằm cạnh nhau và sen kề nhau sẽ sinh ra ứng suất kéo pháp tuyến thay cho ứng suất nén. Đại đa số các vật liệu (vật liệu dẻo, mềm, đàn hồi) khi chịu kéo, chịu cắt có sức cản tức thời nhỏ hơn so với khi nén (ép). Nếu ta tạo sự trượt dọc của lưỡi dao vào quá trình cắt thái thì sự phá hủy mỗi liên hệ nguyên thủy các phần tử vật liệu được bằng cách kéo chứ không phải bằng cách nén.

Nguyên nhân thứ hai có tính chất hình học. Chúng ta khảo sát 1 cm chiều dài của lưỡi dao và một dải vật liệu bị cắt chuyển dịch trên nó. Nếu dao chuyển dịch thẳng góc với chiều dài bằng chiều dài của nó thì đoạn dao sẽ cắt một dải có chiều dài bằng chiều dài lưỡi dao đã cho. Nếu cắt có trượt do phải dịch chuyển dưới một góc vuông đối với pháp tuyến, nên chiều dài dải vật liệu 1 cm chiều dài lưỡi dao trở nên hẹp hơn. Điều này có nghĩa là cùng 1 cm chiều dài đoạn lưỡi dao thì cắt thái có trượt chỉ phải phá hủy một lượng ít hơn các thớ hạt vật liệu.

3.4.1.2. Các yếu tố ảnh hưởng đến quá trình cắt thái

Áp suất cắt thái riêng

Áp suất cắt thái riêng của lưỡi dao trên vật thái là đại lượng đặc trưng cho quá trình cắt thái bằng lưỡi dao và được tính theo công thức:

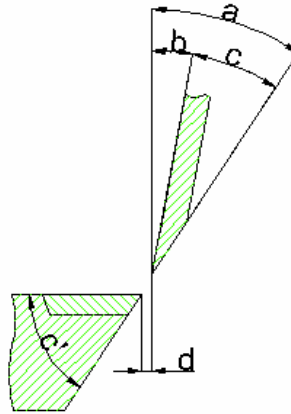
$$q = N/\Delta S(N/cm) \quad (3.4.1)$$

Trong đó:

N -lực ép pháp tuyến của dao lên vật liệu, N ;

ΔS -chiều dài lưỡi dao chìm vào vật thái, cm ;

Áp suất cắt thái phụ thuộc vào độ sắc của dao, góc mài dao, các tính chất cơ lý của vật thái, chế độ làm việc của dao.



Hình 3.4.2 - Góc cắt thái.

a) Góc cắt thái; b) Góc đặt dao; c) Góc sắc của dao; c') Góc sắc của tấm kê; d) khe hở giữa cạnh sắc lưỡi dao và cạnh sắc tấm kê.

-Độ sắc lưỡi dao.

Độ sắc lưỡi dao được đo bằng bề dày y của cạnh sắc lưỡi dao, lưỡi dao có bề dày càng nhỏ việc cắt thái càng dễ dàng và ngược lại.

-Góc cắt thái a

Là đại lượng ảnh hưởng tới áp suất cắt thái.

$$a = b + c$$

Góc cắt thái càng nhỏ thì áp suất cắt càng bé tuy nhiên để đảm bảo độ bền của dao thì góc cắt thái phải đủ lớn.

-Khe hở giữa cạnh sắc lưỡi dao và cạnh sắc tấm kê

Khe hở càng bé thì hiệu quả cắt càng cao. Cần tính toán khe hở hợp lý để giảm lực ma sát cản trở quá trình cắt.

Các dạng dao cắt cơ bản

- Dao dạng đĩa phẳng.
- Dao dạng đĩa răng.
- Dao dạng phẳng
- Dao dạng dài răng.
- Dao dạng lưỡi liềm.
- Dao dạng hình chén.

- Dao dạng hình nón cụt.
- Dao dạng cung cong.
- Dao dạng chấu.
- Dao dạng đường xoắn.

3.4.1.3. Tìm hiểu cơ tính của cây rong và các loại dao cắt thân thực vật [1]

a. Cơ tính cây rong

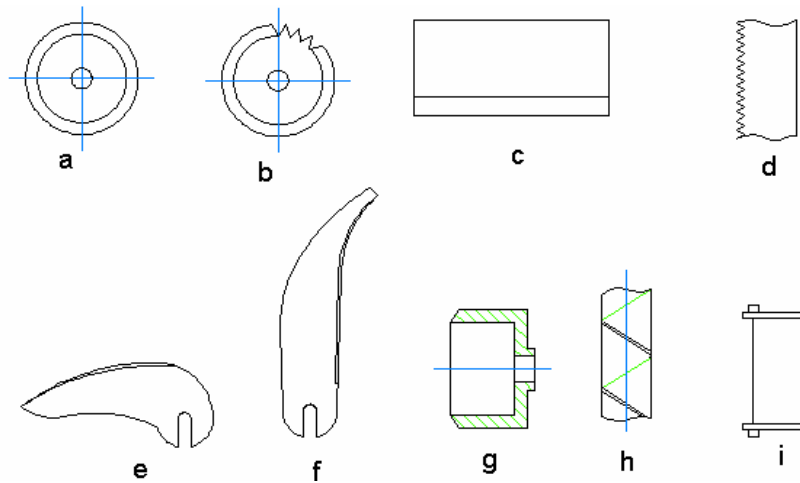
Qua khảo sát cho thấy phần lớn trên sông, kênh thủy lợi ở các tỉnh Đông và Nam bộ loài rong cỏ đại diện và chiếm đa số là rong đuôi chồn và rong Hydrilla, ngoài ra còn có thêm bèo tây, rác thải nổi. Trong đó rong chính là đối tượng của dao cắt.

Rong đuôi chồn tên tiếng anh là Coontail, tên khoa học là *Ceratophyllum demersum*. Chúng sống ngập trong nước, phần lá chiếm hầu như toàn bộ thân và ngập trong nước. Trên mỗi đoạn rong, các lá phân chia theo hình xoắn ốc quanh thân, có từ 5-12 lá. Mỗi lá dài khoảng 12.7-19.1mm, lá rong có dạng hẹp có răng cưa tại vành lá càng về phần đầu của cây thì càng có nhiều lá. Thân chia ra thành nhiều cành dài có thể lên đến 5m hoặc hơn, thân nổi tự do trong nước hoặc bám tận đáy thông qua rễ giả, loại rong này có thể trôi tự do ở các độ sâu khác nhau.

Cây rong Hydrilla, tên khoa học Hydrilla Verticillata là loại phát triển thành chùm và ngập trong nước, mọc thẳng từ đáy đến mặt nước và mọc theo phương ngang trên mặt nước. Cây trưởng thành hầu như dài bằng chiều cao cột nước. Lá ngắn hơn 25mm và mọc thành hình xoắn ốc quanh thân. Loại này rễ bám vào đáy kênh và ngập trong nước. Rong Hydrilla có khả năng sinh sản cũng như tái tạo rất nhanh, chúng có thể tự tái tạo hoặc sinh sản bằng cách tái sinh từ những đoạn nhỏ hay từ rễ, hạt. Khi trưởng thành chúng có thể dài 10-15m, rộng 4-8m, rễ có thể mọc sâu 30cm ở tầng đáy. Nhóm thực hiện đề tài đã xác định cơ tính của cây rong gồm các thông số:

- Lực cản cắt trung bình : $P=4,5N$
- Khối lượng thể tích : $\rho=240 \text{ kg/m}^3$
- Hệ số ma sát giữa cỏ và thép: $f = 0,32 - 0,36$
- Độ cứng thân cỏ: $ES = 20 - 25Ncm^2$
- Mô đun đàn hồi : $EJ = 200 - 215 \text{ kg/mm}^2$

b. Các dạng dao cắt cây thực vật

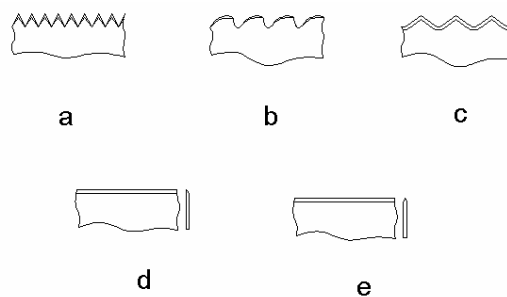


Hình 3.4.3- Các dạng dao cắt cơ bản.

a) Dao đĩa phẳng; b) Dao đĩa răng; c) Dao lưỡi bản; d) Dao dải răng; e, f) Dao cắt lưỡi liềm; g) Dao dạng hình chén; h) Dao dạng xoắn; i) Dao dạng dây.

Các dạng lưỡi cắt cơ bản

- Lưỡi dao dạng răng.
- Lưỡi dao dạng sóng.
- Lưỡi dao dạng phẳng.
- Lưỡi dao dạng mài một mặt nhẵn.
- Lưỡi dao dạng mài hai mặt nhẵn.

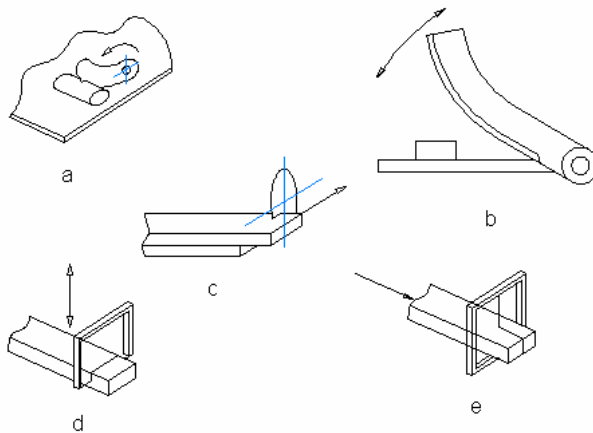


Hình 3.4.4- Các dạng lưỡi dao cơ bản.

a) Lưỡi răng nhọn; b, c) Lưỡi răng cong; d) Lưỡi mài một mặt nhẵn;
e) Lưỡi mài hai mặt nhẵn

c. Các dạng chuyển động của dao cắt

- Kiểu dao quay.
- Kiểu dao tịnh tiến.
- Kiểu dao cố định.
- Kiểu dao chuyển động dao động.

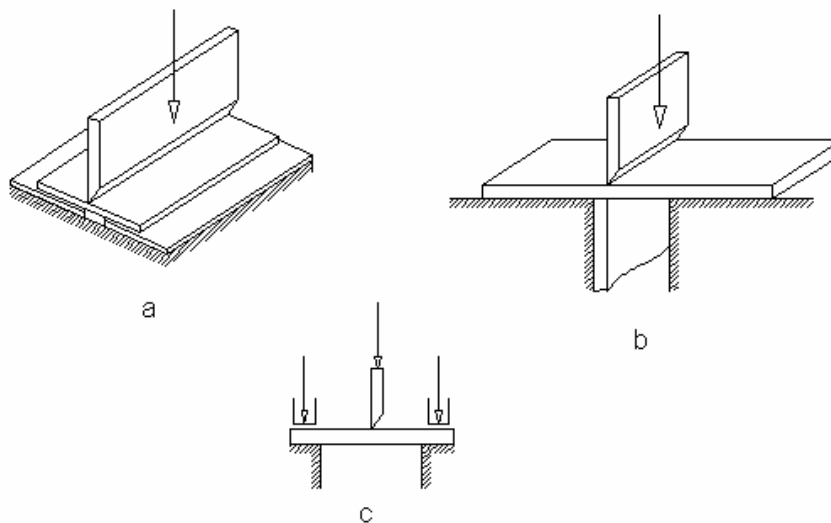


Hình 3.3.5 Các dạng chuyển động của dao cắt.

- a) Kiểu dao quay tròn;
b) Kiểu dao lắc; c) Kiểu dao đĩa quay tròn;
d) Dao cắt bằng dây chuyển động tịnh tiến;
e) Dao cắt bằng dây cố định.

d. Các dạng cắt

- Cắt dưới áp lực.
- Cắt kiểu bào.
- Cắt tự do.



Hình 3.4.6 - Các dạng cắt.

- a) Nén có tấm kê; b) Bào; c) Tự do,

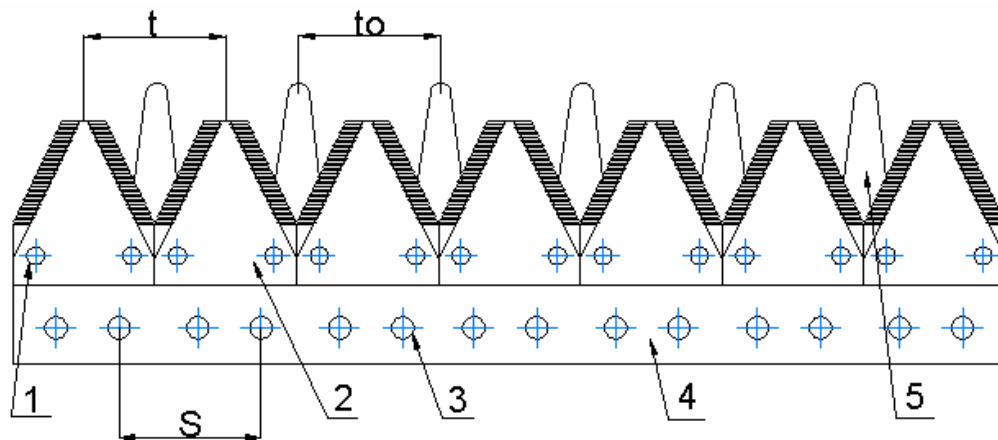
3.4.1.4. Nguyên lý cắt thái. [6,9]

Thông qua khảo sát và phân tích đặc tính cơ lý của cây rong, cỏ dại mọc dưới nước cho thấy chúng có đặc điểm gần giống với cây lúa, chỉ khác ở chỗ rong mọc dưới nước có kích thước thân nhỏ hơn cây lúa đồng thời mật độ mọc dày hơn cây lúa rất nhiều thậm chí có chỗ mọc dày đặc.

Ta có thể lấy quá trình cắt lúa làm tài liệu cho việc nghiên cứu cắt cây rong dưới nước. Để cắt cây rong ta dùng bộ phận dao cắt có tấm kê gồm các lưỡi dao di động chuyển động quét qua các lưỡi dao cố định và cắt đi các cây rong nằm giữa hai lưỡi cắt. Trong đó t - là bước dao; S -bước chạy dao; t_0 -bước của răng dao.

Dựa vào mối quan hệ giữa S , t và t_0 ta chia ra làm 3 loại dao cắt.

- Loại cắt trung bình $S = t = t_0$ hoặc $S = 2t = 2t_0$
- Loại cắt thấp $S = t = kt_0$ ($2 > k > 1$)
- Loại bộ phận cắt không răng, gồm hai dao dạng hình thang $S = t = t_0$ cho phép tăng năng suất cắt lên 10-15% so với loại khác

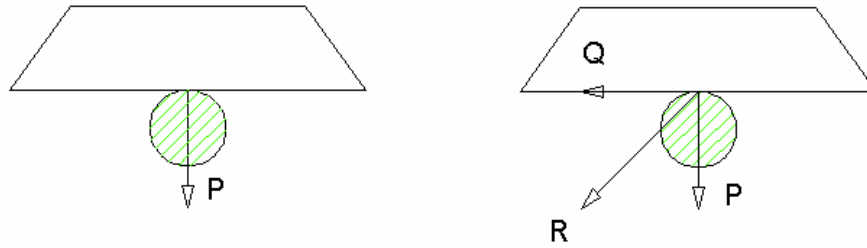


Hình 3.4.7- Bộ dao cắt có tấm kê.

1-bu lông lạp dao; 2-dao cắt; 3-bu lông cố định thanh dao;

4-thanh dao; 5-tấm kê

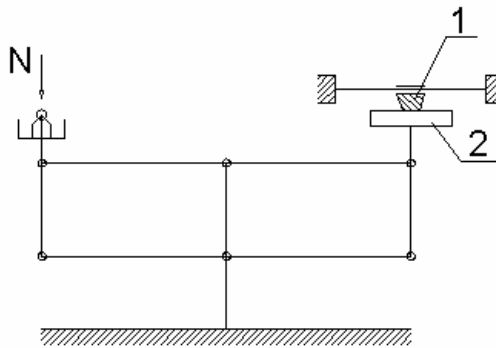
Theo V.P.Goriatxkin cắt thái được chia thành 2 phương pháp chính sau: Cắt thái chặt bỏ và cắt thái có trượt.



Hình 3.4.8-Sơ đồ dịch chuyển tương đối của dao với vật liệu

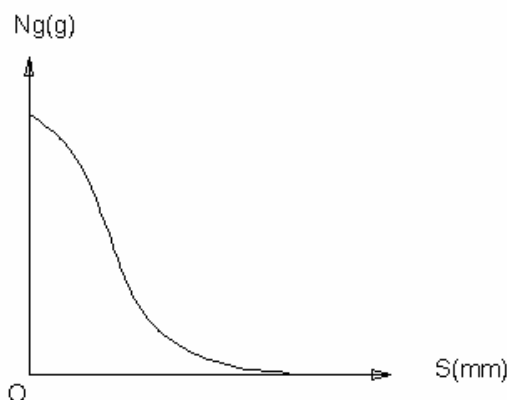
Quá trình thí nghiệm cho thấy quá trình cắt thái có trượt làm giảm lực cắt thái và tăng chất lượng thái.

Khi thay đổi quả cân có trọng lượng khác nhau trong thí nghiệm thì V.P.Goriatxkin đã thu được các kết quả khác nhau.



Hình 3.4.9- Thí nghiệm cắt trượt của V.P.Goriatxkin.

1) vật liệu cắt; 2) dao cắt.



Hình 3.4.10 - Biểu diễn kết quả cắt trượt của V.P.Goriatxkin.

Bảng 3.4.1 Kết quả thí nghiệm cắt trượt của V.P.Goriatxkin[6]

STT	Khối lượng quả cân $N_g(g)$	Hành trình tương đối của lưỡi dao khi cắt đứt vật liệu $S(mm)$
1	600	1,5
2	500	2,0
3	400	8,0
4	300	20,0
5	200	100,0
6	100	160,0

Cắt thái có trượt giảm được áp lực cắt thái do hai nguyên nhân cơ bản sau:

Khi cắt có trượt lưỡi cắt sẽ gây ra ứng suất kéo trong vật liệu cắt thay vì ứng suất nén khi cắt thái bỏ. Và do đặc tính của vật liệu mềm, dẻo của vật liệu sẽ sinh ra lực cản kéo nhỏ hơn lực cản nén.

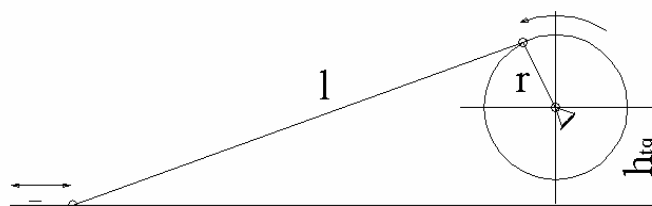
Xét về hình học thì khi cắt trượt thì chiều dài dải vật liệu trên 1cm lưỡi cắt trở lên hẹp hơn.

Trong cắt thái cây thực vật ngoài tác dụng của mặt vát nêm thì cạnh sắc lưỡi dao cũng đóng vai trò quan trọng.

Độ sắc lưỡi dao được đo bằng bề dày của cạnh sắc lưỡi dao, lưỡi dao có bề dày càng nhỏ việc cắt thái càng dễ dàng và ngược lại.

3.4.2. Cơ cấu chuyển động cho bộ phận cắt.[6]

Dùng cơ cấu biên- tay quay để biến chuyển động quay của động cơ thành chuyển động tịnh tiến qua lại của dao.



Hình 3.4.11 - Cơ cấu biên tay quay bộ phận cắt

Tuỳ vào nhiệm vụ và chức năng của máy mà cơ cấu biên tay quay có độ phức tạp khác nhau. Sự phức tạp của cơ cấu do độ lệch tâm gây lên.

Ở hình vẽ h là độ lệch tâm, h càng lớn thì cơ cấu càng phức tạp.

Nếu $h = 0$ thì hành trình chạy dao

$$S = 2r \quad (3.4.2)$$

Trong đó:

r - là độ dài tay quay, m;

S - hành trình chạy dao, m;

khi $h > 0$ thì $S \neq 2r$

Thường thì ở máy cắt cỏ $h = (7 \div 8)r$ còn ở máy gặt $h = (1 \div 3)r$

3.4.2.1. Đường đặc tính động học của dao.[7]

Vì l lớn hơn r rất nhiều, tỉ số r/l rất bé nên chuyển động của dao được xem là chuyển động điều hoà

chuyển động của một điểm trên dao là chuyển động của hình chiếu của điểm B (khớp tay quay) chiếu lên trục xx .

Sau đây ta sẽ mô tả chuyển động của dao theo thời gian t

gọi:

X là quỹ đạo chuyển động của dao

V_x - là vận tốc của dao

J_x - là gia tốc

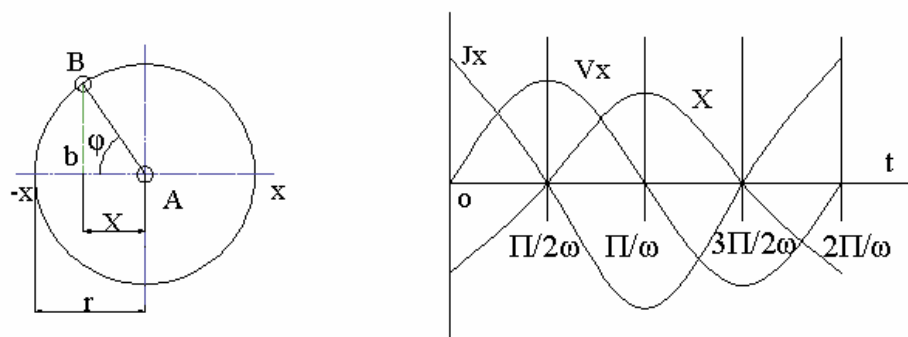
ω -là vận tốc của tay quay

ta có:

$$X = -r \cos \omega t$$

$$V_x = \frac{dX}{dt} = r \omega \sin \omega t$$

$$J_x = \frac{dV_x}{dt} = r \omega^2 \cos \omega t = -\omega^2 X$$



Hình 3.4.12 - đường đặc tính động học của dao

Như vậy gia tốc là hàm bậc nhất đôi với đường chạy.

Ta có thể biểu diễn vận tốc V_x theo đường chạy dao X .

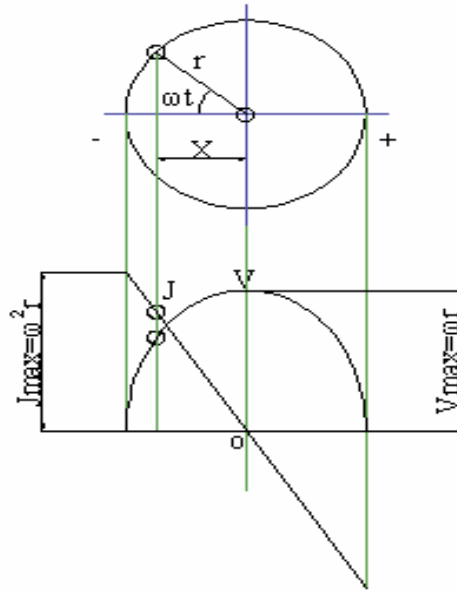
$$V_x = \omega \sqrt{r^2 - X^2}$$

Hay
$$\frac{X^2}{r^2} + \frac{V_x^2}{(\omega r)^2} = 1$$

Nghĩa là vận tốc V_x biến thiên theo đường elip.

Ta có gia tốc cực đại

$$J_{\max} = \omega^2 r \quad (3.4.3)$$



Hình 3.4.13 - đồ thị gia tốc và vận tốc của dao

3.4.2.2. Vận tốc làm việc của dao.[6]

Vận tốc cắt của dao ảnh hưởng rất lớn tới chất lượng cắt thái. vận tốc cắt càng cao thì lực cắt càng giảm. Nhưng nếu tăng vận tốc cắt sẽ làm tăng lực quán tính của dao. Vì vậy để cắt được dễ dàng và giảm chi phí năng lượng cho quá trình cắt thì ta phải lựa chọn vận tốc cắt hợp lý sao cho lực cắt tổng cộng là nhỏ nhất.

Vận tốc trung bình của lưỡi cắt được tính theo công thức sau:

$$V_{tb} = \frac{S \cdot n_{tq}}{30} \quad (3.4.4)$$

Với:

n_{tq} - số vòng quay của tay quay, vòng/phút;

V_{tb} - vận tốc trung bình của dao, m/s;

r - bán kính tay quay, m.;

S - giới hạn hành trình, m;

Vận tốc lớn nhất của dao được tính theo công thức:

$$V_{\max} = \frac{\pi r n}{30}$$

Vận tốc cắt của dao không thể chọn một cách độc lập mà nó còn phụ thuộc vào vận tốc tiến của máy V_m .

chất lượng cắt phụ thuộc vào tỷ số β .

$$\beta = \frac{V_{tb}}{V_m} = \frac{S}{h}$$

thường thì trong máy cắt lúa $\beta = 0.8$, khi cắt cỏ $\beta = 1.2$

để cắt được tốt thì phải đảm bảo mối liên hệ:

$$V_{tb} = \beta V_m, \quad (3.4.5)$$

β - hệ số liên hệ giữa vận tốc dao và vận tốc máy;

V_{tb} - vận tốc làm việc trung bình của dao cắt, m/s;

V_m - vận tốc di chuyển của máy khi làm việc, m/s;

3.4.2.3. Hiện tượng cắt uốn nghiêng cây, cắt trùng và cắt sót. [6]

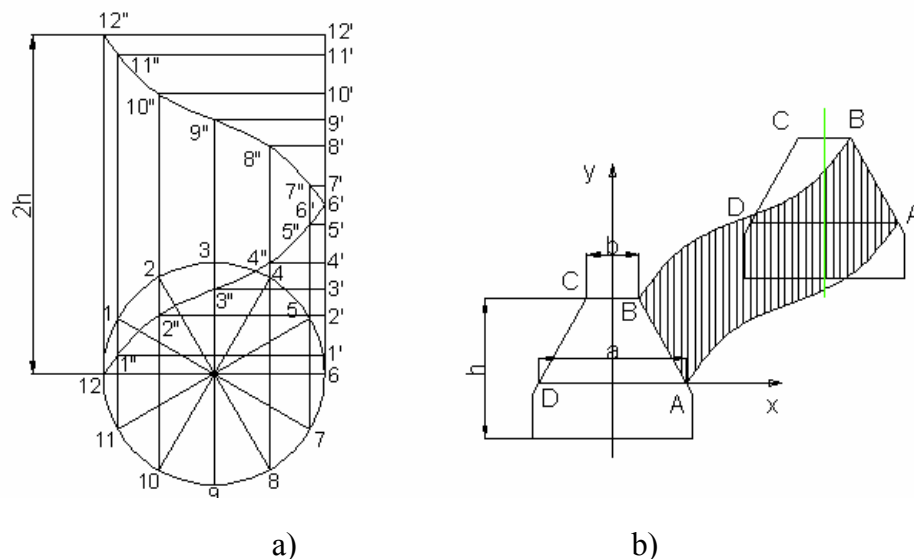
Trong quá trình cắt dưới tác dụng của lực cắt cây sẽ bị nghiêng theo hướng lực cắt. việc uốn nghiêng cây làm cho gốc thân cây lúc cắt xong sẽ cao hơn một đoạn so với cây không bị nghiêng. hiện tượng này rõ ràng làm giảm chất lượng cắt xuống.

Ta đã biết chuyển động của dao là chuyển động tổng hợp của máy và chuyển động tịnh tiến qua lại của dao. Vì vậy quỹ đạo chuyển động của một điểm trên lưỡi dao là một đường sin có phương trình:

$$X = r (1 - \cos \omega t)$$

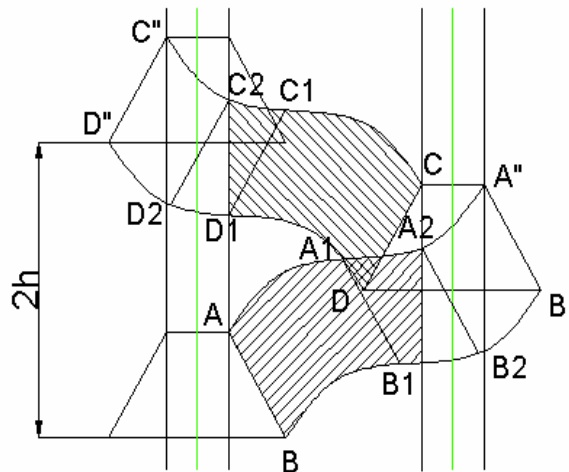
$$Y = V_m t$$

Vậy quỹ đạo của cả cạnh sắc lưỡi dao chính là diện tích giới hạn bởi hai đường sin (hình 3.4.1b)



Hình 3.4.14a-Quỹ đạo chuyển động lưỡi dao; 3.4.14.b-Quỹ đạo cạnh sắc lưỡi dao.

Khi tay quay thực hiện một vòng quay, máy tiến được một đoạn $2h$, trong diện tích $F' = S.2h$ này có chỗ cạnh sắc lưỡi dao đi qua cắt hai lần, có chỗ cắt một lần và có chỗ lưỡi dao không quét qua.



Hình 3.4.15 - Vùng cạnh sắc đi qua.

- **Hiện tượng cắt sót**

Khi dao thực hiện hành trình chạy về phía phải cạnh sắc AB quét một diện tích $ABA''B''$, khoảng cây rong ở diện tích ABA_1B_1 do chưa gấp tấm kê nên tức thời bị kẹp vào cạnh AB cho tới lúc gấp tấm kê sẽ bị cắt, quá trình cắt của cạnh AB kết thúc khi cạnh AB ở vị trí A_2B_2 , khoảng di chuyển từ A_2B_2 đến $A''B''$ là khoảng lưỡi dao không cắt. trong hành trình ngược lại cạnh sắc CD sẽ làm việc tương tự như cạnh AB lúc đầu. Như vậy trong cả hai hành trình thì cả lưỡi dao AB và CD đều không quét qua phần diện tích AA_1D_1 đây chính là diện tích cắt sót.

- **Hiện tượng cắt trùng**

Trong hai hành trình cắt liên nhau thì cạnh sắc CD của hành trình sau sẽ quét qua một phần diện tích mà cạnh sắc AB trước đó đã quét qua, đây chính là diện tích cắt trùng. Nói chung cả cắt trùng và cắt sót đều làm giảm chất lượng và tiêu hao năng lượng của việc cắt thái. Có thể khắc phục hiện tượng này bằng các thao tác trong lúc vận hành máy.

3.4.2.4. Lực tải cạnh sắc của dao. [6]

Lực tải cạnh sắc được xác định bởi số lượng cây do dao cắt trong một đường chạy của dao. Để xác định số lượng cây ta cần xác định diện tích cạnh sắc cắt được trong một lần chạy dao. Do hiện tượng uốn nghiêng cây nên tất cả các cây ở phần dao không quét qua cũng bị cắt

đối với loại $S = t = t_0$ thì diện tích cắt của mỗi cạnh sắc trong mỗi đường chạy dao bằng diện tích do máy cung cấp:

$$Fc = 2rh = Sh = t_0h = F$$

Fc -diện tích cắt của mỗi cạnh sắc trong một lần cắt, m^2 ;

F -diện tích máy cung cấp, m^2 ;

-Lực tải cạnh sắc trên đơn vị chiều dài cạnh sắc lưỡi dao.

$$f = \frac{Fc}{l_d} = \frac{Fc \cdot \cos \alpha}{h'} = \frac{t_0 \cdot h \cdot \cos \alpha}{h'} \quad m^2/l \text{ m cạnh sắc} \quad (3.4.6)$$

α - góc giữa cạnh sắc lưỡi dao và vuông tâm của lưỡi;

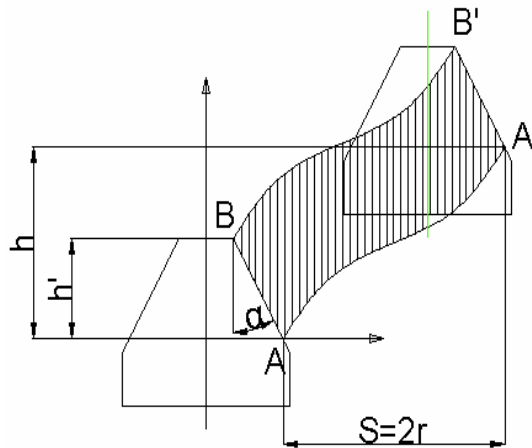
f -lực tải cạnh sắc $m^2/1m$ cạnh sắc;

Fc -diện tích cây rong lưỡi dao cắt trong một hành trình, m^2 ;

l_d -chiều dài cạnh sắc, m ;

h -khoảng chiều dài máy cung cấp trong một hành trình của dao, m ;

h' -khoảng chiều cao phần làm việc của dao cắt, m ;



Hình 3.4.16- Lực tải cạnh sắc

-Số lượng cây ứng với mỗi đơn vị chiều dài cạnh sắc.

$$y = f \cdot \rho \cdot 10^{-4} \quad \text{cây}/l \text{ m cạnh sắc} \quad (3.4.7)$$

ρ - mật độ cây rong, cây/ m^2 ;

f -lực tải cạnh sắc, $m^2/1m$ cạnh sắc;

3.4.2.5. Lực tác dụng lên dao.

Trong thời gian làm việc dao chịu tác dụng của những lực sau:

-Lực quán tính U

-Lực cản cắt Q

-Lực ma sát F

Tổng lực tác dụng lên dao là:

$$R = U + Q + F \quad (3.4.8)$$

Lực cản cắt phụ thuộc vào số cây bị cắt

Lực cản cắt được tính theo công hao phí L_0 Để cắt hết 1m^2 diện tích hoặc tính theo lực kéo trung bình cần thiết để cắt cây trung bình trong một đường chạy dao.

-Công hao phí để cắt cây của dao loại $S = t = t_0$ được tính theo công thức:

$$L = B \cdot h \cdot L_0 \text{ (Nm)}$$

B- bề rộng cắt, m;

h - độ dời cung cấp của máy, m;

- Lực cản cắt cây trung bình là:

$$Q = \frac{L}{X_{lv}} = \frac{B \cdot h \cdot L_0}{X_{lv}} = \frac{\pi}{\omega} \cdot V_m \cdot \frac{B \cdot L_0}{X_{lv}} \text{ (N)} \quad (3.4.9)$$

X_{lv} - là độ dịch chuyển làm việc của dao ($X_{lv} = X_{kt} - X_{bd}$)

-Lực cản của cây ở mỗi lưỡi dao:

$$q_0 = \frac{t \cdot h \cdot L_0}{X_{lv}} = \frac{\pi}{\omega} \cdot V_m \cdot \frac{t \cdot L_0}{X_{lv}} \text{ (N/ 1 lưỡi dao)} \quad (3.4.10)$$

Đối với lúa $L_0 = 100 \div 200 \text{ Nm/m}^2$, đối với cỏ $L_0 = 200 \div 300 \text{ Nm/m}^2$

-Lực quán tính lớn nhất được tính theo công thức sau:

$$U = \pm M \cdot J_{\max} = \pm M \cdot \omega^2 \cdot r \text{ , (N)} \quad (3.311)$$

M- khối lượng của dao, kg;

ω - vận tốc góc của tay quay, rad/s; r- chiều dài tay quay, m;

-Lực quán tính của một lưỡi dao:

$$U_0 = \pm m \cdot J_{\max} = \pm m \cdot \omega^2 \cdot r \text{ , (N)} \quad (3.4.12)$$

m - khối lượng của mỗi lưỡi dao, kg;

Theo [2] lực ma sát F được tính theo công thức:

$$F = \gamma \cdot f \cdot S \cdot V^k, \text{ (N)} \quad (3.4.13)$$

f- hệ số ma sát:

$$f = 0,1392 + \left(\frac{0,258}{2,08 + L} \right) \quad (3.4.14)$$

L- chiều dài của dao cắt, m;

k- hệ số mũ, đối với bề mặt nhẵn k=2;

S- diện tích bề mặt tiếp xúc với nước, m²;

V- vận tốc làm việc của dao cắt, m/s;

γ - trọng lượng riêng của nước, N/m³;

3.4.3. Tính toán thiết kế bộ dao cắt

3.4.3.1. Các thông số yêu cầu của đề tài.

Nhiệm vụ của cụm dao cắt là cắt cây rong dưới nước.

Yêu cầu: đảm bảo cắt sạch, không sót.

Chiều rộng cắt rong cỏ: 2 mét.

Chiều sâu cắt: 0 ÷ 1,5 mét.

Tốc độ di chuyển máy khi làm việc: 0 ÷ 1,8 km/h.

3.4.3.2. Cơ cấu chuyển động cho bộ phận cắt và kích thước dao

Để cắt cây rong dưới nước ta lựa chọn phương pháp cắt có tấm kê.

Hành trình cắt $S = t = t_0$

S-hành trình cắt của dao, m;

t-chiều rộng dao, m;

t_0 -khoảng cách giữa hai dao cố định, m;

Dao cắt được thiết kế có chấu ở lưỡi cắt để tránh hiện tượng trượt khi cắt.

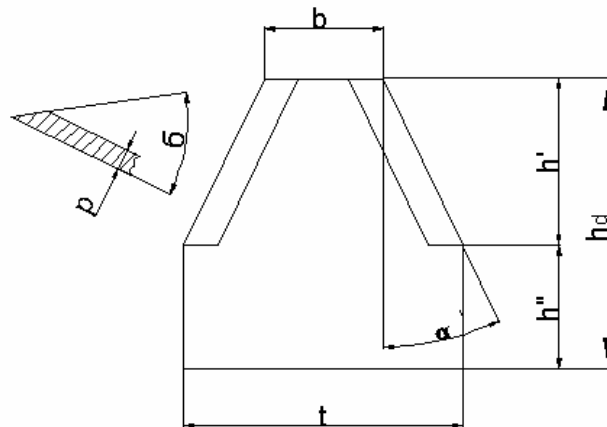
Kích thước cơ bản của dao

Dao cắt lúa kiểu có tấm kê có hình dạng như hình hình vẽ (H4.1).

Do mật độ cây rong dày hơn, để tránh cắt sót ta chọn kích thước dao cắt rong lớn hơn so với dao cắt lúa ($t = 50 \div 100 \text{ mm}$)

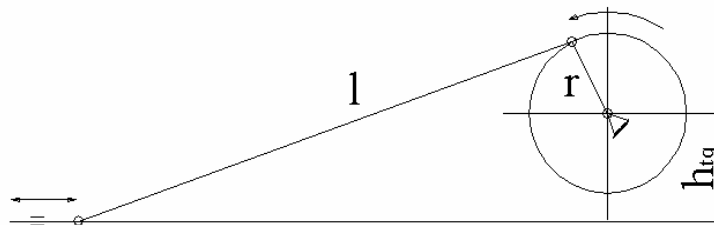
Ta tiến hành chọn một số thông số kỹ thuật của dao như sau:

- Chiều rộng: $t = 0,075 \text{ m}$;
- Chiều cao: $h_d = 0,080 \text{ m}$; $h' = 0,055 \text{ m}$;
- Bề rộng mũi dao: $b = 0,010 \text{ m}$;
- Góc ở đỉnh dao: $\alpha = 30^\circ$
- Góc sắc: $\delta = 30^\circ$
- Bề dày lưỡi cắt: $p = 0,002 \text{ m}$;



Hình 3.4.17- hình dạng dao cắt

Dùng cơ cấu biên- tay quay để biến chuyển động quay của động cơ thành chuyển động tịnh tiến qua lại của dao.



Hình 3.4.18- Cơ cấu biên tay quay bộ phận cắt

Trong cơ cấu biên tay quay để giảm đi độ phức tạp do độ cao h_{tq} gây nên, ta chọn cơ cấu có $h_{tq} = 0$

gọi S là hành trình của dao

ta có:

$$S = 2r$$

r : là độ dài tay quay, mm;

từ kích thước cơ bản của dao: $t = 0,075 \text{ m}$

ta có: $S = t = t_0 = 0,075 \text{ m}$

theo (3.1) $S = 2r = 0,075 \text{ m}$

$$r = 0,075/2 = 0,0375 \text{ m}$$

Do các lực theo phương pháp tuyến không tham gia vào việc cắt nên để hạn chế các lực này ta chọn chiều dài của thanh truyền dài hơn nhiều so với chiều dài tay quay.

chọn chiều dài thanh truyền dao ngang : $l = 0,5 \text{ m}$; chiều dài thanh truyền dao đứng: $l = 0,75 \text{ m}$;

3.4.3.3. Lực tải cạnh sắc của dao.

Theo 3.5[6] ta có lực tải trên một đơn vị chiều dài cạnh sắc lưỡi cắt là:

$$f = \frac{Fc}{l_d} = \frac{t_0 \cdot h \cdot \cos \alpha}{h'}, \quad \text{m}^2/\text{1 mét cạnh sắc}$$

$$h' = 0,055 \text{ m}$$

$$\alpha = 30^\circ$$

$$t_0 = t = 0,075 \text{ m}$$

Tính trường hợp máy hoạt động với vận tốc tối đa

$$V_m = 1,8 \text{ km/h} = 0,5 \text{ m/s}$$

Theo 3.3[6] ta có:

$$V_{tb} = \beta V_m, \text{ trong đó:}$$

$$\beta = 1,2$$

$$V_{tb} = 1,2 \cdot 0,5 = 0,6 \text{ m/s}$$

Theo 3.2[6] ta có số vòng quay động cơ truyền động cho dao cắt là:

$$n_{iq} = \frac{V_{ib} \cdot 30}{S} = \frac{0.6 \cdot 30}{0.075} = 240 \quad \text{vòng/phút}$$

Ứng với 1/2 vòng quay của động cơ truyền động ta được một hành trình cắt của dao.

Thời gian chạy một hành trình của dao là:

$$\tau = \frac{1}{2} \cdot \frac{60}{240} = 0.125 \quad \text{giây}$$

Trong một hành trình của dao thì máy di chuyển được một khoảng :

$$h = V_m \cdot \tau = 0.5 \cdot 0.125 = 0.0625 \text{ m}$$

Lực tải trên một đơn vị chiều dài cạnh sắc là:

$$f = \frac{0.0625 \cdot 0.075 \cdot \cos 30^\circ}{0.055} = 0.074 \quad \text{m}^2/1 \text{ mét cạnh sắc}$$

Số lượng cây y ứng với một đơn vị chiều dài cạnh sắc:

theo 3.6[6] ta có:

$$y = f \cdot \rho = 0.074 \cdot 30 \cdot 100 = 222 \quad \text{cây / 1 mét cạnh sắc}$$

$$\rho = 15 \div 30 \quad \text{cây/dm}^2$$

theo [1] lực cắt một cây rong là : 4,5 N

Vậy lực phân bố tác dụng lên lưỡi cắt là:

$$q = y \cdot 4,5 = 222 \cdot 4,5 = 999 \text{ N/m}$$

Lực phân bố này có thể được coi như lực tập trung F

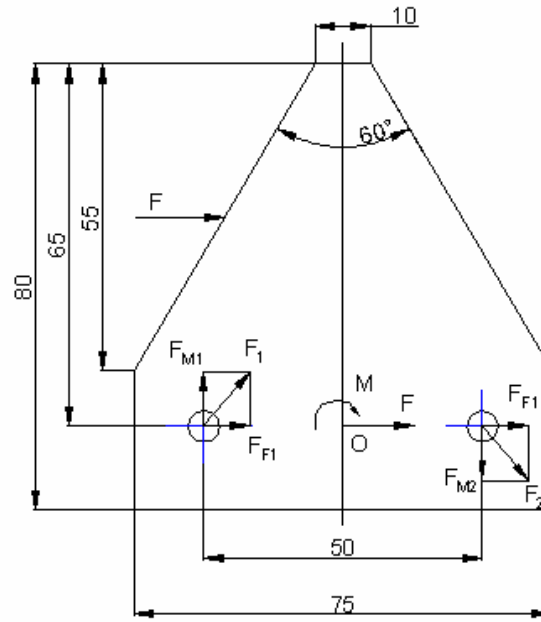
$$F = q \cdot l_d = 999 \cdot 0.064 = 64 \text{ N}$$

$$\text{với: } l_d = \frac{h'}{\cos 30^\circ} = \frac{0.055}{\cos 30^\circ} = 0.064 \text{ m}$$

3.4.3.4. Tính toán mối lắp dao bằng đinh vít.

Giả sử dao được lắp 2 đinh vít và được bố trí như hình vẽ

Chọn vít làm bằng thép CT3, $[\sigma] = 80 \text{ Mpa}$.



Hình 3.4.19 - Lực tác dụng lên bulông bắt dao

Dời lực F về tâm O ta có:

tại tâm O có lực $F = 64 \text{ N}$ và một mô men $M = 64.0,0375 = 2,4 \text{ Nm}$.

tại mỗi bulong chịu các lực sau

$$F_{F1} = F_{F2} = \frac{F}{2} = \frac{64}{2} = 32 \text{ N}$$

$$F_{M1} = F_{M2} = \frac{M.0,025}{2.0,025^2} = \frac{2,4.0,025}{2.0,025^2} = 48 \text{ N}$$

Ta thấy vít chịu lực lớn nhất

$$F_1 = F_2 = \sqrt{F_{F1}^2 + F_{M1}^2} = \sqrt{32^2 + 48^2} = 58 \text{ N}$$

Theo (5.2), [4] ta có điều kiện cắt:

$$\tau = \frac{4.F_1}{\pi.d^2} \leq [\tau]$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4.F_1}{\pi.[\tau]}} = \sqrt{\frac{4.58}{3,14.80}} = 0,96 \text{ mm}$$

Theo TCVN 50-86 chọn M4.

Kiểm tra lại theo ứng suất dập theo (5.5), [4] ta có:

$$\sigma_d = \frac{F_1}{d.p} \leq [\sigma_d]$$

p-bề dày dao mm

Ta có $[\sigma_d] = 2[\tau] = 2.80 = 160 \text{ Mpa}$

$$\sigma_d = \frac{58}{8.2} = 3.625 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_d = 3.625 \text{ Mpa} < [\sigma_d] = 160 \text{ Mpa}$$

Kết luận: mối ghép thoả bền.

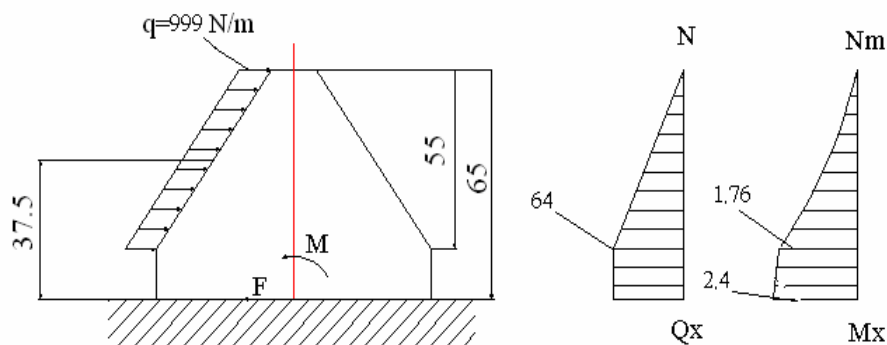
3.4.3.5. Tính bền lưỡi dao.

Dao có bề dày 2mm làm bằng thép C45

$$[\sigma] = 700 \text{ N/mm}^2$$

$$[\tau] = 360 \text{ N/mm}^2$$

Dao bắt vào thanh dao ta coi như là ngàm



Hình 3.4.20 - Biểu đồ nội lực của dao

Theo (8.5), [4] ta tính bền lưỡi dao theo σ_{\max}

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{w_x} = \frac{2,4 \cdot 10^3}{\frac{2,75^2}{6}} = 1.28 \text{ N/mm}^2 \quad (3.4.15)$$

Theo (8.13), [4] ta tính bền lưỡi dao theo τ_{\max}

$$\tau_{\max} = \frac{3}{2} \frac{Q_{\max}}{F} = \frac{3}{2} \cdot \frac{64}{2,75} = 0.64 \text{ N/mm}^2 \quad (3.4.16)$$

Ta có:

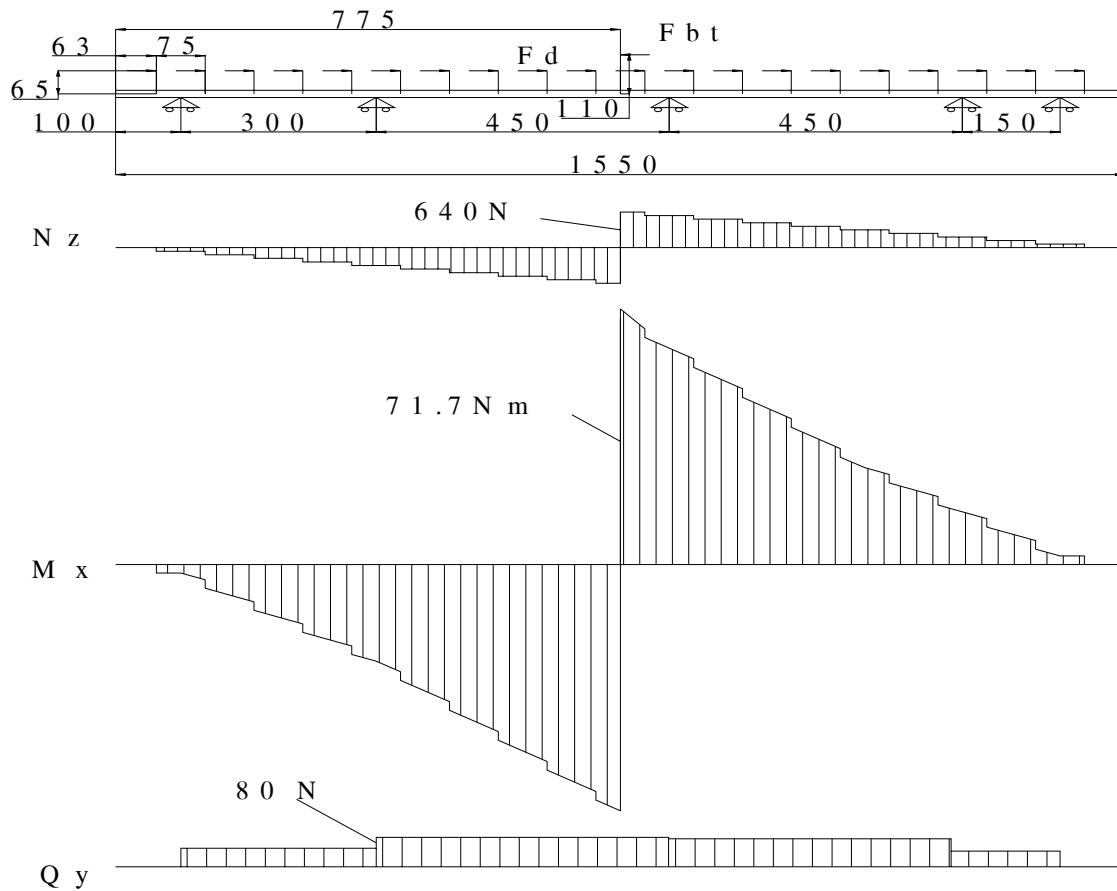
$$\sigma_{\max} = 1.28 \text{ N/mm}^2 < [\sigma] = 700 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{\max} = 0.64 \text{ N/mm}^2 < [\tau] = 360 \text{ N/mm}^2$$

Vậy lưới dao thoả bền.

3.4.3.6. Tính thanh lắp dao di động bộ dao đứng

Do bề rộng dao có kích thước là $t = 75\text{mm}$. Khi ráp trên thanh dao di động đứng. Với yêu cầu chiều sâu cắt từ 0 đến 1.5 mét ta có thể lắp tối đa là 20 lưới dao vậy ta chọn chiều dài thanh dao 1.55 m.



Hình 3.4.21- Biểu đồ nội lực trên thanh dao di động đứng.

Lực tác dụng lên thanh dao gồm có lực do các lưới dao tác dụng vào và lực do bộ truyền tác dụng

Ta có: $F_d = 64\text{N}$; $F_{bt} = 1280\text{N}$

Khi dời các lực trên về đường tâm của thanh dao ta được các lực tác dụng lên thanh dao gồm:

$F_d = 64\text{N}$

$$F_{bt} = 1280N$$

$$M_d = 2.4 \text{ Nm}$$

$$M_{bt} = 140.8 \text{ Nm}$$

Giả sử thanh dao có tiết diện 35x5mm làm bằng thép CT3 có $[\sigma] = 400 \div 490 \text{ Mpa}$

Ta tính bền tại tiết diện nguy hiểm

Thanh dao chịu ứng suất lớn nhất tại chỗ khớp nối với bộ truyền.

Theo 10.16 [6] ta có:

$$M_y = 0$$

$$M_x = 71.7 \text{ Nm}$$

$$N_z = 640N$$

$$F = 0,005.0,035 = 0,000175m^2$$

$$y = 0,0175m$$

$$J_x = \frac{0,005.0,035^3}{12} = 1.786.10^{-8}$$

Theo 10.16 [6] ta có:

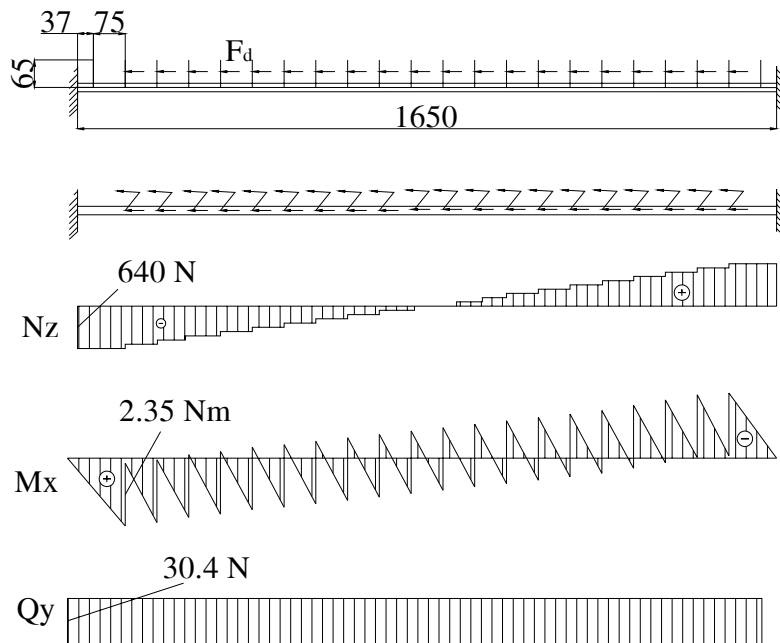
$$\sigma = \frac{N_z}{F} + \frac{M_x}{J_x} \cdot y + \frac{M_y}{J_y} \cdot x \quad m^4 \quad (3.4.17)$$

$$\sigma = \frac{640}{1,75.10^{-4}} + \frac{71,7}{1,786.10^{-8}} 0,0175 = 73,9.10^6 \text{ N/m}^2$$

vậy $\sigma = 73,9.10^6 \text{ N/m}^2 = 73,9 \text{ Mpa} < [\sigma] = 400 \text{ Mpa}$

thanh dao thỏa bền.

3.4.3.7. Tính tấm đế bắt dao cố định bộ dao đứng.



Hình 3.4.22- Biểu đồ nội lực thanh gá dao cố định đứng (Tấm đế)

Tương ứng với thanh dao di động thì tấm đế bộ dao đứng được lắp 22 lưỡi dao ta có: $F_d = 64N$

Khi dời các lực trên về tâm của thanh dao ta được các lực tác dụng lên thanh dao gồm: $F_d = 64N$ và $M_d = 2.4Nm$

Thanh dao có tiết diện $150 \times 10mm$ làm bằng thép CT3 có $[\sigma] = 400 \div 490 \text{ Mpa}$

Ta tính bền tại tiết diện nguy hiểm

Thanh dao chịu ứng suất lớn nhất tại chỗ lắp dao ở đầu thanh

Theo 4.3[5] ta có:

$$\sigma = \frac{N_z}{F} + \frac{M_x}{J_x} \cdot y + \frac{M_y}{J_y} \cdot x$$

$$M_y = 0$$

$$M_x = 2.35Nm$$

$$N_z = 640N$$

$$F = 0,01 \cdot 0,15 = 0.0015m^2$$

$$y = 0,075m$$

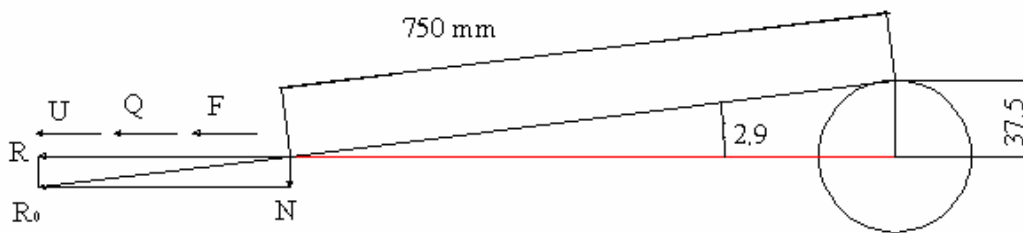
$$J_x = \frac{0,015 \cdot 0,15^3}{12} = 4,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$\sigma = \frac{640}{0,0015} + \frac{1,2}{4,2 \cdot 10^{-6}} \cdot 0,075 = 0,3 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

Vậy $\sigma = 0,3 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 = 0,3 \text{ Mpa} < [\sigma] = 400 \text{ Mpa}$

thanh dao thoả bền.

3.4.3.8. Tính lực tác dụng lên bộ truyền bộ dao đứng



Hình 3.4.23 - Tổng lực tác dụng lên dao

Các lực tác dụng lên dao gồm có:

$$R = U + Q + F$$

Q-lực cản cắt

U-Lực quán tính của dao.

F-Lực ma sát giữa dao với môi trường nước.

Ta có lực cắt tác dụng lên mỗi lưỡi dao là: 64 N

vậy với 20 lưỡi dao gắn trên thanh dao di động đứng thì lực cản cắt là:

$$Q = 64 \cdot 20 = 1280 \text{ N}$$

Theo 3.10[6,4] ta có:

$$U = M_d \cdot \omega^2 \cdot r$$

$$M_d = 15,4 \text{ kg}$$

$$\omega = \frac{240.2.\pi}{60} = 8\pi \text{ rad/s}$$

$$r = 0,0375\text{m}$$

$$U = 15,4.(8\pi)^2 .0,0375 = 364 \text{ N}$$

-Theo 3.12[7] ta có :

$$F = \gamma . f . S . V^k$$

$$\gamma = 10000 \text{ N} / \text{m}^3$$

f-Hệ số ma sát tính theo (3.13)[7]:

$$f = 0,1392 + \frac{0,258}{2,08 + L} = 0,2$$

(L=1.55 m chiều dài của dao cắt)

$$S = 0,075.0,8 = 0.06 \text{ m}^2$$

$$V=0,6 \text{ m/s}$$

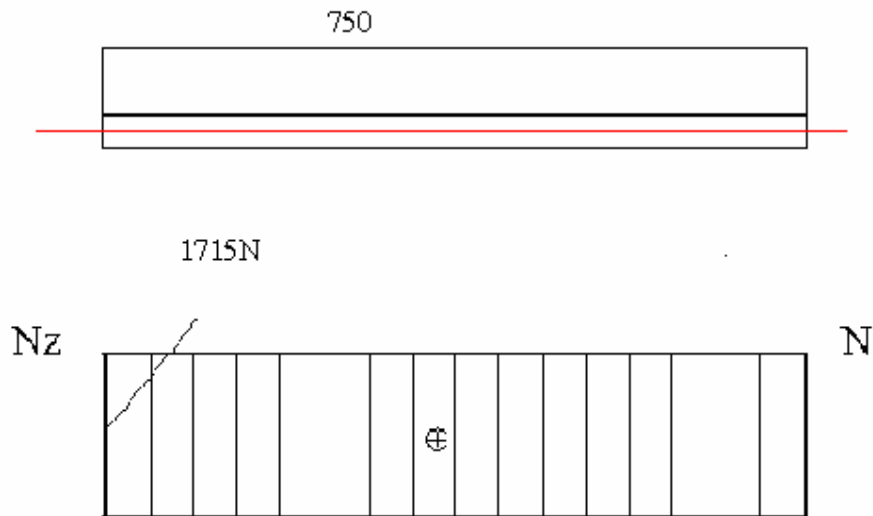
Đối với bề mặt nhẵn chọn hệ số k=2

$$F = 10000.0,2.0,06.0,75^2 = 67.5 \text{ N}$$

Vậy tổng lực tác dụng lên dao là.

$$R = 1280 + 67.5 + 364 = 1711.5 \text{ N}$$

3.4.3.9. Tính tiết diện thanh truyền của cơ cấu tay quay dao đứng.



Hình 3.4.24 - Biểu đồ nội lực thanh truyền

Ta có:

lực tác dụng vào thanh truyền là lực dọc trục.

$$N_z = R_0 = \frac{R}{\cos 2.9^\circ} = \frac{1715.5}{0.9987} = 1715 N$$

Thanh truyền làm bằng thép C50 có:

$$[\sigma] = 640 \text{ N/mm}^2 ;$$

$$\sigma_{ch} = 380 \text{ N/mm}^2 ;$$

$$[\tau] = 0.4 \cdot \sigma_{ch} = 152 \text{ N/mm}^2$$

gọi d là đường kính thanh truyền ta có:

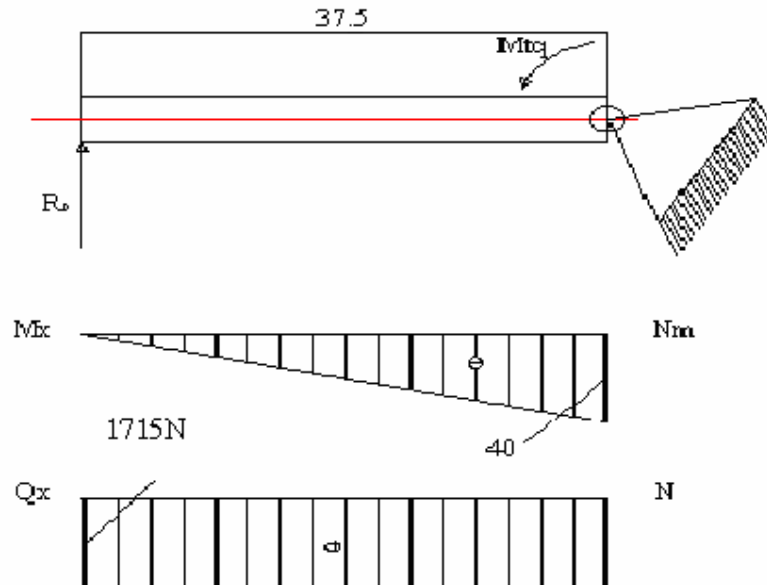
$$d \geq \sqrt{\frac{N_z \cdot 4}{\pi \cdot [\sigma]}} = \sqrt{\frac{1715.4}{3.14 \cdot 640}} = 1.84 \text{ mm}$$

Chọn d = 15mm.

3.4.3.10. Tính tiết diện tay quay dao đứng.

Giả sử tay quay có tiết diện hình chữ nhật 20x30mm

Làm bằng thép C50. $[\sigma] = 640 \text{ N/mm}^2$; $\sigma_{ch} = 380 \text{ N/mm}^2$; $[\tau] = 0,4 \cdot \sigma_{ch} = 152 \text{ N/mm}^2$



Hình 3.4.25 - Biểu đồ nội lực tay quay

3.4.3.11. Ta sẽ kiểm nghiệm bền tay quay

Kiểm bền theo σ_{zmax}

Theo (4.1) ta có:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_x} = \frac{64.6}{0,02.0,03^2} = 21.10^6 \text{ N/m}^2 = 21 \text{ N/mm}^2$$

Kiểm bền theo τ_{max}

Theo 4.2[5] ta có:

$$\tau_{max} = \frac{3 Q}{2 A} = \frac{3}{2} \frac{1715}{0,02.0,03} = 4,2.10^6 \text{ N/m}^2 = 4,2 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{max} < [\sigma]$$

$$\tau_{max} < [\tau]$$

Vậy tay quay thỏa bền.

3.4.3.12. Công suất động cơ cho bộ dao đứng.

$$N = \frac{M_{tq} \cdot n_{tq}}{9736} = \frac{64 \cdot 240}{9736} = 1,58 \text{ kW}$$

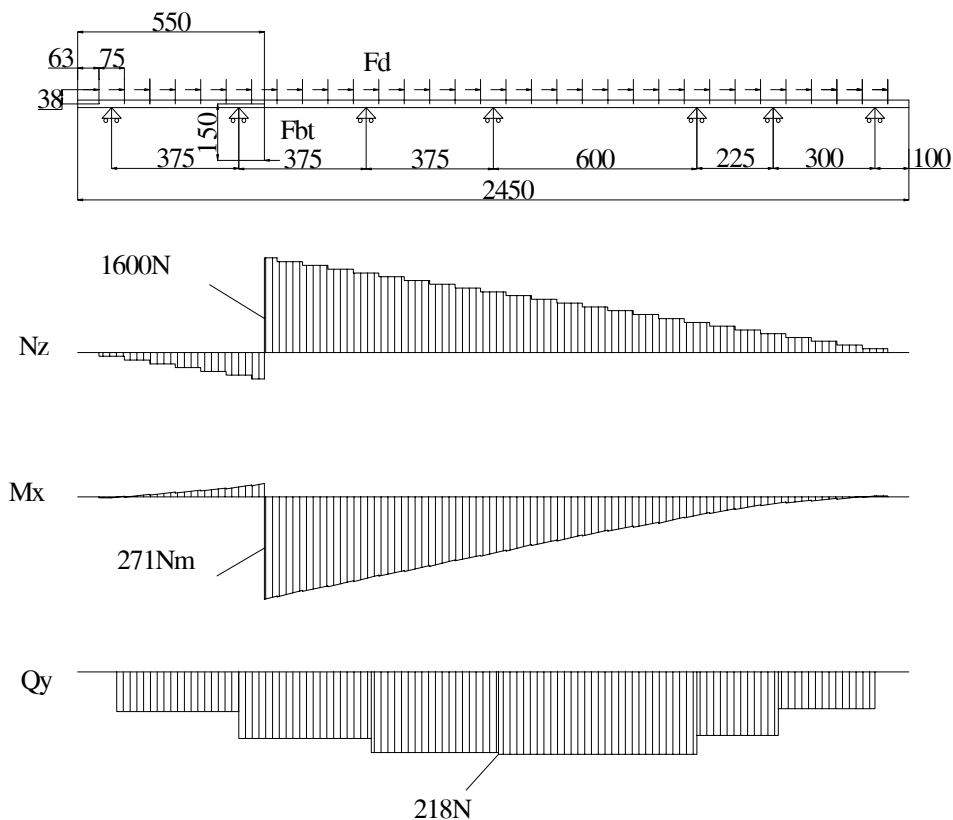
Trong đó: $M_{tq} = R_0 \cdot r = 1715 \cdot 0,0375 = 64 \text{ Nm}$

$$n_{tq} = 240 \text{ vòng/phút}$$

Vậy chọn công suất cho động cơ bộ dao đứng là $N=2\text{kW}$

3.4.3.13. Tính thanh lắp dao di động bộ dao ngang.

Do bề rộng dao có kích thước là $t = 0.075\text{mm}$. Khi ráp trên thanh dao di động đứng. Với yêu cầu chiều sâu cắt từ 1,4 mét đến 2 mét ta có thể lắp tối đa là 26 lưỡi dao vậy ta chọn chiều dài thanh dao 2m



Hình 3.4.26.- Biểu đồ nội lực trên thanh dao di động ngang.

Lực tác dụng lên thanh dao gồm có lực do các lưỡi dao tác dụng vào và lực do bộ truyền tác dụng ta có:

$$F_d = 64 \text{ N}$$

$$F_{bt} = 2048 \text{ N}$$

Khi dời các lực trên về tâm của thanh dao ta được các lực tác dụng lên thanh dao gồm:

$$F_d = 64 \text{ N}$$

$$F_{bt} = 2048 \text{ N}$$

$$M_d = 2.4 \text{ Nm}$$

$$M_{bt} = 307.2 \text{ Nm}$$

Giả sử thanh dao có tiết diện 35*5mm làm bằng thép CT3

$$[\sigma] = 400 \div 490 \text{ Mpa}$$

Ta tính bền tại tiết diện nguy hiểm

Thanh dao chịu ứng suất lớn nhất tại chỗ khớp nối với bộ truyền.

Theo 4.3[5] ta có:

$$\sigma = \frac{N_z}{F} + \frac{M_x}{J_x} \cdot y + \frac{M_y}{J_y} \cdot x$$

$$M_y = 0$$

$$M_x = 271 \text{ Nm}$$

$$N_z = 1600 \text{ N}$$

$$F = 0,005.0,035 = 0,000175 \text{ m}^2$$

$$y = 0,0175 \text{ m}$$

$$J_x = \frac{0,005.0,035^3}{12} = 1.786.10^{-8}$$

Theo 10.16[5] , [4] ta có:

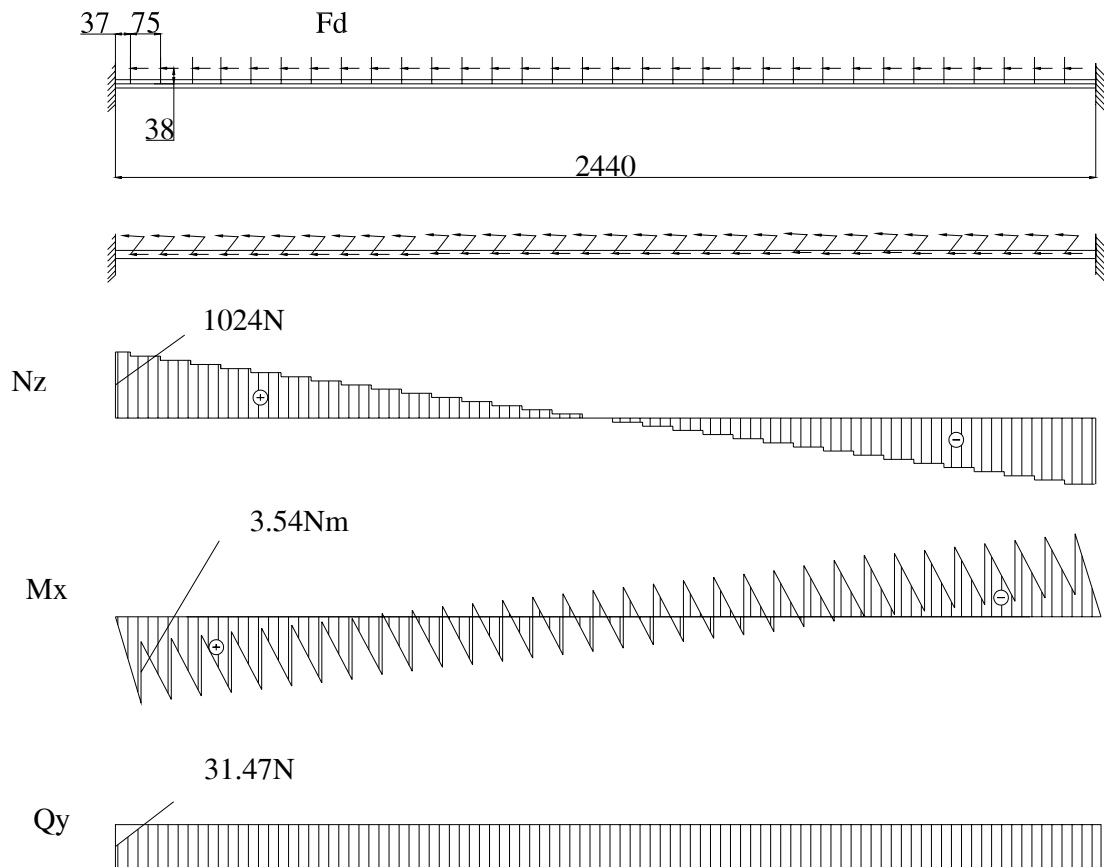
$$\sigma = \frac{N_z}{F} + \frac{M_x}{J_x} \cdot y + \frac{M_y}{J_y} \cdot x \quad \text{m}^4 \quad (3.4.18)$$

$$\sigma = \frac{1600}{1,75.10^{-4}} + \frac{271}{1,786.10^{-8}} 0,0175 = 274,68.10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\text{vậy } \sigma = 274,68.10^6 \text{ N/m}^2 = 274.68 \text{ Mpa} < [\sigma] = 400 \text{ Mpa}$$

kết luận thanh dao thỏa bền.

3.4.3.14. Tính tấm để bắt dao cố định dao ngang.



Hình 3.4.27 - Biểu đồ nội lực thanh gá dao cố định dao ngang (tấm đế)

Tương ứng với thanh dao di động thì tấm đế bộ dao đứng cũng được lắp 32 lưỡi dao

Ta có: $F_d = 64N$

Khi dời các lực trên về tâm của thanh dao ta được các lực tác dụng lên thanh dao gồm:

$F_d = 64N$ và $M_d = 2.4 Nm$

Thanh dao có tiết diện được ghép thành hình chữ L110x60x15mm làm bằng thép CT3:

$[\sigma] = 400 \div 490 \text{ Mpa}$

Ta tính bền tại tiết diện nguy hiểm

Thanh dao chịu ứng suất lớn nhất tại chỗ lắp dao ở đầu thanh

Theo (4.3) ta có:

$$\sigma = \frac{Nz}{F} + \frac{Mx}{Jx} \cdot y + \frac{My}{Jy} \cdot x$$

$$My = 0$$

$$Mx = 3.54 Nm$$

$$Nz = 1024 N$$

$$F = 0,11.0,015 + 0,045.0,015 = 0.002325 \text{ m}^2$$

$$y = 0,055 \text{ m}$$

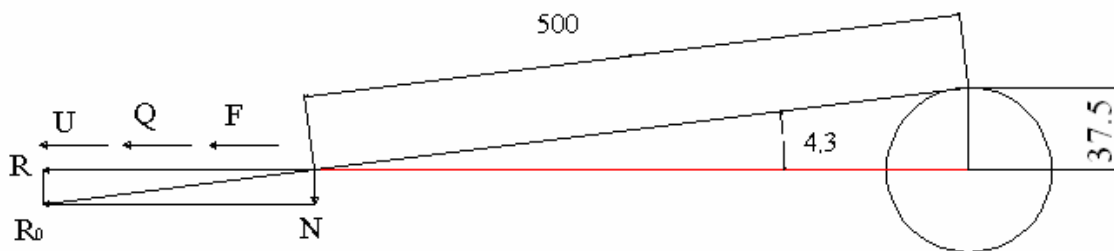
Theo 10.16, [5] ta có:

$$\sigma = \frac{1024}{0,002325} + \frac{3,54}{4,2.10^{-6}} \cdot 0,055 = 0,37.10^6 \text{ N/m}^2$$

Vậy $\sigma = 0,37.10^6 \text{ N/m}^2 = 0,37 \text{ Mpa} < [\sigma] = 400 \text{ Mpa}$

thanh dao thoả bền.

3.4.3.15. Tính lực tác dụng lên bộ truyền bộ dao ngang.



Hình 3.4.28 - Tổng lực tác dụng lên dao

Các lực tác dụng lên dao gồm có:

$$R = U + Q + F$$

trong đó:

Q-lực cản cắt

U-Lực quán tính của dao.

F-Lực ma sát giữa dao với môi trường nước.

Ta có lực cắt tác dụng lên mỗi lưỡi dao là: 64N

vậy với 26 lưỡi dao gắn trên thanh dao di động ngang thì lực cản cắt là:

$$Q = 64.26 = 1664 \text{ N}$$

-Theo 3.10[6] ta có:

$$U = M_d . \omega^2 . r$$

$$Md = 20 \text{ kg}$$

$$\omega = \frac{240.2}{60} . \pi = 8\pi \text{ rad/s}$$

$$r = 0,0375 \text{ m}$$

$$U = 20.(8\pi)^2 . 0.0375 = 473 \text{ N}$$

-Theo 3.12[6] ta có :

$$F = \gamma . f . S . V^k$$

γ -trọng lượng riêng của nước.

$$\gamma = 10000 \text{ N} / \text{m}^3$$

f-Hệ số ma sát tính theo 3.13[7] :

$$f = 0,1392 + \frac{0,258}{2,08 + L} = 0,21$$

(L=2 m chiều dài của dao cắt)

S-diện tích bề mặt dao tiếp xúc với nước.

$$S = 0,075.1 = 0.075 \text{ m}^2$$

$$V=0,6 \text{ m/s}$$

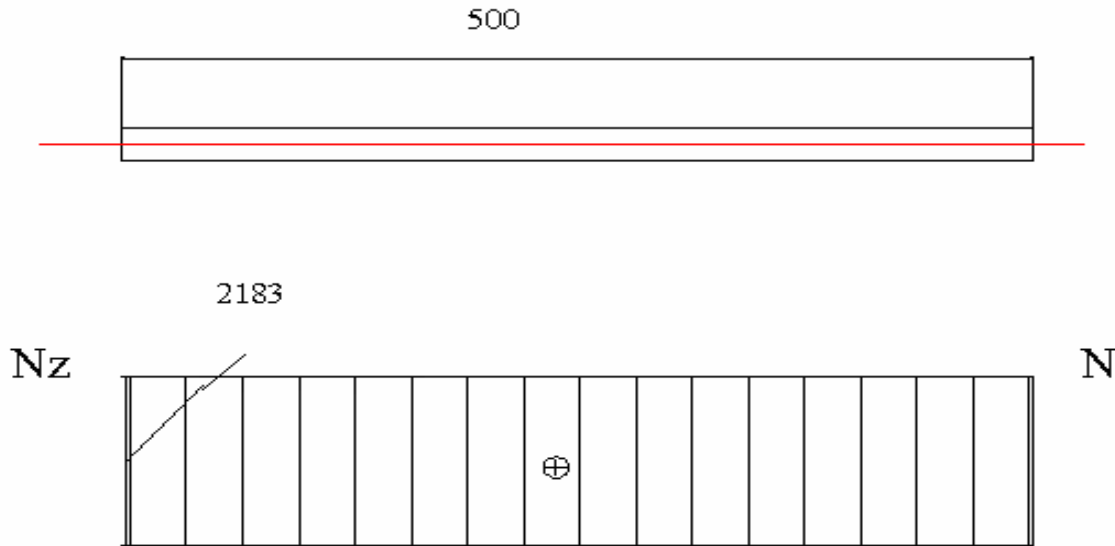
Đối với bề mặt nhẵn chọn hệ số k=2

$$F=10000.0,21.0,075.0,5^2 = 40 \text{ N}$$

Vậy tổng lực tác dụng lên dao là.

$$R = 1664 + 473 + 40 = 2177 \text{ N}$$

3.4.3.16. Tính tiết diện thanh truyền của cơ cấu tay quay dao ngang.



Hình 3.4.29 - Biểu đồ nội lực thanh truyền dao ngang

Ta có:

lực tác dụng vào thanh truyền là lực dọc trục

$$N_z = R_0 = \frac{R}{\cos 4.3^\circ} = \frac{2177}{0.9972} = 2183 \text{ N}$$

Thanh truyền làm bằng thép C50. $[\sigma] = 640 \text{ N/mm}^2$; $\sigma_{ch} = 380 \text{ N/mm}^2$;

$$[\tau] = 0.4 \cdot \sigma_{ch} = 152 \text{ N/mm}^2$$

gọi d là đường kính thanh truyền, ta có:

$$d \geq \sqrt{\frac{N_z \cdot 4}{\pi \cdot [\sigma]}} = \sqrt{\frac{2183.4}{3.14 \cdot 640}} = 2.1 \text{ mm}$$

Chọn $d = 15 \text{ mm}$.

3.4.3.17. Tính tiết diện tay quay dao ngang.

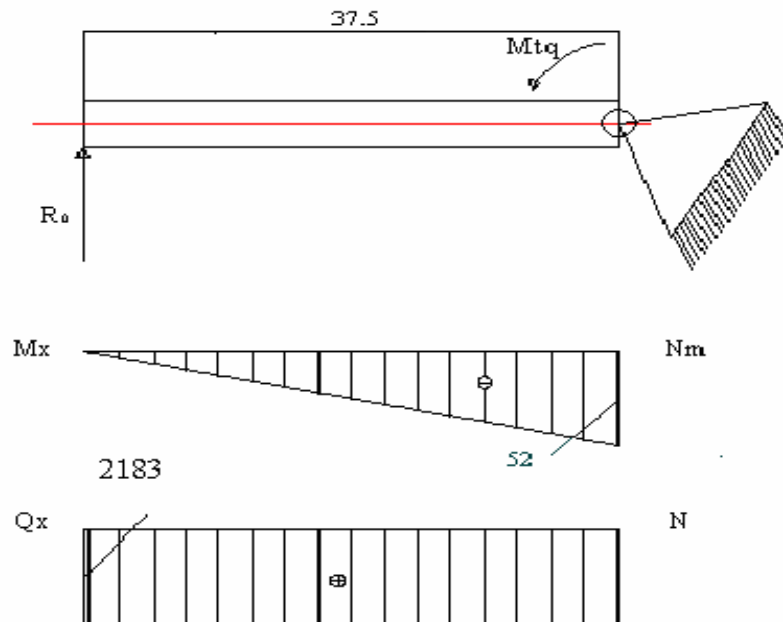
Giả sử tay quay có tiết diện hình chữ nhật $20 \times 30 \text{ mm}$

Làm bằng thép C50 có:

$$[\sigma] = 640 \text{ N/mm}^2 ;$$

$$\sigma_{ch} = 380 \text{ N/mm}^2 ;$$

$$[\tau] = 0,4 \cdot \sigma_{ch} = 152 \text{ N/m}$$



Hình 3.4.30 - Biểu đồ nội lực tay quay dao ngang

Ta sẽ kiểm nghiệm bền tay quay.

Kiểm bền theo σ_{zmax}

Theo 4.1[5] ta có:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_x} = \frac{83.6}{0,02 \cdot 0,03^2} = 27 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 = 27 \text{ N/mm}^2$$

Kiểm bền theo τ_{max}

Theo 4.2[5,4] ta có:

$$\tau_{max} = \frac{3}{2} \frac{M_{max}}{A} = \frac{3}{2} \frac{2213}{0,02 \cdot 0,03} = 5,5 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 = 5,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{max} < [\sigma]$$

$$\tau_{max} < [\tau]$$

Vậy tay quay thỏa bền.

3.4.3.18. Công suất động cơ cho bộ dao ngang.

$$N = \frac{M_{tq} \cdot n_{tq}}{9736} = \frac{83 \cdot 240}{9736} = 2.1 \text{ kW}$$

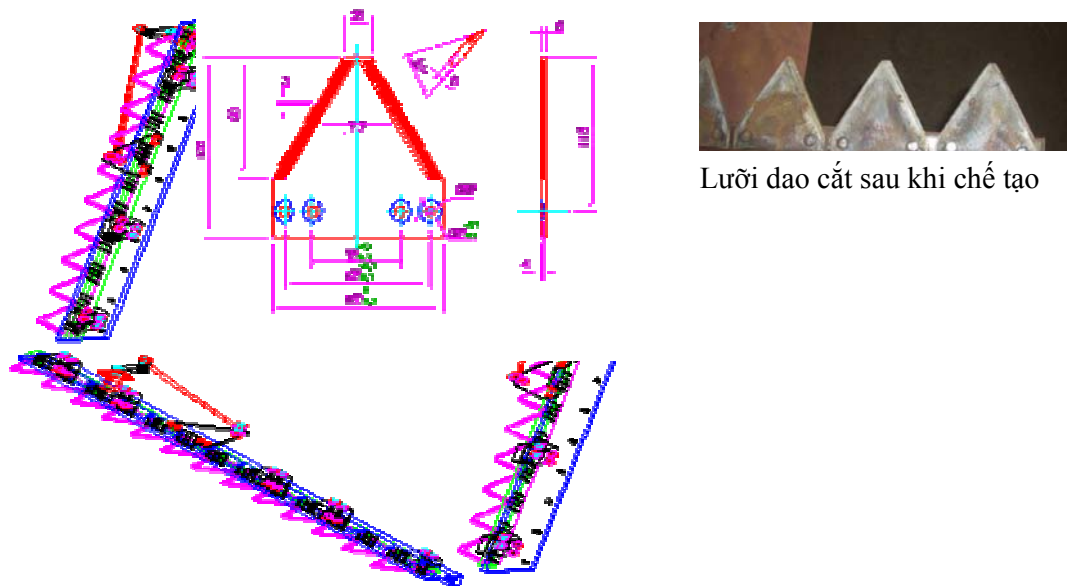
Trong đó: $M_{tq} = R_0 \cdot r = 2213 \cdot 0,0375 = 83 \text{ Nm}$

$n_{tq} = 240 \text{ vòng/phút}$

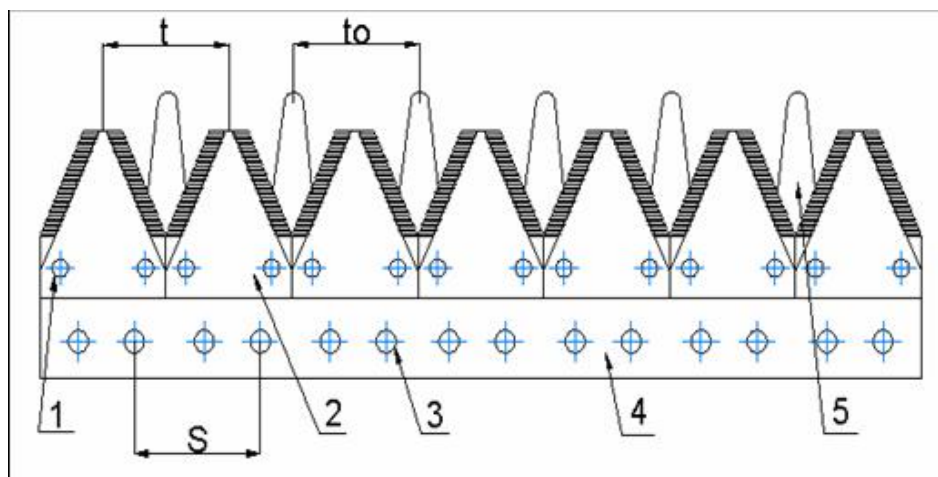
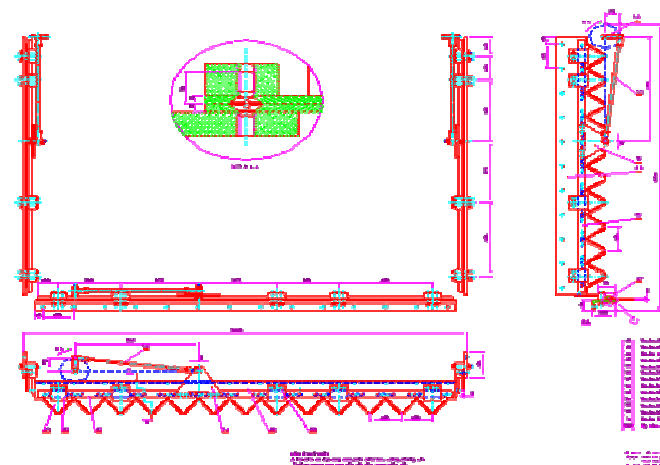
Vậy chọn công suất cho động cơ bộ dao ngang là $N = 3 \text{ kW}$

Bảng 3.4.2- các thông của bộ dao cắt

Tên gọi	Trị số
Hành trình chạy dao S	0.075 m
Bề rộng lưỡi dao t	0.075 m
Khoảng cách giữa 2 dao cố định	0.075 m
Chiều dài tay quay r	0,0375 m
Chiều dài thanh truyền dao đứng	0,75 m
Chiều dài thanh truyền dao ngang	0,5 m
Bề dày lưỡi cắt p	0,002 m
Góc sắc lưỡi dao δ	30^0
Góc nghiêng lưỡi cắt α	30^0
Chiều cao của lưỡi dao h_d	0,08 m
Chiều dài bộ dao ngang	2,44m
Chiều dài bộ dao đứng	1.55 m
Công suất động cơ bộ dao ngang	3 kw
Công suất động cơ bộ dao đứng	2 kw



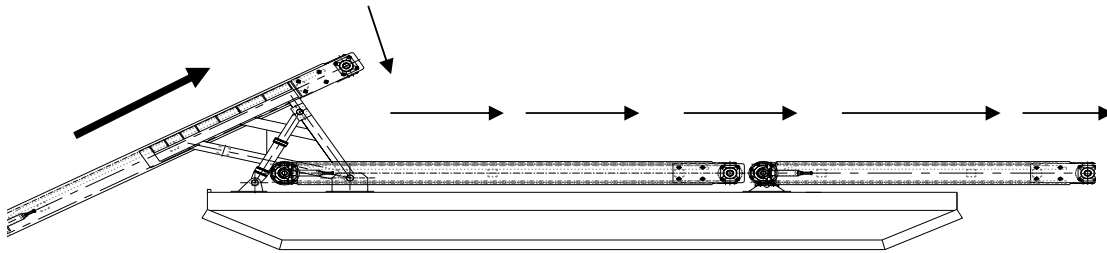
Hình 3.4.31 - Lưỡi dao cắt và cụm dao cắt rong



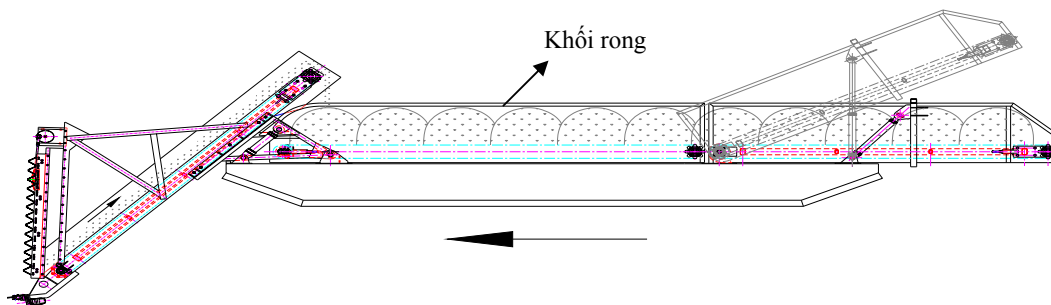
Hình 3.4.32 - Dao cắt được gắn vào thanh bắt dao.

3.5. TÍNH TOÁN HỆ THỐNG BĂNG TẢI TRÊN MÁY CẮT RONG

Khi máy làm việc (tiến với vận tốc định mức), rong được dao cắt gốc phối hợp với hai dao dọc cắt đồng thời làm cho khối rong được đổ ập vào băng tải thứ nhất và được băng tải chuyển vào trong phía trong lên băng tải số 2, từ đây lại tiếp tục được băng tải 2 dịch vào trong theo sơ đồ như hình vẽ



Hình 3.5.1 - Bố trí 3 băng tải trên máy



Hình 3.5.2 Bố trí 3 băng tải trên máy

3.5.1. Tính toán băng tải xích

3.5.1.1. Tính toán băng tải xích thứ 1

Băng tải xích thứ nhất có tác dụng vận chuyển rong, cỏ vừa cắt xong lên boong máy, băng tải xích hoạt động liên tục, có vận tốc lớn nhất trong ba băng tải và phải có tác dụng giúp cho rong cỏ nhanh chóng thoát nước.

Dữ liệu tính toán

Khảo sát thực tế ta có 1dm^2 có 30 cây rong, 40 cây tương đương 0,7 Kg

Số băng tải: 02

Chiều dài băng tải; $l = 5, \text{m}$;

Bề rộng băng tải; $B = 0,8 \text{m}$

Chiều cao hành bên; $h = 0,8\text{m}$

Tải trọng $P = 1000\text{ kg}$

Năng suất thể tích $V = 90 - 140\text{ m}^3/\text{h}$

Khối lượng riêng của vật liệu vận chuyển $\gamma = 250 - 300\text{ kg/m}^3$

Số mô tơ thủy lực điều khiển quay băng tải 01

Xi lanh điều khiển thủy lực nâng hạ băng tải 02

Góc nghiêng vận chuyển 30°

Vận tốc của máy cắt rong $V = 2\text{ Km/h} = 0,55\text{ m/s}$

Chiều dài của dao cắt $L = 2\text{m}$

$1\text{m}^2 = 3000\text{ cây}$

40 cây tương đương $0,7\text{ Kg}$

Khối lượng vật liệu trên một mét dài $q_{vl} = \frac{3000}{40} \cdot 0,7 = 52,5\text{kg/m}$

Năng suất băng tải $Q = 52,5 \cdot 2 \cdot 0,55 = 57,75\text{kg/s} = 210\text{ Tấn/giờ}$

Từ công thức 3.2[5] tính vận tốc băng tải xích

$$v = \frac{210}{3,6 \cdot F \cdot g} = \frac{210}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 300} = 0,24\text{m/s}$$

Chọn $v = 0,3\text{ m/s}$

F - diện tích mặt cắt ngang $F = 0,4 \cdot 2 = 0,8\text{ m}^2$

Trọng lượng băng trên một mét dài $q_b = 29\text{ kG/m}$

Từ công thức 3.7[5] tính lực cản chuyển động ở nhánh không tải

$$W_{kt} = q_b \cdot (L_{ng} \cdot f - H) = 29 \cdot (4,33 \cdot 0,6 - 2,5) = 2,842\text{kG}$$

Từ công thức 3.6[5] tính lực cản chuyển động ở nhánh có tải:

$$W_{ct} = (q_b + q_{vl}) \cdot (L_{ng} \cdot f + H) = (29 + 57,75) \cdot (4,33 \cdot 0,6 + 2,5) = 442,25\text{kG}$$

Từ công thức 3.8[5] tính

Lực kéo căng tại điểm 2

$$S_2 = S_1 + W_{kt} = S_1 + 2,842\text{ kG}$$

Lực cản ở đoạn cung 2-3

$$W_{2-3} = 0,08 \cdot S_2 = 0,08 \cdot S_1 + 0,227 \text{ kG}$$

Lực kéo căng tại điểm 3

$$S_3 = S_2 + W_{2-3} = 1,08S_1 + 3,07 \text{ kG}$$

Lực kéo căng tại điểm 4

$$S_4 = S_3 + W_{ct} = 1,08S_1 + 445,32 \text{ kG}$$

$$\text{Ta có } S_1 = S_{ra}, S_4 = S_{vào} = S_1 \cdot e^{fa}$$

Dựa vào Bảng 2.1[5] ta có:

$$\text{Góc ôm } \alpha = 180^\circ, f = 0,2 \Rightarrow e^{fa} = 2,56$$

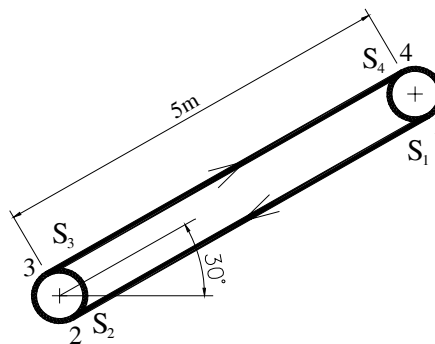
$$\text{Ta có : } 1,08S_1 + 445,32 = S_1 \cdot e^{fa} = 2,56 S_1$$

$$S_1 = S_{\min} = 300,9 \text{ kG}$$

$$S_2 = 303,742 \text{ kG}$$

$$S_3 = 328,04 \text{ kG}$$

$$S_4 = S_{\max} = 770,3 \text{ kG}$$



Hình 3.5.3- Băng tải xích thứ 1

- Chọn động cơ cho băng tải thứ nhất**

Từ công thức 3.9[5] tính lực cản chuyển động của băng xích trên đĩa xích chủ động

$$W_{dd} = 0,05(S_{\max} + S_{\min}) = 53,56 \text{ kG}$$

Từ công thức (3.10) tính lực kéo trên bánh xích dẫn động

$$W_{tb} = S_{\max} - S_{\min} + W_{dd} = 522,96 \text{ kG}$$

Từ công thức 3.11[5] tính công suất của động cơ

$$N = k \cdot \frac{W_{tb} \cdot v}{102 \cdot h} = 1,2 \cdot \frac{522,96 \cdot 0,3}{102 \cdot 0,95} = 1,95 \text{ kW}$$

Từ công thức 3.12[5] tính công suất tang dẫn động

$$N_0 = N.h = 1,95.0,95 = 1,86kW$$

3.5.1.2. Tính toán băng tải xích thứ 2

Băng tải xích thứ hai dùng để chứa rong, cỏ được đổ xuống từ băng tải thứ nhất. Rong, cỏ trên băng tải thứ hai chất thành từng đống vì vậy băng tải thứ hai hoạt động không liên tục mà gián đoạn và có vận tốc nhỏ hơn băng tải thứ nhất xem hình 3.5.2

- **Dữ liệu tính toán**

Số băng tải: 02

Chiều dài băng tải; $l = 5m$

Bề rộng băng tải; $B = 0,8m$

Chiều cao hành bên; $h = 0,8m$

Năng suất của băng tải $Q = 100$ (Tấn/h)

Tải trọng: $P = 2000kg$

Khối lượng thể tích của vật liệu vận chuyển $\gamma = 250 - 300$ kg/m³

Số motor thủy lực điều khiển quay băng tải 02

Xi lanh điều khiển thủy lực nâng hạ băng tải 0

Góc nghiêng vận chuyển 0

Từ công thức 3.2[5] tính vận tốc băng tải xích.

$$v = \frac{Q}{3600.F.g} = 0,07m/s$$

F - diện tích mặt cắt ngang $F = 0,8 . 1,7 = 1,36 m^2$

Chọn $v = 0,1$ m/s

Từ công thức 3.2[5] tính trọng lượng vật liệu trên một mét dài

$$q_{vl} = \frac{P}{L} = \frac{2000}{5} = 400kg/m$$

Trọng lượng băng trên một mét dài $q_b = 29$ kG/m

Từ công thức 3.7[5] tính lực cản chuyển động ở nhánh không tải

$$W_{kt} = q_b.(L_{ng}.f - H) = 29.(5.0,6 - 0) = 87kG$$

Từ công thức (3.6) tính lực cản chuyển động ở nhánh có tải

$$W_{ct} = (q_b + q_{vl}).(L_{ng}.f + H) = (29 + 400).(5.0,6 + 0) = 1287kG$$

Từ công thức 3.8[4]tính

Lực kéo căng tại điểm 2

$$S_2 = S_1 + W_{kt} = S_1 + 87kG$$

Lực cản ở đoạn cung 2-3:

$$W_{2-3} = 0,08 \cdot S_2 = 0,08 \cdot S_1 + 6,96 \text{ kG}$$

Lực kéo căng tại điểm 3

$$S_3 = S_2 + W_{2-3} = 1,08S_1 + 93,96 \text{ kG}$$

Lực kéo căng tại điểm 4

$$S_4 = S_3 + W_{ct} = 1,08S_1 + 1380,96 \text{ kG}$$

$$\text{Ta có : } S_1 = S_{ra}, S_4 = S_{vào} = S_1 \cdot e^{fa}$$

Dựa vào Bảng 2.1[5] ta có

$$\text{Góc ôm } \alpha = 180^0, f = 0,2 \Rightarrow e^{fa} = 2,56$$

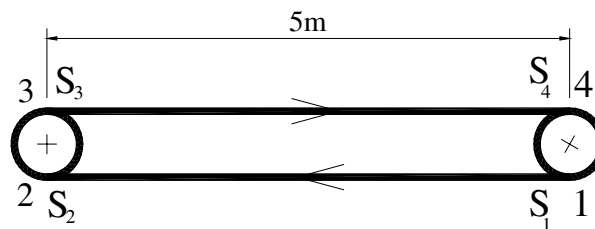
$$\text{Ta có : } 1,08S_1 + 1380,96 = S_1 \cdot e^{fa}$$

$$S_1 = S_{\min} 933,08 \text{ kG}$$

$$S_2 = 1020,08 \text{ kG}$$

$$S_3 = 1101,69 \text{ kG}$$

$$S_4 = S_{\max} = 2388,69 \text{ kG}$$



Hình 3.5.4 - băng tải xích thứ 2

Chọn động cơ cho băng tải thứ hai

Từ công thức 3.9[5] tính lực cản chuyển động của băng xích trên đĩa xích chủ động

$$W_{dd} = 0,05(S_{\max} + S_{\min}) = 166,09 \text{ kG}$$

Từ công thức 3.10[5]tính lực kéo trên bánh xích dẫn động

$$W_{tb} = S_{\max} - S_{\min} + W_{dd} = 1621,7 \text{ kG}$$

Từ công thức 3.11[5] tính công suất của động cơ

$$N = k \cdot \frac{W_{tb} \cdot v}{102 \cdot h} = 1,2 \frac{1621,7 \cdot 0,1}{102 \cdot 0,95} = 2 \text{ kW}$$

Từ công thức 3.12[5] tính công suất tang dẫn động

$$N_0 = N \cdot \eta = 2 \cdot 0,95 = 1,9 \text{ kW}$$

Công suất của mỗi động cơ

$$N_1 = N_2 = \frac{2}{2} = 1 \text{ kW}$$

3.5.1.3. Tính toán băng tải xích thứ 3

Băng tải xích thứ ba dùng để chứa rong, cỏ được chuyển qua từ băng tải thứ hai và được dùng để vận chuyển rong, cỏ lên bờ hoặc bộ phận trung gian. Rong, cỏ trên băng tải thứ ba cũng chất thành từng đồng vì vậy băng tải thứ ba hoạt động không liên tục mà gián đoạn và có vận tốc nhỏ hơn băng tải thứ nhất.

Dữ liệu tính toán

Số băng tải 02

Chiều dài băng tải; $l = 3\text{m}$

Bề rộng băng tải; $B = 0,8\text{m}$

Chiều cao hành bên; $h = 0,8\text{m}$

Năng suất của băng tải; $Q = 100 \text{ Tấn/giờ}$

Tải trọng $P = 1200\text{kg}$

Khối lượng riêng của vật liệu vận chuyển $\gamma = 250 - 300 \text{ kg/m}^3$

Số mô tơ thủy lực điều khiển quay băng tải: 02

Xi lanh điều khiển thủy lực nâng hạ băng tải: 02

Chiều cao nâng tối đa $1,5\text{m}$

Từ công thức 3.2[5] tính vận tốc băng tải xích.

$$v = \frac{Q}{3600 \cdot F \cdot g} \gg 0,07 \text{ m/s}$$

$$F - \text{diện tích mặt cắt ngang} = 1,7 \cdot 0,8 = 1,36 \text{ m}^2$$

Chọn $v=0,1$ m/s

Từ công thức 3.2[5] tính trọng lượng vật liệu trên một mét dài

$$q_{vl} = \frac{P}{L} = \frac{1200}{3} = 400 \text{ kG/m}$$

Trọng lượng băng trên một mét dài: $q_b = 29$ kG/m

Từ công thức 3.7[5] tính lực cản chuyển động ở nhánh không tải

$$W_{kt} = q_b \cdot (L_{ng} \cdot f - H) = 29 \cdot (2,6 \cdot 0,6 - 1,5) = 1,74 \text{ kG}$$

Từ công thức 3.6[5] tính lực cản chuyển động ở nhánh có tải

$$W_{ct} = (q_b + q_{vl}) \cdot (L_{ng} \cdot f + H) = (29 + 400) \cdot (2,6 \cdot 0,6 + 1,5) = 1312,74 \text{ kG}$$

Từ công thức 3.8[5] tính

Lực kéo căng tại điểm 2

$$S_2 = S_1 + W_{kt} = S_1 + 1,74 \text{ kG}$$

Lực cản ở đoạn cung 2-3

$$W_{2-3} = 0,08 \cdot S_2 = 0,08 \cdot S_1 + 0,14 \text{ kG}$$

Lực kéo căng tại điểm 3

$$S_3 = S_2 + W_{2-3} = 1,08 S_1 + 1,88 \text{ kG}$$

Lực kéo căng tại điểm 4

$$S_4 = S_3 + W_{ct} = 1,08 S_1 + 1314,62 \text{ kG}$$

$$\text{Ta có : } S_1 = S_{ra}, S_4 = S_{vào} = S_1 \cdot e^{fa}$$

Dựa vào Bảng 2.1[5] ta có

$$\text{Góc ôm } \alpha = 180^\circ, f = 0,2 \Rightarrow e^{fa} = 2,56$$

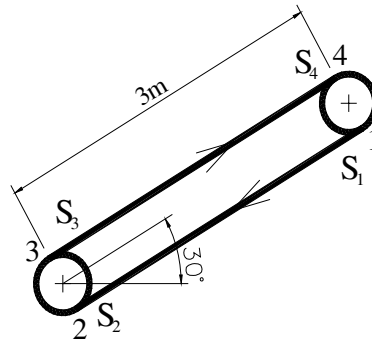
$$\text{Ta có : } 1,08 S_1 + 1314,62 = S_1 \cdot e^{fa}$$

$$S_1 = S_{\min} = 888,26 \text{ kG}$$

$$S_2 = 890 \text{ kG}$$

$$S_3 = 961,2 \text{ kG}$$

$$S_4 = S_{\max} = 2274 \text{ kG}$$



Hình 3.5.5. Băng tải xích thứ 3

- **Chọn động cơ cho băng tải thứ ba**

Từ công thức 3.9[5] tính lực cản chuyển động của băng xích trên đĩa xích chủ động

$$W_{dd} = 0,05(S_{\max} + S_{\min}) = 158,113 \text{ kG}$$

Từ công thức 3.10[5] tính lực kéo trên bánh xích dẫn động

$$W_{tb} = S_{\max} - S_{\min} + W_{dd} = 1543,85 \text{ kG}$$

Từ công thức 3.11[5] tính công suất động cơ

$$N = k \cdot \frac{W_{tb} \cdot v}{102 \cdot h} = 1,2 \cdot \frac{1543,85 \cdot 0,1}{102 \cdot 0,95} = 1,92 \text{ kW}$$

Từ công thức 3.12[5] tính công suất tang dẫn động

$$N_0 = N \cdot h = 1,92 \cdot 0,95 = 1,83 \text{ kW}$$

Công suất của mỗi động cơ:

$$N_1 = N_2 = \frac{1,92}{2} = 0,96 \text{ kW}$$

3.5.2. Tính toán đĩa xích

3.5.2.1. Chọn đĩa xích cho trục băng tải số 1

Dữ liệu tính toán

Chọn vật liệu làm đĩa xích

Thép 45 tôi, đạt độ rắn HRC45- ứng suất tiếp xúc $[\sigma_H] = 800 \text{ Mpa}$

$Z = 10$ răng

Công suất trục tang dẫn động $P = 1,86 \text{ kW}$

Bước xích $t = 76,2 \text{ mm}$

Số đĩa xích trên trục 1 là 08

Vận tốc của đĩa xích dẫn động $v = 0,3 \text{ m/s}$

Từ công thức 3.22[5] tính đường kính vòng chia đĩa xích

$$d_{w1} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = \frac{76,2}{\sin \frac{180^\circ}{10}} = 246,588 \text{ mm}$$

Từ công thức 3.23[5] tính đường kính đỉnh

$$d_{a1} = t \cdot \left(0,5 + \cot g \frac{\alpha}{z} \right)$$
$$d_{a1} = 76,2 \cdot \left(0,5 + \cot g \frac{20^\circ}{10} \right) = 272,619 \text{ mm}$$

Từ công thức 3.24[5] tính bán kính góc lượn chân răng

$$r = 0,505 \cdot d_1 = 0,505 \cdot 28,58 = 14,4329 \text{ mm}$$

$$d_1 = 28,58 \text{ mm}$$

Từ công thức 3.25[5] tính đường kính đáy

$$d_f = d_{w1} - 2r = 217,722 \text{ mm}$$

Từ công thức 3.26[5] tính bán kính profin răng

$$R = 1,2 \cdot t = 91,44 \text{ mm}$$

Từ công thức 3.27[5] tính số vòng quay của đĩa xích

$$n = \frac{60 \cdot v}{t \cdot z} = \frac{60 \cdot 0,3}{0,0762 \cdot 10} = 23,62 (v/p)$$

Từ công thức 3.28[5] kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của đĩa xích

$$d_H = 0,47 \sqrt{\frac{k_r (F_t \cdot K_d + F_{vd}) \cdot E}{A \cdot k_d}} \leq [d_H]$$

k_r - hệ số kể đến ảnh hưởng của số răng đĩa xích

Với $z = 10 \Rightarrow k_r = 0,59$

Hệ số phân bố tải trọng: $k_d = 1$

K_d - hệ số tải trọng động

$K_d = 1,2$ tra Bảng 5.6 [4] tải trọng va đập

Mô đun đàn hồi: $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Mpa}$

Diện tích chiều bản lề Bảng 5.12 [2] chọn $A = 645 \text{ mm}^2$

Từ công thức 3.29[5] tính lực va đập

$$F_{vd} = 13.10^{-7}.n.t^3.m = 13.10^{-7} . 23,62 . 76,2^3 . 1 = 13,58 \text{ (N)}$$

$$p = 76,2$$

$$n = 23,6 \text{ (v/p)}$$

$$m = 1$$

Từ công thức 3.20[5] tính lực vòng

$$F_t = \frac{1000.P}{v} = \frac{1000.1,86}{0,3} = 6200 \text{ N}$$

Từ công thức 3.21[5] tính lực tác dụng lên trục $F_r = k_x . F_t = 1,15.6200 = 7130 \text{ N}$

$$k_x - \text{hệ số kể đến trọng lượng xích } k_x = 1,15$$

Từ công thức 3.22[5] tính lực tác dụng lên trục của mỗi đĩa xích

$$F_{r1} = F_{r2} = \dots = F_{r8} = 891,25 \text{ N}$$

$$\Rightarrow d_H = 200,1 \text{ MPa} \times [d_H]$$

Độ bền tiếp xúc của răng đĩa xích được thỏa bền

3.5.2.2. Chọn đĩa xích cho trục 2

Dữ liệu tính toán

Chọn vật liệu làm đĩa xích

Thép 45 tôi, đạt độ rắn HRC45- ứng suất tiếp xúc $[\sigma_H] = 800 \text{ Mpa}$

$Z = 10$ răng

Công suất trục tang dẫn động: $P = 1,9 \text{ kW}$

Bước xích: $t = 76,2 \text{ mm}$

Số đĩa xích trên trục 2 là 08

Vận tốc của đĩa xích dẫn động $v = 0,1 \text{ m/s}$

Từ công thức 3.22[5] tính đường kính vòng chia đĩa xích

$$d_{w1} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = \frac{76,2}{\sin \frac{180^\circ}{10}} = 246,588 \text{ mm}$$

Từ công thức (3.23) tính đường kính đỉnh

$$d_{a1} = t \cdot \left(0,5 + \cot g \frac{\alpha}{z} \right)$$

$$d_{a1} = 76,2 \cdot \left(0,5 + \cot g \frac{180^\circ}{10} \right) = 272,619 \text{ mm}$$

Từ công thức 3.24[5] tính bán kính góc lượn chân răng

$$r = 0,505 \cdot d_1 = 0,505 \cdot 28,58 = 14,4329 \text{ mm}$$

Từ công thức (3.25)[5] tính đường kính đáy

$$d_f = d_{w1} - 2r = 217,722 \text{ mm}$$

Từ công thức 3.26[5] tính bán kính profin răng

$$R = 1,2 \cdot t = 91,44 \text{ mm}$$

Từ công thức 3.27[5] tính số vòng quay của đĩa xích

$$n = \frac{60 \cdot v}{t \cdot z} = \frac{60 \cdot 0,1}{0,0762 \cdot 10} = 7,87 (v/p)$$

Từ công thức 3.28[4] kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của đĩa xích

$$d_H = 0,47 \sqrt{\frac{k_r (F_t \cdot K_d + F_{vd}) \cdot E}{A \cdot k_d}} \leq [d_H]$$

k_r - hệ số kể đến ảnh hưởng của số răng đĩa xích

Với $z = 10 \Rightarrow k_r = 0,59$

Hệ số phân bố tải trọng - $k_d = 1$

K_d - hệ số tải trọng động

$K_d = 1,2$ tra Bảng 5.6 [4] tải trọng va đập

Mô đun đàn hồi $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Mpa}$

Diện tích chiều bản lề Bảng 5.12 [2] chọn $A = 645 \text{ mm}^2$

Từ công thức 3.29[4] tính lực va đập

$$F_{vd} = 13 \cdot 10^{-7} \cdot n \cdot t^3 \cdot m = 13 \cdot 10^{-7} \cdot 7,87 \cdot 76,2^3 \cdot 1 = 4,53 \text{ (N)}$$

$$p = 76,2$$

$$n = 7,87 (v/p)$$

$$m = 1$$

Từ công thức 3.20[4] tính lực vòng

$$F_t = \frac{1000.P}{v} = \frac{1000.1,9}{0,1} = 19000N$$

Từ công thức (3.21) tính lực tác dụng lên trục

$$F_r = k_x \cdot F_t = 1,15 \cdot 19000 = 21850 N$$

k_x - hệ số kể đến trọng lượng xích $k_x = 1,15$

Từ công thức 3.22[4] tính lực tác dụng lên trục của mỗi đĩa xích

$$F_{r1} = F_{r2} = \dots = F_{r8} = 2731,25N$$

$$\Rightarrow d_H = 348,03MPa \leq [d_H]$$

Độ bền tiếp xúc của răng đĩa xích được thỏa bền

3.5.2.3. Chọn đĩa xích cho trục 3

Dữ liệu tính toán

Chọn vật liệu làm đĩa xích

Thép 45 tôi, đạt độ rắn HRC45- ứng suất tiếp xúc $[\sigma_H] = 800 MPa$

$Z = 10$ răng

Công suất trục tang dẫn động: $P = 1,83kW$

Bước xích: $t = 76,2 mm$

Số đĩa xích trên trục 3 là 08

Vận tốc của đĩa xích dẫn động $v = 0,1 m/s$

Từ công thức 3.22[4] tính đường kính vòng chia đĩa xích

$$d_{w1} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = \frac{76,2}{\sin \frac{180^\circ}{10}} = 246,588mm$$

Từ công thức 3.23[4] tính đường kính đỉnh

$$d_{a1} = 76,2 \cdot \left[0,5 + \cot g \left(\frac{180}{10} \right) \right] = 272,619mm$$

Từ công thức 3.24[4] tính bán kính góc lượn chân răng

$$r = 0,505 \cdot d_1 = 0,505 \cdot 28,58 = 14,4329mm$$

Từ công thức (3.25) tính đường kính đáy

$$d_f = d_{w1} - 2r = 217,722 mm$$

Từ công thức (3.26) tính bán kính profin răng

$$R = 1,2 \cdot t = 91,44 \text{ mm}$$

Từ công thức 3.27[4] tính số vòng quay của đĩa xích

$$n = \frac{60 \cdot v}{t \cdot z} = \frac{60 \cdot 0,1}{0,0762 \cdot 10} = 7,87 (v/p)$$

Từ công thức 3.28[4] kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của đĩa xích

$$d_H = 0,47 \sqrt{\frac{k_r (F_t \cdot K_d + F_{vd}) \cdot E}{A \cdot k_d}} \leq [d_H]$$

k_r - hệ số kể đến ảnh hưởng của số răng đĩa xích

Với $z = 10 \Rightarrow k_r = 0,59$

Hệ số phân bố tải trọng $k_d = 1$

K_d : hệ số tải trọng động

$K_d = 1,2$ tra Bảng 5.6 [4] tải trọng va đập

Mô đun đàn hồi $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Mpa}$

Diện tích chiều bản lề Bảng 5.12 [4] chọn $A = 645 \text{ mm}^2$

Từ công thức 3.29[4] tính lực va đập

$$F_{vd} = 13 \cdot 10^{-7} \cdot n \cdot t^3 \cdot m = 13 \cdot 10^{-7} \cdot 7,87 \cdot 76,2^3 \cdot 1 = 4,53 (N)$$

$$p = 76,2$$

$$n = 7,87 (v/p)$$

$$m = 1$$

Từ công thức 3.20[4] tính lực vòng

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{v} = \frac{1000 \cdot 1,83}{0,1} = 18300 N$$

Từ công thức 3.21[4] tính lực tác dụng lên trục

$$F_r = k_x \cdot F_t = 1,15 \cdot 18300 = 21045 N$$

k_x - hệ số kể đến trọng lượng xích $k_x = 1,15$

Từ công thức 3.22[4] tính lực tác dụng lên trục của mỗi đĩa xích

$$F_{r1} = F_{r2} = \dots = F_{r8} = 2630,625 N$$

$$\Rightarrow d_H = 341,57 MPa \leq [d_H]$$

Độ bền tiếp xúc của răng đĩa xích được thỏa bền

3.5.2.4. Tính toán thiết kế trục tang dẫn động

3.5.2.4.1. Tính toán thiết kế trục dẫn động bằng tải thứ 1

Dữ liệu tính toán

Dựa vào Bảng 10.1 [3]

Chọn vật liệu làm trục là thép 45 có $d_b = 600 MPa$

Ứng suất uốn cho phép $[d] = 70 MPa$

Ứng suất xoắn cho phép $[t] = 0,5[d] = 35 MPa$

Công suất trên trục $P = 1,86 kW$

Số vòng quay của đĩa xích $n = 23,62 v/ph$

Lực tác dụng lên trục của mỗi đĩa xích

$$F_{r1} = F_{r2} = \dots = F_{r8} = 891,25 N$$

Từ công thức 3.32[4] tính momen xoắn trên trục

$$T = \frac{P}{n} 9,55 \cdot 10^6 Nmm$$

$$T = \frac{1,86}{23,62} 9,55 \cdot 10^6 = 0,752 \cdot 10^6 Nmm$$

Từ công thức 3.33[4] tính sơ bộ đường kính trục

$$d^3 \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [t]}}$$
$$d^3 \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [t]}} = \sqrt[3]{\frac{0,752 \cdot 10^6}{0,2 \cdot 35}} = 50 mm$$

Chọn sơ bộ đường kính trục là 55 mm

Tra Bảng 10.2 [2] chọn đường kính ổ lăn là: $b_0 = 29 mm$

Từ công thức 3.34[4] tính chiều dài moayơ đĩa xích

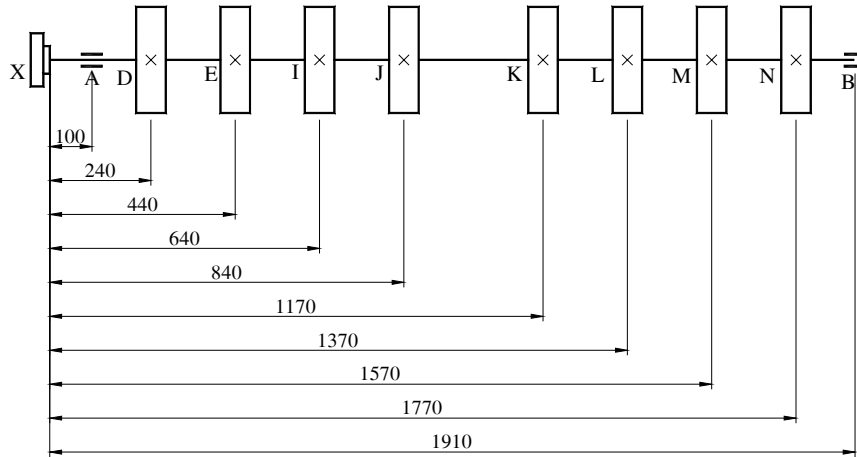
$$l_m = (1,2 \dots 1,5) d = 66 \dots 82,5 mm$$

Chọn $l_m = 70 mm$

Từ công thức 3.35[4] tính chiều dài moayơ nửa khớp nối

$$l_{kn} = (1,2....1,4)d = 66...77mm$$

Chọn $l_{kn} = 70 \text{ mm}$



Hình 3.5.6 - chiều dài đoạn trục thứ nhất

Từ công thức 3.38[4] tính lực hướng tâm của mỗi đĩa xích

$$F_{r1} = F_{r2} = \dots = F_{r8} = \frac{7130}{8} = 891,25N$$

Từ công thức 3.39[4] tính lực vòng của khớp nối (nối trục xích)

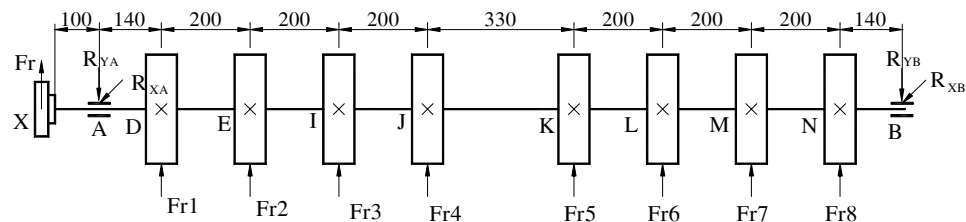
$$F_t = \frac{2T}{D_0} = \frac{2.0,752.10^6}{123,3} = 12198N$$

Từ công thức 3.50[4] tính đường kính vòng chia đĩa xích của khớp nối (nối trục xích)

$$D_0 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = \frac{38,1}{\sin(180/10)} = 123,3mm$$

Từ công thức 3.51[4] tính lực hướng tâm của khớp nối

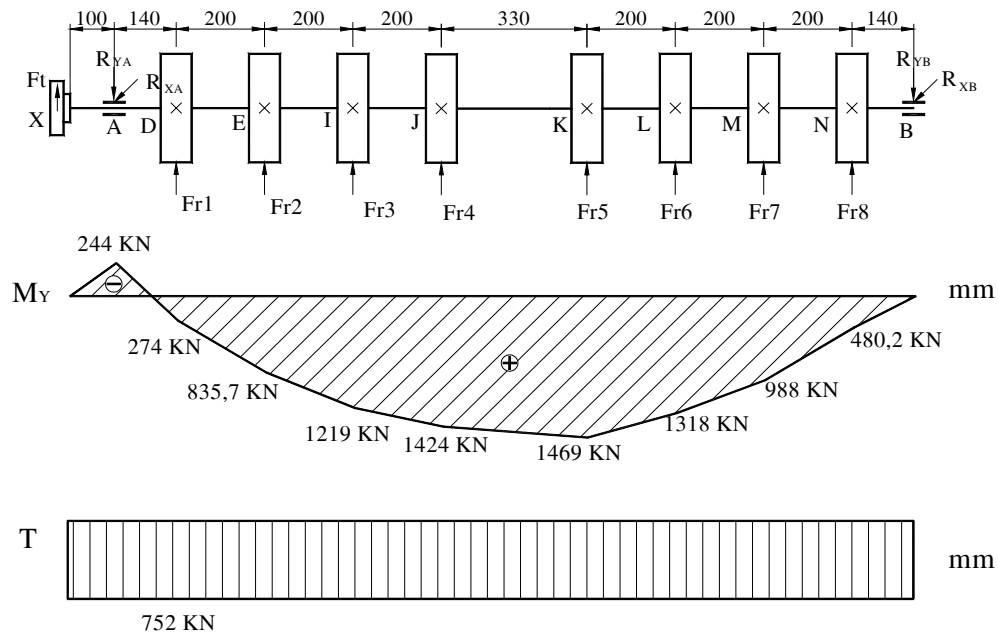
$$F_{rX} = 0,2.F_t = 0,2.12198 = 2439,6N$$



Hình 3.5.7 - Sơ đồ phân bố lực tác dụng của trục 1

Ta có phản lực tại các gối đỡ

$$\begin{aligned} R_{XA} &= 0, R_{YB} = 3430N \\ R_{XB} &= 0, R_{YA} = 6139,38N \end{aligned}$$



Hình 3.5.8 - Biểu đồ phân bố mô men trục bằng tải số 1

Từ công thức 3.52[4] tính đường kính các đoạn trục

$$d^3 \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[d]}}$$

Từ công thức (3.53) tính $M_{td} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75t^2}$

Đường kính tại khớp nối

$$d_c \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\delta]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{0,75.(0,752.10^6)^2} = 651251,1Nmm$$

Chọn $d_x = 50mm$

Đường kính tại tiết diện A

$$d_A \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\delta]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{(244.10^3)^2 + 0,75.(752000)^2} = 695459,6Nmm$$

Chọn $d_A = 55mm$

Đường kính tại tiết diện D

$$d_D \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\delta]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{(274000)^2 + 0,75.(752000)^2} = 706543,7 Nmm$$

Chọn $d_D = 60mm$

Đường kính tại tiết diện E

$$d_E \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\delta]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{(835700)^2 + 0,75.(752000)^2} = 1,06.10^6 Nmm$$

Chọn $d_E = 65mm$

Đường kính tại tiết diện I

$$d_I \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\delta]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{(1,219.10^6)^2 + 0,75.(752000)^2} = 1,382.10^6 Nmm$$

Chọn $d_I = 70mm$

Đường kính tại tiết diện J

$$d_J \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\delta]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{(1,424.10^6)^2 + 0,75.(752000)^2} = 1,565.10^6 Nmm$$

Chọn $d_J = 75mm$

Đường kính tại tiết diện K

$$d_K \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\delta]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{(1,469.10^6)^2 + 0,75.(752000)^2} = 1,606.10^6 Nmm$$

Chọn $d_K = 75mm$

Đường kính tại tiết diện L

$$d_L \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\delta]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{(1,381.10^6)^2 + 0,75.(752000)^2} = 1,526.10^6 Nmm$$

Chọn $d_L = 70mm$

Đường kính tại tiết diện M

$$d_M \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\delta]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{(988000)^2 + 0,75.(752000)^2} = 1,183.10^6 Nmm$$

Chọn $d_M = 65mm$

Đường kính tại tiết diện N

$$d_N \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\delta]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{(480200)^2 + 0,75.(752000)^2} = 809147,72 Nmm$$

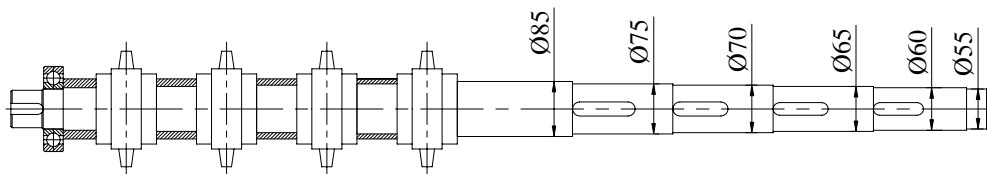
Chọn $d_N = 60mm$

Đường kính tại tiết diện B

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\delta]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{0,75.(752000)^2} = 651251,1 Nmm$$

Chọn $d_B = 55mm$



Hình 3.5.9 - hình bố trí bánh xích và kết cấu trục băng tải số 1

3.5.2.4.2. Tính toán thiết kế trục dẫn động băng tải thứ 2

Dữ liệu tính toán

Dựa vào Bảng 10.1 [3]

Chọn vật liệu làm trục là thép 45 có $d_b = 600MPa$

Ứng suất uốn cho phép $[\sigma] = 70 \text{ MPa}$

Ứng suất xoắn cho phép $[\tau] = 0,5[\sigma] = 35 \text{ MPa}$

Công suất trên trục $P = 1,9 \text{ kW}$

Số vòng quay trên trục $n = 7,87 \text{ v/ph}$

Lực hướng tâm tác dụng lên trục của mỗi đĩa xích

$$F_{r1} = F_{r2} = \dots = F_{r8} = 2731,25 \text{ N}$$

Từ công thức 3.32[4] tính momen xoắn trên trục:

$$T = \frac{P}{n} 9,55 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$T = \frac{1,9}{7,87} 9,55 \cdot 10^6 = 2,3 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

Từ công thức 3.33[4] tính sơ bộ đường kính trục

$$d^3 \geq \frac{T}{0,2[\tau]}$$
$$d^3 \geq \frac{T}{0,2[\tau]} = \frac{2,3 \cdot 10^6}{0,2 \cdot 35} = 70 \text{ mm}$$

Chọn sơ bộ đường kính trục là 80 mm

Tra Bảng 10.2 [2] chọn đường kính ổ lăn là $b_0 = 39 \text{ mm}$

Từ công thức 3.34[4] tính chiều dài moayơ đĩa xích

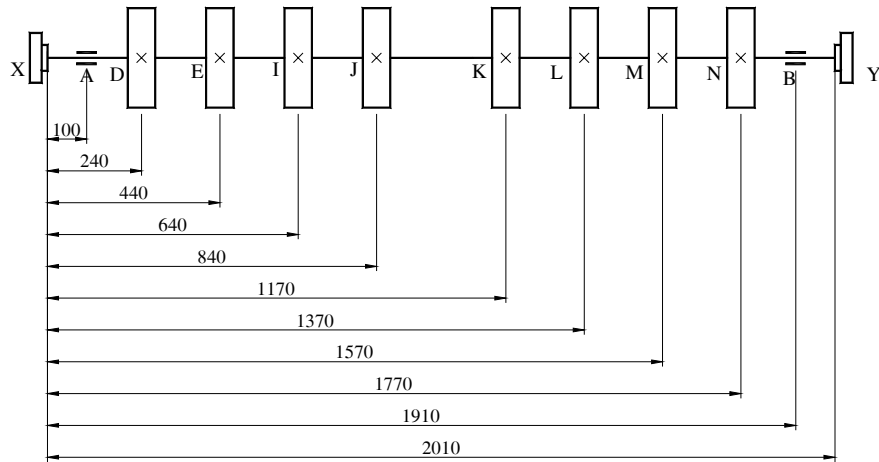
$$l_m = (1,2 \dots 1,5)d = 96 \dots 120 \text{ mm}$$

Chọn $l_m = 100 \text{ mm}$

Từ công thức (3.35) tính chiều dài moayơ nửa khớp nối

$$l_{kn} = (1,2 \dots 1,4)d = 96 \dots 112 \text{ mm}$$

Chọn $l_{kn} = 100 \text{ mm}$



Hình 3.5.10 - Chiều dài của trục băng tải số 2

Từ công thức 3.38[4] lực hướng tâm tác dụng lên trục của mỗi đĩa xích:

$$F_{r1} = F_{r2} = \dots = F_{r8} = \frac{21850}{8} = 2731,25 N$$

Từ công thức (3.39) tính lực vòng của khớp nối (nối trục xích)

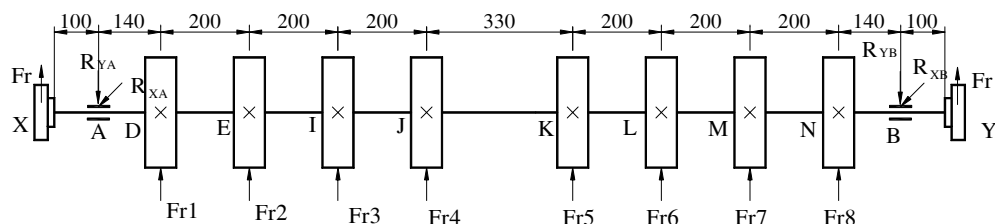
$$F_t = \frac{2T}{D_0} = \frac{2,2 \cdot 3 \cdot 10^6}{196,27} = 23437 N$$

Từ công thức 3.50[4] tính đường kính vòng chia của đĩa xích khớp nối (nối trục xích)

$$D_0 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = \frac{50,8}{\sin(180/12)} = 196,27 mm$$

Từ công thức (3.51) tính lực hướng tâm của khớp nối

$$F_{rX} = F_{rY} = \frac{0,2 \cdot F_t}{2} = \frac{0,2 \cdot 23437}{2} = 2343,7 N$$

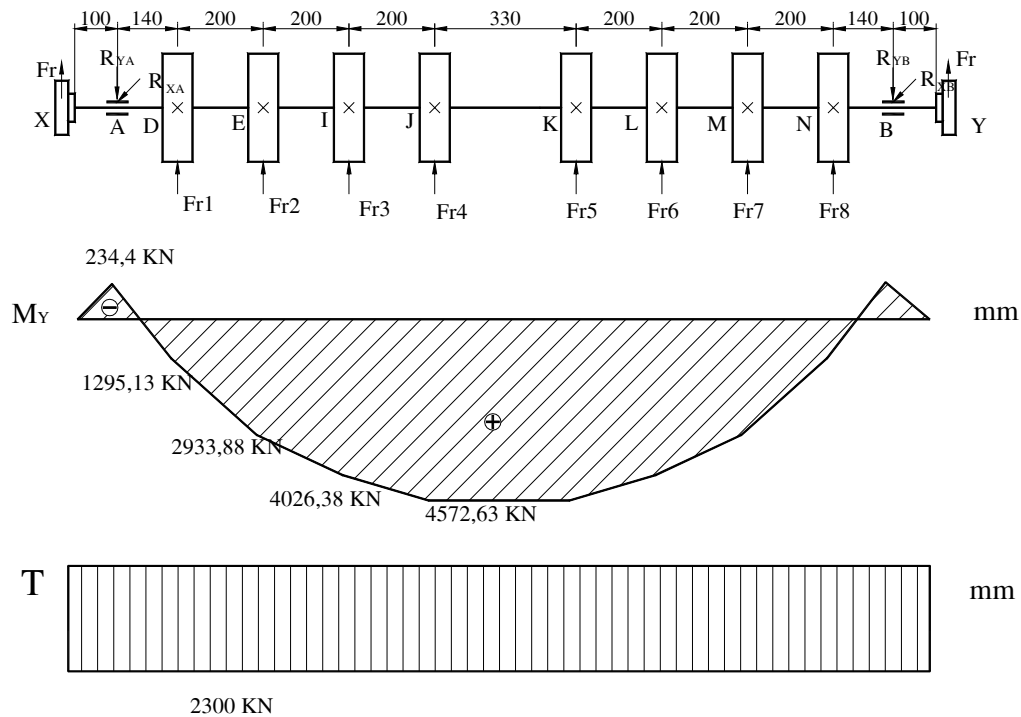


Hình 3.5.11 - sơ đồ phân bố lực tác dụng của trục băng tải 2

Ta có phản lực tại các gối đỡ:

$$R_{XA} = 0 \quad R_{YA} = 13268,7 N$$

$$R_{XB} = 0 \quad R_{YB} = 13268,7 N$$



Hình 3.5.12 - biểu đồ momen của trục thứ 2

Từ công thức 3.52[4] tính đường kính các đoạn trục

$$d^3 = \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[d]}}$$

Từ công thức (3.53) tính $M_{td} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75t^2}$

Đường kính tại tiết diện K và J

$$d_I^3 = \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[d]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{(4,572.10^6)^2 + 0,75.(2,3.10^6)^2} = 4,987.10^6 Nmm$$

Chọn $d_I = d_J = 90mm$

Đường kính tại tiết diện I và L

$$d_E^3 = \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[d]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{(4,026.10^6)^2 + 0,75.(2,3.10^6)^2} = 4,49.10^6 Nmm$$

Chọn $d_I = d_L = 85mm$

Đường kính tại tiết diện E và M

$$d_D^3 \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[d]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{(2,933.10^6)^2 + 0,75.(2,3.10^6)^2} = 3,545.10^6 Nmm$$

Chọn $d_E = d_M = 80mm$

Đường kính tại tiết diện D và N

$$d_D \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\delta]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{(1,295.10^6)^2 + 0,75.(2,3.10^6)^2} = 2,375.10^6 Nmm$$

Chọn $d_D = d_N = 75mm$

Đường kính tại tiết diện A và B

$$d_A^3 \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[d]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{(0,2344.10^6)^2 + 0,75.(2,3.10^6)^2} = 2,005.10^6 Nmm$$

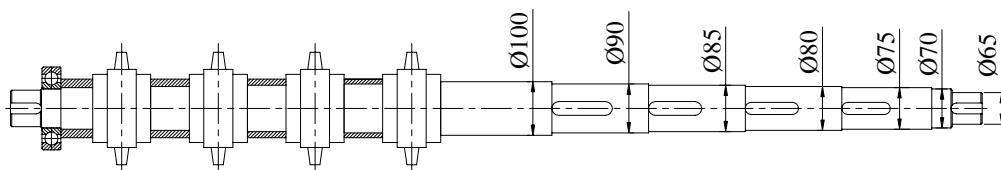
Chọn $d_A = d_B = 70mm$

Đường kính tại khớp nối

$$d_C \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\delta]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{0,75.(2,3.10^6)^2} = 1,992.10^6 Nmm$$

Chọn $d_X = d_Y = 65mm$



Hình 3.5.13 - trục băng tải 3

3.5.2.4.3. Tính toán thiết kế trục dẫn động băng tải thứ 3

Dữ liệu tính toán

Dựa vào Bảng 10.1 [3]

Chọn vật liệu làm trục là thép 45 có $d_b = 600MPa$

Ứng suất uốn cho phép $[d] = 70MPa$

Ứng suất xoắn cho phép $[t] = 0,5[d] = 35MPa$

Công suất trên trục $P = 1,83 kW$

Lực vòng của đĩa xích

$$F_{t1} = F_{t2} = \dots = F_{t8} = 2287,5N$$

Từ công thức 3.32[4] tính momen xoắn trên trục:

$$T = \frac{P}{n} 9,55 \cdot 10^6 Nmm$$

$$T = \frac{1,83}{7,87} 9,55 \cdot 10^6 = 2,22 \cdot 10^6 Nmm$$

Từ công thức 3.33[4] tính sơ bộ đường kính trục

$$d^3 \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [t]}}$$
$$d^3 \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [t]}} = \sqrt[3]{\frac{2,22 \cdot 10^6}{0,2 \cdot 35}} = 68mm$$

Chọn sơ bộ đường kính trục là 80 mm

Tra Bảng 10.2, [2] chọn đường kính ổ lăn là $b_0 = 39mm$

Từ công thức 3.34[4] tính chiều dài moayơ đĩa xích

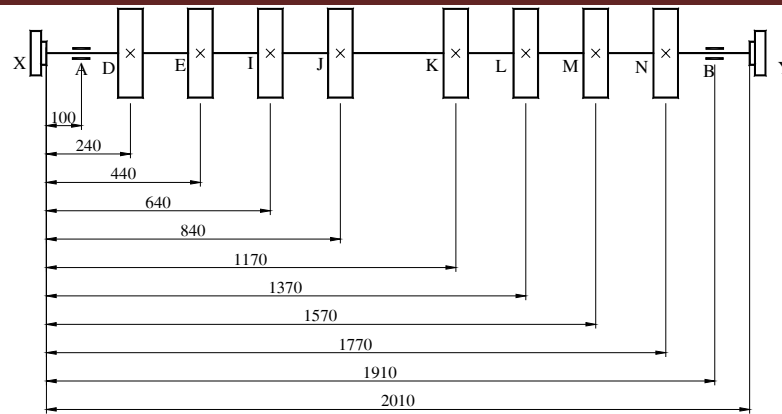
$$l_m = (1,2 \dots 1,5)d = 96 \dots 120mm$$

Chọn $l_m = 100 mm$

Từ công thức 3.35[4] tính chiều dài moayơ nửa khớp nối

$$l_{kn} = (1,2 \dots 1,4)d = 96 \dots 112mm$$

Chọn $l_{kn} = 100 mm$



Hình 3.5.14 - Chiều dài của đoạn trục băng tải 3

Từ công thức 3.38[4] lực hướng tâm tác dụng lên trục của mỗi đĩa xích

$$F_{r1} = F_{r2} = \dots = F_{r8} = \frac{21045}{8} = 2630,625 N$$

Từ công thức 3.39[4] tính lực vòng của khớp nối (nối trục xích)

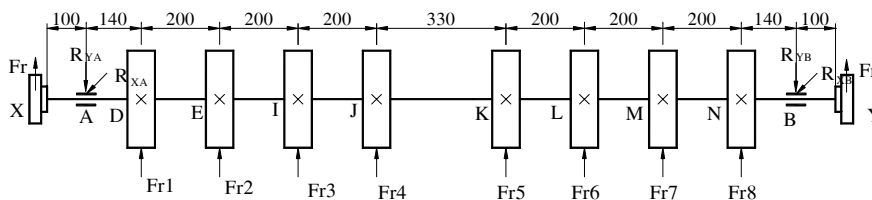
$$F_t = \frac{2T}{D_0} = \frac{2.2.22.10^6}{196,27} = 22621,9 N$$

Từ công thức 3.50[4] tính đường kính vòng chia của khớp nối (nối trục xích)

$$D_0 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = \frac{50,8}{\sin(180/12)} = 196,27 mm$$

Từ công thức 3.51[4] tính lực hướng tâm của khớp nối

$$F_{rX} = F_{rY} = \frac{0,2.F_t}{2} = \frac{0,2.22621,9}{2} = 2262,19 N$$

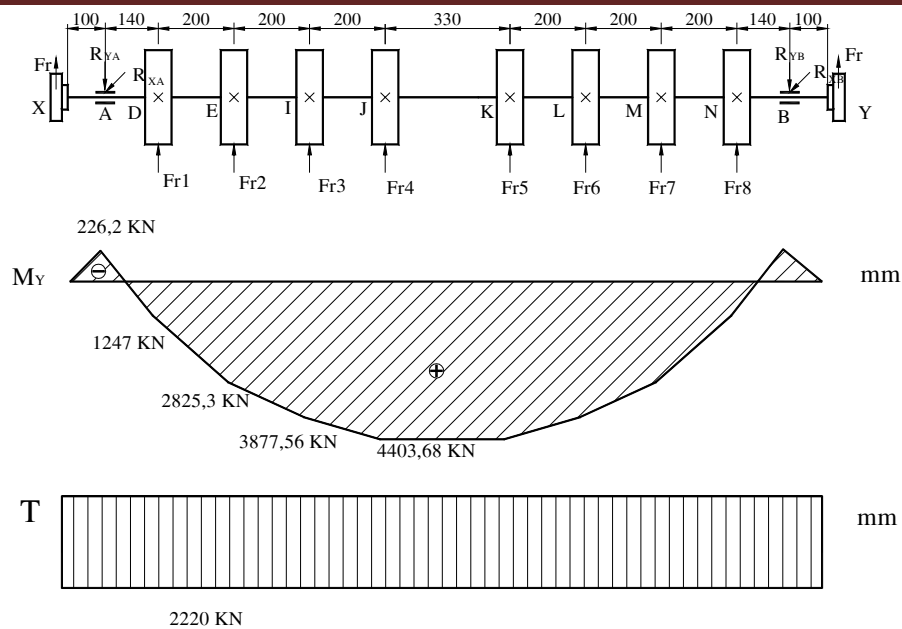


Hình 3.5.15 - sơ đồ phân bố lực tác dụng của trục thứ 3

Ta có phản lực tại các gối đỡ

$$R_{XA} = 0 \quad R_{YA} = 12784,7 N$$

$$R_{XB} = 0 \quad R_{YB} = 12784,7 N$$



Hình 3.5.16 - Biểu đồ momen của trục thứ 3

Từ công thức 3.52[4] tính đường kính các đoạn trục

$$d^3 \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[d]}}$$

Từ công thức 3.53[4] tính $M_{td} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75t^2}$

Đường kính tại tiết diện K và J

$$d_I^3 \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[d]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{(4,403.10^6)^2 + 0,75.(2,22.10^6)^2} = 4,804.10^6 \text{ Nmm}$$

Chọn $d_I = d_J = 90\text{mm}$

Đường kính tại tiết diện I và L

$$d_E^3 \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[d]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{(3,877.10^6)^2 + 0,75.(2,22.10^6)^2} = 4,33.10^6 \text{ Nmm}$$

Chọn $d_I = d_L = 85\text{mm}$

Đường kính tại tiết diện E và M

$$d_D \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\delta]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{(2,825.10^6)^2 + 0,75.(2,22.10^6)^2} = 3,42.10^6 \text{ Nmm}$$

Chọn $d_E = d_M = 80\text{mm}$

Đường kính tại tiết diện D và N

$$d_D \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\delta]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{(1,247.10^6)^2 + 0,75.(2,22.10^6)^2} = 2,291.10^6 \text{ Nmm}$$

Chọn $d_D = d_N = 75\text{mm}$

Đường kính tại tiết diện A và B

$$d_A \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\delta]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{(0,226.10^6)^2 + 0,75.(2,22.10^6)^2} = 1,936.10^6 \text{ Nmm}$$

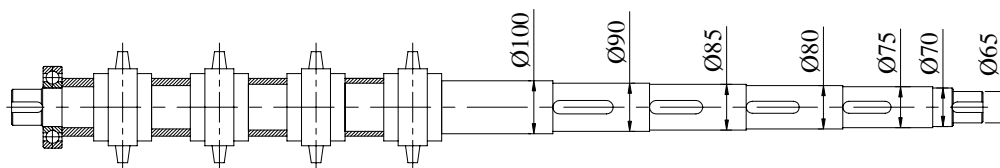
Chọn $d_A = d_B = 70\text{mm}$

Đường kính tại khớp nối

$$d_c^3 \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[d]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{0,75.(2,22.10^6)^2} = 1,992.10^6 \text{ Nmm}$$

Chọn $d_X = d_Y = 65\text{mm}$



Hình 3.5.17 - hình trục băng tải 3

3.5.3. Tính toán – kiểm tra bền khớp nối

3.5.3.1. Tính toán khớp nối của trục thứ 1

Từ công thức 3.75[5] tính momen xoắn trên trục

$$T = \frac{P}{n} 9,55.10^6 \text{ Nmm}$$

$$T = \frac{1,86}{23,62} 9,55.10^6 = 0,752.10^6 \text{ N.mm} = 750 \text{ N.m}$$

Dựa vào Bảng 16.6 [2] chọn kích thước chủ yếu của khớp nối trục xích ta có

$$[T] = 800 \text{ Nm}$$

$$n_{\max} = 1000 \text{ (vg/ph)}$$

$$d = 50 \text{ mm}$$

$$D = 80 \text{ mm}$$

$$L = 150 \text{ mm}$$

$$\text{Khe hở lắp ghép } C = 1,8 \text{ mm}$$

Chọn xích ống con lăn một dãy

Đường kính chốt 22 mm

Khoảng cách giữa hai má 23,15 mm

Bước xích: $t = 38,1 \text{ mm}$

Tải trọng phá hỏng $Q = 70000 \text{ N}$

Số răng $Z = 10$ răng

$$G.D^2 = 0,96 \text{ Nm}^2$$

Dựa vào Bảng 16.7 [4] chọn hệ số an toàn của xích trong nối trục xích $[S] = 7$

Từ công thức 3.76[4] lực vòng tác dụng lên xích

$$F_t = \frac{1000.P}{v} = \frac{1000.1,86}{0,3} = 6200 \text{ N}$$

Từ công thức (3.77) kiểm nghiệm hệ số an toàn:

$$S = \frac{Q}{1,2.F_t} = \frac{70000}{1,2.6200} = 9,4^3 \quad [S] = 7$$

3.5.3.2. Tính toán khớp nối của trục thứ 2

Từ công thức 3.75[4] tính momen xoắn trên trục

$$T = \frac{P}{n} 9,55.10^6 \text{ Nmm}$$

$$T = \frac{1,9}{7,87} 9,55.10^6 = 2,3.10^6 N.mm = 2300 N.m$$

Dựa vào Bảng 16.6[2] chọn kích thước chủ yếu của khớp nối trục xích ta có

$$[T] = 2500 Nm$$

$$n_{\max} = 700 \text{ (vg/ph)}$$

$$d = 80 \text{ mm}$$

$$D = 280 \text{ mm}$$

$$L = 240 \text{ mm}$$

$$\text{Khe hở lắp ghép: } C = 2 \text{ mm}$$

Chọn xích ống con lăn một dãy

Đường kính chốt 32 mm

Khoảng cách giữa hai má 31 mm

Bước xích $t = 50,8 \text{ mm}$

Tải trọng phá hỏng $Q = 160000 \text{ N}$

Số răng $Z = 12$ răng

$$G.D^2 = 8,2 \text{ Nm}^2$$

Dựa vào Bảng 16.7 [2] chọn hệ số an toàn của xích trong nối trục xích $[S] = 7$

Từ công thức 3.76[4] lực vòng tác dụng lên xích

$$F_t = \frac{1000.P}{v} = \frac{1000.1,9}{0,1} = 19000 N$$

Từ công thức (3.77) kiểm nghiệm hệ số an toàn

$$S = \frac{Q}{1,2.F_t} = \frac{160000}{1,2.19000} = 7,02^3 \quad [S] = 7$$

3.5.3.3. Tính toán khớp nối của trục thứ 3

Từ công thức 3.75[4] tính momen xoắn trên trục:

$$T = \frac{P}{n} 9,55.10^6 Nmm$$

$$T = \frac{1,83}{7,87} 9,55.10^6 = 2,22.10^6 Nmm = 2220 N.m$$

Dựa vào Bảng 16.6 [2] chọn kích thước chủ yếu của khớp nối trục xích ta có

$$[T] = 2500 \text{ Nm}$$

$$n_{\max} = 700 \text{ (vg/ph)}$$

$$d = 80 \text{ mm}$$

$$D = 280 \text{ mm}$$

$$L = 240 \text{ mm}$$

$$\text{Khe hở lắp ghép: } C = 2 \text{ mm}$$

Chọn xích ống con lăn một dãy

Đường kính chốt 32 mm

Khoảng cách giữa hai má 31 mm

Bước xích $t = 50,8 \text{ mm}$

Tải trọng phá hỏng $Q = 160000 \text{ N}$

Số răng $Z = 12$ răng

$$G.D^2 = 8,2 \text{ Nm}^2$$

Dựa vào Bảng 16.7 [2] chọn hệ số an toàn của xích trong nối trục xích $[S] = 7$

Từ công thức 3.76[4] lực vòng tác dụng lên xích

$$F_t = \frac{1000.P}{v} = \frac{1000.1,83}{0,1} = 18300 \text{ N}$$

Từ công thức (3.77) kiểm nghiệm hệ số an toàn:

$$S = \frac{Q}{1,2.F_t} = \frac{160000}{1,2.18300} = 7,28^3 \quad [S] = 7$$

3.5.3.4. Tính toán chọn then lắp ghép

Chọn then dùng để lắp ghép bánh xích lên trục và nối trục là then bằng.

Vật liệu làm then là thép 45 có $[\tau_c] = 60-90 \text{ MPa}$

Chiều dài then bằng chọn theo dãy: 6, 8, ..., 80, 90, 100, 110, 125, ...

Dựa vào Bảng 9.5[2] chọn $[\sigma_d] = 100 \text{ Mpa}$

Tính toán điều kiện bền dập và bền cắt:

$$s_d = \frac{F}{t_2 l_t} \text{ [s}_d\text{]}$$

$$t = \frac{F}{b l_t} \text{ [t}_c\text{]}$$

$$l_t = (0,8 \dots 0,9) l_m$$

$$l_m = (1,2 \dots 1,4) d$$

F - lực vòng tác dụng

Bảng 3.5.1 - Kết quả kiểm nghiệm then lắp trên trục thứ 1 thứ 2 và thứ 3

d(mm)	Lt	bxh	t ₁	t ₂	F(N)	σ _d (Mpa)	τ _c (Mpa)
75	80	22x14	9	5,4	6200	14,35	3,52
70	70	20x12	7,5	4,9	6200	18,07	4,42
65	70	20x12	7,5	4,9	6200	18,07	4,42
60	63	18x11	7	4,4	6200	20,36	5,5
50	50	16x10	6	4,3	12198	56,73	15,24
90	100	25x14	9	5,4	19000	35,18	7,6
85	90	25x14	9	5,4	19000	39,1	8,4
80	80	22x14	9	5,4	19000	44	10,8
75	80	22x14	9	5,4	19000	44	10,8
65	63	20x12	7,5	4,9	23437	76	18,6
90	100	25x14	9	5,4	18300	33,9	7,32
85	90	25x14	9	5,4	18300	37,65	8,13
80	80	22x14	9	5,4	18300	42,36	10,4
75	80	22x14	9	5,4	18300	42,36	10,4
65	63	20x12	7,5	4,9	22621,9	73,28	17,95

Tất cả các mối ghép then đều đảm bảo độ bền đập và bền cắt

3.5.4. Kiểm nghiệm độ bền trục

3.5.4.1. Kiểm nghiệm trục bằng tải thứ 1

Kiểm nghiệm về độ bền mỏi

Với vật liệu là thép 45 có

$$\sigma_b = 600MPa$$

$$\sigma - 1 = 0,436.\sigma_b = 261,6MPa$$

$$\tau - 1 = 0,58.\sigma - 1 = 151,7MPa$$

Bảng 10.7 [1] $\psi_b = 0,05; \psi_t = 0$

Vì các tiết diện trục đều đã lấy tăng đường kính nên trong trường hợp đang xét chỉ cần kiểm nghiệm hệ số an toàn ở tiết diện nguy hiểm nhất $d = 75$ – đó là tiết diện lắp bánh xích chịu momen lớn nhất, có tập trung ứng suất do rãnh then.

Vì trục được gia công trên máy tiện đạt độ nhám $Ra = 2,5 - 0,63$ mm do đó theo Bảng 10.2[4] với $\sigma_b = 600MPa$, hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt $K_x = 1,06$. Không dùng phương pháp tăng bền bề mặt do đó $K_y = 1$

Theo Bảng 10.5[4] với $\sigma_b = 600MPa$, dùng dao phay ngón $K_\sigma = 1,76$, $K_\tau = 1,54$.

Theo Bảng 10.4[4] tra được: $e_s = 0,73, e_t = 0,71$

$$\text{Do đó } \frac{K_s}{e_s} = 2,41, \frac{K_T}{e_T} = 2,17$$

Theo Bảng 10.7 [4] với $\sigma_b = 600MPa$

$$\text{Kiểu lắp k6 tra được } \frac{K_s}{e_s} = 2,52, \frac{K_T}{e_T} = 2,03$$

$$\text{Vậy lấy giá trị } \frac{K_s}{e_s} = 2,52 \text{ và } \frac{K_T}{e_T} = 2,03$$

$$\text{Từ công thức (3.58) tính } K_{s d_j} = (2,52 + 1,06 - 1)/1 = 2,58$$

$$\text{Từ công thức (3.59) tính } K_{t d_j} = (2,03 + 1,06 - 1)/1 = 2,09$$

$$\text{Từ công thức (3.62) tính } W_j = \frac{p.d_j^3}{32} - \frac{b_j.h_j(d_j - h_j)^2}{2.d_j}$$

$$\text{Từ công thức (3.63) tính } W_{0j} = \frac{p.d_j^3}{16} - \frac{b_j.h_j(d_j - h_j)^2}{2.d_j}$$

Với $b=22\text{mm}$, $h=14\text{mm}$, $d=75\text{mm}$

$$\text{Vậy } W_j = 33756 \text{ mm}^3$$

$$W_{0j} = 116549 \text{ mm}^3$$

$$\text{Từ công thức 3.60[5] tính } \sigma_{aj} = \frac{1,906.10^6}{33756} = 37,46 \text{ MPa}$$

$$\text{Từ công thức 3.61[5] tính } \tau_{aj} = \frac{752000}{2.116549} = 3,226 \text{ MPa}$$

Đề trục không bị hỏng vì mỗi hệ số an toàn tại tiết diện j không nhỏ hơn giá trị cho phép $[S] = 1,5, 2,5$

$$\text{Từ công thức 3.64[5] tính } S_{\sigma j} = \frac{261,6}{2,58.37,46 + 0,05.0} = 2,7$$

$$\text{Từ công thức 3.65 [5] tính } S_{\tau j} = \frac{151,7}{2,09.3,226} = 22,5$$

$$\text{Từ công thức 3.66 [5] tính } S_j = \frac{2,7.22,5}{\sqrt{2,7^2 + 22,5^2}} = 2,68 > [S] = 1,5 \div 2,5$$

Do vậy trục đảm bảo an toàn về độ bền mỏi

- Kiểm nghiệm về độ bền tĩnh

Với vật liệu là thép 45 có: $\sigma_{ch} = 360 \text{ MPa}$

$$\text{Từ công thức 3.70[5] tính } [s] = 0,8.s_{ch} = 0,8.360 = 288 \text{ MPa}$$

$$\text{Từ công thức 3.68[5] tính } s = \frac{M_{\max}}{0,1.d^3} = \frac{1,906.10^6}{0,1.75^3} = 45,18 \text{ MPa}$$

$$\text{Từ công thức 3.69[5] tính } t = \frac{T_{\max}}{0,2.d^3} = \frac{752000}{0,2.75^3} = 8,9 \text{ MPa}$$

$$\text{Từ công thức 3.67[5] tính } s_{td} = \sqrt{45,18^2 + 3.8,9^2} = 47,73 \text{ MPa} \leq [s]$$

Vậy trục đảm bảo an toàn về độ bền tĩnh.

3.5.4.2. Kiểm nghiệm trục bằng tải thứ 2

Kiểm nghiệm về độ bền mỏi

Với vật liệu là thép 45 có

$$s_b = 600 \text{ MPa}$$

$$s - 1 = 0,436.s_b = 261,6 \text{ MPa}$$

$$t - 1 = 0,58.s - 1 = 151,7 \text{ MPa}$$

Bảng 10.7 [1] $y_b = 0,05; y_t = 0$

Vì các tiết diện trục đều đã lấy tăng đường kính nên trong trường hợp đang xét chỉ cần kiểm nghiệm hệ số an toàn ở tiết diện nguy hiểm nhất $d = 90$, đó là tiết diện lắp bánh xích chịu momen lớn nhất, có tập trung ứng suất do rãnh then.

Trục được gia công trên máy tiện đạt độ nhám $Ra = 2,5 - 0,63 \text{ mm}$ do đó theo Bảng 10.2[4] với $\sigma_b = 600 \text{ MPa}$, hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt $K_x = 1,06$ Không dùng phương pháp tăng bền bề mặt do đó $K_y = 1$

Theo Bảng 10.5[4] với $\sigma_b = 600 \text{ MPa}$, dùng dao phay ngón $K_\sigma = 1,76$, $K_r = 1,54$

Theo Bảng 10.4[4] tra được: $e_s = 0,7$, $e_t = 0,7$

$$\text{do đó } \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 2,514, \frac{K_T}{\varepsilon_T} = 2,2$$

Theo Bảng 10.7 [4] với $\sigma_b = 600 \text{ MPa}$

$$\text{kiểu lắp k6 tra được: } \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 2,52, \frac{K_T}{\varepsilon_T} = 2,03$$

$$\text{Vậy lấy giá trị } \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 2,52 \text{ và } \frac{K_T}{\varepsilon_T} = 2,2$$

$$\text{Từ công thức (3.58) tính } K_{\sigma d_j} = (2,52 + 1,06 - 1) / 1 = 2,58$$

$$\text{Từ công thức (3.59) tính } K_{\tau d_j} = (2,2 + 1,06 - 1) / 1 = 2,26$$

$$\text{Từ công thức (3.62) tính } W_j = \frac{\pi \cdot d_j^3}{32} - \frac{b_j \cdot h_j (d_j - h_j)^2}{2 \cdot d_j}$$

$$\text{Từ công thức (3.63) tính } W_{0j} = \frac{\pi \cdot d_j^3}{16} - \frac{b_j \cdot h_j (d_j - h_j)^2}{2 \cdot d_j}$$

Với $b = 25 \text{ mm}$, $h = 14 \text{ mm}$, $d = 90 \text{ mm}$

$$\text{Vậy } W_j = 72116,14 \text{ mm}^3$$

$$W_{0j} = 203368,26 \text{ mm}^3$$

$$\text{Từ công thức 3.60[5] tính } \sigma_{aj} = \sigma_{\max j} = \frac{M_j}{W_j} = \frac{4,57263 \cdot 10^6}{72116,14} = 63,41 \text{ MPa}$$

$$\text{Từ công thức 3.61[5] tính } \tau_{aj} = \tau_{\max j} / 2 = \frac{T_j}{2 \cdot W_{0j}} = \frac{2,3 \cdot 10^6}{2 \cdot 203368,26} = 5,655 \text{ MPa}$$

Để trục không bị hỏng vì mỗi hệ số an toàn tại tiết diện j không nhỏ hơn giá trị cho phép $[S] = 1,5, 2,5$

$$\text{Từ công thức 3.64[5] tính } S_{\sigma j} = \frac{261,6}{2,58.63,14 + 0,05.0} = 1,606$$

$$\text{Từ công thức 3.65 [5] tính } S_{\tau j} = \frac{151,7}{2,09.5,655} = 12,835$$

$$\text{Từ công thức 3.66 [5] tính } S_j = \frac{20,613}{\sqrt{1,606^2 + 12,835^2}} = 1,593 > [S] = 1,5$$

Do vậy trực đảm bảo an toàn về độ bền mỏi

- Kiểm nghiệm về độ bền tĩnh

Với vật liệu là thép 45 có: $\sigma_{ch} = 360MPa$

$$\text{Từ công thức 3.70 [5] tính } [s] = 0,8.s_{ch} = 0,8.360 = 288MPa$$

$$\text{Từ công thức (3.68) tính } s = \frac{M_{\max}}{0,1.d^3} = \frac{4,572.10^6}{0,1.90^3} = 62,716MPa$$

$$\text{Từ công thức 3.69[5] tính } t = \frac{T_{\max}}{0,2.d^3} = \frac{2300000}{0,2.90^3} = 15,78MPa$$

$$\text{Từ công thức 3.67[5] tính } s_{td} = \sqrt{62,716^2 + 3.15,78^2} = 68,413MPa \text{ \& [s] }$$

Vậy trực đảm bảo an toàn về độ bền tĩnh.

3.5.4.3. Kiểm nghiệm trực bằng tải thứ 3

Kiểm nghiệm về độ bền mỏi

Với vật liệu là thép 45 có

$$\sigma_b = 600MPa$$

$$\sigma - 1 = 0,436.\sigma_b = 261,6MPa$$

$$\tau - 1 = 0,58.\sigma - 1 = 151,7MPa$$

Bảng 10.7 [1] $\psi_b = 0,05; \psi_t = 0$

Vì các tiết diện trực đều đã lấy tăng đường kính nên trong trường hợp đang xét chỉ cần kiểm nghiệm hệ số an toàn ở tiết diện nguy hiểm nhất $d = 90$, đó là tiết diện lắp bánh xích chịu momen lớn nhất, có tập trung ứng suất do rãnh then.

Vì trực được gia công trên máy tiện đạt độ nhám $Ra = 2,5 - 0,63 \text{ mm}$ do đó theo Bảng 10.2[5] với $\sigma_b = 600MPa$, hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt $K_x = 1,06$. Không dùng phương pháp tăng bền bề mặt do đó $K_y = 1$

Theo Bảng 10.5[5] với $\sigma_b = 600MPa$, dùng dao phay ngón $K_\sigma = 1,76$, $K_\tau = 1,54$

Theo Bảng 10.4[5] tra được: $\varepsilon_\sigma = 0,7, \varepsilon_\tau = 0,7$

$$\text{Do đó } \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 2,514, \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} = 2,2$$

Theo Bảng 10.7 [5] với $\sigma_b = 600MPa$

$$\text{Kiểu lắp k6 tra được: } \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 2,52, \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} = 2,03$$

$$\text{Vậy lấy giá trị } \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 2,52 \text{ và } \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} = 2,03$$

$$\text{Từ công thức 3.58[5] tính } K_{\sigma d_j} = (2,52 + 1,06 - 1)/1 = 2,58$$

$$\text{Từ công thức 3.59[5] tính } K_{\tau d_j} = (2,03 + 1,06 - 1)/1 = 2,09$$

$$\text{Từ công thức 3.62 [5] tính } W_j = \frac{p.d_j^3}{32} - \frac{b_j.h_j(d_j - h_j)^2}{2.d_j}$$

$$\text{Từ công thức 3.63[5] tính } W_{0j} = \frac{p.d_j^3}{16} - \frac{b_j.h_j(d_j - h_j)^2}{2.d_j}$$

Với $b = 25mm, h = 14mm, d = 90mm$

$$\text{Vậy } W_j = 72116,14 \text{ mm}^3$$

$$W_{0j} = 203368,26 \text{ mm}^3$$

$$\text{Từ công thức 3.60[5] tính } \sigma_{aj} = \sigma_{\max j} = \frac{M_j}{W_j} = \frac{4,403.10^6}{72116,14} = 61,05MPa$$

$$\text{Từ công thức 3.61[5] tính } t_{aj} = t_{\max j} / 2 = \frac{T_j}{2.W_{0j}} = \frac{2,22.10^6}{2.203368,26} = 5,46MPa$$

Đề trục không bị hỏng vì mỗi hệ số an toàn tại tiết diện j không nhỏ hơn giá trị cho phép $[S] = 1,5 \div 2,5$

$$\text{Từ công thức 3.64[5] tính } S_{\sigma j} = \frac{261,6}{2,58.61,05 + 0,05.0} = 1,66$$

$$\text{Từ công thức 3.65[5] tính } S_{\tau j} = \frac{151,7}{2,09.5,46} = 13,29$$

$$\text{Từ công thức 3.66 [5] tính } S_j = \frac{22,06}{\sqrt{1,66^2 + 13,29^2}} = 1,647 > [S] = 1,5$$

Do vậy trục đảm bảo an toàn về độ bền mỏi

- Kiểm nghiệm về độ bền tĩnh

Với vật liệu là thép 45 có

$$\sigma_{ch} = 360 \text{ MPa}$$

Từ công thức 3.70[5] tính $s = 0,8.s_{ch} = 0,8.360 = 288 \text{ MPa}$

Từ công thức 3.68[5] tính $s = \frac{M_{\max}}{0,1.d^3} = \frac{4,403.10^6}{0,1.90^3} = 60,4 \text{ MPa}$

Từ công thức 3.69[5] tính $t = \frac{T_{\max}}{0,2.d^3} = \frac{2220000}{0,2.90^3} = 15,23 \text{ MPa}$

Từ công thức 3.67[5] tính $s_{td} = \sqrt{60,4^2 + 3.15,23^2} = 66 \text{ MPa} \text{ [s]}$

Vậy trục đảm bảo an toàn về độ bền tĩnh.

3.5.5. Tính toán chọn ổ lăn

Ta chọn ổ lăn theo trình tự sau đây:

Chọn loại ổ lăn

Chọn sơ bộ kích thước ổ

Kiểm nghiệm khả năng tải của ổ

Kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh của ổ

3.5.5.1. Chọn ổ cho trục 1

- Dữ liệu tính toán

Đường kính ngõng trục: $d = 55 \text{ mm}$

Số vòng quay $n = 23,62 \text{ v/ph}$

Thời gian làm việc $LH = 10000 \text{ h}$

Từ công thức 3.23[4] tính lực hướng kính tác dụng lên ổ B

$$F_{rB} = \sqrt{F_{yB}^2 + F_{xB}^2} = 3430 \text{ N}$$

Từ công thức 3.24[4] tính lực hướng kính tác dụng lên ổ A

$$F_{rA} = \sqrt{F_{yA}^2 + F_{xA}^2} = 6139,38 \text{ N}$$

Do $F_{rA} > F_{rB}$ ta tính theo ổ đỡ A

Vì chỉ có lực hướng tâm và lực dọc trục rất nhỏ ta chọn ổ bi đỡ một dãy vì ổ bi đỡ một dãy chịu được lực hướng tâm đồng thời chịu được lực dọc trục không lớn, cho phép vòng ổ nghiêng dưới $\frac{1}{4}$ độ, giá thành ổ thấp nhất

Dựa vào Bảng P2.7 phụ lục [4] chọn sơ bộ ổ bi đỡ một dãy cỡ đặc biệt nhẹ, vừa.

Kí hiệu ổ 111 có $C = 22,2 \text{ KN}$, $C_0 = 17,3 \text{ KN}$

Từ công thức 3.25[4] tính tải trọng động quy ước

$$Q = (XV.F_r + Y.F_a).k_t.k_d$$

F_r - tải trọng hướng tâm = 6,139 KN

V - hệ số kể đến vòng nào quay chọn $V = 1$

k_t - hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ $k_t = 1$

k_d - hệ số kể đến đặc tính tải trọng tra Bảng 11.3[2] chọn $k_d = 1,3$

$F_a = 0$

$$Q = V.F_r.k_t.k_d = 1.6,139.1.1,3 = 7,98 \text{ KN}$$

Từ công thức 3.29[4] tính tuổi thọ của ổ tính bằng triệu vòng quay

$$L = \frac{60.n.L_h}{10^6} = \frac{60.23,62.10000}{10^6} = 14,172, \text{ triệu vòng};$$

Từ công thức 3.30[4] tính khả năng tải động

$$C_d = Q.\sqrt[3]{L} = 7,98.\sqrt[3]{14,172} = 19,31 \text{ KN} < C = 22,2 \text{ KN}$$

Thoả điều kiện tải trọng động

Từ công thức 3.31[4] tính khả năng chịu tải tĩnh

$$Q_0 = X_0.F_r = 0,6.6,139 = 3,683 \text{ KN} \leq C_0 = 17,3 \text{ KN}$$

X_0 - hệ số tải trọng hướng tâm ra Bảng 11.6 [2] ta có $X_0 = 0,6$

Thoả điều kiện tải tĩnh

Bảng 3.5.2 - Ổ bi đỡ một dãy cho trục 1

Kiểu ổ	d [mm]	D [mm]	B [mm]	r [mm]	C [KN]	C ₀ [KN]
111	55	90	18	2	22,2	17,3

3.5.5.2. Chọn ổ cho trục 2

Dữ liệu tính toán

Đường kính ngõng trục $d=70$ mm

Số vòng quay 7,87 v/ph

Thời gian làm việc LH= 10000h

Từ công thức 3.23[4] tính lực hướng kính tác dụng lên ổ B

$$F_{rB} = \sqrt{F_{yB}^2 + F_{xB}^2} = 13268,7N$$

Từ công thức 3.24[4] tính lực hướng kính tác dụng lên ổ A

$$F_{rA} = \sqrt{F_{yA}^2 + F_{xA}^2} = 13268,7N$$

Do $F_{rA}=F_{rB}$ ta tính theo ổ đỡ A

Vì chỉ có lực hướng tâm và lực dọc trục rất nhỏ ta chọn ổ bi đỡ một dãy vì ổ bi đỡ một dãy chịu được lực hướng tâm đồng thời chịu được lực dọc trục không lớn, cho phép vòng ổ nghiêng dưới $\frac{1}{4}$ độ, giá thành ổ thấp nhất

Dựa vào Bảng P2.7 phụ lục [4] chọn sơ bộ ổ bi đỡ một dãy cỡ đặc biệt nhẹ, vừa.

Kí hiệu ổ 114 có $C = 30,3$ KN , $C_0 = 24,6$ KN

Từ công thức 3.25[4] tính tải trọng động quy ước

$$Q = (XV.F_r + Y.F_a).k_t.k_d$$

F_r - tải trọng hướng tâm = 13,268 KN

V - hệ số kể đến vòng nào quay chọn $V = 1$

k_t - hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ = 1

k_d - hệ số kể đến đặc tính tải trọng tra Bảng 11.3[2,3,7] chọn $k_d = 1,3$

$F_a = 0$

$$Q = V.F_r.k_t.k_d = 1.13,268.1.1,3 = 17,248KN$$

Từ công thức 3.29[4] tính tuổi thọ của ổ tính bằng triệu vòng quay

$$L = \frac{60.n.L_h}{10^6} = \frac{60.7,87.10000}{10^6} = 4,722, \text{triệu vòng};$$

Từ công thức 3.30[4] tính khả năng tải động

$$C_d = Q \sqrt[3]{L} = 17,248 \sqrt[3]{4,722} = 28,936 \text{ KN} < C = 30,3 \text{ KN}$$

Thoả điều kiện tải trọng động

Từ công thức 3.31[4] tính khả năng chịu tải tĩnh

$$Q_0 = X_0 \cdot F_r = 0,6 \cdot 13,268 = 7,96 \text{ KN} \text{ và } C_0 = 24,6 \text{ KN}$$

X_0 - hệ số tải trọng hướng tâm ra Bảng 11.6 [2] ta có $X_0 = 0,6$

Thoả điều kiện tải tĩnh

Bảng 3.5.3 - Ổ bi đỡ một dãy cho trục 2

Kiểu ổ	d [mm]	D [mm]	B [mm]	r [mm]	C [KN]	C_0 [KN]
114	70	110	20	2	30,3	24,6

3.5.5.3. Chọn ổ cho trục 3

- Dữ liệu tính toán**

Đường kính ngõng trục: $d=70$ mm

Số vòng quay 7,87 v/ph

Thời gian làm việc $LH= 10000h$

Từ công thức 3.23[4] tính lực hướng kính tác dụng lên ổ B

$$F_{rB} = \sqrt{F_{yB}^2 + F_{xB}^2} = 12784,7 \text{ N}$$

Từ công thức 3.24[4] tính lực hướng kính tác dụng lên ổ A

$$F_{rA} = \sqrt{F_{yA}^2 + F_{xA}^2} = 12784,7 \text{ N}$$

Do $F_{rA}=F_{rB}$ ta tính theo ổ đỡ A

Vì chỉ có lực hướng tâm và lực dọc trục rất nhỏ ta chọn ổ bi đỡ một dãy vì ổ bi đỡ một dãy chịu được lực hướng tâm đồng thời chịu được lực dọc trục không lớn, cho phép vòng ổ nghiêng dưới $\frac{1}{4}$ độ, giá thành ổ thấp nhất

Dựa vào Bảng P2.7 phụ lục [4] chọn sơ bộ ổ bi đỡ một dãy cỡ đặc biệt nhẹ, vừa.

Kí hiệu ổ 114 có $C = 30,3 \text{ KN}$, $C_0 = 24,6 \text{ KN}$

Từ công thức 3.25[4] tính tải trọng động quy ước

$$Q = (XV \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot k_t \cdot k_d$$

F_r - tải trọng hướng tâm = 12,784 KN

V- hệ số kể đến vòng nào quay chọn $V = 1$

k_t - hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ $= 1$

k_d - hệ số kể đến đặc tính tải trọng tra Bảng 11.3[4] chọn $k_d = 1,3$

$$F_a = 0$$

$$Q = V.F_r.k_t.k_d = 1.12,784.1.1,3 = 16,62KN$$

Từ công thức 3.29[4] tính tuổi thọ của ổ tính bằng triệu vòng quay

$$L = \frac{60.n.L_h}{10^6} = \frac{60.7,87.10000}{10^6} = 4,722, \text{triệu vòng};$$

Từ công thức 3.30[4] tính khả năng tải động

$$C_d = Q.\sqrt[3]{L} = 16,62.\sqrt[3]{4,722} = 27,88KN < C = 30,3KN$$

Thoả điều kiện tải trọng động

Từ công thức 3.31[4] tính khả năng chịu tải tĩnh

$$Q_0 = X_o.F_r = 0,6.12,784 = 7,67KN \text{ \& } C_0 = 24,6KN$$

X_0 - hệ số tải trọng hướng tâm ra Bảng 11.6[4] ta có $X_0 = 0,6$

Thoả điều kiện tải tĩnh

Bảng 3.5.4 - Ổ bi đỡ một dãy cho trục 3

Kiểu ổ	d [mm]	D [mm]	B [mm]	r [mm]	C [KN]	C ₀ [KN]
114	70	110	20	2	30,3	24,6

3.5.6. Tính toán thiết bị kéo căng

3.5.6.1. Thiết bị kéo căng bằng tải thứ 1

Dữ liệu tính toán

Sử dụng thiết bị kéo căng kiểu vít có hai vít

Chọn vật liệu làm vít là thép 45 thường hóa có $[d_{ch}] = 360MPa$

Hệ số an toàn là $[S] = 2$.

Chiều dài hành trình của thiết bị kéo căng $l = 300 \text{ mm}$

$$S_v = 770,3 \text{ kG}$$

$$S_r = 300,9 \text{ kG}$$

Từ công thức 3.21[5] tính ứng suất cho phép

$$[d_k] = \frac{[d_{ch}]}{[S]} = \frac{360}{2} = 180 \text{ MPa} = 1835,48 \text{ kG/cm}^2$$

Từ công thức 3.13[5] tính lực căng $S_C = K(S_v + S_r + T)$

T - tổn thất di chuyển của con trượt

K - hệ số tính đến tổn thất ở tang nghiêng = 1,1

$$S_C = 1,1.(300,9 + 770,3) = 1178,32 \text{ kG}$$

Từ công thức 3.14[5] tính lực căng tác dụng lên một vít

$$P = \frac{S_C}{2}.b = 1060,5 \text{ kG}$$

β - hệ số tính đến sự phân bố lực không đều: $\beta = 1,8$

Từ công thức 3.15[5] tính đường kính chân ren

$$d_1 \geq 0,0662 \sqrt[4]{Pl^2} = 6,54 \text{ mm}$$

Dựa vào Bảng 9.1[4] chọn đường kính chân ren $d_1 = 21 \text{ mm}$

Đường kính đỉnh ren $d = 32 \text{ mm}$

Đường kính trung bình $d_{tb} = 27 \text{ mm}$

Bước ren $S = 6 \text{ mm}$

Từ công thức 3.16[5] tính số vòng ren cần thiết

$$Z = \frac{P}{\frac{p}{4}(d^2 - d_1^2)[p]_{kv}}$$

$$[p]_{kv} = 40 \text{ kG/cm}^2$$

$$Z = 6$$

Từ công thức 3.17[5] tính chiều dài của vít $H = Z.S = 6.6 = 36 \text{ mm}$

Từ công thức 3.18[5] tính góc nâng của đường xoắn vít

$$\text{tg } j = \frac{S}{p.d_{tb}} = \frac{6}{p.27} = 0,07$$

$$\text{tg } j = 4,048^\circ$$

Từ công thức 3.20[5] kiểm tra bền theo ứng suất kéo

$$d_k = \frac{P}{\frac{\rho d_1^2}{4}} \leq [d]_k$$

$$\text{Đ } d_k = \frac{1060,5}{\frac{\rho \cdot 2,1^2}{4}} \gg 306,34 \text{ kG/cm}^2 \leq [d]_k$$

3.5.6.2. Thiết bị kéo căng bằng tải thứ 2

Dữ liệu tính toán

Sử dụng thiết bị kéo căng kiểu vít có hai vít

Chọn vật liệu làm vít là thép 45 thường hóa có $[d_{ch}] = 360 \text{ MPa}$

Hệ số an toàn là $[S] = 2$.

Chiều dài hành trình của thiết bị kéo căng $l = 300 \text{ mm}$

$$S_v = 2388,69 \text{ kG}$$

$$S_r = 933,08 \text{ kG}$$

Từ công thức 3.21[5] tính ứng suất cho phép

$$[d_k] = \frac{[d_{ch}]}{[S]} = \frac{360}{2} = 180 \text{ MPa} = 1835,48 \text{ kG/cm}^2$$

Từ công thức (3.13) tính lực căng $S_c = K(S_v + S_r + T)$

T - tổn thất di chuyển của con trượt

K - hệ số tính đến tổn thất ở tang nghiêng, $K = 1,1$

$$S_c = 1,1 \cdot (2388,69 + 933,08) = 3653,95 \text{ kG}$$

Từ công thức 3.14[5] tính lực căng tác dụng lên một vít

$$P = \frac{S_c}{2} \cdot b = 3288,55 \text{ kG}$$

β - hệ số tính đến sự phân bố lực không đều: $\beta = 1,8$

Từ công thức 3.15[5] tính đường kính chân ren

$$d_1 \geq 0,0662 \sqrt[4]{Pl^2} = 8,68 \text{ mm}$$

Dựa vào Bảng 9.1[4] chọn đường kính chân ren $d_1 = 21 \text{ mm}$

Đường kính đỉnh ren $d = 32 \text{ mm}$

Đường kính trung bình $d_{tb} = 27 \text{ mm}$

Bước ren $S = 6 \text{ mm}$

Từ công thức 3.16[5] tính số vòng ren cần thiết

$$Z = \frac{P}{\frac{p}{4}(d^2 - d_1^2)[p]_{kv}}$$

$$[p]_{kv} = 40 \text{ kG/cm}^2$$

$$Z = 18$$

Từ công thức 3.17[5] tính chiều dài của vít $H = Z \cdot S = 18 \cdot 6 = 108 \text{ mm}$

Từ công thức 3.18[5] tính góc nâng của đường xoắn vít

$$\text{tg } j = \frac{S}{p \cdot d_{tb}} = \frac{6}{p \cdot 27} = 0,07$$

$$\text{P } j = 4,048^\circ$$

Từ công thức 3.20[5] kiểm tra bền theo ứng suất kéo

$$d_k = \frac{P}{\frac{p d_1^2}{4}} \leq [d]_k$$

$$\text{P } d_k = \frac{3288,55}{\frac{p \cdot 2,1^2}{4}} \gg 949,94 \text{ kG/cm}^2 \leq [d]_k$$

3.5.6.3. Thiết bị kéo căng bằng tải thứ 3

- **Dữ liệu tính toán**

Sử dụng thiết bị kéo căng kiểu vít có hai vít

Chọn vật liệu làm vít là thép 45 thường hóa có $[d_{ch}] = 360 \text{ MPa}$

Hệ số an toàn là $[S] = 2$.

Chiều dài hành trình của thiết bị kéo căng $l = 300 \text{ mm}$

$$S_v = 2274 \text{ kG}$$

$$S_r = 888,26 \text{ kG}$$

Từ công thức 3.21[5] tính ứng suất cho phép

$$[d_k] = \frac{[d_{ch}]}{[S]} = \frac{360}{2} = 180 \text{ MPa} = 1835,48 \text{ kG/cm}^2$$

Từ công thức 3.13[5] tính lực căng $S_C = K(S_v + S_r + T)$

T - tổn thất di chuyển của con trượt

K - hệ số tính đến tổn thất ở tang nghiêng: $K = 1,1$

$$S_C = 1,1.(2274 + 888,26) = 3478,5kG$$

Từ công thức 3.14[5] tính lực căng tác dụng lên một vít

$$P = \frac{S_C}{2}.b = 3130,64kG$$

β : hệ số tính đến sự phân bố lực không đều = 1,8

Từ công thức 3.15[5] tính đường kính chân ren

$$d_1 \geq 0,0662\sqrt[4]{Pl^2} = 8,57mm$$

Dựa vào Bảng 9.1[4] chọn đường kính chân ren $d_1 = 21\text{ mm}$

Đường kính đỉnh ren $d = 32\text{ mm}$

Đường kính trung bình $d_{tb} = 27\text{ mm}$

Bước ren $S = 6\text{ mm}$

Từ công thức 3.16[5] tính số vòng ren cần thiết

$$Z = \frac{P}{\frac{p}{4}(d^2 - d_1^2)[p]_{\text{tr}}}$$
$$[p]_{\text{tr}} = 40kG/cm^2$$

$$Z = 17$$

Từ công thức 3.17[5] tính chiều dài của vít $H = Z.S = 17.6 = 102\text{ mm}$

Từ công thức 3.18[5] tính góc nâng của đường xoắn vít

$$\tan j = \frac{S}{p.d_{tb}} = \frac{6}{p.27} = 0,07$$

$$\tan j = 4,048^\circ$$

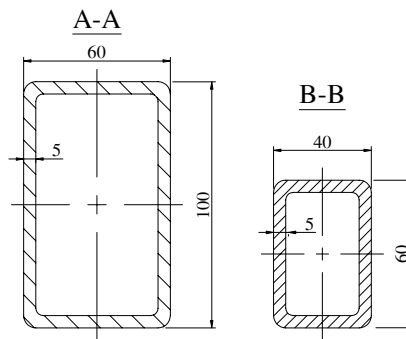
Từ công thức 3.20[5] kiểm tra bền theo ứng suất kéo

$$d_k = \frac{P}{\frac{p.d_1^2}{4}} \leq [d]_k$$

$$p \cdot d_k = \frac{3130,64}{\frac{p \cdot 2,1^2}{4}} \gg 904,25 \text{ kG/cm}^2 \text{ \& [d]_k}$$

3.5.7. Tính bền hệ thống khung đỡ

Ta có thể xem hệ thống khung đỡ như hệ thống dầm chịu lực. Tải trọng q phân bố trên dầm là tải phân bố đều



Hình 3.5.18 - Mặt cắt ngang của hệ thống khung đỡ

Vật liệu làm dầm là thép CT3

- Với dầm có mặt cắt A-A

Từ công thức (3.71) tính momen quán tính

$$I_x = \frac{4 \cdot 60^2}{2 \cdot \left(\frac{10}{0,5} + \frac{6}{0,5} \right)} = 225 (\text{cm}^4)$$

$$F = 10 \cdot 6 = 60 \text{ cm}^2$$

Từ công thức (3.72) tính momen chống uốn

$$W_x = \frac{2 \cdot I_x}{h} = \frac{2 \cdot 225}{10} = 45 \text{ cm}^3$$

- Với dầm có mặt cắt B-B

Từ công thức (3.71) tính momen quán tính

$$I_x = \frac{4 \cdot 24^2}{2 \cdot \left(\frac{4}{0,5} + \frac{6}{0,5} \right)} = 57,6 (\text{cm}^4)$$

$$F = 4 \cdot 6 = 24 \text{ cm}^2$$

Từ công thức (3.72) tính momen chống uốn

$$W_x = \frac{2.I_x}{h} = \frac{2.57,6}{6} = 19,2cm^3$$

Ta thấy momen chống uốn của dầm có mặt cắt A-A lớn hơn dầm có mặt cắt

B-B nên ta kiểm tra bền cho dầm có mặt cắt B-B

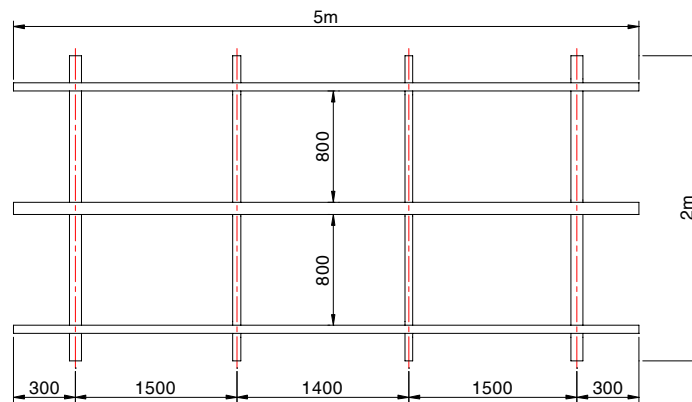
Tính bền cho hệ thống khung đỡ của băng tải xích thứ 1

- Dữ liệu tính toán**

Vật liệu làm dầm là thép CT3 có

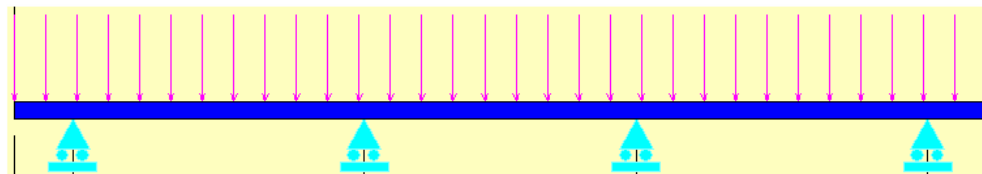
$$[\sigma_b]_{\max} = 490MPa = 4996,6KN/cm^2$$

$$[\tau]_{\max} = \frac{[\sigma]_{\max}}{2} = \frac{490}{2} = 245MPa = 2498,3KN/cm^2$$



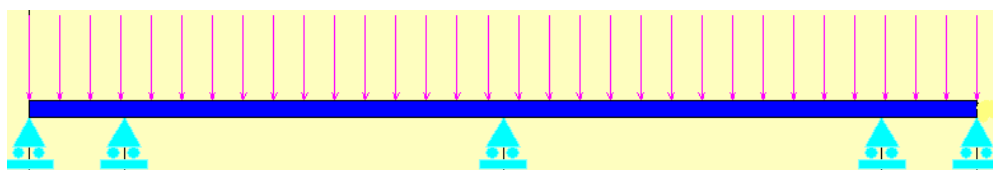
Hình 3.5.19 - Hệ thống khung đỡ băng tải xích thứ 1

Dầm 5m



Hình 3.5.20 - Điểm đặt gối đỡ dầm 5m bằng tải xích thứ 1

Dầm 2m



Hình 3.5.21 - Điểm đặt gối đỡ dầm 2m bằng tải xích thứ 1

- **Tính bền cho dầm dài 2m**

Tải trọng tác dụng lên toàn bộ khung đỡ:

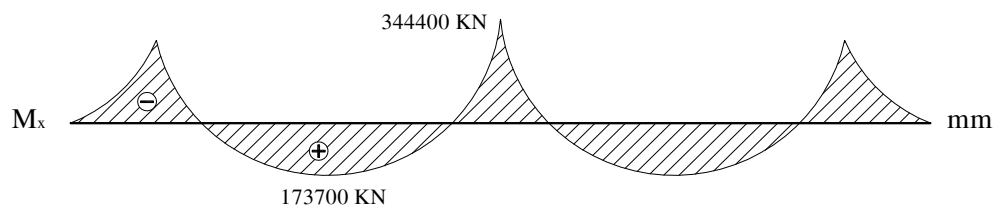
$$Q = 2300 + 1000 + 176 = 3476 \text{ kG}$$

Tải trọng tác dụng lên một dầm 2m

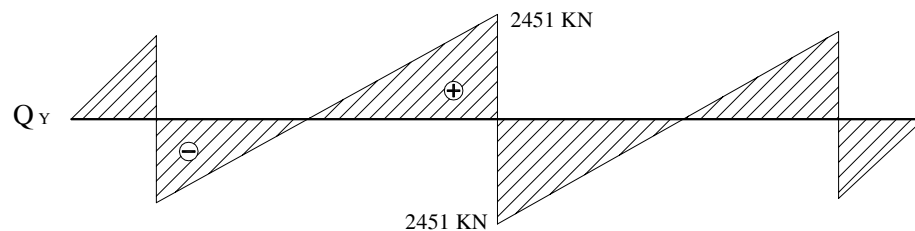
$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q/3 = 1158,66 \text{ kG}$$

Tải trọng q phân bố trên dầm

$$q = \frac{Q_1 \cdot g}{l} = \frac{1158,66 \cdot 10}{2000} = 5,8 \text{ KN/mm}$$



Hình 3.5.22 - Biểu đồ momen M_x dầm 2m bằng tải xích thứ 1



Hình 3.5.23 - Biểu đồ momen Q_y dầm 2m bằng tải xích thứ 1

Tính bền

M_x^{\max} - momen uốn nhất lớn nhất trên dầm $M_x^{\max} = 34440 \text{ KNcm}$

W_x - momen chống uốn của tiết diện $W_x = 13,583 \text{ cm}^3$

Q_y^{\max} - lực cắt lớn nhất trên dầm $Q_y^{\max} = 4902 \text{ KN}$

F - diện tích mặt cắt đang xét $F = (6.4) - (5.3) = 9 \text{ cm}^2$

Từ công thức (3.73) tính $\sigma_x^{\max} = \frac{34440}{13,583} = 2535,52 \text{ KN/cm}^2 \leq [\sigma]$

Từ công thức (3.74) tính $\tau_y^{\max} = \frac{3.4902}{2.9} = 817 \text{ KN/cm}^2 \leq [\tau]$

- **Tính bền cho dầm dài 5m**

Tải trọng tác dụng lên toàn bộ khung đỡ:

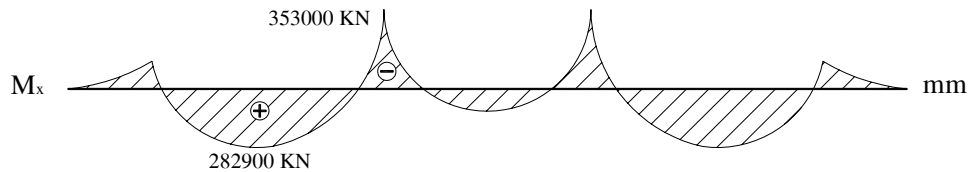
$$Q = 2300 + 1000 + 176 = 3476 \text{ kG}$$

Tải trọng tác dụng lên một dầm 2m

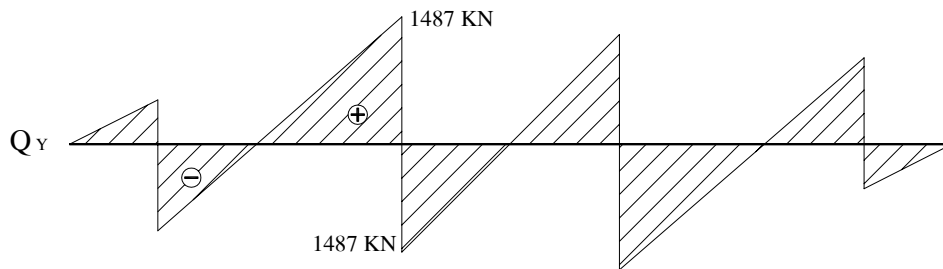
$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_4 = Q/4 = 869 \text{ kG}$$

Tải trọng q phân bố trên dầm

$$q = \frac{Q_1 \cdot g}{l} = \frac{869 \cdot 10}{5000} = 1,738 \text{ KN/mm}$$



Hình 3.5.24 - Biểu đồ momen M_x dầm 5m bằng tải xích thứ 1



Hình 3.5.25 - Biểu đồ momen Q_y dầm 5m bằng tải xích thứ 1

Tính bền

$$M_x^{\max} - \text{momen uốn nhất lớn nhất trên dầm} \quad M_x^{\max} = 35300 \text{ KNcm}$$

$$W_x - \text{momen chống uốn của tiết diện} \quad W_x = 19,2 \text{ cm}^3$$

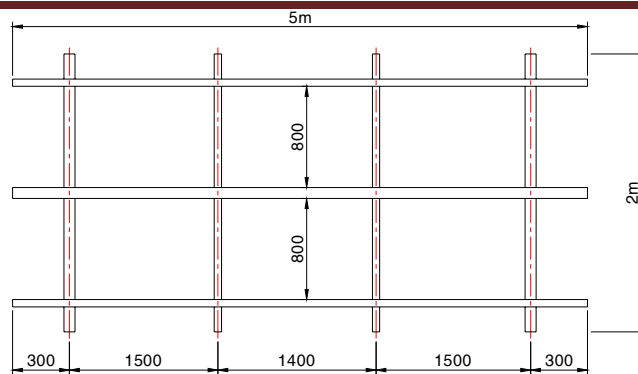
$$Q_y^{\max} - \text{lực cắt lớn nhất trên dầm} \quad Q_y^{\max} = 2974 \text{ KN}$$

$$F - \text{diện tích mặt cắt đang xét} \quad F = (6.4) - (5.3) = 9 \text{ cm}^2$$

$$\text{Từ công thức 3.73[5] tính } s_x^{\max} = \frac{M_x^{\max}}{W_x} = \frac{35300}{19,2} = 1838,54 \text{ KN/cm}^2 \leq [\sigma]$$

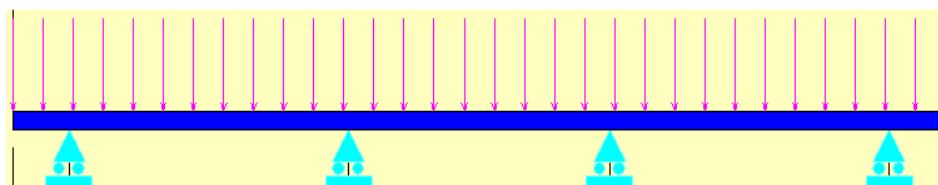
$$\text{Từ công thức 3.74[5] tính } \tau_y^{\max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_y^{\max}}{F} = \frac{3 \cdot 2974}{2 \cdot 9} = 495,67 \text{ KN/cm}^2 \leq [\tau]$$

Tính bền cho hệ thống khung đỡ của băng tải xích thứ 2



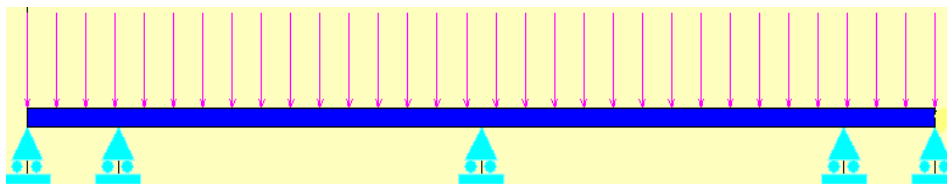
Hình 3.5.26 - Hệ thống khung đỡ bằng tải xích thứ 2

Dầm 5m



Hình 3.5.27 - Điểm đặt gối đỡ dầm 5m bằng tải xích thứ 2

Dầm 2m



Hình 3.5.28 - Điểm đặt gối đỡ dầm 2m bằng tải xích thứ 2

Dữ liệu tính toán

Vật liệu làm dầm là thép CT3 có

$$[\sigma_b]_{\max} = 490 \text{ MPa} = 4996,6 \text{ kG/cm}^2$$

$$[\tau]_{\max} = \frac{[\sigma]_{\max}}{2} = \frac{490}{2} = 245 \text{ MPa} = 2498,3 \text{ kG/cm}^2$$

• Tính bền cho dầm dài 2m

Tải trọng tác dụng lên toàn bộ khung đỡ:

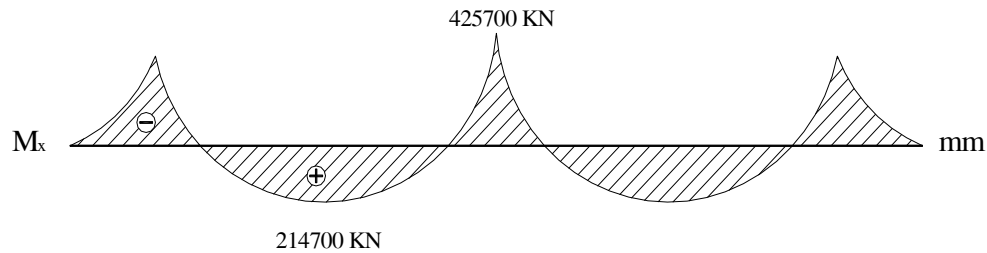
$$Q = 2300 + 2000 = 4300 \text{ kG}$$

Tải trọng tác dụng lên một dầm 2m

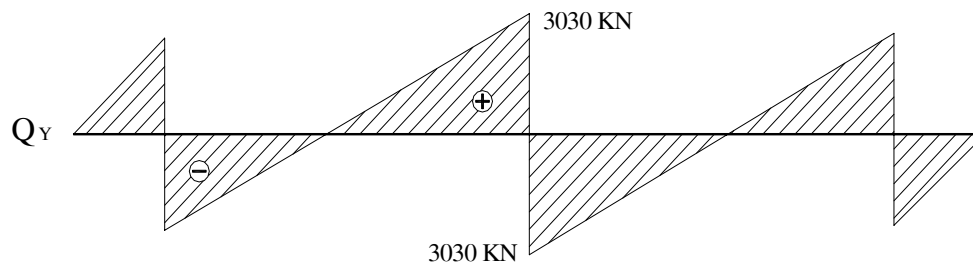
$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q/3 = 1433,33 \text{ kG}$$

Tải trọng q phân bố trên dầm

$$q = \frac{Q_1 \cdot g}{l} = \frac{1433,33 \cdot 10}{2000} = 7,17 \text{ kG/mm}$$



Hình 3.5.29 - Biểu đồ mômen M_x dầm 2m bằng tải xích thứ 2



Hình 3.5.30 - Biểu đồ mômen Q_y dầm 2m bằng tải xích thứ 2

Tính bền

M_x^{\max} - mômen uốn nhất lớn nhất trên dầm $M_x^{\max} = 42570 \text{ KNcm}$

W_x - mômen chống uốn của tiết diện $W_x = 19,2 \text{ cm}^3$

Q_y^{\max} - lực cắt lớn nhất trên dầm $Q_y^{\max} = 6060 \text{ KN}$

F - diện tích mặt cắt đang xét $F = (6.4) - (5.3) = 9 \text{ cm}^2$

Từ công thức (3.73) tính $\sigma_x^{\max} = \frac{42570}{19,2} = 2217,18 \text{ KN/cm}^2 \leq [\sigma]$

Từ công thức (3.74) tính $\tau_y^{\max} = \frac{3.6060}{2.9} = 1010 \text{ KN/cm}^2 \leq [\tau]$

- Tính bền cho dầm dài 5m**

Tải trọng tác dụng lên toàn bộ khung đỡ:

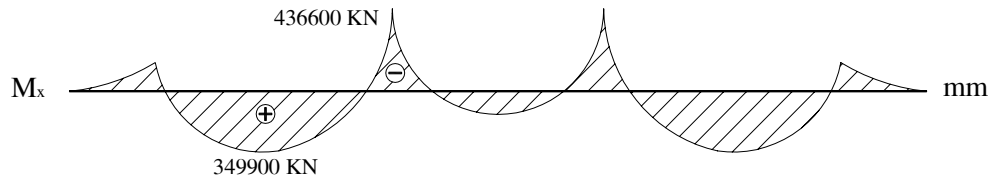
$$Q = 2300 + 2000 = 4300 \text{ kG}$$

Tải trọng tác dụng lên một dầm 2m

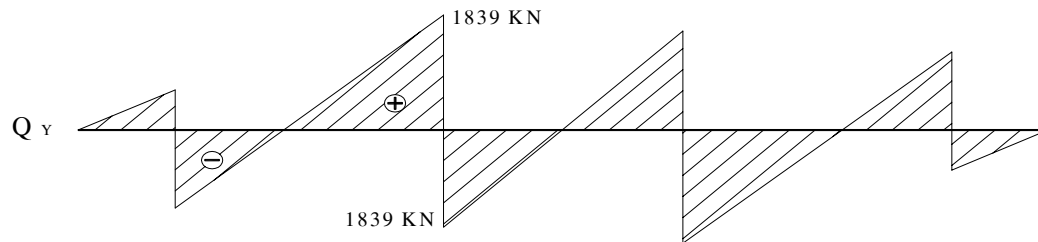
$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_4 = Q/4 = 1075 \text{ kG}$$

Tải trọng q phân bố trên dầm

$$q = \frac{Q_1 \cdot g}{l} = \frac{1075 \cdot 10}{5000} = 2,15 \text{ kG/mm}$$



Hình 3.5.31 - Biểu đồ mômen M_x dầm 5m bằng tải xích thứ 2



Hình 3.5.32 - Biểu đồ mômen Q_y dầm 5m bằng tải xích thứ 2

Tính bền M_x^{\max} - mômen uốn nhất lớn nhất trên dầm $M_x^{\max} = 43660 \text{ KNcm}$

W_x - mômen chống uốn của tiết diện $W_x = 19,2 \text{ cm}^3$

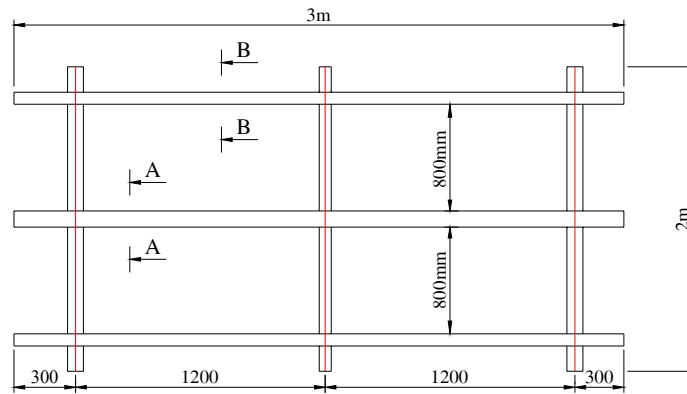
Q_y^{\max} - lực cắt lớn nhất trên dầm $Q_y^{\max} = 3678 \text{ KN}$

F - diện tích mặt cắt đang xét $F = (6.4) - (5.3) = 9 \text{ cm}^2$

Từ công thức 3.73[5] tính $\sigma_x^{\max} = \frac{43660}{19,2} = 2274 \text{ KN/cm}^2 \leq [\sigma]$

Từ công thức 3.74[5] tính $\tau_y^{\max} = \frac{3.3678}{2.9} = 613 \text{ KN/cm}^2 \leq [\tau]$

Tính bền cho hệ thống khung đỡ của băng tải xích thứ 3



Hình 3.5.33 - Hệ thống khung đỡ bằng tải xích thứ 3

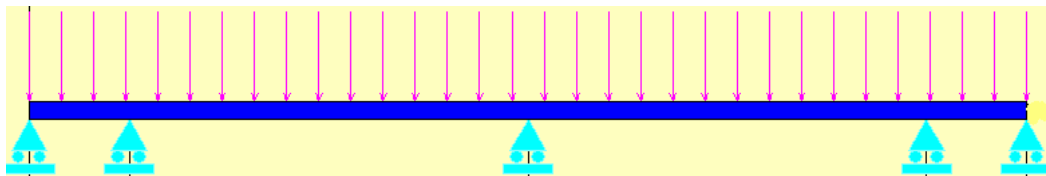
Dữ liệu tính toán

Vật liệu làm dầm là thép CT3 có

$$[\sigma_b]_{\max} = 490 \text{ MPa} = 4996,6 \text{ kG/cm}^2$$

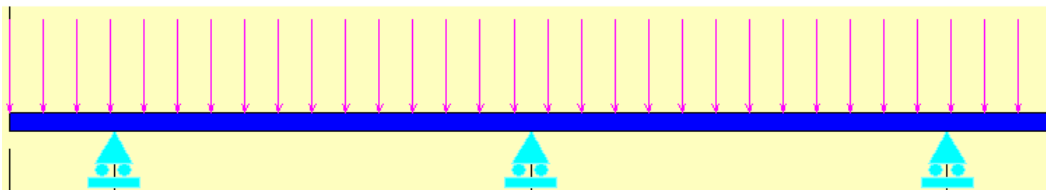
$$[\tau]_{\max} = \frac{[\sigma]_{\max}}{2} = \frac{490}{2} = 245 \text{ MPa} = 2498,3 \text{ kG/cm}^2$$

Dầm 2m



Hình 3.5.34 - Điểm đặt gối đỡ dầm 2m bằng tải xích thứ 3

Dầm 3m



Hình 3.5.35 - Điểm đặt gối đỡ dầm 3m bằng tải xích thứ 3

- **Tính bền cho dầm dài 2m**

Tải trọng tác dụng lên toàn bộ khung đỡ:

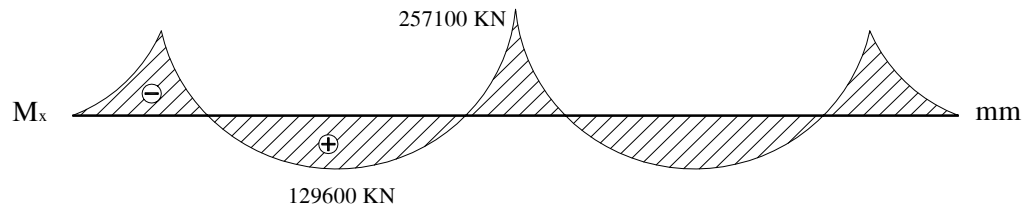
$$Q = 1400 + 1200 = 2600 \text{ kG}$$

Tải trọng tác dụng lên một dầm

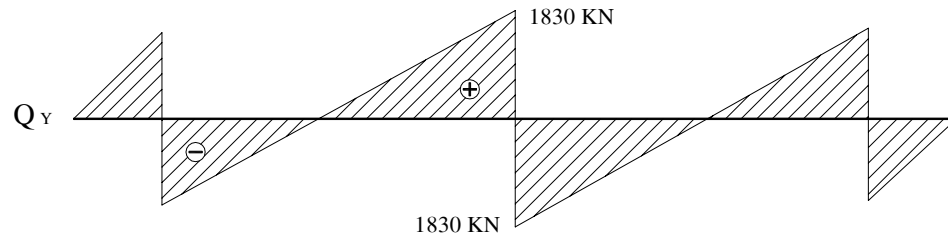
$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q/3 = 866,67 \text{ kG}$$

Tải trọng q phân bố trên dầm

$$q = \frac{Q \cdot g}{l} = \frac{866,67 \cdot 10}{2000} = 4,33 \text{ KN}$$



Hình 34.36 - Biểu đồ momen M_x dầm 2m bằng tải xích thứ 3



Hình 3.5.37 - Biểu đồ momen Q_y dầm 2m bằng tải xích thứ 3

Tính bền

M_x^{\max} - momen uốn nhất lớn nhất trên dầm $M_x^{\max} = 35710 \text{ KNcm}$

W_x - momen chống uốn của tiết diện $W_x = 19,2 \text{ cm}^3$

Q_y^{\max} - lực cắt lớn nhất trên dầm $Q_y^{\max} = 3660 \text{ KN}$

F - diện tích mặt cắt đang xét $F = (6.4) - (5.3) = 9 \text{ cm}^2$

Từ công thức (3.73) tính $\sigma_x^{\max} = \frac{35710}{19,2} = 1860 \text{ KN/cm}^2 \leq [\sigma]$

Từ công thức (3.74) tính $\tau_y^{\max} = \frac{3.3660}{2.9} = 610 \text{ KN/cm}^2 \leq [\tau]$

- Tính bền cho dầm dài 3m**

Tải trọng tác dụng lên toàn bộ khung đỡ:

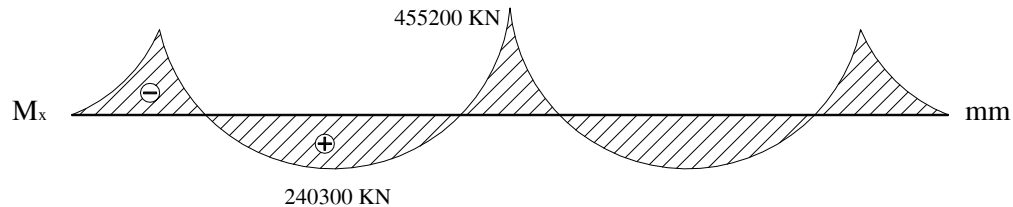
$$Q = 1400 + 1200 = 2600 \text{ kG}$$

Tải trọng tác dụng lên một dầm

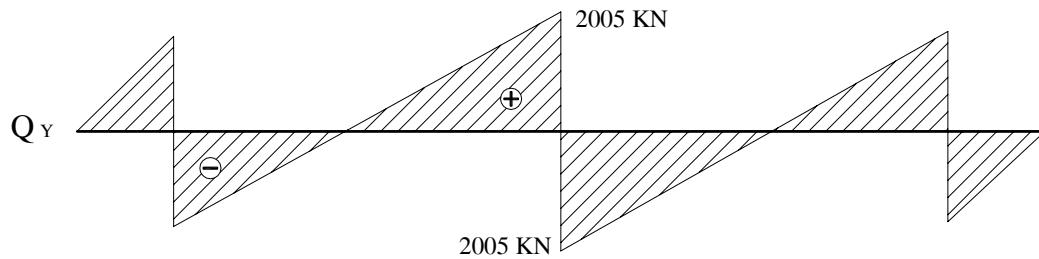
$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q/3 = 866,67 \text{ kG}$$

Tải trọng q phân bố trên dầm

$$q = \frac{Q \cdot g}{l} = \frac{866,67 \cdot 10}{3000} = 2,89 \text{ KN}$$



Hình 3.5.38 - Biểu đồ momen M_x dầm 3m bằng tải xích thứ 3



Hình 3.5.39 - Biểu đồ momen Q_y dầm 3m bằng tải xích thứ 3

Tính bền

$$M_x^{\max} - \text{momen uốn nhất lớn nhất trên dầm} \quad M_x^{\max} = 45200 \text{ KNcm}$$

$$W_x - \text{momen chống uốn của tiết diện} \quad W_x = 19,2 \text{ cm}^3$$

$$Q_y^{\max} - \text{lực cắt lớn nhất trên dầm} \quad Q_y^{\max} = 4010 \text{ KN}$$

$$F - \text{diện tích mặt cắt đang xét} \quad F = (6.4) - (5.3) = 9 \text{ cm}^2$$

$$\text{Từ công thức (3.73) tính } s_x^{\max} = \frac{45200}{19,2} = 2354,2 \text{ KN/cm}^2 \leq [\sigma]$$

$$\text{Từ công thức (3.74) tính } \tau_y^{\max} = \frac{3 \cdot 4010}{2.9} = 668,33 \text{ KN/cm}^2 \leq [\tau]$$

3.5.8. Tính lực tác dụng lên pittông thủy lực của băng tải

3.5.8.1. Băng tải 1

$$\text{Khối lượng của cụm băng tải} \quad M_1 = 2300 \text{ kG}$$

$$\text{Khối lượng cụm dao cắt} \quad M_2 = 1200 \text{ kG}$$

$$\text{Tổng khối lượng} \quad M = 3500 \text{ kG}$$

$$\text{Tải trọng } P = M \cdot g = 3500 \cdot 10 = 35000 \text{ N}$$

Góc nâng tối đa của băng tải là 30°

Chiều dài băng tải $L = 5\text{m}$

Hình chiếu xuống phương ngang $L_{ng} = 4,33\text{m}$

Phản lực tác dụng lên xylanh-pittông có phương dọc theo trục thanh và hướng lên trên

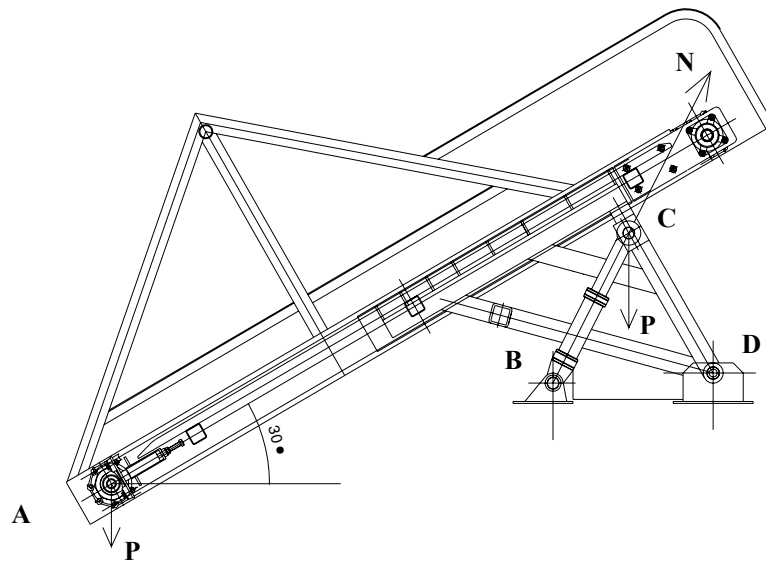
Ta tính áp lực tác dụng lên pittông trong trường hợp pittông chịu áp lực lớn nhất là khi băng tải ở vị trí nghiêng thấp nhất là 30°

Thanh AC vuông góc thanh CD.

Áp dụng nguyên lý trượt lực giữa nguyên phương chiều và độ lớn

Ta trượt lực P từ điểm A về điểm C

$$N = P \cdot \cos 30^\circ = 30310,9 \text{ N}$$



Hình 3.5.40 - Vị trí của pittông nâng hạ băng tải thứ 1

3.5.8.2. Băng tải 3

Khối lượng của cụm băng tải $M_1 = 2400 \text{ kG}$

Khối lượng vật liệu $M_2 = 1200 \text{ kG}$

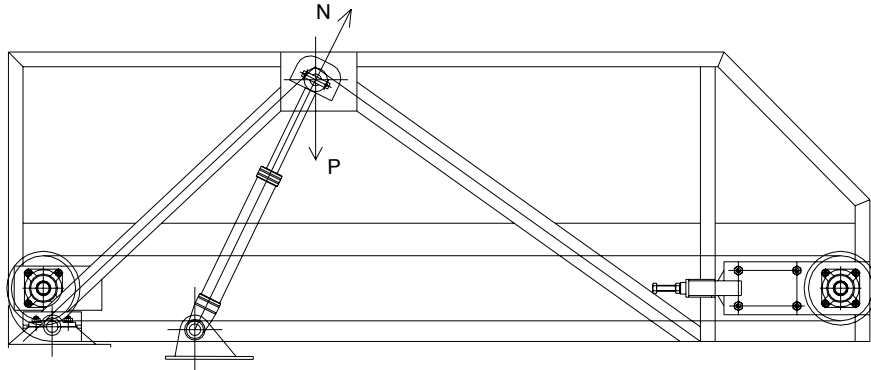
Tổng khối lượng $M = 3600 \text{ kG}$

Tải trọng $P = M \cdot g = 3600 \cdot 10 = 36000 \text{ N}$

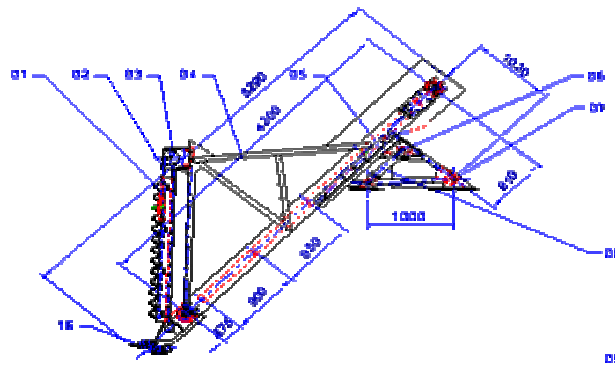
Chiều cao nâng tối đa của xylanh $H = 1,5 \text{ m}$, góc nâng tối đa là 30°

Phản lực tác dụng lên xylanh-pittông có phương dọc theo trục thanh và hướng lên trên

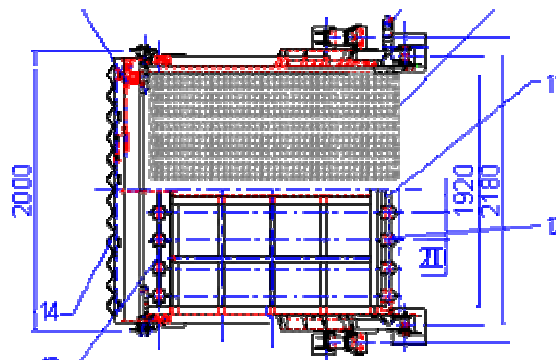
$$N = P \cdot \cos 30^0 = 31177 \text{ N}$$



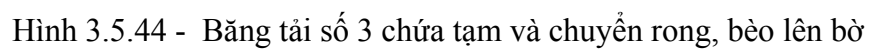
Hình 3.5.41 - Vị trí của pittông nâng hạ băng tải thứ 3



Hình 3.5.42 - băng tải số 1 gắn cụm dao cắt kèm theo



Hình 3.5.43 - Băng tải số 2 . chức tạm rong, bèo trên pontoon



3.6. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CỤM GOM BÈO

Khimáy làm việc với chức năng vớt rác và vớt bèo tây dạng khối, cụm gom được lắp vào để tăng chiều rộng làm việc. Khi làm việc hai cụm gom sẽ mở ra một góc là 40 độ. Khi không làm việc thì cánh tay khép lại ở vị trí o độ so với phương thẳng đứng. Hai khớp bản lề có chốt mở ra được khi không sử dụng. Và đặc biệt có thể mở ra và dừng lại ở bất cứ vị trí nào trong khoảng 40 độ.

3.6.1. Các thông số yêu cầu

Chọn loại cụm gom dạng lưới được lắp vào cơ cấu nhờ các khớp quay. Với các thông số yêu cầu:

Kích thước của tay vớt:

Chiều cao tổng: 500 mm. Trong đó phần chìm dưới nước là 250mm. Phần nổi lên trên là 250 mm

Chiều dài là $1\text{m} = 1000\text{ mm}$

Vận tốc của dòng nước là $V_n = 2 \div 5\text{ (km/h)}$

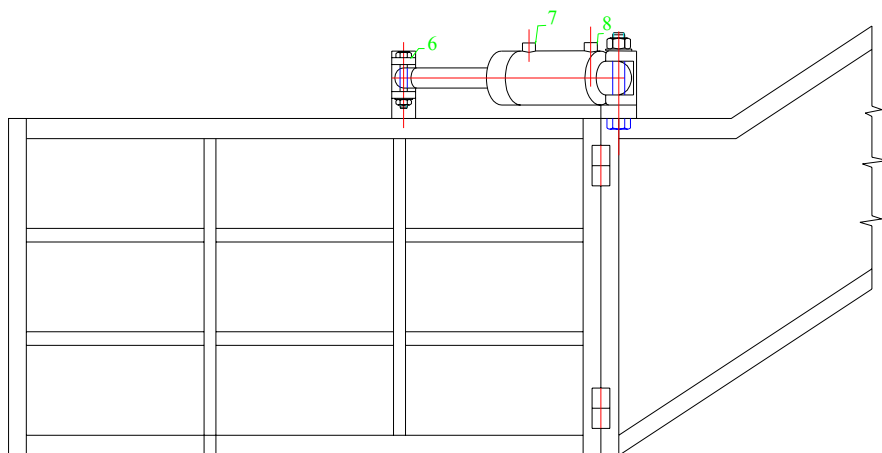
Vận tốc của máy khi vớt rác ngược dòng là $v_1 = 0 \div 2\text{ (km/h)}$

Vận tốc của máy khi vớt rác cùng chiều dòng nước $V_2 = 5 \div 7\text{ (km/h)}$

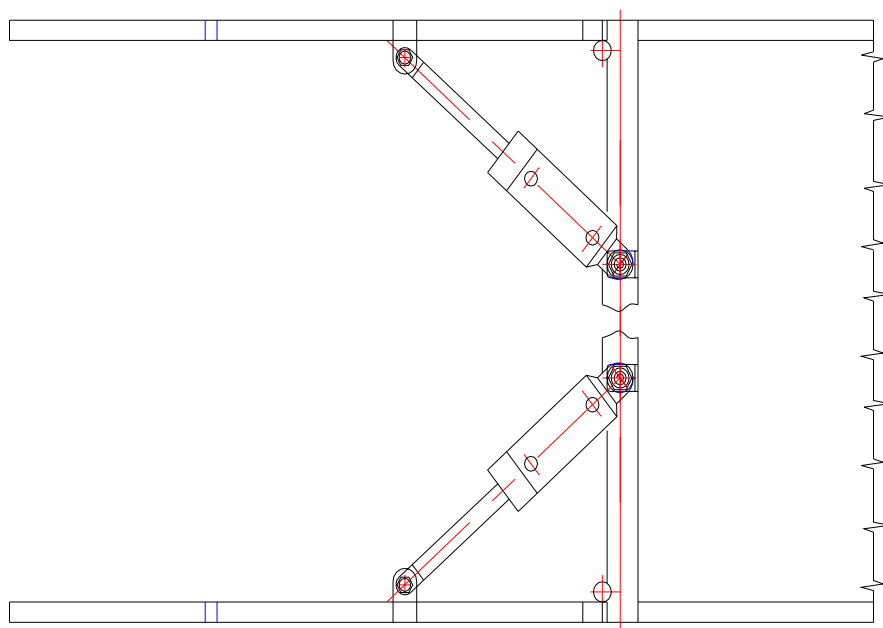
Mật độ của rác trên 1m^3 $\rho = 18\text{ (kg/m}^3\text{)}$

Góc mở của cụm gom: $\alpha = 40^\circ$

Khoảng cách nhỏ nhất của hai cụm gom là: $l_{\min} = 2\text{m}$



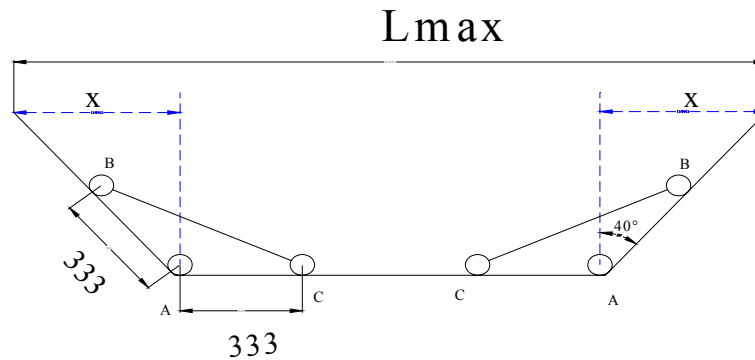
Hình 3.6.1 - Kết cấu tay gom rác



Hình 3.6.2 - Sơ đồ kết cấu khung gom

3.6.2. Tính toán

3.6.2.1. Tính toán khoảng cách lớn nhất của cụm gom khi mở ra cực đại



Hình 3.6.3 - Vị trí đặt xy lanh thủy lực

$$\sin 40^{\circ} = \frac{x}{1000} = 0.64$$

$$\rightarrow x = 0.64 \times 1000 = 640(mm)$$

$$\rightarrow l_{\max} = l_{\min} + 2x$$

$$\rightarrow l_{\max} = 2000 + 2 \times 640 = 3280(mm)$$

3.6.2.2. Tính toán khối lượng của cụm gom

Thể tích của thanh thép vuông 30 dài 500mm

$$V = S \times l$$

Với S : diện tích (mm²)

L : chiều dài (mm)

$$\rightarrow V_1 = 30 \times 30 \times 500 = 45 \times 10^4 (mm^3)$$

Thể tích thanh thép vuông dài 1m

$$V_2 = 30 \times 30 \times 1000 = 9 \times 10^5 (mm^3)$$

Thể tích thanh thép vuông 20 dài 500 mm

$$V_3 = 20 \times 20 \times 500 = 2 \times 10^5 \text{ (mm}^3\text{)}$$

Thể tích thanh thép vuông 20 dài 1m

$$V_4 = 20 \times 20 \times 1000 = 4 \times 10^5 \text{ (mm}^3\text{)}$$

Trong đó có hai thanh vuông 30 dài 500

$$V_{11} = 2 \times 45 \times 10^4 = 9 \times 10^5 \text{ (mm}^3\text{)}$$

Có hai thanh vuông 30 dài 1000mm

$$V_{22} = 2 \times 9 \times 10^5 = 18 \times 10^5 \text{ (mm}^3\text{)}$$

Có hai thanh vuông 20 dài 1000mm

$$V_{33} = 4 \times 2 \times 10^5 = 8 \times 10^5 \text{ (mm}^3\text{)}$$

Có hai thanh vuông 20 dài 500mm

$$V_{44} = 2 \times 2 \times 10^5 = 4 \times 10^5 \text{ (mm}^3\text{)}$$

Tổng thể tích khung là :

$$\begin{aligned} V &= V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_{11} + V_{22} + V_{33} + V_{44} \\ &= (4,5 + 2 + 4 + 9 + 18) \times 10^5 \\ &= 37.5 \times 10^5 \text{ (mm}^3\text{)} \end{aligned}$$

Khối lượng của khung là :

$$\gamma = m \times V$$

$$\text{Suy ra : } m = \rho \times V$$

Trong đó : γ - là khối lượng riêng của vật liệu

V- thể tích

Khối lượng riêng của thép là $\rho = 7.852 \text{ (kg/dm}^3\text{)}$

Vậy khối lượng của khung là : $m = 7.852 \times 3.75 = 29.5 \text{ (kg)}$

3.6.2.3. Tính toán khối lượng của khung lưới

Khung lưới gồm:

16 thanh Ø5 dài 915mm

15 thanh Ø5 dài 500mm

Tính khối lượng của khung sắt

Thể tích thanh Ø5 dài 915mm

$$V_1 = \pi \times r^2 \times l = 3.14 \times 2.5^2 \times 915 = 17956(mm^3)$$

Thể tích 16 thanh là :

$$V_{11} = 17956 \times 16 = 287310(mm^3)$$

Thể tích thanh Ø5 dài 500mm

$$V_2 = 3.14 \times 2.5^2 \times 500 = 9812.5(mm^3)$$

Thể tích 15 thanh là :

$$V_2 = 9812.5 \times 15 = 147187.5(mm^3)$$

Tổng thể tích là :

$$V = 287310 + 147187.5 = 434497.5(mm^3)$$

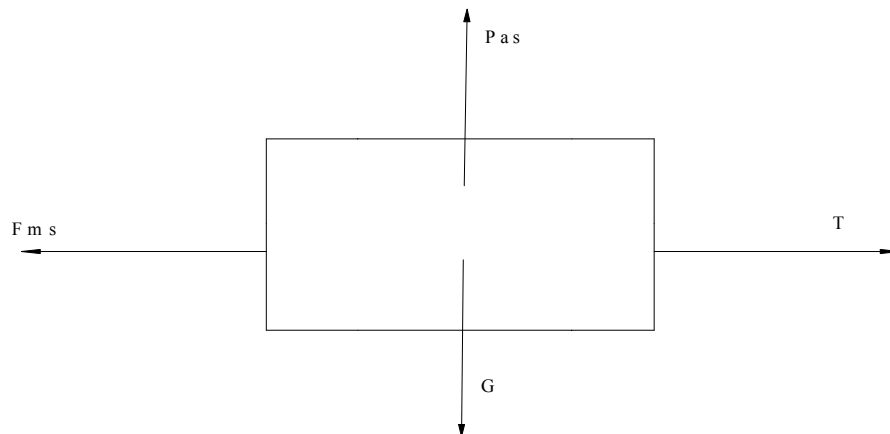
Vậy khối lượng của khung lưới là :

$$m = 7.852\left(\frac{kg}{dm^3}\right) \times 0.4344975(dm^3) = 3.41(kg)$$

Vậy tổng khối lượng của cụm gom là : $m = 29.5 + 3.31 = 32.9 (kg)$

- **Xác định các lực tác dụng vào cụm gom**

Ta xem cụm gom như là một vật rắn chuyển động trong nước thì nó sẽ chịu tác dụng của các lực sau :



Hình 3.6.4 – phân bố lực tác động và tay gom rác

Lực tác dụng để đẩy thiết bị \vec{T} (nó cùng phương nhưng ngược chiều với lực cản).

Lực cản do ma sát nhớt giữa chất lỏng với bề mặt vật thể và lực tác dụng của rác, bèo tây hoặc rác thải tác động lên bề mặt vật thể \vec{F}_{ms}

Lực đẩy Acsimet \vec{P}_{as} hướng từ dưới lên và vuông góc với vận tốc dòng chảy

Trọng lượng của vật \vec{G} cùng phương ngược chiều với lực đẩy Acsimet P_{as}

$$\rho_{\text{nước}} = 1000(\text{kg/m}^3)$$

$$\rho_{\text{rác}} = 18 (\text{kg/m}^3)$$

Trọng lượng riêng của nước

Từ công thức ta có :

$$\gamma_{\text{nước}} = \rho_{\text{nước}} \cdot g = 1000 \times 9.81 = 9810 (\text{N/m}^3)$$

Trọng lượng riêng của rác

$$\gamma_{\text{rác}} = \rho_{\text{rác}} \cdot g = 18 \times 9.81 = 176.6 (\text{N/m}^3)$$

Từ công thức ta có :

Trọng lượng \vec{G} của cụm gom

$$G = \rho_{\text{thép}} \cdot g \cdot W$$

$$\text{Với : } \rho_{\text{thép}} = 7.8 (\text{N/dm}^3)$$

$$W = V_1 + V_2 = 37.5 \times 10^5 + 434497.5$$

$$= 4184497(\text{mm}^3)$$

$$= 4.2 (\text{dm}^3)$$

$$\Rightarrow G = 7.8 \times 9.81 \times 4.2 = 321(\text{N})$$

Lực đẩy Acsimet

$$P_{as} = \gamma_n \times W = 9810 \times \frac{0.0042}{2} = 20.6(\text{N})$$

Lực cản:

Từ công thức 13 [1] ta có:

Công thức tính lực cản:

$$R_{ms} = \gamma \times f \times S \times V^k$$

Từ công thức tính f:

$$f = 0.1392 + \frac{0.258}{2.68 + L}$$
$$f = 0.1392 + \frac{0.258}{2.68 + 1000} = 0.139$$

Tính diện tích tiếp xúc:

Tổng diện tích của khung lưới

$$S_1 = 500 \times 915 = 457500(mm^2)$$

Diện tích phần trống :

$$S_2 = 210 \times 30 \times 60 = 378000(mm^2)$$

Diện tích tiếp xúc với nước :

$$S = \frac{S_1 - S_2}{2} = \frac{457500 - 378000}{2} = 39750(mm^2) = 0.03975(m^2)$$

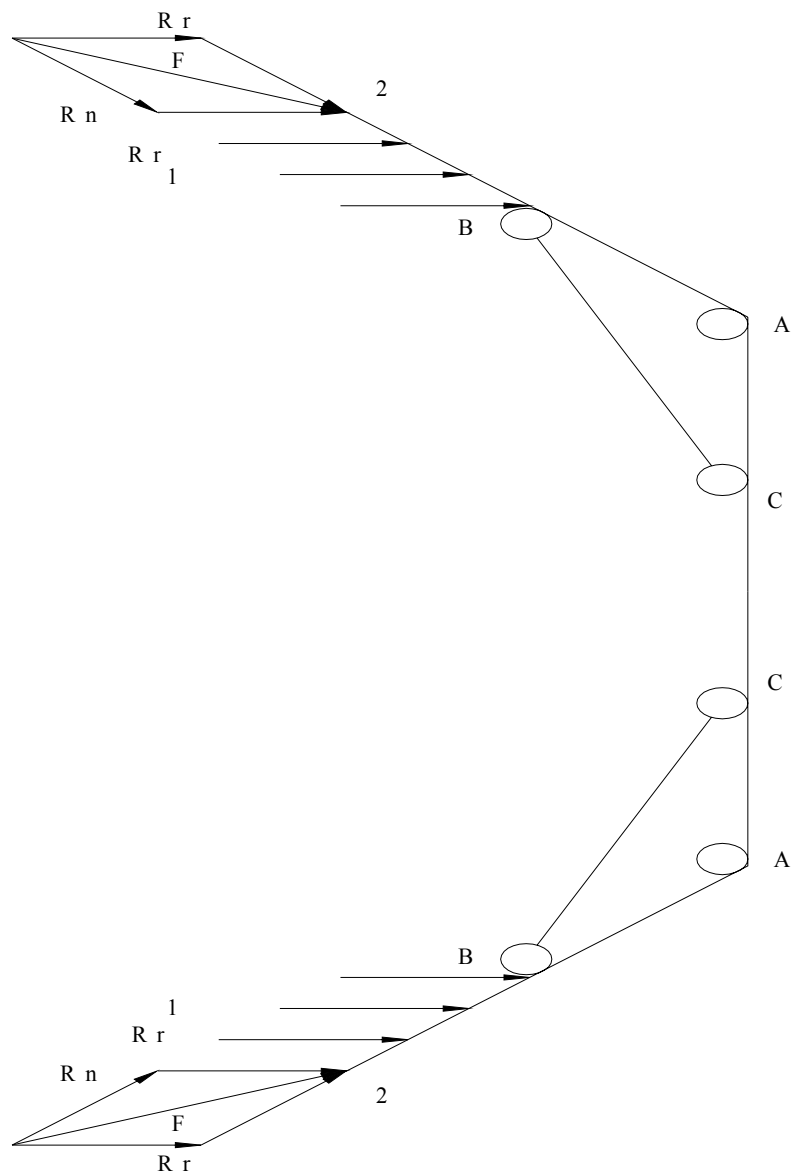
Tổng diện tích của khung là :

$$S_{11} = 500 \times 1000 = 5 \times 10^5 (mm^2)$$

Diện tích phần ô trống :

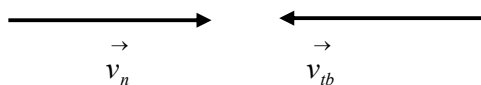
$$S_{22} = 210 \times 30 \times 60 = 378000(mm^2)$$

Diện tích tiếp xúc với nước là :



Hình 3.6.5 - Các lực tác dụng lên cụm gom

Khi thiết bị chạy ngược chiều với dòng nước thì lực cản sẽ là :

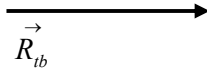


Trong đó : v_n : vận tốc của dòng nước

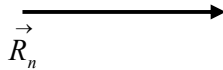
v_{tb} : vận tốc vận chuyển của thiết bị

Khi đó lực cản sẽ là :

Đầu tiên xem như nước đứng yên còn thiết bị chuyển động lực cản \vec{R}_{tb} do tác động của v_{tb} gây ra.



Sau đó xem như nước chuyển động, thiết bị đứng yên thì lực cản \vec{R}_n do tác động của vận tốc nước gây ra.



Vậy tổng vận tốc gây ra lực cản là :

$$v = v_n + v_{tb} = 5 + 2 = 7(km / h)$$

$$= \frac{7 \times 1000}{60 \times 60} = 1.94(m / s)$$

Từ công thức (3.20 [2]) ta có :

Lực cản masat do nước gây ra theo phương 1

$$R_{n1} = 9810 \times 0.139 \times 0.071647 \times 1.94^2 = 367.7(N)$$

Lực cản do rác, bèo tây ... gây ra :

$$R_r = 176.6 \times 0.139 \times 0.071647 \times 1.94^2 = 6.62(N)$$

Tổng lực tác động theo phương 1 :

$$R_1 = R_{n1} + R_r = 367.7 + 6.62 = 374.32(N)$$

Lực cản masat do nước tác động theo phương 2 :

Diện tích tiếp xúc nước của khung theo phương 2 :

$$S_1 = 30 \times 1000 = 3 \times 10^4(mm^2)$$

$$S_2 = 5 \times 915 = 4575(mm^2)$$

$$\Rightarrow S = S_1 + S_2 = 30000 + 4575 = 34575(mm^2) = 0.034575(m^2)$$

$$\Rightarrow R_2 = 9810 \times 0.139 \times \frac{0.034575}{2} \times 1.94^2 = 88.72(N)$$

Phản lực tổng hợp :

$$F = \sqrt{R_1 + R_2 + 2 \times R_1 \times R_2 \times \cos 40}$$

$$F = \sqrt{374.32^2 + 88.72^2 + 2 \times 374.32 \times 88.72 \times \cos 40}$$
$$F = 446(N)$$

Khi thiết bị đang chạy mà cụm gom bắt đầu đóng lại thì nó chịu thêm tác động do vận tốc của piston v_p gây ra :

Ta có : Chiều dài hành trình $L = 160$ (mm)

Thời gian chạy hết hành trình là 10 giây

Vậy vận tốc của piston khi đóng là :

$$v = \frac{L}{t} = \frac{160}{10} = 16(mm/s) = 0.016(m/s)$$

Vậy vận tốc gây ra lực cản là :

$$v = v_n + v_{tb} + v_p = 1.94 + 0.016 = 1.96(m/s)$$

Lực cản masat do nước gây ra theo phương 1 :

$$R_{n1} = 9810 \times 0.139 \times 0.071647 \times 1.94^2 = 367.7(N)$$

Lực cản do rác, bèo tây ... gây ra :

$$R_r = 176.6 \times 0.139 \times 0.071647 \times 1.94^2 = 6.62(N)$$

Lực cản khi đang đóng cụm gom:

$$R_p = 9810 \times 0.139 \times 0.071647 \times 1.96^2 = 375(N)$$

Tổng lực tác động theo phương 1 :

$$R_1 = R_r + R_p = 6.62 + 375 = 382(N)$$

Lực cản masat do nước tác động theo phương 2 :

$$\Rightarrow R_2 = 9810 \times 0.139 \times \frac{0.034575}{2} \times 1.94^2 = 88.72(N)$$

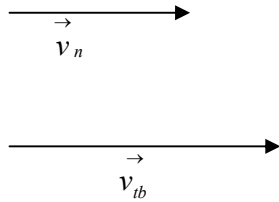
Phản lực tổng hợp :

$$F = \sqrt{R_1^2 + R_2^2 + 2 \times R_1 \times R_2 \times \cos 40}$$
$$F = \sqrt{382^2 + 88.72^2 + 2 \times 382 \times 88.72 \times \cos 40}$$
$$F = 453.76(N)$$

Hợp lực tác dụng lên cụm gom:

$$R = F + G - P = 453.76 + 321 - 20.6 = 754.2(N)$$

- **Khi thiết bị chạy cùng dòng nước** thì dễ vớt được rác, thiết bị phải chạy nhanh hơn vận tốc rác (vận tốc dòng nước)



Vậy khi vận tốc của thiết bị bằng với vận tốc của rác thì xem như giữa thiết bị và rác đứng yên tương đối với nhau, nên không có lực cản sinh ra. chỉ khi thiết bị chạy nhanh hơn rác thì mới sinh ra lực cản.

Tổng vận tốc gây ra lực cản là :

$$v = v_{tb} - v_r = 7 - 5 = 2(km / h)$$

$$v = \frac{2 \times 1000}{60 \times 60} = 0.56(m / s)$$

Lực cản masat do nước gây ra theo phương 1

$$R_{n1} = 9810 \times 0.139 \times 0.071647 \times 0.56^2 = 30.63(N)$$

Lực cản do rác, bèo tây ... gây ra :

$$R_r = 176.6 \times 0.139 \times 0.071647 \times 0.56^2 = 0.56(N)$$

Tổng lực tác động theo phương 1 :

$$R_1 = R_{n1} + R_r = 30.63 + 0.56 = 31.18(N)$$

Lực cản masat do nước tác động theo phương 2 :

$$\Rightarrow R_2 = 9810 \times 0.139 \times \frac{0.034575}{2} \times 0.56^2 = 14.8(N)$$

Phản lực tổng hợp :

$$F = \sqrt{R_1^2 + R_2^2 + 2 \times R_1 \times R_2 \times \cos 40}$$
$$F = \sqrt{31.18^2 + 14.8^2 + 2 \times 31.18 \times 14.8 \times \cos 40} = 43.57(N)$$

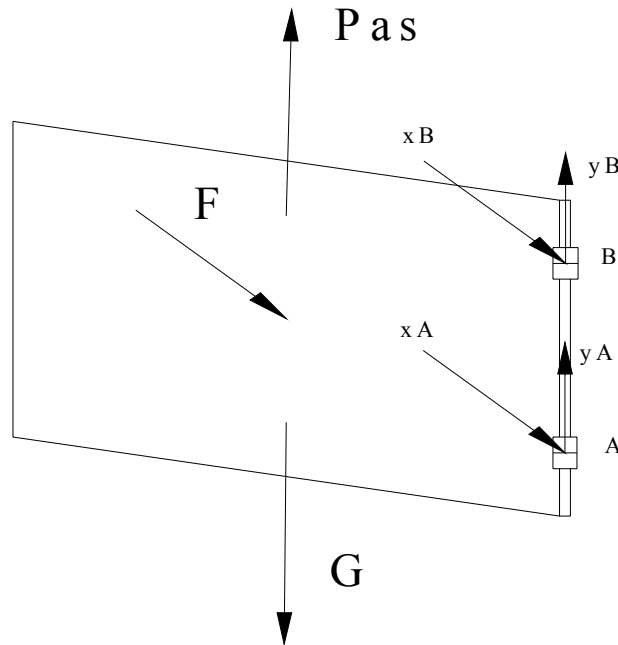
Vậy lực cản khi thiết bị chạy ngược chiều dòng nước là lớn nhất ta chỉ cần tính bên khi chạy ngược chiều là đủ

3.6.3. Tính bền tại những tiết diện nguy hiểm

Momen quay do lực cản sinh ra tại chỗ hai khớp bản lề

$$M = F \times d = 754.2 \times 500 = 377100(N.mm)$$

Tại vị trí thanh tại khớp bản lề và vị trí gắn xylanh , piston là nguy hiểm nhất do đó ta chỉ kiểm tra bền tại những vị trí đó.



Hình 3.6.6 - Các phản lực tại gối đỡ

Từ công thức (3.23[4]) ta có:

Giả sử các lực có chiều như hình vẽ. Tìm các phản lực tại chỗ hai khớp ấy:

$$\sum m_A x = x_B \cdot 360 + M = 0$$

$$\Rightarrow x_B = -\frac{M}{360} = -\frac{377100}{360} = -1047.5(N)$$

Như vậy x_B có chiều ngược lại chiều hình vẽ.

$$\sum Fx = x_A + x_B$$

$$\Rightarrow x_A = F - x_B = 754.2 - (-1047.5) = 1801.7(N)$$

$$\sum m_A y = G \times 180 - P_{as} \times 180 - y_B \times 360 = 0$$

$$\Rightarrow y_B = \frac{G \times 180 - P_{as} \times 180}{360}$$

$$\Rightarrow y_B = \frac{321 \times 180 - 20.6 \times 180}{360} = 150.2(N)$$

$$\sum Fy = y_A + y_B + P_{as} - G = 0$$

$$\Rightarrow y_A = G - y_B - P_{as} = 321 - 150.2 - 20.6 = 150(N)$$

Xét tại mặt cắt A_A

$$M_{ux} = -x_B \times 360 + M = -1047.5 \times 360 + 377100 = 0(N.mm)$$

$$M_{uy} = y_B \times 360 - P_{as} \times 180 + G \times 180$$

$$M_{uy} = 150.2 \times 360 - 20.6 \times 180 + 321 \times 180 = 108144(N.mm)$$

Từ công thức 3.27[4]ta có:

Theo Bảng 10_2/169 (TKCTM)

Ta có cơ tính của thép C45 tôi cải thiện như sau:

$$\sigma_{bk} = 750 \div 850(N/mm^2)$$

$$\sigma_{ch} = 450(N/mm^2)$$

$$HB = 210 \div 240$$

Theo Bảng 10/169.[8]

$$[\sigma] = 67(N/mm^2)$$

Từ công thức 3.26[4] ta có:

Theo điều kiện bền là:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]$$

$$\text{Mà: } \sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_{\max}}$$

Moment xoắn:

$$M_x = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2} = \sqrt{108144^2} = 108144(N.mm^2)$$

$$W_x = \frac{bh^2}{6} = \frac{30 \times 30^2}{6} = \frac{27000}{6} = 4500(mm^3)$$

$$\Rightarrow \sigma_{\max} = \frac{108144}{4500} = 24(N/mm^2) \leq [\sigma]$$

Vậy thanh đủ bền.

Dưới tác dụng của áp suất chất lỏng và của các lực cản, cụm gom được xem như một dầm chịu nén _ uốn. khi lực nén dọc bằng lực tới hạn sẽ xuất hiện độ võng h , nếu tiếp tục tăng tải trọng lên thì sẽ phá hủy dầm.

Nếu $F > F_{th}$ thì chuyển vị h sẽ tăng nhanh và thanh sẽ cong thêm. Sự cân bằng của trạng thái thẳng là không ổn định.

Nếu $F = F_{th}$ thì thanh vẫn giữ nguyên chuyển vị h và trạng thái biến dạng cong. Sự cân bằng của trạng thái thẳng là phiếm định.

Nếu $F < F_{th}$ thì dạng cân bằng thẳng $h = 0$ là không ổn định. Một thanh chịu nén cần phải thỏa mãn:

Điều kiện bền:

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq [\sigma]_n$$

$$[\sigma]_n = 67(N/mm^2) \text{ Bảng 10/193. [8]}$$

Trong đó: A tiết diện nguyên

$$A = 30 \times 1000 = 3.10^4 (mm^2)$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{1120}{30000} = 373.10^{-4} (N/mm^2) < [\sigma]$$

Vậy thanh thỏa bền.

Điều kiện ổn định:

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq [\sigma]_{od}$$

$$[\sigma]_{od} = \frac{\sigma_{th}}{k}$$

Trong đó: $[\sigma]_{od}$ ứng suất ổn định cho phép (N/mm^2)

K : hệ số an toàn về ổn định. $K=3.5$

Độ mảnh λ của thanh

$$\lambda = \frac{\mu.l}{r}$$

Trong đó μ là hệ số quy đổi. Với cơ cấu một bên nối khớp bản lề một bên đỡ không ta có $\mu=2$.

$r = \sqrt{I/A}$: Bán kính quán tính của tiết diện mặt phẳng uốn.

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{1000 \times 30^3}{12} = 2250000 \text{ (mm)}$$

$$\Rightarrow r = \sqrt{2250000 / 30000} = 8.6 \text{ (mm)}$$

$$\Rightarrow \lambda = \frac{\mu l}{r} = \frac{2 \times 500}{8.6} = 116$$

$$\Rightarrow \sigma_{th} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2}$$

Trong đó:

E hằng số tỷ lệ, được gọi là modul đàn hồi $E = 20 \times 10^{10} \text{ (N/m}^2\text{)}$

$$= 20 \times 10^4 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\Rightarrow \sigma_{th} = \frac{3.14^2 \times 20 \times 10^4}{116^2} = 146.5 \text{ (N / mm}^2\text{)}$$

Ứng suất cho phép ổn định là:

$$[\sigma]_{od} = \frac{\sigma_{th}}{k} = \frac{146.5}{3.5} = 41.87 \text{ (N / mm}^2\text{)}$$

Vậy điều kiện ổn định là:

$$\sigma = \frac{1120}{30 \times 1000} = 0.037 \text{ (N / mm}^2\text{)} < [\sigma]_{od}$$

Vậy thanh ổn định.

- **Kiểm tra bền mối ghép 1 (M12)**

Từ công thức (3.20) ta có:

Điều kiện bền dập đối với bulon:

Ứng suất dập:

$$\sigma_d = \frac{F}{A} \leq [\sigma]_d$$

Với:

$$A = n \times t \times d = 1 \times 10 \times 12 = 120 \text{ (mm)}$$

Trong đó:

n: số bulon

t: bề dày mối ghép

d: đường kính bulon

$$\Rightarrow \sigma_d = \frac{754.2}{120} = 6.28(N/mm^2)$$

Ứng suất dập cho phép:

Theo Bảng 8_3/111.[7] ta có:

$$[\sigma]_d = 0.8 \times \sigma_b = 0.8 \times 800 = 640(N/mm^2)$$

Vậy mỗi ghép thỏa điều kiện bền dập

Từ công thức (3.29) ta có:

Điều kiện bền cắt:

$$\tau_c = \frac{F}{n \times 2 \times \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau_c]$$

n: số bulon

d: đường kính bulon

$$\tau_c = \frac{754.2}{1 \times 2 \times \frac{3.14 \times 12^2}{4}} = 1.3(N/mm^2)$$

Ứng suất cắt cho phép:

$$[\tau]_c = 0.25 \sigma_{ch} = 0.25 \times 450 = 112.5(N/mm^2)$$

Vậy thỏa điều kiện bền cắt.

- **Kiểm tra bền mỗi ghép 2(M20)**

Từ công thức (3.27) ta có:

Điều kiện bền dập đối với bulon:

Ứng suất dập:

$$\sigma_d = \frac{F}{A} \leq [\sigma]_d$$

Với:

$$A = n \times t \times d = 1 \times 10 \times 20 = 200(mm^2)$$

$$\Rightarrow \sigma_d = \frac{754.2}{200} = 3.77(N/mm^2)$$

Vậy mỗi ghép thỏa điều kiện bền dập

Từ công thức (3.22) ta có:

Điều kiện bền cắt:

$$\tau_c = \frac{F}{n \times 2 \times \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau_c]$$
$$\tau_c = \frac{754.2}{1 \times 2 \times \frac{3.14 \times 12^2}{4}} = 1.3(N/mm^2)$$

Vậy thỏa điều kiện bền cắt.

- **Kiểm tra bền cho khớp bản lề**

Khớp bản lề có đường kính ngoài là 20. Đường kính trục là 10.

Khớp bản lề chịu tác động của lực như bulon vì nó cũng có công dụng là nối hai tấm lại với nhau.

Điều kiện bền dập khớp

Ứng suất dập:

$$\sigma_d = \frac{F}{A} \leq [\sigma]_d$$

Với:

$$A = \pi \times \frac{d^2}{4} = 3.14 \times \frac{10^2}{4} = 7.85(N/mm^2)$$

d: đường kính trong của khớp nối

$$\Rightarrow \sigma_d = \frac{754.2}{7.85} = 96.1(N/mm^2)$$

Vậy mối ghép thỏa điều kiện bền dập

Điều kiện bền cắt:

$$\tau_c = \frac{F}{2 \times \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau_c]$$

d: đường kính

$$\tau_c = \frac{754.2}{2 \times \frac{3.14 \times 10^2}{4}} = 4.8(N/mm^2)$$

Vậy thỏa điều kiện bền cắt.

3.7. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG THỦY LỰC

3.7.1. Giới thiệu về các chức năng các hoạt động của máy

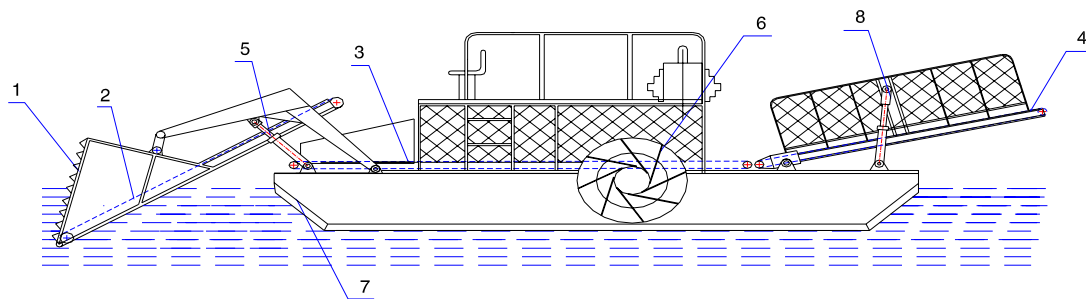
Mọi chuyển động của máy và các cụm của máy đều dùng dẫn động bằng thủy lực, nhằm đảm bảo cho máy hoạt động tốt trong điều kiện hoạt động khắc nghiệt.

Máy hoạt động trên nước bằng pantoon (7) và chuyển động di chuyển trên mặt nước là nhờ guồng gạt nước (paddle wheel) (6). Khi thay đổi hướng chuyển động thì máy mở hay tắt đường dầu thủy lực dẫn động chuyển động quay của paddle wheel bên trái hoặc phải (tương tự như nguyên tắc chuyển hướng của máy kéo xích). Thông qua cần điều khiển thủy lực trên khoang người lái.

Bộ phận cắt (1) của máy gồm ba dao bố trí như hình chữ U. Dao nằm ngang có nhiệm vụ cắt rong cỏ bên dưới, hai dao thẳng đứng thì tách các khối rong cỏ ra. Ba dao này hoạt động cùng tốc độ và cùng đồng thời với nhau.

Rong cỏ vừa được cắt, vừa được chuyển lên bằng băng tải thứ nhất, băng tải này hoạt động liên tục trong suốt quá trình máy làm việc. Băng tải thứ nhất chuyển rong cỏ liên tục, sang băng tải thứ hai được bố trí như hình vẽ 3.7.2, băng tải hai hoạt động gián đoạn, khi khối rong cỏ từ băng chuyền thứ nhất chuyển sang đã đầy thì sẽ di chuyển tiếp ra phía sau và đảm nhận sang đóng rong thứ hai, khối này di chuyển dần ra sau. Khi băng chuyền thứ ba đã đầy tải thì máy đầy tải. rong cỏ được chuyển lên bờ bằng cách người lái máy đưa máy vào bờ, điều khiển tay thủy lực nâng băng tải ba lên bờ thông qua hai xi lanh lực, băng chuyền thứ ba hoạt động sẽ đưa dần rong lên bờ hoặc đưa vào thiết bị vận chuyển trung gian trên bờ.

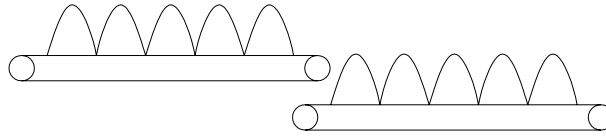
Cơ cấu nâng hạ thủy lực (5) có nhiệm vụ điều chỉnh độ sâu cắt bằng cách nâng hạ bộ phận cắt. Cơ cấu thủy lực nâng hạ thủy lực (8) nâng băng chuyền thứ ba lên để chuyển rong cỏ ra ngoài.



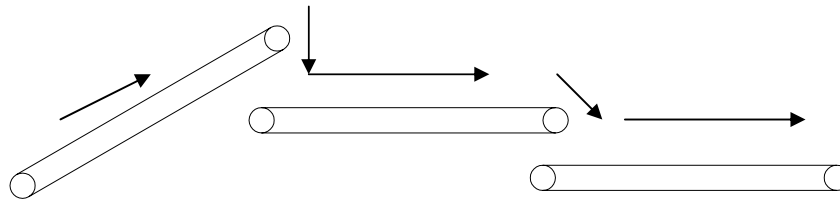
Hình 3.7.1- Hình tổng thể máy cắt rong

1-bộ phận cắt rong, 2-băng chuyền thứ nhất, 3-băng chuyền thứ hai,

4-băng chuyền thứ ba, 5-cơ cấu nâng hạ thủy lực, 6-Cơ cấu chuyển động (paddle wheel),
7-pantoon, 8-cơ cấu nâng hạ thủy lực.



Hình 3.7.2- Sơ đồ biểu thị khối vật liệu cắt.



Hình 3.7.3-Sơ đồ bố trí và hoạt động của ba băng tải.

3.7.2. Hoạt động và chức năng của từng cụm

- **Hai bánh guồng nước (paddle Wheel)**

Bánh xe nước có nhiệm vụ tạo nguồn động lực cho máy di chuyển trong nước. Ngoài ra nó còn giúp cho máy xoay trở: tiến, lùi, quay vòng... trong lúc hoạt động cũng như khi gặp điều kiện làm việc khó khăn. Hai bánh guồng có chức năng quay cùng tốc độ khi tịnh tiến lên phía trước để làm việc cắt rong, vớt bèo hay cùng quay ngược lại để lùi máy hoặc quay tịnh tiến khác tốc độ khi cần quay sang một phía hoặc một bánh đứng yên một bánh quay khi cần quay vòng 360^0

- **Cụm dao cắt**

Cụm dao cắt gồm một bộ dao ngang bố trí cắt gốc rong và 2 dao cắt dọc. Khi làm việc 3 dao này cùng quay và cùng tốc độ cùng hành trình cho phép cắt đồng bộ. vận tốc dao có thể điều chỉnh theo yêu cầu mật độ cắt

- **Băng tải trước**

Cụm **băng tải trước** cho phép vận chuyển vật liệu rong sau khi cắt hoặc vớt cắt lên băng tải chứa số 2

- **Băng tải thứ 2**

Băng tải giữa làm nhiệm vụ chức tạm rong và để có thể chứa được nhiều nhất, băng tải này hoạt động gián đoạn khi băng tải số một chuyển vào thành đồng cao nhất mà thành băng có thể chứa, khi đó băng mới hoạt động để chuyển khối rong lùi vào một chút để băng lại tiếp tục chờ đồng thư 2 từ băng một chuyển đến. quá trình làm việc gián đoạn này liên tiếp xảy ra cho đến khi toàn bộ băng tải 2 chất đầy rong, bèo, rác dạng đồng.

- **Băng tải thứ 3**

Băng tải thứ 3 có chức năng như băng tải số 2, làm nhiệm vụ chức tạm rong và để có thể chứa được nhiều nhất, băng tải này hoạt động gián đoạn khi băng tải số 2 đã chất đầy tải thì được chuyển tiếp qua băng tải số 3 cũng dạng đồng khối . khi băng tải hai và băng tải 3 chức đầy xem như kết thúc quá trình cắt.

Để cửa thêm tải, người vận hành tiếp tục cho băng tải số 1 làm việc và chứa đầy trên băng tải số 1 xem như máy đã chứa toàn tải.

- **Hai cặp xi lanh băng tải số 1**

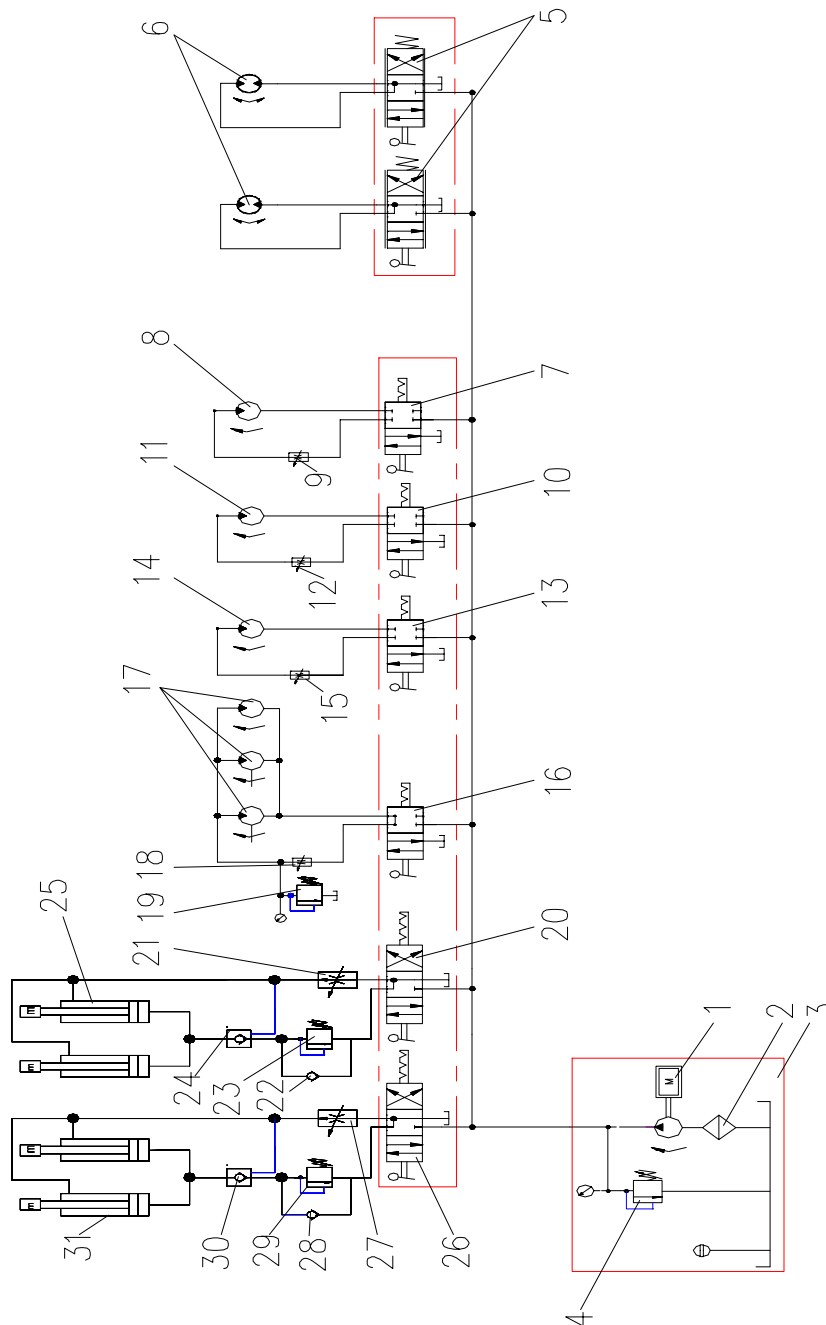
Hai Cặp xi lanh trước dùng để hạ băng tải trước cho dao cắt xuống nước và nâng lên khi không hoạt động, cặp xi lanh sau có nhiệm vụ nâng băng tải sau lên để băng tải đưa vật liệu cắt lên bờ, cả hai cặp xi lanh này đều có khả năng điều chỉnh độ cao nâng cũng như độ sâu cắt.

- **Hai cặp xi lanh băng tải số 3**

Hai Cặp xi lanh sau dùng để nâng băng tải sau lên khi chuyển toàn bộ tải chứa trên 3 băng tải vào bờ cả hai cặp xi lanh này đều có khả năng điều chỉnh độ cao nâng thoát tải.

3.7.3. Thiết kế sơ đồ hệ thống thủy lực cho máy

3.7.3.1. Thiết kế mạch thủy lực điều khiển



Hình 3.6.4 - Sơ đồ hệ thống thủy lực trên máy cắt rong cỏ đại máy.

1-động cơ điện, 2-lưới lọc, 3-thùng dầu. 4,19,23,29-van an toàn. 5,7,10,13,16,20,25-van điều khiển. 6,8,11,14,17-động cơ. 9,12,15,18,21,27-van tiết lưu. 22,28-van một chiều. 24,30-van một chiều có đường ống dẫn phụ. 25,31-xilanh lực.

3.7.3.2. Hoạt động của hệ thống

Dầu được động cơ điện (1) hút từ thùng chứa (3) qua lưới lọc (2) đẩy dầu qua van an toàn (4) và đi qua các van điều khiển tới các cơ cấu làm việc.

Trong trường hợp tất cả các van ở vị trí không làm việc (Khởi động máy) thì dầu do bơm bơm lên sẽ bị tắc. Dầu trong mạch lúc này sẽ có áp suất rất cao do bơm truyền lên mà không có lối thoát. Tuy nhiên, khi mạch dầu đạt đến một mức áp suất nào đó do ta quy định ở van an toàn (4) thì dầu sẽ tràn qua van và trở về thùng chứa. Trường hợp này thì áp suất của động cơ sinh ra hoàn toàn bị hao phí.

Khi máy bắt đầu hoạt động (Máy chạy đến nơi làm việc) thì ta điều khiển hai van (5) cho hai guồng quạt (6) làm việc. Vị trí làm việc của các van khác nhau tùy theo yêu cầu làm việc của máy lúc khởi động: Tiến, lùi, quay đầu...

Khi máy đến nơi làm việc thì ta điều khiển van (20) Sang phía bên trái (theo hình) để cặp xi lanh (25) thụt vào nhằm đưa lưỡi dao cắt xuống dưới nước cho đến khi hết chu trình làm việc của xi lanh nhờ vào áp suất của dầu và bằng chính trọng lượng của lưỡi dao, băng tải, bản thân khung đỡ. Trong quá trình hạ dao cắt này, ta có thể cho dừng quá trình bằng cách điều khiển van (20) đến vị trí trung gian sao cho độ sâu cắt của dao phù hợp với điều kiện làm việc.

Đến lúc này thì ta điều khiển van (16) sang vị trí làm việc. Dầu chạy qua van đi đến bộ ba mô tơ (17) làm cho ba đầu dao cắt hoạt động. Dao cắt hoạt động liên tục từ lúc bắt đầu vào vị trí cắt cho đến khi đầy tải, hết ca hoặc hết việc. Khi muốn ngừng dao thì ta điều khiển van (16) trở về vị trí ban đầu, kết thúc quá trình cắt. Trong quá trình cắt có thể dao cắt bị quá tải do cắt phải các vật liệu cứng (gốc cây, cành cây khô nằm chìm dưới nước...) hoặc mật độ cắt quá dày làm cho dao cắt ngừng hoạt động. Để đảm bảo an toàn cho đường ống cũng như cho người sử dụng, ta lắp thêm trên đó hệ thống van an toàn (19) để dầu được trả về thùng lúc quá tải.

Trong quá trình bộ ba dao cắt làm việc thì ta cũng điều khiển van (7) cho motor truyền động băng tải (8) làm việc, băng tải này cũng hoạt động liên tục cùng với dao cắt và làm việc cho đến khi dao cắt ngừng hoạt động.

Băng tải (8) làm việc truyền sẽ chuyển vật liệu cắt lên băng tải (11). Tuy nhiên, đến một lúc nào đó thì quá trình dồn đống trên băng tải (11) trở nên quá cao, không thể chuyển lên được nữa mà có thể bị cuốn xuống phía dưới băng tải (8). Khi người điều khiển cảm thấy sự dồn đống vừa đủ cao thì tác động vào van (10) cho băng tải (11) chuyển nguyên liệu cắt ra phía

sau một đoạn, cứ như thế điều khiển cho đến khi vật liệu cắt chứa đầy băng tải (11) và tràn xuống băng tải (14).

- Quá trình hoạt động của băng tải (14) gần giống như quá trình làm việc của băng tải (11), khi băng tải (11) chứa vật liệu cắt đi đến cuối hành trình thì sẽ tự đổ xuống băng tải (14) và cũng có quá trình dồn đồng trên băng tải (14). Khi xuất hiện quá trình này thì người điều khiển sẽ tác động cùng lúc hai van (10) và (13) để vận chuyển vật liệu cắt ra một đoạn giống như băng tải (11) lúc đầu cho đến khi vật liệu cắt dồn đến cuối băng tải (14). Đến lúc này thì người điều khiển kéo van (16) đồng thời điều khiển van (7) cùng trở về vị trí ban đầu khi vật liệu cắt đã được chuyển hết lên băng tải (18). Điều khiển máy về địa điểm đổ vật liệu.

Lúc máy đã đến nơi đổ vật liệu thì người lái máy điều khiển van (26) nâng hệ thống băng tải sau lên bằng cơ cấu Xi lanh lực. Độ cao của đầu sau băng tải này phụ thuộc vào điều kiện địa hình và loại phương tiện vận chuyển vật liệu cắt. Độ cao này có thể thay đổi được nhờ cơ cấu Xi lanh tác dụng hai chiều. Khi đã đạt được độ cao thích hợp thì người lái máy tác động vào van (10), (13) cho hai băng tải (11), (14) hoạt động, đưa vật liệu cắt lên xe chuyên chở hoặc xuống bãi đổ. Khi đã kết thúc quá trình đổ, người điều khiển cũng tác động vào van (10), (13) làm ngưng hoạt động hai băng tải (11), (14). Điều khiển cho máy chạy ra và hạ băng tải sau xuống, kết thúc quá trình làm việc.

3.7.4. Tính toán, chọn lựa các chi tiết chính và thiết kế hệ thống đường ống

3.7.4.1. Thông số đầu vào

- **Bộ phận Paddle wheel**

Theo kết quả tính toán phần trước

Mô men quay trên trục động cơ: $M = 2074 \text{ Nm}$

Số vòng quay của trục cơ: $n = 30 \text{ vòng/phút}$

- **Bộ phận ba đầu dao cắt**

Theo kết quả tính toán trong chuyên đề cụm dao cắt

Công suất động cơ: $N = 2 \text{ kW}$

Bán kính vòng quay: $r = 0,2 \text{ m}$

Vận tốc dao: $v = 0,64 \text{ m/s}$

- **Bộ phận băng tải đầu cắt**

Theo kết quả tính toán Công suất động cơ: $N = 1 \text{ kW}$

Vận tốc chạy tải: $v = 0,05 \text{ m/s}$

Đường kính con lăn: $d = 160 \text{ mm}$

3.7.4.2. Tính toán cụm thủy lực hệ thống bánh guồng (Paddle wheel)

- **Chọn các chi tiết**
- **Chọn Motor**

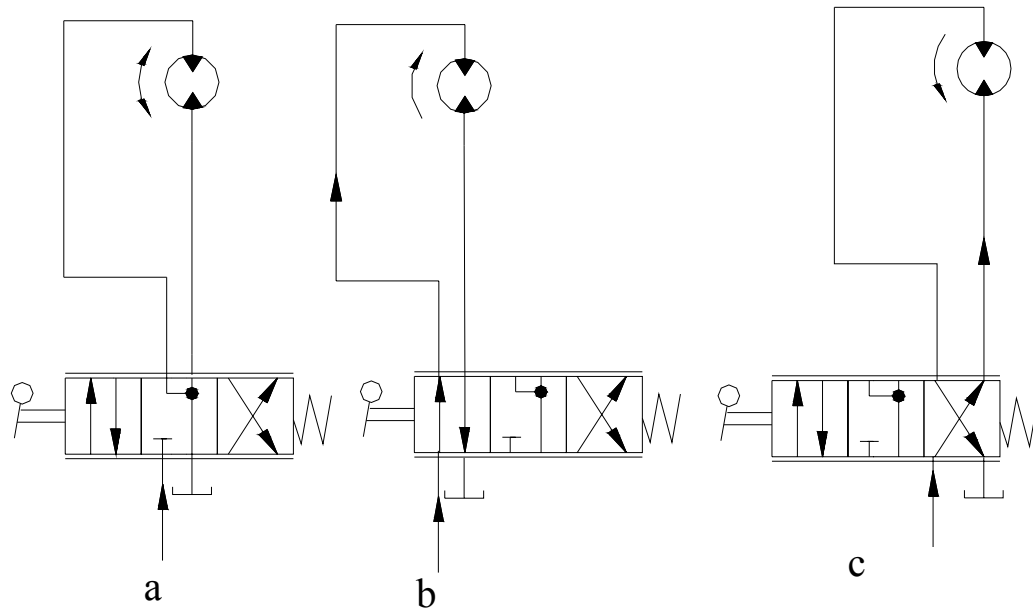
Theo yêu cầu làm việc của hai guồng quạt nước: Hoạt động hai chiều, có thể hoạt động riêng lẻ và theo dựa vào các thông số đầu vào ta tính sơ bộ cho từng cụm riêng biệt ta được: Mô men xoắn của trục cơ là 2074 N.m , số vòng quay: 30 vòng/phút . Ta tính được lưu lượng trong bơm là: $1302,5 \text{ cm}^3/\text{vòng}$. Dựa vào Bảng **Biểu đồ so sánh motor** (Bảng phụ lục 2) thì ta thấy tất cả các motor đều đạt được yêu cầu làm việc của cụm chi tiết mà trong đó loại motor bánh răng ngoài là loại motor phổ biến nhất và có giá thành rẻ nhất nên chúng ta chọn loại motor này làm nguồn động lực cho hai guồng quạt nước.

- **Chọn hộp phân phối**

Do yêu cầu làm việc của hai guồng nước là làm việc riêng biệt nên ta phải thiết kế hai van điều khiển riêng biệt nhau cho hai guồng quạt. Mà theo yêu cầu hoạt động thì chúng hoạt động hai chiều, có vị trí dừng khi động cơ chính đang làm việc nên để đảm bảo yêu cầu làm việc như trên ta chọn hộp phân phối có bốn chiều ba vị trí làm việc (hình 3.7.5). Hai guồng quạt này lại hoạt động cùng tải trọng, cùng tốc độ lại được bố trí đối xứng nhau ở hai bên boong tàu nên ta chỉ cần thiết kế một bên, còn bên kia thì hoàn toàn tương tự.

3.7.4.3. Thiết kế hệ thống đường ống

Hai hệ thống đường ống này làm việc hoàn toàn giống nhau nên ta chỉ cần thiết kế một bên. Do chúng làm việc trong điều kiện rất tốt, có bộ phận bảo vệ (khung), không xảy ra hiện tượng quá tải, không yêu cầu tốc độ cao... nên hệ thống đường ống được thiết kế đơn giản như hình vẽ 3.7.6 a:



Hình 3.7.5 - Hệ thống điều khiển hoạt động paddle wheel.

- **Hoạt động của hệ thống**

Tại thời điểm máy không làm việc thì ta có hệ thống điều khiển nằm ở vị trí hình 3.7.5a. Giả sử ta quy ước khi có vị trí làm việc như hình 3.7.5b thì motor tác động tới guồng quạt nước theo chiều mũi tên làm máy chạy tới. Khi ta muốn ngừng hoạt động của nó lại thì ta trả van về vị trí ban đầu (Hình 3.7.5 a) và nếu muốn lui lại thì ta tác động van vào vị trí như hình 3.7.5 c thì chiều quay motor sẽ được đảo ngược.

Trường hợp muốn quay vòng thì ta chỉ cần tác động một bên của guồng quạt thì máy sẽ quay vòng. do lực tác động mà không qua tâm. Nếu muốn quay vòng gấp hoặc điều kiện làm việc không cho phép thì ta tác động hai van trái ngược nhau làm cho hai guồng quạt quay ngược nhau. Lúc này máy sẽ quay vòng với bán kính quay nhỏ nhất và gần như bằng không.

3.7.4.4. Thiết kế hệ thống băng tải chuyển rong cỏ

Chọn các chi tiết cho hệ thống:

- **Chọn motor:**

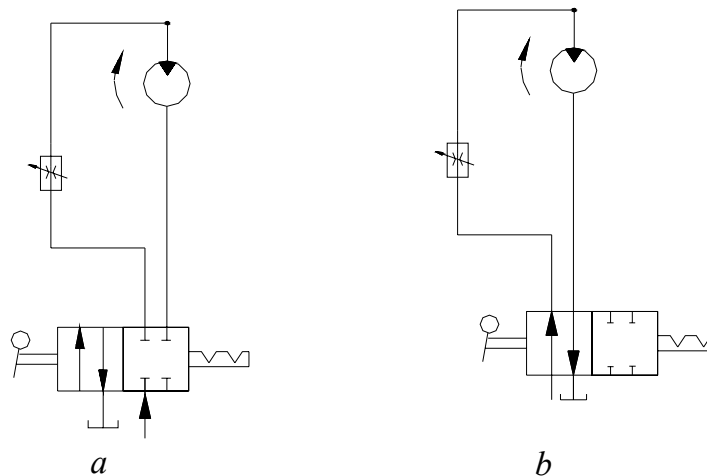
Cũng giống như cách chọn motor cho hệ thống hai guồng quạt nước mà motor này lại làm việc đơn giản hơn là chỉ hoạt động một chiều nên ta vẫn chọn loại motor này nhưng là loại motor một chiều làm hệ thống truyền động cho ba băng tải.

- **Chọn hộp phân phối:**

Vì yêu cầu làm việc của máy đối với ba băng tải là tách rời nhau nhưng chúng hoạt động hoàn toàn giống nhau nên ta chỉ cần chọn hộp phân phối và thiết kế hệ thống đường ống cho một băng tải là đủ. Do hộp phân phối phải điều khiển được motor băng tải hoạt động đúng theo các yêu cầu làm việc: Làm việc một chiều, không liên tục nên ta chọn hộp phân phối loại: Ba chiều, hai vị trí làm việc như *hình vẽ 3.7.6a*.

- **Thiết kế hệ thống đường ống**

Các ống dẫn dầu thủy lực được nối trực tiếp từ van vào motor. Tuy nhiên, để cho hệ thống ba băng tải hoạt động êm dịu và có thể thay đổi được tốc độ quay của motor (chính là tốc độ vận chuyển nguyên liệu cắt) và cũng nhằm ngăn ngừa hiện tượng quá tải cho băng tải cắt (bằng cách tăng tốc độ quay của motor điều khiển băng tải một) ta lắp thêm trên đường ống dẫn dầu tới motor một van tiết lưu có thể điều chỉnh lưu lượng, không được bù áp. Hệ thống đường ống được thiết kế như hình vẽ:



Hình 3.7.6 - Sơ đồ hệ thống làm việc của ba băng tải chuyển.

a. Hoạt động của hệ thống

Hình 5.6a hiển thị trường hợp băng tải không hoạt động. Tuy lúc này áp lực dầu sinh ra cũng đi tới van nhưng hệ thống phân phối đang ở vị trí đóng do đó áp lực này sẽ được dùng cho các hệ thống khác hoặc tự trả về thùng nhờ van an toàn trong hệ thống.

3.7.4.5. Thiết kế Hệ thống ba đầu dao cắt

a Chọn các chi tiết

- **Chọn motor:**

Hoạt động của motor ba đầu dao cắt là hoạt động một chiều và có yêu cầu làm việc không cao: tốc độ quay thấp, mô men tác động yêu cầu không cao... nên ta cũng chọn loại motor bánh răng ăn khớp ngoài.

- **Chọn hộp phân phối:**

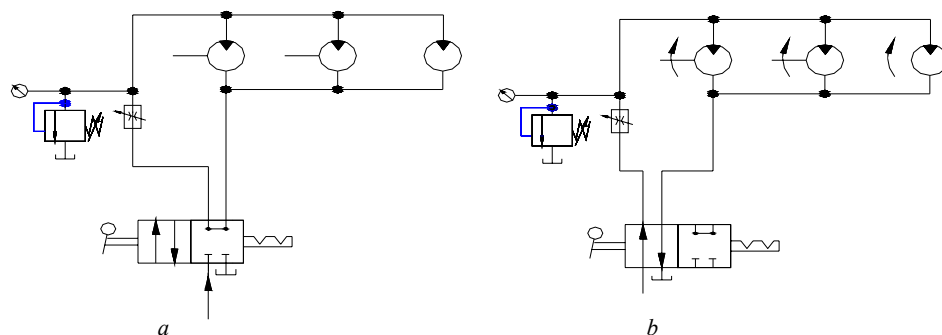
Hộp phân phối này phải thỏa mãn yêu cầu làm việc của ba đầu cắt là: Có thể điều khiển ba đầu dao cắt làm việc lúc nào tùy thích (Lúc đi đến nơi làm việc thì các motor không hoạt động, khi đến nơi làm việc thì cho motor hoạt động. Trong quá trình làm việc thì có thể cho ngưng vì một lý do nào đó.) và dựa theo nguyên lý làm việc thì motor chỉ làm việc một chiều nên ta chọn hộp phân phối giống như hộp phân phối của ba băng tải là loại ba chiều, hai vị trí làm việc.

- **Thiết kế hệ thống đường ống**

Do ba đầu dao cắt hoạt động cùng một thời điểm, cùng vận tốc và cùng một công suất nên ta thiết kế một van điều khiển chung cho cả ba đầu dao cắt. Để đảm bảo về tốc độ cắt, lực cắt của ba đầu dao là bằng nhau ta mắc các motor theo kiểu song song.

+ Tuy nhiên, tùy vào điều kiện cắt (loại vật liệu cắt, mật độ của vật liệu cắt... mà ta phải điều chỉnh lực cắt khác nhau do đó ta phải mắc thêm vào đường ống dẫn dầu tới motor thêm một van tiết lưu điều khiển dòng chảy, không được bù áp.

+ Trong quá trình làm việc, có thể một trong ba đầu dao cắt (hoặc hai trong ba và thậm chí là cả ba) bị quá tải do cắt phải vật liệu cứng (cành cây, gốc cây... nằm chìm trong nước), do mật độ cắt quá dày... làm cho hệ thống bị quá tải nên ta lắp thêm trên hệ thống đường ống một van an toàn để bảo vệ hệ thống đồng thời có thể giảm áp lực đường ống lúc không cần thiết khi làm việc trong điều kiện nhẹ tải bằng cách giảm áp suất của van an toàn. Sơ đồ của hệ thống được thiết kế như hình vẽ:



Hình 3.7.7- Sơ đồ hệ thống hoạt động của ba đầu dao cắt.

- **Hoạt động của hệ thống**

Cơ cấu hoạt động của hệ thống điều khiển ba đầu dao cắt cũng giống như của hệ thống ba băng tải. Tuy nhiên nó khác một chỗ là ba băng tải hoạt động riêng rẽ và đứt khoảng còn trên hệ thống này ba đầu cắt hoạt động cùng một lúc và cùng một vận tốc nên cách điều khiển đơn giản hơn. Trên hệ thống cũng gắn thêm van tiết lưu cho hệ thống làm việc êm, ổn định hơn ngoài ra còn gắn thêm van an toàn do trong quá trình làm việc thường xảy ra hiện tượng quá tải.

3.7.4.6. Hệ thống nâng hạ hai băng tải

Chọn hộp phân phối

Tuy thời điểm làm việc của hai băng tải trước và sau khác nhau: Băng tải trước ở vị trí nằm ngang lúc máy chưa làm việc mà theo cấu tạo của máy thì cặp Xi lanh này sẽ ở vị trí nhô ra. Lúc này áp suất trong đường ống ở phía ngăn dưới của cặp Xi lanh này sẽ là áp suất làm việc tuy nhiên chế độ làm việc này là chế độ nhẹ tải còn băng tải trước cũng ở vị trí nằm ngang nhưng cặp Xi lanh phía sau lại ở vị trí trái ngược với cặp Xi lanh phía trước, nó nằm ở vị trí không tải (Chỉ chịu trọng lượng của băng tải và khung mà cặp Xi lanh này được thiết kế chịu tải khá lớn: Hơn 1500 kg nên lực tác dụng lên các chi tiết của Xi lanh lúc này xem như không đáng kể.) nhưng do chúng có các quá trình làm việc tương tự nhau: Nâng, hạ, điều chỉnh được chiều dài làm việc của từng cặp Xi lanh) nên ta chọn hộp phân phối cho chúng là hoàn toàn giống nhau.

Từ yêu cầu làm việc của băng tải trước là có thể nâng và cũng có thể hạ xuống tùy theo điều kiện làm việc của máy ở từng vùng, từng địa điểm cũng như tùy theo yêu cầu về độ sâu cắt mà đòi hỏi hộp điều khiển cặp Xi lanh lực nâng hạ này phải có khả năng điều chỉnh độ sâu cắt tùy ý. Để đáp ứng được đòi hỏi này ta phải chọn hộp phân phối loại ba vị trí, bốn chiều.

- **Thiết kế hệ thống đường ống:**

Hệ thống đường ống của hai băng tải trước và sau có các yêu cầu làm việc cũng như có các chế độ làm việc hoàn toàn giống nhau mà chỉ khác nhau về áp suất làm việc nên ta có thể thiết kế hệ thống đường ống cho một băng tải (trước hoặc sau) rồi ứng dụng nó cho hệ thống băng tải còn lại.

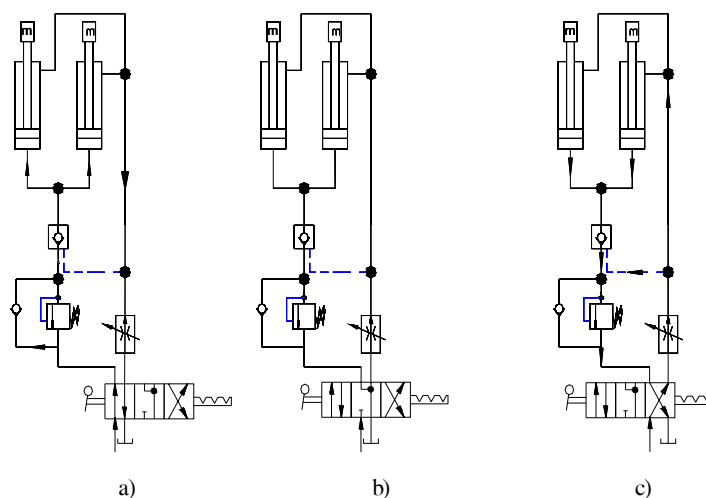
Trong quá trình làm việc, khi ta hạ thấp chu trình làm việc của cặp Xi lanh thì do trọng lượng của bản thân băng tải và khung sẽ tạo chân không trong đường nạp và trong thành phía áp thấp lúc chưa đảo chiều làm việc của Xi lanh do áp suất dầu trong đường nạp lúc này chưa kịp đạt đến áp suất làm việc sẽ làm cho đường ống và các chi tiết trong thành Xi

lạnh (các phốt, miếng đệm...) nhanh bị hư do đó ta thiết kế thêm trên hệ thống đường ống này một van tiết lưu có thể điều chỉnh dòng chảy nhằm ngăn chặn các hiện tượng trên và có thể điều chỉnh được tốc độ nâng, hạ của hai băng tải này.

Ta đã thiết kế thêm trên hệ thống một van tiết lưu nhưng mới chỉ giải quyết được vấn đề thay đổi đột ngột về áp suất làm việc trong hệ thống mà chưa giải quyết được vấn đề quá tải trong quá trình hạ hoặc nâng băng tải do một số chướng ngại vật mà người lái không biết: Khi hạ băng tải có thể đụng vào vật cứng, mặt đất phía dưới mà người lái không thấy do bị khuất băng tải, độ sâu chỗ hạ băng tải trước quá cận do khảo nghiệm không tốt hoặc trong quá trình nâng băng tải trước bị vướng vật liệu dưới nước... Trong điều kiện làm việc như trên, ta lắp thêm trên hệ thống đường ống một van an toàn thì có thể giải quyết được các vấn đề trên.

Mặc dù vậy nhưng yêu cầu làm việc của Xi lanh là tác dụng hai chiều mà van an toàn chỉ cho dòng chảy chảy theo một chiều do đó ta phải mắc thêm vào hệ thống ống dẫn song song với van an toàn một van một chiều nhằm làm tăng khả năng nạp nhanh và xả chậm trên thành dưới Xi lanh.

Dù đã thiết kế thêm hai chi tiết phụ là van tiết lưu và van an toàn nhưng khả năng băng tải trước chịu quá tải do đâm vào một số vật liệu dưới nước, đặc biệt là băng tải phía sau khi mà đầy tải (khoảng 1500kg) thì sẽ tạo nên sự thay đổi áp lực vô cùng lớn, đuôi piston sẽ đập vào thành với tốc độ cao, lực tác động lớn làm cặp Xi lanh đó nhanh chóng bị hư. Để cho hai cặp Xi lanh này làm việc êm dịu thì ta thiết kế một hệ thống van mà hai cặp xi lanh này chỉ hạ xuống khi áp lực đường nạp và đường xả gần bằng nhau bằng cách lắp thêm vào nó van một chiều có đường ống phụ.



Hình 3.7.8- Sơ đồ hoạt động của hệ thống hai cặp xi lanh lực.

- **Hoạt động của hệ thống:**

Lúc máy bắt đầu làm việc thì hệ thống xi lanh lực hạ xuống và nó có sơ đồ làm việc như hình 3.7.8c. Dầu được bơm lên van tiết lưu lên đầy trên ngăn trên của xi lanh. Áp lực dầu bơm lên mỗi lúc một tăng cho đến khi nào van một chiều có đường ống phụ hoạt động. Đó là lúc mà áp suất ngăn trên và ngăn dưới bằng nhau làm cho viên bi chặn không phải đẩy ngược lên trên và lúc này áp suất thành dưới cũng bị nén làm cho dầu tràn theo chảy về van an toàn. Do áp suất dầu về là rất cao nên van an toàn sẽ mở cho tới khi ta thôi không cho dầu bơm lên.

Khi đã đạt đến độ sâu nhất định nào đó thì ta điều khiển van phân phối sang vị trí làm việc trung gian (Hình 3.7.8b) thì dầu trên đường áp đến thành xi lanh trên không còn nữa, van một chiều có đường ống phụ không còn nguồn tác động phụ nữa sẽ không hoạt động do đó mà dầu sẽ bị viên bi ngăn lại không cho tràn xuống trở về thùng, áp suất trong thành xi lanh vẫn còn cao sẽ giữ không cho piston tiếp tục đi xuống.

Nếu ta muốn piston đi lên thì chỉ việc điều khiển van sang vị trí như hình 3.7.8a thì dầu được bơm lên không thể qua đường van an toàn mà lại đi qua van một chiều trở lại van một chiều có đường ống dẫn phụ, đẩy viên bi lên khi nó đạt áp suất lớn hơn áp suất trong thành.

Hoạt động của hệ thống ben băng tải sau cũng có ba giai đoạn làm việc như băng tải trước nhưng có điều là quá trình làm việc trái ngược nhau: Ben trước: hạ - giữ trung gian-nâng còn ben sau: nâng - giữ trung gian - hạ và cũng có các cách điều khiển như nhau.

3.7.5. Tính toán các thông số của bơm và các motor thủy lực của máy

3.7.5.1. Tính toán mô tơ thủy lực của bánh xe nước (Paddle wheel)

Hệ thống chuyển động chính cho máy cắt rong là hai bánh được truyền động bằng hai motor thủy lực cùng loại nên ta chỉ cần tính toán một motor và chọn cho cả hai bánh tự thiết kế và để đảm bảo vận tốc chuyển động theo yêu cầu của người thiết kế ta có các thông số ban đầu của motor thủy lực là : (theo thiết kế paddle wheel)

+ Momen quay trên trục động cơ : $M_C = 2074 \text{ N.m}$

+ Số vòng quay của trục động cơ : $n = 30 \text{ vòng/phút}$

Từ công thức momen quay của motor thủy lực ta có : $M = \frac{p \cdot q}{20\pi} \text{ N.m}$

Trong đó :

M - mômen quay , N.m;

p - áp suất, bar;

q - lưu lượng, cm³/vòng;

+ Xác định dung lượng của motor thủy lực :

Dung lượng của motor thủy lực là thông số cơ bản của motor thủy lực, thiết kế trong dầu có áp suất thông dụng 100 bar để cung cấp lưu lượng cho motor thủy lực. Do vậy dung lượng motor thủy lực được tính như sau :

$$\text{Từ } M = \frac{p \cdot q}{20\pi}$$

$$\Rightarrow q = \frac{M \cdot 20\pi}{p}$$

$$q = \frac{2074 \cdot 20 \cdot 3,14}{100} = 1302,5 \text{ cm}^3/\text{vòng}$$

Ta lại có công thức $Q = n \cdot q = 1302,5 \cdot 30 = 39075 \text{ cm}^3/\text{phút} = 39 \text{ lít/phút}$

+ Dựa vào đồ thị đường đặc tính của motor thủy lực (phụ lục 5) từ đó ta xác định được motor thủy lực có các thông số:

-Lưu lượng motor: $Q = 39 \text{ lít/phút}$

-Công suất của động cơ: $N = 6,5 \text{ kW}$

-Hiệu suất động cơ: $\eta = 75\%$

-Chiều cao cột áp: $H = \frac{P}{\gamma}$

Trong đó: h-chiều cao cột áp, m;

γ -trọng lượng riêng dầu thủy lực, kN/m³;

$p = 100 \text{ bar}$ hay $p = 10^7 \text{ N/m}^2$

$\gamma = \rho \cdot g$

Trong đó: $\rho = 930$: khối lượng riêng của dầu thủy lực, kg/m³;

$g = 9,81$: gia tốc trọng trường, m/s²;

$$\Rightarrow \gamma = 9,81 \cdot 930 = 9123,3 \text{ N/m}^3$$

$$\Rightarrow H = \frac{10^7}{9123,3} = 1096 \text{ m}$$

3.7.5.2. Tính toán động cơ cho băng tải số 1 (đầu cắt)

Các thông số đầu vào :

-Công suất động cơ là : $N_{dc} = 1kW$

-Vận tốc chạy tải là : $0,05m/s$

-Đường kính con lăn $D = 160mm \Rightarrow R = 0,08m$

-Số vòng quay trên trục động cơ là :

Ta có công thức: $\frac{V}{R} = \frac{\pi \cdot n}{30} \Rightarrow n = \frac{30V}{\pi \cdot R}$

$$n = \frac{30 \cdot 0,05}{3,14 \cdot 0,08} = 6 \text{vòng/giây} = 5.60 = 360 \text{ vòng/phút}$$

Momen quay trên trục động cơ là : $M = \frac{N \cdot 9550}{n} = 26,5 Nm$

Ngoài ra ta còn có công thức tính Momen khác là : $M = \frac{p \cdot q}{20 \pi}$

Trong đó:

M - momen , Nm;

p - áp suất ,bar;

q - dung lượng, $cm^3/vòng$;

+ Xác định dung lượng của motor thủy lực :

Dung lượng motor thủy lực là thông số cơ bản của motor thủy lực, thiết kế trong dầu có áp suất thông dụng 100 bar để cung cấp lưu lượng cho motor thủy lực. Do vậy dung lượng motor thủy lực được tính như sau :

$$M = \frac{p \cdot q}{20 \pi}$$

$$\Rightarrow q = \frac{20 \pi \cdot M}{p} = \frac{20 \cdot 3,14 \cdot 26,5}{100} = 16,7 cm^3/vòng$$

Lưu lượng bơm cần thiết là :

$$Q = n \cdot q$$

$$Q = 360 \cdot 16,7 = 6012 cm^3/phút = 6lít/phút$$

Dựa vào đường đặc tính motor thủy lực bên dưới (phụ lục 4) ta xác định được motor thủy lực ta cần với các thông số mà ta cần.

-Số vòng quay trên trục : $n = 360$ vòng/phút

-Lưu lượng motor: $Q = 6$ lít/phút

-Công suất động cơ: $N=0,6$ kW

-Hiệu suất của động cơ: $\eta = 0,6$

-Chiều cao cột áp: $H=1096$ m

3.7.5.3. Tính toán motor thủy lực cho băng tải giữa (băng tải ngang).

- *Xác định công suất tải*

+ Năng suất tải của máy vận tải liên tục

$$Q = \frac{3600}{1000} q_v \cdot v \text{ (tấn/h)} = 3,6 \cdot q_v \cdot v \text{ (tấn/h)}$$

Trong đó:

q_v - trị số tải trọng đơn vị trên một mét chiều dài, kg/m;

với $q_v = 1000 F \cdot \delta \cdot \psi$

ψ - hệ số điền đầy $0,65 \div 0,75$.Chọn: $\psi = 0,7$;

F - diện tích mặt cắt ngang của vật liệu, m^2 ;

$F = B \cdot h$

B - chiều rộng băng tải , m;

h - chiều cao vật liệu trên băng tải , m;

L - chiều dài băng tải , m;

ρ - khối lượng riêng theo thể tích của rong cỏ $160\text{kg}/m^3$

Diện tích mặt cắt ngang vật liệu khi băng tải có 1500kg là : $F = B \cdot h$

ρ - khối lượng riêng theo thể tích của rong cỏ: $160\text{kg}/m^3$

$$\Rightarrow 1500\text{kg} \rightarrow B \cdot h \cdot L \text{ (m}^3\text{)}$$

Chiều cao vật liệu trên băng tải là :

$$h = \frac{1500}{160 \cdot B \cdot L} = \frac{1500}{160 \cdot 1,5 \cdot 4,74} = 1,3\text{m}$$

$$F = 1,5 \cdot 1,3 = 1,95 \text{ m}^2$$

$$\text{Vật } q_v \text{ là : } q_v = 1000 \cdot 1,95 \cdot 0,160 \cdot 0,7 = 218,4 \text{ kg/m}$$

Chọn $v = 0,3 \text{ m/s}$ vận tốc băng tải cho phép trong khoảng $0,05 \div 0,63 \text{ m/s}$

$$\text{Vật } Q = 3,6 \cdot 218,4 \cdot 0,25 = 196,56 \text{ tấn/h}$$

+ Công suất để dịch chuyển xích và tải theo chiều ngang là :

$$N_o = 0,0024 \cdot q_v \cdot L + 0,003 Q (0,11 L_{ng} + H) + 0,006 Q \cdot B$$

L - toàn bộ chiều dài của dải xích, m;

$$L = 2 \cdot 4,74 + 2 \pi R$$

$$\text{Ta có : } \frac{d}{D} = \frac{1}{5} \text{ chọn } d = 0,32 \text{ m} \Rightarrow D = 160 \text{ mm} \Rightarrow R = 80 \text{ mm} = 0,08 \text{ m}$$

$$L = 2 \cdot 4,74 + 2 \cdot 3,14 \cdot 0,08 = 0,5 + 9,48 \approx 10 \text{ m}$$

Chiều cao nâng $H = 0$

L_{ng} - hình chiếu dải xích xuống theo phương ngang ,m;

$$L_{ng} = 4,74 + 2R = 4,74 + 2 \cdot 0,08 = 4,9 \text{ m}$$

q - trọng lượng một mét dài của dải xích 10,3 kg/m

B - chiều rộng mặt đỡ là : 1,5m

$$N_o = 0,0024 \cdot 10,3 \cdot 0,25 \cdot 10 + 0,003 \cdot 196,56 (0,11 \cdot 4,9) + 0,006 \cdot 196,56 \cdot 5$$

$$N_o = 0,07 + 0,31 + 1,8 \approx 2,2 \text{ kW}$$

Công suất của động cơ là :

$$N_{dc} = \frac{N_o}{\eta} \cdot 1,15$$

η - toàn bộ hiệu suất làm việc có ích:

$$\eta = 0,7$$

1,15 -hệ số tính đến mất mát bổ sung

$$N_{dc} = \frac{2,2}{0,7} \cdot 1,15 = 3,6 \text{ kW}$$

Số vòng quay ở trên trục động cơ là :

$$\text{Từ công thức: } \frac{V}{R} = \frac{\pi n}{30} = n = \frac{30 \cdot V}{\pi \cdot R}$$

$$n = \frac{30 \cdot 0,25}{3,14 \cdot 0,08} = 29,8 \text{ vòng/giây} = 1790 \text{ vòng/phút}$$

Momen quay trên trục động cơ là :

$$N = \frac{M \cdot n}{9550}$$
$$\Rightarrow M = \frac{N \cdot 9550}{n}$$

Trong đó:

n-số vòng quay trên trục động cơ, vòng/phút;

N-công suất motor, kW;

$$\Rightarrow M = \frac{3,6 \cdot 9550}{1790} = 18,96 \text{ Nm} \approx 19 \text{ Nm}$$

Ta lại sử dụng công thức Momen khác là :

$$M = \frac{p \cdot q}{20 \pi}$$

M - momen , Nm;

p - áp suất , bar;

q - dung lượng, cm³/vòng;

- Xác định dung lượng bơm:

Dung lượng motor thủy lực là thông số cơ bản của motor thủy lực ,thiết kế trong dầu có áp suất thông dụng 100 bar để cung cấp lưu lượng cho motor thủy lực. Do vậy dung lượng motor thủy lực được tính như sau :

$$M = \frac{p \cdot q}{20 \pi}$$
$$\Rightarrow q = \frac{20 \pi \cdot M}{p} = \frac{20 \cdot 3,14 \cdot 19}{100} = 12 \text{ cm}^3/\text{vòng}$$

Ta có lưu lượng bơm $Q = n \cdot q = 12 \cdot 2150 = 25800 \text{ cm}^3/\text{phút} = 25,8 \text{ lít/phút}$

Dựa vào đường đặc tính motor thủy lực bên dưới (phụ lục 3) ta xác định được motor thủy lực mà ta cần với các thông số bên dưới.

-Số vòng quay trên trục động cơ: $n = 1790 \text{ vòng/phút}$

-Lưu lượng bơm: $Q = 21,48 \text{ lít/phút}$

-Công suất của motor: $N=2,7 \text{ kW}$

-Hiệu suất bơm: $\eta = 75\%$

-Chiều cao cột áp:

$$H = 1096 \text{ mmH}_2\text{O} = 1096 \cdot 10^{-3} \text{ mmH}_2\text{O} = 1096 \cdot 10^{-3} \text{ pa} = 1096 \cdot 10^{-3} \text{ N/m}^2$$

3.7.5.4. Tính toán motor thủy lực cho băng tải cuối.

Xác định công suất tải và các thông số cần thiết

+ Năng suất tải của máy vận tải liên tục

$$Q = \frac{3600}{1000} q_v \cdot v \text{ (tấn/h)} = 3,6 \cdot q_v \cdot v \text{ (tấn/h)}$$

Trong đó:

q_v - Trị số tải trọng đơn vị trên một mét chiều dài, kg/m;

v - vận tốc chạy của băng tải m/s ($0,05 \div 0,65 \text{ m/s}$) chọn $v = 0,25 \text{ m/s}$ với $q_v = 1000 F \cdot \gamma \cdot \psi$

Trong đó:

ψ - hệ số điền đầy $0,65 \div 0,75$ chọn $\psi = 0,7$;

F - diện tích mặt cắt ngang của vật liệu, m^2 ;

$$F = B \cdot h$$

Trong đó:

B - chiều rộng băng tải , m;

h - chiều cao vật liệu chứa trên băng,m;

$$\Rightarrow F = 1,5 \cdot 2,3 = 3,45 \text{ m}^2$$

$$\Rightarrow q_v = 1000 \cdot 0,7 \cdot 3,45 \cdot 0,16 = 386,4 \text{ kg/m}$$

$$\Rightarrow Q = 3,6 \cdot 386,4 \cdot 0,25 = 347,7 \text{ (tấn/h)}$$

+ Công suất để nâng tải xích và vật cần nâng theo yêu cầu đối với băng tải nghiêng :

$$N_o = 0,0024 \cdot q \cdot V \cdot L + 0,003 Q (0,11 L_{ng} + H) + 0,006 Q \cdot B$$

L - toàn bộ chiều dài của dải xích,m;

$$L = 2 \cdot 2,73 + 2 \pi R$$

R - bán kính quay tròn trục truyền động, m;

$$\frac{d}{D} = \frac{1}{5} \div \frac{1}{6} \text{ chọn } d = 32 \text{ mm} \rightarrow D = 160 \text{ mm} \Rightarrow R = 0,08 \text{ m}$$

$$L = 2 \cdot 2,73 + 2\pi \cdot 0,08 = 5,96 \text{ m}$$

L_{ng} - hình chiếu của xích theo phương ngang, m;

$$L_{ng} = \sqrt{\left(\frac{L}{2}\right)^2 - 1} = 2,8 \text{ m}$$

Chiều cao nâng $H = 1 \text{ m}$

Trong lượng một mét dài của dải xích $q = 10,3 \text{ kg/m}$

B - chiều rộng mặt đỡ là $1,5 \text{ m}$

$$N_o = 0,0024 \cdot 10,3 \cdot 0,25 \cdot 5,96 + 0,003 \cdot 247,7 (0,11 \cdot 2,8 + 1) + 0,005 \cdot 347,7 \cdot 1,5$$

$$N_o = 0,037 + 1,36 + 3,12 = 4,517 \text{ kW}$$

$$\text{Công suất trên trục động cơ là : } N_{dc} = \frac{N_o}{\eta} \cdot 1,15$$

1,15 - hệ số tính đến mát mát bổ sung

η - toàn bộ hiệu suất làm việc có ích, chọn: $\eta = 0,7$

$$N_{dc} = \frac{1,15 \cdot 4,517}{0,7} = 7,4 \text{ kW}$$

Momen quay trên trục động cơ là :

$$N = \frac{M \cdot n}{9550} \Rightarrow M = \frac{N \cdot 9550}{n}$$

$$\text{Số vòng quay trên trục động cơ là: } \frac{V}{R} = \frac{\pi n}{30} \Rightarrow n = \frac{30 \cdot V}{\pi \cdot R}$$

$$n = \frac{30 \cdot 0,25}{3,14 \cdot 0,08} = 29,8 \text{ vòng/giây} = 1790 \text{ vòng/phút}$$

$$M = \frac{7,4 \cdot 9550}{1790} = 39,5 \text{ Nm}$$

$$\text{Ta lại có công thức: } M = \frac{p \cdot q}{20\pi}$$

Trong đó:

M - momen, Nm;

p - áp suất, bar;

q - dung lượng ,cm³/vòng ;

+ Xác định dung lượng của motor thủy lực :

Dung lượng motor thủy lực là thông số cơ bản để xác định kích cỡ của motor thủy lực, thiết kế trong dầu có áp suất thông dụng 100 bar để cung cấp lưu lượng cho motor thủy lực. Do đó dung lượng motor thủy lực được tính như sau :

$$M = \frac{p \cdot q}{20 \pi}$$

$$\Rightarrow q = \frac{20 \pi \cdot M}{p} = \frac{20 \cdot 3,14 \cdot 19 \cdot 5}{100} = 24,8 \text{ cm}^3/\text{vòng}$$

+Lưu lượng qua bơm $Q = n \cdot q = 24,8 \cdot 1790 = 44392 \text{ cm}^3/\text{phút} = 44,4 \text{ lít/phút}$

Dựa vào đường đặc tính motor thủy lực trong (phụ lục 3) ta xác định được motor thủy lực ta cần với các thông số bên dưới.

-Số vòng quay trên trục động cơ: $n = 1790 \text{ vòng/phút}$

-Lưu lượng : $Q = 44,4 \text{ lít/phút}$

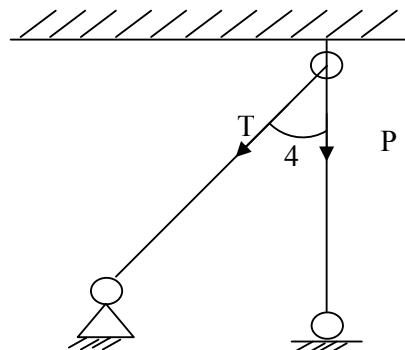
-Công suất của motor: $N=4,6 \text{ kW}$

-Hiệu suất motor: $\eta = 7,5$

-Chiều cao cột áp: $H= 1096 \text{ m}$

3.7.5.5. Tính toán ben nâng hạ bộ phận cắt

+ Lực tác dụng lên thanh đẩy



Hình 3.7.9 - Lực phân bố trên xi lanh trước

Áp lực nén lên piston

$$\alpha = 44^\circ$$

$P = 2500 \text{ N}$ (toàn bộ lực của đầu cắt tác dụng lên thanh đỡ)

$$\cos \alpha = \frac{P}{T} \Rightarrow T = \frac{P}{\cos \alpha} = \frac{2500 \text{ N}}{\cos 44^\circ} = 3472 \text{ N}$$

Thời gian nâng hạ toàn bộ hành trình đầu cắt lên khỏi vị trí làm việc là $3 \div 4$ giây.

Kích thước xi lanh thủy lực với những thông số sau :

Chọn hành trình của xi lanh lực nâng bộ phận cắt là : $L = 690 \text{ mm}$

Đường kính xi lanh: $\phi = 50 \text{ mm}$

Dung tích của xi lanh lực nâng bộ phận cắt là :

$$V = \pi \cdot R^2 \cdot L$$

$$V = 3,14 \cdot 2,5^2 \cdot 69 \cdot 10^{-3} = 1,35 \text{ l/cycle}$$

Lưu lượng cần thiết của bơm để cung cấp cho xi lanh lực là: $Q = \frac{V}{S}$

S-thời gian piston đi hết hành trình,phút;

$$Q = \frac{1,35 \cdot 60}{4} = 20,25 \text{ lít/phút}$$

Lấy thời gian nâng hết hành trình là 4s

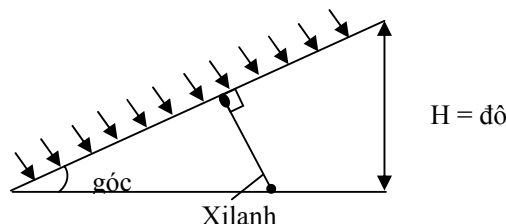
$$\text{Áp suất cần thiết là : } P = \frac{F}{S} = \frac{3472}{3,14 \cdot \frac{D^2}{4}} = \frac{3472}{3,14 \cdot 5^2}$$

$$P = 177 \text{ N/cm}^2 = 1770000 \text{ N/m}^2 = 17,64 \text{ bar}$$

Áp suất của xi lanh lực cụm cắt cần đạt được là :

$$P + 30\%P = 17,64 + 5,29 = 22,9 \text{ bar}$$

3.7.5.6. Tính toán ben nâng hạ của băng tải cuối khi đưa vật liệu lên bờ



Hình 3.7.10 - Biểu đồ phân bố lực lên xi lanh sau khi đã nâng.

+ Lực tác dụng lên xi lanh lực đúng bằng trọng lượng của tải khi bố trí xi lanh lực như hình vẽ.

$$F = 10000 \text{ N}$$

Trong đó $F = F_1 + F_2$

F_1 - lực của rong cò tác dụng lên.

F_2 - lực của bản thân băng tải.

+ Chọn thời gian nâng hết hành trình là 4s.

+ Đường kính trong xi lanh lực: Chọn $\phi = 50\text{mm}$

+ Hành trình xi lanh lực là: $L = 200\text{mm}$

+ Dung tích của xi lanh lực của bộ phận nâng băng tải là:

$$V = 3,14 \cdot \frac{D^2}{2} \cdot L$$

$$V = 3,14 \cdot 2,5^2 \cdot 20 \cdot 10^{-3} = 0,34 \text{ lít/cycle}$$

+ Áp suất cần thiết của xi lanh là:

$$P = \frac{F}{\pi R^2}$$

$$P = \frac{10000}{3,14 \cdot 2,5^2} = 510\text{N/cm}^2 = 5100000 \text{ N/m}^2$$

$$P = 5100000 \text{ N/m}^2 = 50,8 \text{ bar}$$

Lưu lượng cần thiết để cung cấp cho xi lanh lực là :

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{0,34}{4} = \frac{0,34 \cdot 60}{4} = 5,1 \text{ lít/phút}$$

3.7.5.7. Xác định motor thủy lực cho cụm dao cắt

Ba dao cắt được bố trí ở đầu cắt là ba dao cắt độc lập nhưng cùng một loại, do vậy khi tính toán lực chọn động cơ ta chỉ cần tính toán cho một động cơ rồi áp dụng nó cho hai động cơ còn lại.

Dựa vào các thông số đầu vào: (Phần tính toán dao cắt)

+ Công suất động cơ: $N = 2 \text{ kW}$

+ Bán kính vòng quay: $r = 0,2 \text{ m}$

+ Vận tốc dao: $v = 0.64 \text{ m/s}$

Ta tính được:

Số vòng quay trên trục động cơ là:

$$\frac{v}{r} = \frac{\pi \cdot n}{30} \Rightarrow n = \frac{30 \cdot v}{\pi r}$$
$$n = \frac{30 \cdot 0,64}{0,2 \cdot 3,14} = 30v/s = 60 \cdot 30 = 1800v/p$$

Mô men quay trên trục động cơ là:

$$M = \frac{N \cdot 9500}{n}$$
$$M = \frac{2 \cdot 9500}{1800} = 10,6 \text{ N.m}$$

Xác định dung lượng của motor thủy lực

Dung lượng của motor thủy lực là một thông số cơ bản rất cần để chọn motor thủy lực, thiết kế trong dầu có áp suất thông dụng là 100 bar để cung cấp lưu lượng cho motor thủy lực.

Do vậy dung lượng của motor được là:

Ta có công thức tính mô men:

$$M = \frac{p \cdot q}{20\pi}$$

Trong đó:

p - áp suất, bar;

q - dung lượng, $\text{cm}^3/\text{vòng}$;

M - mô men quay, N.m;

$$q = \frac{M \cdot 20\pi}{p}$$
$$\Rightarrow q = \frac{10,6 \cdot 20 \cdot 3,14}{100} = 6,65 \text{ cm}^3 / v$$

+ Lưu lượng motor thủy lực đạt được là:

$$Q = q \cdot n = 6,62 \cdot 1800 = 11980 \text{ cm}^3 / \text{vòng} = 12 \text{ lít/phút}$$

+ Dựa vào đường đặc tính motor thủy lực (phụ lục 3) từ đó ta xác định motor thủy lực ta cần dùng với các thông số :

- Số vòng quay trên trục động cơ: $n = 1800$ vòng/phút
- Lưu lượng: $Q = 12$ lít/phút
- Công suất motor: $N=1,7$ kW
- Hiệu suất motor: $\eta = 7,8$
- Chiều cao cột áp: $H=1096$

3.7.6. Tính toán bơm thủy lực cho toàn hệ thống

❖ Dung lượng bơm cần đạt được

Dung lượng bơm chính là dung lượng tổng của các động cơ khi chúng đồng loạt làm việc.

- **Dung lượng của cụm dao cắt**

$$q_1 = 6,65 \text{ cm}^3/\text{vòng}$$

$$\Rightarrow 3q_1 = 3 \cdot 6,65 = 19,95 \text{ cm}^3/\text{vòng} = 0,02 \text{ lít/vòng}$$

- **Dung lượng của motor bánh chuyển động**

$$q_2 = 1302,5 \text{ cm}^3/\text{vòng}$$

$$\Rightarrow 2q_2 = 2 \cdot 1302,5 = 2605 \text{ cm}^3/\text{vòng} = 2,6 \text{ lít/vòng}$$

- **Dung lượng motor băng tải đầu cắt**

$$q_3 = 16,7 \text{ cm}^3/\text{vòng} = 0,017 \text{ lít/vòng}$$

- **Dung lượng của motor băng tải giữa**

$$q_4 = 12 \text{ cm}^3/\text{vòng} = 0,012 \text{ lít/vòng}$$

- **Dung lượng của băng tải cuối**

$$q_5 = 24,8 \text{ cm}^3/\text{vòng} = 0,025 \text{ lít/vòng}$$

- **Dung lượng xi lanh lực đầu cắt**

$$q_6 = 1,35 \text{ lít/vòng}$$

- **Dung lượng xi lanh lực đầu nâng băng tải cuối**

$$q_7 = 0,34 \text{ lít/vòng}$$

*** Vậy dung lượng bơm cần phải đạt được là:**

$$q_{\text{tổng}} = 3q_1 + 2q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 + q_7$$

$$q_{\text{tổng}} = 0,02 + 2,6 + 0,017 + 0,012 + 0,025 + 1,35 + 0,34$$

$$q_{\text{tổng}} = 4,364 \text{ lít/vòng}$$

3.7.6.1. Tính toán lưu lượng bơm thủy lực tổng

Lưu lượng bơm cũng như dung lượng bơm nó phải đạt được lưu lượng của tổng lưu lượng các động khi chúng cùng lúc có cùng hoạt động.

Lưu lượng cung cấp cho motor của cụm cắt là:

$$Q_1 = 6 \text{ lít/phút}$$

Lưu lượng để cung cấp cho motor của bánh guồng chuyển động:

$$Q_2 = 39 \text{ lít/phút}$$

$$\Rightarrow 2Q_2 = 78 \text{ lít/phút}$$

Lưu lượng cung cấp cho motor của băng tải giữa:

$$Q_3 = 21,48 \text{ lít/phút}$$

Lưu lượng cung cấp cho motor của băng tải cuối:

$$Q_4 = 44,4 \text{ lít/phút}$$

Lưu lượng cung cấp cho xi lanh lực của đầu cắt:

$$Q_5 = 20,25 \text{ lít/phút}$$

Lưu lượng cung cấp cho xi lanh lực đầu nâng băng tải:

$$Q_6 = 5,1 \text{ lít/phút}$$

Lưu lượng cung cấp cho các motor cụm dao cắt:

$$Q_7 = 12 \text{ lít/phút}$$

$$\Rightarrow 3Q_7 = 3.12 = 36 \text{ lít/phút}$$

Vậy lưu lượng của bơm cần là:

$$Q_{\text{bơm}} = 3Q_7 + Q_6 + Q_5 + Q_4 + 2Q_2 + Q_1 + Q_3$$

$$Q_{\text{bơm}} = 36 + 5,1 + 20,25 + 21,48 + 78 + 6 + 44,1$$

$$Q_{\text{bơm}} = 211 \text{ lít/phút}$$

+ Thông số đầu vào của bơm:

$$q_b = 3,689 \text{ lít/vòng}$$

$$Q_{bom} = 211 \text{ lít/phút}$$

Vậy số vòng quay trên trục bơm là:

$$Q = n \cdot q \Rightarrow n = \frac{Q}{q}$$

$$n = \frac{211}{3,689} = 57 \text{ vòng/phút} \quad \text{Chọn } n = 60 \text{ vòng/phút}$$

Áp suất chọn 100 bar bằng áp suất cao nhất của motor. Vậy theo công thức (3.15)

+ Công suất (kW) = lưu lượng (lít/phút) . áp suất (bar) . 0.00167

$$N_{bom} = 0,00167 \cdot 211 \cdot 100 = 35 \text{ kW}$$

$$H = 1096 \text{ mH}_2\text{O}$$

Vậy bơm của toàn hệ thống phải thỏa các thông số ở trên thì hệ thống thủy lực mới có thể đồng loạt hoạt động.

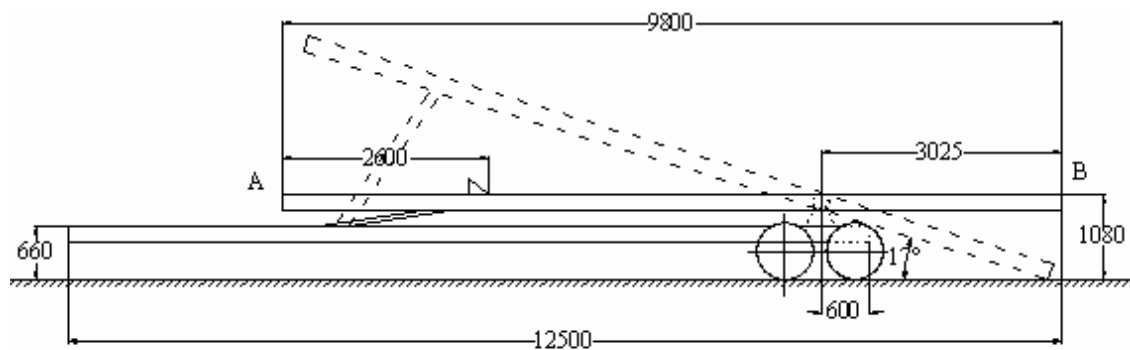
3.7.6.2. Chọn động cơ nổ:

- Công suất động cơ nổ: 37 KW
- Số vòng quay: 3000 v/p
- Trọng lượng máy: 255 kg
- Mã hiệu máy: CY4900

3.8. TÍNH TOÁN, THIẾT KẾ REMORQUE CHUYÊN DÙNG

Như phần yêu cầu thiết kế đã trình bày, để cho máy cắt rong có tính cơ động cao, có thể di chuyển từ điểm làm việc này qua điểm làm việc khác mà không thể di chuyển trên hệ thống sông và kênh do có nhiều cầu công không lợi máy qua được hoặc do các khúc sông, kênh làm vệ sinh không thông nhau, như vậy yêu cầu cần phải có thiết bị vận chuyển chuyên dùng và triển hạ thủy nhằm giải quyết vấn đề thực tế này. Sơ đồ thiết kế hệ thống trình bày ở hình 3.8.1

3.8.1. Thiết kế Sơ đồ nguyên lý, kích thước từng phần và kết cấu từng phần



Hình 3.8.1- Xe remorque

Bình thường phần khung trên của remorque ở vị trí nằm ngang, khi xylanh thủy lực tác động sẽ làm cho phần khung trên nâng lên 17° so với mặt phẳng ngang.

Kích thước được cho sơ bộ như hình: Phần khung trên có chiều dài là 9800 mm. Máy được đặt lên phần trên của khung cách đầu A 2600 mm. Với chiều cao của phần khung trên là 1080 mm và góc nâng là 17° , thì vị trí tâm quay sẽ cách đầu B 3025 mm.

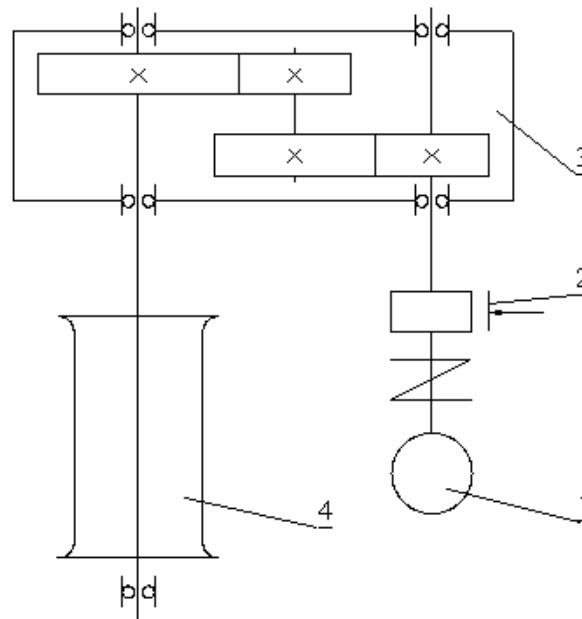
3.8.1.1. Giải pháp đưa máy lên xe

Dùng tời kéo máy từ mặt nước lên remorque. Máy được đưa lên xe bằng cách: xe được đưa tới vị trí của máy cần đưa lên, xylanh thủy lực sẽ nâng một đầu của remorque làm remorque nghiêng đi một góc 17° , một đầu của remorque sẽ chạm xuống mặt nước tại vị trí chèo của máy, sau đó 1 đầu dây cáp của tời sẽ móc vào máy, và tời sẽ hoạt động để kéo máy lên xe. Khi máy được kéo lên đúng vị trí thì tời sẽ ngừng hoạt động, sau đó xylanh thủy lực hạ xuống đến vị trí ban đầu. Lúc này thì xe đã sẵn sàng chuyển máy đến vị trí khác

3.8.1.2. Thiết kế sơ đồ nguyên lý của thiết bị đưa máy lên xuống

Thiết bị đưa máy lên xuống được sử dụng là tời kéo. Tời là thiết bị dùng để nâng vật lên cao hoặc kéo vật dịch chuyển trong mặt phẳng nghiêng. Tời có hai loại là tời tay và tời máy. Trong trường hợp tải trọng máy cần nâng lên đến hàng tấn thì ta phải dùng tời máy. Tời máy được kết hợp với tổ hợp ròng rọc (palăng cáp) để kéo hoặc nâng được vật rất nặng. Lượng cáp chứa trên tời rất lớn, có thể 200-400 vòng. Tời có hai loại: tời đảo chiều và tời ma sát. Tời đảo chiều có độ tin cậy cao hơn và được sử dụng rộng rãi. Tời ma sát có ưu điểm khởi động êm, có thể sử dụng động cơ đốt trong để dẫn động nhiều tầng, tuy nhiên khó khống chế vận tốc hạ vật. So sánh hai loại tời trên ta chọn loại tời đảo chiều để nâng hạ máy.

Nguyên lý hoạt của tời đảo chiều như sau (Hình 3.8.2): chuyển động quay được truyền từ động cơ điện 1 qua hộp giảm tốc 3 bằng khớp nối đàn hồi, giảm vận tốc xuống tốc độ cần thiết để kéo máy, tốc độ tròn này sẽ được chuyển thành chuyển động thẳng nhờ vào tang cuốn cáp 4, khi tang hoạt động sẽ làm cho cáp cuộn vào hoặc tháo ra khỏi tang giúp nâng máy lên hoặc hạ máy xuống xe. Vành ngoài của nửa khớp nối phía bên ngoài hộp giảm tốc 3 đồng thời là bánh phanh, hai má phanh điện thủy lực 2 ở trạng thái thường đóng khi không có điện, khi tời hoạt động thì hai má này mở ra, khi bị mất điện đột ngột thì hai má này đóng lại, giữ máy đang kéo không bị tuột bởi trọng lượng của máy.



Hình 3.8.2. Sơ đồ nguyên lý hoạt động của động cơ tời

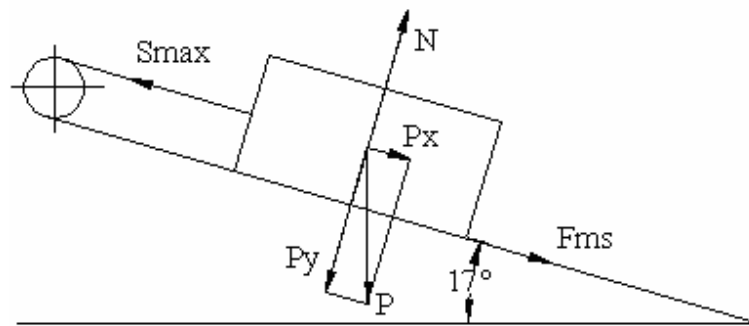
1 – Động cơ điện. 2 – Phanh hai má điện thủy lực thường đóng. 3 – Hộp giảm tốc.

4 – Tang cuốn cáp.

3.8.1.3. Tính toán và chọn cáp

Cáp gồm ba loại: cáp bền xuôi, cáp bền chéo, cáp bền hỗn hợp. Cáp bền xuôi có bề mặt ít gồ ghề hơn, dễ uốn và bền hơn cáp bền chéo, ít mòn khi làm việc trên tang và ròng rọc nhờ bề mặt tiếp xúc giữa các sợi và tang ít hơn. Thời gian phục vụ của cáp bền xuôi lớn hơn cáp bền chéo từ 25% - 50%. Tuy nhiên cáp bền xuôi có nhược điểm là khi treo vật trên một nhánh dây, một đầu cáp tự do thì đầu cáp dễ bị xoắn lại. Cáp bền chéo thì khắc phục được nhược điểm này. Trường hợp máy của chúng ta là treo máy ở một đầu cáp nhưng không xoay tự do vì máy tiếp xúc với xe theo mặt phẳng nên bị khống chế 3 bậc tự do, trong đó có một bậc xoay quanh dây cáp, nên dây cáp sẽ không bị xoắn lại. Vậy chúng ta chọn loại cáp bền xuôi cho tời máy.

Sơ đồ phân bố lực được cho như sau:



Hình 3.8.3 - Sơ đồ phân bố lực kéo

Cáp được chọn theo điều kiện sau:

$$S_{\max} \cdot n < [S_d]$$

Với S_{\max} : lực căng cáp lớn nhất trong quá trình làm việc.

Phương trình cân bằng lực:

$$S_{\max} = P_x + F_{ms}$$

$$S_{\max} = P_x + N \cdot f = P_x + P \cdot f \cos 17^\circ$$

Với : P_x : trọng lượng của xe theo phương x trên mặt phẳng nghiêng 17° .

N : phản lực của máy trên mặt phẳng nghiêng.

f : hệ số ma sát của gỗ và kim loại. $f = 0,4$

$$\Rightarrow S_{\max} = 8500 \cdot \sin 17^\circ + 8500 \cdot 0,4 \cdot \cos 17^\circ = 57360 \text{ (N)} = 5736 \text{ (kg)}$$

n : hệ số an toàn của cáp, đối với loại máy trực chế độ làm việc nặng và

rất nặng ta có $n=6$ [5]. Do đó :

$$S_{\max}.n = 5736.6 = 34416 \text{ (kg)}$$

Dựa vào $S_{\max}.n$ ta chọn loại cáp có đường kính 25,5 mm, độ bền của một sợi cáp là 200 kg/mm², trọng lượng 1000m cáp là 2265 Kg, với $[S_d] = 37450$ Kg.

3.8.1.4. Tính toán động cơ tời

Máy được chuyển lên và xuống xe với vận tốc $v = 0,3$ m/s. Công suất cần tính của động cơ được tính theo công thức trang 162 [5]. Chọn tang có đường kính là 200mm

Momen do lực căng cáp gây ra trên tang có giá trị:

$$M_{\text{tang}} = S_{\max}.R_{\text{tang}} = 57360.100 = 5736000 \text{ Nmm} = 5736 \text{ Nm}$$

$$\text{Với: } R_{\text{tang}} = 100\text{mm}$$

Công suất cần thiết tại tang là:

$$N_{\text{tang}} = M_{\text{tang}}.\omega_{\text{tang}}$$

Trong đó :

$$\omega_{\text{tang}}: \text{ vận tốc góc : } \omega_{\text{tang}} = V/R$$

$$V: \text{ vận tốc dài } = 0,3 \text{ m/s} = 300 \text{ mm/s}$$

$$\Rightarrow \omega_{\text{tang}} = 300/100 = 3$$

$$\Rightarrow N_{\text{tang}} = 5736 \times 3 = 17208 \text{ (w)}$$

Dựa vào công suất cần thiết của tang và hiệu suất của hộp số ta suy ra được công suất cần thiết của động cơ:

$$N_{\text{đc}} = N_{\text{tang}}/\eta = 17208/0,8 = 21510 \text{ (w)} = 21,51 \text{ (Kw)}$$

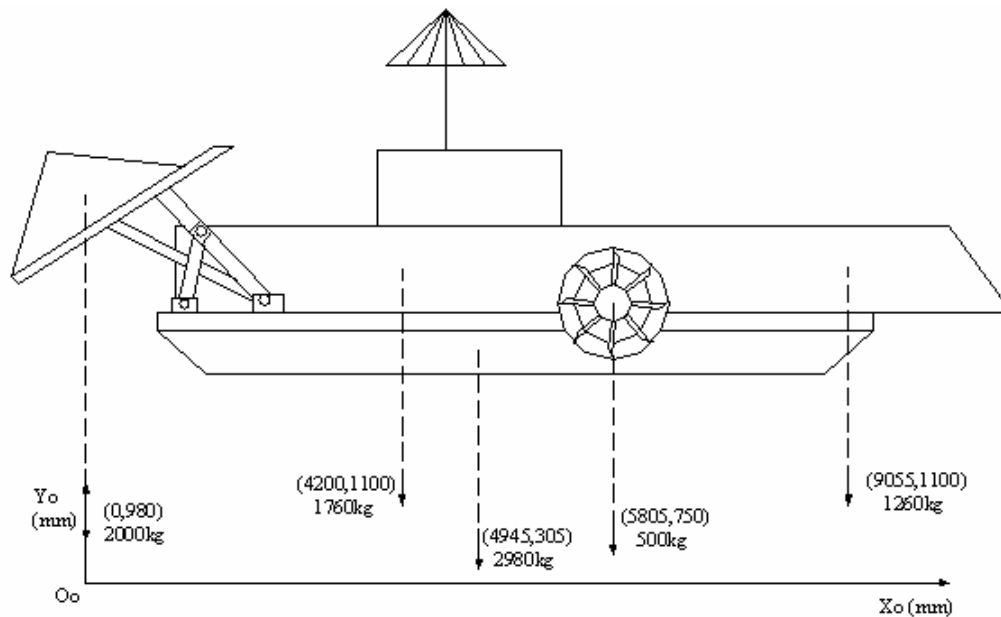
Chọn động cơ K200M4 có công suất 22 kw theo

Công suất (KW)	Vận tốc quay (vg/ph)		Hiệu suất (η)	$\cos\psi$	I_k/I_{dn}	T_k/T_{dn}	Khối lượng (kg)
	50Hz	60Hz					
22	1475	1774	0,89	0,89	5,5	2,2	251

Bảng 3.8.1 - Thông số kỹ thuật động cơ K200M4 (Bảng phụ lục P 1.1 [2])

3.8.2. Xác định vị trí trọng tâm của máy trên remorque

Tải trọng của máy cần vận chuyển được phân bố như sau:



Hình 3.8.4 - Sơ đồ phân bố trọng lực của máy triển hạ thủy

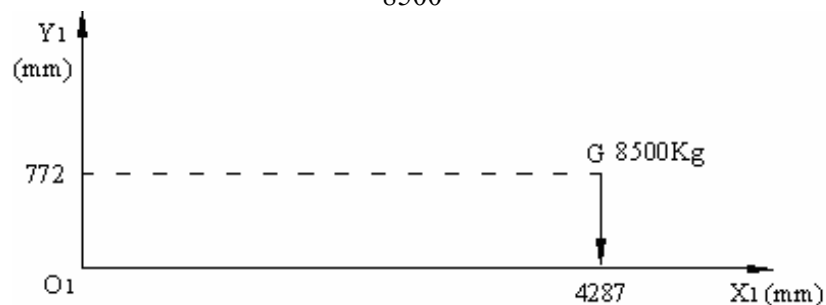
Chọn góc tọa độ $X_0O_0Y_0$ là góc tọa gắn với trọng tâm của phần vớt bèo của máy triển hạ thủy.

Gọi $G(X_{G0}, Y_{G0})$ là trọng tâm của máy, trọng tâm của máy được xác định

trên hệ tọa độ $X_0O_0Y_0$ gắn với máy. Do đó trọng tâm G của tải trọng được tính:

$$X_{G0} = \frac{2000 \cdot 0 + 1760 \cdot 4200 + 2980 \cdot 4945 + 500 \cdot 5805 + 1260 \cdot 9055}{8500} = 4287 \text{ (mm)}$$

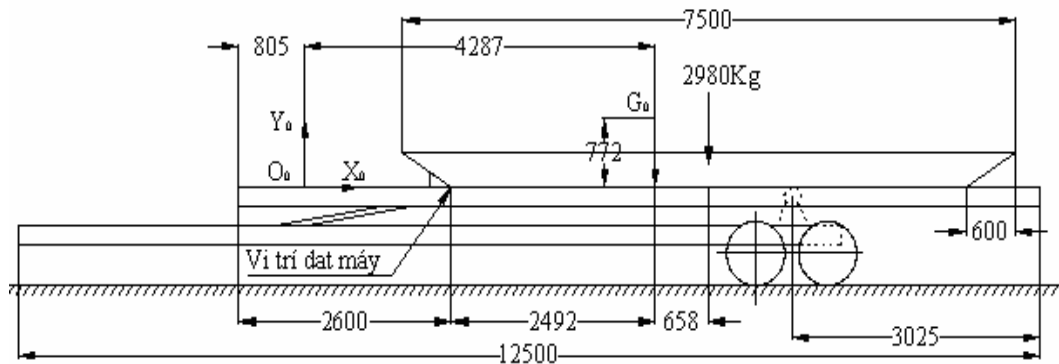
$$Y_{G0} = \frac{980 \cdot 2000 + 1100 \cdot 1760 + 305 \cdot 2980 + 750 \cdot 500 + 1100 \cdot 1260}{8500} = 772 \text{ (mm)}$$



Hình 3.8.5. Tọa độ trọng tâm của máy triển hạ thủy

Từ vị trí trọng tâm của máy ta suy ra được vị trí trọng tâm của máy khi đặt lên xe tính từ điểm đặt máy theo phương x:

$$X_G = 7500/2 - 600 - 658 = 2492 \text{ (mm)}$$



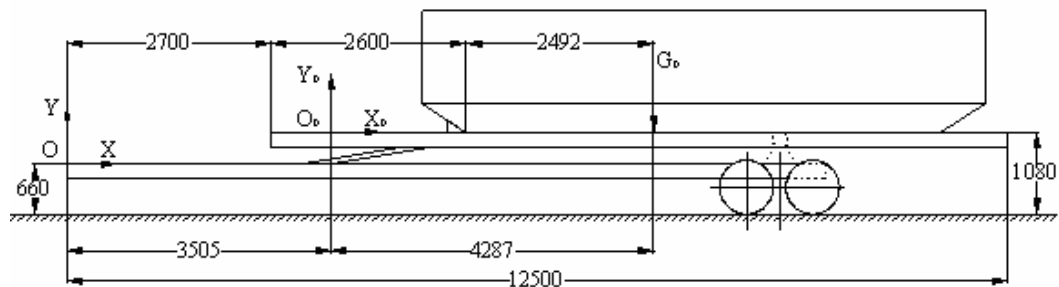
Hình 3.8.6 - Sơ đồ phân bố trọng tâm của máy triển hạ thủy khi đặt lên xe remorque

Gọi hệ trục XOY là hệ trục tọa độ gắn với remorque, ta gắn hệ trục $O_0X_0Y_0$ lên hệ trục XOY của remorque ta được vị trí trọng tâm của máy trên remorque như sau:

Khoảng cách của hệ trục tọa độ XOY và $O_0X_0Y_0$ theo phương x là

$$\Delta_x = 2700 + 2600 + 2492 - 4287 = 3505 \text{ (mm)}$$

$$\Delta_y = 1080 - 660 = 420 \text{ (mm)}$$

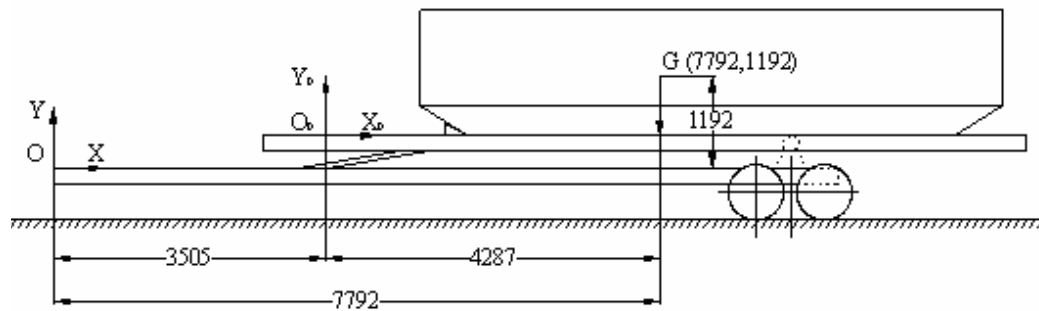


Hình 3.8.7 - sự quan hệ giữa hệ trục tọa độ $O_0X_0Y_0$ và hệ tọa độ OXY.

Vậy vị trí trọng tâm G của máy khi đặt lên remorque tính theo hệ trục tọa độ OXY là:

$$X_G = 3505 + 4287 = 7792 \text{ (mm)}$$

$$Y_G = 772 + 420 = 1192 \text{ (mm)}$$



Hình 3.8.8 - Tọa độ trọng tâm của máy triển hạ thủy khi đặt lên xe remorque.

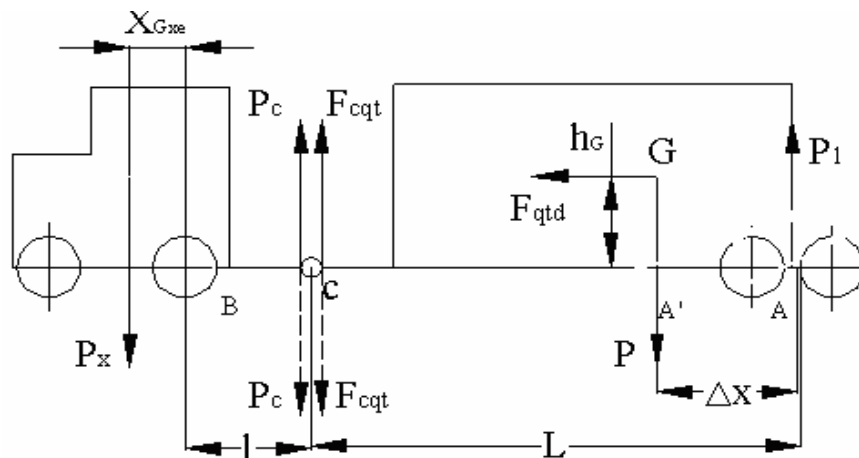
3.8.2.1. Vị trí của bánh xe

Vị trí của bánh xe được bố trí sao cho xe luôn ổn định dù trong lúc di chuyển hay đứng yên, dễ dàng nâng hạ phần trên của romorque, và đảm bảo được độ bền của các chi tiết máy khác. Nếu ta bố trí vị trí bánh xe tại vị trí tâm quay tại của remorque sẽ làm cho xe không cân bằng khi di chuyển và thắng xe đột ngột, nếu ta đặt bánh xe tại vị trí trọng tâm đặt máy thì sẽ làm cho romorque dễ bị lật khi nâng phần khung trên của romorque. Dựa vào tâm quay ta tính toán vị trí bánh xe.

Gọi tâm A là điểm đặt của trục bánh xe: điểm A nên chọn sao cho

$$\mathbf{x}_A = \mathbf{x}_G + \Delta \mathbf{x}_A$$

Khi phanh đứng bánh xe, bánh xe sẽ trượt một quãng đường là S rồi mới dừng lại, do vậy sẽ sinh ra công ma sát. Trong trường hợp này thì công của lực ma sát bằng công của lực quán tính.



Hình 3.8.9 - Sơ bộ phân bố lực của xe khi vận chuyển máy

$$\Rightarrow \mathbf{A}_{\text{ms}} = \mathbf{A}_{\text{qt}}$$

$$\Rightarrow m.a.s = m.g.f.s$$

Trong đó:

f: hệ số giữa bánh xe làm bằng cao su với mặt đường nhựa, $f = 0,6$.

g : gia tốc trọng trường.

m: khối lượng của romorque và máy vận chuyển, $m = 11000 \text{ kg}$

a: gia tốc của xe khi phanh xe ở chế độ bánh trượt trên đường

Gia tốc a được xác định nhờ vào hệ số ma sát giữa cao su và mặt đường

$$\Rightarrow a = f.g = 0,6 \times 9,8 = 5,88 \text{ (m/s}^2\text{)}$$

$$F_{qtd} = m.a = m.f.g = 11000 \times 5,88 = 64680 \text{ (N)}.$$

Quãng đường của xe sẽ trượt khi phanh trong trường hợp bánh xe không quay mà trượt trên đường:

$$V^2 - V_o^2 = 2aS$$

$$\Rightarrow S = (V^2 - V_o^2)/2a = (5,56^2 - 0^2)/2.5,88 = 2,6 \text{ m}$$

$$(V = 20 \text{ km/h} = 5,56 \text{ m/s})$$

Vậy khi xe phanh trong trường hợp bánh xe không quay mà trượt trên đường thì quãng đường sẽ trượt là 2,6 m, với gia tốc bằng $5,56 \text{ m/s}^2$ và lực quán tính bằng 64680 N.

Ta có phương trình cân bằng moment dọc đối với điểm A:

$$F_{cqt}.L = F_{qtd}.h_G$$

Trong đó:

F_{cqt} : phản lực quán tính tại điểm C chống lại lực quán tính dọc gây ra

L ; chiều dài đoạn A'C, $L = 9500 \text{ mm}$

F_{qtd} : lực quán tính dọc do khi thắng xe gây ra

h_G : chiều cao đoạn GA', $h_G = 1432 \text{ mm}$

$$\Rightarrow F_{cqt} = (F_{qtd}.h_G)/L = (64680 \times 1432)/9500 = 9750 \text{ (N)}$$

Để tìm được vị trí bánh xe ta phải xây dựng được hệ phương trình bao gồm: Tổng moment lực cân bằng xoay quanh điểm G khi xe đang đứng tại chỗ. Tổng lực cân bằng tác dụng theo phương thẳng đứng (phương y) khi xe đang đứng tại chỗ. Tổng moment lực cân bằng của đầu xe kéo xoay quanh điểm B (vị trí bánh sau của đầu xe kéo), các lực tác dụng vào

điểm C có xu hướng làm đầu kéo xoay quanh điểm B, làm bánh xe trước của đầu kéo bị nhô lên khỏi mặt đường. Và tổng lực moment cân bằng xoay quanh điểm A khi xe đang chạy bỗng dừng thẳng gấp (bánh xe không quay), các lực quán tính tác dụng vào điểm C lúc này có xu hướng làm đầu xe kéo bị nhô bánh trước.

Như vậy ta có hệ phương trình cân bằng sau:

$$\sum M_G = 0 \Leftrightarrow P_1 \cdot \Delta x_A = P_C \cdot (L - \Delta x_A) \quad (1)$$

$$\sum P_Y = 0 \Leftrightarrow P_1 + P_C = P \quad (2)$$

$$\sum M_B = 0 \Leftrightarrow (P_C + F_{cqt})l = P_x \cdot x_{Gxe} / 1,5 = [M_{xe}] \quad (3)$$

$$\sum M_A = 0 \Leftrightarrow F_{qtd} \cdot h_G + P \cdot \Delta x_A = F_{cqt} \cdot L + P_C \cdot L \quad (4)$$

Với:

P_1 phản lực tại vị trí bánh xe chống lại khối lượng của máy và remorque.

P_C : phản lực tại điểm C, điểm nối của remorque và đầu kéo.

l : khoảng cách từ trọng tâm đầu kéo đến điểm C, $l = 1200$ mm

P_x : trọng lượng của đầu kéo. $P_x = 50000$ N

x_{Gxe} : khoảng cách của trọng tâm của đầu kéo đến bánh xe của đầu kéo,

$x_{Gxe} = 1$ m = 1000 mm.

1,5: là hệ số an toàn.

Momen quán tính xe

$$[M_{xe}] = P_x \cdot x_{Gxe} / 1,5 = 50000 \cdot 1000 / 1,5 = 33333333 \text{ (Nmm)}$$

Thay số vào hệ phương trình (1), (2), (3), (4) ta có:

$$P_1 \cdot \Delta x_A = P_C \cdot (9500 - \Delta x_A)$$

$$P_1 + P_C = 11000$$

$$(P_C + 9750)1200 = 33333333 \Rightarrow P_C = 18028 \text{ (N)}$$

$$(1) \Rightarrow (P_1 + P_C) \Delta x_A = P_C \cdot 9500 = 18028 \cdot 9500 = 171266000 \text{ (Nmm)}$$

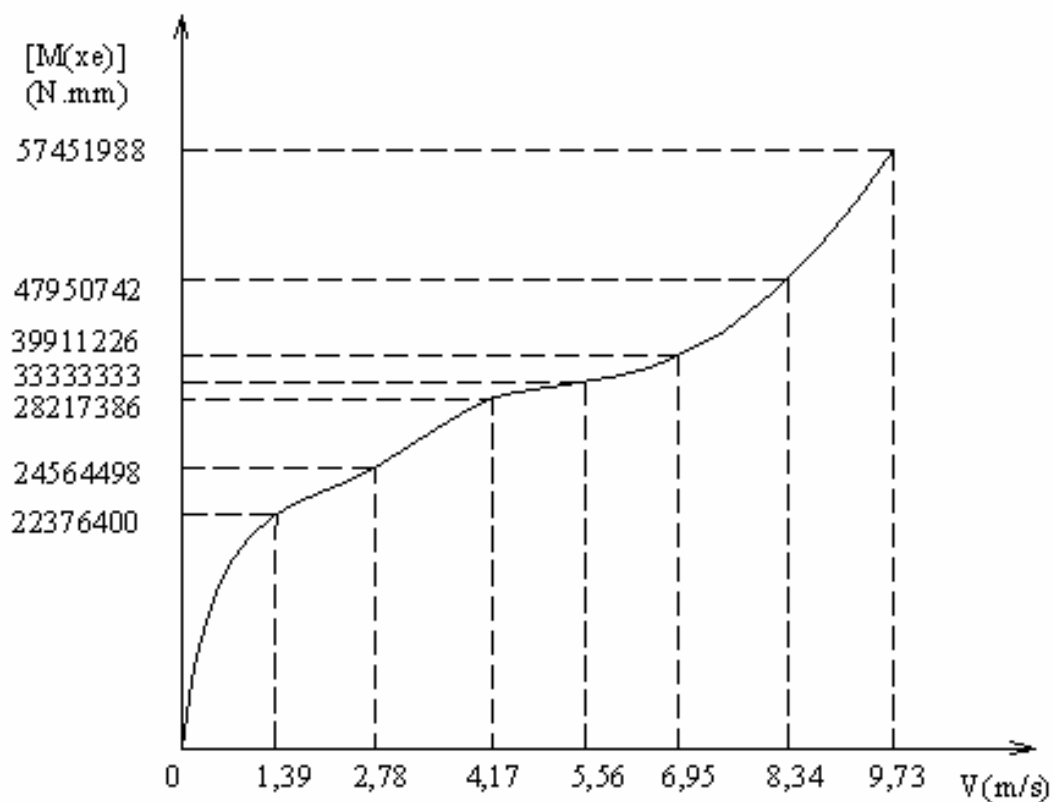
$$\Rightarrow \Delta x_A = 171266000 / 110000 = 1557 \text{ (mm)}$$

$$(2) \Rightarrow P_1 = 110000 - P_C = 110000 - 18028 = 91972 \text{ (N)}$$

Vậy vị trí bánh xe cách tâm máy một đoạn 1557 mm.

$[M_{xe}]$ (N.mm)	22376400	24564498	28217386	33333333	39911226	47950742	57451988
V (m/s)	1,39	2,78	4,17	5,56	6,95	8,34	9,73

Bảng 3.8.2 - thông số $[M_{xe}]$ theo vận tốc V



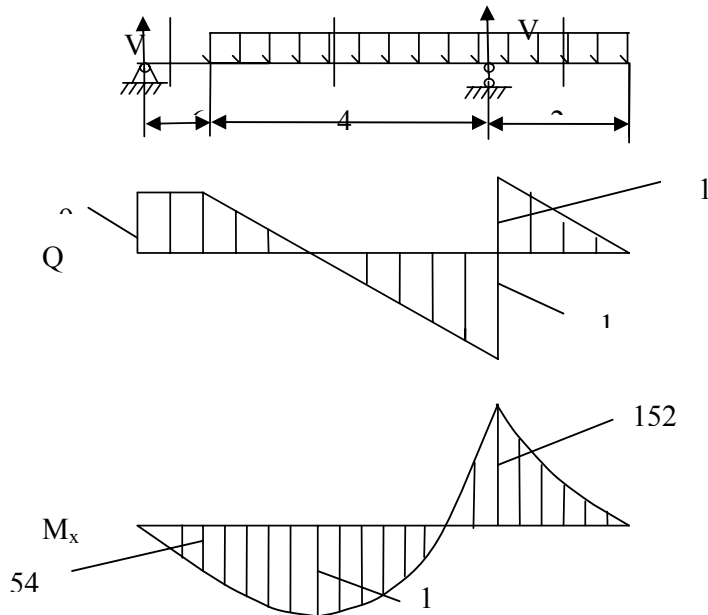
Hình 3.8.10 - Đồ thị biểu diễn sự phụ thuộc của Moment xe vào vận tốc V

3.8.3. Tính toán và kiểm nghiệm bền cho khung remorque

3.8.3.1. Tính và kiểm nghiệm cho khung trên

+ Tính và kiểm nghiệm đà dọc

a. Khi chịu tải trọng tĩnh



Hình 3.8.11 - Biểu đồ phân bố nội lực khi khung chịu tải trọng tĩnh.

Kiểm nghiệm cho đà dọc

Tổng trọng lượng : 85000 N

Số lượng đà dọc : 2

Mỗi đà dọc chịu lực : $p = \frac{85000}{2} = 42500 N$

Mỗi đà dọc chịu lực phân bố đều : $q = \frac{42500}{6300} = 6,75 N/mm$

$$\sum M_o = V_1 \times 4775 - q \times 6300 \times 3750 = 0$$

$$\Rightarrow V_1 = 33397 N$$

$$\sum F_y = V_1 + V_0 - q \times 6300 = 0$$

$$\Rightarrow V_0 = 9128 N$$

Mặt cắt (1-1) xét phần trái : $(0 \leq l_1 \leq 600mm)$

$$Q_y = V_0 = 9128N$$

$$M_x = V_0 \times l_1 = 9128 \times 600 = 5476800N.mm$$

Mặt cắt (3-3) xét phần phải : $(0 \leq l_3 \leq 2125mm)$

$$Q_y = ql_3 = 6,75 \times 2125 = 14344N$$

$$M_x = -\frac{ql_3^2}{2} = -\frac{6,75 \times 2125^2}{2} = -15240234N.mm$$

Mặt cắt (2-2) xét phần phải : $(2125mm \leq l_2 \leq 6300mm)$

$$Q_y = -V_1 + ql_2$$

$$(l_2 = 2125) \Rightarrow Q_y = -19053N$$

$$(l_2 = 6300) \Rightarrow Q_y = 9128N$$

$$M_x = V_1(l_2 - 2125) - \frac{ql_2^2}{2}$$

$$(l_2 = 2125) \Rightarrow M_x = -15240234N.mm$$

$$(l_2 = 6300) \Rightarrow M_x = 5476800N.mm$$

$$Q_y = 0 \Rightarrow l_2 = \frac{V_1}{q} = \frac{33397}{6,75} = 4948mm$$

$$\text{Với: } (l_2 = 4948) \Rightarrow M_x = V_1(l_2 - 2125) - \frac{ql_2^2}{2} = 10645598N.mm$$

Theo điều kiện bền : $\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma]$

$$W_x \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{15240234}{160} = 95252mm^3 \approx 95cm^3 \text{ với } [\sigma] = 160 \frac{N}{mm^2}$$

Chọn thép chữ I N⁰ 16 theo tiêu chuẩn TOCT 8239-56 trang 285 [12]

$W_x = 118 cm^3$; $h=160 mm$; $b=90mm$; $d=5 mm$; $t = 7,7mm$; $J_x=945.10^4 mm^4$; $S_x = 67000 mm^3$ trọng lượng trên 1m = 169 N

Kiểm tra bền thép mới chọn : trang 111 [11]

Tại mặt cắt có $|Q_y|_{\max} = 19053N$

$$\tau_{\max} = \frac{Q_y \cdot S_x}{J_x \cdot d} = \frac{19053 \times 67000}{945.10^4 \times 5} = 27,02 \frac{N}{mm^2}$$

$$[\tau] = \frac{[\sigma]}{2} = \frac{160}{2} = 80 \text{ N/mm}^2$$

$$\Rightarrow \tau_{\max} < [\tau] \text{ thỏa bền}$$

Tại mặt cắt có $|M_x|_{\max} = 15240234 \text{ N.mm}; Q_y = 19053 \text{ N}$

$$S_x^c = b \times t \frac{(h-t)}{2} = 90 \times 7,7 \frac{(160-7,7)}{2} = 52772 \text{ mm}^3$$

$$T_{zy} = \frac{Q_y \cdot S_x^c}{J_x \cdot d} = \frac{19053 \times 52772}{945 \cdot 10^4 \times 5} = 21,28 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_z = \frac{M_x}{J_x} \times \left(\frac{h}{2} - t \right) = \frac{15240234}{945 \cdot 10^4} \left(\frac{160}{2} - 7,7 \right) = 116,59 \text{ N/mm}^2$$

Theo điều kiện bền :

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma_z^2 + 4\tau_{zy}^2} = \sqrt{116,59^2 + 4 \times 21,28^2} = 124,2 \text{ N/mm}^2 < [\sigma] = 160 \text{ N/mm}^2$$

Vậy thép đủ bền

b. Khi chịu tải trọng động

Mỗi đà dọc chịu lực phân bố đều : $q = \frac{42500}{6300} = 6,75 \text{ N/mm}$

Khi tải động có momen quán tính dọc gây ra :

$$M_{qtd} = \frac{64680 \times 1432}{2} = 46310880 \text{ N.mm}$$

$$\sum M_o = V_1 \times 4775 - q \times 6300 \times 3750 + M_{qtd} = 0$$

$$\Rightarrow V_1 = 23698 \text{ N}$$

$$\sum F_y = V_1 + V_0 - q \times 6300 = 0$$

$$\Rightarrow V_0 = 18827 \text{ N}$$

Mặt cắt (1-1) xét phần trái : $(0 \leq l_1 \leq 600 \text{ mm})$

$$Q_y = V_0 = 18827 \text{ N}$$

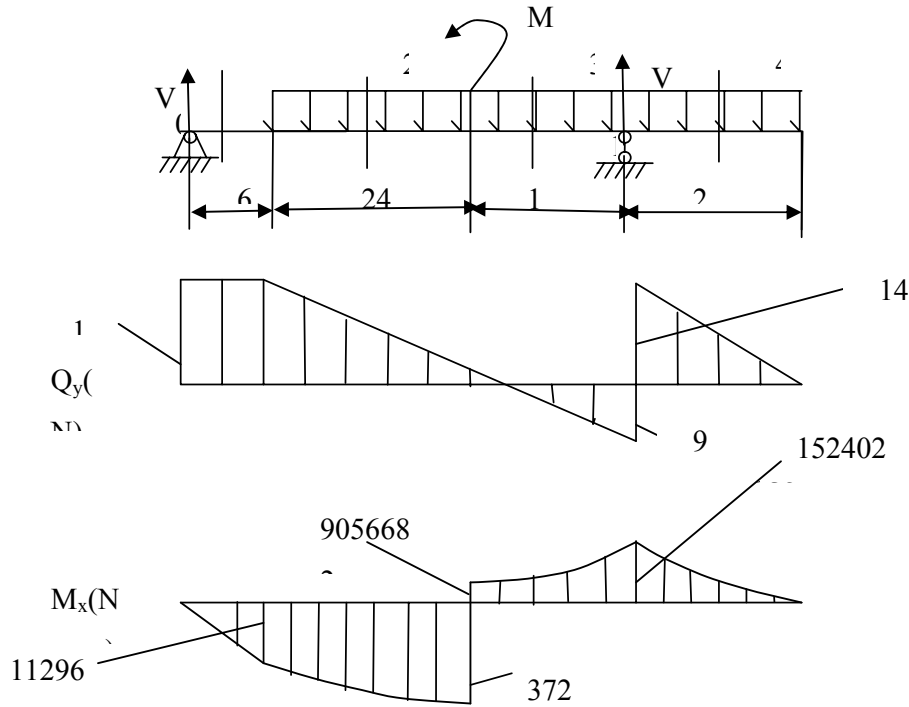
$$M_x = V_0 \times l_1 = 9128 \times 600 = 11296200 \text{ N.mm}$$

Mặt cắt (2-2) xét phần phải : $(600 \text{ mm} \leq l_2 \leq 3092 \text{ mm})$

$$Q_y = V_0 - q(l_2 - 600)$$

$$(l_2 = 600) \Rightarrow Q_y = 18827 \text{ N}$$

$$(l_2 = 3092) \Rightarrow Q_y = 2006 \text{ N}$$



Hình 3.8.12- Biểu đồ phân bố nội lực khi khung chịu tải trọng động

$$M_x = V_0 \cdot l_2 - \frac{q(l_2 - 600)^2}{2}$$

$$(l_2 = 600) \Rightarrow M_x = 11296200 \text{ N.mm}$$

$$(l_2 = 3092) \Rightarrow M_x = 37254118 \text{ N.mm}$$

Mặt cắt (4-4) xét phần phải : $(0 \leq l_4 \leq 2125 \text{ mm})$

$$Q_y = ql_4 = 6,75 \times 2125 = 14344 \text{ N}$$

$$M_x = -\frac{ql_4^2}{2} = -\frac{6,75 \times 2125^2}{2} = -15240234 \text{ N.mm}$$

Mặt cắt (3-3) xét phần phải : $(2125 \text{ mm} \leq l_3 \leq 3808 \text{ mm})$

$$Q_y = -V_1 + ql_3$$

$$(l_3 = 2125) \Rightarrow Q_y = -9354 \text{ N}$$

$$(l_3 = 3808) \Rightarrow Q_y = 2006 \text{ N}$$

$$M_x = V_1(l_3 - 2125) - \frac{ql_3^2}{2}$$

$$(l_3 = 2125) \Rightarrow M_x = -15240234 N.mm$$

$$(l_3 = 3808) \Rightarrow M_x = -9056682 N.mm$$

Theo điều kiện bền : $\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma]$

$$W_x \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{37254118}{160} = 232838 mm^3 \approx 233 cm^3 \text{ với } [\sigma] = 160 N/mm^2$$

Chọn thép chữ I N⁰ 22a theo tiêu chuẩn TOCT 8239-56 trang 286 [12]

Bảng 3.8.3- thông số của thép I N⁰ 22a

Số hiệu mặt cắt N ⁰	Trọng lượng Trên 1m (N)	Kích thước theo mm						Diện tích Mặt cắt (cm ²)	Trị số cần tìm đối với các trục						
		h	b	d	t	R	r		x-x				y-y		
									J _x cm ⁴	W _x cm ³	i _x cm	S _x cm ³	J _y cm ⁴	W _y cm ₃	i _y cm
22	254	220	120	5,3	8,8	10	4,0	32,4	2760	251	9,23	141	203	33,8	2,50

Trọng lượng 2 đà dọc : $254 \times 9,8 \times 2 = 4978 N$

Kiểm tra bền thép mới chọn : trang 111 [11]

Tại mặt cắt có $|Q_y|_{\max} = 18827 N$

$$\tau_{\max} = \frac{Q_y \cdot S_x}{J_x \cdot d} = \frac{18827 \times 141000}{2760 \cdot 10^4 \times 5,3} = 18,15 N/mm^2$$

$$[\tau] = \frac{[\sigma]}{2} = \frac{160}{2} = 80 N/mm^2$$

$$\Rightarrow \tau_{\max} < [\tau] \text{ thỏa bền}$$

Tại mặt cắt có $|M_x|_{\max} = 37254118 N.mm$; $Q_y = 2006 N$

$$S_x^c = b \times t \frac{(h-t)}{2} = 120 \times 8,8 \frac{(220-8,8)}{2} = 111514 mm^3$$

$$T_{xy} = \frac{Q_y \cdot S_x^c}{J_x \cdot d} = \frac{2006 \times 111514}{2760 \cdot 10^4 \times 5,3} = 1,53 N/mm^2$$

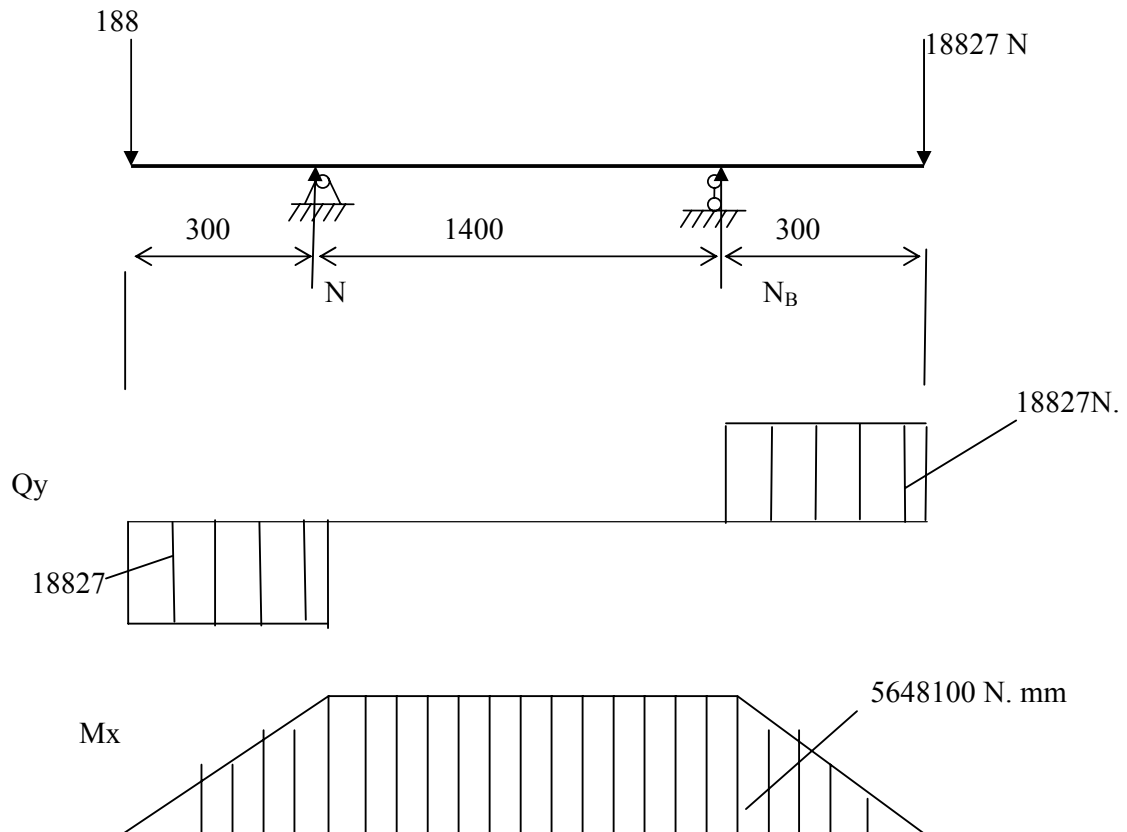
$$\sigma_z = \frac{M_x}{J_x} \times \left(\frac{h}{2} - t \right) = \frac{37254118}{2760.10^4} \left(\frac{220}{2} - 8,8 \right) = 136,6 \text{ N/mm}^2$$

Theo điều kiện bền :

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma_z^2 + 4\tau_{zy}^2} = \sqrt{136,6^2 + 4 \times 1,53^2} = 136,6 \text{ N/mm}^2 < [\sigma] = 160 \text{ N/mm}^2$$

Vậy thép đủ bền

+ Đà ngang ngay vị trí pittong :



Hình 3.8.13 - Biểu đồ phân bố nội lực của đà ngang tại vị trí pittong

Chịu lực $V_0 = 18827 \text{ N}$

$$N_A = N_B = 18827 \text{ N}$$

$$Q_y = 18827 \text{ N}$$

$$M_x = 18827 \times 300 = 5648100 \text{ N.mm}$$

Theo điều kiện bền : $\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma]$

$$W_x \geq \frac{M_{td}}{[\sigma]} = \frac{5648100}{160} = 35301 \text{ mm}^3 \approx 36 \text{ cm}^3 \text{ với } [\sigma] = 160 \text{ N/mm}^2$$

Chọn thép chữ I N⁰10 theo tiêu chuẩn TOCT 8239-56 trang 285 [12], có thông số được cho theo Bảng 3.8.

Kiểm tra bền thép I N⁰10 chọn:

Tại mặt cắt có $|Q_y|_{\max} = 18827 \text{ N}$

$$\tau_{\max} = \frac{Q_y \cdot S_x}{J_x \cdot d} = \frac{18827 \times 28000}{244 \cdot 10^4 \times 4,5} = 48,01 \text{ N/mm}^2$$

$$[\tau] = \frac{[\sigma]}{2} = \frac{160}{2} = 80 \text{ N/mm}^2$$

$$\Rightarrow \tau_{\max} < [\tau] \text{ thỏa bền}$$

Tại mặt cắt có $|M_x|_{\max} = 5468100 \text{ N.mm}; Q_y = 18827 \text{ N}$

Bảng 3.7.4 - thông số của thép I N⁰ 10

Số hiệu mặt cắt N ⁰	Trọng lượng Trên 1m (N)	Kích thước theo mm						Diện tích Mặt cắt (cm ²)	Trị số cần tìm đối với các trục						
		h	b	d	t	R	r		x-x				y-y		
									J _x cm ⁴	W _x cm ³	i _x cm	S _x cm ³	J _y cm ⁴	W _y cm ₃	i _y cm
10	111	100	70	4,5	7,2	7,0	3,0	14,2	244	48,8	4,15	28,0	35,3	10	1,58

$$S_x^c = b \times t \frac{(h-t)}{2} = 70 \times 7,2 \frac{(100-7,2)}{2} = 23259,6 \text{ mm}^3$$

$$T_{zy} = \frac{Q_y \cdot S_x^c}{J_x \cdot d} = \frac{18827 \times 23259,6}{244 \cdot 10^4 \times 4,5} = 39,88 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_z = \frac{M_x}{J_x} \times \left(\frac{h}{2} - t \right) = \frac{5468100}{244 \cdot 10^4} \left(\frac{100}{2} - 7,2 \right) = 95,92 \text{ N/mm}^2$$

Theo điều kiện bền :

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma_z^2 + 4\tau_{zy}^2} = \sqrt{95,92^2 + 4 \times 39,88^2} = 124,7 \text{ N/mm}^2 < [\sigma] = 160 \text{ N/mm}^2$$

Vậy thép đủ bền

Khối lượng của khung gồm:

- . Trọng lượng 2 đà dọc : $254 \times 9,8 \times 2 = 4978 \text{ N}$
- . Trọng lượng 1 đà ngang : $111 \times 2 = 222 \text{ N}$
- . Tổng trọng lượng đà ngang : $20 \times 222 = 4440 \text{ N}$
- . Tổng trọng lượng trên : $4058 + 4440 = 8498 \text{ N}$

3.8.3.2. Kiểm nghiệm khung dưới

a. Khi chịu tải tĩnh :

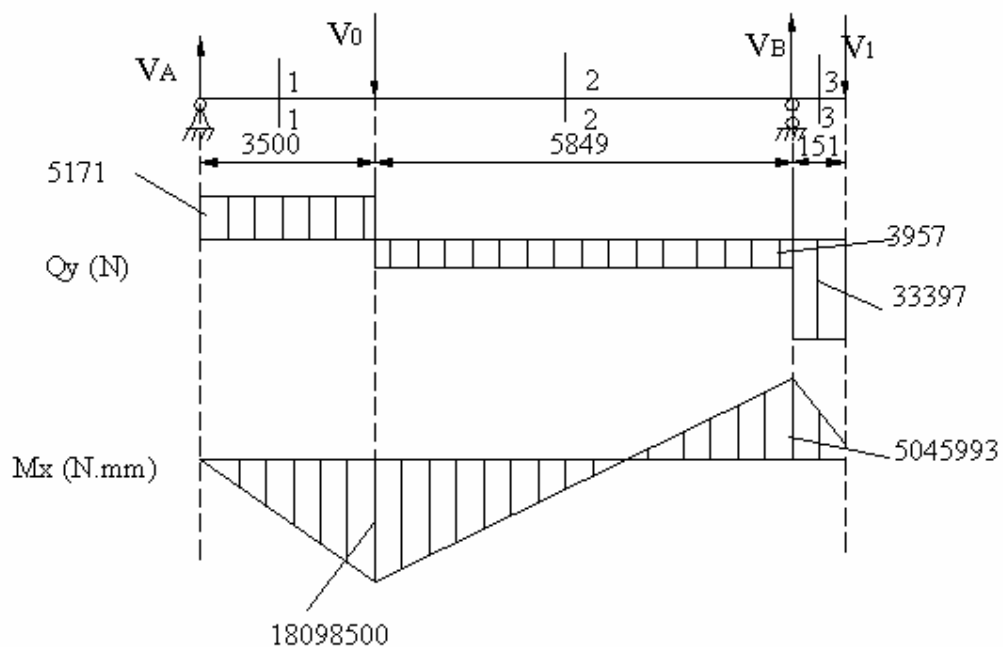
Với $V_0 = 9128 \text{ N}$

$V_1 = 33397 \text{ N}$

Phương Trình momen đối với điểm A:

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow -3500.V_0 - 9500.V_1 + 9349V_B = 0$$

$$V_B = 37354 \text{ N}$$



Hình 3.8.14 - Biểu đồ phân bố nội lực của khung dưới khi chịu tải trọng tĩnh

Mặt cắt (1-1) phần trái:

$$Q_y = 5171 \text{ N}$$

$$M_x = 5171 \times 3500 = 18098500 \text{ N.mm}$$

Mặt cắt (2-2) phần trái:

$$Q_y = V_A - V_0 = 5171 - 9128 = -3957 \text{ N}$$

$$M_x = 9500.V_A - 5849.V_0 = 5045993 \text{ N.mm}$$

Mặt cắt (3-3) phần phải:

$$Q_y = -V_1 = -33397 \text{ N}$$

$$M_x = -151.V_1 = 5045993 \text{ N.mm}$$

Theo điều kiện bền :

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma]$$

$$W_x \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{18098500}{160} = 113116 \text{ mm}^3 \approx 114 \text{ cm}^3 \text{ với } [\sigma] = 160 \text{ N/mm}^2$$

Chọn thép chữ I N^o 18 theo tiêu chuẩn TOCT 8239-56 trang 285 [12]

$W_x = 148 \text{ cm}^3$; $h = 180 \text{ mm}$; $b = 95 \text{ mm}$; $d = 5 \text{ mm}$; $t = 8 \text{ mm}$; $J_x = 1330.10^4 \text{ mm}^4$; $S_x = 83700 \text{ mm}^3$ trọng lượng trên 1m = 187N

Kiểm tra bền thép mới chọn : trang 111 của [11]

Tại mặt cắt có $|Q_y|_{\max} = 33397 \text{ N}$

$$\tau_{\max} = \frac{Q_y \cdot S_x}{J_x \cdot d} = \frac{33397 \times 83700}{1330.10^4 \times 5} = 42,03 \text{ N/mm}^2$$

$$[\tau] = \frac{[\sigma]}{2} = \frac{160}{2} = 80 \text{ N/mm}^2$$

$$\Rightarrow \tau_{\max} < [\tau] \text{ thỏa bền}$$

Tại mặt cắt có $|M_x|_{\max} = 18098500 \text{ N.mm}$; $Q_y = 5171 \text{ N}$

$$S_x^c = b \times t \frac{(h-t)}{2} = 95 \times 8 \frac{(180-8)}{2} = 65360 \text{ mm}^3$$

$$T_{zy} = \frac{Q_y \cdot S_x^c}{J_x \cdot d} = \frac{5171 \times 65360}{1330.10^4 \times 5} = 5,08 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_z = \frac{M_x}{J_x} \times \left(\frac{h}{2} - t \right) = \frac{18098500}{1330.10^4} \left(\frac{180}{2} - 8 \right) = 111,58 \text{ N/mm}^2$$

Theo điều kiện bền :

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma_z^2 + 4\tau_{zy}^2} = \sqrt{111,58^2 + 4 \times 5,08^2} = 111,7 \text{ N/mm}^2 < [\sigma] = 160 \text{ N/mm}^2$$

Vậy thép đủ bền

b. Khi chịu tải động

Trong đó:

$$V_0 = 18827 \text{ N}$$

$$V_1 = 23698 \text{ N}$$

$$F_{cqt} = 9750 \text{ N}$$

$$M_{qtd} = F_{qtd} \times h_G = 32340 \times 1432 = 46310880 \text{ N.mm}$$

Phương Trình momen đối với điểm A:

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow -3500.V_0 - 9500.V_1 + 9349.V_B + M_{qtd} = 0$$

$$\Rightarrow V_B = 26175 \text{ N}$$

Tổng các lực trên trục y:

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow V_C + V_B - V_0 - V_1 + F_{cqt} = 0$$

$$\Rightarrow V_A = 6600 \text{ N}$$

Mặt cắt (1-1) phần trái:

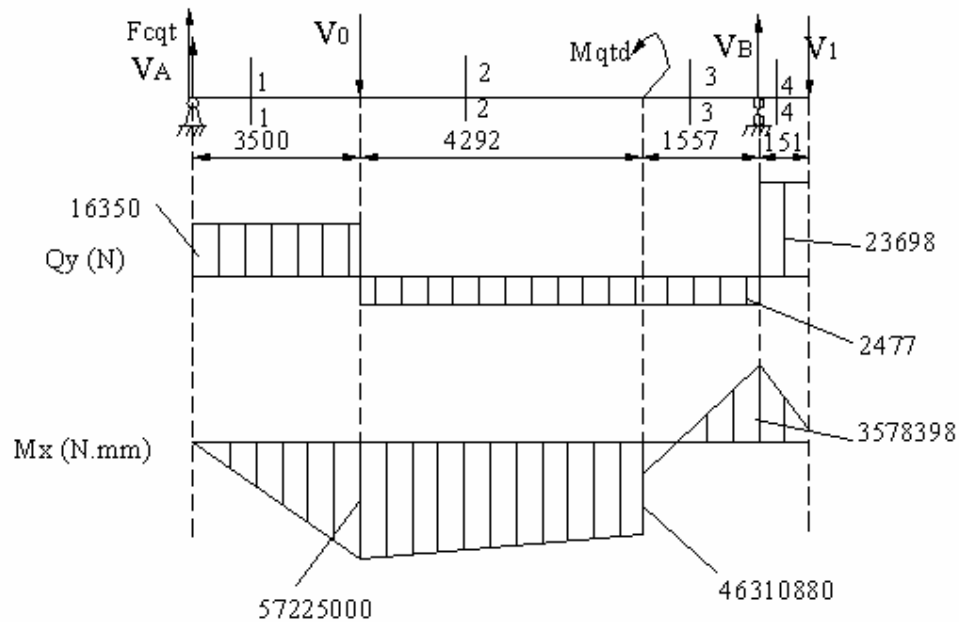
$$Q_y = F_{cqt} + V_C = 9750 + 6600 = 16350 \text{ N}$$

$$M_x = (F_{cqt} + V_A) 3500 = 57225000 \text{ N.mm}$$

Mặt cắt (2-2) phần trái:

$$Q_y = F_{cqt} + V_A - V_0 = 9750 + 6600 - 18827 = -2477 \text{ N}$$

$$M_x = 7792(F_{cqt} + V_A) - 4292.V_0 = 46310880 \text{ N}$$



Hình 3.8.15 - Biểu đồ phân bố nội lực của khung dưới khi chịu tải trọng động.

Mặt cắt (4-4) phân phải:

$$Q_y = V_1 = 23698 \text{ N}$$

$$M_x = -151 \cdot V_1 = -3578398 \text{ N.mm}$$

Mặt cắt (3-3) phân phải:

$$Q_y = V_1 - V_B = 23698 - 26175 = -2477 \text{ N}$$

$$M_x = -1708V_1 + 1557V_B = 278291 \text{ N.m}$$

Theo điều kiện bền : $\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma]$

$$W_x \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{57225000}{160} = 357656 \text{ mm}^3 \approx 358 \text{ cm}^3 \text{ với } [\sigma] = 160 \text{ N/mm}^2$$

Chọn thép chữ I N⁰ 27 theo tiêu chuẩn TOCT 8239-56 trang 286 [12]

Bảng 3.7.5- thông số của thép I N⁰ 27

Số hiệ u mã t cắt N ⁰	Trọng lượng Trên 1m (N)	Kích thước theo mm						Diện tích Mặt cắt (cm ²)	Trị số cần tìm đối với các trục						
		h	b	d	t	R	r		x-x				y-y		
									J _x cm ⁴	W _x cm ³	i _x cm	S _x cm ₃	J _y cm ₄	W _y cm ³	i _y cm
27	315	270	125	6,0	9,8	11	4,5	40,2	5010	371	11,2	210	260	41,5	2,54

Kiểm tra bền thép mới chọn: trang 111 [11]

Tại mặt cắt có $|Q_y|_{\max} = 23698N$

$$\tau_{\max} = \frac{Q_y \cdot S_x}{J_x \cdot d} = \frac{23698 \times 210000}{5010 \cdot 10^4 \times 6} = 16,55 N/mm^2$$

$$[\tau] = \frac{[\sigma]}{2} = \frac{160}{2} = 80 N/mm^2$$

$$\Rightarrow \tau_{\max} < [\tau] \text{ thỏa bền}$$

Tại mặt cắt có $|M_x|_{\max} = 57225000 N.mm$; $Q_y = 16350N$

$$S_x^c = b \times t \frac{(h-t)}{2} = 125 \times 9,8 \frac{(270-9,8)}{2} = 159373 mm^3$$

$$T_{zy} = \frac{Q_y \cdot S_x^c}{J_x \cdot d} = \frac{16350 \times 159373}{5010 \cdot 10^4 \times 6} = 8,66 N/mm^2$$

$$\sigma_z = \frac{M_x}{J_x} \times \left(\frac{h}{2} - t \right) = \frac{57225000}{5010 \cdot 10^4} \left(\frac{270}{2} - 9,8 \right) = 143 N/mm^2$$

Theo điều kiện bền :

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma_z^2 + 4\tau_{zy}^2} = \sqrt{143^2 + 4 \times 8,66^2} = 144,04 N/mm^2 < [\sigma] = 160 N/mm^2$$

Vậy thép đủ bền.

Đà ngang được chọn như khung trên, chọn thép chữ I N⁰ 10 theo tiêu chuẩn TOCT 8239-56.

Khối lượng của khung gồm:

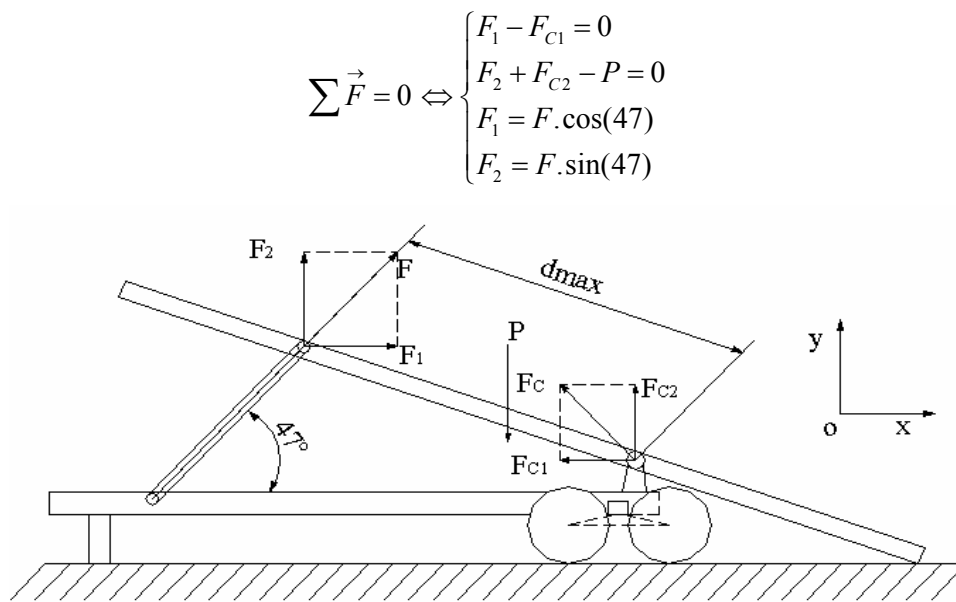
$$. W_x = 48,8 \text{ cm}^3, \text{ trọng lượng trên 1m} = 111 \text{ N}$$

- . Trọng lượng 1 đà ngang : $111 \times 2 = 222 \text{ N}$
- . Tổng trọng lượng đà ngang : $16 \times 222 = 3552 \text{ N}$
- . Trọng lượng 2 đà dọc : $315 \times 9,7 \times 2 = 6111 \text{ N}$
- . Tổng trọng lượng khung dưới : $6111 + 3552 = 9663 \text{ N}$

3.8.4. Tính và kiểm tra chốt khớp xoay của bản lề

Lực tác dụng lên bản lề lớn nhất tương ứng với lực ở vị trí có cánh tay đòn lớn nhất. Khi xe nâng phần khung trên của remorque lên 17° thì lực tác dụng của xy lanh sẽ có cánh tay đòn lớn nhất và bằng $d_{\max} = 4283 \text{ mm}$. Lực tác dụng lên bản lề là $F = 100480 \text{ N}$, trọng lượng $P = 85000 \text{ N}$

Ta tiến hành kiểm tra bền cho chốt khớp xoay như sau:



Hình 3.8.16 - Sơ đồ phân bố lực lên chốt xoay.

$$\begin{aligned} \Rightarrow \begin{cases} F_{C1} = 68528 \text{ N} \\ F_{C2} = 11513 \text{ N} \end{cases} \\ \Rightarrow F_C = \sqrt{F_{C1}^2 + F_{C2}^2} = 69489 \text{ N} \\ Q_y = \frac{F_C}{2} = 34745 \text{ N} \\ M_x = 40 \times \frac{F_C}{2} = 1389800 \text{ N.mm} \end{aligned}$$

Theo điều kiện bền : $\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma]$

Với $W_x = 0,1d^3$

$$\Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\max}}{0,1[\sigma]}} \text{ với } [\sigma] = 160 \text{ N/mm}^2$$

$$\Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{1389800}{0,1 \times 160}} = 44,2 \text{ mm}$$

Ta chọn đường kính $d = 50 \text{ mm}$

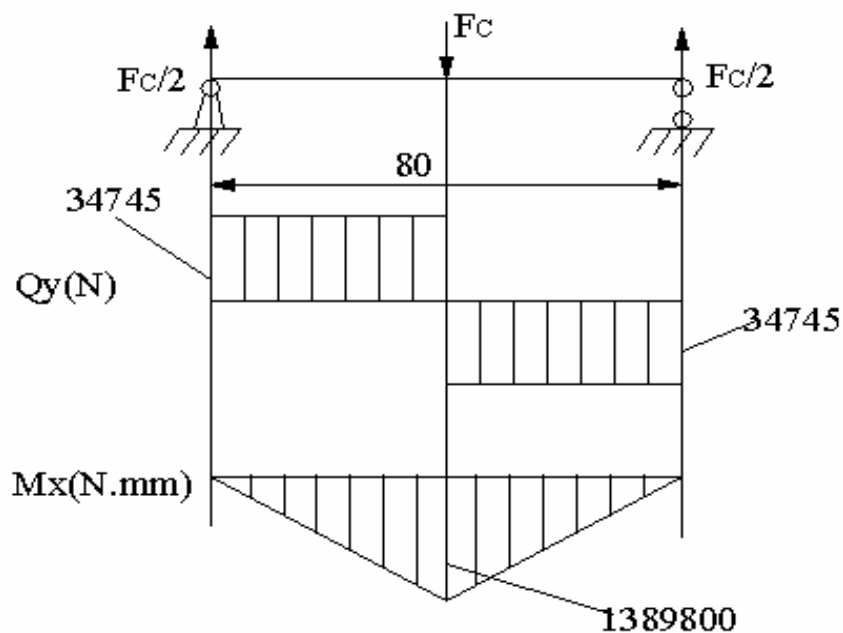
Kiểm tra lại trục theo ứng suất cắt

Theo ứng suất cắt:

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \frac{Q_y}{F} \leq [\tau] \text{ với } F = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$\Rightarrow d \geq \sqrt{\frac{16Q_y}{3\pi[\tau]}} = \sqrt{\frac{16 \times 34745}{3\pi \times 80}} = 27,2 \text{ mm}$$

Vậy ta chọn chốt khớp xoay với đường kính $d = 50 \text{ mm}$



Hình 3.8.17 – Biểu đồ nội lực và moment

3.8.5. Kiểm tra tính ổn định ngang:

a. Tính ổn định ngang của remorque theo điều kiện lật đổ:

Sơ đồ tính ổn định ngang theo điều kiện lật cho (trên hình 3.2)

với $h = 2092\text{mm}$

$b = 2000\text{ mm}$

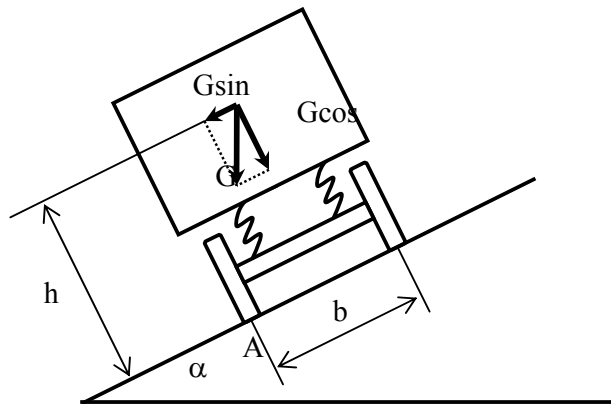
Phương trình momen đối với điểm A lúc bắt đầu lật

$$\sum M_A = 0$$

$$h.G.\sin \alpha = \frac{b}{2} G.\cos \alpha$$

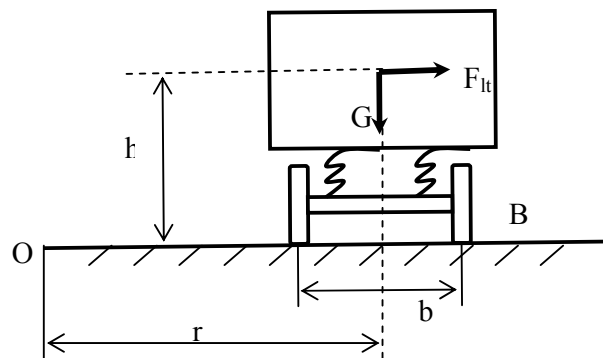
$$\Rightarrow \alpha = \arctg\left(\frac{b}{2h}\right)$$

$$\Rightarrow \alpha = 25,55^\circ$$



Hình 3.7.18 - Biểu diễn remorque đi ngang trên mặt

b. Tính ổn định ngang của remorque khi chạy trên đường vòng:



Hình 3.7.19 - Re moque quay vòng

Khi xe chuyển động trên đường vòng bán kính r dưới tác dụng của lực quán tính ly tâm xe bị lật đổ quanh điểm B

Phương trình momen đối với điểm B lúc bắt đầu lật :

$$\sum M_B = 0$$

$$\frac{b}{2}.G = h.F_{LT} \quad (1)$$

$$\text{Với } F_{LT} = G \frac{V^2}{r} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \text{Từ (1), (2)} \Rightarrow \frac{V^2}{r} &= \frac{b}{2h} \\ \Rightarrow r &= \frac{2h.V^2}{b} \end{aligned}$$

$$\Rightarrow V = \sqrt{\frac{b.r}{2h}}$$

Xe chạy với vận tốc $V = 20 \text{ km/h} = 5,6 \text{ m/s}$

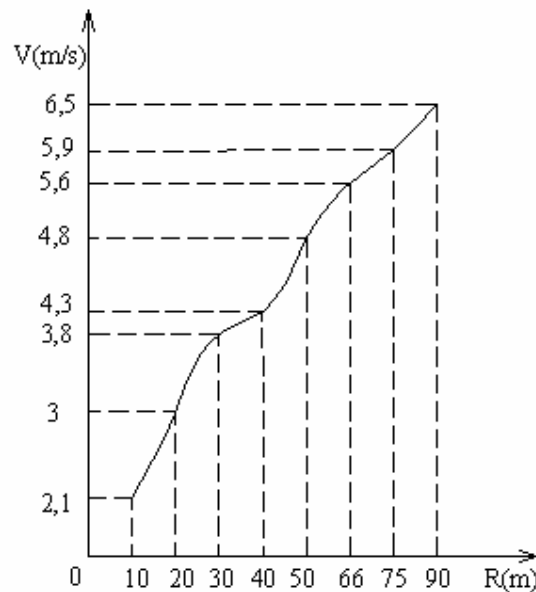
$$\Rightarrow r = 66 \text{ m}$$

Vậy khi chạy trên đường vòng xe phải giảm vận tốc nhỏ hơn $V = 20 \text{ km/h} = 5,6 \text{ m/s}$ với $R = 66 \text{ m}$ thì xe đảm bảo an toàn. Ta có Bảng mối quan hệ giữa vận tốc cho phép của xe khi vào đường cong với bán kính tương ứng như sau

Bảng 3.8.6 - vận tốc và bán kính cho phép khi chạy trên đường vòng

R (m)	5	10	20	30	40	50	66	75	90
V(m/s)	1,5	2,1	3	3,8	4,3	4,8	5,6	5,9	6,5

Quan hệ giữa vận tốc và bán kính cong khi xe đi vào đường vòng được cho bởi đồ thị sau:



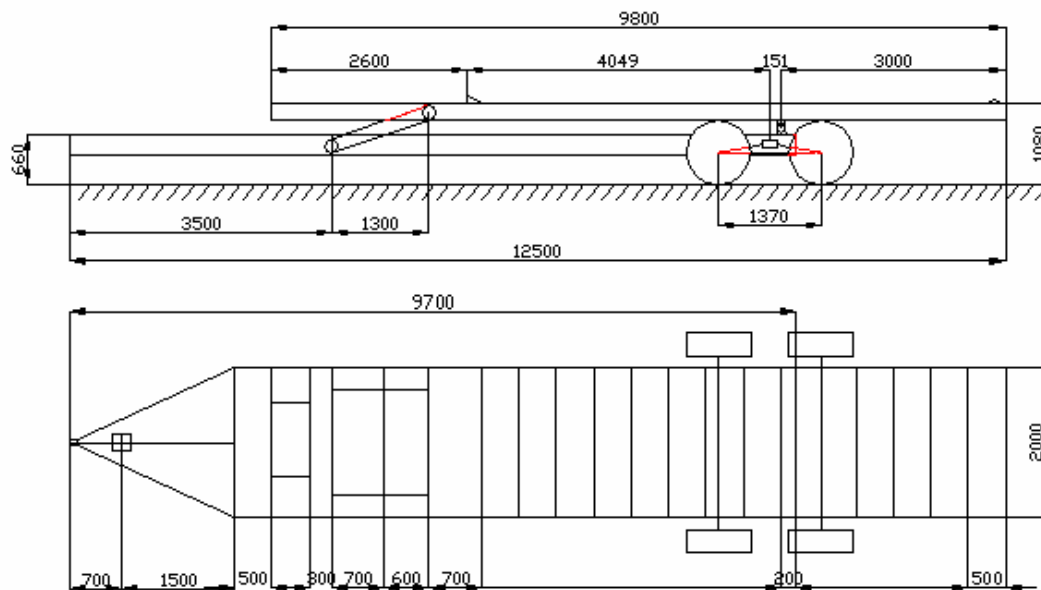
Hình 3.8.20 - Đồ thị vận tốc phụ thuộc vào bán kính đường vòng

3.8.6. Kích thước tổng thể của hai khung remorque

Bảng 3.8.7 - Thông số của khung remorque

Tên	Số hiệu mặt cắt N ⁰	Chiều dài (mm)	Số lượng
Khung trên			
Đà dọc	22a	9800	2
Đà ngang	10	2000	20
Khung dưới			
Đà dọc	27	9700	2
Đà ngang	10	2000	16

Như vậy, sau khi phân tích lực và tính toán, khung của xe remorque có hình dáng và kích thước tổng thể như sau:



Hình 3.8.21: Kích thước tổng thể của khung remorque



Hình 3.8.22-remorque đang chuyển máy cắt rong lên để vận chuyển

3.8.7. Tính toán thiết kế trục xe remorque

Như đã tính ở phần trên, gia tốc của romorque khi xe thắng, bánh không quay là $5,88 \text{ m/s}^2$.

Tổng trọng lượng của máy triển hạ thủy và romorque là:

$$M = m_m + m_{kt} + m_{kd}$$

Trong đó :

m_m : khối lượng máy triển hạ thủy.

m_{kt} : khối lượng khung trên của romorque.

m_{kd} : khối lượng khung dưới của romorque.

$$\Rightarrow M = 8500 + 850 + 1208 = 10700 \text{ (kg)} = 107000 \text{ (N)}$$

Lực quán tính sinh ra khi thắng là:

$$F_{qt} = M.a = 10700.5,88 = 62916 \text{ (N)}$$

Chọn đường kính bánh xe là 860 mm.

Chọn trục độ dài là 3000 mm.

Chọn trục làm bằng thép C₄₅

Mỗi bánh xe chịu lực vuông với mặt đường:

$$F = P/4 = 107000/4 = 26750 \text{ (N)}$$

Mỗi bánh xe chịu lực quán tính là: F_{qtb}

$$F_{qtb} = F_{qt} / 4 = 62916/4 = 15549 \text{ (N)}$$

Sơ đồ đặt lực, biểu đồ momen và kết cấu của trục cho bởi hình 4.1.

Quan sát biểu đồ momen ta thấy có 4 tiết diện nguy hiểm nhất là:

. Tiết diện lắp ổ lăn A, A' tại vị trí 2 bánh xe.

. Tiết diện B, B' tại vị trí lắp nhíp.

Ta tiến hành tính toán cho các tiết diện nguy hiểm như sau:

. Ta có momen tương đương của M_x và M_y là:

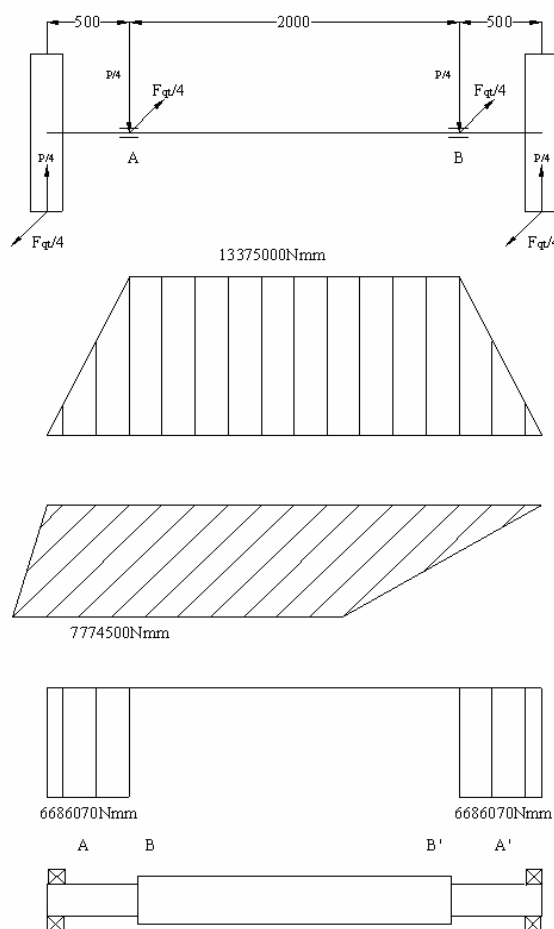
$$M_j = \sqrt{M_{xj}^2 + M_{yj}^2} = \sqrt{13375000^2 + 7774500^2} = 15470406(Nmm)$$

. Momen tương đương tại chỗ trực lắp với nhíp:

$$Mtd_1 = \sqrt{M_j^2 + 0,75T_j^2} = \sqrt{15470406^2 + 0,75.6686070^2} = 16518508(Nmm)$$

. Momen tương đương tại chỗ trực lắp với bánh xe bằng ổ lăn:

$$Mtd_2 = \sqrt{0,75T_j^2} = \sqrt{0,75.6686070^2} = 5790306(Nmm)$$



Hình 3.8.23 - Sơ đồ đặt lực, biểu đồ momen và kết cấu của trục

. Tại đây do ta dùng hai ổ lăn để đỡ trục nên lực tác dụng tại đây sẽ được giảm 2 lần:

$$M_{td3} = 5790306/2 = 2895153 \text{ (Nmm)}$$

Đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm cho bởi công thức sau:

$$d_j = \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1.[\sigma]}}$$

Trong đó: d : đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm.

$[\sigma]$: ứng suất cho phép. Theo Bảng 10.5 tài liệu [13], với thép 45, tôi có $\sigma_b \geq 850$ ta có $[\sigma] = 70$

Có hai tiết diện nguy hiểm nhất là: chỗ lắp trục với bánh xe bằng ổ lăn và chỗ lắp trục với nhíp.

Vậy đường kính trục tại chỗ lắp trục với nhíp sẽ là:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16518508}{0,1.70}} = 133(mm)$$

Chọn đường kính trục là 135 mm.

Đường kính trục tại chỗ lắp trục với bánh xe bằng ổ lăn sẽ là:

$$d = \sqrt[3]{\frac{2895153}{0,1.70}} = 74,5(mm)$$

Chọn đường kính trục tương đương với ổ lăn là 75mm.

Đường kính trục tại đoạn không chịu momen xoắn:

$$d = \sqrt[3]{\frac{15470406}{0,1.70}} = 130(mm)$$

3.8.7.1. Kiểm nghiệm trục

Cụm bánh xe chịu tải của remorque gồm có bốn bánh và hai trục chiều dài là 2700mm. Mỗi bánh xe chịu lực vuông với mặt đường:

$$F = P/4 = 107000/4 = 26750 \text{ (N)}$$

Biểu đồ chịu lực của trục bánh xe theo phương vuông góc với mặt đường được cho bởi hình 4.2.

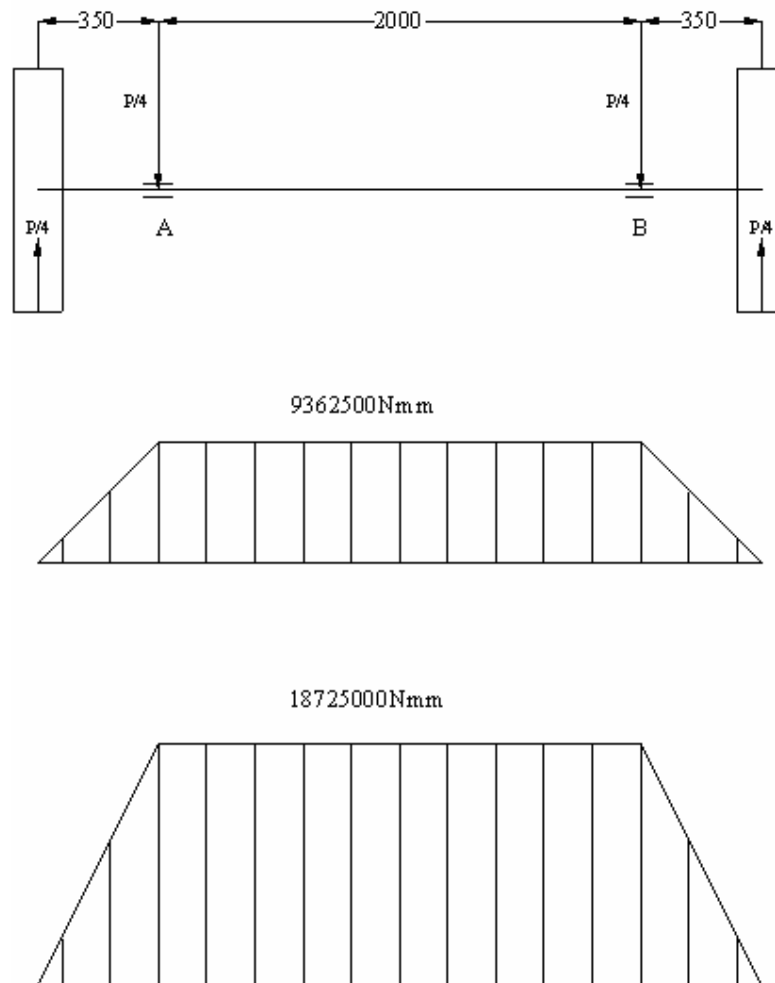
Khi remorque chuyển động trên đường gồ ghề, tải trọng thực tế sẽ tăng lên theo hệ số $k_d = 2$ (tham khảo [7])

Biểu đồ phân bố nội lực có kể đến tải trọng động M_x được biểu diễn như hình trên.

Tính kiểm tra bền:

Moment chống uốn trong mặt phẳng đứng:

$$W_x = \pi.D^3/32 = 3,14.125^3/32 = 192650 \text{ mm}^3$$



Hình 3.8.24- Sơ đồ lực của trục bánh xe theo phương vuông góc với mặt đường.

Trục được làm bằng thép C45 có ứng suất cho phép là $[\sigma] = 20 \text{ KN/cm}^2 = 20 \text{ Kg/mm}^2$.

$$\begin{aligned} \text{Hay: } \sigma &= M_x/W_x = 18725000/191650 = 97,7 \text{ N/mm}^2 \\ &= 9,77 \text{ kg/mm}^2 < 20 \text{ Kg/mm}^2 = [\sigma] \end{aligned}$$

Vậy trục bánh xe đủ bền.

3.8.7.2. Tính toán và chọn ổ lăn

Vận tốc của xe được xác định như sau:

$$V = \pi \cdot d \cdot n / 60000 \text{ (m/s)}$$

Trong đó:

V: vận tốc xe

d : đường kính trục xe

n : số vòng quay của trục xe trong 1 phút

$$\Rightarrow n = v \cdot 60000 / \pi \cdot d = 5,56 \cdot 60000 / 3,14 \cdot 120 = 886 \text{ vòng/ph}$$

Mỗi bánh xe được lắp trên hai ổ lăn, nên mỗi ổ lăn sẽ chịu lực là:

$$F_r = P/8 = 107000/8 = 13375 \text{ (N)}$$

Khả năng tải động C_d được tính theo công thức:

$$C_d = Q \cdot \sqrt[m]{L}$$

Xác định tải trọng động qui ước Q:

Đối với ổ bi đỡ chặn, ổ đua côn ta có:

$$Q = (XVF_r + YF_a)k_tk_d$$

Trong đó:

F_r, F_a : là tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục.

V hệ số kể đến vòng trong hay vòng ngoài quay, vòng trong quay, $V = 1$

k_t : hệ số ảnh hưởng của nhiệt độ, $k_t = 1$

k_d : hệ số đặc tính tải trọng, theo Bảng 11.3 [13]: $k_d = 2,5$

X: hệ số tải trọng hướng tâm.

Y : hệ số tải trọng dọc trục.

Dựa vào Bảng 11.4 [13] ta có $X=1, Y=0$.

$$\text{Vậy: } Q = XVF_r k_t k_d = 1 \cdot 1 \cdot 13375 \cdot 1 \cdot 2,5 = 33438$$

$$\text{Ta có: } C_d = Q \cdot \sqrt[m]{L}$$

Trong đó:

m: bậc của đường cong mỗi khi thử về ổ lăn. Đối với ổ bi: $m=3$

L: tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay.

Với tuổi thọ của ổ tính bằng giờ L_h ta có:

$$L_h = 10^6 L / 60.n$$

$$\Rightarrow L = L_h \cdot 60.n / 10^6 = 5.10^8 \cdot 60.886 / 10^6 = 33,86 \text{ (triệu vòng)}$$

$$\Rightarrow C_d = 33438 \sqrt[3]{33,86} = 108175 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow C_d = 108,18 \text{ (KN)}$$

Vậy với đường kính trục là 75 mm thì ta dùng ổ đĩa côn cỡ trung 7515, đường kính trục là 95 mm thì ta chọn ổ đĩa côn cỡ nhẹ 7219 với các thông số kỹ thuật sau đây:

Bảng 3.8.8 Thông số kỹ thuật ổ lăn cho trục remoque

Ký hiệu ổ	d mm	D mm	D ₁ mm	d ₁ mm	B mm	C1 m m	T mm	r mm	r ₁ mm	α	C KN	C ₀ KN
7515	75	130	108	102	31	26	33,25	2,5	0,8	15,71	115	108
7219	95	170	146	132	32	27	34,5	3,5	1,2	14,3	145	131

3.8.7.3. Dung sai và cấp chính xác của trục xe:

Bề mặt $\Phi 75$ và $\Phi 95$ là hai bề mặt lắp ổ lăn, nên chọn mối ghép trung gian giữa lỗ và

trục là H7/k6. Ổ lăn là một trong những nguồn gây dao động, tải trọng động và tiếng ồn, do đó làm giảm tuổi thọ của chi tiết máy. Vì vậy cần phải đảm bảo bề mặt lắp ổ lăn về: độ trụ 0,03/50, độ đồng trục 0,03/50 so với mặt chuẩn AB, độ đảo hướng tâm là 0,03/50 so với mặt chuẩn AB, và cấp chính xác cần đạt là 9. Vì mặt này lắp với ổ lăn nên độ nhám cần đạt là cấp 7, với độ nhám yêu cầu là $R_a=0,8$.

Bề mặt $\Phi 115$ lắp với mặt bích xoay, để không bị mòn do ma sát giữ trục và vòng phốt và không để bụi vào ổ lăn ta chọn mối ghép lắp lỏng H8/h8. Có độ nhám cần đạt là cấp 8, độ nhám yêu cầu là $R_a=0,4$.

Các bề mặt còn lại được gia công bằng phương pháp tiện bình thường đạt cấp chính xác 12, độ nhám $R_z=20$.

3.8.8. Tính toán bulông

Số bu lông gắn trên thắng là 8

Đường kính vòng tròn qua tâm các bulông là 220 mm

Ta có công thức của lực kẹp cần thiết là:

$$V = 2M/ZfD \text{ (theo công thức 8-18 [1])}$$

Trong đó :

V: lực kẹp

M: moment ngoại lực, $M = 6686070 \text{ Nmm}$

Z: số bulông, $Z = 8$

f: hệ số ma sát, $f = 0,2$ (tham khảo [1])

D: đường kính qua tâm các bulông, $D = 250 \text{ mm}$

Vậy :

$$V = 2.6686070/8.0,2.250 = 33430 \text{ (N)}$$

Theo Bảng 8-3 tài liệu [1] ta chọn $[s] = 2$, là hệ số an toàn khi không kiểm tra được lực xiết (giả sử đường kính bulông trong khoảng từ 16 - 30 mm)

Với bulông làm bằng thép C45 thì $\sigma_{ch} = 360 \text{ MPa}$.

$$[\sigma_k] = \sigma_{ch} / [s] = 360/2 = 180 \text{ MPa}.$$

Ta tìm được đường kính d_1 của bulông:

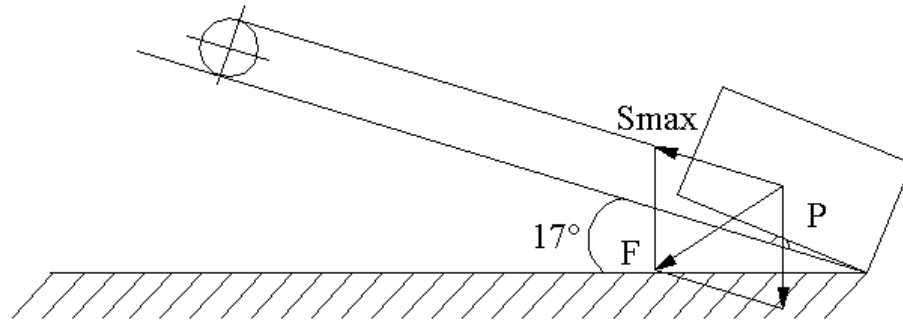
$$D_1 = \sqrt{\frac{1,3.4.V}{\pi.[\sigma_k]}} = \sqrt{\frac{1,3.4.33430}{3,14.180}} = 17,1 \text{ mm}$$

Chọn theo tiêu chuẩn $d_1=17,294$

Chọn bulông M20, có bước ren là 2,5 mm.

3.8.9. Thiết kế con lăn

Con lăn được đặt trên đà dọc của khung trên nhằm định hướng, giảm ma sát. Giúp máy cắt chuyển động tương đối dễ dàng hơn trên đà dọc .



Hình 3.8.25 - Sơ đồ lực tác dụng lên con lăn

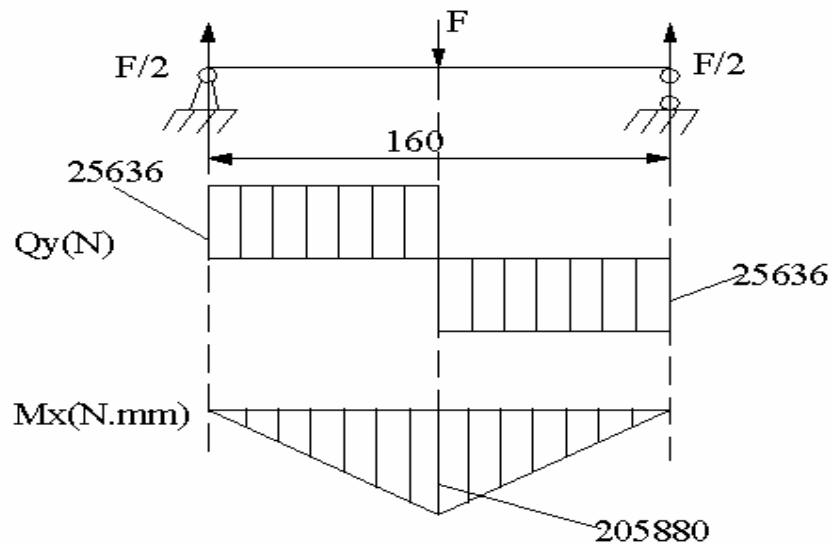
Mỗi con lăn chịu tải trọng F:

$$F = \sqrt{P^2 + S_{\max}^2} = 51272 \text{ N}$$

Với $P = 85000/2 = 42500 \text{ N}$, $S_{\max} = 57360/2 = 28680 \text{ N}$

$$Q_y = \frac{F}{2} = 25636 \text{ N}$$

$$M_x = 80 \times \frac{F}{2} = 80 \times \frac{51272}{2} = 2050880 \text{ N.mm}$$



Hình 3.8.26 - Sơ đồ lực tác dụng lên hai con lăn.

Theo điều kiện bền : $\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma]$

Với $W_x = 0,1d^3$

$$\Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{x\max}}{0,1[\sigma]}} \text{ với } [\sigma] = 160 \text{ N/mm}^2$$

$$\Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{2050880}{0,1 \times 160}} = 50,42mm$$

Ta chọn đường kính $d = 55 \text{ mm}$

Kiểm tra lại trục theo ứng suất cắt

Theo ứng suất cắt:

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \frac{Q_y}{F} \leq [\tau] \text{ với } F = \frac{\pi d^2}{4}$$
$$\Rightarrow d \geq \sqrt{\frac{16Q_y}{3\pi[\tau]}} = \sqrt{\frac{16 \times 25636}{3\pi \times 80}} = 23,32mm$$

Vậy ta chọn trục với đường kính $d = 55 \text{ mm}$

Chọn bạc lót với bề dày 10mm, vòng lăn với bề dày 20 mm

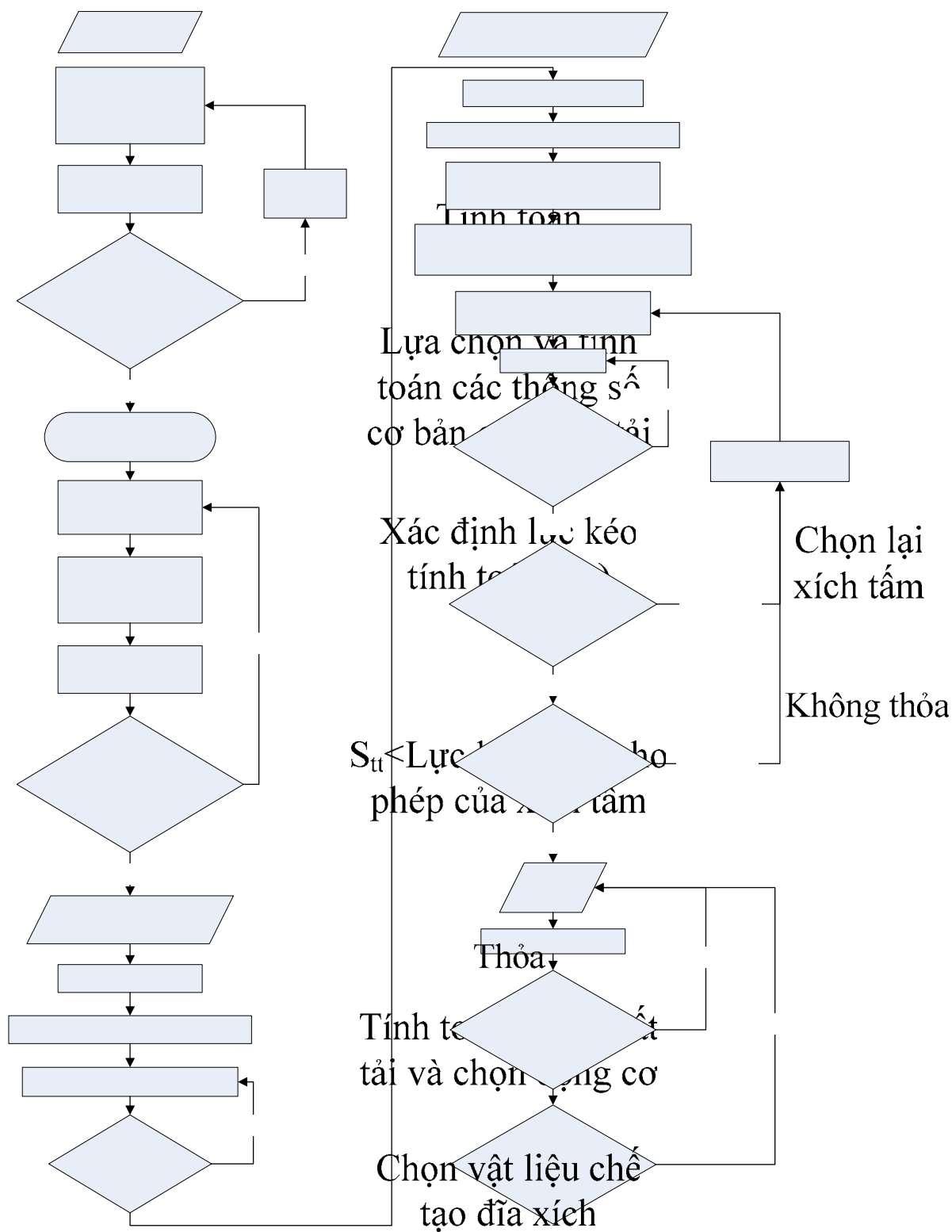
3.9. TÍNH TOÁN, THIẾT KẾ VÀ KIỂM TRA BỀ BỀ BẢNG TẢI CHUYỂN RONG LÊN BỜ

Bảng tải vận chuyển trung gian được thiết kế trong hệ thống máy nhằm chuyển chở rong, bèo, rác thải sau khi máy hoàn thành chức năng cắt và vớt thì được tiếp nhận để chuyển vào phương tiện vận tải để chuyển đi xa theo các mục đích xử lý khác nhau, hoặc là làm phân, hoặc là dung chế biến thức ăn gia súc.. nuôi nấm.. vi sinh hóa sản phẩm. Bảng tải Nhằm nâng cao tình cơ động cho băng tải trung gian, Chúng tôi thiết kế băng tải có nguồn động lực để vừa tạo động lực cho băng tải hoạt động, vừa điều khiển hệ thống thủy lực nâng hạ băng tải theo các các vị trí thích hợp mà nó có thể.

Việc thiết kế băng tải trung gian được thực hiện tuân tự theo sơ đồ 3.9.1 bên dưới.

Việc thiết kế băng tải trung gian được lựa chọn từ băng tải kiểu xích cào [11]

3.9.1. Sơ đồ trình tự tính toán bằng tải kiểu xích tằm di động



Hình 3.9.1 – Sơ đồ trình tự tính toán bằng tải kiểu xích tằm di động

Chọn lựa các
thông số cơ bản

3.9.2. Tính toán xích tải

3.9.2.1. Các dữ liệu ban đầu

Vật liệu vận chuyển: rác, cây rong ... lẫn nước.

Năng suất xích tải tính theo thể tích: $V = 90 - 140 \text{ m}^3/\text{giờ}$.

Khối lượng riêng của rong, cỏ:

$$r = 250, 300 \text{ kg/m}^3 = 0,25, 0,3 \text{ Tan/m}^3$$

Tải trọng vận chuyển: 3000 kg.

Chiều cao nâng tối đa: $H = 6 \text{ m}$.

Góc nghiêng tối đa: 30 độ.

3.9.2.2. Lựa chọn các thông số cơ bản

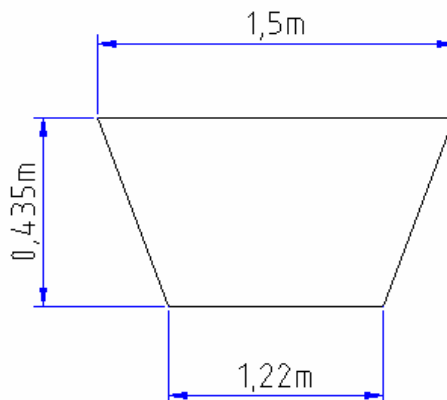
Khối lượng tối đa xích tải có thể vận chuyển trong 1 giờ. Theo công thức (3.1) ta có

$$Q = V' \cdot g = 140' 0,3 = 42 \text{ T/giờ}$$

Chọn sơ bộ các kích thước:

Máng: bề rộng máng, chiều cao máng. (thể hiện qua hình 3.9..2)

B_1	B_2	h
1,22 m	1,5 m	0,435 m



Hình 3.9.2 – Tiết diện mặt cắt ngang của máng

Tấm cào: Ta chọn thép L có kích thước L 75' 75' 6 để làm tấm cào; chiều rộng tấm cào B = 1,160m. Theo catalogue ta có với 6m chiều dài thì tấm cào có trọng lượng 39,2 Kg.

Vậy trọng lượng tấm cào với kích thước như trên sẽ là $\frac{39,2}{6} \cdot 1,16 \approx 7,57 \text{ Kg/m}$

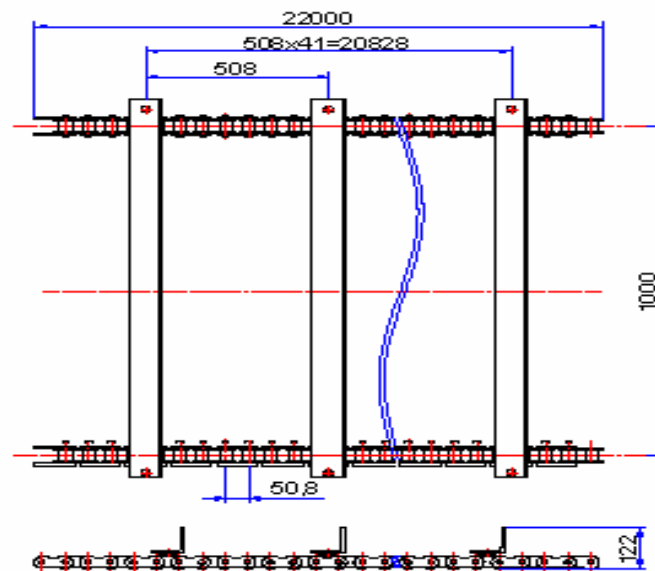
Xích : Ta chọn sơ bộ loại xích tấm - ống con lăn, có mã số No.160 với các thông số cơ bản sau.

Bảng 3.9.1 Các thông số cơ bản của xích tấm con lăn – No.160

Bước các mắt xích P	đường kính con lăn D	đường kính cốt d	Khối lượng m	Tải trọng tối đa cho phép
50,8 mm	28,58 mm	14,29 mm	10,2 Kg/m	274,6 KN

Chọn bước tấm cào: $a_{tc} = 0,508 \text{ m}$

Đĩa xích: Chọn đĩa xích có z = 12



Hình 3.9.3– Xích và tấm cào

Diện tích mặt cắt trung bình của vật liệu trên máng

$$F = \frac{(B_1 + B_2) \cdot h}{2} \cdot y' \cdot c \quad (1)$$

Trong đó

y – hệ số điền đầy, đối với vật liệu cỡ cục $y = 0,7, 0,8$

c – hệ số tính đến góc nghiêng. Với góc nghiêng 30 độ và đặc tính vật liệu là rời và nhẹ ta chọn $c = 0,5$

$$(1) \hat{U} F = \frac{(1,22 + 1,5) \cdot 0,435}{2} \cdot 0,8 \cdot 0,5 \gg 0,236 \text{ m}^2$$

Tải trọng tác dụng lên máng khi vật liệu điền đầy máng theo tiết diện F

$$Q_m = F' \cdot L' \cdot g = 0,2 \cdot 12 \cdot 0,3 = 0,778 \text{ Tấn}$$

Với kích thước máng và tải trọng như trên ta xác định được vận tốc cần thiết của xích tải. theo công thức (3.2) ta có

$$n = \frac{Q}{3600 \cdot F' \cdot g} \\ = \frac{42}{3600 \cdot 0,236 \cdot 0,3} \gg 0,2 \text{ m/giay}$$

Chọn $n = 0,35 \text{ m/giay}$

3.9.2.3. Tính toán công suất tải

Trọng lượng vật liệu trên một mét dài. Theo công thức (3.2) ta có

$$q_{vl} = \frac{Q}{3,6 \cdot n} = \frac{42}{3,6 \cdot 0,35} = 33,33 \text{ Kg/m}$$

Trọng lượng xích và tấm cào trên một mét (q_b)

Ta có trọng lượng xích đã chọn trên một mét dài là $10,2 \text{ Kg/m}$.

Trọng lượng tấm cào trên một mét dài là $\frac{5,844}{a_{tc}} = \frac{5,844}{0,508} = 11,5 \text{ Kg}$.

$$P \cdot q_b = 2 \cdot 10,2 + 11,5 = 31,9 \text{ Kg/m}$$

Tải trọng tác dụng lên một tấm cào

$$(q_{vl} + q_b) a_{tc} = (33,33 + 31,9) \cdot 0,508 = 33,1 \text{ Kg}$$

Lực cản chuyển động của một tấm cào (có tính đến độ nghiêng của xích tải)

$$p = 33,08 \cdot \sin 30^\circ + 33,08 \cdot \cos 30^\circ \cdot f' \cdot k \quad (2)$$

Trong đó:

$f = 0,36$; hệ số ma sát trượt giữa ròng rêu và thép

$k = 1,5$; hệ số tính đến lực cản bổ sung do kẹt ròng rêu giữa tấm cào với máng

$$(2) P \cdot p = 33,08 \cdot \sin 30^\circ + 33,08 \cdot \cos 30^\circ \cdot 0,36 \cdot 1,5 = 32 \text{ kG}$$

Lực cản chuyển động trên các bánh lăn di chuyển:

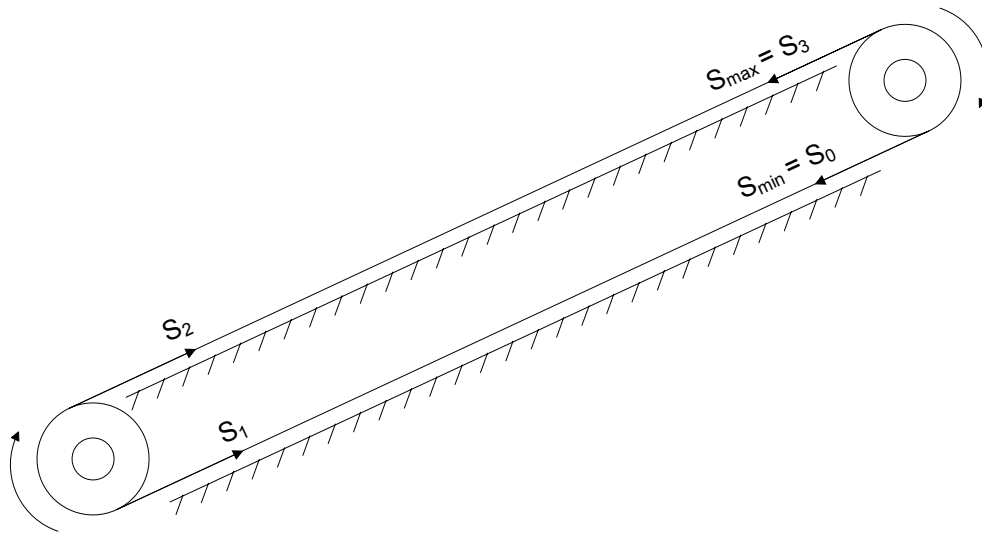
chọn $k = 0,2$; $f = 0,25$; $c = 1,4$

$$w_{cl} = \frac{2k + f' \cdot d}{D} \cdot c \quad (3.3)$$
$$= \frac{2 \cdot 0,2 + 0,25 \cdot 1,429}{2,858} \cdot 1,4 = 0,37$$

Lực căng nhỏ nhất của nhánh làm việc với điều kiện đảm bảo độ ổn định của tấm cào. Theo công thức (3.5) ta có

$$S_{\min} = \frac{p' \cdot h}{t' \cdot \operatorname{tg} b} - \frac{p}{2}$$
$$= \frac{32 \cdot 75}{50,8 \cdot \operatorname{tg} 3^\circ} - \frac{32}{2} = 885,47 \text{ kG}$$

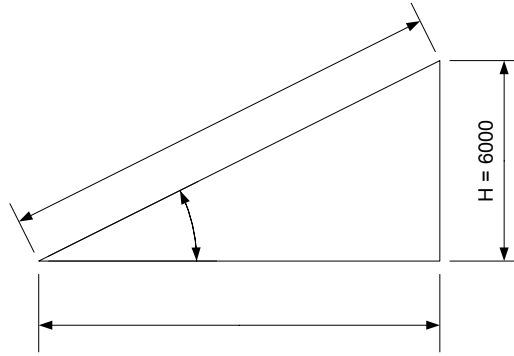
Trạm dẫn động được đặt ở trên phân cuối nhánh có tải.



Hình 3.9.4 – Sơ đồ lực căng của xích tải

Tính toán lực kéo căng: Việc tính toán được tiến hành theo từng điểm, bắt đầu từ điểm đi ra của xích ở điểm dẫn động (điểm 0).

Lực cản trên đoạn của nhánh không tải khi chuyển động đi xuống. Theo công thức (3.6) ta có



Hình 3.9.5. – Kích thước hình học khi nâng của máng

$$W_{kt} = q_b' (-H + L_{ng}' w_{cl})$$

Trong đó $L_{ng} = L' \cos 30^\circ = 12000' \cos 30^\circ = 10392,3 \text{ mm}$

$$P \quad W_{kt} = 31,9' (-6 + 10,392' 0,37) = -68,74 \text{ kG}$$

Nhận xét:

Ta có W_{kt} ngược chiều với chiều chuyển động. Ở đây W_{kt} âm nên W_{kt} cùng chiều với chiều chuyển động (chiều đi xuống) $P \quad W_{kt}$ có tác dụng như lực căng xích.

Vì vậy ta phải tính ngược lại. Để đảm bảo điều kiện tải cào làm việc ổn định ta chọn

$$S_2 = S_{\min} = 885,47 \text{ kG}$$

Xác định S_1 : ta có $S_2 = S_1 + W_{l-2}$ (3)

Trong đó W_{l-2} : lực cản trên đĩa xích đối hướng.

Mặt khác theo công thức (3.8) ta có $W_{l-2} = 0,08' S_v = 0,08' S_1$

$$(3) \quad \hat{U} \quad S_2 = S_1 + 0,08S_1 \quad P \quad S_1 = \frac{S_2}{1 + 0,08} = \frac{885,47}{1 + 0,08} = 820 \text{ kG}$$

$$P \quad W_{l-2} = 0,08' 820 = 65,6 \text{ kG}$$

Xác định S_0 : ta có

$$S_1 = S_0 + W_{kt} \quad P \quad S_0 = S_1 - W_{kt} = 820 + 68,74 = 888,74 \text{ kG}$$

Lực cản trên nhánh có tải, theo công thức (3.7) ta có

$$W_{ct} = \pm (q_{vl} + q_b)' H + (q_{vl}' w_{vl} + q_b' w_b)' L_{ng}$$

Trong đó w_{vl} là hệ số cản, đối với ròng, rêu

Theo máng thép ta lấy $w_{vl} = 0,4$

$$W_{ct} = + (33,33 + 31,9)' 6 + (33,33' 0,4 + 31,9' 0,37)' 10,392$$

$$P \quad W_{ct} = 497,024 \text{ kG}$$

Lực kéo căng ở điểm cuối của nhánh có tải

$$S_{\max} = S_3 = S_2 + W_{ct} = 885,47 + 497,024 = 1382,5 \text{ kG}$$

Do vận tốc xích $n = 0,35 > 0,2 \text{ m/giay}$ do đó cần bổ sung vào lực kéo căng $S_{\max} = S_{\text{tinh}}$ một giá trị S_{dong} . Theo công thức (3.10) ta có

$$S_{\text{dong}} = 3 \cdot \frac{(q_{vl} + c' \cdot q_b) \cdot L}{9,81} \cdot a_{\max} \quad (4)$$

Trong đó

Gia tốc lớn nhất, theo công thức 3.11[4]

$$\begin{aligned} a_{\max} &= 2p^2 \cdot \frac{n^2}{z^2 \cdot t} \\ &= 2p^2 \cdot \frac{0,35^2}{12^2 \cdot 0,0508} = 0,3 \text{ m/giay}^2 \end{aligned}$$

Do $L < 25 \text{ m}$ nên ta chọn $c = 2$

$$z = 12$$

$$L = 12 \text{ m}$$

$$(4) \quad \hat{U} \quad S_{\text{dong}} = 3 \cdot \frac{(33,33 + 2 \cdot 31,9) \cdot 12}{9,81} \cdot 0,3 = 37,76 \text{ kG}$$

Lực kéo tính toán, theo công thức (3.12)

$$S_{tt} = S_{\text{tinh}} + S_{\text{dong}} = S_{\max} + S_{\text{dong}}$$

$$S_{tt} = 1382,5 + 37,76 = 1420,3 \text{ kG} = 1420 \text{ N} \gg 14,2 \text{ KN}$$

Ta có ta có lực tính toán toàn bộ nhỏ hơn tải trọng tối đa cho phép

$S_{tt} = 14,2 \text{ KN} < 274,6 \text{ KN}$, vậy thỏa điều kiện bền xích.

Lực cản trên xích dẫn động, theo công thức 3.13[4]

$$W_{dd} = (0,03 + 0,05) \cdot (S_v + S_r)$$

$$P \quad W_{dd} = 0,05 \cdot (S_{\max} + S_0) = 0,05 \cdot (1382,5 + 888,74) = 113,6 \text{ kG}$$

Lực cản kéo tổng cộng, theo công thức 3.14[4]

$$W_{tc} = S_3 - S_0 + W_{dd} = S_{\max} - S_0 + W_{dd}$$

$$P \quad W_{tc} = 1382,5 - 888,74 + 113,6 = 607,36 \text{ kG}$$

Công suất động cơ cần thiết, theo công thức 3.15[4]

$$N = \frac{W_{tc} \cdot n}{102h} = \frac{607,36 \cdot 0,35}{102 \cdot 0,95} = 2,19 \text{ kW}$$

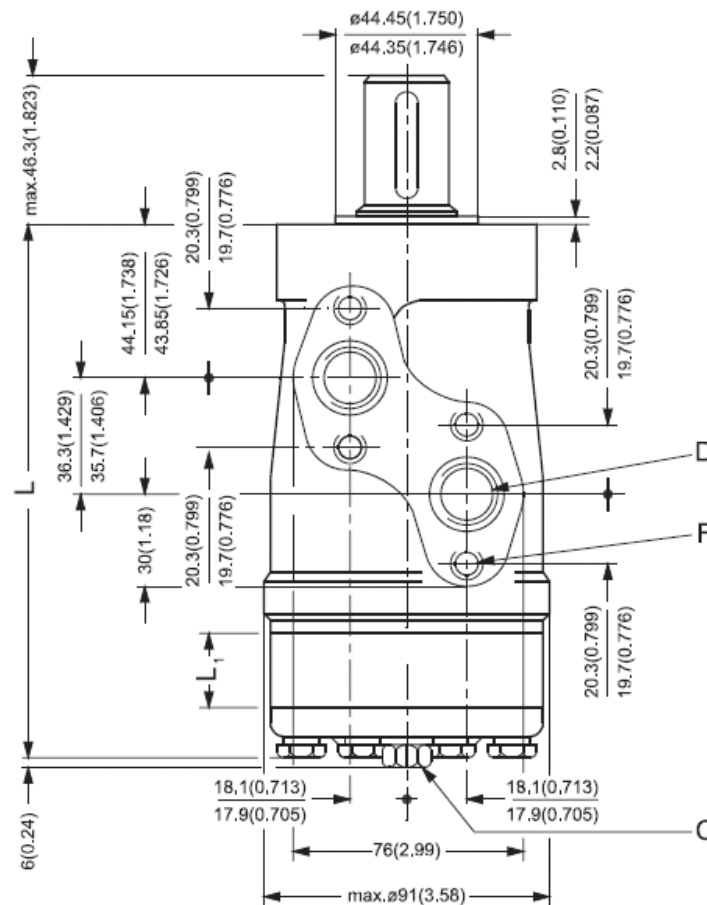
Trong đó h – là hiệu suất phần dẫn động, chọn $h = 0,95$ (hiệu suất khớp nối)

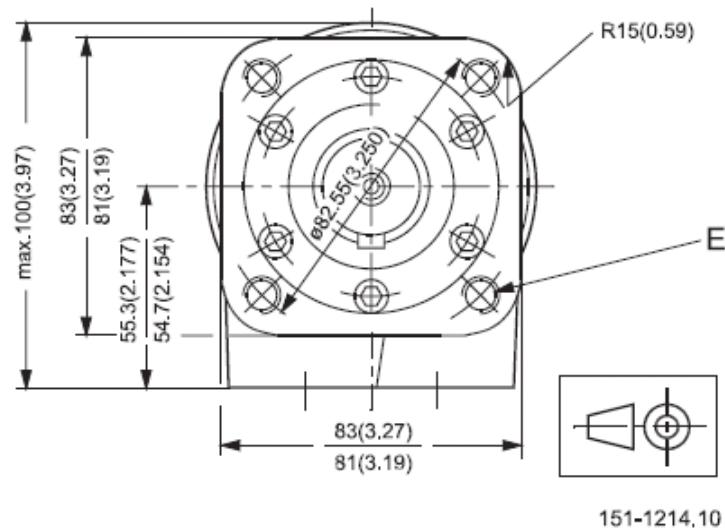
Ta sử dụng một động cơ để dẫn động. Chọn động cơ theo catalogue loại OMP 315

Công suất $P = 5 \text{ kW}$

Số vòng quay $N = 195$ v/phút

Lưu lượng 60-75 lít/phút

$$L = 165,5; L_1 = 40,9$$




Hình 3.9.6. Động cơ thủy lực OMP 315

3.9.3. Tính toán, thiết kế đĩa xích

3.9.3.1. Tính toán các thông số cơ bản của đĩa xích

Đường kính vòng chia đĩa xích, theo công thức 3.16[4]

$$d_w = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = \frac{50,8}{\sin \frac{180^\circ}{12}} = 196,28 \text{ mm.}$$

Đường kính đỉnh, theo công thức 3.17[4]

$$d_a = p \left(0,5 + \cot g \frac{\alpha}{2} \right) = 50,8 \left(0,5 + \cot g \frac{180^\circ}{12} \right) = 215 \text{ mm}$$

Đường kính đáy, theo công thức 3.18[4]

$$d_f = d_w - 2r = 196,28 - 2 \cdot 14,41 = 167,46 \text{ mm}$$

$$\text{Với } r = 0,5025D + 0,05 = 0,5025 \cdot 28,58 + 0,05 = 14,41 \text{ mm}$$

Trong đó D là đường kính con lăn, D = 28,58 mm

Chiều rộng răng, theo công thức (3.19)

$$b = 0,93 \cdot B - 0,05 = 0,93 \cdot 31,55 - 0,05 = 29,29 \text{ mm}$$

Theo catalogue xích ta có B » W = 31,55 mm

Số vòng quay của đĩa xích, theo công thức 3.20[4]

$$n = \frac{60' n}{z' t} = \frac{60' 0,35}{12' 0,05} = 35 \text{ vòng/phút}$$

Tính lực tác dụng lên đĩa xích

Lực vòng tác dụng lên đĩa xích chủ động, theo công thức 3.21[4]

$$F_t = \frac{1000' P_{dc} ' h_k}{n} = \frac{1000' 5' 0,95}{0,35} = 13571\text{N}$$

Lực vòng tác dụng lên mỗi đĩa xích

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{F_t}{2} = \frac{13571}{2} = 6785,5\text{N}$$

Kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của đĩa xích

Kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của đĩa xích, theo công thức 3.22[4]

$$s_H = 0,47 \sqrt{\frac{k_r (F_t ' K_d + F_{vd}) ' E}{A ' k_d}} \leq [s_H] \text{ [5]}$$

Trong đó

Theo công thức (3.23) ta có

$$F_{vd} = 13' 10^{-7} ' n' p^3 ' m = 13' 10^{-7} ' 35' 50,8^3 ' 1 = 5,96\text{N}$$

$$E = 2,1' 10^5 \text{MPa}; k_r = 0,7; k_d = 1$$

Ta có $K_d = 1,2$ (tải trọng va đập)

Ta có $A = 645 \text{mm}^2$

$$(5) P \quad s_H = 0,47 \sqrt{\frac{0,7(10000' 1,2 + 5,96)' 2,1' 10^5}{645' 1}} = 777,4\text{MPa}$$

Như vậy để chế tạo đĩa xích ta dùng thép 45 tôi đạt độ rắn HB210 sẽ đạt được ứng suất tiếp xúc cho phép $[s_H] = 900\text{MPa}$. Ta có $s_H = 777,4\text{MPa} \leq [s_H]$.

Kết luận: đảm bảo độ bền tiếp xúc cho răng đĩa xích

3.9.3.2. Tính toán thiết bị kéo căng

- **Dữ liệu ban đầu**

Sử dụng thiết bị kéo căng kiểu vít có 2 vít kéo căng

Chọn vật liệu làm vít là thép 45 có

$$s_{ch} = 360\text{MPa} = 3669,72\text{kg/cm}^2$$

Xác định ứng suất cho phép đối với vít:

Trường hợp không xiết chặt vít ta có

$$[\sigma_k] = 0,6 \cdot \sigma_{ch} \\ = 0,6 \cdot 360 = 216 \text{MPa} \gg 2160 \text{kG/cm}^2$$

Lực căng ở nhánh vào $S_v = 1382,5 \text{ kG}$

Lực căng ở nhánh ra $S_r = 888 \text{ kG}$

- **Tính toán thiết bị kéo căng**

Xác định lực căng, theo công thức (3.24)

$$S_c = K' (S_v + S_r + T)$$

Chọn $K = 1,1$ T không có.

$$S_c = 1,1 \cdot (1702,1 + 895) = 2856,81 \text{ kG}$$

Lực tác dụng lên 1 vít, theo công thức 3.25[4]

$$P = \frac{S_c}{2} \cdot b = \frac{2497,6 \cdot 1,8}{2} = 2249,8 \text{ kG}$$

Trong đó chọn $b = 1,8$

Xác định đường kính chân ren, theo công thức 3.26[4]

$$d_1^3 = 0,0662 \sqrt[4]{P' \cdot l^2} \\ d_1^3 = 0,0662 \sqrt[4]{2247,8 \cdot 38^2} = 2,9 \text{ cm}$$

Trong đó l là chiều dài hành trình của thiết bị kéo căng; $l = 38 \text{ cm}$

Theo [4] ta chọn ren hình thang

Đường kính chân ren $d_1 = 33 \text{ mm}$

Đường kính đỉnh ren $d = 40 \text{ mm}$

Đường kính trung bình $d_2 = 37 \text{ mm}$

Bước ren $s = 6 \text{ mm}$

Xác định số vòng ren cần thiết của đai ốc, theo công thức 3.27[4]

$$z = \frac{P}{\frac{p}{4} (d^2 - d_1^2) [\sigma]_{dv}}$$

$$z = \frac{2571,13}{\frac{p}{4}(4^2 - 3,3^2)} = 16$$

chọn $z = 17$

Trong đó $[p]_{lv} = 40 \text{ kG/cm}^2$

Chiều cao của đai ốc, theo công thức 3.28[4]

$$H = z' s = 17' 6 = 102 = 10,2 \text{ cm}$$

Xác định góc nâng của đường xoắn vít, theo công thức 3.29[4]

$$\text{tgj} = \frac{s}{p' d_{tb}} = \frac{0,6}{3,14' 3,7} = 0,0516 \text{ rad} \approx 3^\circ$$

Xác định độ võng cần thiết, theo công thức (3.20)

$$f = \frac{q_{kt}' l^2}{8' S_r}$$
$$f = \frac{34,79' 0,38^2}{8' 888} = 0,0007 \text{ m} = 0,7 \text{ mm}$$

Trong đó

q_{kt} – trọng lượng một mét dài của nhánh không tải;

$$q_{kt} = q_b = 34,79 \text{ kG/m}$$

Kiểm tra bền ứng suất kéo, theo công thức 3.21[4]

$$s_k = \frac{P}{\frac{p d_l^2}{4}}$$
$$s_k = \frac{2571,13}{\frac{3,14' 3,3^2}{4}} = 300,76 \text{ kG/cm}^2 \leq [s]_k$$

Kết luận: vít đã chọn thỏa mãn điều kiện bền

3.9.4. Tính toán trục của băng tải

3.9.4.1. Tính toán Trục chủ động (trục 1)

- **Chọn vật liệu làm trục**

Chọn vật liệu chế tạo các trục là thép 45 có $s_b = 600 \text{ MPa}$, ứng suất xoắn cho phép $[t] = 15 \dots 30 \text{ MPa}$

- **Xác định sơ bộ đường kính trục**

Xác định công suất, moment và số vòng quay trên trục:

Công suất: $P_1 = P_{dc} \cdot h_k = 5 \cdot 0,95 = 4,75 \text{ kW}$.

Số vòng quay: $n_1 = 35 \text{ v/ph}$.

Moment xoắn trên trục, theo công thức (3.22)

$$T_1 = \frac{P_1}{n_1} \cdot 9,55 \cdot 10^6 = \frac{4,75}{35} \cdot 9,55 \cdot 10^6 = 1296071 \text{ Nmm}$$

Xác định sơ bộ đường kính trục, theo công thức (3.23)

$$d_k^3 \sqrt[3]{\frac{T_k}{0,2 \cdot [\tau]}}; \text{ chọn } [\tau] = 30 \text{ MPa}$$

$$d_1^3 \sqrt[3]{\frac{1296071}{0,2 \cdot 30}} = 60; \text{ chọn } d_1 = 60 \text{ mm}$$

- **Xác định khoảng cách giữa các gối đỡ và điểm đặt lực**

Khoảng cách giữa các gối đỡ và điểm đặt lực được xác định theo hình 3.9.9

Xác định trị số và chiều của các lực từ chi tiết quay tác dụng lên trục

Lực vòng tác dụng lên đĩa xích, theo công thức (3.26)

$$F_{t1} = \frac{1000 \cdot P_1}{n} = \frac{1000 \cdot 4,75}{0,35} = 13571 \text{ N}$$

Lực vòng tác dụng lên mỗi đĩa xích, theo công thức (3.27)

$$F_{t12} = F_{t13} = \frac{F_{t1}}{2} = \frac{13571}{2} = 6785 \text{ N}$$

Lực hướng tâm, theo công thức 3.28[4]

$F_{r1} = k_x \cdot F_{t1} = 1,15 \cdot 13571 = 15606 \text{ N}$ với $k_x = 1,15$ (bộ truyền nằm nghiêng một góc nhỏ hơn 40 độ)

Lực hướng tâm tác dụng của mỗi đĩa xích, theo công thức 3.29[4]

$$F_{r12} = F_{r13} = \frac{F_{r1}}{2} = \frac{15606}{2} = 7803 \text{ N}$$

Xác định đường kính và chiều dài các đoạn trục

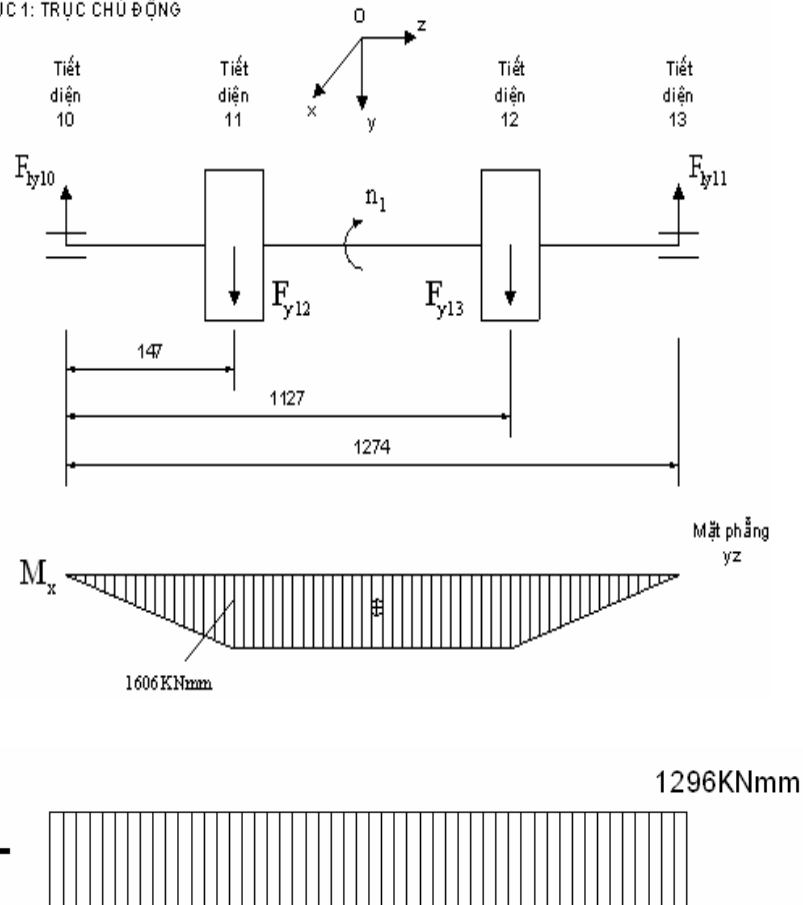
Tính phản lực trên các gối đỡ của trục

$$F_{ly10} = F_{ly11} = 7803 \text{ N}$$

$$F_{lx10} = F_{lx11} = 0N$$

$$F_{lt10} = F_{lt11} = 7803N$$

TRỤC 1: TRỤC CHỦ ĐỘNG



Hình 3.9.7 – Sơ đồ đặt lực và biểu đồ momen của trục chủ động

Xác định momen uốn tổng và momen tương đương ứng với các tiết diện: (như hình)

Momen uốn tổng: M_{kj} ; đơn vị KNmm

$$M_{10} = 0; M_{11} = 1147; M_{12} = 1147; M_{13} = 0$$

Momen tương đương: M_{tdkj} ; đơn vị KNmm, theo công thức (3.31)

$$M_{td10} = 1122; M_{td11} = 1604; M_{td12} = 1604; M_{td13} = 1122$$

Xác định đường kính trục tại các tiết diện j, theo công thức (3.30)

$$d_j = \sqrt[3]{\frac{M_{tdj}}{0,1' [s]}}$$

$[\sigma]$ – ứng suất cho phép của thép chế tạo trực

Trục chủ động: $[\sigma] = 70\text{MPa}$ theo [2, trang 195, Bảng 10.5]

Đường kính trục tại các tiết diện j

$$d_{10} = \sqrt[3]{\frac{1122}{0,1 \cdot 70}} = 54\text{mm}; \text{ chọn } d_{11} = 55\text{mm}$$

Tương tự ta có

$$d_{11} = 56\text{mm}; \text{ chọn } d_{11} = 60\text{mm}$$

$$d_{12} = 56\text{mm}; \text{ chọn } d_{12} = 60\text{mm}$$

$$d_{13} = 54\text{mm}; \text{ chọn } d_{13} = 55\text{mm}$$

• Chọn then

Tại tiết diện lắp đĩa xích (tiết diện 11, 12) trong đó tiết diện 12 là tiết diện nguy hiểm: Tra [Bảng 9.1[4] ứng với $d_{11} = d_{12} = 60\text{mm}$ ta chọn then bxx = 18x11; t=5,5

Kiểm nghiệm mối ghép then về độ bền đập và độ bền cắt, theo công thức (3.59) và công thức 3.9.60[4]

$$\sigma_d = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_t \cdot (h - t_1)} \text{ £ } [\sigma_d]$$

$$\tau_c = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_t \cdot b} \text{ £ } [\tau_c]$$

$$\text{Với } l_t \gg 1,35 \cdot d \quad [4]$$

$[\sigma_d]$ – ứng suất đập cho phép, MPa. Tra [2, trang 178, Bảng 9.5] với dạng lắp cố định, vật liệu mayơ thép, đặc tính tải trọng va đập nhẹ ta nhận được $[\sigma_d] = 100\text{MPa}$.

$[\tau_c]$ – ứng suất cắt cho phép. Theo [2, trang 174] với then bằng thép 45 chịu tải trọng va đập nhẹ $[\tau_c] = 40 \dots 60 \text{ MPa}$.

Bảng 3.9.2- Kết quả tính kiểm nghiệm then đối với các tiết diện của trục

Tiết diện	Đường kính trục	l_t	b x h	t_1	T (Nmm)	σ_d (MPa)	τ_c (MPa)
12	60	81	18 x 11	5,5	1296000	51,2	29,6

Kết luận: So sánh kết quả ở trong Bảng với $[\sigma_d]$ và $[\tau_c]$ ta thấy then đã chọn thỏa điều kiện bền.

- **Tính kiểm nghiệm trực về độ bền mỏi:**

Xác định momen cản uốn và momen cản xoắn:

Momen cản uốn: đơn vị mm³

Đối với trục có 1 rãnh then, theo công thức 3.32[4]

$$W_j = \frac{p' d_j^3}{32} - \frac{b' t_1 (d_j - t_1)^2}{2' d_j}$$

$$W_{11} = W_{12} = 31300$$

Đối với trục có tiết diện tròn, theo công thức 3.33[4]

$$W_j = \frac{p' d_j^3}{32}$$

$$W_{10} = W_{13} = \frac{p' 70^3}{32} = 195310$$

Momen cản xoắn: đơn vị mm³

Đối với trục có 1 rãnh then, theo công thức (3.34)

$$W_{oj} = \frac{p' d_j^3}{16} - \frac{b' t_1 (d_j - t_1)^2}{2' d_j}$$

$$W_{o11} = W_{o12} = 194620$$

Đối với trục có tiết diện tròn, theo công thức 3.35[4]

$$W_{oj} = \frac{p' d_j^3}{16}$$

$$W_{o10} = W_{o13} = \frac{p' 70^3}{16} = 39062$$

Với thép 45 có $s_b = 600\text{MPa}$ ta xác định được giới hạn mỏi uốn và xoắn ứng với chu kỳ đối xứng. Theo công thức 3.53 và 3.54[4]

$$s_{-1} = 0,436' s_b = 0,436' 600 = 261,6\text{MPa}$$

$$t_{-1} = 0,58' s_{-1} = 0,58' 261,6 = 151,7\text{MPa}$$

Theo [4, Bảng 10.7] $y_s = 0,05$; $y_t = 0$

Trục chủ động quay, ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng. Theo công thức 3.36[5] ta

$$\text{có: } s_{aj} = s_{maxj} = \frac{M_j}{W_j}; s_{mj} = 0$$

$$s_{a10} = 28; s_{a11} = 51; s_{a12} = 51; s_{a13} = 28$$

Vì trục quay 1 chiều nên ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động, theo công thức

$$(3.37) \text{ ta có } t_{aj} = t_{mj} = \frac{T_j}{2' W_{oj}}$$

$$t_{a10} = t_{m10} = 0; t_{a11} = t_{m11} = 20,7$$

$$t_{a12} = t_{m12} = 6,7; t_{a13} = t_{m13} = 18$$

Xác định hệ số an toàn ở các tiết diện nguy hiểm của trục:

Dựa theo kết cấu trục trên hình và biểu đồ momen tương ứng, các tiết diện sau đây là tiết diện nguy hiểm cần được kiểm tra về độ bền mỏi: tiết diện 12, 13.

Chọn cách lắp ghép: các bánh xích lắp trên trục theo k6 kết hợp với lắp then; các ổ lăn lắp trên trục theo k6.

Kích thước của then tra [4 Bảng 9.1]; trị số momen cản uốn và momen cản xoắn ứng với các tiết diện trục như sau:

Tiết diện	Đường kính trục	b x h	t _l	W (mm ³)	W _o (mm ³)
12	60	18 x 11	5,5	31300	19462

Xác định các hệ số K_{sdj} và K_{tdj} đối với các tiết diện nguy hiểm. Theo công thức 3.38 [4] và 3.39[4]

$$K_{sdj} = \frac{\frac{aK_s}{e_s} \frac{\sigma}{\sigma} + K_x - 1}{K_y}$$

$$K_{tdj} = \frac{\frac{aK_t}{e_t} \frac{\sigma}{\sigma} + K_x - 1}{K_y}$$

K_x – hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt, phụ thuộc vào phương pháp gia công và độ nhẵn bề mặt. Tra [2, trang 197, Bảng 10.8] các trục được gia công trên máy tiện, tại các tiết diện nguy hiểm yêu cầu đạt $R_a = 2,5 \dots 0,63 \text{ nm}$ và $K_x = 1,06$.

K_y – hệ số tăng bền bề mặt trục. Không dùng các phương pháp tăng bền bề mặt, do đó $K_y = 1$.

Theo [4]Bảng 10.12] khi dùng dao phay ngón, hệ số tập trung ứng suất tại rãnh then ứng với vật liệu có $s_b = 600\text{MPa}$ là $K_s = 1,76$ và $K_t = 1,54$.

Theo [2, trang 197, Bảng 10.10] và [4 Bảng 7.4] tra hệ số kích thước e_s và e_t ứng với đường kính của tiết diện nguy hiểm.Ta có Bảng sau:

Tiết diện	Đường kính trục	ε_σ	ε_τ	$K_\sigma/\varepsilon_\sigma$	K_τ/ε_τ
12	60	0,81	0,76	2,44	1,86

Theo [2, trang 198, Bảng 10.11], ứng với kiểu lắp đã chọn; $s_b = 600\text{MPa}$ và đường kính tiết diện nguy hiểm tra được tỉ số $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ và K_τ/ε_τ do lắp căng tại các tiết diện này. (Kết quả đã tra được ghi ở Bảng 3.2[5])

Kết quả tính toán các hệ số $K_{s_{dj}}$ và $K_{t_{dj}}$ được ghi trong Bảng 3.9. [5]

Xác định hệ số an toàn s ứng với các tiết diện nguy hiểm:

Điều kiện bền mỗi, theo công thức (3.50)

$$s_j = \frac{s_{s_j} \cdot s_{t_j}}{\sqrt{s_{s_j}^2 + s_{t_j}^2}} \quad [s]$$

$[s]$ hệ số an toàn cho phép. $[s] = 1,5 \dots 2,5$

s_{s_j} và s_{t_j} – hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp và hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất tiếp tại tiết diện j , theo công thức (3.51) và công thức (3.52)

$$s_{s_j} = \frac{s_{-1}}{K_{s_{dj}} s_{aj} + y_s s_{mj}}$$

$$s_{t_j} = \frac{t_{-1}}{K_{t_{dj}} t_{aj} + y_t t_{mj}}$$

Bảng 3.9.3 - Kết quả tính toán hệ số an toàn đối với các tiết diện của trục.

Tiết diện	Đường kính trục	Tỉ số do $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$		Tỉ số do K_τ/ε_τ		$K_{\sigma d}$	$K_{\tau d}$	S_σ	S_τ	S_j
		Rãnh then	Lắp căng	Rãnh then	Lắp căng					
13	55		2,44		1,86	1,88	1,65	X	X	X

12	60	2,44	2,44	1,86	1,86	1,88	1,65	4	8,6	3,6
----	----	------	------	------	------	------	------	---	-----	-----

Kết luận: ta thấy tại tất cả tiết diện được xét s_j^3 [s]. Vậy trục chủ động thỏa điều kiện bền mỏi.

Kiểm nghiệm trục về độ bền tĩnh. Theo công thức 3.55[4]

$$s_{td} = \sqrt{s^2 + 3' t^2} \text{ [s]}$$

Trong đó

$$s = \frac{M_{\max}}{0,1' d^3} \text{ theo công thức 3.56[5]}$$

$$t = \frac{T_{\max}}{0,2' d^3} \text{ theo công thức 3.57[5]}$$

$$[s] = 0,8' s_{ch} \text{ theo công thức 3.58[5]}$$

$$= 0,8' 340 = 272\text{MPa}$$

Tiết diện	Đường kính trục	M_{\max}	T_{\max}	σ (MPa)	τ (MPa)	σ_{td} (MPa)
13	55	1147000	1296000	0	25	43,3
12	60	1147000	1296000	53	30	52,46

Kết luận: theo Bảng ta thấy s_{td} [s]. Vậy trục chủ động thỏa điều kiện bền tĩnh.

3.9.4.2. Tính Trục bị động (trục 2)

- Chọn vật liệu làm trục**

Chọn vật liệu chế tạo các trục là thép 45 có $s_b = 600\text{MPa}$, ứng suất xoắn cho phép $[t] = 15\text{...}30\text{MPa}$

- Xác định sơ bộ đường kính trục**

Xác định công suất, moment và số vòng quay trên trục:

$$\text{Công suất: } P_2 = P_1' h_{xich} = 4,75' 0,9 = 4,275\text{kW.}$$

$$\text{Số vòng quay: } n_2 = 35\text{v/ph.}$$

Moment xoắn trên trục, theo công thức (3.22)

$$T_2 = \frac{P_2}{n_2} \cdot 9,55' 10^6 = \frac{4,275}{35} \cdot 9,55' 10^6 = 1166464\text{Nmm}$$

Xác định sơ bộ đường kính trục, theo công thức (3.23)

$$d_k^3 \sqrt[3]{\frac{T_k}{0,2 \cdot [\tau]}}; \text{ chọn } [\tau] = 30 \text{ MPa}$$

$$d_k^3 \sqrt[3]{\frac{1166464}{0,2 \cdot 30}} = 57,9; \text{ chọn } d_k = 60 \text{ mm}$$

- **Xác định khoảng cách giữa các gối đỡ và điểm đặt lực**

Khoảng cách giữa các gối đỡ và điểm đặt lực được xác định theo hình 3.812

Xác định trị số và chiều của các lực từ chi tiết quay tác dụng lên trục

Lực vòng tác dụng lên đĩa xích, theo công thức 3.26[4]

$$F_{t2} = \frac{1000 \cdot P_2}{n} = \frac{1000 \cdot 4,275}{0,35} = 12214 \text{ N}$$

Lực vòng tác dụng lên mỗi đĩa xích, theo công thức 3.27[4]

$$F_{t22} = F_{t23} = \frac{F_{t2}}{2} = \frac{12214}{2} = 6107 \text{ N}$$

Lực hướng tâm, theo công thức (3.28)

$$F_{r2} = k_x \cdot F_{t2} = 1,15 \cdot 12214 = 14046 \text{ N}$$

Lực hướng tâm tác dụng của mỗi đĩa xích, theo công thức 3.29[4]

$$F_{r22} = F_{r23} = \frac{F_{r2}}{2} = \frac{14046}{2} = 7023 \text{ N}$$

- **Xác định đường kính và chiều dài các đoạn trục**

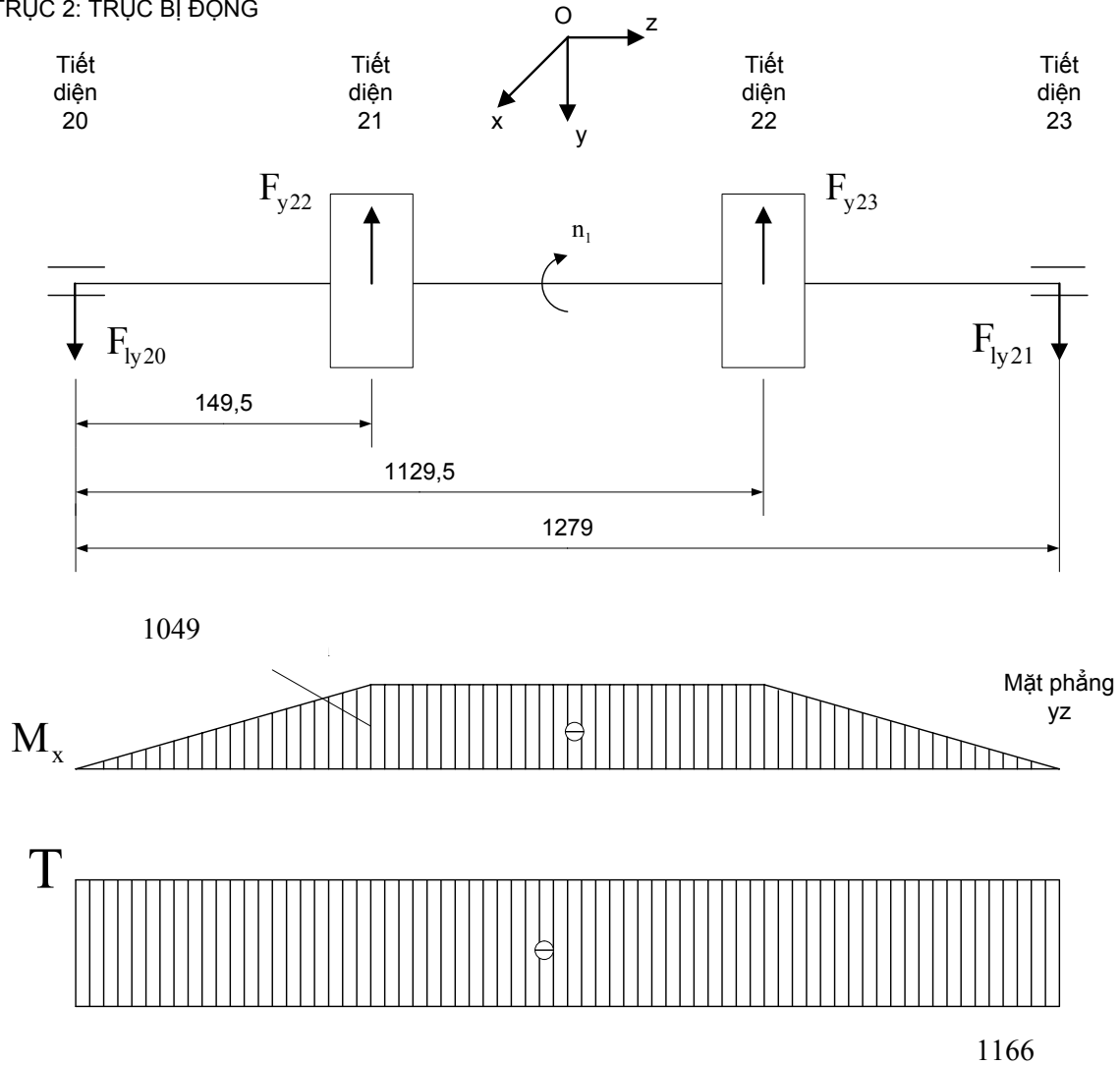
Tính phản lực trên các gối đỡ của trục

$$F_{ly10} = F_{ly11} = 7023 \text{ N}$$

$$F_{lx10} = F_{lx11} = 0 \text{ N}$$

$$F_{l_{t20}} = F_{l_{t21}} = 7023 \text{ N}$$

TRỤC 2: TRỤC BỊ ĐỘNG



Hình 3.9.8 – Sơ đồ đặt lực và biểu đồ momen của trục bị động

Xác định momen uốn tổng và momen tương đương ứng với các tiết diện: (như hình)

Momen uốn tổng: M_{kj} ; đơn vị KNmm

$$M_{20} = 0; M_{21} = 1049; M_{22} = 1049; M_{23} = 0$$

Momen tương đương: M_{tdkj} ; đơn vị KNmm, theo công thức (3.31[4])

$$M_{td20} = 1010; M_{td21} = 1456; M_{td22} = 1456; M_{td23} = 1010$$

Xác định đường kính trục tại các tiết diện j , theo công thức 3.30[4]

$$d_j = \sqrt[3]{\frac{M_{tdj}}{0,1' [s]}}$$

$[\sigma]$ – ứng suất cho phép của thép chế tạo trực

Trục bị động: $[\sigma] = 70\text{MPa}$ theo [[5] Bảng 10.5]

Đường kính trục tại các tiết diện j

$$d_{20} = \sqrt[3]{\frac{1010000}{0,1' \cdot 70}} = 52\text{mm}; \text{ chọn } d_{20} = 55\text{mm}$$

Tương tự ta có

$$d_{21} = 59\text{mm}; \text{ chọn } d_{11} = 60\text{mm}$$

$$d_{22} = 59\text{mm}; \text{ chọn } d_{22} = 60\text{mm}$$

$$d_{23} = 52\text{mm}; \text{ chọn } d_{23} = 55\text{mm}$$

Tính kiểm nghiệm độ bền của then.

Tại tiết diện lắp đĩa xích (tiết diện 21, 22). Tra [5] Bảng 9.1] ứng với $d_{21} = d_{22} = 60\text{mm}$ ta chọn then bxx = 18x11; 5,5

Kiểm nghiệm mối ghép then về độ bền dập và độ bền cắt. Theo công thức 3.59[4] và 3.60[4]

$$\sigma_d = \frac{2' \cdot T}{d' \cdot l_t' \cdot (h - t_1)} \text{ £ } [\sigma_d]$$

$$\tau_c = \frac{2' \cdot T}{d' \cdot l_t' \cdot b} \text{ £ } [\tau_c]$$

Với $l_t \gg 1,35' \cdot d$

$[\sigma_d]$ – ứng suất dập cho phép, MPa. Tra [5, Bảng 9.5] với dạng lắp cố định, vật liệu mayơ thép, đặc tính tải trọng va đập nhẹ ta nhận được $[\sigma_d] = 100\text{MPa}$.

$[\tau_c]$ – ứng suất cắt cho phép. Theo [5] với then bằng thép 45 chịu tải trọng va đập nhẹ $[\tau_c] = 40 \dots 60 \text{ MPa}$.

Bảng 3.9.4 - Kết quả tính kiểm nghiệm then đối với các tiết diện của trục

Tiết diện	Đường kính trục	l_t	b x h	t_1	T (Nmm)	σ_d (MPa)	τ_c (MPa)
21	60	81	18 x 11	5,5	1166000	87,2	39,2

Kết luận: So sánh kết quả ở trong Bảng với $[\sigma_d]$ và $[\tau_c]$ ta thấy then đã chọn thỏa điều kiện bền.

- **Tính kiểm nghiệm trực về độ bền mỏi**

Xác định momen cản uốn và momen cản xoắn:

Momen cản uốn: đơn vị mm³

Đối với trục có 1 rãnh then, theo công thức (3.32)

$$W_j = \frac{p' d_j^3}{32} - \frac{b' t_1 (d_j - t_1)^2}{2' d_j}$$

$$W_{21} = W_{22} = 31300$$

Đối với trục có tiết diện tròn, theo công thức (3.33)

$$W_j = \frac{p' d_j^3}{32}$$

$$W_{20} = W_{23} = \frac{p' 55^3}{32} = 19531$$

Momen cản xoắn: đơn vị mm³

Đối với trục có 1 rãnh then, theo công thức (3.34)

$$W_{oj} = \frac{p' d_j^3}{16} - \frac{b' t_1 (d_j - t_1)^2}{2' d_j}$$

$$W_{o21} = W_{o22} = 650500$$

Đối với trục có tiết diện tròn, theo công thức (3.35)

$$W_{oj} = \frac{p' d_j^3}{16}$$

$$W_{o20} = W_{o23} = \frac{p' 55^3}{16} = 39062$$

Với thép 45 có $s_b = 600\text{MPa}$ ta xác định được giới hạn mỏi uốn và xoắn ứng với chu kỳ đối xứng. Theo công thức (3.53) và (3.54)

$$s_{-1} = 0,436' s_b = 0,436' 600 = 261,6\text{MPa}$$

$$t_{-1} = 0,58' s_{-1} = 0,58' 261,6 = 151,7\text{MPa}$$

Theo [5 Bảng 10.7] $y_s = 0,05$; $y_t = 0$

Trục chủ động quay, ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng. Theo công thức 3.36[4]ta

có:

$$s_{aj} = s_{maxj} = \frac{M_j}{W_j}; s_{mj} = 0$$

$$s_{a20} = 29; s_{a21} = 37; s_{a22} = 37; s_{a23} = 29$$

Vì trục quay 1 chiều nên ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động, theo công thức

$$3.37[4] \quad t_{aj} = t_{mj} = \frac{T_j}{2' W_{oj}}$$

$$t_{a20} = t_{m20} = t_{a23} = t_{m23} = 18,6;$$

$$t_{a21} = t_{m21} = t_{a22} = t_{m22} = 8,9;$$

Xác định hệ số an toàn ở các tiết diện nguy hiểm của trục

Dựa theo kết cấu trục trên hình và biểu đồ momen tương ứng, các tiết diện sau đây là tiết diện nguy hiểm cần được kiểm tra về độ bền mỏi: tiết diện 20, 21.

Chọn cách lắp ghép: các bánh xích lắp trên trục theo k6 kết hợp với lắp then; các ổ lăn lắp trên trục theo k6.

Kích thước của then tra [5Bảng 9.1]; trị số momen cản uốn và momen cản xoắn ứng với các tiết diện trục như sau:

Tiết diện	Đường kính trục	b x h	t _l	W (mm ³)	W _o (mm ³)
21	60	18 x 11	5,5	31300	650500

Xác định các hệ số K_{sdj} và K_{tdj} đối với các tiết diện nguy hiểm. Theo công thức 3.38[4] và (3.39[4])

$$K_{sdj} = \frac{\frac{K_s}{e_s} \frac{\sigma}{\sigma_s} + K_x - 1}{K_y}$$

$$K_{tdj} = \frac{\frac{K_t}{e_t} \frac{\tau}{\tau_s} + K_x - 1}{K_y}$$

trong đó

K_x – hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt, phụ thuộc vào phương pháp gia công và độ nhẵn bề mặt. Tra [2, trang 197, Bảng 10.8] các trục được gia công trên máy tiện, tại các tiết diện nguy hiểm yêu cầu đạt $R_a = 2,5 \dots 0,63 \text{ nm}$ $\Rightarrow K_x = 1,06$.

K_y – hệ số tăng bền bề mặt trục. Không dùng các phương pháp tăng bền bề mặt, do đó $K_y = 1$.

Theo [2, trang 199, Bảng 10.12] khi dùng dao phay ngón, hệ số tập trung ứng suất tại rãnh then ứng với vật liệu có $s_b = 600 \text{ MPa}$ là $K_s = 1,76$ và $K_t = 1,54$.

Theo [5, Bảng 10.10] và [4 Bảng 7.4] tra hệ số kích thước e_s và e_t ứng với đường kính của tiết diện nguy hiểm. Ta có Bảng sau:

Tiết diện	Đường kính trục	ε_σ	ε_τ	$K_\sigma/\varepsilon_\sigma$	K_τ/ε_τ
21	60	0,81	0,76	2,44	1,86

Theo [2, trang 198, Bảng 10.11], ứng với kiểu lắp đã chọn; $s_b = 600 \text{ MPa}$ và đường kính tiết diện nguy hiểm tra được tỉ số $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ và K_τ/ε_τ do lắp căng tại các tiết diện này.

Bảng 3.5[5]

Kết quả tính toán các hệ số $K_{s_{dj}}$ và $K_{t_{dj}}$ được ghi trong Bảng 3.5[5].

Xác định hệ số an toàn s ứng với các tiết diện nguy hiểm

Điều kiện bền mỏi, theo công thức (3.50)

$$s_j = \frac{s_{s_j} \cdot s_{t_j}}{\sqrt{s_{s_j}^2 + s_{t_j}^2}} \quad [s]$$

$[s]$ hệ số an toàn cho phép. $[s] = 1,5 \dots 2,5$

s_{s_j} và s_{t_j} – hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp và hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất tiếp tại tiết diện j . Theo công thức (3.51) và (3.52)

$$s_{s_j} = \frac{s_{-1}}{K_{s_{dj}} s_{aj} + y_s s_{mj}}$$

$$s_{t_j} = \frac{t_{-1}}{K_{t_{dj}} t_{aj} + y_t t_{mj}}$$

Bảng 3.9.5 - Kết quả tính toán hệ số an toàn đối với các tiết diện của trục.

Tiết diện	Đường kính trục	Tỉ số do $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$		Tỉ số do K_τ/ε_τ		$K_{\sigma d}$	$K_{\tau d}$	S_σ	S_τ	S_j
		Rãnh	Lắp	Rãnh	Lắp					

		then	căng	then	căng					
20	55		2,44		1,86	1,88	1,65	X	X	X
21	60	2,44	2,44	1,86	1,86	1,88	1,65	4,37	9,53	3,97

Kết luận: ta thấy tại tất cả tiết diện được xét s_j^3 [s]. Vậy trục bị động thỏa điều kiện bền mỏi.

- **Kiểm nghiệm trục về độ bền tĩnh.** Theo công thức (3.55)

$$s_{td} = \sqrt{s^2 + 3' t^2} \text{ £ [s]}$$

Trong đó

$$s = \frac{M_{\max}}{0,1' d^3} \text{ theo công thức 3.56[4]}$$

$$t = \frac{T_{\max}}{0,2' d^3} \text{ theo công thức 3.57[4]}$$

$$[s] = 0,8' s_{ch} \text{ theo công thức 3.58[4]}$$

$$= 0,8' 340 = 272 \text{ MPa}$$

Tiết diện	Đường kính trục	M_{\max}	T_{\max}	σ (MPa)	τ (MPa)	σ_{td} (MPa)
20	55	0	1166000	0	23,3	40,35
21	60	1049000	1166000	48,5	26,9	47

Kết luận: theo Bảng ta thấy $s_{td} \text{ £ [s]}$. Vậy trục bị động thỏa điều kiện bền tĩnh.

3.9.4.3. Tính Chọn ổ lăn

- Trục chủ động**

Sơ đồ bố trí ổ, chọn loại ổ lăn và sơ đồ kích thước ổ lăn

Tại các gối đỡ chỉ có lực hướng tâm nên ta dùng ổ bi đỡ 1 dãy

Chọn sơ bộ ổ 6011 có các thông số sau

Đường kính trong: $d = 55 \text{ mm}$

Đường kính ngoài: $D = 90 \text{ mm}$

Chiều rộng: $B = 18 \text{ mm}$

Khả năng tải động: $C = 29,6$ (kN)

Khả năng tải tĩnh: $C_o = 21$ (kN)

• **Tính kiểm nghiệm khả năng tải động của ổ**

Phản lực tổng trên hai ổ: $F_{l10} = F_{l11} = 7803\text{N}$

Vì hai ổ chịu tải tương tự nhau nên ta tiến hành kiểm nghiệm cho 1 ổ.

Xác định tải trọng động quy ước, theo công thức 3.62[4]

$$Q = (X \times V \times F_r + Y \times F_a) \times k_t \times k_d$$

$$\text{Với } F_a = 0 \Rightarrow Q = (X' \times V' \times F_r)' \times k_t' \times k_d$$

Trong đó đối với ổ chỉ chịu lực hướng tâm $X = 1$ theo [1, trang 215, Bảng 11.4]; $V = 1$ (vòng trong quay); $k_t = 1$ ($t \leq 100^\circ\text{C}$); $k_d = 1,3$ (tải trọng va đập nhẹ); $F_r = F_{l10} = 7803\text{N}$

$$\Rightarrow Q = (1' \times 1' \times 7803)' \times 1' \times 1,3 = 10144\text{N}$$

Khả năng tải động, theo công thức 3.64[4]

$$C_d = Q' \sqrt[m]{L} \quad (1)$$

Trong đó

$m = 3$ với ổ bi

L – tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay

$$\text{Từ công thức } L_h = \frac{10^6 \times L}{60 \times n}$$

$$\Rightarrow L = \frac{60 \times L_h \times n}{10^6} = \frac{60 \times 8000 \times 35}{10^6} = 16 \text{ triệu vòng quay}$$

Theo [5, Bảng 11.2] chọn $L_h = 8000$ giờ

$$(1) \Rightarrow C_d = 10144' \sqrt[3]{16} = 25561\text{N} = 25 \text{ kN} < C = 29,6$$

Vậy khả năng tải động của ổ đảm bảo

Tính kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh của ổ

Xác định tải trọng tĩnh quy ước, theo công thức 3.66[4] và 3.67[4]

$$Q_t = X_0' \times F_r + Y_0' \times F_a \quad (2)$$

$$Q_t = F_r \quad (3)$$

Trong đó

X_0 – hệ số tải trọng hướng tâm,

$X_0 = 0,6$ (ổ bi đỡ, 1 dãy)

Y_0 – hệ số tải trọng trục,

$Y_0 = 0,5$ (ổ bi đỡ, 1 dãy)

$$(2) \text{ P } Q_t = 0,6' \cdot 7803 = 4681\text{N}$$

Do $Q_t < F_r$ nên chọn $Q_0 = F_r = 7803\text{N}$

Vậy $Q_0 = 7,803\text{kN} < C_0 = 31\text{kN}$ khả năng tải tĩnh của ổ đảm bảo.

- **Trục bị động**

Sơ đồ bố trí ổ, chọn loại ổ lăn và sơ đồ kích thước ổ lăn

Tại các gối đỡ chỉ có lực hướng tâm nên ta dùng ổ bi đỡ 1 dãy

Chọn sơ bộ ổ 6011 có các thông số sau:

Đường kính trong: $d = 55 \text{ mm}$

Đường kính ngoài: $D = 90 \text{ mm}$

Chiều rộng: $B = 18 \text{ mm}$

Khả năng tải động: $C = 29,6 \text{ (kN)}$

Khả năng tải tĩnh: $C_0 = 21 \text{ (kN)}$

Tính kiểm nghiệm khả năng tải động của ổ

Phản lực tổng trên hai ổ: $Fl_{t20} = Fl_{t21} = 7023\text{N}$

Vì hai ổ chịu tải tương tự nhau nên ta tiến hành kiểm nghiệm cho 1 ổ.

Xác định tải trọng động quy ước, theo công thức 3.62[4]

$$Q = (X \times V \times F_r + Y \times F_a) \times k_t \times k_d$$

$$\text{Với } F_a = 0 \text{ P } Q = (X' \cdot V' \cdot F_r)' \cdot k_t' \cdot k_d$$

Trong đó đối với ổ chỉ chịu lực hướng tâm $X = 1$ theo [5Bảng 11.4]; $V = 1$ (vòng trong quay); $k_t = 1$ ($t^\circ \leq 100^\circ\text{C}$); $k_d = 1,3$ (tải trọng va đập nhẹ); $F_r = Fl_{t20} = 7023\text{N}$

$$\text{P } Q = (1' \cdot 1' \cdot 7023)' \cdot 1' \cdot 1,3 = 9130\text{N}$$

Khả năng tải động, theo công thức 3.64[4]

$$C_d = Q' \sqrt[m]{L} \quad (1)$$

Trong đó

$m = 3$ với ổ bi

L – tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay

Từ công thức
$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n}$$

$$L = \frac{60 \cdot L_h \cdot n}{10^6} = \frac{60 \cdot 8000 \cdot 35}{10^6} = 16 \text{ triệu vòng quay}$$

Theo [2, Bảng 11.2] chọn $L_h = 8000$ giờ

$$(1) \text{ } C_d = 9130 \cdot \sqrt[3]{16} = 23000 \text{ N} = 23 \text{ kN} < C = 29,6 \text{ kN}$$

Vậy khả năng tải động của ổ đảm bảo

Tính kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh của ổ

Xác định tải trọng tĩnh quy ước. Theo công thức 3.66[4] và (3.67[4])

$$Q_t = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \quad (2)$$

$$Q_t = F_r \quad (3)$$

Trong đó

X_0 – hệ số tải trọng hướng tâm,

$X_0 = 0,6$ (ổ bi đỡ, 1 dãy)

Y_0 – hệ số tải trọng trục,

$Y_0 = 0,5$ (ổ bi đỡ, 1 dãy)

$$(2) \text{ } Q_t = 0,6 \cdot 7023 = 4213 \text{ N}$$

Do $Q_t < F_r$ nên chọn $Q_0 = F_r = 7023 \text{ N}$

Vậy $Q_0 = 7,023 \text{ kN} < C_0 = 21,2 \text{ kN}$ khả năng tải tĩnh của ổ đảm bảo.

Kết luận: chọn ổ lăn cho các trục như sau

Bảng 3.9.6 - Thông số ổ lăn ở trục chủ động và trụ bị động

Thông số cơ bản của ổ lăn	Trục chủ động	Trục bị động
	Ký hiệu ổ 6014	Ký hiệu ổ 6014
Đường kính trong	55	55
Đường kính ngoài	90	90
Chiều rộng	18	18
Khả năng tải động	29,6 kN	29,6 kN
Khả năng tải tĩnh	21,2 kN	21,2 kN

3.9.5. Kiểm nghiệm bền cho kết cấu khung

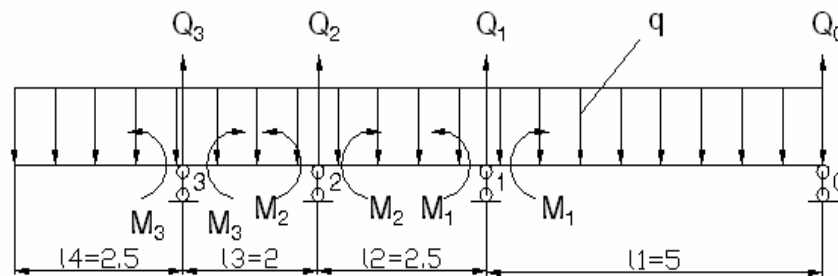
3.9.5.1. Kiểm nghiệm độ bền của khung khi đang được xe kéo

Xác định trị số và chiều các lực tác dụng lên khung

Ta có chiều cao của xe kéo là: 1,5m

Khi phân tích kết cấu ta thấy tải trọng tác dụng đều lên 12m thanh U160: 1548 kg, ta có:

$$q = \frac{1548}{12} = 129\text{kg} = 1290(\text{N})$$



Hình 3.9.9 - Biểu đồ phân bố lực

Vì đây là hệ siêu tĩnh nên sử dụng hệ phương trình 3 momen để tính:

$$\begin{cases} l_1.M_0 + 2(l_1 + l_2)M_1 + l_2M_2 + \frac{6.q.(l_1^3 + l_2^3)}{24} = 0 \\ l_2.M_1 + 2(l_2 + l_3)M_2 + l_3M_3 + \frac{6.q.(l_2^3 + l_3^3)}{24} = 0 \end{cases}$$

Trong 2 phương trình trên ta có $M_0 = 0, M_3 = -\frac{ql_4^2}{2} = -4031,25(\text{N.m})$

$$\begin{aligned} \text{P} \quad & \begin{cases} M_1 = -3178,81(\text{N.m}) \\ M_2 = 932,28(\text{N.m}) \end{cases} \end{aligned}$$

Xác định phản lực liên kết tại các gối

Nhịp 1:

$$\overset{\circ}{\text{a}} \quad M_0 = 0 \quad \hat{U} \quad Q_0 l_1 - \frac{ql_1^2}{2} - M_1 = 0 \quad \text{P} \quad Q_0 = \frac{\frac{ql_1^2}{2} + M_1}{l_1} = 2589,24\text{N}$$

$$\overset{\circ}{\text{a}} \quad M_1 = 0 \quad \hat{U} \quad Q_1^p l_1 - \frac{ql_1^2}{2} + M_1 = 0 \quad \text{P} \quad Q_1^p = \frac{\frac{ql_1^2}{2} - M_1}{l_1} = 3860,76\text{N}$$

Nhịp 2:

$$\overset{\circ}{\text{a}} \quad M_2 = Q_1^t l_2 + M_1 - \frac{ql_2^2}{2} - M_2 = 0 \quad \text{P} \quad Q_1^t = \frac{\frac{ql_2^2}{2} + M_2 - M_1}{l_2} = 3256,94\text{N}$$

$$\overset{\circ}{\text{a}} \quad M_1 = Q_2^p l_2 + M_2 - M_1 - \frac{ql_2^2}{2} = 0 \quad \text{P} \quad Q_2^p = \frac{\frac{ql_2^2}{2} + M_1 - M_2}{l_2} = -31,936\text{N}$$

Nhịp 3

$$\overset{\circ}{\text{a}} \quad M_3 = Q_2^t l_3 + M_2 - \frac{ql_3^2}{2} - M_3 = 0 \quad \text{P} \quad Q_2^t = \frac{\frac{ql_3^2}{2} + M_3 - M_2}{l_3} = -1192\text{N}$$

$$\overset{\circ}{\text{a}} \quad M_2 = Q_3^p l_3 + M_3 - \frac{ql_3^2}{2} - M_2 = 0 \quad \text{P} \quad Q_3^p = \frac{\frac{ql_3^2}{2} + M_2 - M_3}{l_3} = 3771,7\text{N}$$

Nhịp 4:

$$\overset{\circ}{\text{a}} \quad M_4 = Q_3^t l_4 + M_3 - \frac{ql_4^2}{2} = 0 \quad \text{P} \quad Q_3^t = \frac{\frac{ql_4^2}{2} - M_3}{l_4} = 3225\text{N}$$

Vậy ta có phản lực liên kết tại các gối là:

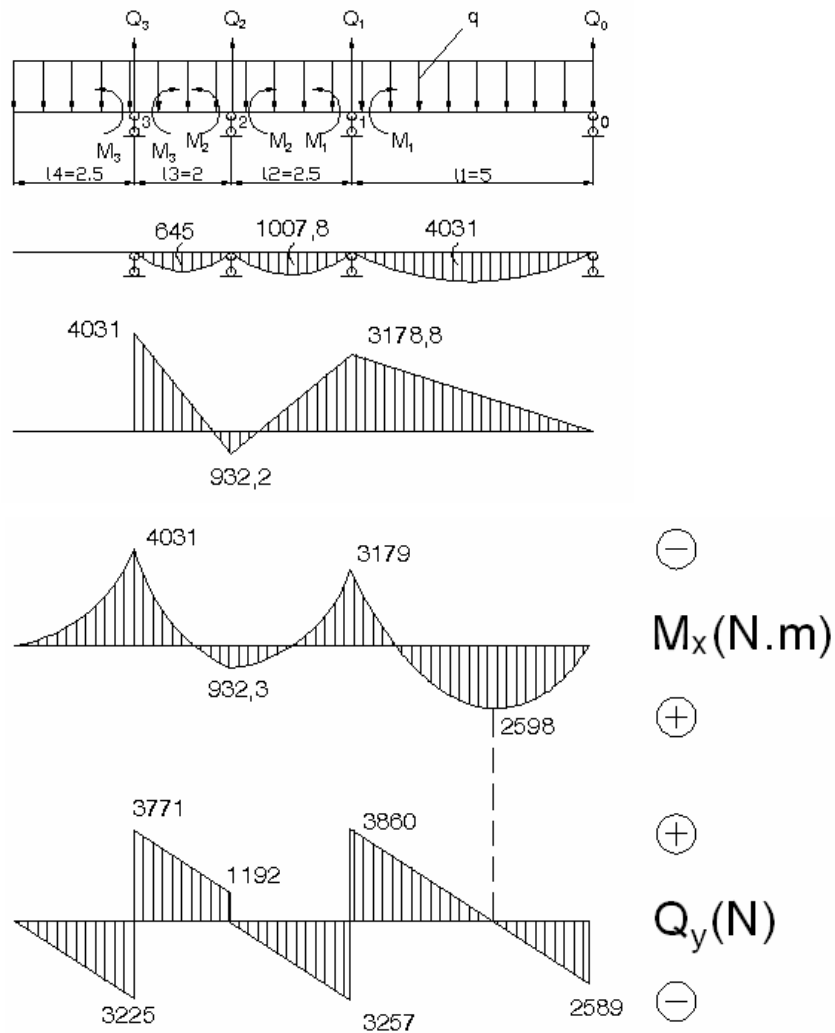
$$Q_0 = 2589,23(\text{N})$$

$$Q_1 = 6996,765(\text{N})$$

$$Q_2 = -1223,7(\text{N})$$

$$Q_3 = 2589,24(\text{N})$$

Ta có biểu đồ momen và lực cắt như sau:



Hình 3.9.10 - Biểu đồ momen và lực cắt

Kiểm nghiệm bền thanh U160

Từ Bảng tra ta có số liệu của thanh U160:

$$I_z = 823\text{cm}^4; W_x = 103\text{cm}^3; S_x = 59,4; s = 200\text{Mpa}$$

Theo biểu đồ momen ta thấy thanh chịu lực cắt và momen lớn nhất có giá trị là:

$$Q_y = 3860(\text{N}), M_x = 4031(\text{N.m})$$

Do xe đang vận hành nên ta nhân thêm hệ số tải trọng động là 2

$$P \quad Q_y = 2.3860 = 7720(\text{N}), M_x^{\max} = 2.4031 = 8062(\text{N.m})$$

Kiểm nghiệm bền

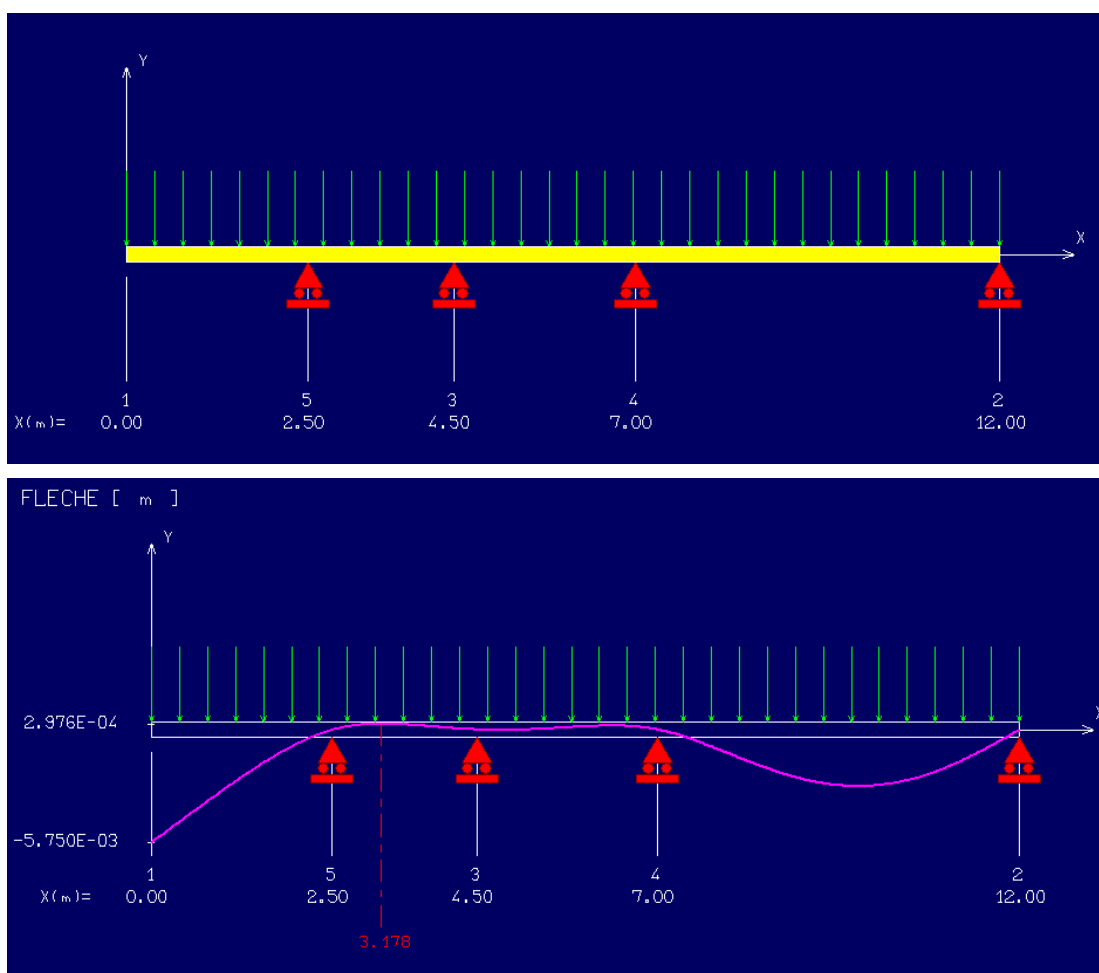
$$s_x^{\max} = \frac{|M_x^{\max}|}{W_x}$$

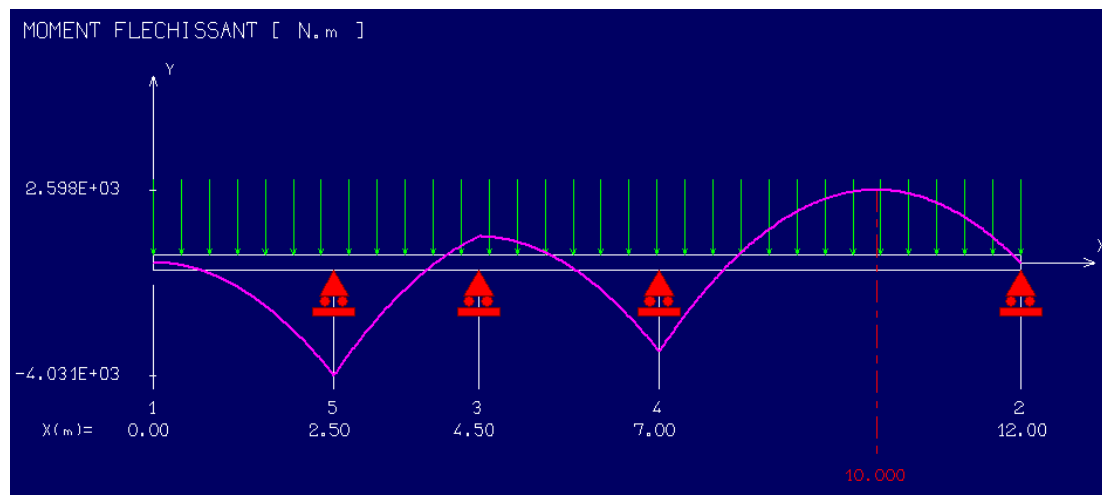
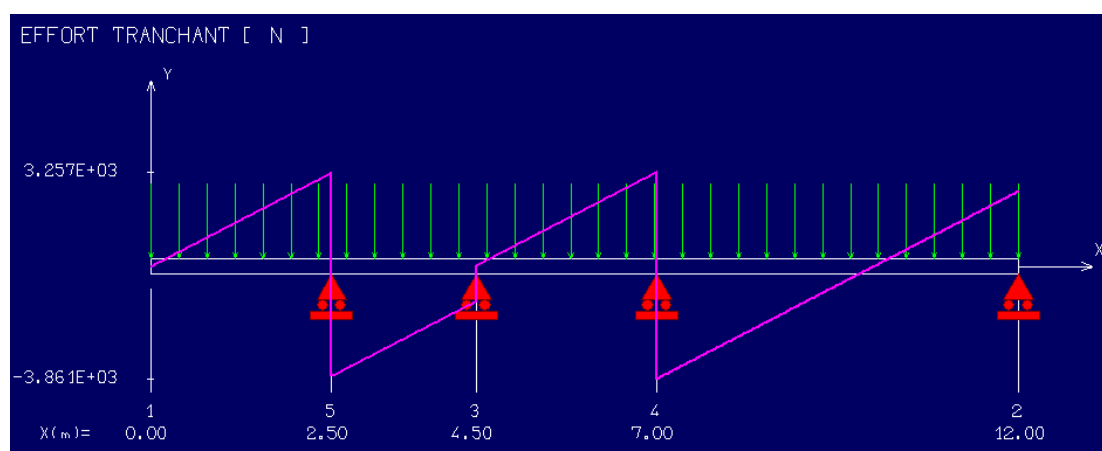
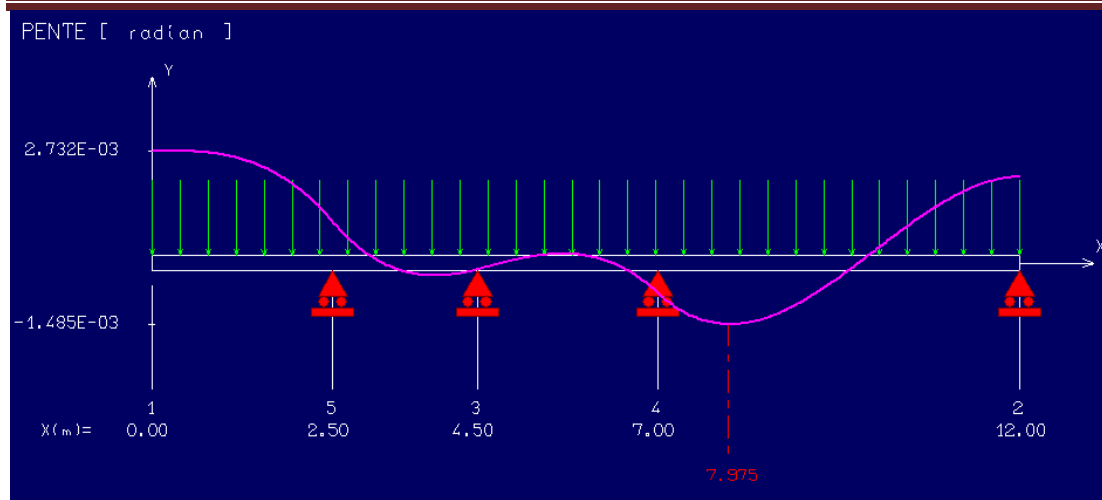
$$p \cdot s_x^{\max} = 7827 \text{ (N/cm}^2\text{)} < [s]$$

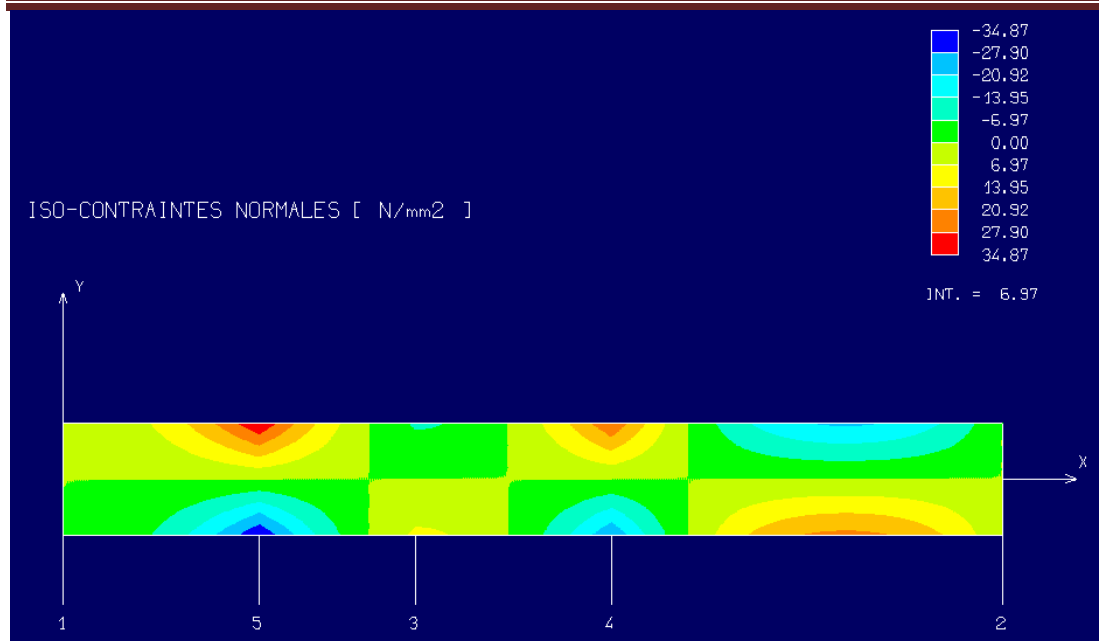
$$t = \frac{Q_y \cdot S_x}{J_x \cdot b_c} = 696,5 \text{ N/cm}^2 < \frac{[s]}{2}$$

Kết luận: thanh U160 thỏa điều kiện bền uốn và bền cắt

Kiểm nghiệm bằng phần mềm RDM







Hình 3.9.11 - Hình biểu đồ nội lực của dầm

3.9.5.2. Kiểm nghiệm độ bền của khung khi đang vận chuyển rong

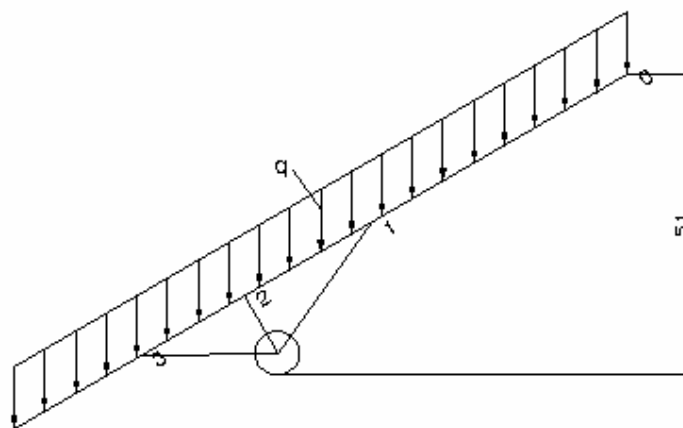
Xác định trị số và chiều các lực tác dụng lên khung

Ta có chiều cao của xe kéo là: 1,5m

Khi phân tích kết cấu ta thấy tải trọng tác dụng đều lên 12m thanh U160: 1908kg, ta có:

$$q = \frac{1908}{12} = 159\text{kg} = 1590(\text{N}). \text{ Do tải trọng tác dụng lên thanh đặt nghiêng một góc } 30^0 \text{ nên}$$

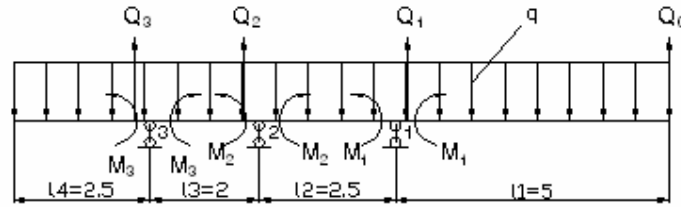
$$\text{ta có } q_y = q \cdot \cos 30^0 = 1380(\text{N})$$



Hình 3.9.12 - Chiều cao của xe khi nâng

Do tải trọng phân bố như vậy nên ta phân tích lực tác dụng lên thanh thành 2 thành phần: theo phương vuông góc với thanh và dọc theo thanh, các trị số tải trọng sẽ trở thành:

Nên biểu đồ lực có thể vẽ lại như sau:



Hình 3.9.13 - Biểu đồ lực

Vì đây là hệ siêu tĩnh nên ta giải bài toán bằng hệ phương trình 3 momen:

$$l_2 \cdot M_1 + 2(l_2 + l_3)M_2 + l_3 M_3 + \frac{6 \cdot q \cdot (l_2^3 + l_3^3)}{24} = 0$$

Trong đó ta có:

$$M_1 = - \frac{q l_1^2}{2} = - 17250(\text{N.m}); M_3 = - \frac{q l_4^2}{2} = - 4312,5(\text{N.m})$$

$$\text{P } M_2 = 4844,4(\text{N.m})$$

Xác định phản lực liên kết tại các gối

Nhịp 1:

$$\text{a } M_1 = Q_1^p l_1 - \frac{q l_1^2}{2} + M_1 = 0 \text{ P } Q_1^p = \frac{\frac{q l_1^2}{2} - M_1}{l_1} = 6900\text{N}$$

Nhịp 2:

$$\text{a } M_2 = Q_1^t l_2 + M_1 - \frac{q l_2^2}{2} - M_2 = 0 \text{ P } Q_1^t = \frac{\frac{q l_2^2}{2} + M_2 - M_1}{l_2} = 10563\text{N}$$

$$\text{a } M_1 = Q_2^p l_2 + M_2 - M_1 - \frac{q l_2^2}{2} = 0 \text{ P } Q_2^p = \frac{\frac{q l_2^2}{2} + M_1 - M_2}{l_2} = - 7113\text{N}$$

Nhịp 3

$$\text{a } M_2 = Q_3^p l_3 + M_3 - \frac{q l_3^2}{2} - M_2 = 0 \text{ P } Q_3^p = \frac{\frac{q l_3^2}{2} + M_2 - M_3}{l_3} = 5958\text{N}$$

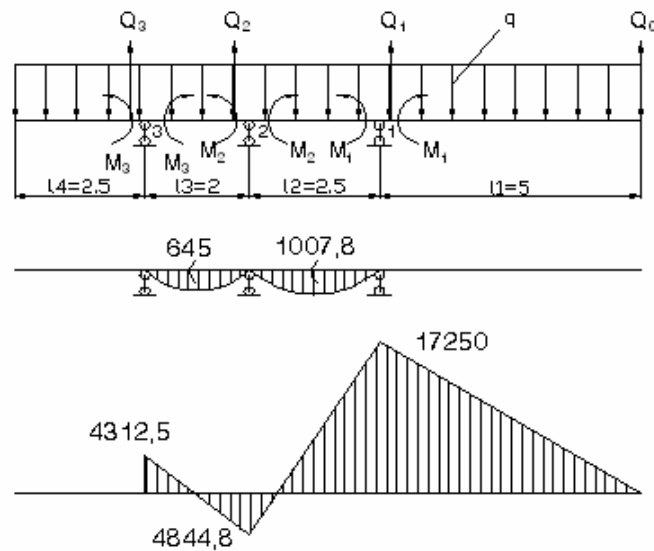
Nhịp 4:

$$\circ M_4 = Q_3 l_3 + M_3 - \frac{ql_4^2}{2} = 0 \Rightarrow Q_3 = \frac{ql_4^2}{2l_4} - \frac{M_3}{l_4} = 3450 \text{ N}$$

Vậy ta có phản lực liên kết tại các gối là:

$$\begin{aligned} Q_1 &= 17462,75 \text{ (N)} \\ Q_2 &= -10311,19 \text{ (N)} \\ Q_3 &= 9408,44 \text{ (N)} \end{aligned}$$

Biểu đồ lực cắt và momen:



Hình 3.9.14 - Biểu đồ lực cắt và momen

Kiểm nghiệm bền thanh U160

Từ Bảng tra ta có số liệu của thanh U160:

$$J_x = 823 \text{ cm}^4; W_x = 103 \text{ cm}^3; S_x = 59,4 \text{ cm}^3; s = 200 \text{ Mpa}$$

Theo biểu đồ momen ta thấy thanh chịu lực cắt và momen lớn nhất có giá trị là:

$$Q_y = 10562 \text{ (N)}, M_x = 17250 \text{ (N.m)}$$

Kiểm nghiệm bền

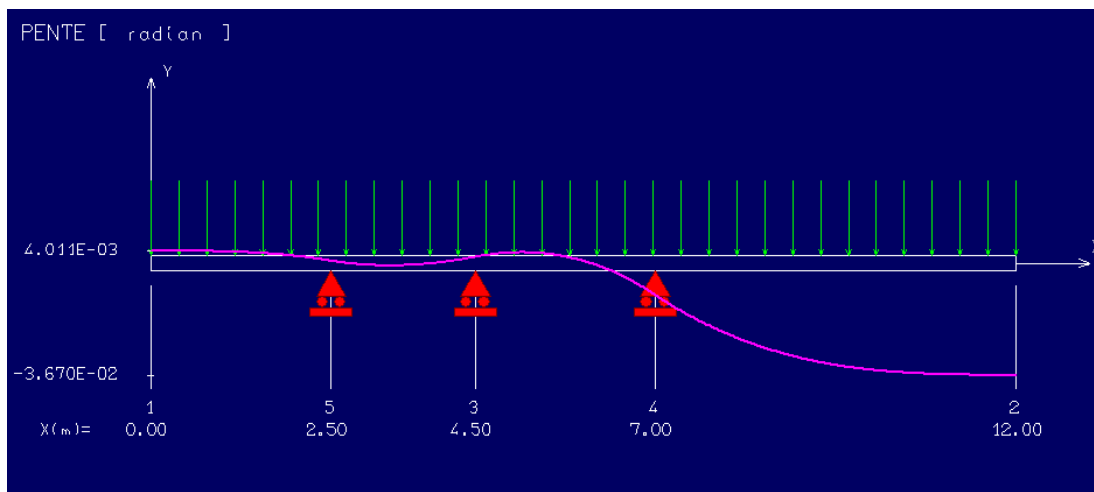
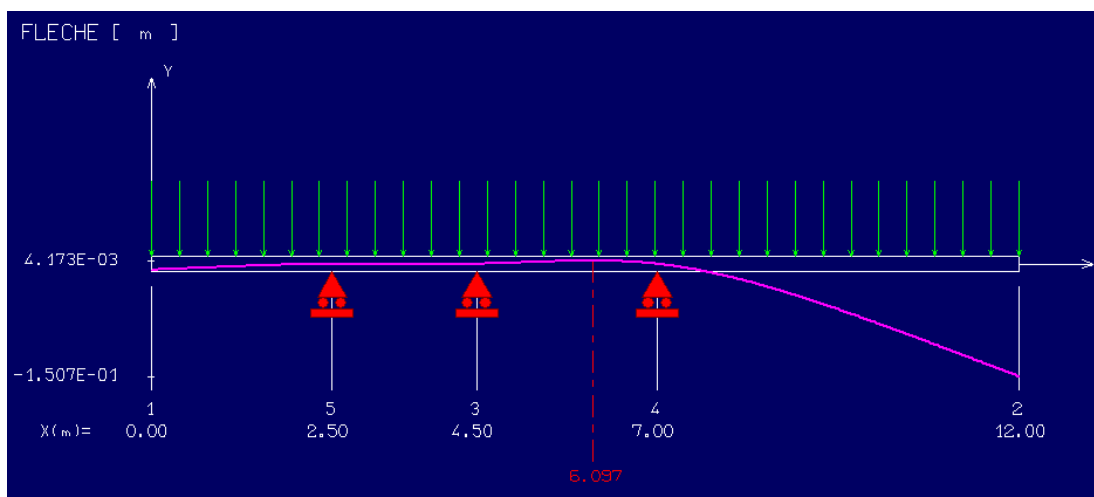
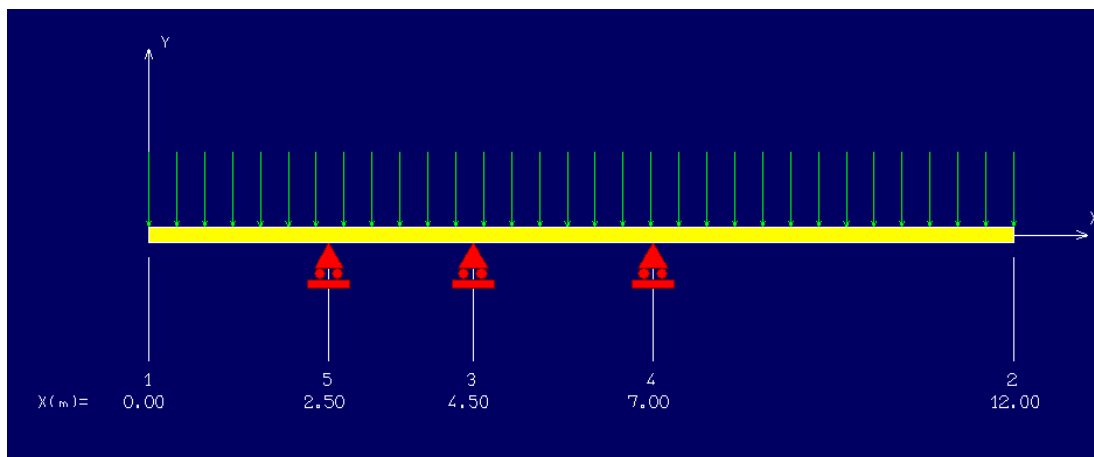
$$s_x^{\max} = \frac{|M_x^{\max}|}{W_x}$$

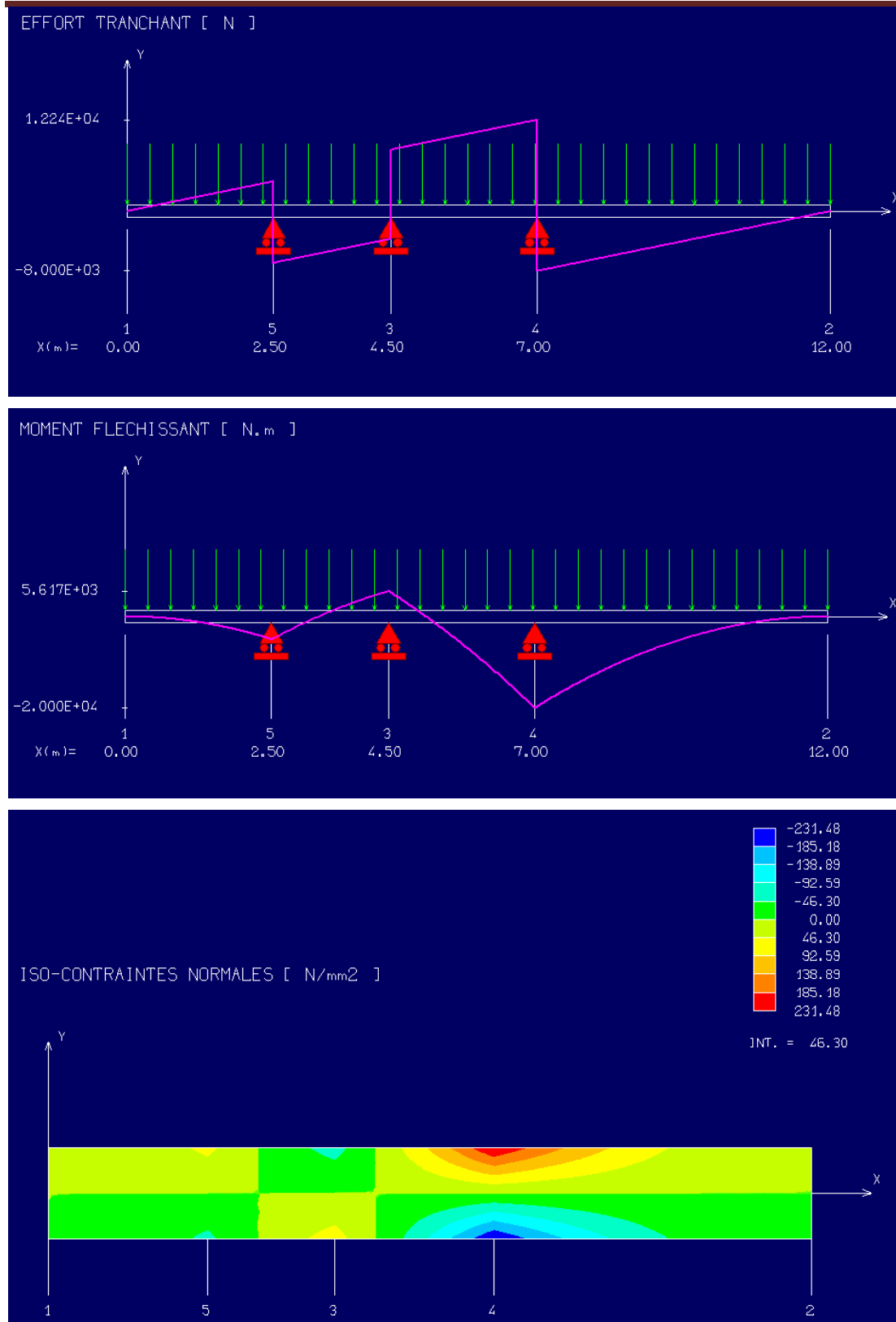
$$\Rightarrow s_x^{\max} = 16747,5 \text{ (N/cm}^2\text{)} < [s]$$

$$t = \frac{Q_y \cdot S_x}{J_x \cdot b_c} = 852,89 (\text{N/cm}^2) < \frac{[s]}{2}$$

Kết luận: thanh U160 thỏa điều kiện bền uốn và bền cắt

Kiểm nghiệm bằng phần mềm RDM



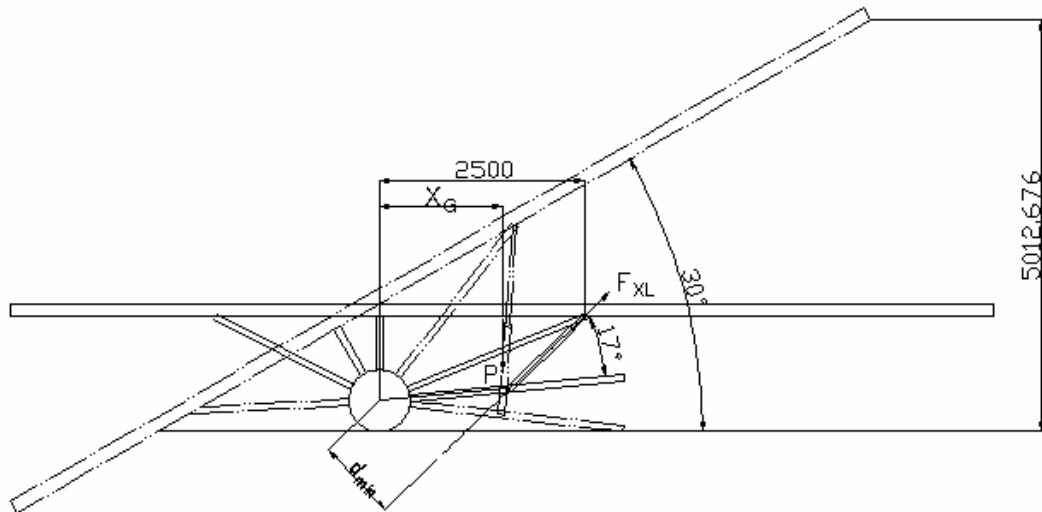


Hình 3.9.15 - Hình biểu đồ nội lực của dầm

3.9.6. Tính toán lực tác dụng lên piston thủy lực

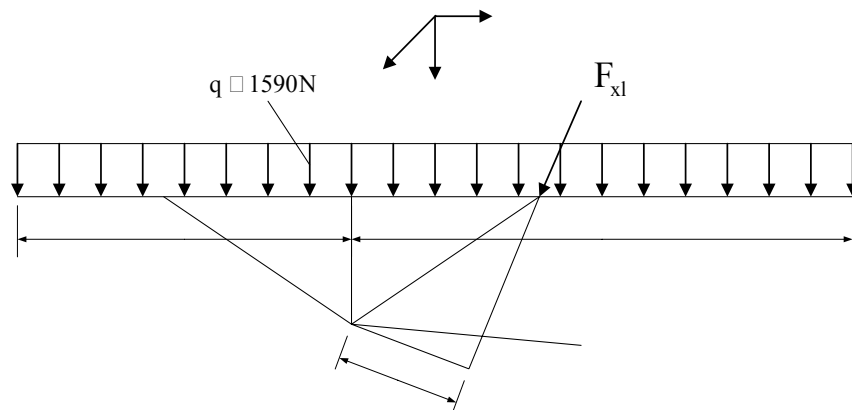
Vị trí của piston phải đảm bảo được lực nâng của xylanh thủy lực lớn hơn trọng lượng của khung xe

Vị trí của piston và xylanh được chọn sơ bộ như sau:



Hình 3.9.16 - Vị trí của piston và xi lanh khi nâng

Xác định lực tác dụng lên xi lanh thủy lực



Hình 3.9.17 - Sơ đồ lực

Ta có phương trình cân bằng momen tại điểm O (trục bánh xe)

$$\sum m_O = \frac{ql_1^2}{2} - \frac{ql_2^2}{2} + P_{xl} \cdot d_{\min} = 0 \Rightarrow P_{xl} = 28590N$$

Để có thể nâng xe lên và đảm bảo an toàn piston cần được cung cấp 1 lực $F_{xl} = k \cdot P_{xl}$

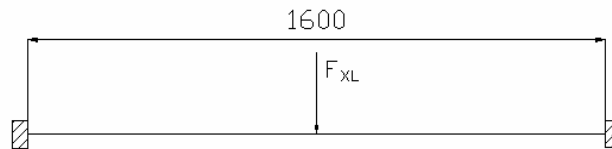
Trong đó k – là hệ số an toàn, k = 1,5

$$P \quad F_{xl} = 42885 \text{ N}$$

❖ Kiểm nghiệm độ bền của thanh ngang đỡ piston

Ta có sơ đồ chịu tải trọng của thanh như sau:

$$F_{xl} = 42885(\text{N}) = 4288,5(\text{kG}) \text{ ở đây ta sử dụng 2 thanh đỡ nên } F_{xl} = 21442,5(\text{N})$$



Hình 3.9.18 - Sơ đồ tải trọng của thanh ngang đỡ piston

Ta chọn thép vuông 120 x 60 x 5 với ứng suất cho phép: $[\sigma] = 200 \text{ MPa}$

Từ biểu đồ lực trên ta tìm được phản lực tại các gối đỡ là:

$$Q_y = 14295(\text{N}), M_x = 5718(\text{N.m})$$

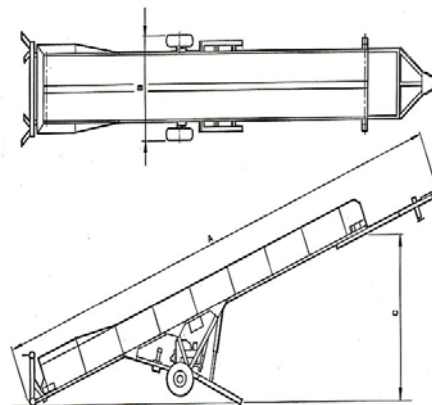
Tính bền theo momen uốn:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} = 7941,6(\text{N/cm}^2) < [\sigma]$$

Tính bền theo ứng suất cắt:

$$\tau = \frac{Q_y \cdot S_x}{J_x \cdot b_c} = 598 \text{ N/cm}^2 < \frac{[\sigma]}{2}$$

Vậy ta chọn thanh U160 x 64 x 8



Hình 3.9.19 - băng tải trung gian vận chuyển trên đường



Hình 3.9.20 - băng tải trung gian làm việc nhận rong, cỏ theo máy cắt rong

Chương 4

XÂY DỰNG QUY TRÌNH CÔNG NGHỆ CHẾ TẠO

Sau khi hoàn thành công tác tính toán thiết kế Chúng tôi tiến hành lập quy trình công nghệ chế tạo các cụm chính của máy chính và 02 máy phụ trợ theo máy cắt rong, cỏ và vớt bèo tây. Xây dựng quy trình công nghệ chế tạo các cụm, thiết bị chính của máy bao gồm

- Dao cắt rong, cỏ

Đối với hệ dao cần chú ý đến gia công biên dạng dao, chày dao, các góc cắt thái theo thiết kế, biên độ dịch chuyển, khả năng dịch chỉnh dao, vật liệu chế tạo dao cắt

-Hệ thống di động

Chúng tôi lưu ý đến biên dạng profile của guồng nước (paddle wheel) đẩy máy di chuyển trong nước ở điều kiện tải trọng cao, môi trường rong cỏ rác dày đặc dễ bám dính và độ ngập nước khi di chuyển.

Hệ thống vận chuyển rong cỏ trên máy:

Khi chế tạo cần lưu ý đến việc lựa chọn đúng băng tải chuyển cỏ dạng sợi thép đan, yêu cầu khuôn và dưỡng kiểm tra phải chính xác, chọn đúng vật liệu chế tạo bảo đảm lưới thép đủ bền chống được ăn mòn trong môi trường nước và tách được nước nhanh ra khỏi sản phẩm.

+ Các cơ cấu dẫn động cho máy vận chuyển trung gian, có cơ cấu ghép nối với máy bảo đảm tính liên hoàn và đồng bộ.

- Các bộ phận phụ trợ khác (nằm trong nhóm chế tạo) được chế tạo theo công nghệ thông thường cần đảm bảo đúng các đặc tính kỹ thuật phù hợp trong lắp ghép và hoạt động của toàn máy.

-Các thiết bị tiêu chuẩn khác được nhập khẩu từ nước ngoài và thị trường trong nước như bơm thủy lực, mô tơ thủy lực, các van điều khiển, đường ống thủy lực, van an toàn, thiết bị điều khiển, đèn chiếu sáng...

Remorque vận chuyển máy cắt rong chuyên dùng và triền hạ thủy

Đối với thiết bị này cần lưu ý quy trình chế tạo khung chassis và khung trượt đỡ máy phải bảo đảm chính xác, có thể trượt lên nhau khi điều chỉnh ở các tư thế hoạt động cũng như vật liệu chế tạo bảo đảm cứng vững trong các tư thế hoạt động khi chuyển máy từ dưới đất lên khung hoặc hạ xuống vị trí làm việc, trong quá trình vận chuyển trên đường đến vị trí làm việc. Các cụm máy khác của thiết bị chuyên dùng này được chế tạo bằng các công

nghe thông thường đảm bảo đúng các thông số kỹ thuật đã đề ra.

Máy vận chuyển rong cỏ, bèo, rác từ máy lên phương tiện vận tải

Đối với máy này yêu cầu lựa chọn băng tải xích thanh gọt (bao gồm các tấm ghép nối tải và truyền động phải chính xác) bảo đảm đạt độ tin cậy cao trong vận chuyển rong, cỏ và phải thoát nước nhanh trong quá trình vận chuyển.

Chế tạo mô hình thí nghiệm cụm dao cắt rong được chúng tôi đưa vào nội dung tính toán thiết kế để hiệu chỉnh và bảo đảm tính chính xác của thiết bị

Việc chế tạo mô hình này bao gồm: chế tạo lưỡi dao cắt, cụm gá lắp dao, truyền động cụm dao cắt, để xác định các thông số cơ bản phục vụ cho công tác hiệu chỉnh thiết kế và chế tạo cụm dao cắt của máy cắt rong.

Để hoàn thành được các nội dung xây dựng quy trình công nghệ chế tạo Chúng tôi đã tiến hành theo các nội dung chủ yếu như sau

4.1. Xây dựng quy trình công nghệ chế tạo một số chi tiết chính của các cụm của máy

❖ Xây dựng quy trình công nghệ chế tạo hệ dao cắt

Đối với hệ dao được chúng tôi đặc biệt quan tâm và có tính quyết định đến chất lượng làm việc của máy. Để tiến hành chế tạo được hệ dao cắt chúng tôi tuân tự thực hiện:

- Xây dựng qui trình chế tạo lưỡi dao cắt
- Qui trình chế tạo thanh bắt dao di động
- Qui trình chế tạo đế dao cắt
- Qui trình chế tạo thanh đế dao đứng
- Qui trình chế tạo tấm đệm hình chữ Z
- Qui trình chế tạo tấm trượt dao đứng
- Qui trình chế tạo bộ phận truyền động đứng
- Qui trình chế tạo thanh gá dao động ngang
- Qui trình chế tạo thanh đế dao ngang
- Qui trình chế tạo tấm trượt dao ngang
- Qui trình chế tạo tấm truyền động ngang
- Qui trình chế tạo tấm pate cho tấm truyền động ngang

- Xây dựng quy trình chế tạo tay quay dao cam
- Qui trình chế tạo thanh truyền cơ cấu cam
- Qui trình chế tạo chốt định vị cho thanh truyền cam dao ngang
- Quy trình lắp ráp hệ thống dao cắt

❖ Qui trình chế tạo guồng máy (paddle wheel)

Bánh xe nước là cụm thiết bị chính chủ yếu và duy nhất của hệ thống, Chúng tôi tiến hành xây qui trình công nghệ chế tạo gia cắt, cuốn hành bánh xe nước và các cánh của bánh xe nước.

Xây dựng qui trình công nghệ lắp ráp

❖ Qui trình công nghệ chế tạo phao nổi

Phao nổi có nhiệm vụ đỡ toàn bộ các thiết bị của hệ thống máy và đặc biệt là phần đỡ tải tạm trong quá trình máy làm việc. Đối với phao nổi Chúng tôi chủ yếu đi vào phần xây dựng quy trình công nghệ hàn vỏ và các khoang chống thấm nước và chống thông nước.

❖ Qui trình chế tạo các cụm khung chính của thiết bị vận chuyển rong cỏ trên máy

hệ vận chuyển rong cỏ gồm 3 băng tải xích đai nối tiếp nhau kết cấu phần chính gồm khung đỡ chính, các trục dẫn động chủ động và bị động, các bánh xích dẫn động và đặc biệt là các lưới thép đan. Trong nội dung này chúng tôi thực hiện xây dựng

- Quy trình công nghệ chế tạo hàn khung chính
- Xây dựng quy trình công nghệ chế tạo trục chủ động và bị động các băng tải số 1, băng tải số 2 và băng tải số 3
- Xây dựng quy trình công nghệ chế tạo bánh xích
- Xây dựng quy trình công nghệ chế tạo xích lưới đan
- Quy trình lắp ráp các băng tải

❖ Qui trình công nghệ lắp ráp cân chỉnh hệ thống thủy lực

Hệ thống thủy lực được tính toán và chọn lựa và mua dưới dạng bán thành phẩm, để đưa các cụm, các bộ phận của hệ thống này vào hoạt động phải xây dựng quy trình lắp ráp, nội dung gồm có

- Qui trình lắp ráp hệ thống thủy lực cụm băng tải 1 và dao cắt

- Qui trình lắp ráp hệ thống thủy lực cụm băng tải 2
- Qui trình lắp ráp hệ thống thủy lực cụm băng tải 3
- Qui trình lắp ráp hệ thống thủy lực cụm bánh xe nước (paddle wheel)
- Quy trình công nghệ lắp ráp tay gom rác

❖ Qui trình chế tạo băng tải trung gian vận chuyển rong, cỏ

Băng tải trung gian là thiết bị phụ đi theo máy cắt rong nhằm sử dụng để vận chuyển rong, cỏ trung gian lên máy. Băng tải được thiết kế kiểu xích cào. nội dung gồm các phần

- Xây dựng quy trình công nghệ hàn chế tạo khung chính đỡ toàn bộ máy
- Xây dựng quy trình công nghệ chế tạo trục đỡ bánh xe
- Xây dựng quy trình công nghệ chế tạo băng tải kiểu lưới đan
- Xây dựng quy trình công nghệ lắp ráp

❖ Qui trình công nghệ chế tạo remorque vận chuyển máy và triển hạ thủy

Thiết bị này là thiết bị thứ 2 của hệ thống có nhiệm vụ đưa máy lên, chuyển máy xuống và vận chuyển máy đi trên đường thống qua một đầu kéo

Quy trình chế tạo bao gồm:

- Xây dựng qui trình công nghệ chế tạo khung chính và khung phụ romoc
- Qui trình lắp ráp bộ đỡ xilanh thủy lực của khung chính và khung phụ
- Qui trình lắp ráp bộ chốt xoay cho khung chính
- Qui trình lắp ráp bộ đỡ trục cho khung phụ
- Qui trình lắp ráp gối xoay, chốt xoay và bạc hai khung
- Qui trình hàn mã gia cường các thanh sắt I trên khung chính và phụ
- Qui trình công nghệ cho chi tiết trục xe remorque
- Xây dựng quy trình công nghệ lắp ráp các cụm thiết bị vào đồ hoàn thành hệ thống

Tất các nội dung về quy trình công nghệ cũng như lựa chọn vật liệu được chúng tôi trình bày trong tài liệu phụ lục đính kèm.

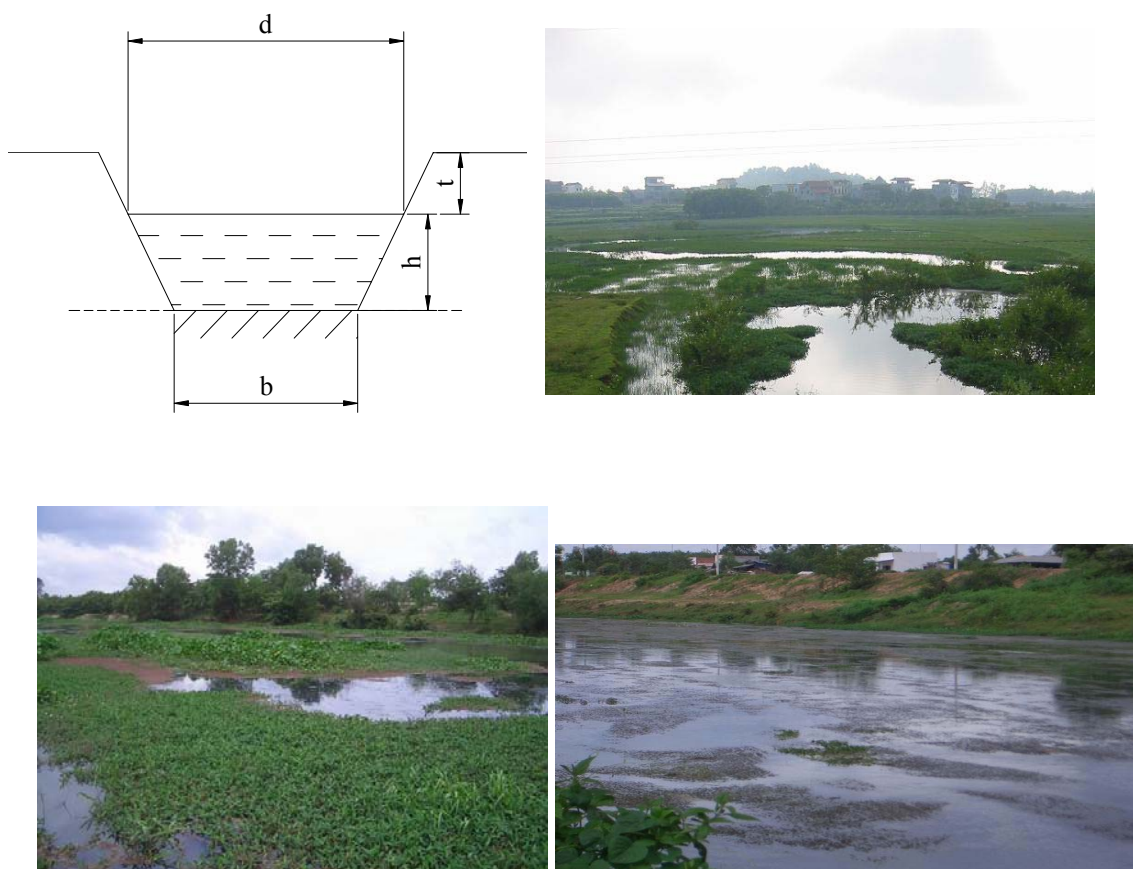
Chương 5

KHẢO NGHIỆM MÁY

5.1. Các vấn đề tổng quát phục vụ khảo nghiệm máy

5.1.1. Khảo sát kênh khu vực khảo nghiệm

Sau khi chế tạo hoàn chỉnh máy chúng tôi tiến hành khảo nghiệm máy tại khu vực kênh tây hồ Dầu Tiếng tỉnh Tây Ninh. Kênh khảo nghiệm có hình dạng theo sơ đồ hình 5.1



Hình 5.1-Hình dạng mặt cắt của kênh và thảm thực vật trên kênh

- Kênh Tây

Chiều dài 39 km, Chiều rộng đáy $b = 22 \div 30$ m, độ sâu mực nước trong kênh trung bình

$h = 3 \div 4$ m, lưu lượng thiết kế của kênh $Q = 25 \div 35$ m³/s, chiều rộng mặt thoáng $d = 40$ m vận tốc dòng chảy trung bình $v = 0,2-0,5$ m/s.

5.1.2. Tình hình rong cỏ trong lòng kênh mương.

Hầu hết tuyến kênh đều xuất hiện rong với mật độ dày đặc. Chủ yếu là rong đuôi chồn và rong hydrilla, Lục bình chỉ xuất hiện thành đám ở những vùng đoạn kênh Tây do thông với rạch, ngoài ra còn có bèo ván và cỏ có dạng cây leo.

- Tình hình cũng tương tự như ở đoạn kênh N4 thuộc hệ thống kênh Đông dài 1.4644 m tổng diện tích mặt nước là 49.789 m² diện tích rong nổi bề mặt là 31.500 m² chiếm 63,26% diện tích mặt nước.

5.2. Khảo sát một số thông số chính trước khi đưa máy vào khảo nghiệm

Mật độ rong, cỏ dại, bèo lục bình, bèo ván... vận tốc dòng nước được đánh giá có ảnh hưởng trực tiếp đến chất lượng và năng suất làm việc của máy cắt rong, các thông số này được đánh giá thông qua các số liệu khảo sát và đo bao gồm các chỉ tiêu:

- + Chiều rộng của dòng sông, kênh
- + Các vật cản trên sông như thuyền đi lại, lưới giăng bắt cá, vó kéo cá ...
- + Mật độ cây rong và kích thước cây
- + Mật độ bèo ván và cỏ dại
- + Mật độ bèo tây và tính chất liên kết của nó
- + Vận tốc dòng nước.

5.2.1. Dụng cụ phục vụ khảo nghiệm

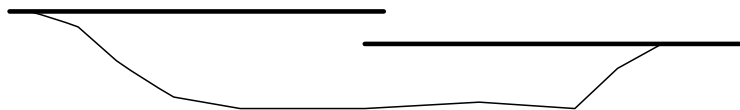
Các dụng cụ sử dụng cho công tác lấy mẫu và khảo nghiệm.

- + Thước dây loại 50 m để đo chiều dài đoạn kênh sẽ cho máy khảo nghiệm và đo chiều dài phần lấy mẫu
- + Cân đồng hồ loại 5 kg và loại 100 kg: sử dụng đo khối lượng cây và khối lượng thể tích của các loại thực vật khu vực khảo nghiệm
- + Thước cuộn loại 5m: đo chiều dài cây và các kích thước hình học của cây
- + Thước kẹp : đo đường kính cây
- + Thùng khối vuông : đo khối lượng thể tích của các loại thực vật
- + Ô vuông 1m x 1m : đo mật độ cây

- + Ống pito nước dung đo vận tốc dòng nước
- + phâm màu đo vận tốc dòng nước
- + Áo phao, độ lặn

5.2.2. Khảo sát chiều rộng kênh tại vị trí khảo nghiệm.

Do đặc tính bờ kênh, sông có dân cư ở hai bên hoặc do địa thế trồng tràm sát mép bờ kênh, do vậy yêu cầu khi hoạt động khảo nghiệm máy phải tiến hành khảo sát địa điểm, vị trí. Để xác định các thông số này chúng tôi sử dụng phương pháp đo bằng thước dây và đếm cụ thể. Sử dụng sợi dây mảnh, không co giãn băng ngang dòng sông hoặc kênh, xác định chiều rộng dòng sông và phân vị trí sẽ bắt đầu đưa máy vào khảo nghiệm để đổ sản phẩm (rong, bèo sau khi cắt, vớt) ở vị trí nào ở hai bờ sông, ngoài ra Chúng tôi phải tiến hành khảo sát sơ bộ độ mấp mô của đáy dòng kênh từ đó quyết định luồng máy sẽ di chuyển trên kênh để bảo đảm chuyển động liên tục của máy và điều chỉnh vị trí tay gạt thủy lực điều chỉnh chiều sâu cắt của dao. Phương pháp đo và sơ đồ khảo sát thực hiện theo hình 5.2



Hình 5.2. đo chiều rộng và xác định vị trí dụng cụ, xác định độ mấp mô mặt đáy sông

5.2.3. Xác định mật độ thảm thực vật (rong, bèo tây, bèo ván, cỏ dại..)

Chất lượng và năng suất làm việc của máy ngoài việc phụ thuộc độ mấp mô đáy sông còn phụ thuộc vào mật độ ,sự phân bố rong , bèo, bèo lục bình trên kênh. Mật độ rong, bèo càng cao, năng suất làm việc của máy càng lớn và hiệu quả sử dụng máy càng cao.

Việc lấy mẫu đo ngẫu nhiên khoảng cách 4 m lấy một vị trí đo là một 1 m² gồm 10 – 15 vị trí.Số liệu mật độ các loại thực vật xin xem bảng đính kèm

▪ Xác định bèo Tây

Bèo tây phân bố thành từng khu riêng trên sông, các cây liên kết thành khối, khi tác động vào thì cả khối cùng di chuyển, thường trong khối bèo tây này không có các loại thực vật khác chen sông chung, phía dưới rong mọc ít.

Bảng 5.1 - Xác định mật độ bèo tây và khối lượng thể tích

STT	Mật độ bèo (kg/m ²)	Vận tốc nước (m/s)	Khối lượng thể tích (kg/m ³)
1	20.5	0.15	225.8
2	24.7	0.2	244.7
3	28.5	0.14	325.7
4	18.7	0.13	235.7
5	23.4	0.15	230.7
6	27.7	0.19	220.4
7	24.6	0.16	250.6
8	23.4	0.15	245.3
9	22.4	0.15	248.3
10	20.5	0.17	230.4
trung bình	23.44	0.157	245.76

Người lấy mẫu: Lê Đình Nhật Hoài, ngày lấy mẫu: 15/08/2008

Nhận xét 1

+Bèo tây phân bố thành khối. Khối lượng thể tích 245 kg/m³, mật độ phân bố trung bình là 23,5 kg/m². Tại vị trí khảo sát cho máy khảo nghiệm vận tốc nước 0,15 m/s

Bảng 5.2 - Xác định mật độ bèo ván và khối lượng thể tích

STT	Mật độ bèo (kg/m ²)	Vận tốc nước (m/s)	Khối lượng thể tích riêng (kg/m ³)	Kích thước (m)	
				Đường kính	Chiều dài
1	17.5	0.12	202	0.08	0.28
2	18.6	0.2	198	0.12	0.33

3	16.2	0.15	197	0.05	0.21
4	14.7	0.13	201	0.15	0.36
5	16.5	0.15	200	0.07	0.26
6	17.3	0.19	199	0.08	0.29
7	18.4	0.16	197	0.1	0.31
8	19.6	0.15	203	0.13	0.35
9	15.3	0.15	195	0.07	0.25
10	17.9	0.17	196	0.09	0.3
TB	17.2	0.157	198.8		

Người lấy mẫu: Lê Đình Nhật Hoài, ngày lấy mẫu- 14 /08/2008

Nhận xét 2

+Bèo ván phân bố thành khối thành mảng trên mặt nước. Khối lượng thể tích 198 kg/m³, mật độ phân bố trung bình 17,2 kg/m²

⁺ Tại vị trí khảo sát vận tốc nước 0,16 m/s

Bảng 5.3- Khảo sát mật độ rong trên kênh Tây khu vực khảo nghiệm

STT	Mật độ rong (kg/m ²)	Vận tốc nước (m/s)	Khối lượng thể tích riêng (kg/m ³)	Kích thước (m)		
				Đường kính tán	Đường kính thân	Chiều dài
1	28.5	0.12	404	0.02	0.002	5
2	26.2	0.2	395	0.018	0.0016	4.4
3	22.3	0.15	398	0.018	0.0018	4.7
4	28.4	0.13	405	0.02	0.0019	4.8
5	11.2	0.15	400	0.019	0.0019	4.1
6	14.5	0.19	393	0.018	0.0017	3.9
7	16.3	0.16	397	0.017	0.0015	4.2
8	19.2	0.15	402	0.018	0.0018	4.7
9	13.5	0.15	398	0.02	0.002	4.5
10	12.5	0.17	403	0.021	0.002	4.6

Số TB	19.26	0.145	399.5			
-------	-------	-------	-------	--	--	--

Người lấy mẫu: Lê Đình Nhật Hoài và Đặng văn Hiệp, ngày lấy mẫu: 13/08/2008

Nhận xét 3

+Rong phân bố thành dải liên tục trên khắp mặt kênh thành mảng đan nhau và ngả dài theo mặt nước theo hướng dòng nước chảy. Khối lượng thể tích 398-400kg/m³, mật độ phân bố 19,3 kg/m²

⁺ Tại vị trí khảo sát vận tốc nước 0,15 m/s

Bảng 5.4- Xác định mật độ hỗn hợp rong - bèo ván -bèo tây cùng phân bố

STT	mật độ rong, bèo ván, bèo tây (kg/m ²)			Tổng cộng	Ghi chú
	Rong	Bèo ván	Bèo lục bình		
1	16.5	12.7	14.5	43.7	bèo tây phân bố thành cụm nhỏ rời rạc
2	14.2	11.4	14.7	40.3	bèo tây phân bố thành cụm nhỏ rời rạc
3	17.3	16.3	18.5	52.1	bèo tây phân bố thành cụm nhỏ rời rạc
4	22.4	9.7	8.7	40.8	bèo tây phân bố thành cụm nhỏ rời rạc
5	11.2	11.3	8.4	30.9	bèo tây phân bố thành cụm nhỏ rời rạc
6	14.5	10.4	7.7	32.6	bèo tây phân bố thành cụm nhỏ rời rạc
7	15.3	8.2	12.6	36.1	bèo tây phân bố thành cụm nhỏ rời rạc
8	16.2	9.5	13.4	39.1	bèo tây phân bố thành cụm nhỏ rời rạc
9	13.5	12.3	8.4	34.2	bèo tây phân bố thành cụm nhỏ rời rạc
10	12.5	8.2	10.5	31.2	bèo tây phân bố thành cụm nhỏ rời rạc

Số TBh	15.36	11	11.74	38.1	
--------	-------	----	-------	------	--

Người lấy mẫu: Lê Đình Nhật Hoài và Đặng Văn Hiệp, ngày lấy mẫu: 13/08/2008

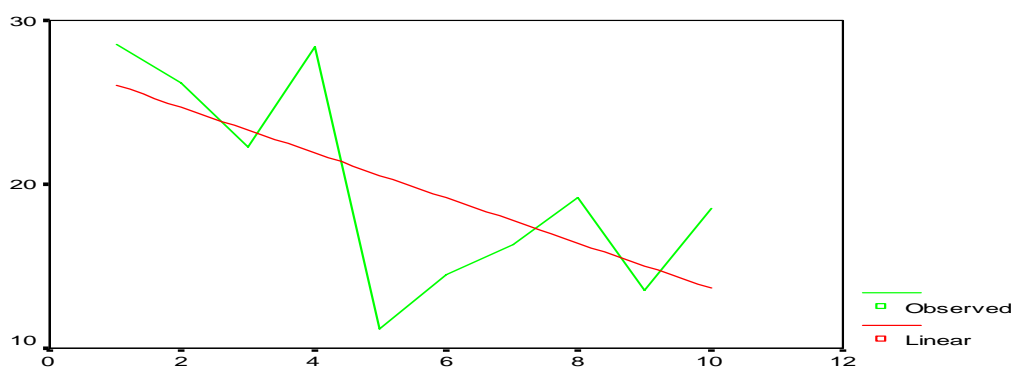
Nhận xét 4:

+ Rong, bèo vằn và bèo tây cũng có thể cùng phân bố trên một khu vực mặt sông. Trên mặt thì bèo vằn đan xen bèo tây nhưng kích thước cây tại khu vực này cây không lớn như khu vực phân bố riêng năng khoảng 0,5-0,7 kg/cây. Do trên mặt có mặt thoáng nên dưới mặt nước có rong cùng phân bố nhưng mật độ cây thấp hơn. Khối lượng thể tích, mật độ rong là 15,36 kg/m², bèo vằn là 11 kg/m² và bèo tây là 11,37 kg/m².

Tổng khối lượng thực vật phân bố là 38kg/m²

+ Tại vị trí khảo sát vận tốc nước 0,15 m/s

Biểu đồ phân bố mật độ cây



Hình 5.3-biểu đồ phân bố mật độ rong

5.3. Báo Cáo Kết Quả Khảo Nghiệm Máy

5.3.1. Khảo nghiệm không tải

5.3.1.1. Mục đích

- Kiểm tra chất lượng chế tạo máy.
- Kiểm tra các mối lắp ghép, chất lượng lắp ráp máy.
- Đo kiểm tra các thông số kỹ thuật của các bộ phận động (cụm dao cắt dọc và ngang; cụm băng tải vận chuyển rong trên máy, cụm bánh xe nước, cụm thủy lực nâng hạ băng tải 3 và băng tải 1, cụm thủy lực tay gom rác.

- Kiểm tra tính linh động và phối hợp giữa các bộ phận với nhau thông qua mạch dầu thủy lực (khi dao cắt làm việc thì băng tải 1 phải làm việc...

5.3.1.2. Thời gian và địa điểm

Khảo nghiệm máy chia làm hai giai đoạn bao gồm khảo nghiệm không tải và khảo nghiệm có tải.

+ Khảo nghiệm không tải để hiệu chỉnh chế tạo máy và kỹ thuật lắp máy từ ngày 30. tháng 6 đến ngày 30 tháng 7 năm 2008 tại xưởng chế tạo máy

+ Khảo nghiệm có tải tại kênh tây khu vực thượng nguồn xã Phước Ninh, huyện Dương Minh Châu tỉnh Tây Ninh.

5.3.1.3. Thiết bị máy móc– dụng cụ đo khảo nghiệm không tải.

- Đồng hồ đo số vòng quay
- Đồng hồ bấm giây
- Đồng hồ đo áp suất dầu (lắp sẵn trên máy)
- Dụng cụ đo lưu lượng dầu (lắp sẵn trên máy)
- Thước đo chiều dài
- Ống đo nhiệt liệu
- Đồ nghề chuyên dùng điều chỉnh

5.3.1.4. Qui trình khảo nghiệm không tải

- Lắp ráp hoàn chỉnh máy
- Lắp kết nối mạch thủy lực với các bộ phận theo thiết kế
- Lắp động cơ kết nối với bơm thủy lực cho máy làm việc không tải tại chỗ.
- Mỗi lần khảo nghiệm cho máy chạy trong 1 giờ để đo đạc và kiểm tra hiệu chỉnh các thông số bao gồm các cụm chính lưu ý:
 - + Cụm dao cắt dọc và ngang bao gồm tiếng va đập, độ mài mòn dao và thanh định hướng, khả năng tự tháo các bu lông bắt lưỡi dao với đế.
 - + Cụm băng tải quan sát ăn khốp xích lưới và bánh xích, tiếng khua
 - + Bánh xe nước quan sát khả năng làm việc độc lập và khả năng làm việc đồng bộ, số vòng quay điều chỉnh ở các mức.

+ Hộp phân phối thủy lực, kiểm tra đóng ngắt các van dầu tác động đến các bộ phận và khả năng điều chỉnh van ở các vị trí tay gạt tác động đến số vòng quay của các cụm.

5.3.1.5. Kết quả

- Máy hoạt động tốt, kết cấu vững chắc.
- Các chi tiết quay chạy ổn định.
- Các mối lắp ghép đảm bảo.
- Các cơ cấu hoạt động phối hợp theo thiết kế

Kết quả đo đạc

Bảng số 5.5-Các kết quả đo đặc về các chế độ làm việc theo số vòng quay định mức thiết kế thông số không tải của máy cắt rong, vớt bèo

chế độ làm việc	Số vòng quay của bơm thủy lực trung tâm	số vòng quay dao cắt gốc n(v/ph)	số vòng quay dao cắt dọc n(v/ph)	số vòng quay bánh xe nước n(v/ph)	số vòng quay băng tải dầu dao cắt (v/ph)	số vòng quay băng tải trung gian (v/ph)	số vòng quay băng tải cuối (v/ph)	Hành trình xilanh lực cụm dao cắt Max (mm)	Hành trình xilanh lực nâng hạ băng tải cuối cụm Max (mm)	Áp suất dầu (kg/cm ²)	Lưu lượng dầu (l/ph)	Tiêu thụ nhiên liệu (lít/giờ)
I		100	100	3,5	20	11,7	11,8	250		105,5	155	4
II		240	240	12,7	35,8	15,4	15,4	250		105,7	211	4,3
II		300	300	15,9	45,5	25,5	25,5	250		105,5	250	4,7
IV		320	320	17,6	50	35,7	35,7	250		105,4	300	5,15

Người lấy mẫu:Lê Đình Nhật Hoài và Đặng văn Hiệp - Ngày lấy mẫu: 13/08/2008

- I- Chế độ làm việc mức độ thấp, van điều tiết dầu thủy lực để mức tối thiểu (tay gas của động cơ để tại mức 2/3 gas)
- II- Chế độ làm việc mức độ trung bình,van điều tiết dầu thủy lực để mức trung bình (tay gas của động cơ để tại mức 2/3 gas)
- III- Chế độ làm việc mức độ cao,van điều tiết dầu thủy lực để mức trung bình (tay gas của động cơ để tại mức 2/3 gas)

5.4. Thí nghiệm thăm dò có tải của máy cắt rong.

Để khảo nghiệm có tải chúng tôi tiến hành thí nghiệm thăm dò và xác định vận tốc của hệ dao cắt, và hệ máy trên cơ sở có các kết luận, chúng tôi sẽ tiến hành khảo nghiệm các chức năng làm việc của dao như cắt rong, vớt bèo... công thức khảo nghiệm tham do xây dựng vận tốc dao và vận tốc tiến của máy trên cơ sở điều chỉnh

Vận tốc 3 cụm dao cắt đồng tốc và điều chỉnh làm việc vận tốc thấp nhất và vận tốc tiến của máy điều chỉnh chế độ định mức theo thiết kế.

5.4.1. Khảo nghiệm vận tốc hệ dao cắt

Trên cơ sở mật độ rong được chọn ở mức trên trung bình 24 kg/m^2 . Chúng tôi tiến hành khảo nghiệm xây dựng chế độ cắt, tìm vận tốc trung bình hợp lý của hệ dao cắt trên cơ sở cho vận tốc tiến của máy định mức được xác định ngay từ ban đầu để bảo đảm năng suất cắt đã lựa chọn thiết kế với vận tốc tiến của máy là 1,8 -2 Km/giờ và vận tốc nước tại thời điểm khảo nghiệm là 0,15m/s.

Kết quả khảo nghiệm trình bày trong bảng 5.6 bên dưới

Bảng 5.6 số liệu vận tốc trung bình dao và các thông số chất lượng liên quan

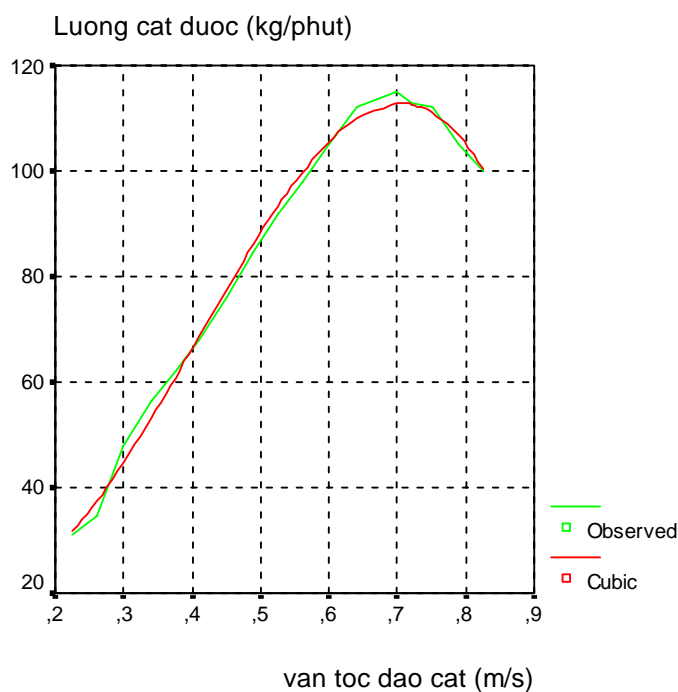
	Vận tốc dao cắt(m/s)																
Vận tốc cam (vòng/phút)	90	105	120	135	150	165	180	195	210	225	240	255	270	285	300	315	330
Vận tốc dao (m/s)	0,225	0,26	0,3	0,34	0,375	0,41	0,45	0,49	0,525	0,56	0,6	0,64	0,7	0,71	0,75	0,79	0,825
Lượng cắt được (kg /phút)	31,02	34,5	47,9	56,4	62,04	67,7	76,14	84,6	91,65	106	120	116	110	113	116	120	121,3
Hiệu suất thu hồi	22,5	24,5	34,5	40	44,5	48,5	53,5	60,5	65,5	75,5	83	85	87	88	90	90	90
Tình trạng cụm dao cắt	bị kẹt dao, lát cắt bị dập, có nhiều gốc	bị kẹt dao, lát cắt bị dập, có nhiều gốc	bị kẹt dao, lát cắt bị dập, có nhiều gốc	bị kẹt dao, lát cắt bị dập, có nhiều gốc	bị kẹt dao, lát cắt bị dập, có nhiều gốc	bị kẹt dao, lát cắt bị dập, có nhiều gốc	bị kẹt dao, lát cắt bị dập, có nhiều gốc	giảm kẹt dao, lát cắt bị dập, có ít gốc rong bị nhỏ	giảm kẹt dao, lát cắt ít dập, có ít gốc rong bị nhỏ	lát cắt sắc, không có góc rong bị nhỏ	lát cắt sắc, không có góc rong bị nhỏ	lát cắt sắc, không có góc rong bị nhỏ	lát cắt sắc, không có góc rong bị nhỏ	lát cắt sắc, không có góc rong bị nhỏ	lát cắt sắc, không có góc rong bị nhỏ	lát cắt sắc, không có góc rong bị nhỏ	lát cắt sắc, không có góc rong bị nhỏ, nhiều cây bị cắt thành nhiều

	rong bị nhỏ	rong bị nhỏ	rong bị nhỏ	rong bị nhỏ	nhỏ	nhỏ	rong bị nhỏ	rong bị nhỏ						thành nhiều khúc	cắt thành nhiều khúc	thành nhiều khúc	thành nhiều khúc	khúc
--	----------------	-------------------	-------------------	-------------------	-----	-----	----------------	-------------------	--	--	--	--	--	------------------------	-------------------------------	------------------------	------------------------	------

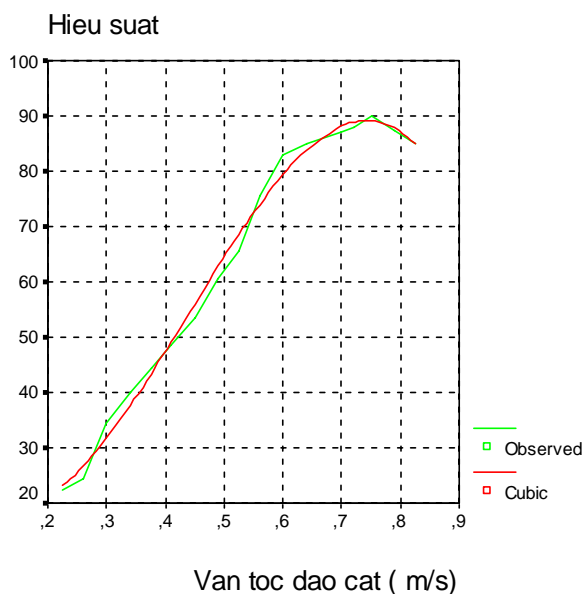
Người lấy mẫu: Lê Đình Nhật Hoài và Đặng văn Hiệp, ngày lấy mẫu: 15/08/2008

Sử dụng phần mềm SPSS biểu diễn quan hệ tương quan giữa vận tốc dao và lượng cát và hiệu suất thu hồi trên cơ sở xác định ma65t độ và vận tốc tiên được giữ theo thiết kế

định mức (xem thêm phụ lục 1)



Hình 5.4. Biểu đồ vận tốc dao và lượng cát



Hình 5.5- Biểu đồ vận tốc dao và hiệu suất thu hồi sản phẩm

Nhận xét:

- Vận tốc trung bình của hệ dao cắt nằm trong khoảng 0,2-0,4m/s cho chất lượng cắt thấp nhất, hiệu suất lượng sản phẩm thu được dưới mức 50%
- Vận tốc dao trung bình ở dải 0,41- 0,8 m/s hiệu suất thu hồi sản phẩm đạt trên 50 %.
- Vận tốc dao trung bình hợp lý ở dải 0,5 -0,64m/s cho chất lượng cắt tốt nhất, lát cắt sắc, cây không bị cắt làm nhiều lần, chi phí năng lượng thấp.
- Điểm vận tốc dao trung bình làm việc hợp lý nhất ở mức 0,6m/s ứng với vận tốc tiến của máy 0,5 m/s và mật độ rong là 24kg/m².
- Để chất lượng cắt rong tốt cũng như hiệu suất thu gom sản phẩm sau cắt cao quan hệ động học giữa vận tốc dao và vận tốc tiến là 1,2.
- Kết quả đánh giá các chỉ tiêu về khảo nghiệm thông qua phần mềm SPSS có hệ số tương quan $R = 0,99467$ và sai số chuẩn là :0,57128 cho thấy kết quả số liệu đo đạt khi khảo nghiệm là đáng tin cậy (xem thêm phụ lục 2).

5.4.2. Khảo nghiệm vận tốc hệ dao cắt và vận tốc tiến của máy

Mục tiêu của việc khảo nghiệm này là xây dựng được chế độ cắt hợp lý giữa hệ dao cắt và vận tốc tiến của máy theo mật độ rong. Kết quả của việc khảo nghiệm chức năng cắt rong là xây dựng được các mối quan hệ vận tốc hợp lý và xác định được năng suất và chi phí nhiên liệu. Yêu cầu cắt rong bảo đảm sạch, cắt sát được gốc để hạn chế thời gian sinh trưởng và vớt sạch để hạn chế và giảm thiểu sự nảy sinh phát triển sau khi cắt.

Trên cơ sở mật độ rong được chọn ở mức trên trung bình 24 kg/m². Chúng tôi tiến hành xây dựng tìm vận tốc tiến hợp lý của máy và hệ dao cắt trên cơ sở cho vận tốc hệ dao cắt chọn là 0,6 m/s cố định và xác định vận tốc tiến của máy với vận tốc nước tại thời điểm khảo nghiệm là 0,15m/s.

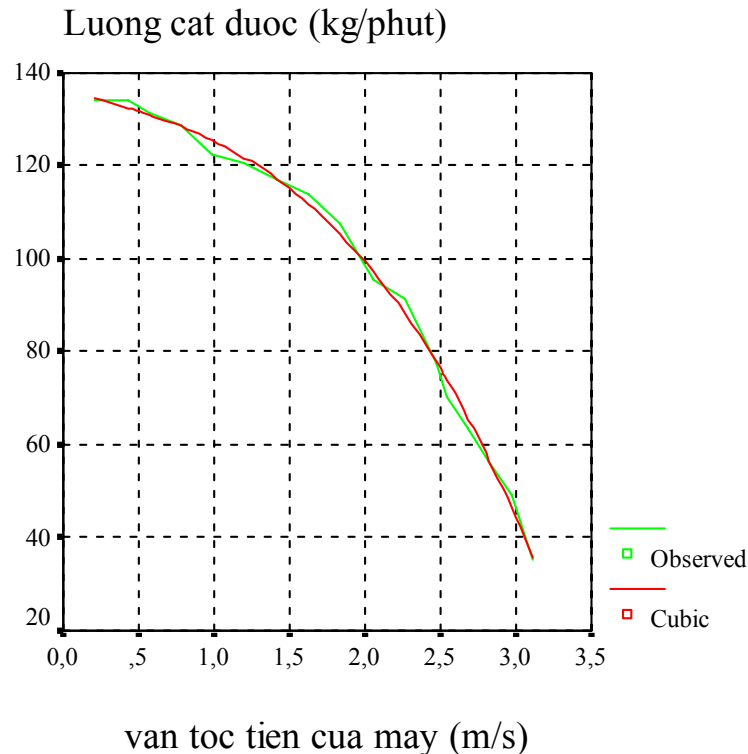
Kết quả khảo nghiệm trình bày trong bảng 5.7 bên dưới

Bảng 5.7 - Vận tốc tiến của máy và các thông số chất lượng liên quan (m/s)

Vận tốc quay bánh xe nước (vòng /phút)	0,75	1,5	2	2,75	3,5	4,25	5	5,75	6,5	7,25	8	8,75	9	9,5	10	10,5	11
Vận tốc bánh xe nước (m/s)	0,059	0,118	0,157	0,216	0,275	0,334	0,393	0,451	0,510	0,569	0,628	0,687	0,707	0,746	0,785	0,824	0,864
Vận tốc tiến(Km/h)	0,212	0,424	0,565	0,777	0,989	1,201	1,413	1,625	1,837	2,049	2,261	2,473	2,543	2,685	2,826	2,967	3,109
lượng cắt được (tính kg/phút)	133,95	133,95	133,95	133,95	119,85	119,85	119,85	119,85	112,8	98,7	91,65	77,55	70,5	63,45	56,4	49,35	35,25
hiệu suất thu hồi	0,95	0,95	0,95	0,95	0,85	0,85	0,85	0,85	0,8	0,7	0,65	0,55	0,5	0,45	0,4	0,35	0,25

Tình trạng dao cắt	Lát cắt sắc, cây bị cắt thành nhiều khúc	Lát cắt sắc, cây bị cắt thành nhiều khúc	Lát cắt sắc, cây bị cắt thành nhiều khúc	Lát cắt sắc, cây bị cắt thành nhiều khúc	Lát cắt sắc, cây bị cắt thành nhiều khúc	Lát cắt sắc, còn một số cây bị cắt thành nhiều khúc	Lát cắt sắc, còn một số cây bị cắt thành nhiều khúc	Lát cắt sắc không còn cây bị cắt thành nhiều khúc	Lát cắt sắc không còn cây bị cắt thành nhiều khúc	Lát cắt sắc không còn cây bị cắt thành nhiều khúc	lát cắt sắc, có nhiều cây rong bị nhỏ gốc	lát cắt sắc, có nhiều cây rong bị nhỏ gốc	lát cắt sắc, có nhiều cây rong bị nhỏ gốc	lát cắt sắc, có nhiều cây rong bị nhỏ gốc	lát cắt sắc, có nhiều cây rong bị nhỏ gốc	lát cắt bị đập sắc, có nhiều cây rong bị nhỏ gốc	lát cắt bị đập có nhiều cây rong bị nhỏ gốc
--------------------------	---	---	---	---	---	---	--	---	---	--	--	--	--	--	--	--	--

Sử dụng phần mềm SPSS để xây dựng quan hệ vận tốc tiến của máy, vận tốc hệ dao và lượng cắt (xem thêm phụ lục 2)



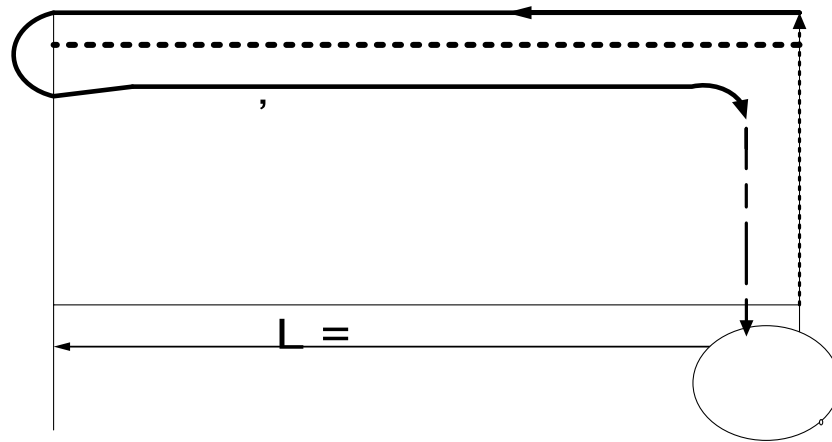
Hình 5.6 -Biểu đồ vận tốc tiến của máy và lượng cắt

Nhận xét:

- Vận tốc tiến của máy cắt rong cỏ nằm trong khoảng 0,2-0,36m/s cho chất lượng cắt thấp nhất, cây bị cắt thành nhiều khúc.
- Vận tốc tiến của máy cắt rong cỏ ở dải 0,4 - 0,6 m/s cho chất lượng cắt tốt nhất, lát cắt sắc, cây không bị cắt làm nhiều lần, chi phí năng lượng thấp.
- Vận tốc tiến của máy cắt rong cỏ ở dải 0,6 - 0,85m/s lát cắt sắc, một số cây rong bị nhổ gốc do dao chưa kịp cắt.
- Điểm vận tốc tiến của máy cắt rong cỏ trung bình làm việc hợp lý nhất ở mức 0,4 - 0,6m/s chọn vận tốc tiến của máy 0,5 m/s (1,8km/giờ) và mật độ rong là 24kg/m².
- Để chất lượng cắt rong tốt cũng như hiệu suất thu gom sản phẩm sau cắt cao quan hệ động học giữa vận tốc dao và vận tốc tiến là 1,1 ÷ 1,3.
- Kết quả đánh giá các chỉ tiêu về khảo nghiệm thông qua phần mềm SPSS có hệ số tương quan R =0,99551 và sai số chuẩn là :0,27897 cho thấy kết quả số liệu đo đạc khi khảo nghiệm là đáng tin cậy (xem thêm phụ lục 2).

5.4.3. Thực hiện thí nghiệm thăm dò cách đổ sản phẩm lên bờ ở một phía

Trên cơ sở số liệu xác định được vận tốc hợp lý của dao cắt chúng tôi tiến hành thí nghiệm và khảo nghiệm xác định chế độ chạy hợp lý của máy từ đó tiến hành khảo nghiệm các chức năng làm việc của máy và cách đổ sản phẩm lên bờ để bảo đảm tính tiện ích và tính kinh tế. Bố trí thí nghiệm xác định chế độ chạy hợp lý của máy được thực hiện ở chức năng cắt rong. Việc thực hiện chức năng cắt rong được tiến hành trên cơ sở điều chỉnh các tay điều khiển thủy lực mức độ trung gian cụ thể cho 3 dao cắt ở vị trung gian (theo thiết kế định mức) vận tốc dao 240 vòng / phút tương ứng vận tốc dao max là 0,942m/s ($V_{tbd} = 0,6 \text{ m/s}$), vận tốc tiến của máy là 1,8 km/ giờ ($V_{tbn} = 0,5 \text{ m/s}$) và vận tốc băng tải đề đề tại vị trí trung gian. Sơ đồ hoạt động của máy như hình 5.7



Hình 5.7- Sơ đồ chạy lý thuyết thực hiện cắt rong đổ sản phẩm về một phía

Trình tự khảo nghiệm tiến hành theo các bước: xác định mật độ rong trên kênh tại các vị trí lấy ngẫu nhiên như bảng 5.2 đã mô tả rồi sử dụng thước dây xác định chiều dài của đường chạy máy và vị trí dự kiến sẽ đổ rong một phía và hai phía. Nhằm để hỗ trợ người lái máy thực hiện các đường chạy không trùng nhau, Chúng tôi tiến hành thực hiện cắm tiêu phân biệt từng đường chạy. Kết quả khảo nghiệm máy hoạt động chức năng cắt rong đổ rong về một phía trình bày bảng 5.7

Quay
vòng

τ_5

τ_2

Bảng 5.8.-Số liệu cắt rong chạy máy theo sơ đồ chạy thứ nhất
(MÁY CẮT RONG VÀ ĐỒ ĐỒNG SẢN PHẨM Ở MỘT PHÍA)

	Thời gian chạy ra cắt	T thời gian cắt rong đi	T thời gian quay đầu máy	T thời gian cắt rong về	T thời gian đến vị trí đồ bờ	T thời gian đồ lên bờ	Tổng thời gian	diện tích cắt (đi)	diện tích cắt (về)	Tổng diện tích	khối lượng cắt	năng suất cắt	chi phí nhiên liệu	vận tốc tiến định mức (0,48m/s)	Vận tốc dao
STT	τ_1 (phút)	τ_2 (phút)	τ_3 (phút)	τ_4 (phút)	τ_5 (phút)	τ_6 (phút)	τ (phút)	f(ha)	f(ha)	f(ha)	m(kg)	(ha/giờ)	(lít/giờ)	(Km/giờ)	m/s
1	1,8	3,2	0,45	3,8	2,30	0,8	12,35	0,0227	0,0269	0,0496	952	0,241	5,15	1,8	0,65
2	1,85	3,25	0,50	4,20	2,00	0,9	12,7	0,0230	0,0297	0,0527	1.013	0,2149	5,44	1,75	0,65
3	2,05	3,5	0,60	4,20	2,10	0,95	13,4	0,0248	0,0297	0,0545	1.047	0,244	5	1,8	0,65
4	1,65	4,2	0,40	3,70	2,20	1,200	13,35	0,0297	0,0262	0,0559	1.074	0,251	4,66	1,55	0,65
5	1,82	3,5	0,50	3,10	1,80	1,02	11,74	0,0248	0,0219	0,0467	897	0,239	5,4	1,85	0,65
6	1,75	4,2	0,45	3,30	1,85	0,75	10,45	0,0297	0,0234	0,0531	1.020	0,305	4,94	1,8	0,65
7	2	4,4	0,65	4,50	2,00	1,05	14,6	0,0312	0,0319	0,0630	1.210	0,259	4,3	1,5	0,65
8	1,9	4,1	0,55	3,80	1,70	1,1	13,15	0,0290	0,0269	0,0559	1.074	0,255	5,32	1,8	0,65
9	1,75	3,54	0,50	4,20	1,85	0,8	12,64	0,0251	0,0297	0,0548	1.052	0,260	4,72	1,65	0,65
10	1,85	4,4	0,44	3,00	1,75	0,85	12,29	0,0312	0,0212	0,0524	1.006	0,256	5,21	1,8	0,65

Báo cáo tổng kết khoa học và kỹ thuật Đề tài KC.05.01/06-10

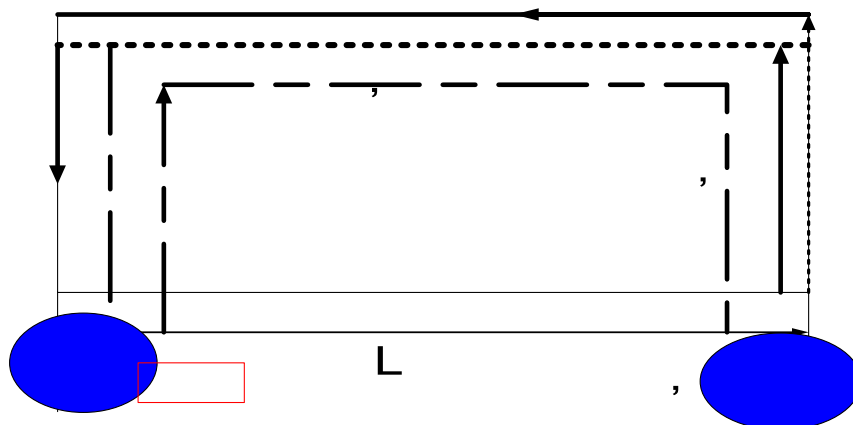
11	1,78	3,5	0,50	4,00	1,85	0,83	12,46	0,0248	0,0283	0,0531	1.020	0,256	4,58	1,6	0,65
12	1,95	3,25	0,54	4,20	1,60	0,95	12,49	0,0230	0,0297	0,0527	1.013	0,253	4,88	1,7	0,65
13	1,85	3,75	0,45	3,60	5,63	0,82	16,1	0,0266	0,0255	0,0520	999	0,194	5,55	1,9	0,65
14	1,92	3,45	0,53	3,20	6,15	0,95	16,2	0,0244	0,0227	0,0471	904	0,174	5,27	1,8	0,65
15	1,88	4,2	0,55	3,75	5,52	0,85	16,75	0,0297	0,0266	0,0563	1.081	0,202	4,85	1,65	0,65
trung bình	1,85	3,76	0,51	3,77	2,56	0,921	13,378	0,02664	0,02669	0,0533	1.024	0,243	5,02	1,73	0,65

Người lấy mẫu: Lê Đình Nhật Hoài và Đặng Văn Hiệp

Ngày lấy mẫu: 14/08/2008

5.4.4. Thực hiện thí nghiệm thăm dò các đồ sản phẩm lên bờ ở hai phía

Chế độ hoạt động của máy cũng thực hiện tương tự như sơ đồ chạy dao đồ rong về một phía hình 5.7. Vận tốc dao đạt tay điều chỉnh tại vị trí trung bình 240 vòng / phút, ($V_{tb} 0,65 \text{ m/s}$), vận tốc tiến của máy là 1,8 km/ giờ $V_{ttb} = 0,5 - 0,55 \text{ m/s}$ và vận tốc băng tải để để tại vị trí trung gian. Hoạt động của máy chỉ thực hiện một đường chạy cắt rong và đồ rong, bèo thành hai phía như hình 4.8



Hình 5.8 –Sơ đồ chạy máy cắt rong đồ sản phẩm về hai phía

Quay
vòng

τ_3

τ_4

Bảng 5.9-Số liệu cắt rong chạy máy theo sơ đồ chạy thứ hai
(MÁY LÀM VIỆC LIÊN TỤC VÀ ĐỒ SẢN PHẨM HAI PHÍA)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	Tgian chạy ra cắt	T gian cắt rong	T gian đến vị trí đồ	T gian đồ lên bờ	Tổng thời gian	Tổng diện tích cắt (đi)	khối lượng cắt(đi)	Năng suất cắt	Chi phí nhiên liệu	vận tốc tiến định mức của máy (0.48m/s)	vận tốc dao
Thứ tự	τ_1 (phút)	τ_2 (phút)	τ_3 (phút)	τ_4 (phút)	τ (phút)	f(ha)	m(kg)	(ha/giờ)	(lít/giờ)	(Km/giờ)	(m/s)
1	1,80	6,95	1,25	0,80	10,80	0,0492	945	0,273	4,85	1,80	0,65
2	1,85	7,15	1,32	0,90	11,22	0,0506	972	0,271	5,00	1,75	0,65
3	2,05	7,25	1,42	0,95	11,67	0,0513	986	0,264	4,95	1,80	0,65
4	1,65	7,15	1,35	1,20	11,35	0,0506	972	0,268	4,86	1,55	0,65
5	1,82	6,52	1,35	1,02	10,71	0,0462	886	0,259	4,95	1,85	0,65
6	1,75	6,50	1,25	0,75	10,25	0,0460	884	0,269	4,94	1,80	0,65
7	2,00	7,20	1,28	1,05	11,53	0,0510	979	0,265	4,58	1,50	0,65
8	1,90	6,80	1,20	1,10	11,00	0,0481	924	0,263	5,05	1,80	0,65
9	1,75	7,24	1,18	0,80	10,97	0,0513	984	0,280	4,72	1,65	0,65
10	1,85	7,20	1,25	0,85	11,15	0,0510	979	0,274	5,00	1,80	0,65

11	1,78	7,30	1,32	0,83	11,23	0,0517	992	0,276	4,58	1,60	0,65
12	1,95	6,55	1,24	0,95	10,69	0,0464	890	0,260	4,88	1,70	0,65
13	1,85	6,75	1,08	0,82	10,50	0,0478	918	0,273	5,20	1,90	0,65
14	1,92	6,45	1,05	0,95	10,37	0,0457	877	0,264	4,87	1,80	0,65
15	1,88	6,75	1,04	0,85	10,52	0,0478	918	0,273	4,75	1,65	0,65
Trung bình	1,85	6,92	1,24	0,92	10,93	0,0490	940	0,269	4,88	1,73	0,65

Người lấy mẫu: Lê Đình Nhật Hoài và Đặng văn Hiệp

Ngày lấy mẫu: 15/08/2008

Nhận xét :

- Ở công thức 1 do đổ rong về một phía nên máy phải có thêm thời gian quay lại 360 Để thực hiện thao tác cắt trên đường chạy về và tính thêm thời gian cắt chạy về. Do có thêm thao tác quay đầu nên tồn thêm chi phí thời gian, mặt khác còn phải tốn thêm thời gian định vị máy cũng như thao tác nâng hạ dao cắt và thời gian lấy lại vận tốc tiến của máy và vận tốc cắt tương ứng nên cần chi phí thời gian hơn.

- Ở công thức 2 do đổ hai đầu, thực hiện đường chạy cắt liên tục, giảm thời gian quay đầu nên tiết kiệm tổng thời gian cho một lần cắt. thời gian tổng trung bình là 10,93 giây trong khi công thức 1 cần 12,3 phút(cho phép tiết kiệm 11% thời gian)
- Năng suất ở công thức chạy 2 là 0,27 ha/h trong khi công thức 1 là 0,243 ha /giờ. Năng suất tăng 11 % và chi phí nhiên liệu giảm 2,78%
- Để tránh việc cắt sót hoặc xéo nát rong phía dưới , phải thực hiện cắt tạo lõi ở các đường quay vòng cả hai phương pháp

Kết luận

Lựa chọn công thức 2 cho máy hoạt động theo sơ đồ đổ rong từ hai phía cho các chức năng.

5.5. Khảo nghiệm các chế độ làm việc của máy cắt rong.

Trên cơ sở xác định sơ đồ chạy theo sơ đồ 2, chúng tôi thực hiện khảo nghiệm hoạt động cắt rong theo 3 chế độ làm việc, từ mỗi công thức khảo nghiệm rút ra các nhận xét và cuối cùng là xây dựng được chế độ làm việc hợp của các cụm. các công thức khảo nghiệm bao gồm

- Vận tốc 3 cụm dao cắt đồng tốc và điều chỉnh làm việc vận tốc thấp nhất và vận tốc tiến của máy điều chỉnh chế độ định mức theo thiết kế.
- Vận tốc 3 cụm dao cắt đồng tốc và điều chỉnh làm việc vận tốc trung bình và vận tốc tiến của máy điều chỉnh chế độ định mức theo thiết kế.
- Vận tốc 3 cụm dao cắt đồng tốc và điều chỉnh làm việc vận tốc cao nhất và vận tốc tiến của máy điều chỉnh chế độ trên định mức.

Chú ý: trong quá trình khảo nghiệm 3 công thức vị trí tay ga động cơ đặt ở mức trên 60 %

5.5.1. Khảo nghiệm chức năng cắt rong với vận tốc dao thấp, vận tốc tiến trung bình

Mục tiêu: xác định khả năng làm việc của dao cắt ở chế độ vận tốc thấp hơn định mức thiết kế trên cơ sở phân bố mật độ theo thực tế trên suốt đường chạy.

Bảng 5.10-số liệu khảo nghiệm máy cắt rong hoạt động theo chế độ vận tốc dao thấp-vận tốc tiến trung bình

(Phương pháp chạy máy 2 - đồ sản phẩm hai phía

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Thứ tự	Mật độ rong	Tổng thời gian thực hiện	Vận tốc quay của dao cắt	Vận tốc tiến của máy	Tổng diện tích	Khối lượng rong	Năng suất	Chi phí nhiên liệu	Chất lượng cắt	Hiện tượng máy
	kg/m ²	t(phút)	(m/s)	(m/s)	f(ha)	Kg	Ha/giờ	(Lít /giờ)	quan sát	Cảm nhận
1	28,5	16,95	0,40	0,50	0,0495	907,34	0,175	7,88	rong bị bể gãy,và bị sót, lõi có nhiều cây bị nhổ gốc	dao bị ghệt
2	26,2	16,25	0,40	0,48	0,05	851,50	0,185	7,85	rong bị bể gãy,và bị sót, lõi có nhiều cây bị nhổ gốc	dao bị ghệt
3	22,3	15,85	0,40	0,45	0,0485	699,86	0,184	7,88	rong bị bể gãy,và bị sót, lõi có nhiều cây bị nhổ gốc	dao bị ghệt
4	28,4	16,35	0,40	0,48	0,0486	890,84	0,178	7,95	rong bị bể gãy, và bị sót, lõi có nhiều cây bị nhổ gốc	dao bị ghệt
5	11,2	8,82	0,40	0,46	0,052	495,04	0,354	6,5	Lát cắt sắc	hoạt động bình

										thường
6	14,5	8,57	0,40	0,42	0,052	627,64	0,364	6,5	lát cắt sắc	hoạt động bình thường
7	16,3	8,45	0,40	0,47	0,056	723,52	0,398	6,5	co nhiều cong rong bị bề gãy,và bị sót, lỗi	hoạt động bình thường
8	19,2	8,8	0,40	0,52	0,051	832,32	0,348	6,8	co nhiều cong rong bị bề gãy	hoạt động bình thường
9	13,5	8,24	0,40	0,53	0,0513	723,52	0,374	6,5	Lát cắt sắc	hoạt động bình thường
10	12,5	8,2	0,40	0,52	0,051	528,87	0,373	6	Lát cắt sắc	hoạt động bình thường
11	28,4	16,8	0,40	0,51	0,0517	846,85	0,185	7,9	rong bị bề gãy	dao bị ghệt
12	27,4	16,85	0,40	0,52	0,0454	743,65	0,162	7,95	rong bị bề gãy,và bị sót, lỗi	dao bị ghệt
13	26,4	16,75	0,40	0,51	0,0478	782,96	0,171	7,88	rong bị bề gãy,và bị sót, lỗi	dao bị ghệt
14	19,7	10,65	0,40	0,55	0,0457	570,34	0,257	6,5	rong bị bề gãy,và bị sót, lỗi	dao cắt bắt đầu có hiện tượng quá tải
15	28,2	17,95	0,40	0,52	0,0478	876,17	0,160	7,98	rong bị bề gãy,và bị	dao bị ghệt,

									sốt, lỗi	thình thoảng phải dừng máy nâng dao để xử lý
Số trung bình	21,51	13,03	0,40	0,50	0,050	740,03	0,258	7,24		

Người lấy mẫu: Lê Đình Nhật Hoài và Đặng Văn Hiệp, ngày lấy mẫu: 16/08/2008

Nhận xét

Khảo nghiệm chất lượng cắt và chi phí nhiên liệu Khi dao cắt chạy ở chế độ thấp V_{tb} 0,4 m/s (số vòng quay của trục cam là 100 vòng /phút) và vận tốc tiến của máy điều chỉnh mức trung bình 1,8km/giờ (0,5 m/s)

- Ở mật độ rong cao $> 20\text{kg/m}^2$ dao bị ghet và bị kẹt, dao bắt đầu có hiện tượng bị quá tải. thình thoảng phải nâng dao lên khỏi mặt nước để kiểm tra và phải tăng tốc độ dao lên để vượt tải do dao bị cỏ dại nê, nhiều cây rong bị bẻ gãy do móc vào dao và bị máy kéo đi bật gốc rong lên. Tỷ lệ sót cao trên 20%, chi phí nhiên liệu cao $\geq 7,8$ lít /giờ (do phải dừng máy xử lý và tăng gas để vượt tải), lượng rong thu được ít hơn so với tính toán năng suất thu được từ một đường chạy
- Mật độ $< 18 \text{ kg/m}^2$ máy hoạt động bình thường, không nghe tiếng khua, lát cắt sắc, tỷ lệ thu hồi rong cao đạt mức $> 85\%$, máy hoạt động ổn định., chi phí nhiên liệu thấp hơn (do không phải dừng máy xử lý) chi phí nhiên liệu $\leq 6,5$ lít/ giờ

5.5.2. Khảo nghiệm xác định chất lượng cắt ở chế độ dao cắt định mức vận tốc tiến định mức.

Mục tiêu: Xác định khả năng làm việc của dao cắt ở chế độ vận tốc trung bình mức thiết kế và vận tốc tiến định mức trên cơ sở phân bố mật độ theo thực tế trên suốt đường chạy. xác định chất lượng cắt theo chế độ cắt này và chi phí nhiên liệu. Chế độ máy được hoạt động ở chế độ định mức bao gồm vận tốc dao định mức trung bình điều chỉnh van tiết lưu tại vị trí trung gian 240 vòng /phút tương ứng vận tốc dao 0,6 m/s và vận tốc tiến của máy giữ vị trí định mức theo năng suất thiết kế 1,8km/giờ. kết quả khảo nghiệm như bảng 4.10

Bảng số 5.11-Số liệu khảo nghiệm hoạt động cắt rong theo vận tốc dao và vận tốc tiến mức trung bình

máy làm việc theo phương pháp 2 (đổ rong hai phía)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Thứ tự	Mật độ rong	Thời gian cắt	Vận tốc của daocắt	Vận tốc tiến của máy	Tổng diện tích	Khối lượng rong	Năng suất	Chi phí nhiên liệu	Chất lượng cắt	Hiện tượng máy
	kg/m2	t(phút)	(m/s)	(m/s)	f(ha)	Kg	Ha/giờ	(Lít /giờ)	quan sát	
1	16,80	10,95	0,60	0,51	0,0495	681,62	0,271	6,80	Lát cắt sắc, không bị sót cây,cây không dập	dao hoạt động bình thường
2	17,20	10,3	0,60	0,48	0,05	731,00	0,293	6,95	Lát cắt sắc, không bị sót cây,cây không dập	dao hoạt động bình thường
3	24,30	12,9	0,60	0,45	0,049	997,65	0,226	6,87	lát cắt sắc, không bị sót cây,cây không dập	dao hoạt động bình thường
4	27,40	12,4	0,60	0,48	0,049	1.123,63	0,236	6,9	Lát cắt sắc, không bị sót cây,cây không dập	dao hoạt động bình thường
5	28,80	13,8	0,60	0,46	0,052	1.246,44	0,226	7	Lát cắt sắc, không bị sót cây,cây không dập	nhẹ tải, có tiếng khua
6	24,50	13,6	0,60	0,42	0,052	1.069,64	0,230	6,85	lát cắt sắc, không bị sót cây,cây không dập	nhẹ tải, có tiếng khua
7	16,90	9,45	0,60	0,47	0,056	771,12	0,356	6,78	Lát cắt sắc, không bị sót	nhẹ tải, có tiếng khua

									cây, cây không dập	
8	19,20	10,8	0,60	0,57	0,051	832,32	0,283	6,85	lát cắt sắc, không bị sót cây, cây không dập	dao hoạt động bình thường
9	28,50	12,2	0,60	0,58	0,051	1.229,66	0,251	7	Lát cắt sắc, không bị sót cây, cây không dập	dao hoạt động bình thường
10	12,50	10,2	0,60	0,53	0,051	528,87	0,300	6,5	Lát cắt sắc, không bị sót cây, cây không dập	dao hoạt động nhẹ tải có tiếng khua
11	28,40	13,8	0,60	0,57	0,052	1.239,25	0,225	7,05	Lát cắt sắc, không bị sót cây, cây không dập	dao hoạt động bình thường
12	27,40	12,9	0,60	0,52	0,045	1.049,65	0,212	6,85	Lát cắt sắc, không bị sót cây, cây không dập	dao hoạt động bình thường
13	26,40	13,8	0,60	0,55	0,048	1.064,51	0,209	6,9	Lát cắt sắc, không bị sót cây, cây không dập	dao hoạt động bình thường
14	29,70	14,7	0,60	0,55	0,046	1.134,27	0,187	7,05	Lát cắt sắc, không bị sót cây, cây không dập	dao hoạt động bình thường
15	28,20	14	0,60	0,54	0,048	1.145,77	0,206	7	Lát cắt sắc, không bị sót cây, cây không dập	dao hoạt động bình thường
Số trung bình	23,75	12,37	0,60	0,51	0,050	989,69	0,247	6,89		

Người lấy mẫu: Lê Đình Nhật Hoài và Đặng Văn Hiệp, ngày lấy mẫu: 17/08/2008

Nhận xét:

- Ở mật độ rong $\rho \leq 20 \text{ kg/m}^2$ máy hoạt động ổn định. Lát cắt rong sắc, không có không tìm thấy cọng cắt lại, tỷ lệ thu hồi cao $\geq 85\%$, chi phí nhiên liệu tiêu thụ ngang mức khi cho dao chạy ở chế độ thấp mật độ thấp.
- Ở mật độ rong $\rho > 20 \text{ kg/m}^2$ máy hoạt động ổn định. Lát cắt rong sắc, không có không tìm thấy cọng cắt lại, tỷ lệ thu hồi cao $\geq 85\%$, chi phí nhiên liệu thấp, máy hoạt động ổn định, không có hiện tượng góc rong bị nhỏ bật.

5.5.3. Khảo nghiệm cắt rong theo chế độ vận tốc dao cắt nhanh - vận tốc tiến định mức.

Mục tiêu

Xác định khả năng làm việc của dao cắt ở chế độ vận tốc dao cắt nhanh còn vận tốc trung bình ở mức thiết kế định mức trên cơ sở phân bố mật độ theo thực tế trên suốt đường chạy. Thông qua khảo nghiệm xác định chất lượng cắt và chi phí nhiên liệu.. kết quả khảo nghiệm như bảng 5.11

Bảng 5.12 -Số liệu khảo nghiệm cắt rong theo chế độ vận tốc dao cắt nhanh - vận tốc tiến định mức
(máy hoạt động theo phương pháp 2 đổ rong hai phía)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	Mật độ rong	Tổng thời gian	Vận tốc dao	vận tốc tiến của máy	Tổng diện tích	Khối lượng rong	Năng suất Ha/giờ	Chi phí nhiên liệu	Chất lượng cắt	Hiện tượng máy
	kg/m ²	τ (phút)	(m/s)	(m/s)	f(ha)	Kg	Ha/giờ	Lít /giờ	quan sát bằng mắt	cảm nhận và nghe bằng tai
1	28,8	13,95	0,80	0,55	0,0495	1.144,44	0,2129	6,78	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, lát cắt sắc	có tiếng khua của dao
2	27,2	13,25	0,80	0,52	0,058	1.340,96	0,2626	6,95	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, lát cắt sắc	có tiếng khua của dao
3	24,3	12,3	0,80	0,55	0,0583	1.199,23	0,2844	6,89	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, lát cắt sắc	có tiếng khua của dao
4	27,4	13,85	0,80	0,56	0,0526	1.216,11	0,2279	6,95	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, lát cắt sắc	có tiếng khua của dao
5	15,2	10,86	0,80	0,53	0,0482	622,74	0,2663	7,8	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, lát cắt sắc	có tiếng khua của dao manh
6	14,5	10,65	0,80	0,54	0,048	620,16	0,2704	6,95	Cây bị đứt thành nhiều	có tiếng khua của dao

									khúc nhỏ, lát cắt sắc	manh
7	16,9	10,3	0,80	0,57	0,051	658,92	0,2971	6,98	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, lát cắt sắc	có tiếng khua của dao
8	19,2	11,8	0,80	0,51	0,0485	791,52	0,2466	6,95	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, lát cắt sắc	có tiếng khua của dao
9	18,5	11,5	0,80	0,54	0,0573	715,10	0,299	7,35	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, lát cắt sắc	có tiếng khua của dao
10	12,5	11,2	0,80	0,54	0,051	404,43	0,2732	6,95	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, lát cắt sắc	có tiếng khua của dao nghe manh
11	28,4	12,3	0,80	0,58	0,0517	1.239,25	0,2522	7,05	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, lát cắt sắc	có tiếng khua của dao
12	27,4	11,55	0,80	0,53	0,0564	1.303,97	0,293	6,85	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, lát cắt sắc	có tiếng khua của dao
13	26,4	12,85	0,80	0,55	0,0578	1.287,21	0,2699	7,3	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, lát cắt sắc	có tiếng khua của dao
14	19,7	11,45	0,80	0,52	0,0487	753,39	0,2552	7,35	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, lát cắt sắc	có tiếng khua của dao
15	28,2	13,75	0,80	0,58	0,0578	1.385,47	0,2522	7,45	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, lát cắt sắc	có tiếng khua của dao
Số TB	22,31	12,10	0,80	0,54	0,05	978,86	0,26	7,10		

Người lấy mẫu: Lê Đình Nhật Hoài và Đặng văn Hiệp

Ngày lấy mẫu: 18/08/2008

Nhận xét:

- Mật độ rong phân bố gần tương tự như hai trường hợp trên, tuy nhiên năng suất cắt và lượng thu hồi không tăng.
- Dao cắt không bị quá tải.
- Dao cắt có tiếng khua và tiếng gõ lớn và đầu cắt cảm nhận rung.
- Trong quá trình thực hiện cắt, một số bu lông đai ốc bắt dao bị tự tháo gây sự cố
- Một số thân cây rong bị cắt thành nhiều lát nhỏ.



Hình 5.9 Dao cắt bị tự tháo lỏng



Hình 5.10. dao cắt và phân bố rong trên đường chạy



Hình 5.11- Dao cắt bị sự cố phải dừng lại sửa chữa

5.5.4. Khảo nghiệm cắt rong theo chế độ vận tốc dao cắt nhanh - vận tốc tiến trên mức.

Mục tiêu

Xác định khả năng làm việc của dao cắt ở chế độ vận tốc dao cắt nhanh và vận tốc tiến của máy cũng tiến trên giá trị định mức trên cơ sở phân bố mật độ theo thực tế trên suốt đường chạy. Thông qua khảo nghiệm xác định chất lượng cắt và chi phí nhiên liệu.

Bảng 5.13- Số liệu khảo nghiệm cắt rong theo chế độ dao cắt chạy nhanh và máy tiến nhanh trên định mức

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	Mật độ rong	thời gian cắt	Vận tốc dao	vận tốc tiến	Tổng diện tích	Khối lượng rong	Năng suất	Chi phí nghiên liệu	Chất lượng cắt	Hiện tượng máy
Thứ tự	kg/m ²	t(phút)	(m/s)	(m/s)	f(ha)	Kg	Ha/giờ	lít/ha	Quan sát bằng mắt	Cảm nhận và nghe bằng tai
1	27,8	10,95	0,80	0,65	0,0495	1.077,12	0,27	7,95	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, có lẫn gốc rễ	có tiếng khua của dao, khó điều khiển đầu cắt lên xuống
2	27,9	10,25	0,80	0,67	0,058	1.262,08	0,34	7,35	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, có nhiều cây bị nhỏ có rễ bám theo, thân bị dập	có tiếng khua của dao, khó điều khiển đầu cắt lên xuống
3	25,3	10,3	0,80	0,66	0,0583	1.175,33	0,34	7,15	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, có nhiều cây bị nhỏ có rễ bám theo, thân bị dập	có tiếng khua của dao, khó điều khiển đầu cắt lên xuống
4	27,4	10,85	0,80	0,66	0,0526	1.144,58	0,29	7,2	Cây bị đứt thành nhiều	có tiếng khua của dao,

									khúc nhỏ, có nhiều cây bị nhỏ có rễ bám theo, thân bị dập	khó điều khiển đầu cắt lên xuống
5	15,2	9,86	0,80	0,64	0,0482	586,11	0,29	7,21	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, số cây bị nhỏ có rễ bám theo ít hơn, thân bị dập	có tiếng khua của dao mạnh, khó điều khiển đầu cắt lên xuống
6	16,5	9,65	0,80	0,67	0,048	622,08	0,30	7,15	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, số cây bị nhỏ có rễ bám theo ít hơn, một số thân bị dập	có tiếng khua của dao mạnh, khó điều khiển đầu cắt lên xuống
7	16,9	9,3	0,80	0,67	0,051	660,96	0,33	7,25	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, số cây bị nhỏ có rễ bám theo ít hơn, một số thân bị dập	có tiếng khua của dao, khó điều khiển đầu cắt lên xuống
8	19,2	10,8	0,80	0,65	0,0485	744,96	0,27	7,55	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, số cây bị nhỏ có rễ bám theo ít hơn, một số thân bị dập	có tiếng khua của dao, khó điều khiển đầu cắt lên xuống
9	18,5	10,5	0,80	0,64	0,0573	880,13	0,33	7,35	Cây bị đứt thành nhiều	có tiếng khua của dao,

									khúc nhỏ, số cây bị nhỏ có rễ bám theo ít hơn, một số thân bị dập	khó điều khiển đầu cắt lên xuống
10	12,5	10,2	0,80	0,64	0,051	497,76	0,30	7,88	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, số cây bị nhỏ có rễ bám theo ít hơn, một số thân bị dập	có tiếng khua của dao nghe mạnh, khó điều khiển đầu cắt lên xuống
11	28,4	11,3	0,80	0,68	0,0517	1.166,35	0,27	7,58	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, có nhiều cây bị nhỏ có rễ bám theo, thân bị dập	có tiếng khua của dao, khó điều khiển đầu cắt lên xuống
12	27,4	11,55	0,80	0,53	0,0564	1.227,26	0,29	7,98	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, có nhiều cây bị nhỏ có rễ bám theo, thân bị dập	có tiếng khua của dao, khó điều khiển đầu cắt lên xuống
13	26,4	10,85	0,80	0,65	0,0578	1.211,49	0,32	7,24	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, có nhiều cây bị nhỏ có rễ bám theo, thân bị dập	có tiếng khua của dao, khó điều khiển đầu cắt lên xuống
14	19,7	9,45	0,80	0,62	0,0487	748,03	0,31	7,35	Cây bị đứt thành nhiều	có tiếng khua của dao,

									khúc nhỏ, số cây bị nhỏ có rễ bám theo ít hơn, một số thân bị dập	khó điều khiển đầu cắt lên xuống
15	28,2	11,75	0,80	0,64	0,0578	1.303,97	0,30	7,65	Cây bị đứt thành nhiều khúc nhỏ, có nhiều cây bị nhỏ có rễ bám theo, thân bị dập	có tiếng khua của dao, khó điều khiển đầu cắt lên xuống
Số liệu trung bình	22,49	10,50	0,80	0,64	0,05	953,88	0,30	7,46		

Người lấy mẫu: Lê Đình Nhật Hoài và Đặng Văn Hiệp, ngày lấy mẫu: 19/08/2008

Nhận xét:

- Vận tốc tiến của máy đạt mức 2,3 km giờ (lớn hơn vận tốc định mức), Người lái máy khó điều khiển máy cắt đi thẳng theo đường tiêu đã ấn định. Đường chạy không thẳng, cắt chập nhiều, lượng rong thu hồi không đạt như tính toán lý thuyết mặc dù mật độ đã được xác định là cao.
- Do dao chạy với vận tốc lớn nên có tiếng khua và tiếng gõ lớn
- Thân cây bị cắt thành nhiều khúc nhỏ và nhiều cây rong bị nhỏ gốc do dao cắt không kịp
- Chi phí nhiên liệu cao hơn các chế độ trước đó, tiêu hao 7,46 lít /giờ

5.5.5. Khảo nghiệm chức năng vớt bèo ván

Xác định chức năng vớt bèo của thiết bị, trong khi vẫn giữ nguyên chức năng cắt từ đó tiến hành đánh giá chi phí nhiên liệu. kết quả khảo nghiệm trình bày trong bảng 5.14

Thực hiện chức năng vớt bèo ván

Bảng 5.14 - Khảo nghiệm vớt bèo ván chạy máy theo sơ đồ chạy thứ 2 với vận tốc tiến định mức (chạy liên tục và đổ hai đầu)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Thứ tự	T chạy ra vớt bèo lục bình	Mật độ	T vớt bèo tây	T đến vị trí đổ	T đổ lên bờ	Tổng thời gian	Tổng diện tích vớt	Khối lượng bèo vớt được	Năng suất vớt	chi phí nhiên liệu	vận tốc tiến (0.5m/s)	Ghi nhận về máy
	τ_1 (phút)	kg/ m ²	τ_2 (phút)	τ_3 (phút)	τ_4 (phút)	τ (phút)	f(ha)	m (kg)	(ha/giờ)	(lít/giờ)	(Km/giờ)	Quan sát bằng mắt và cảm nhận
1	1,73	15,5	8,95	1,28	0,93	12,89	0,0634	981	0,236	6,1	1,8	máy hoạt động ổn định
2	1,82	18,6	8,15	1,32	0,85	12,14	0,0577	893	0,228	6,44	1,75	máy hoạt động ổn định
3	1,9	16,2	7,25	1,42	0,95	11,52	0,0513	795	0,214	6,2	1,8	máy hoạt động ổn định
4	1,68	14,7	8,15	1,25	1,200	12,28	0,0577	893	0,226	6,2	1,55	máy hoạt động ổn định
5	1,82	16,5	8,52	1,38	1,02	12,74	0,0603	934	0,227	6,1	1,85	máy hoạt động

												ổn định
6	1,78	17,3	7,5	1,25	0,75	11,28	0,0531	822	0,226	6,1	1,8	máy hoạt động ổn định
7	1,95	18,4	8,2	1,28	1,05	12,48	0,0581	899	0,223	6,3	1,5	máy hoạt động ổn định
8	1,95	19,6	7,8	1,25	1,1	12,10	0,0552	855	0,219	6,2	1,8	máy hoạt động ổn định
9	1,88	15,3	8,24	1,18	0,8	12,10	0,0583	903	0,231	6,12	1,65	máy hoạt động ổn định
10	1,95	17,8	7,2	1,25	0,85	11,25	0,0510	789	0,217	6,1	1,8	máy hoạt động ổn định
11	1,88	18,2	7,3	1,32	0,83	11,33	0,0517	800	0,219	6,08	1,6	máy hoạt động ổn định
12	1,95	14,7	7,55	1,27	0,95	11,72	0,0535	827	0,219	6,15	1,7	máy hoạt động ổn định
13	1,88	16,5	7,75	1,08	0,82	11,53	0,0549	849	0,228	6,25	1,9	máy hoạt động ổn định
14	1,97	17,4	7,45	1,05	0,95	11,42	0,0527	817	0,222	6,2	1,8	máy hoạt động

												ổn định
15	1,96	15,8	7,75	1,04	0,85	11,60	0,0549	849	0,227	6,15	1,65	máy hoạt động ổn định
Số liệu trung bình	1,87	16,83	7,85	1,24	0,927	11,89	0,0556	860	0,224	6,18	1,73	

Người lấy mẫu: Lê Đình Nhật Hoài và Đặng văn Hiệp, ngày lấy mẫu: 20/08/2008

Nhận xét:

- Máy chạy ổn định, tải cấp cho máy tương đối ổn định
- Chi phí nhiên liệu thấp hơn các chế độ cắt rong dưới mặt nước
- Do không lắp tay gom nên một phần bèo ván dạt ra ngoài đầu vớt nên tỷ lệ thu hồi đạt < 90 % trên mỗi đường chạy, chi phí nhiên liệu đạt mức 6,18 lít /giờ



Hình 5.12 Máy đang thực hiện chức năng vớt bèo ván



Hình 5.13.- Bèo tây kết khối vững chắc và máy thực hiện chức năng vớt

5.5.6. Khảo nghiệm chức năng vớt bèo ván và kết hợp cắt rong

Do đặc điểm bèo ván và rong có thể cùng tồn tại tại một khu vực, tuy mật độ của chúng có khác và ít hơn so với khi chúng phát triển thành khu vực riêng. Nhiệm vụ của khảo nghiệm là cũng tìm ra được chế độ hợp lý khi thực hiện khảo nghiệm đối với loại hình này. Chế độ chạy khảo nghiệm thực hiện ở chế độ chạy định mức vận tốc tiến 1,8km/giờ và vận tốc dao để mức trung bình 0,6m/s

Kết quả khảo nghiệm thể hiện ở bảng 5.15

Bảng 5.15 - Khảo nghiệm máy làm việc vớt bèo ván và kết hợp cắt rong (chạy liên tục và đổ hai đầu)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Thứ tự	Tgian chạy ra vớt bèo lục bình	Mật độ bèo ván	Mật độ rong	Thời gian vớt bèo và cắt rong	T hời giảnhến vị trí đổ	Thời gian đổ lên bờ	Tổng thời gian	Tổng diện tích vớt	khối lượng thu được	Năng suất vớt	chi phí nhiên liệu	Vận tốc dao chế độ trung bình	vận tốc tiến (định mức)	Tình trạng máy
	τ_1 (phút)	kg/m ²	kg/ m ²	τ_2 (phút)	τ_3 (phút)	τ_4 (phút)	τ (phút)	f(ha)	m(kg)	(ha/giờ)	(lít/giờ)	(m/s)	(Km/giờ)	quan sát
1	1,85	17,5	27,5	5,45	1,25	0,8	9,35	0,0328	1.171	0,210	6,85	0,65	1,8	máy hoạt động ổn định
2	1,83	18,6	26,2	5,15	1,32	0,9	9,20	0,0310	1.082	0,202	6,74	0,65	1,75	máy hoạt động ổn định
3	1,85	16,2	22,3	5,25	1,42	0,95	9,47	0,0316	1.002	0,200	6,85	0,65	1,8	máy hoạt động ổn định
4	1,77	14,7	28,4	5,15	1,35	1,200	9,47	0,0310	1.132	0,196	6,76	0,65	1,55	máy hoạt động ổn định
5	1,62	16,5	11,2	4,52	1,35	1,02	8,51	0,0272	623	0,192	6,59	0,65	1,85	máy hoạt động ổn định

6	1,88	17,3	14,5	5,2	1,25	0,75	9,08	0,0313	792	0,207	6,34	0,65	1,8	máy hoạt động ổn định
7	1,95	18,4	16,3	5,2	1,28	1,05	9,48	0,0313	842	0,198	6,78	0,65	1,5	máy hoạt động ổn định
8	1,98	19,6	19,2	5,3	1,20	1,1	9,58	0,0319	909	0,200	6,82	0,65	1,8	máy hoạt động ổn định
9	1,88	15,3	13,5	5,24	1,18	0,8	9,10	0,0315	773	0,208	6,72	0,65	1,65	máy hoạt động ổn định
10	1,85	17,9	12,5	5,2	1,25	0,85	9,15	0,0313	742	0,205	6,81	0,65	1,8	máy hoạt động ổn định
11	1,78	16,4	18,7	5,1	1,32	0,83	9,03	0,0307	875	0,204	6,78	0,65	1,6	máy hoạt động ổn định
12	1,85	15,7	15,4	5,45	1,24	0,95	9,49	0,0328	856	0,207	6,75	0,65	1,7	máy hoạt động ổn định
13	1,98	18,7	13,9	4,95	1,08	0,82	8,83	0,0298	730	0,202	6,85	0,65	1,9	máy hoạt động ổn định
14	1,97	15,2	17,9	5,45	1,05	0,95	9,42	0,0328	909	0,209	6,67	0,65	1,8	máy hoạt động ổn định
15	1,88	14,3	24,8	5,35	1,04	0,85	9,12	0,0322	1.073	0,212	6,85	0,65	1,72	máy hoạt

														động ổn định
Số liệu trung bình	1,86	16,82	18,82	5,20	1,24	0,921	9,22	0,0313	1.115	0,204	6,74	0,65	1,735	

Người lấy mẫu: Lê Đình Nhật Hoài và Đặng văn Hiệp, ngày lấy mẫu: 22/08/2008

Nhận xét:

- Do lượng cấp nhiều và ổn tải nên năng suất và lượng thu hồi khi máy hoạt động nhiều hơn so với khi thực hiện chức năng riêng
- Chi phí nhiên liệu đạt mức trung bình
- Máy làm việc ổn định

5.5.7. Khảo nghiệm chức năng vớt bèo lục bình dạng bèo kết khối mức độ trung bình

Bèo lục bình mọc trôi sát nhau chưa kết thành khối lớn (khối đơn khoảng $0,5-1,5 \text{ m}^2$). Mục tiêu của khảo nghiệm là tìm ra chế độ và phương pháp vớt được bèo lục bình có năng suất và hiệu quả cao. Kết quả khảo nghiệm với bèo lục bình như bảng 5.3. Do phải bảo đảm về vấn đề năng suất nên tốc độ tiến của máy giữ ổn định $1,8-2 \text{ km/giờ}$. Chức năng của dao vẫn cho hoạt động ở chế độ tải trung bình.



**Hình 5.14. Máy vớt bèo lục bình nhỏ
kết khối dạng rời đơn**

Nhiệm vụ của khảo nghiệm là đánh giá hiệu quả làm việc của máy

Việc khảo nghiệm cũng được thực hiện trên diện tích bèo tây kết khối liên kết bền trung bình Kết quả khảo nghiệm trình bày trên bảng 5. 16

Bảng 5.16 - Khảo nghiệm vớt bèo lục bình cây có kích thước lớn kết khối trung bình(chạy liên tục đổ hai đầu)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Thứ tự	T chạy ra vớt bèo lục bình	Mật độ	T vớt bèo tây	T đến vị trí đổ	T đổ lên bờ	Tổng thời gian	Tổng diện tích vớt	Khối lượng bèo vớt được	Năng suất vớt	Chi phí nhiên liệu	Tình trạng bèo	Vận tốc tiền (0.45m/s)
	t1(phút)	kg/ m ²	t2 (phút)	t3 (phút)	t4 (phút)	t(phút)	f(ha)	m(kg)	(ha/giờ)	(lít/giờ)	mọc sát và đính nhau	(Km/giờ)
1	1,8	21,5	16,95	1,25	0,8	20,80	0,0720	1.003	0,208	7,9	mọc sát và đính nhau	1,45
2	1,83	23,7	15,15	1,32	0,9	19,20	0,0644	897	0,201	7,84	mọc sát và đính nhau	1,65
3	1,81	27,5	17,25	1,42	0,95	21,43	0,0733	1.021	0,205	8	mọc sát và đính nhau	1,45
4	1,65	19,7	15,5	1,35	1,200	19,70	0,0658	918	0,201	7,96	mọc sát và đính nhau	1,55
5	1,75	23,4	14,52	1,35	1,02	18,64	0,0617	860	0,199	8,4	mọc sát và đính nhau	1,65
6	1,88	26,7	16,5	1,25	0,75	20,38	0,0701	977	0,206	7,94	mọc sát và đính nhau	1,52

7	2,01	24,6	14,2	1,28	1,05	18,54	0,0603	841	0,195	7,85	mọc sát và đính nhau	1,58
8	1,85	23,4	14,8	1,20	1,1	18,95	0,0629	876	0,199	7,92	mọc sát và đính nhau	1,58
9	1,8	22,4	13,24	1,18	0,8	17,02	0,0562	784	0,198	7,92	mọc sát và đính nhau	1,65
10	1,75	21,5	14,2	1,25	0,85	18,05	0,0603	841	0,201	7,81	mọc sát và đính nhau	1,65
11	1,71	22,5	15,3	1,32	0,83	19,16	0,0650	906	0,204	7,48	mọc sát và đính nhau	1,6
12	1,95	24,8	14,45	1,24	0,95	18,59	0,0614	855	0,198	7,83	mọc sát và đính nhau	1,62
13	1,78	23,1	14,75	1,08	0,82	18,43	0,0627	873	0,204	7,75	mọc sát và đính nhau	1,67
14	1,77	22,5	15,45	1,05	0,95	19,22	0,0656	915	0,205	7,77	mọc sát và đính nhau	1,65
15	1,78	23,4	14,75	1,04	0,85	18,42	0,0627	873	0,204	7,85	mọc sát và đính nhau	1,65

Số liệu trung bình	1,81	23,38	15,13	1,24	0,921	19,10	0,0643	896	0,202	7,88		1,59
--------------------------	------	-------	-------	------	-------	-------	--------	-----	-------	------	--	------

Người lấy mẫu: Lê Đình Nhật Hoài và Đặng Văn Hiệp, ngày lấy mẫu: 24/08/2008

Nhận xét

- Phải thực hiện các động tác nâng dao cắt lên và xuống kết hợp với việc chia cắt khối bèo thành khối rời thì máy mới vớt được
- Phải thực hiện thao tác cho hai dao cắt dọc làm việc kết hợp để phá mảng bèo và đi dần từ bên ngoài vào.
- Chi phí thời gian vớt bèo lục bình cao hơn so với cắt rong
- Chi phí nhiên liệu tăng cao hơn mức trung bình khi thực hiện chức năng cắt rong

Phải thực hiện nâng băng tải lên xuống nhiều lần để chia tách khối và dùng dao cắt dọc cắt từ biên vào để tách mảng bèo tây thành khối nhỏ thì mới thực hiện vớt được.

Với tình trạng bèo lục bình có kích thước lớn này hệ dao cắt nên có kích thước và hành trình lớn hơn loại dao hiện tại thì quá trình cắt tách sẽ tốt hơn.

5.5.8. Khảo nghiệm chức năng sử dụng tay gom để gom, vớt bèo tây và bèo ván không kết khối dạng đơn rời

Mục tiêu của khảo nghiệm là làm rõ tính năng của tay vớt rác thải nổi và vớt bèo tây như đã đăng ký. Chúng tôi tiến hành khảo nghiệm chọn đối tượng bèo tây rời trôi nổi thành mảng nhỏ trên sông như hình bên dưới ([hình 5.15](#)) được xem như là rác và thực hiện chức năng gom. Tuy nhiên để phân biệt cũng như đánh giá được tính ưu việt khi lắp tay gom, Chúng tôi cùng đồng thời tiến hành khảo nghiệm trong điều kiện cho máy thực hiện vớt trong khi vẫn giữ nguyên tính năng thiết kế cắt và vớt rong. từ đây tiến hành nhận xét và so sánh. kết quả khảo nghiệm vớt bèo tây rời dùng tay gom và không dùng tay thể hiện theo bảng 5.17 và bảng 5.18 bên dưới



Hình 5.15 Bèo tây không kết khối trên sông

Bảng 5.17 - Khảo nghiệm vớt bèo tây rời (không kết khối) sử dụng tay gom (chạy liên tục đồ bèo hai đầu)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Thứ tự	T chạy ra vớt bèo lục bình	Mật độ	T vớt bèo tây	T đến vị trí đồ	T đồ lên bờ	Tổng thời gian	Tổng diện tích vớt	khối lượng bèo vớt được	Năng suất vớt	chi phí nhiên liệu	Tình trạng bèo	vận tốc tiến (0.45m/s)
	t1 (phút)	kg/m ²	t2 (phút)	t3 (phút)	t4 (phút)	t(phút)	f(ha)	m(kg)	(ha/giờ)	(lít/giờ)		(Km/giờ)
1	1,83	19,5	8,25	1,25	0,8	12,13	0,0624	994	0,309	6,9	mọc rời từng mảng không dính khối,Máy hoạt động ổn định	1,7
2	1,84	20,7	8,45	1,32	0,9	12,51	0,0639	1.084	0,306	6,84	mọc rời từng mảng không dính khối	1,65
3	1,95	16,9	8,3	1,42	0,95	12,62	0,0627	846	0,298	7,2	mọc rời từng mảng không dính khối	1,6
4	1,67	17,7	10,5	1,35	1,200	14,72	0,0794	1.135	0,324	6,96	mọc rời từng mảng không dính khối	1,55

5	1,82	18,4	10,52	1,35	1,02	14,71	0,0795	1.203	0,324	7,4	mọc rời từng mảng không dính khối,Máy hoạt động ổn định	1,65
6	1,78	19,7	10,5	1,25	0,75	14,28	0,0794	1.265	0,334	6,94	mọc rời từng mảng không dính khối,Máy hoạt động ổn định	1,62
7	2,11	14,6	10,2	1,28	1,05	14,64	0,0771	913	0,316	6,85	mọc rời từng mảng không dính khối	1,58
8	1,95	16,4	10,8	1,20	1,1	15,05	0,0816	1.101	0,326	6,92	mọc rời từng mảng không dính khối,Máy hoạt động ổn định	1,58
9	1,88	20,4	10,24	1,18	0,8	14,10	0,0774	1.298	0,329	6,52	mọc rời từng mảng không dính khối,Máy hoạt động ổn định	1,65
10	1,95	16,9	9,85	1,25	0,85	13,90	0,0745	1.004	0,321	6,81	mọc rời từng mảng không dính khối,Máy hoạt động ổn định	1,65
11	1,78	18,5	11,3	1,32	0,83	15,23	0,0854	1.292	0,337	6,48	mọc rời từng mảng không dính khối,Máy hoạt động ổn định	1,6

12	1,95	18,8	10,45	1,24	0,95	14,59	0,0790	1.231	0,325	6,83	mọc rời từng mảng không dính khối	1,62
13	1,88	19,5	10,75	1,08	0,82	14,53	0,0813	1.296	0,336	6,75	mọc rời từng mảng không dính khối	1,67
14	1,97	17,5	8,45	1,05	0,95	12,42	0,0639	914	0,309	6,77	mọc rời từng mảng không dính khối, Máy hoạt động ổn định	1,65
15	1,98	16,4	9,75	1,04	0,85	13,62	0,0737	994	0,325	6,85	mọc rời từng mảng không dính khối, Máy hoạt động ổn định	1,65
Số liệu trung bình	1,89	18,12	9,89	1,24	0,921	13,94	0,0747	1.105	0,321	6,87		1,63

Người lấy mẫu: Lê Đình Nhật Hoài và Đặng văn Hiệp ,ngày lấy mẫu: 5/10/2008

Nhận xét:

- So với việc giữ nguyên toàn bộ 3 dao cắt và thực hiện chức năng vớt thì việc đưa tay gom vào cho phép đưa năng suất cũng như tỷ lệ thu hồi sản phẩm nhiều hơn
- Thao tác vận hành và máy hoạt động ổn định khi dùng tay gom
- Năng suất gom thu hồi đạt trên 80% trong khi nếu thực hiện vớt bèo kết khối chỉ gom được dưới 60%
- Do có tay gom nên diện tích quét gom tăng lên 3,6 m cho phép năng suất gom vớt đạt 0,32 ha/giờ
- Chi phí nhiên liệu đạt tiêu thụ định mức tải đối với công suất động cơ diesel

5.5.9 Khảo nghiệm chức năng vớt bèo lục bình không kết khối không dùng tay gom

Mục đích là dùng thực nghiệm tìm ra chế độ làm việc vớt bèo lục bình dạng không kết khối trên cơ sở sử dụng kết cấu máy ở chức năng cắt rong. Kết quả khảo nghiệm trình bày trên bảng 5. 18



Hình 5.16 Sử dụng máy vớt bèo tây dạng khối rời không tay gom

Bảng 5.18 - Khảo nghiệm vớt bèo lục bình rời (không kết khối) không sử dụng tay gom đồ rong về hai phía

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Thứ tự	T chạy ra vớt bèo lục bình	Mật độ	T vớt bèo tây	T đến vị trí đồ	T đồ lên bờ	Tổng thời gian	Tổng diện tích vớt	khối lượng bèo vớt được	Năng suất vớt	chi phí nhiên liệu	vận tốc tiến (0.45m/s)	Ghi chú
	t1 (phút)	kg/ m2	t2 (phút)	t3 (phút)	t4 (phút)	t (phút)	f(ha)	m (kg)	(ha/giờ)	(lít/giờ)	(Km/giờ)	
1	1,73	18,5	11,90	1,25	0,8	15,68	0,0720	929	0,275	6,9	1,7	mọc rời từng mảng không dính khối
2	1,7	20,7	12,5	1,32	0,9	16,42	0,0756	1.082	0,276	6,84	1,65	mọc rời từng mảng không dính khối,Máy hoạt động ổn định

3	1,95	17,85	12,25	1,42	0,95	16,57	0,0741	956	0,268	7,2	1,6	mọc rời từng mảng không dính khối
4	1,67	17,7	12,75	1,35	1,200	16,97	0,0771	941	0,273	6,96	1,55	mọc rời từng mảng không dính khối, Máy hoạt động ổn định
5	1,8	20,4	12,82	1,35	1,02	16,99	0,0775	1.109	0,274	7,4	1,65	mọc rời từng mảng không dính khối
6	1,78	19,7	13,5	1,25	0,75	17,28	0,0816	1.111	0,284	6,94	1,62	Mọc rời từng mảng không dính khối
7	2,11	14,6	11,2	1,28	1,05	15,64	0,0677	685	0,260	6,85	1,58	mọc rời từng mảng không dính khối

8	1,95	18,4	12,8	1,20	1,1	17,05	0,0774	999	0,272	6,92	1,58	mọc rời từng mảng không dính khối,Máy hoạt động ổn định
9	1,81	22,4	11,24	1,18	0,8	15,03	0,0680	1.068	0,271	6,52	1,65	mọc rời từng mảng không dính khối,Máy hoạt động ổn định
10	1,85	21,5	12,2	1,25	0,85	16,15	0,0738	1.107	0,274	6,81	1,65	mọc rời từng mảng không dính khối
11	1,78	20,5	12,3	1,32	0,83	16,23	0,0744	1.064	0,275	6,48	1,6	mọc rời từng mảng không dính khối,Máy hoạt động ổn định

12	1,95	18,8	11,45	1,24	0,95	15,59	0,0692	894	0,267	6,83	1,62	mọc rời từng mảng không dính khối,Máy hoạt động ổn định
13	1,88	19,5	11,75	1,08	0,82	15,53	0,0711	967	0,275	6,75	1,67	Mọc rời từng mảng không dính khối,Máy hoạt động ổn định
14	1,9	18,5	12,45	1,05	0,95	16,35	0,0753	972	0,276	6,77	1,65	mọc rời từng mảng không dính khối,Máy hoạt động ổn định
15	1,88	15,4	12,75	1,04	0,85	16,52	0,0771	833	0,280	6,85	1,65	mọc rời từng mảng không dính khối,Máy hoạt động ổn định

Số liệu trung bình	1,85	18,96	12,26	1,24	0,921	16,27	0,0741	981	0,273	6,87	1,63	
--------------------------	------	-------	-------	------	-------	-------	--------	-----	-------	------	------	--

Người lấy mẫu: Lê Đình Nhật Hoài và Đặng văn Hiệp, ngày lấy mẫu: 7/10/2008

Nhận xét:

- Với dạng bèo tây dạng rời hoặc kết thành mảng nhỏ 1-2m không gây trở ngại đến hoạt động và chất lượng vớt
- So với dùng tay gom thì năng suất thấp hơn 12 %
- Hiệu suất vớt đạt 70 % trong khi dùng tay gom hiệu suất đạt trên 82 %

Chương 6

TÍNH TOÁN HIỆU QUẢ KINH TẾ

6.1. Các điều kiện để tính toán chi phí

Tính hiệu quả kinh tế đầu tư máy thu cắt rong là việc làm tương đối khó, vì phải tính đến thời gian khấu hao máy, chi phí sửa chữa lớn, nhỏ, chăm sóc, v.v... Do vậy chúng tôi tạm ước tính giá thành về sử dụng máy để cắt rong cỏ trên cơ sở một số điều kiện như sau:

Để dễ so sánh và tính toán, cách tính công máy đã quy về các điều kiện sau :

- Thời gian làm việc thực tế chỉ tính thời gian cắt và quay vòng đầu bờ, năng suất máy là 0,2ha/ giờ
- Công lao động thủ công phụ thêm thay đổi tùy theo tình trạng rong cỏ trên sông

Đề lập được bài toán giá thành cắt rong cho 01 hecta, Chúng tôi căn cứ vào các thông tin như sau:

6.2. Thông tin đầu vào để tính toán hiệu quả kinh tế

6.2.1. Thông tin tổng quát

- Năng suất cắt và vớt rong, cỏ, bèo trung bình $Q_{tb} = 0.2ha/giờ$
- Thời gian máy làm việc 8 giờ trong một ngày
- Hệ số sử dụng thời gian ngày: $\eta_1 = 0,8$
- Hệ số sử dụng thời gian hoạt động năm: $\eta_2 = 0,8$
- Máy cắt rong làm việc trong năm là 8 tháng, mỗi tháng 28 ngày vậy $T = 224$ ngày

Năng suất cắt và vớt rong, cỏ, bèo của máy trong ngày (ha / ngày)

$$Q_{ng} = Q_{vc} t \eta_1 = 0.2 \times 8 \times 0,8 = 1,28 \text{ ha/ngày}$$

Năng suất cắt rong của máy trong năm (ha / năm):

$$A = [Q_{ng} T \eta_2] = (1,28 \text{ Ha} \times 224\text{ngày} \times 0,75) = 215, 04\text{ha}$$

6.2.2. Các loại chi phí để tính hiệu quả kinh tế.

Chi phí gồm các khoản mục.

- Chi phí khấu hao máy
- Chi phí sửa chữa hàng năm
- Chi phí nhiên liệu dầu mỡ

- Chi phí lương công nhân
- Chi phí lãi vay ngân hàng
- Chi phí quản lý

6.2.3. Giá bán các máy trong hệ thống

	Phương án 1	Giá bán máy dự kiến	Ghi chú
1	Máy kéo	300,000,000	Giá máy mới 100%
2	Băng tải	180,000,000	Giá máy mới 100%
3	Remorque và triển hạ thủy	200,000,000	Giá máy mới 100%
4	Máy cắt rong	1,200,000,000	Giá máy mới 100%
A	tổng giá máy	1,880,000,000	

Trong tính toán hiệu quả kinh tế chúng tôi xây dựng giá thành cho 4 phương án đầu tư, tùy theo mức độ của nhà đầu tư mà sẽ quyết định lựa chọn phương án.

6.3. Phương án tính toán giá thành và hiệu quả đầu tư

6.3.1. Tính toán hiệu quả phương án 1

Trong cách tính toán này đối tượng là các cơ sở, công ty dịch vụ của nhà nước, đầu tư bài bản 100% trọn gói.

6.3.1.1. Tính toán các loại chi phí

Khấu hao hệ thống máy được trình bày trong bảng 5.1, Kết quả tính khấu hao máy trình bày bảng 5.2, chi phí sửa chữa nhỏ bảng 5.3, chi phí nhiên liệu dầu mỡ bảng 5.4, chi phí lương công nhân 5.5, chi phí lãi vay bảng 5.6 và chi phí quản lý chung trình bày bên dưới

Bảng 6.1 Thời hạn làm việc cho các thiết bị để tính khấu hao

	Thông tin đầu vào để tính toán giá thành và hiệu quả kinh tế	Đơn vị tính	Giá trị
1	khấu hao máy	năm	10
2	khấu hao các TB còn lại	năm	5
3	thời gian làm việc trong năm	tháng	8

4	thời gian làm việc trong tháng	ngày	28
5	Thời gian làm việc trong ngày	giờ	8

Bảng 6. 2 -Tính toán chi phí khấu hao toàn bộ hệ thống máy

B	khấu hao	năm	Tháng trong năm	Ngày Trong tháng	giờ trong ngày	giờ/năm	đ/giờ		đ/ngày
1	khấu hao máy kéo	10	8	28	8	17.920			
khấu hao máy kéo tính trên giờ =					300.000.000	=	16.741	=	133.929
					17.920				
2	khấu hao băng tải	5	8	28	8	8.960			
khấu hao băng tải tính trên giờ =					180.000.000	=	20.089	=	160.714
					8.960				
3	Remorque và triền hạ thủy	5	8	28	8	8.960			
khấu hao romorque tính trên giờ =					200.000.000	=	22.321	=	178.571
					8.960				
4	khấu hao máy cắt rong	5	8	28	8	8.960			
khấu hao máy cắt rong tính trên giờ =					1.200.000.000	=	133.929	=	1.071.429
					8.960				
	Tổng khấu hao						193.080		1.544.643

Bảng 6.3.Tính toán chi phí sửa chữa nhỏ

1	Đổi với máy kéo (10% giá khấu hao máy)	19.308	154.464
2	Đổi băng tải (15% giá khấu hao)	28.962	231.696
3	Đổi romorque (15% giá khấu hao)	28.962	231.696
4	Đổi máy cắt rong (15% giá khấu hao)	28.962	231.696
Tổng chi phí sửa chữa lớn nhỏ		106.194	849.554

Bảng 6.4 Tính toán chi phí nhiên liệu dầu mỡ

Chi phí nguyên liệu dầu mỡ	tháng/năm	Ngày/tháng	số giờ/ngày	lít/giờ	lít/ năm	đ/giờ	đ/ngày
Nhiên liệu dầu DO (16.000đ/l)	10	28	8	6	13,440	96,000	768,000
Dầu mỡ 5%						4,800	38,400
Xăng 3%						2,880	23,040
Tổng nguyên liệu dầu mỡ						103,680	829.440

Bảng 6.5-Chi phí trả lương nhân công lái chính và lái phụ

Nhân công lái máy	người	giá	đ/ngày
lái máy	1	3,500,000	125,000
phụ	1	3,000,000	107,143
tổng nhân công	2		232,143

Bảng 6.6 - Chi phí lãi vay

Lãi vay đầu tư tính = 15%/năm của giá thành thiết bị	đ/giờ	đ/ngày
	31.473	251.786

Tổng chi phí cho các mục tính cho một ngày là

Bảng 6.7 - Chi phí chung

TT	Chi phí chung tính cho một giờ máy hoạt động	Chi phí cho một ngày làm việc
1	434.428	3.475.422

– Chi phí quản lý 2 % tổng các loại chi phí là $3.475.422 \text{ đồng} \times 0,02 = 69.508,4$

– Tổng chi phí cho một ngày : 3.475.422 đồng

– Năng suất máy tính cho một ca máy: 1,28 ha

– Chi phí cho một hectare là : $3.475.422 / 1.28 = 2.715.173 \text{ đồng}$

– Nếu tính mật độ rong trung bình $22 \text{ kg} / \text{m}^2$ tổng thu hồi rong sẽ là

$$(1.28 \text{ ha} \times 10000 \text{ m}^2 \times 0,85) = 10.880 \text{ kg}$$

Với hiệu suất cắt và thu hồi là 85%

Giá thành cắt vớt cho một kg rong là : $2.715.173 \text{ đ} / 10880 \text{ kg} = 249 \text{ đồng} / \text{kg}$

6.3.1.2 So sánh hiệu quả kinh tế so với sử dụng lao động thủ công:

Từ trước đến nay tây Ninh vẫn phải sử dụng lao động thủ công cắt và vớt, chuyển lên bờ. Khi cắt vớt kênh thủy lợi, phải đóng cống và cắt nước trong nhiều ngày, Chi phí lao động thủ công làm kênh cắt được nước và kênh không cắt được nước chi phí theo bảng đính kèm bên dưới.

Bảng 6.8 - so sánh chi phí vớt rong thủ công cho 1 hecta

Stt	Loại hình	Đơn giá	Thành tiền/ha	Số nhân công	Ghi chú
1	Vớt bằng thủ công (phải đóng cống xả cạn nước trên đoạn kênh làm vệ sinh, ngưng cấp nước tưới)	400 đ/m2	4.000.000 đ	125	Số liệu do Công ty Khai thác Công trình Thủy lợi Tây Ninh cấp
2	Vớt bằng thủ công (kênh vẫn để nước bình thường)	600 đ/m2	6.000.000 đ	385	
3	Sử dụng máy cắt rong(kênh vẫn để nước bình thường để cấp nước tưới cho toàn tuyến	263,25	2.715.173	02	-bằng 67,8 % giá thành thủ công khi ngăn nước

	kênh)				-bằng 45 % so với loại làm không ngăn nước
--	-------	--	--	--	--

Kết luận phương án 1

Ngoài việc so sánh về giá thành lao động thủ công giảm 32,2 % với loại công việc cắt rong bằng thủ công có ngăn nước và giảm 55 % khi cắt vớt bằng lao động thủ công nhưng để đẩy nước trên kênh.

ngoài việc tính hiệu quả về giá thành còn phải kể đến lượng nhân công giảm con số rất lớn.. Nhân công sử dụng theo máy chiếm tỷ lệ 2/ 125 và 2/385 người So sánh hai giá trị này cho thấy cắt rong cỏ bằng máy ngoài việc giảm được một lượng nhân công mà còn giảm chi phí

- Ngoài ra máy kéo con co thể sử dụng vào các công việc vận chuyển sau khi kéo máy cắt rong về đến địa điểm làm việc còn hệ thống tiltdeck còn có thể cho thuê để chở các máy xây dựng đi công trình trong thời gian chờ máy cắt rong làm việc ở đoạn sông mới chuyển đến.

Trong phương án này có tính đến việc thu hồi rong, bèo vào các mục đích làm phân vi sinh hoặc chế biến khác.

6.3.2. Tính toán hiệu quả kinh tế Phương án 2

Trong phương án 2 do nhận thấy việc đầu tư máy kéo để kéo remoque chuyên dùng và triển hạ thủy là chưa hợp lý vì thực tế là số lần làm việc rất, nhì kéo đi chuyển rồi nằm chờ hoặc sẽ làm thuê việc khác chưa mang tính chủ động. Trong phương án này cho thuê máy và thời gian khấu hao máy được kéo xuống mức thấp nhất

Bảng 6.9 - Phương án thực hiện tính hiệu quả kinh tế thuê máy và giảm thời gian khấu hao

Thông tin cho PA 2		
1 khấu hao thuê máy kéo	5	năm
2 khấu hao các TB còn lại	5	năm
3 thời gian làm việc trong năm	8	tháng
4 thời gian làm việc trong tháng	28	ngày
5 thời gian làm việc trong ngày	8	giờ

	Tên máy	Giá bán máy dự kiến
1	Máy kéo (Thuê) 25 lần/năm	50.000.000
2	Băng tải	180.000.000
3	Romorque và triển hạ thủy	200.000.000
4	Máy cắt rong	1.200.000.000
A	Tổng giá máy	1.630.000.000

Bảng 6.10 - Tính toán khấu hao thiết bị

B	khấu hao	số năm	Tháng trong năm	số ngày/tháng	số giờ/ngày	số giờ/năm	d/giờ	d/ngày
1	khấu hao máy kéo	5	8	28	8	8.960		
khấu hao máy kéo tính trên giờ =					50.000.000	=	5.580	=
					8.960			
2	khấu hao băng tải	5	8	28	8	8.960		
khấu hao băng tải tính trên giờ =					180.000.000	=	20.089	=
					8.960			
3	Romorque và triển hạ thủy	5	8	28	8	8.960		
khấu hao romorque tính trên giờ =					200.000.000	=	22.321	=
					8.960			
4	khấu hao máy cắt rong	5	8	28	8	8.960		
khấu hao máy cắt rong tính trên giờ =					1.200.000.000	=	133.929	=
								1.071.429

		8.960			
	Tổng khấu hao			181.920	1.455.357

Bảng 6.11 - Tính toán chi phí sửa chữa nhỏ

1	máy kéo (10% giá khấu hao máy)	18.192	145.536
2	băng tải (15% giá khấu hao)	27.288	218.304
3	romorque (15% giá khấu hao)	27.288	218.304
4	máy cắt rong (15% giá khấu hao)	27.288	218.304
Tổng chi phí sửa chữa lớn nhỏ		100.056	800.446

Bảng 6.12 Tính toán chi phí nhiên liệu dầu mỡ

Chi phí nguyên liệu dầu mỡ	tháng/năm	Ngày/tháng	số giờ/ngày	lít/giờ	lít/ năm	đ/giờ	đ/ngày
Nhiên liệu dầu DO (16.000đ/l)	10	28	8	6	13,440	96,000	768,000
Dầu mỡ 5%						4,800	38,400
Xăng 3%						2,880	23,040
Tổng nguyên liệu dầu mỡ					103,680		829.440

Bảng 6.13-Chi phí trả lương nhân công lái chính và lái phụ

Nhân công lái máy	người	giá	đ/ngày
lái máy	1	3,500,000	125,000
phụ	1	3,000,000	107,143
tổng nhân công	2		232,143

Bảng 6.14.Chí phí lãi vay

Lãi vay đầu tư tính = 15%/năm của giá thành thiết bị	đ/giờ	đ/ngày
	27.288	218.304

Tổng chi phí cho các mục tính cho một ngày là

Bảng 6.15 - . Chi phí chung

TT	Chi phí chung tính cho một giờ máy hoạt động	Chi phí cho một ngày làm việc
1	412.943	3.303 .547

– Chi phí quản lý 2 % tổng các loại chi phí là đồng $3.303 .547 * 0,02 = 66070,9$

– Tổng chi phí cho một ngày : 3 369617.94 đồng

– Năng suất máy tính cho một ca máy: 1,28 ha

– Chi phí cho một hectare là : $3\ 369617.94 / 1.28 = 2\ 632\ 514$ đồng

– Nếu tính mật độ rong trung bình 22 kg / m² tổng thu hồi rong sẽ là

$$(1.28 \text{ ha} * 100\ 00 \text{ m}^2 * 0,85) = 10880 \text{ kg}$$

Với hiệu suất cắt và thu hồi là 85%

Giá thành cắt vớt cho một kg rong là : $2\ 632\ 514 / 10880 \text{ kg} = 242$ đồng /kg

6.3.2.2. So sánh hiệu quả kinh tế so với sử dụng lao động thủ công:

Cắt vớt bằng lao động thủ công phải phải đóng công và cắt nước trong nhiều ngày làm đình trệ sản xuất và sinh hoạt , chi phí lao động thủ công làm kênh cắt được nước và kênh không cắt được nước theo bảng đính kèm bên dưới.

Bảng 6.16 - so sánh chi phí vớt rong thủ công cho 1 hecta

Stt	Loại hình	Đơn giá	Thành tiền/ha	Số nhân công	Ghi chú
1	Vớt bằng thủ công (phải đóng cống xả cạn nước trên đoạn kênh làm vệ sinh, ngưng cấp nước tưới)	400 đ/m2	4.000.000 đ	125	Số liệu do Công ty Khai thác Công trình Thủy lợi Tây Ninh cấp
2	Vớt bằng thủ công (kênh vẫn để nước bình thường)	600 đ/m2	6.000.000 đ	385	

3	Sử dụng máy cắt rong(kênh vẫn để nước bình thường để cấp nước tưới cho toàn tuyến kênh)	263,25	2 632 514	02	-bằng 65 % giá thành thủ công khi ngăn nước -bằng 43,8 % so với loại làm không ngăn nước
---	---	--------	-----------	----	---

Kết luận phương án 2

- So với phương án cắt vớt có ngăn nước bằng lao động thủ công, cắt vớt bằng máy giảm 35 % và giảm 56,2 % khi cắt vớt bằng lao động thủ công nhưng để đẩy nước trên kênh.
- Nhân công sử dụng theo máy chiếm tỷ lệ 2/ 125 và 2/385 người
- Rong, cỏ sau cắt không cần thu hồi mà đổ lên bờ

6.3.3. Tính toán hiệu quả kinh tế Phương án 3

Trong phương án 3 do nhận thấy việc đầu tư máy kéo để kéo remoque chuyên dùng và triển hạ thủy là chưa hợp lý vì thực tế là số lần làm việc rất, nhĩ kéo di chuyển rồi nằm chờ hoặc sẽ làm thuê việc khác chưa mang tính chủ động. Mặt khác do chưa cần thu hồi rong bèo để sử dụng vào các mục đích khác nên không đầu tư mua băng tải trung gian mà chỉ cần đầu tư remoque vận chuyển chuyên dùng và triển hạ thủy

Bảng 6.17 Phương án để tính hiệu quả theo phương án 3

Phương án 3

khấu hao thuê máy kéo	5	năm
khấu hao các TB còn lại	5	năm
thời gian làm việc trong năm	8	tháng
thời gian làm việc trong tháng	28	ngày
thời gian làm việc trong ngày	8	giờ

		Giá bán máy dự kiến
1	Máy kéo (Thuê) 10 lần/năm	50.000.000
3	Romorque và triển hạ thủy	200.000.000
4	Máy cắt rong	1.200.000.000
A	tổng giá máy	1.450.000.000

Bảng 6.18 - Tính toán khấu hao thiết bị

B	khấu hao	số năm	số tháng/ năm	số ngày/th áng	số giờ/ngày	số giờ/năm	đ/giờ	đ/ngày	
1	khấu hao máy kéo	5	8	28	8	8.960			
khấu hao máy kéo tính trên giờ =					50.000.000	=	5.580	=	44.643
					8.960				
2	Romorqu e và triển hạ thủy	5	8	28	8	8.960			
khấu hao romorque tính trên giờ =					200.000.000	=	22.321	=	178.571
					8.960				
3	khấu hao máy cắt rong	5	8	28	8	8.960			
khấu hao máy cắt rong tính trên giờ =					1.200.000.00	=	133.929	=	1.071.429
					0				
					8.960				
	Tổng khấu hao						161.830		1.294.643

Bảng 6.19 . - Tính toán chi phí sửa chữa nhỏ

1	máy kéo (10% giá khấu hao máy)	16.183	129.464
2	romorque (15% giá khấu hao)	24.275	194.196
3	i máy cắt rong (15% giá khấu hao)	24.275	194.196
Tổng chi phí sửa chữa lớn nhỏ		64.732	517.857

Bảng 6.20 - Tính toán chi phí nhiên liệu dầu mỡ

Chi phí nguyên liệu dầu mỡ	tháng/năm	Ngày/tháng	số giờ/ngày	lít/giờ	lít/ năm	đ/giờ	đ/ngày
Nhiên liệu dầu DO (16.000đ/l)	10	28	8	6	13,440	96,000	768,000
Dầu mỡ 5%						4,800	38,400
Xăng 3%						2,880	23,040
Tổng nguyên liệu dầu mỡ						103,680	829.440

Bảng 6.21-Chi phí trả lương nhân công lái chính và lái phụ

Nhân công lái máy	người	giá	đ/ngày
lái máy	1	3,500,000	125,000
phụ	1	3,000,000	107,143
Tổng nhân công	2		232,143

Bảng 6.22.- Chi phí lãi vay

Lãi vay đầu tư tính = 15%/năm của giá thành thiết bị	đ/giờ	đ/ngày
	24.275	194.196

Tổng chi phí cho các mục tính cho một ngày là

Bảng 6.23. - Chi phí chung

TT	Chi phí chung tính cho một giờ máy hoạt động	Chi phí cho một ngày làm việc
1	354.517	2.836.136

– Chi phí quản lý 2 % tổng các loại chi phí là đồng $2\,836\,136 \times 0,02 = 56\,722,7$

– Tổng chi phí cho một ngày : 2 892 858 đồng

– Năng suất máy tính cho một ca máy: 1,28 ha

– Chi phí cho một hectare là : $2\,892\,858 / 1,28 = 2\,260\,045$ đồng

– Nếu tính mật độ rong trung bình 22 kg / m² tổng thu hồi rong sẽ là

$$(1,28 \text{ ha} \times 100\,00 \text{ m}^2 \times 0,85) = 10880 \text{ kg}$$

Với hiệu suất cắt và thu hồi là 85%

Giá thành cắt vớt cho một kg rong là : $2\,260\,045 / 10880 \text{ kg} = 207,7$ đồng /kg

6.3.3.1. So sánh hiệu quả kinh tế so với sử dụng lao động thủ công:

So sánh chi phí bằng máy với chi phí bằng lao động thủ công xem bảng đính kèm bên dưới.

Bảng 6.24 - So sánh chi phí vớt rong thủ công cho 1 hecta

Stt	Loại hình	Đơn giá	Thành tiền/ha	Số nhân công	Ghi chú
1	Vớt bằng thủ công (phải đóng cống xả cạn nước trên đoạn kênh làm vệ sinh, ngưng cấp nước tưới)	400 đ/m2	4.000.000 đ	125	Số liệu do Công ty Khai thác Công trình Thủy lợi Tây Ninh cấp
2	Vớt bằng thủ công (kênh vẫn để nước bình thường)	600 đ/m2	6.000.000 đ	385	
3	Sử dụng máy cắt rong(kênh vẫn để nước bình thường để cấp nước tưới cho toàn tuyến kênh)	263,25	2 260 045	02	-bằng 56 % giá thành thủ công khi ngăn nước -bằng 37 % so

					với loại làm không ngăn nước
--	--	--	--	--	------------------------------------

Kết luận:

-Chi phí giảm 44 % với loại công việc cắt rong bằng thủ công có ngăn nước và giảm 62,3 % khi cắt vớt bằng lao động thủ công nhưng để đẩy nước trên kênh.

-Nhân công sử dụng theo máy chiếm tỷ lệ 2/ 125 và 2/385 người

- Rong, cỏ sau cắt không cần thu hồi mà đổ lên bờ

6.3.3.2. Tính toán hiệu quả kinh tế Phương án 4

Trong phương án 4 do nhận thấy việc đầu tư máy kéo để kéo remoque chuyên dùng và triển hạ thủy là chưa hợp lý vì thực tế là số lần làm việc rất, nhi kéo di chuyển rồi nằm chờ hoặc sẽ làm thuê việc khác chưa mang tính chủ động. Mặt khác do chưa cần thu hồi rong bèo để sử dụng vào các mục đích khác nên không đầu tư mua băng tải trung gian , bên cạnh đó thực tế triển hạ thủy cũng chỉ làm việc gián đoạn sau khi thực hiện chức năng chở và chuyển xuống sông, giải pháp này có thể thuê cần cẩu kéo lên xe tải và chuyển đến địa điểm, sau đó sẽ dùng cầu hạ từ xe tải xuống sông. Giải pháp này thực tế chúng tôi cũng đã áp dụng thử trong quá trình khảo nghiệm do việc di chuyển địa điểm mà nền móng không chuẩn bị tốt thì áp dụng triển hạ thủy bằng remoque chuyên dùng là mạo hiểm. Trong phương án 4 chỉ cần đầu tư máy cắt rong và thuê cần cẩu để di chuyển

Bảng 6.25 - Phương án để tính hiệu quả theo phương án 3

Phương án 4

khấu hao thuê máy kéo	5	năm
khấu hao các TB còn lại	5	năm
thời gian làm việc trong năm	8	tháng
thời gian làm việc trong tháng	28	ngày
thời gian làm việc trong ngày	8	giờ

Giá bán máy dự kiến

1	Máy kéo và cẩu (Thuê) 10 lần/năm	80.000.000
2	Máy cắt rong	1.200.000.000
A	Tổng giá máy	1.280.000.000

Bảng 6.26 - Tính toán khấu hao thiết bị

	khấu hao	số năm	số tháng /năm	số ngày/ tháng	số giờ /ngày	số giờ/năm	đ/giờ		đ/ngày
1	khấu hao máy kéo	5	8	28	8	8.960			
khấu hao máy kéo tính trên giờ =					80.000.000	=	8.929	=	71.429
					8.960				
2	khấu hao máy cắt rong	5	8	28	8	8.960			
khấu hao máy cắt rong tính trên giờ =					1.200.000.000	=	133.929	=	1.071.429
					8.960				
	Tổng khấu hao						142.857		1.142.857

Bảng 6.27 - Tính toán chi phí sửa chữa nhỏ

	máy cắt rong (15% giá khấu hao)	21.429	171.429
Tổng chi phí sửa chữa lớn nhỏ		21.429	171.429

Bảng 6.28 - Tính toán chi phí nhiên liệu dầu mỡ

Chi phí nguyên liệu dầu mỡ	tháng/năm	Ngày/tháng	số giờ/ngày	lít/giờ	lít/ năm	đ/giờ	đ/ngày
Nhiên liệu dầu DO (16.000đ/l)	10	28	8	6	13,440	96,000	768,000
Dầu mỡ 5%						4,800	38,400
Xăng 3%							
Tổng nguyên liệu dầu mỡ						103,680	806.400

Bảng 6.29 - Chi phí trả lương nhân công lái chính và lái phụ

Nhân công lái máy	người	giá	đ/ngày
lái máy	1	3,500,000	125,000
phụ	1	3,000,000	107,143
Tổng nhân công	2		232,143

Bảng 6.30 - .Chi phí lãi vay

Lãi vay đầu tư tính = 15%/năm của giá thành thiết bị	đ/giờ	đ/ngày
	21.429	171.429

Tổng chi phí cho các mục tính cho một ngày là

Bảng 6.31 - . Chi phí chung

TT	Chi phí chung tính cho một giờ máy hoạt động	Chi phí cho một ngày làm việc
1	281.714	2.292.114

- Chi phí quản lý 2 % tổng các loại chi phí là đồng $2\,292\,114 \times 0,02 = 45\,842,3$
- Tổng chi phí cho một ngày : 2 337956 đồng
- Năng suất máy tính cho một ca máy: 1,28 ha
- Chi phí cho một hecta là : $2\,337\,956 / 1,28 = 1\,826\,528,3$ đồng
- Nếu tính mật độ rong trung bình 22 kg / m² tổng thu hồi rong sẽ là
 $(1,28 \text{ ha} \times 100\,00 \text{ m}^2 \times 0,85) = 10880 \text{ kg}$

Với hiệu suất cắt và thu hồi là 85%

Giá thành cắt vớt cho một kg rong là : $1\,826\,528,3 / 10880 \text{ kg} = 167,8$ đồng /kg

6.3.3.3. So sánh hiệu quả kinh tế so với sử dụng lao động thủ công:

Chi phí lao động thủ công làm kênh cắt được nước và kênh không cắt được nước chi phí theo bảng đính kèm bên dưới.

Bảng 6.32 - So sánh chi phí vớt rong thủ công cho 1 hecta

Stt	Loại hình	Đơn giá	Thành tiền/ha	Số nhân công	Ghi chú
1	Vớt bằng thủ công (phải đóng cống xả cạn nước trên đoạn kênh làm vệ sinh, ngưng cấp nước tưới)	400 đ/m ²	4.000.000 đ	125	Số liệu do Công ty Khai thác Công trình Thủy lợi Tây Ninh cấp
2	Vớt bằng thủ công (kênh vẫn để nước bình thường)	600 đ/m ²	6.000.000 đ	385	
3	Sử dụng máy cắt rong(kênh vẫn để nước bình thường để cấp nước tưới cho toàn tuyến kênh)	263,25	1 826 528,3	02	-bằng 45% giá thành thủ công khi ngăn nước -bằng 30 % so với loại làm không ngăn nước

Kết luận

- Giá cắt vớt bằng máy giảm 55 % so với loại công việc cắt rong bằng thủ công có ngăn nước và giảm 70 % khi cắt vớt bằng lao động thủ công nhưng để đẩy nước trên kênh.
- Nhân công sử dụng theo máy chiếm tỷ lệ 2/ 125 và 2/385 người
- Không cần thu hồi rong, cỏ

6.4. Tính toán hiệu quả đầu tư máy cắt và vớt rong,cỏ,bèo [26]

6.4.1. Tính toán tiền thu lại hàng năm

$$L_a = A (C_{tc} - C_{thm})$$

Trong đó :

L_a - tiền thu được hàng năm, (đ).

A – diện tích cắt và vớt rong,cỏ,bèo trong một năm. (1,28 Ha.244 ngày)=312,32

C_{thm} - chi phí cắt và vớt rong,cỏ,bèo 01 ha. Nếu ta chọn phương án trung gian Phương án 4 không cần thu hồi rong cỏ và thuê mướn xe cầu không cần đầu tư thiết bị phụ thì chi phí cắt vớt dọn 01 hectare là 1 826 528,3 đồng

C_{tc} – Chi phí tiền thuê cắt và vớt rong,cỏ,bèo bằng lao động thủ công thuần túy cho 01 ha.

Ta có $C_{tc} = 4000.000đ/ha$

Vậy : $L_a = 312,32 (4000\ 000\ đ - 1\ 826\ 528,3\ đ) = 678\ 818\ 681,3$

$$L_a = 678\ 818\ 681,3đ$$

6.4.2. Thời gian thu hồi vốn N (năm)

$$N = \frac{\ln \frac{L_a}{L_a - Z_{nd}(E-1)}}{\ln E}$$

Trong đó : N- thời gian thu hồi vốn,năm;

Z_{nd} - vốn ban đầu mua máy với $Z_{nd} = 1.280.000.000$

$E = 1 + p$;

P - lãi suất vay ngân hàng, lãi vay hiện nay $P = 13\ %$ (lãi suất có ưu đãi)

Vậy $E = 1,13$

- Thay các giá trị vào công thức ta tính ta được $N = 2,3$ năm

Thời gian tính trên chỉ thuần dành cho việc cắt và vớt rong,cỏ,bèo. Thực tế sau vụ cắt và vớt rong,cỏ,bèo mía máy kéo còn có thể sử dụng để vận chuyển, làm đất trồng, chăm sóc

6.4.3. Tính toán lợi nhuận đời máy

$$H = \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{N} + Z$$

Trong đó :

H – lợi nhuận đời máy

n – đời máy, ta lấy trung bình n = 8 năm

Z giá trị còn lại của máy khi hết khấu hao.

+ Máy cắt và vớt rong, cỏ, bèo 8500 kg * 5000 đ /kg = 42 500 000 đ

Giá bán sắt vụn tính 5000 đ/ kg

Vậy Z = 42 500 000 đ

Thay các giá trị vào ta tính được lợi nhuận một đời máy

$$H = 5\,473\,049\,450 \text{ đồng}$$

(năm tỷ bốn trăm bảy mươi ba triệu không trăm bốn mươi chín nghìn bốn trăm năm mươi đồng)

6.5. Xét đến các hiệu quả khác

Để xác định hiệu quả về kinh tế, ngoài việc tính giá thành còn phải tính đến hiệu quả trên các mặt như sau:

- + Thay thế được lượng lớn lao động thủ công tham gia cắt và vớt rong, cỏ, bèo
- + Đảm bảo được yêu cầu không đóng nước trong suốt thời gian làm vệ sinh kênh mương nên các sinh hoạt và gieo trồng vẫn liên tục được thực hiện và hiệu quả này nếu tính ra giá trị thực tế rất lớn
- + Thu gom được rong, bèo... có thể sử dụng vào các mục đích nông học khác
- + Sau cắt vớt vận tốc dòng nước tăng lên làm tăng vận tốc và lưu lượng tưới tiêu.

Chương 7

KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ

7.1. Kết luận các vấn đề tổng quát

- 1) Sau hai năm chính thức nhận đề tài, Tác giả cùng cộng sự đã hoàn thành chế tạo hệ thống máy cắt rong, cỏ dưới nước, vớt bèo tây và rác thải nổi trên sông và hai thiết bị phụ remoque vận chuyển máy chuyên dùng kết hợp triển hạ thủy và băng tải vận chuyển rong, cỏ trung gian.
- 2) Các thông số của máy đáp ứng được yêu cầu đặt ra ban đầu của đề tài bao gồm
 - Vận tốc di chuyển khi làm việc là 1,8-2 km/giờ và không tải là 3,6-4 Km/giờ.
 - Máy thực hiện được các chức năng cắt được rong và cỏ dại dưới mặt nước ở mức điều chỉnh từ 0 -1,5 m và năng suất trung bình 0,2 ha/giờ
 - Vớt được bèo ván, rác thải nổi, bèo tây (bèo lục bình) dạng rời không kết khối năng suất đạt trung bình 0,22 ha /giờ
 - Tiêu thu nhiên liệu trung bình từ 6-7 lít/giờ.
- 3) Remoque vận chuyển máy chuyên dùng kết hợp triển hạ thủy thực hiện được các chức năng vận chuyển và triển hạ thủy bảo đảm được các mục tiêu đưa máy cắt rong lên khung và chở đi trên đường với vận tốc 15-20 Km/giờ. Công suất động cơ nổ truyền dẫn hệ thống thủy lực điều khiển là 11 HP
- 4) Băng tải trung gian đã kết nối liên hợp được với máy cắt rong và có thể tự điều chỉnh chiều cao đổ theo chiều cao của phương tiện vận tải (chiều cao tối đa là 5,5 m). Công suất động cơ nổ truyền dẫn hệ thống thủy lực là 7,5 HP
- 5) Hệ ba dao cắt của máy bao gồm 02 dao cắt dọc và 01 dao cắt ngang nguyên lý cắt thái có tấm kê cắt hoàn toàn phù hợp với chức năng cắt rong và cỏ dại dưới nước. ba dao hoạt động quay đồng bộ cùng tốc độ theo đúng thiết kế và có thể điều chỉnh được 3 mức vận 100 vòng /phút (0,4 m/s) , trung bình 240 vòng /phút (0,6-0,65m/s) và cao 320 vòng /phút (1,2 m/s) theo chế độ tiến hợp lý của máy.
- 6) việc thiết kế hệ thống di chuyển kiểu bánh xe nước là hoàn toàn phù hợp đi lại trong môi trường rong, cỏ dày đặc. Vận tốc hai bánh xe nước có thể điều chỉnh quay tới

- và quay lùi độc lập với nhau và quay vòng tròn ở các số vòng quay định mức 6,4 vòng /phút (0,16m/s) và 15,7 vòng/phút (1 m/s) ở chế độ toàn tải 2/3 tay ga
- 7) Khi thực hiện chức năng cắt rong với khu vực mật độ rong nhỏ hơn $< 18 \text{ kg/m}^2$ có thể cho dao chạy ở chế độ thấp V_{dtb} 0, 25 m/s , vận tốc tiến của máy phải điều chỉnh ở mức thấp hơn định mức khoảng 1 km/giờ thì chất lượng cắt mới bảo đảm và cho phép tiết kiệm chi phí năng lượng hoạt động của dao giảm hao mòn
 - 8) Khi thực hiện chức năng cắt rong với khu vực mật độ rong cao $> 22 \text{ kg/m}^2$ phải điều chỉnh dao chạy ở vận tốc trung bình dao là 0,6m/s và vận tốc tiến hợp lý của máy là 0,5 m/s cho phép chất lượng cắt tốt và ổn định nhất ,tỷ lệ thu hồi rong cao $\geq 85\%$, và chi phí nhiên liệu đạt 6,8 lít /giờ
 - 9) Không nên cho dao cắt hoạt động ở chế độ cao $V_{dtb} > 0,8 \text{ m/s}$ cũng như không nên cho vận tốc tiến của máy chạy trên mức tính toán thiết kế cho phép, việc tăng vận tốc cắt vừa không làm tăng năng suất thu hồi mà lại gây mòn dao cắt, gây rung động làm giảm tuổi thọ dao
 - 10) Khi làm việc nên duy trì vận tốc tiến của máy trong phạm vi 1,5-2 km/giờ. Không nên cho máy chạy nhanh hơn sẽ gây khó điều khiển máy cắt đi thẳng theo đường tiêu đã ấn định. Việc đường chạy không thẳng, gây cắt chập nhiều, hiệu suất thu hồi lượng rong không đạt theo thiết kế dù mật độ đã được xác định là cao.
 - 11) Khi vớt bèo tấy kết khối sử dụng tay gom làm tăng bề rộng làm việc của máy lên 4 m, nhưng thực tế tay gom hoàn toàn không phát huy tác dụng do bèo tấy kết khối cứng nên tay gom chỉ đơn thuần đẩy khối bèo tấy không lỏ đi theo chiều tiến của máy hoặc vây bao quanh máy.
 - 12) Khi máy thực hiện chức năng với rác thải, bèo tấy dạng rời không kết khối nên lắp tay gom vào làm việc, cho phép tăng lượng thu hồi lên 12,6 %, năng suất thu gom tăng 17,5 % chi phí nhiên liệu gần như không đổi, tỷ lệ thu hồi đạt trên 80 %
 - 13) Để máy hoạt động đạt hiệu quả, chi phí nhiên liệu thấp trong chức năng cắt rong và cỏ dại dưới mặt nước trong điều kiện mật độ trung bình từ 18- 28 kg/m^2 cần điều chỉnh quan hệ tỷ lệ vận tốc dao cắt và vận tốc tiến là từ 1,2 -1,3
 - 14) Vận tốc dòng nước trên kênh mương thủy lợi khu vực khảo nghiệm nằm trên dải vận tốc $< 1 \text{ m/s}$, không ảnh hưởng đến việc di chuyển máy và chất lượng cắt du cắt thuận chiều nước hay cắt ngược dòng nước.

15) Sử dụng máy để cắt vớt rong ngoài các lợi ích vô hình như: không cắt nước, sản xuất và sinh hoạt vẫn liên tục, tiết kiệm nhân lực thủ công còn mang lại hiệu quả kinh tế do việc cắt giảm chi phí trực tiếp từ 30 -70 % so với dùng lao động thủ công theo từng phương án đầu tư

16. Máy không thể thực hiện được chức năng vớt bèo lục bình dạng kết khối chặt, để vớt được cần phải có máy phá khối chuyên dùng và phân ly thành mảnh nhỏ

7.2 Kiến nghị.

Hệ thống máy đã đưa được vào sản xuất và thu được nhiều kết quả khích lệ, tuy nhiên vẫn còn một số phần cần phải thảo luận nhằm nâng cao tính hiệu quả của hệ máy.

- 1) . Hệ thống máy đã đưa được vào sản xuất và hoạt động có hiệu quả như đã trình bày ở trên, tuy nhiên do đặc điểm trên tuyến kênh có các cầu và các cửa điều tiết nước nên nhiều đoạn máy không qua đi được, phải sử dụng remoque chuyên dụng vận chuyển và triển hạ thủy, tuy nhiên do đặc điểm cấu trúc đất hai bờ sông không cứng và lún nên việc hạ thủy hoặc đưa lên sẽ không thực hiện được do nền bị lún, do vậy cần phải chọn các địa điểm lên xuống máy cố định và đầu tư làm nền móng cứng bằng bê tông thì mới có thể thực hiện kéo máy lên remooque và triển hạ thủy.
- 2) Một số khu vực cửa sông bèo lục bình mọc che kín khắp mặt sông, phương tiện giao thông thủy không thể di chuyển được, nhu cầu cần phải đánh tan và làm nát số bèo lục bình này mà không cần vớt do vậy nên chăng cần có một máy chuyên dùng đánh nát khối bèo thành các phần nhỏ để phương tiện giao thông thủy có thể đi được và bèo nhỏ này sẽ trôi theo dòng nước ra cửa biển đề nghị cần phải có một máy chuyên dùng phá nát khối bèo lục bình và sử dụng máy vớt và cắt kết hợp để chuyển lên bờ. Đề nghị chương trình cho nhóm nghiên cứu tiếp tục thiết kế thêm một mẫu máy mới trong hệ thống máy cắt rong, vớt bèo lục bình dưới dạng đề tài R&D
- 3) Thực tế cho thấy để làm tăng được thời gian làm việc chính thức chuyên sử dụng cho cắt rong vớt bèo lục bình, tăng hiệu quả đầu tư máy hạn chế thời gian máy đi vào đò và đi ra lại vị trí cũ làm việc tiếp, hệ máy cần có một máy vận chuyển trung gian đi sau máy cắt rong, vớt bèo lục bình để tiếp nhận rong, cỏ, bèo, rác thải ngay trên mặt sông và đưa vào đò. Đề nghị ban chủ nhiệm chương trình cho nhóm đề tài được tiếp tục thực hiện đề tài nghiên cứu tính toán thiết kế chế tạo máy trung chuyển trung gian rong cỏ trên sông

- 4) Đề tăng thêm các điều kiện thuận lợi hơn cho chức năng của máy khi vớt bèo lục bình cần phải thiết kế thêm một guồng gạt lắp ở đầu dao để khi làm việc guồng gạt có thể quay bỏ xuống khối bèo và cắt đứt khối bèo phía trước dao làm chia tách khối thuận lợi cho quá trình vớt.
- 5) Đề nghị cần tiếp tục thực hiện nghiên cứu thiết kế chế tạo chế tạo hệ dao cắt có kích thước dao lớn hành trình lớn để phục vụ cho phần cắt rong ở điều kiện mật độ cao hơn 25 kg/m^2 và đặc biệt sử dụng trong trường hợp vớt bèo lục bình lắp. Dao lớn cho phép cắt tách khối bèo thuận lợi hơn
- 6) Nhà đầu tư cần cân nhắc theo điều kiện tại địa phương của mình để quyết định phương án đầu tư như đã trình bày trong chương tính toán hiệu quả kinh tế

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Bùi Trung Thành và tập thể tác giả. Thuyết minh đề tài “Nghiên cứu, thiết kế và chế tạo hệ thống máy cắt rong, cỏ dại, vớt bèo tây, rác thải nổi trong lòng kênh mương, hồ chứa nước”, báo cáo khoa học tổng kết đề tài cấp Nhà nước KC05-01/2006-2010. Bộ Khoa học và Công nghệ, 4/2006.
- [2] Trần Công Nghị. Sức cản vỏ tàu và thiết bị đẩy tàu. NXB ĐH Quốc Gia Tp.HCM, 2004.
- [3] Trần công Nghị. Tính toán và thiết kế kết cấu thân tàu. NXB Đại học Quốc gia TP Hồ Chí Minh, 2005.
- [4] Nguyễn Trọng Hiệp. Chi tiết Máy. Nhà xuất bản ĐH và THCN, 1970.
- [5] Vũ Đình Lai, Nguyễn Xuân Lự, Bùi Đình Nghi. Sức bền vật liệu. Nhà xuất bản Giao thông Vận tải, Hà Nội 2000.
- [6] Đoàn Văn Điện, Nguyễn Bằng. Lý thuyết tính toán máy nông nghiệp. Đại học Nông Lâm TP Hồ Chí Minh, 1987.
- [7] Lương văn Thanh. Máy thủy. NXB Đại học Quốc gia TP Hồ Chí Minh, 1993.
- [8] Nguyễn Hồng Ngân, Nguyễn Danh Sơn. Kỹ thuật nâng chuyển, tập 2. NXB Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, 2004.
- [9] Nguyễn Như Nam, Trần thị Thanh. Máy gia công cơ học nông sản thực phẩm. Nhà xuất bản Giáo dục, 2000.
- [10] Nguyễn Văn Dán, Đặng Vũ Ngoạn. Vật liệu kỹ thuật. NXB Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, 2004.
- [11] Nguyễn Ngọc Phương, Huỳnh Nguyễn Hoàng. Hệ thống điều khiển bằng thủy lực. Nhà xuất bản Giáo Dục, 2002.
- [12] Trần công Nghị. Sổ tay Kỹ thuật đóng tàu thủy. NXB Đại học quốc gia TP Hồ Chí Minh, 1998.
- [13] Đỗ Thái Bình. Sổ tay của người lắp ráp tàu thủy. NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội 1977.

- [14] Hoàng Đình Dũng. Máy thủy lực tuabin nước và máy bơm. Nhà xuất bản Xây dựng**
- [15] Hoàng Tùng, Nguyễn Thục Hà. Sổ tay công nghệ hàn. NXB Khoa học và Xây dựng.**
- [16] Lại Khắc Liễm. Cơ Học Máy. Trường ĐHBKTPHCM, 2000.**
- [17] Nguyễn Đắc Lộc, Lê Văn Tiến, Ninh Đức Tôn, Trần Xuân Việt. Sổ tay Công nghệ chế tạo máy, tập 1-2. Nhà xuất bản khoa học kỹ thuật, Hà Nội 2006.**
- [18] Nguyễn Hữu Lộc. Cơ sở thiết kế máy. NXB Đại Học Quốc Gia Thành Phố Hồ Chí Minh, năm 2004.**
- [19] Nguyễn Sĩ Hiệt & Các Cộng Sự. Cơ sở lý thuyết xác định các thông số của máy gặt lúa rải hàng chuyển cây thẳng đứng, kết quả hoạt động khoa học công nghệ-Cơ điện nông nghiệp, Viện cơ điện nông nghiệp. Nhà xuất bản nông nghiệp, Hà Nội 2001.**
- [20] Nguyễn Trọng Thường & các cộng sự. Máy và thiết bị vận chuyển. Nhà xuất bản Khoa học Kỹ thuật, Hà Nội 1992.**
- [21] Nguyễn Văn Ban – Phạm Thao. Qui phạm phân cấp và đóng tàu sông Việt Nam. NXB Giao thông vận tải Hà Nội 2001.**
- [22] Trần Doãn Đĩnh. Truyền dẫn thủy lực trong chế tạo máy. NXB Khoa học và Kỹ thuật**
- [23] Trần Văn Địch (chủ biên), Nguyễn Trọng Bình, Nguyễn Thế Đạt, Nguyễn Viết Tiếp, Trần Xuân Việt. Công nghệ chế tạo máy. NXB Khoa Học và Kỹ Thuật Hà Nội, năm 2006.**
- [23] Trần Văn Địch. Thiết kế đồ án công nghệ chế tạo máy. NXB Khoa học và kỹ thuật Hà Nội, năm 2004.**
- [25] Trịnh Chất. Cơ sở thiết kế máy và chi tiết máy. NXB Khoa học và Kỹ thuật, năm 2001.**
- [26] Số liệu báo cáo Công ty khai thác công trình thủy lợi tỉnh Tây Ninh, 6/2006.**

- [27] Phan Thanh Tịnh. Các phương pháp đánh giá hiệu quả kinh tế của công cụ và máy móc cơ điện phục vụ sản xuất nông nghiệp. Tạp chí Viện Cơ điện Nông nghiệp, 1998
- [28] N.B. Sevastianov, D.M. Ananiev. Ổn tính cho tàu đi biển. Nhà xuất bản Giao thông Vận tải, 1991
- [29] Trường Hàng Giang. Thuyền nhẹ. Nhà xuất bản Công nhân Kỹ thuật 1977.
- [30] Đỗ Thái Bình. Tàu thuyền nhỏ. Nhà xuất bản Nông nghiệp, Hà Nội 1982.
- [31] V.K. Kuzmenko, N.A. Fedorov, E.G. Frid. Sổ tay của người lắp ráp tàu thủy. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội 1977.
- [32] Phan Vĩnh Tri, Hồ Ngọc Tùng. Sổ tay thiết bị tàu thủy. Nhà xuất bản Giao thông Vận tải.
- [33] Trần Công Nghị, Võ Trọng Cang. Tin học ứng dụng trong thiết kế và đóng tàu. Nhà xuất bản Đại học Quốc gia TP Hồ Chí Minh, 2002.
- [34] Trần Công Nghị, Lý thuyết Tàu. Tĩnh học và động lực học tàu. Nhà xuất bản Đại học Quốc gia TP Hồ Chí Minh.
- [35] Famic Technologies. Automation Studio, version 5.0.
- [36] Hydraforce. i-Design, version 1.1.