

ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA
KHOA CƠ KHÍ

ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP
NGÀNH: CÔNG NGHỆ CHẾ TẠO MÁY

**THIẾT KẾ VÀ MÔ PHỎNG MÁY MÀI
TRÒN TRONG**

Giáo viên hướng dẫn: **TS. VÕ TRẦN ANH**
Sinh viên thực hiện: **NGUYỄN HỮU CHỨC**
NGUYỄN QUỐC SƠN
Lớp: **20C1C**

Đà Nẵng, 2025

TÓM TẮT ĐỀ TÀI TỐT NGHIỆP

Tên đề tài: Thiết kế và mô phỏng máy mài tròn trong.

Sinh viên thực hiện : Nguyễn Hữu Chúc MSSV: 101200149

: Nguyễn Quốc Sơn MSSV: 101200190

Đề tài “Thiết kế và mô phỏng máy mài tròn trong” nhằm giải quyết bài toán thực tiễn tại Công ty TNHH Daiwa Việt Nam, nơi công đoạn mài bề mặt trong các chi tiết spacer vẫn đang được thực hiện thủ công, gây tốn thời gian, khó kiểm soát chất lượng và tiềm ẩn nguy cơ mất an toàn lao động.

Thông qua việc nghiên cứu cơ sở lý thuyết về quá trình mài và hệ thống truyền động – điều khiển khí nén, nhóm đề tài đã thiết kế một máy mài tròn trong có khả năng tự động hóa cao, đáp ứng các yêu cầu về độ nhám bề mặt và năng suất. Máy bao gồm các cụm cơ cấu chính như: hệ thống kẹp và xoay phôi, cơ cấu đưa mũi mài, hệ thống truyền động mài, tích hợp điều khiển bằng PLC và mô phỏng 3D trên phần mềm SolidWorks.

Kết quả đạt được là một hệ thống có khả năng hoạt động ổn định, nâng cao chất lượng sản phẩm, giảm sự phụ thuộc vào tay nghề công nhân, đồng thời hướng tới chuẩn hóa và hiện đại hóa quy trình sản xuất cơ khí chính xác trong môi trường công nghiệp.

NHIỆM VỤ ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

Họ tên sinh viên: Nguyễn Hữu Chúc

Mã số sinh viên: 101200149

Họ tên sinh viên : Nguyễn Quốc Sơn

Mã số sinh viên: 101200190

Lớp: 20C1C

Khoa: Cơ Khí

Ngành: Công Nghệ Chế Tạo Máy

- Tên đề tài đồ án: Thiết kế và mô phỏng máy mài tròn trong .**
- Đề tài thuộc diện:** Có ký kết thỏa thuận sở hữu trí tuệ đối với kết quả thực hiện
- Các số liệu và dữ liệu ban đầu:**
- Nội dung các phần thuyết minh và tính toán:**
 - Giới thiệu tổng quan và cơ sở lý thuyết.
 - Thiết kế động học máy.
 - Tính toán động lực học và thiết kế các kết cấu máy.
 - Thiết kế hệ thống điều khiển máy
 - An toàn, vận hành và bảo dưỡng máy.
- Các bản vẽ, đồ thị (ghi rõ các loại và kích thước bản vẽ):**
 - Bản vẽ lựa chọn phương án: 1 A0
 - Bản vẽ sơ đồ động máy: 1 A0
 - Bản vẽ lắp : 3 A0
 - Bản vẽ hộp giảm tốc : 1 A0
 - Bản vẽ mạch điện : 1 A0
- Họ tên người hướng dẫn:** TS. Võ Trần Anh.
- Ngày giao nhiệm vụ đồ án: .../.../2025**
- Ngày hoàn thành đồ án: .../.../2025**

Trưởng Bộ môn

Đà Nẵng, ngày tháng năm 2025

Người hướng dẫn

LỜI MỞ ĐẦU

Trong những năm gần đây, chúng ta đã chứng kiến sự phát triển mạnh mẽ của các ngành công nghiệp mới nói chung dựa trên cơ sở của mọi ngành nói riêng, trong đó cơ khí đóng vai trò rất quan trọng. Công nghệ chế tạo máy là một ngành đã ra đời từ lâu với nhiệm vụ thiết kế và chế tạo máy móc phục vụ cho các ngành công nghiệp khác, do vậy ngành đòi hỏi kỹ sư, cán bộ phải tích lũy đầy đủ vốn kiến thức cơ bản nhất, đồng thời không ngừng trau dồi và nâng cao vốn kiến thức đó, quan trọng nhất là phải biết vận dụng những kiến thức đó để giải quyết những vấn đề cụ thể trong quá trình sản xuất.

Được sự phân công của Khoa Cơ khí, chúng em đã tham gia thực tập Công ty TNHH Daiwa Việt Nam. Qua một thời gian thực tập và tìm hiểu chúng em vấn đề của công ty và cùng các anh giải quyết vấn đề :“Thiết kế và mô phỏng máy mài tròn trong” nhằm phục vụ tăng năng suất cho công ty Daiwa Việt Nam.

Tuy nhiên, do thời gian có hạn, đồng thời vốn kiến thức còn nhiều hạn chế nên việc tính toán thiết kế máy không tránh khỏi những thiếu sót. Em kính mong được các thầy đóng góp ý kiến và sửa chữa để em ngày một hoàn thiện hơn trong quá trình thiết kế sau này. Em xin chân thành cảm ơn thầy Võ Trần Anh giáo viên hướng dẫn, anh chị đang làm việc tại các xưởng - Công ty TNHH Daiwa Việt Nam và cùng các thầy cô trong khoa đã giúp đỡ em hoàn thành đồ án này.

Đà Nẵng, ngày 17 tháng 1 năm 2025

SINH VIÊN THỰC HIỆN

Nguyễn Hữu Chúc

Nguyễn Quốc Sơn

CAM ĐOAN

Chúng em xin cam đoan rằng báo cáo “**Thiết kế và mô phỏng máy mài tròn trong**” là kết quả làm việc nghiêm túc của nhóm, được thực hiện dưới sự hướng dẫn của TS. Võ Trần Anh, các anh chị bộ phận kỹ thuật sản xuất công ty Daiwa Việt Nam và các thầy trong khoa cơ khí. Toàn bộ nội dung, số liệu, hình ảnh trong báo cáo là trung thực và chưa từng được sử dụng trong bất kỳ đề tài nào khác.

Nếu có sử dụng dữ liệu đầu vào, hình ảnh hoặc nội dung tham khảo từ tài liệu, nhóm đều đã và sẽ trích dẫn rõ ràng trong phần **Tài liệu tham khảo** đúng quy định. Nhóm hoàn toàn chịu trách nhiệm trước nhà trường nếu có vi phạm về bản quyền hoặc đạo văn.

Đà Nẵng, ngày 4 tháng 6 năm 2025

Nhóm sinh viên thực hiện

Nguyễn Hữu Chúc

Nguyễn Quốc Sơn

MỤC LỤC

TÓM TẮT ĐỀ TÀI TỐT NGHIỆP	i
NHIỆM VỤ ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP	iii
LỜI MỞ ĐẦU	iv
CAM ĐOAN	v
DANH SÁCH BẢNG, HÌNH VẼ	ix
CHƯƠNG 1: GIỚI THIỆU VỀ CÔNG TY VÀ VẤN ĐỀ SẢN PHẨM.....	1
1.1 Giới thiệu công ty Daiwa Việt Nam:.....	1
1.2 Thực trạng sản phẩm :	2
1.3 Tính cấp thiết của đề tài:	4
1.4 Mục đích và phạm vi đề tài:	5
1.4.1 Mục đích của đề tài:.....	5
1.4.2 Phạm vi nghiên cứu:	5
1.5 Phương pháp nghiên cứu:	6
CHƯƠNG 2: CƠ SỞ LÝ THUYẾT VỀ MÁY MÀI.....	7
2.1 Giới thiệu chung:	7
2.2 Yêu cầu truyền động điện của máy mài	8
2.2.1 Truyền động chính:.....	8
2.2.2 Truyền động ăn dao:	9
2.2.3 Truyền động phụ:	9
2.3 Đặc tính cơ của máy mài:	9
CHƯƠNG 3: CƠ SỞ LÝ THUYẾT VỀ HỆ THỐNG KHÍ NÉN	11
3.1 Khái niệm về hệ thống điều khiển khí nén :.....	11
3.2 Phần tử cung cấp khí nén:.....	12
3.3 Các phần tử trong hệ thống điều khiển:.....	13
3.3.1 Van đảo chiều:	13
3.3.2 Van chặn:	14
3.3.3 Van tiết lưu:	16
3.3.4 Van áp suất:	18
3.3.5 Xi lanh truyền động:.....	20
3.3.6 Ống dẫn, ống nối:	20
CHƯƠNG 4: PHÂN TÍCH VÀ LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ MÁY..	22
4.1 Yêu cầu đối với thiết kế máy mài tròn trong:.....	22
4.2 Lựa chọn cơ cấu kẹp và tạo chuyển động xoay cho phôi:.....	22

4.3	Lựa chọn cơ cấu đưa mũi mài vào vị trí mài:.....	24
4.4	Cơ cấu tạo chuyển động qua lại cho mũi mài:	26
CHƯƠNG 5: TÍNH TOÁN ĐỘNG HỌC VÀ ĐỘNG LỰC TOÀN MÁY		27
5.1	Tính toán động học toàn máy:	27
5.1.1	Tính chọn động cơ trục mài:.....	27
5.1.2	Kiểm nghiệm độ bền chi tiết:.....	31
5.2	Thiết kế hộp giảm tốc cho trục quay chi tiết :	32
5.2.1	Tính chọn công suất động cơ:.....	33
5.2.2	Chọn tỷ số truyền:	33
5.2.3	Thiết kế bộ truyền cấp chậm :	35
5.2.4	Thiết kế bộ truyền cấp nhanh:	39
5.2.5	Thiết kế bộ truyền đai răng :.....	43
5.2.6	Thiết kế trục:.....	49
5.2.7	Tính chính xác trục, then và kiểm nghiệm:	51
5.2.8.	Tính chọn ổ lăn:.....	64
5.2.9.	Cấu tạo vỏ hộp giảm tốc:.....	67
5.3	Tính toán cơ cấu máy :	69
5.3.1	Tính toán cơ cấu kẹp phôi:	69
5.3.2	Tính toán cơ cấu mài:	74
CHƯƠNG 6 : THIẾT KẾ HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN		77
6.1	Tổng quan về PLC Misubishi họ FX3U:.....	77
6.1.1	Khái niệm chung:	77
6.1.2	Tìm hiểu PLC Misubishi họ FX3U:	77
6.1.3	Ngôn ngữ lập trình Ladder	80
6.2	Thiết kế điều khiển dùng PLC:.....	80
6.2.1	Lựa chọn PLC cho mô hình thiết kế điều khiển máy mài:.....	80
6.2.2	Chương trình Ladder:	81
CHƯƠNG 7 : MÔ PHỎNG MÁY MÀI BẰNG PHẦN MỀM SOLIDWORKS .83		
7.1	Mục tiêu của mô phỏng:	83
7.2	Tổng quan về máy mài:	83
7.3	Mô phỏng các cụm chi tiết chính:	84
7.3.1	Cụm kẹp chi tiết mài:	84
7.3.2	Cụm đẩy trục mài vào:	85
7.3.3	Cụm chi tiết đẩy phôi chạm bề mặt trục mài:.....	86
7.3.4	Cụm cấp phôi tự động:	87

7.4 Kiểm tra va chạm và không gian làm việc:	87
7.5 Đánh giá mô hình:	88
CHƯƠNG 8 : LẮP ĐẶT, VẬN HÀNH VÀ BẢO DƯỠNG MÁY	89
8.1 Lắp đặt và vận hành máy:.....	89
8.1.1 Cách lắp đặt:	89
8.1.2 Yêu cầu vận hành:	89
8.2 Bảo dưỡng:	90
8.3 Sự cố máy và khắc phục:	90
LỜI KẾT	91
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	92

DANH SÁCH BẢNG, HÌNH VẼ

Bảng 5. 1 Bảng đặc tính của vật liệu.....	28
Bảng 5. 2 Phân phối tỷ số truyền.....	33
Bảng 5. 3 Bảng thông số đặc tính kỹ thuật.....	34
Bảng 5. 4 Hệ số tải trọng.....	44
Bảng 5. 5 Điều chỉnh tỉ số truyền.....	44
Bảng 5. 6 Hệ số điều chỉnh căng đai.....	45
Bảng 5. 7 Tra thông số răng.....	46
Bảng 5. 8 Xác định chiều dài đai.....	46
Bảng 5. 9 Lực tác dụng lên trục.....	48
Bảng 5. 10 Thông số bộ truyền đai.....	48
Bảng 5. 11 Mômen cản uốn và xoắn tại các tiết diện của trục 1.....	54
Bảng 5. 12 Hệ số an toàn tại các tiết diện của trục I.....	54
Bảng 5. 13 Ứng suất dập và cắt tại các vị trí lắp then của trục I.....	55
Bảng 5. 14 Mômen cản uốn và xoắn tại các tiết diện của trục II.....	58
Bảng 5. 15 Biên độ ứng suất pháp và tiếp tại các tiết diện của trục II.....	58
Bảng 5. 16 Hệ số an toàn tại các tiết diện của trục II.....	59
Bảng 5. 17 Ứng suất dập và cắt tại các vị trí lắp then của trục II.....	59
Bảng 5. 18 Mômen cản uốn và xoắn tại các tiết diện của trục III.....	62
Bảng 5. 19 Biên độ ứng suất pháp và tiếp tại các tiết diện của trục III.....	63
Bảng 5. 20 Hệ số an toàn tại các tiết diện của trục III.....	63
Bảng 5. 21 Ứng suất dập và cắt tại các vị trí lắp then của trục III.....	64
Bảng 6. 1 Thông số kỹ thuật của PLC Mitsubishi FX3U.....	78
Bảng 6. 2 Phân công vào ra cho PLC.....	81
Hình 1. 2 Công ty TNHH Daiwa Việt Nam.....	1
Hình 1. 3 Sản phẩm guồng quay.....	2
Hình 1. 4 Sản phẩm cần câu.....	2
Hình 1. 5 Chi tiết gia công spacer.....	3
Hình 1. 6 Chi tiết mài bằng tay.....	3
Hình 1. 7 Quy trình mài tròn trong spacer.....	4
Hình 2. 1 Các loại máy mài.....	7
Hình 2. 2 Công nghệ mài tròn.....	8
Hình 2. 3 Đồ thị đặc tính phụ tải của máy.....	10
Hình 3. 1 Hệ thống điều khiển bằng khí nén.....	12
Hình 3. 2 Sơ đồ cấu trúc hệ thống điều khiển bằng khí nén.....	12

Hình 3. 3 Các loại máy nén khí	13
Hình 3. 4 Nguyên lí hoạt động van đảo chiều	14
Hình 3. 5 Van một chiều.....	14
Hình 3. 6 Van logic OR.....	15
Hình 3. 7 Van logic AND.....	15
Hình 3. 8 Van xả khí nhanh.....	16
Hình 3. 9 Kí hiệu van tiết lưu có tiết diện không thay đổi	16
Hình 3. 10 Van tiết lưu có tiết diện thay đổi	17
Hình 3. 11 Van tiết lưu một chiều	17
Hình 3. 12 Van tiết lưu một chiều điều khiển bằng cử chặn	18
Hình 3. 13 Van an toàn.....	18
Hình 3. 14 Van tràn	19
Hình 3. 15 Van áp suất điều chỉnh từ xa tác động trực tiếp lên van đảo chiều	19
Hình 3. 16 Van áp suất điều chỉnh từ xa tác động gián tiếp qua van tràn	19
Hình 3. 17 Xi lanh đơn	20
Hình 3. 18 Ống dẫn, Ống nối	20
Hình 3. 19 Các loại ống nối cơ bản	21
Hình 4. 1 Chuyển động mài spcaer	22
Hình 4. 2 Sơ đồ kẹp bằng mâm cặp.....	22
Hình 4. 3 Sơ đồ kẹp con lăn	23
Hình 4. 4 Phương án vít me-đai ốc.....	24
Hình 4. 5 Phương án sử dụng xilanh (1)	25
Hình 4. 6 Phương án sử dụng xi lanh mài(2)	26
Hình 5. 1 Sơ đồ nguyên lý của một máy mài lỗ bên trong.....	27
Hình 5. 2 Sơ đồ lực cắt khi mài tròn trong	28
Hình 5. 3 Phân tích lực kẹp	30
Hình 5. 4 Mô phỏng biến dạng tương đương	31
Hình 5. 5 Mô phỏng biến dạng chuyển vị	31
Hình 5. 6 Mô phỏng ứng suất.....	32
Hình 5. 7 Sơ đồ động của hộp giảm tốc	32
Hình 5. 8 Sơ đồ hộp giảm tốc.....	49
Hình 5. 9 Sơ đồ kích thước trục I	50
Hình 5. 10 Sơ đồ kích thước trục II.....	50
Hình 5. 11 Sơ đồ kích thước trục III.....	51
Hình 5. 12 Biểu đồ mômen trên trục I.....	52
Hình 5. 13 Biểu đồ mômen trên trục II	56

Hình 5. 14 Biểu đồ mômen trên trục III	60
Hình 5. 15 Sơ đồ lực tác dụng lên ổ trục I.....	64
Hình 5. 16 Sơ đồ lực tác dụng lên ổ trục II	65
Hình 5. 17 Sơ đồ lực tác dụng lên ổ trục III.....	66
Hình 5. 18 Cơ cấu kẹp phôi từ trên xuống	69
Hình 5. 19 Sơ đồ phân tích lực kẹp phôi	69
Hình 5. 20 Lò xo của cơ cấu kẹp	70
Hình 5. 21 Phân tích cơ cấu kẹp phôi.....	71
Hình 5. 22 Phân tích cơ cấu chêm	71
Hình 5. 23 Phân tích cơ cấu mài.....	74
Hình 6. 1. Giao tiếp PLC Mitsubishi FX3U qua các cổng.....	77
Hình 6. 2. Các dạng lập trình cơ bản cho PLC Mitsubishi.....	79
Hình 6. 3. PLC FX3U-32MR-ES-A	80
Hình 6. 4 Sơ đồ nối dây	82
Hình 6. 5 Mạch điều khiển	82
Hình 7. 1 Cụm cơ cấu kẹp	84
Hình 7. 2 Con lăn kẹp chi tiết.....	84
Hình 7. 3 Cụm đẩy trục mài	85
Hình 7. 4 Cơ cấu chêm	86
Hình 7. 5 Cơ cấu cấp phôi	87
Hình 7. 6 Mô phỏng máy mài.....	88

CHƯƠNG 1: GIỚI THIỆU VỀ CÔNG TY VÀ VẤN ĐỀ SẢN PHẨM

1.1 Giới thiệu công ty Daiwa Việt Nam:



Hình 1. 1 Công ty TNHH Daiwa Việt Nam

- Công ty TNHH Daiwa Việt Nam thuộc Tập đoàn Globeride – Nhà sản xuất dụng cụ câu cá thể thao hàng đầu thế giới của Nhật Bản. Luôn nêu cao phương châm sản xuất kinh doanh đi liền với coi trọng thiên nhiên, mong muốn đem đến cho con người cuộc sống văn minh, giàu ước mơ thông qua những sản phẩm thể thao, giải trí.
- Địa chỉ: Lô M, Đường số 5, KCN Hòa Khánh, Phường Hòa Khánh Bắc, Quận Liên Chiểu, Đà Nẵng.
- Tổng Giám Công ty TNHH Daiwa Việt Nam: Ông Ikeda Naoatsu. Năm 2005, Công ty bắt đầu đặt chân đến Đà Nẵng, nhận giấy phép đầu tư. Năm 2006 xây dựng nhà máy đầu tiên, năm 2008 xây dựng tiếp nhà máy thứ hai. Năm 2020 khởi công xây dựng nhà máy sản xuất dụng cụ thể thao – nhà máy thứ ba tại KCN Hòa Khánh.

Sản phẩm của công ty



Hình 1. 2 Sản phẩm guồng quay



Hình 1. 3 Sản phẩm cần câu

1.2 Thực trạng sản phẩm :

❖ Giới thiệu về sản phẩm :

- Mục đích : Gắn linh kiện
- Đường kính :có thể mài bằng giấy nhám: Ø18mm - Ø30mm
- Chiều dài Spacer: Spacer L=10mm → 120mm
- Vật liệu : Nhựa epoxy gia cố sợi cacbon
- Mục đích mài : Làm nhám bề mặt bên trong cần, tăng độ bám dính



Hình 1. 4 Chi tiết gia công spacer

❖ **Tốn thời gian sản xuất:**

- Tốn nhân công:
- Nhiều công đoạn, tốn thời gian:
 - Đối với spacer mài 1 lần: 0.2 phút/1pc
 - Đối với spacer mài 2 lần: 0.4phút/1pc



Hình 1. 5 Chi tiết mài bằng tay

Lực tay thao tác mài không giống nhau: Bên trong spacer chưa được làm nhám hết bề mặt

❖ **Mất an toàn trong lao động**



Hình 1.2 Thao tác thực hiện mất an toàn lao động

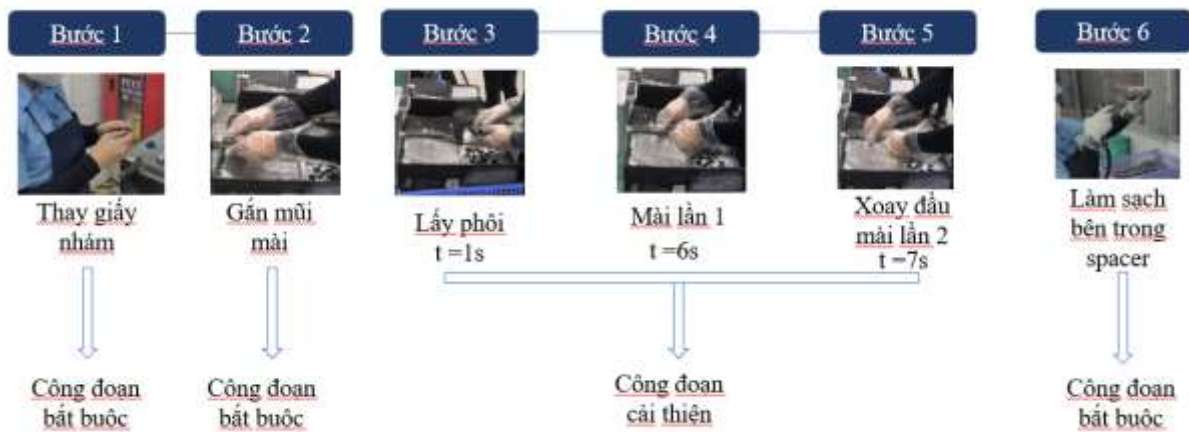
Thao tác mài trực tiếp tay dễ bị cuốn vào hoặc chi tiết có thể bị văng ra trong lúc làm dễ dẫn đến tai nạn lao động

❖ **Quy trình mài tròn trong (spacer):**

Đối với loại spacer mài 2 lần

Gồm 6 bước:

Cần cải thiện 3 bước ở công đoạn cấp phôi & mài



Hình 1. 6 Quy trình mài tròn trong spacer

1.3 Tính cấp thiết của đề tài:

Hiện nay, tại công ty, công đoạn mài bề mặt bên trong các chi tiết trụ tròn dùng để bù đường kính cho các linh kiện (tay cầm, chốt ren, guồng máy...) gắn lên cần câu

vẫn đang được thực hiện hoàn toàn thủ công. Phương pháp này sử dụng mũi mài gắn động cơ cầm tay, đòi hỏi công nhân phải thao tác thủ công với độ chính xác phụ thuộc lớn vào tay nghề và kinh nghiệm cá nhân. Điều này không những gây khó khăn trong việc kiểm soát chất lượng sản phẩm mà còn tiềm ẩn nguy cơ mất an toàn lao động, đồng thời làm giảm năng suất và tốn nhiều thời gian gia công.

Trong bối cảnh yêu cầu ngày càng cao về độ chính xác, tính lặp lại và năng suất trong sản xuất, việc nghiên cứu và chế tạo **máy mài tự động chuyên dùng để mài bề mặt bên trong chi tiết trụ tròn** là hết sức cần thiết. Hệ thống máy mài tự động sẽ giúp chuẩn hóa quy trình gia công, đảm bảo độ chính xác đồng đều giữa các sản phẩm, tăng năng suất lao động, giảm sự phụ thuộc vào tay nghề công nhân, từ đó nâng cao hiệu quả sản xuất và tăng tính cạnh tranh của doanh nghiệp.

Do đó, đề tài “Chế tạo máy mài tự động mài bề mặt bên trong chi tiết trụ tròn” là một hướng đi thiết thực và mang tính ứng dụng cao, đáp ứng nhu cầu thực tế tại doanh nghiệp và phù hợp với xu hướng tự động hóa trong ngành cơ khí chế tạo hiện nay.

1.4 Mục đích và phạm vi đề tài:

1.4.1 Mục đích của đề tài:

- Đánh giá hiệu quả sản xuất:
 - Tốc độ mài spacer trung bình (số sản phẩm/giờ).
 - Tỷ lệ sản phẩm đạt yêu cầu sau khi mài.
 - Khả năng hoạt động liên tục trong thời gian dài.
- Kiểm nghiệm độ chính xác gia công:
 - Sai số về kích thước (đường kính, chiều dài, độ tròn).
 - Độ lệch tâm, đồng trục giữa các chi tiết.
- Phân tích mức độ phức tạp trong vận hành và bảo trì:
 - Số lượng bước thao tác cần thiết để vận hành máy.
 - Độ thân thiện với người sử dụng.
 - Thời gian và mức độ phức tạp trong việc bảo trì, sửa chữa máy mài.

Từ đó, đề tài đưa ra đề xuất cải tiến máy móc hoặc quy trình làm việc nhằm nâng cao năng suất và chất lượng sản phẩm.

1.4.2 Phạm vi nghiên cứu:

- Về mặt nội dung:
 - Tập trung vào đánh giá hiệu quả, độ chính xác gia công, và mức độ phức tạp vận hành của máy mài spacer.
- Không mở rộng sang các khâu sản xuất khác.
- Về không gian và địa điểm:

- Áp dụng tại xưởng sản xuất cần câu công ty TNHH Daiwa Việt Nam
- Có thể mở rộng đối chiếu giữa 2–3 dòng máy mài nếu xưởng có nhiều loại.
- Về thời gian thực hiện:
 - Thực hiện khảo sát, đo đạc và phân tích dữ liệu trong khoảng thời gian từ tháng 12 năm 2024 đến tháng 4 năm 2025.

1.5 Phương pháp nghiên cứu:

- Phương pháp thu thập số liệu thực tế:
 - Quan sát trực tiếp quy trình mài spacer.
 - Ghi nhận thời gian thao tác, số lượng sản phẩm đầu ra và lỗi sản phẩm.
- Phương pháp đo lường kỹ thuật:
 - Sử dụng panme, thước cặp điện tử, đồng hồ so, thiết bị đo độ nhẵn... để kiểm tra kích thước và chất lượng sản phẩm.
 - Kiểm tra ngẫu nhiên các mẫu trong từng lô sản xuất.
- Phỏng vấn, khảo sát người vận hành:
 - Phỏng vấn kỹ thuật viên và công nhân về thao tác vận hành, khó khăn, thời gian học máy, tần suất lỗi.
- So sánh đối chiếu:
 - So sánh giữa các máy khác nhau (nếu có), giữa thao tác máy và phương pháp thủ công.
 - So sánh chi phí bảo trì, hao mòn vật tư, tiêu hao năng lượng.

CHƯƠNG 2: CƠ SỞ LÝ THUYẾT VỀ MÁY MÀI

2.1. Giới thiệu chung:

Khái niệm: Gia công mài là một phương pháp gia công tinh nhằm tạo ra bề mặt có độ chính xác cao và độ nhẵn bề mặt tốt. Phương pháp này sử dụng đá mài làm dụng cụ cắt là một khối có chứa hàng triệu hạt mài siêu nhỏ có độ cứng cao (như Corindon, Borazon), có tác dụng như các lưỡi dao siêu nhỏ cắt gọt bề mặt chi tiết.

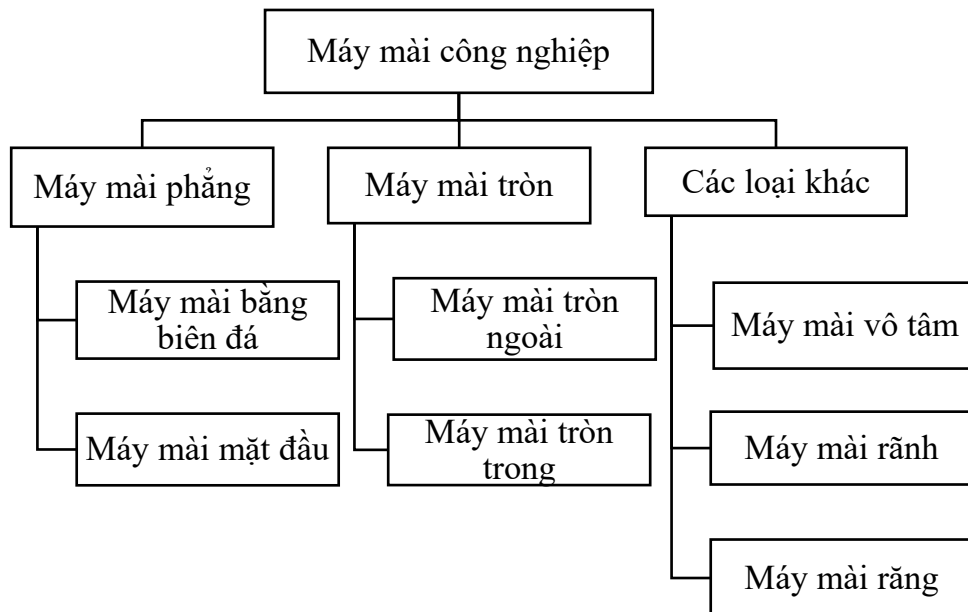
Gia công mài được áp dụng phổ biến để:

- Làm mịn, đánh bóng các chi tiết cơ khí có độ chính xác cao.
- Gia công các vật liệu cứng như thép tôi, hợp kim cứng.
- Tạo độ đồng đều cho các chi tiết nhỏ như spacer trong công nghiệp dụng cụ thể thao, điện tử, ô tô...

Đặc điểm của quá trình mài:

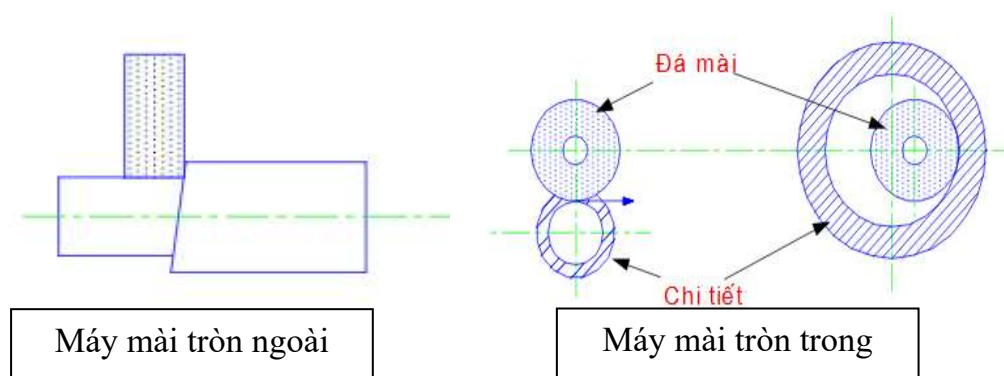
- Lực cắt lớn, lượng dư nhỏ nhưng tạo độ chính xác rất cao.
- Nhiệt phát sinh lớn, cần hệ thống làm mát liên tục.
- Tốc độ cắt lớn, nhưng lượng chạy dao nhỏ.
- Có khả năng đạt độ nhẵn bề mặt rất tốt.
- Đòi hỏi đá mài phải được chỉnh sửa định kỳ để duy trì khả năng cắt.

Máy mài có hai loại chính: Máy mài tròn và máy mài phẳng. Ngoài ra, còn có các loại máy khác nhau: máy mài vô tâm, máy mài rãnh, máy mài cắt, máy mài răng... Thường trên máy mài có ụ chi tiết hoặc bàn để kẹp chi tiết và ụ đá mài, trên đó có trục chính với đá mài. Cả hai ụ đều đặt trên bệ máy.



Hình 2. 1 Các loại máy mài

Máy mài tròn có hai loại: máy mài tròn ngoài và máy mài tròn trong. Sơ đồ biểu diễn công nghệ mài tròn được biểu diễn trên hình 2.2.



Hình 2. 2 Công nghệ mài tròn

Các dạng chuyển động trong máy mài tròn gồm có:

- Chuyển động chính là chuyển động quay của đá mài.
- Chuyển động ăn dao là di chuyển tịnh tiến của ụ đá ăn dao theo hướng dọc trục (ăn dao dọc trục) hoặc theo hướng ngang trục (ăn dao ngang), hoặc chuyển động quay của chi tiết (ăn dao vòng).
- Chuyển động phụ là di chuyển nhanh của ụ đá hoặc chi tiết.

2.2 Yêu cầu truyền động điện của máy mài :

2.2.1. Truyền động chính:

Thông thường truyền động chính máy mài không yêu cầu điều chỉnh tốc độ nên sử dụng động cơ không đồng bộ rotor lồng sóc. ở máy mài cỡ nặng, để duy trì tốc độ cắt không đổi khi mòn đá hay kích thước chi tiết gia công thay đổi, thường sử dụng truyền động động cơ có phạm vi điều chỉnh tốc độ là $D=2 \div 4/1$ với công suất không đổi.

Ở máy mài trung bình và nhỏ $v = 50 \div 80$ m/s nên đá mài có đường kính lớn thì tốc độ quay của đá khoảng 1000 vòng/phút. ở những máy có đường kính nhỏ, tốc độ đá rất cao. Động cơ truyền động là các động cơ đặc biệt có tốc độ 24000 ÷ 48000 vòng/phút hoặc có thể lên tới 150000 ÷ 200000 vòng/phút, đá mài gắn trên trục động cơ. Nguồn của động cơ là các bộ biến tần, có thể là các máy phát tần số cao biến tần quay hoặc là các bộ biến tần tĩnh - biến tần thyristor.

Mômen cản tĩnh trên trục động cơ thường là 15 + 20% mômen định mức. Mômen quá tính của đá và cơ cấu truyền lực lại lớn 500 ÷ 600% mômen quán tính của động cơ, do đó cần hãm cưỡng bức động cơ quay đá và không yêu cầu đảo chiều quay động cơ quay đá.

2.2.2 Truyền động ăn dao:

Ở máy cỡ nhỏ, truyền động quay chi tiết dùng động cơ không đồng bộ nhiều cấp tốc độ (điều chỉnh số đôi cực p) với $D = (2 \div 4)/1$. Ở các máy lớn thì dùng hệ thống bộ biến đổi động cơ điện một chiều (BBĐ - ĐM), hệ KĐT - ĐM có $D = 10/1$ với phương pháp điều chỉnh tốc độ bằng điều chỉnh điện áp phân ứng.

Truyền động ăn dao dọc của bàn máy tròn cỡ lớn thực hiện theo hệ BBĐ - ĐM với dải điều chỉnh tốc độ $D = (20 \div 25)/1$ còn truyền động ăn dao ngang sử dụng thủy lực.

2.2.3. Truyền động phụ:

Sử dụng động cơ không đồng bộ rotor lồng sóc.

2.3 Đặc tính cơ của máy mài:

Đặc tính của cơ cấu sản xuất được khái quát bằng phương trình:

$$M_c = M_0 + (M_{dm} - M_0) \left(\frac{\omega}{\omega_{dm}} \right)^q$$

Trong đó:

M_0 - Mômen ứng với tốc độ $\omega = 0$

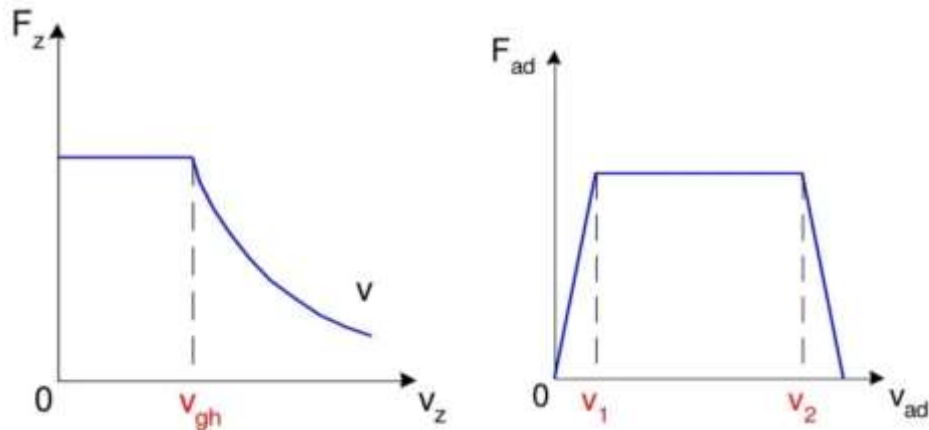
M_{dm} - Mômen ứng với tốc độ định mức ω_{dm}

M_c - Mômen ứng với tốc độ ω

q - số mũ phụ thuộc vào loại cơ cấu sản xuất. Với máy mài nói riêng và máy cắt gọt kim loại nói chung, q thường nhận hai giá trị q=1 (ứng với truyền động chính $M_c = \frac{1}{\omega}$ và P = const) và q=0 (ứng với truyền động ăn dao $M = M_{dm} = \text{const}$).

Trong thực tế, đặc tính cơ của cơ cấu sản xuất không giữ được cố định theo một quy luật trong toàn bộ phạm vi điều chỉnh tốc độ mà thay đổi theo điều kiện công nghệ hoặc điều kiện tự nhiên.

Từ đó, ta thấy nói chung momen tải là không đổi. Tuy nhiên, trong vùng tốc độ thấp, lượng ăn dao nhỏ, lực cắt bị hạn chế bởi chiều sâu cắt tới hạn. Trong vùng này, tốc độ ăn dao giảm làm cho lực ăn dao và momen cũng giảm theo. Vùng tốc độ cao thì bị giới hạn bởi công suất của động cơ truyền động nên tại đó, momen cũng phải giảm để không làm công suất của truyền động quá lớn. Tóm lại, ta có đặc tính cơ phụ tải truyền động quay chi tiết như sau:



Hình 2. 3 Đồ thị đặc tính phụ tải của máy

Như vậy, nhiệm vụ của truyền động động cơ là phải làm đặc tính điều chỉnh của nó giống đặc tính cơ của máy cắt.

Chế độ làm việc: Khi gia công mài, chi tiết quay liên tục còn đá mài di chuyển trên bề mặt vùng cần gia công. Do đó, chế độ làm việc của truyền động ăn dao là chế độ làm việc dài hạn và không yêu cầu đảo chiều.

Chế độ tải: Khi hệ thống làm việc, chi tiết được lắp trên trục của tang trống và quay với vận tốc tỉ lệ với tốc độ của trục động cơ. Do đó, động cơ mang tải ngay từ đầu. Do chế độ gia công khác nhau, các chi tiết khác nhau, nên không qui đổi momen quán tính của chi tiết về trục động cơ mà coi chi tiết như một tải có sẵn trên trục động cơ.

Độ ổn định tốc độ: Rõ ràng, tốc độ quay càng ổn định thì chất lượng gia công càng cao, bề mặt mài càng nhẵn, bóng. Yêu cầu đối với truyền động ăn dao máy mài: $\Delta\omega\% \leq (5+10)\%$

Tính kinh tế: Thiết bị cho hệ truyền động phải rẻ, nhưng vẫn đủ cung cấp hiệu quả cao nhất cho hệ. Đồng thời, thiết bị phải dễ kiểm và hoạt động tin cậy trong chế độ dài hạn.

Căn cứ vào yêu cầu đề ra, ta phải thiết kế hệ thống đạt được những yêu cầu sau:

- Dải điều chỉnh tốc độ
- Điều chỉnh vô cấp tốc độ, không yêu cầu đảo chiều.
- Điều chỉnh giữ mômen không đổi và bám theo momen tải.
- Điều chỉnh giữ ổn định tốc độ.
- Làm việc dài hạn, tin cậy.
- Giá thành hạ

CHƯƠNG 3: CƠ SỞ LÝ THUYẾT VỀ HỆ THỐNG KHÍ NÉN

3.1. Khái niệm về hệ thống điều khiển khí nén :

Hệ thống khí nén là một hệ thống tạo ra năng lượng từ khí thiên nhiên và tích trữ năng lượng đó để sử dụng khi cần thiết cụ thể năng lượng được nén lại và đưa vào dạng bình chứa để sau đó bổ sung cho những hoạt động về sau. Thiết bị lưu trữ thường thấy là bình tích khí, máy nén khí

Nguyên lý hoạt động :Hệ thống khí nén hoạt động dựa trên nguyên lý chuyển đổi năng lượng cơ học (từ động cơ điện hoặc động cơ đốt trong) thành năng lượng khí nén. Năng lượng khí sau đó được sử dụng để vận hành các xi lanh, động cơ khí nén hoặc thiết bị tự động khác.

Đặc điểm của hệ thống khí nén

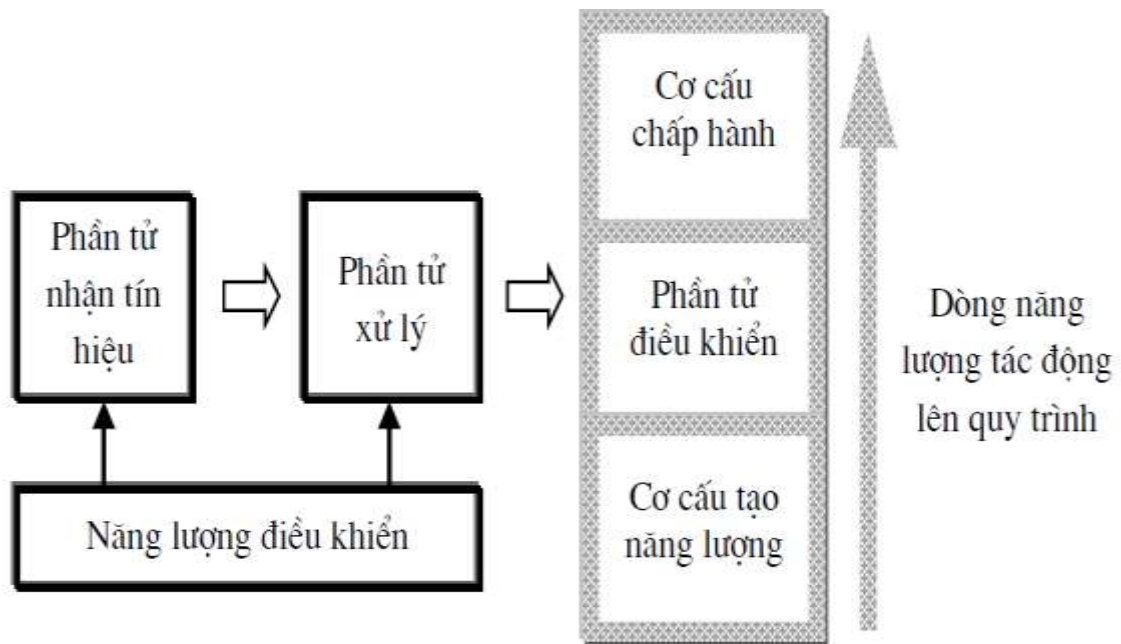
- Có khả năng truyền năng ở khoảng cách xa.
- Thiết bị đơn giản, gọn nhẹ, chi phí vận hành thấp.
- Dễ điều khiển tự động.
- An toàn khi làm việc trong môi trường độc hại.

Ứng dụng của hệ thống khí nén

- Trong công nghiệp: vận hành dây chuyền tự động, robot khí nén.
- Trong ô tô: hệ thống phanh khí nén.
- Trong y tế: thiết bị nha khoa, hệ thống thở.
- Trong xây dựng: dụng các dụng cụ như búa khí, khoan khí.

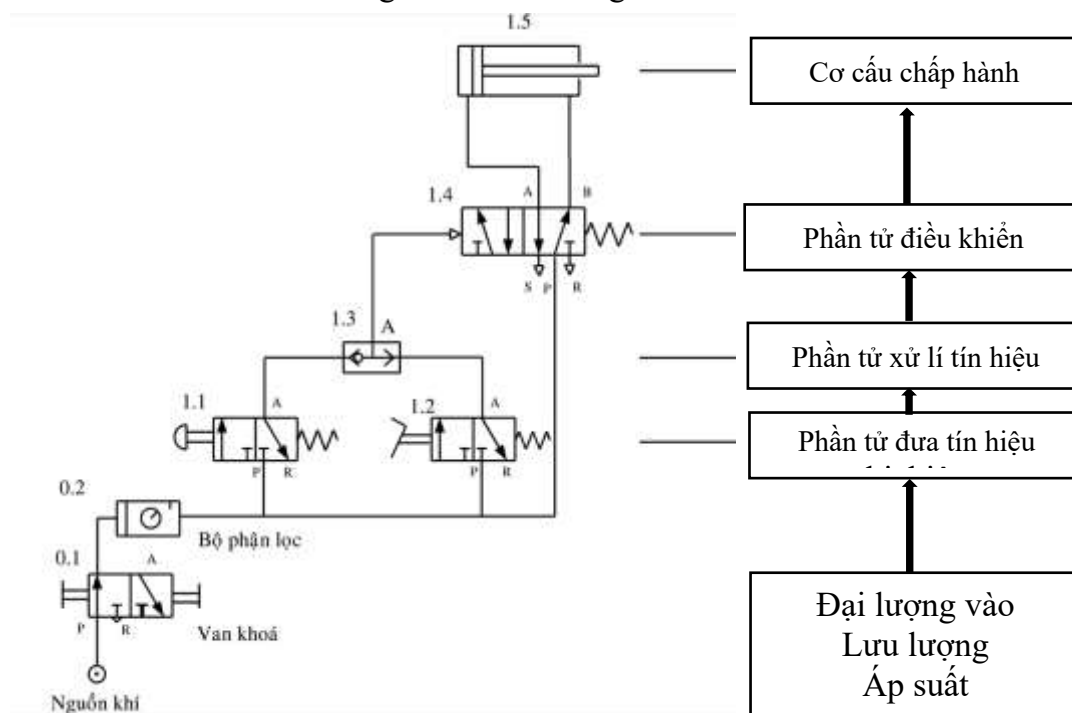
Hệ thống điều khiển bằng khí nén được mô tả qua sơ đồ hình 3.1, gồm các cụm và phần tử chính, có chức năng sau:

- Cơ cấu tạo năng lượng: máy nén khí, bộ lọc,...
- Tín hiệu đầu vào: các loại nút ấn,...
- Xử lý tín hiệu: van áp xuất, van điều khiển từ xa,..
- Phần tử điều khiển: van đảo chiều,...
- Cơ cấu chấp hành: xilanh.



Hình 3. 1 Hệ thống điều khiển bằng khí nén

✚ Sơ đồ cấu trúc hệ thống điều khiển bằng khí nén được thể hiện ở hình 3.2:



Hình 3. 2 Sơ đồ cấu trúc hệ thống điều khiển bằng khí nén

3.2 Phần tử cung cấp khí nén:

Máy nén khí:

Áp suất khí được tạo ra từ máy nén khí, ở đó năng lượng cơ học của động cơ điện hoặc của động cơ đốt trong được chuyển đổi thành năng lượng khí nén và nhiệt năng

Nguyên tắc hoạt động

Nguyên lí thay đổi thể tích: không khí được dẫn vào buồng chứa, ở đó thể tích của buồng chứa sẽ nhỏ lại. Như vậy theo định luật Boyle Mariotte áp suất trong buồng chứa sẽ tăng lên. Máy nén khí hoạt động theo nguyên lí này, ví dụ như máy nén khí kiểu pittông, bánh răng, cánh gạt.

Nguyên lí động năng: không khí được dẫn vào buồng chứa, ở đó áp suất khí nén được tạo ra bằng động năng của bánh dẫn. Nguyên tắc hoạt động này tạo ra lưu lượng và công suất rất lớn. Máy nén khí hoạt động theo nguyên lí này, ví dụ như máy nén kiểu li tâm.

Phân loại:

Theo áp suất :

- Máy nén khí áp suất thấp $p \leq 15$ bar
- Máy nén khí áp suất cao $p \geq 15$ bar
- Máy nén khí áp suất rất cao $p \geq 300$ bar

Theo nguyên lí hoạt động:

Máy nén khí theo nguyên lí thay đổi thể tích : máy nén khí kiểu pittông, máy nén khí kiểu cánh gạt, máy nén khí kiểu root, máy nén khí kiểu trục vít



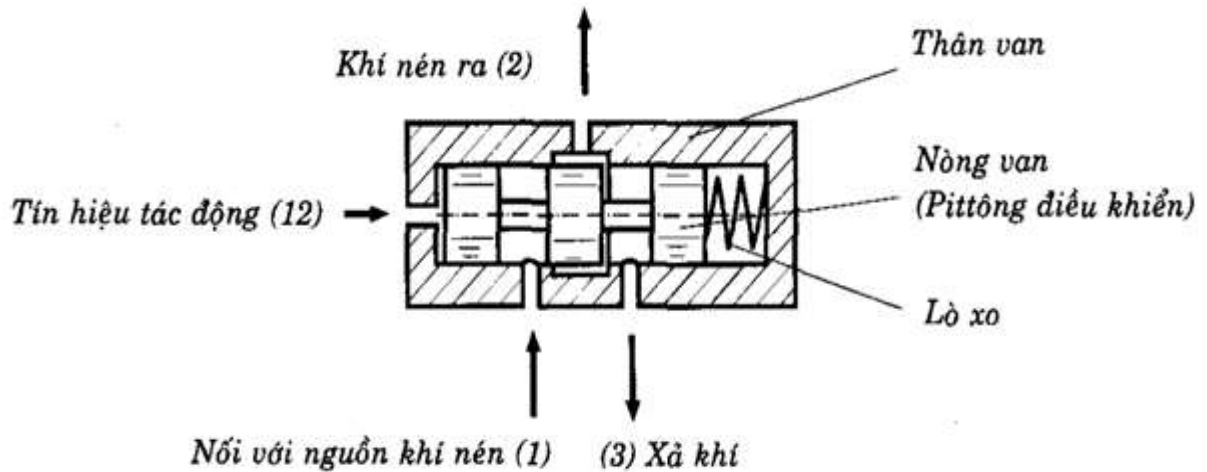
Hình 3. 3 Các loại máy nén khí

3.3. Các phần tử trong hệ thống điều khiển:

3.3.1 Van đảo chiều:

Van đảo chiều có nhiệm vụ điều khiển dòng năng lượng bằng cách đóng, mở hay chuyển đổi vị trí, để thay đổi hướng của dòng năng lượng

Nguyên lí hoạt động của van đảo chiều: Khi chưa có tín hiệu tác dụng vào cửa (12), thì cửa (1) bị chặn và cửa (2) nối với cửa (3). Khi có tín hiệu tác dụng vào cửa (12), ví dụ tác dụng bằng khí nén, nòng van sẽ dịch chuyển về phía bên phải, cửa (1) nối với cửa (2) và cửa (3) bị chặn. Trường hợp tín hiệu tác dụng vào cửa (12) mất đi, dưới tác động của lò xo, nòng van sẽ trở về vị trí ban đầu.



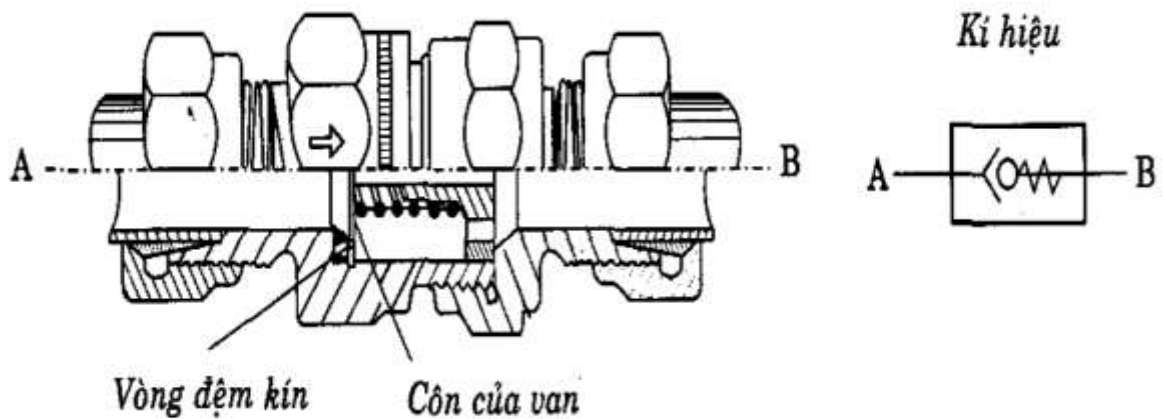
Hình 3. 4 Nguyên lí hoạt động van đảo chiều

3.3.2 Van chặn:

Van chặn là loại van chỉ cho lưu lượng khí nén đi qua một chiều, chiều ngược lại bị chặn. Áp suất dòng chảy tác động lên bộ phận chặn của van và như vậy van được đóng lại. Van chặn gồm các loại sau: Van một chiều, van logic OR, van logic AND, van xả khí nhanh

a) Van một chiều:

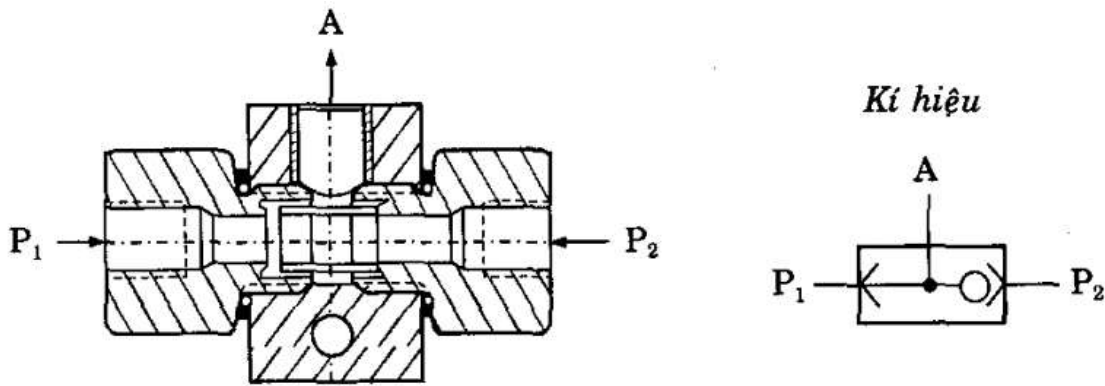
Van một chiều có tác dụng chỉ cho lưu lượng khí nén đi qua một chiều, chiều ngược lại bị chặn. Nguyên lí hoạt động và kí hiệu van một chiều: dòng khí nén đi từ A qua B, chiều từ B qua A dòng khí nén bị chặn.



Hình 3. 5 Van một chiều

b) Van logic OR:

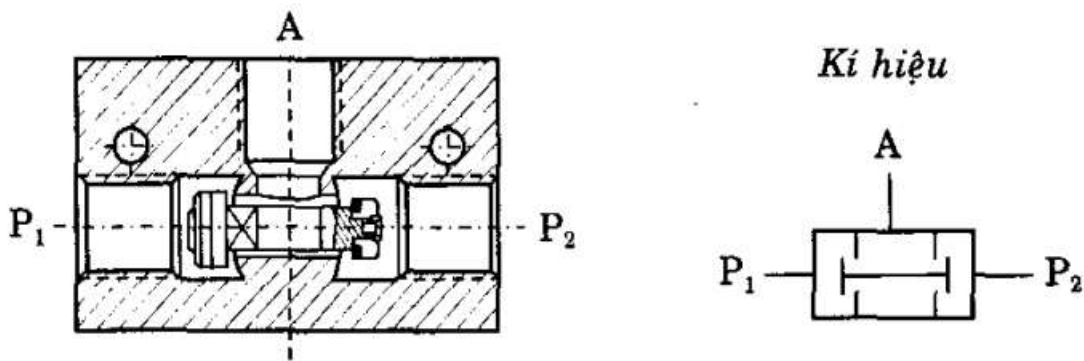
Nguyên lí hoạt động và kí hiệu van logic OR: khi có dòng khí nén qua cửa P_1 , sẽ đẩy pittông trụ của van sang vị trí bên phải, chặn cửa P_2 , như vậy cửa P_1 nối 1 với cửa A. Hoặc là khi có dòng khí nén qua cửa P_2 , sẽ đẩy pittông trụ của van sang vị trí bên trái, chặn cửa P_1 , như vậy cửa P_2 nối với cửa A. Như vậy van logic OR có chức năng là nhận tín hiệu điều khiển ở những vị trí khác nhau trong hệ thống điều khiển.



Hình 3. 6 Van logic OR

c) Van logic AND:

Nguyên lí hoạt động và kí hiệu van logic AND: khi có dòng khí nén qua cửa P_1 , sẽ đẩy pittông trụ của van sang vị trí bên phải, như vậy cửa P_1 bị chặn. Hoặc là 1 khi có dòng khí nén qua cửa P_2 , sẽ đẩy pittông trụ của van sang vị trí bên trái, cửa P_2 bị chặn. Nếu dòng khí nén đồng thời đi qua cửa P_1 và P_2 , cửa A sẽ nhận được tín hiệu, tức là khí nén sẽ đi qua cửa A. Như vậy van logic AND có chức năng là nhận tín hiệu điều khiển cùng một lúc ở những vị trí khác nhau trong hệ thống điều khiển.

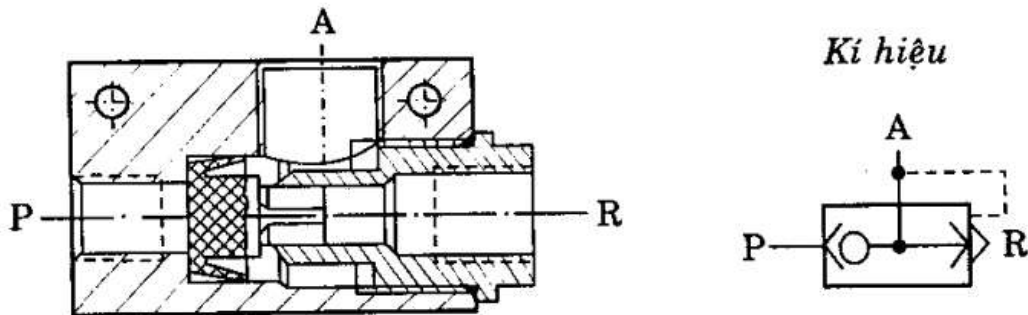


Hình 3. 7 Van logic AND

d) Van xả khí nhanh:

Khi dòng khí nén đi qua cửa P, sẽ đẩy pittông trụ sang phải, chặn cửa R, như vậy cửa P nối với cửa A. Trường hợp ngược lại, khi dòng khí nén đi từ A, sẽ đẩy pittông trụ sang trái, chặn cửa P và như vậy cửa A nối với cửa R.

Van xả khí nhanh thường lắp gần ở vị trí cơ cấu chấp hành, ví dụ pittông có nhiệm vụ xả khí nhanh ra ngoài



Hình 3. 8 Van xả khí nhanh

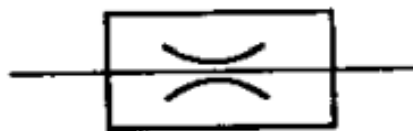
3.3.3 Van tiết lưu:

Van tiết lưu có nhiệm vụ điều chỉnh lưu lượng dòng chảy, tức là điều chỉnh vận tốc hoặc thời gian chạy của cơ cấu chấp hành. Phần tính toán được trình bày trong chương 1. Ngoài ra van tiết lưu cũng có nhiệm vụ điều chỉnh thời gian chuyển đổi vị trí của van đảo chiều

Nguyên lí làm việc của van tiết lưu là lưu lượng dòng chảy qua van phụ thuộc vào sự thay đổi tiết diện. Phần tiếp theo giới thiệu một số loại van tiết lưu.

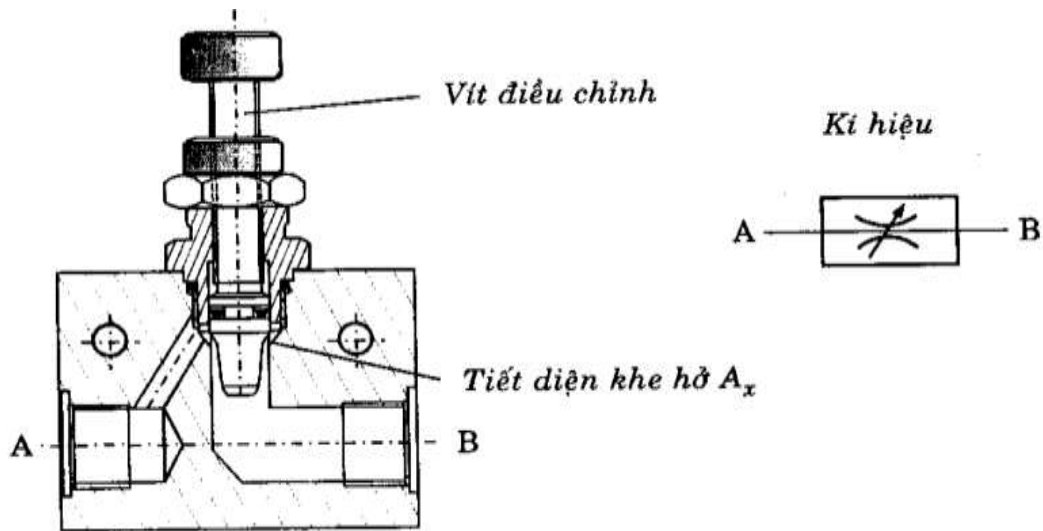
a) Van tiết lưu có tiết diện thay đổi:

Lưu lượng dòng chảy qua khe hở của van có tiết diện không thay đổi, được kí hiệu như trên hình 3.9.



Hình 3. 9 Kí hiệu van tiết lưu có tiết diện không thay đổi

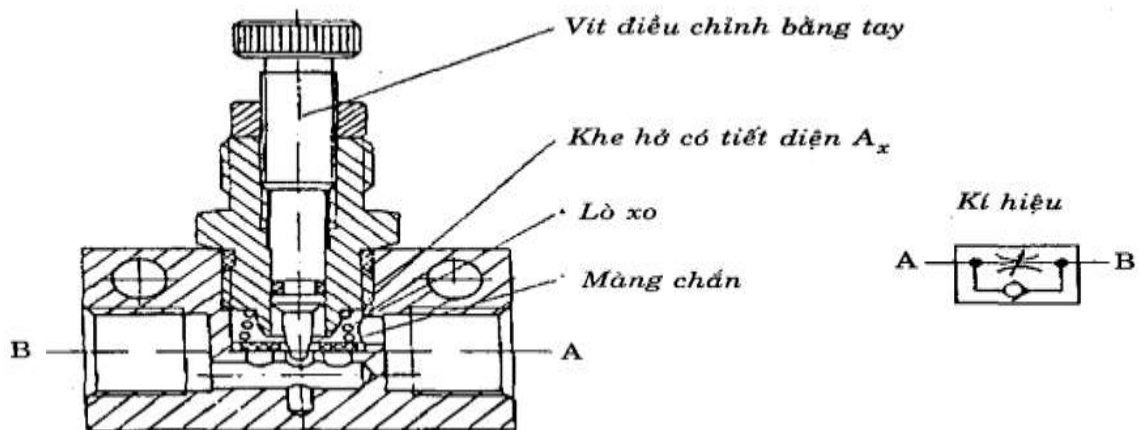
Van tiết lưu có tiết diện thay đổi điều chỉnh được lưu lượng dòng qua van. Hình 3.10 là nguyên lí hoạt động và kí hiệu của van tiết lưu có tiết diện thay đổi, tiết lưu được cả 2 chiều, dòng khí nén đi từ A qua B và ngược lại. Tiết diện A thay đổi bằng vít điều chỉnh.



Hình 3. 10 Van tiết lưu có tiết diện thay đổi

b) Van tiết lưu một chiều điều chỉnh bằng tay:

Nguyên lí hoạt động và kí hiệu của van tiết lưu một chiều điều chỉnh bằng tay (hình 3.11): tiết diện chảy A thay đổi bằng điều chỉnh vít điều chỉnh bằng tay. Khi dòng khí nén từ A qua B, lò xo đẩy màng chắn xuống và dòng khí nén chỉ đi qua tiết diện A. Khi dòng khí nén đi từ B sang A, áp suất khí nén thắng lực lò xo, đẩy màng chắn lên và như vậy dòng khí nén sẽ đi qua khoảng hở giữa màng chắn và mặt tựa màng chắn, lưu lượng không được điều chỉnh.

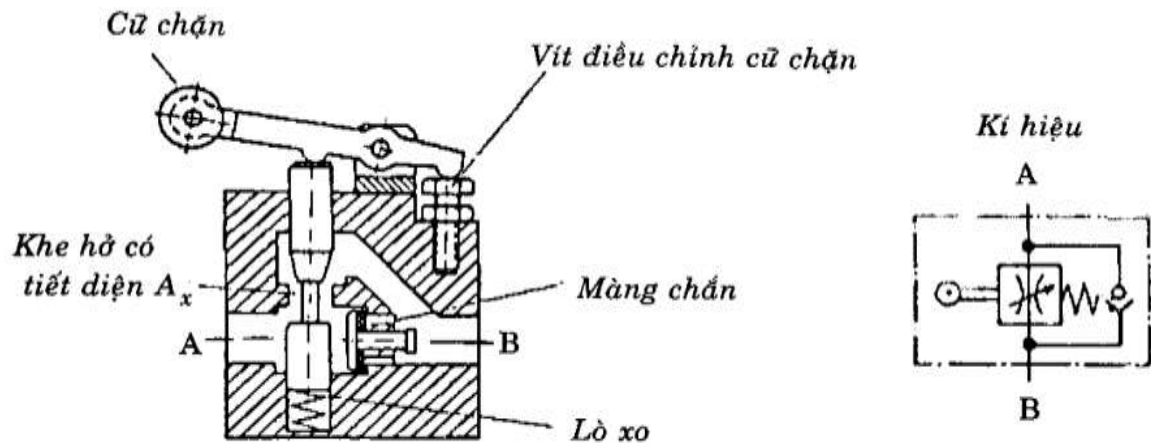


Hình 3. 11 Van tiết lưu một chiều

c) Van tiết lưu một chiều điều chỉnh bằng cỡ chặn:

Vận tốc của xilanh trong quá trình chuyển động với những hành trình khác nhau tương ứng vận tốc khác nhau, thường chọn van tiết lưu một chiều điều chỉnh bằng cỡ chặn. Nguyên lí hoạt động của van tiết lưu một chiều điều chỉnh bằng cỡ chặn cùng

tương tự như van tiết lưu một chiều điều chỉnh bằng tay. Khi điều chỉnh vít điều chỉnh cỡ chặn, tức là điều chỉnh được tiết diện chảy A.

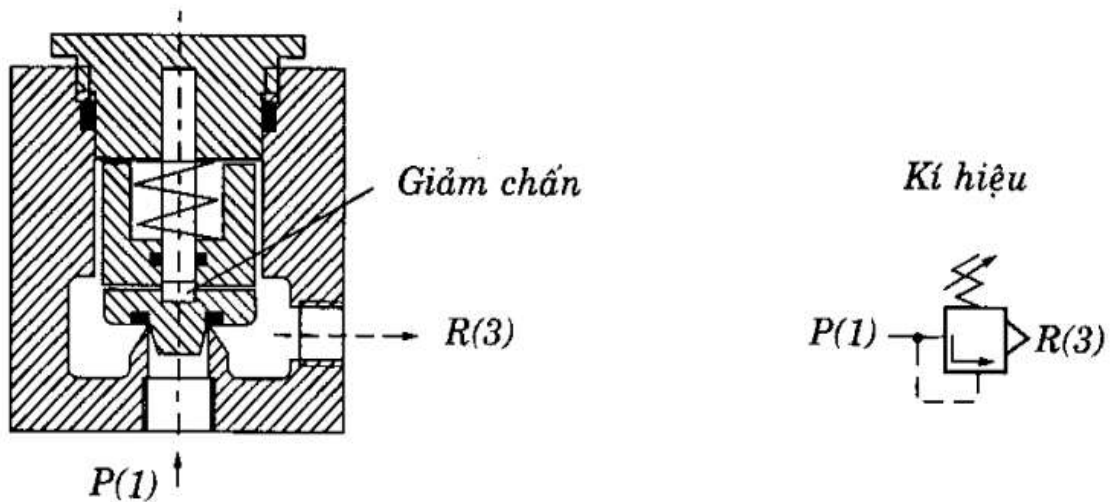


Hình 3. 12 Van tiết lưu một chiều điều khiển bằng cỡ chặn

3.3.4 Van áp suất:

a) Van an toàn:

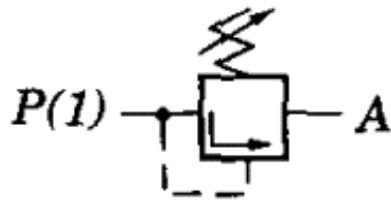
Van an toàn có nhiệm vụ giữ áp suất lớn nhất mà hệ thống có thể tải. Khi áp suất lớn hơn áp suất cho phép của hệ thống thì dòng áp suất sẽ thắng lực lò xo, và như vậy khi nén sẽ theo cửa R ra ngoài không khí



Hình 3. 13 Van an toàn

b) Van tràn:

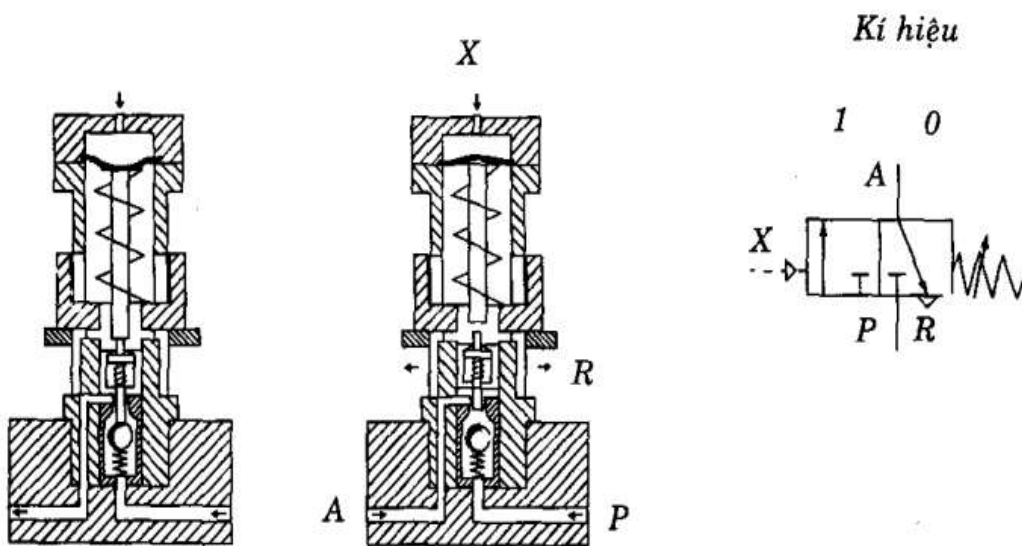
Nguyên tắc hoạt động của van tràn tương tự như van an toàn. Nhưng chỉ khác ở chỗ là khi áp suất ở cửa P đạt được giá trị xác định, thì cửa P sẽ nối với cửa A, nối với hệ thống điều khiển. Kí hiệu như trên hình 3.14



Hình 3. 14 Van tràn

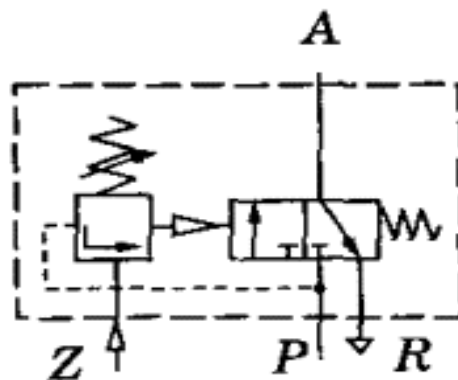
c) Van áp suất điều chỉnh từ xa:

Nguyên lí hoạt động và cấu tạo của van áp suất điều chỉnh từ xa : khi có tín hiệu áp suất X (có thể từ một nguồn khí nén khác) tác động, thì cửa P nối với cửa A.



Hình 3. 15 Van áp suất điều chỉnh từ xa tác động trực tiếp lên van đảo chiều

Tín hiệu tác động X có thể trực tiếp lên van đảo chiều (hình 3.15) hay tín hiệu tác động gián tiếp Z qua van tràn (hình 3.16).

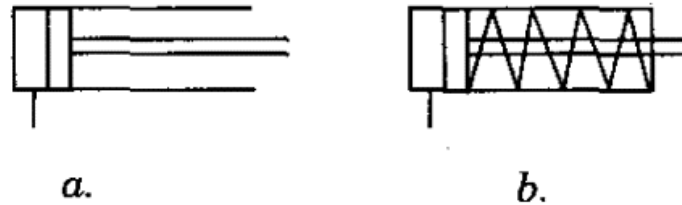


Hình 3. 16 Van áp suất điều chỉnh từ xa tác động gián tiếp qua van tràn

3.3.5 Xi lanh truyền động:

Xi lanh khí nén là cơ cấu chấp hành chuyển đổi thế năng của khí thành cơ năng, dùng để chuyển động thẳng.

Phân loại theo cấu tạo người ta chia xi lanh đơn thành:



Hình 3. 17 Xi lanh đơn

a. Xi lanh lùi về nhờ ngoại lực b. Xi lanh lùi về nhờ lò xo

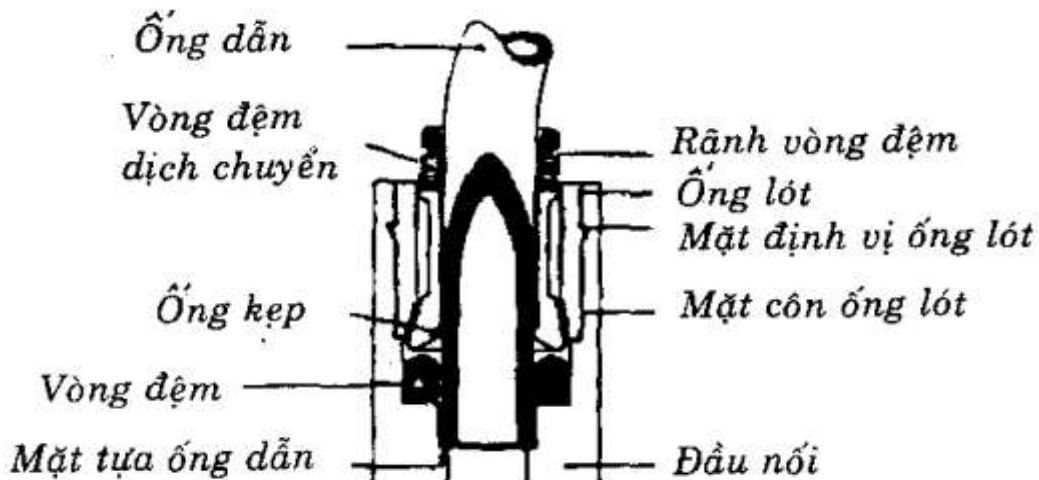
3.3.6 Ống dẫn, ống nối:

Để nối liền các phần tử điều khiển với các cơ cấu chấp hành, với hệ thống biến đổi năng lượng, người ta dùng các ống dẫn, ống nối hoặc các tấm nối.

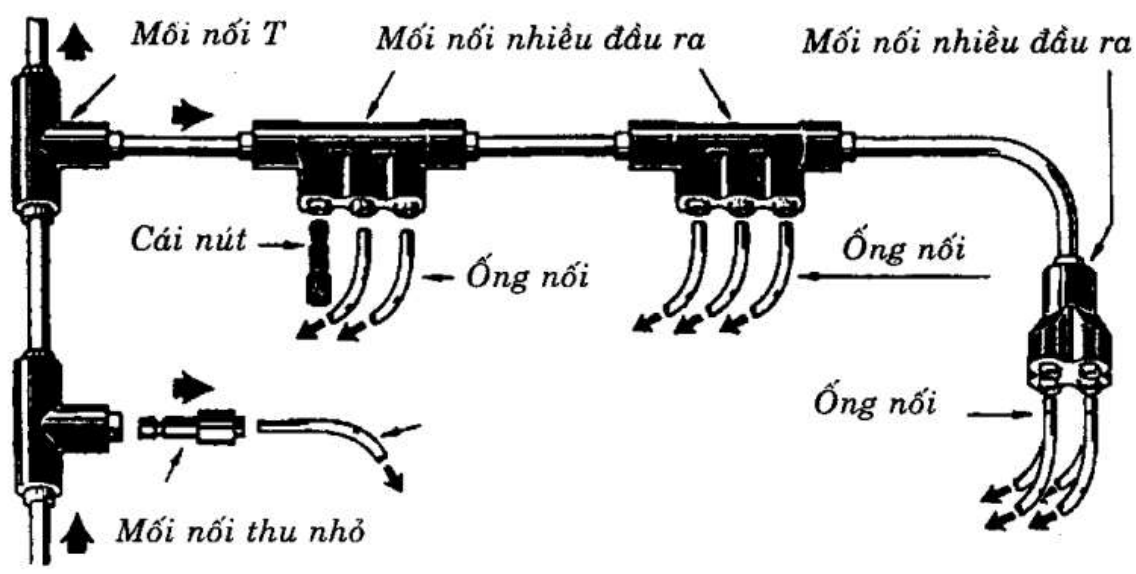
Ống dẫn dùng trong hệ thống điều khiển bằng khí nén phổ biến là ống dẫn mềm (ống nhựa)

Ống dẫn cần phải đảm bảo độ bền cơ học và tồn thất áp suất trong ống nhỏ nhất. Để giảm tồn thất áp suất, các ống dẫn càng ngắn càng tốt, ít bị uốn cong để tránh sự biến dạng của tiết diện và sự đổi hướng chuyển động của khí.

Ống nối có yêu cầu tương đối cao về độ bền và độ kín. Tùy theo điều kiện sử dụng ống nối có thể cố định (không tháo được) và tháo được.



Hình 3. 18 Ống dẫn, Ống nối

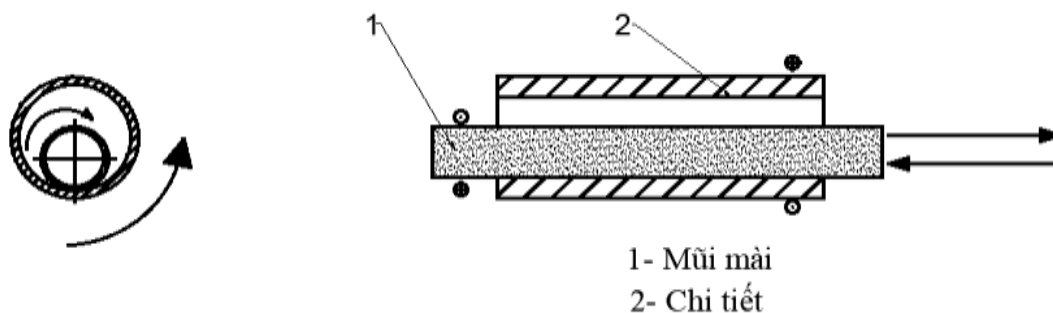


Hình 3. 19 Các loại ống nối cơ bản

CHƯƠNG 4: PHÂN TÍCH VÀ LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ MÁY

4.1. Yêu cầu đối với thiết kế máy mài tròn trong:

Từ các số liệu để thiết kế như các thông số về kích thước phôi và vật liệu của phôi đồng thời yêu cầu đặt ra là máy thiết kế đạt được năng suất cao, độ chính xác cao, đáp ứng nhu cầu sản xuất thì em chọn máy mài tròn trong để thiết kế.



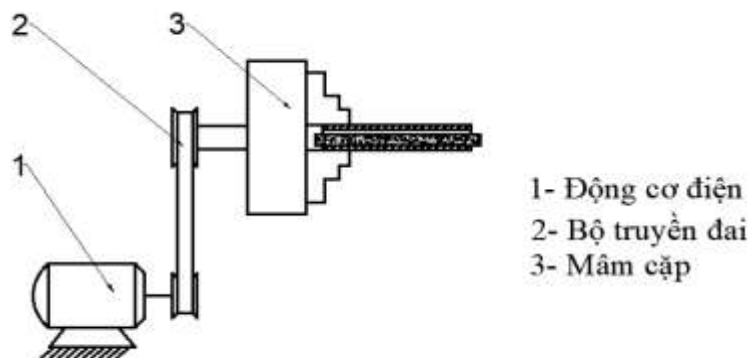
Hình 4. 1 Chuyển động mài spcaer

Các chuyển động cần thiết: Phôi được đưa vào ta tạo chuyển động quay cho phôi đồng thời mũi mài sẽ tiến vào trong để mài bên trong của chi tiết, tiếp đó ta cho đá mài di chuyển tịnh tiến của đá mài cứ làm như thế cho đến khi kích thước của phôi đạt yêu cầu.

4.2 Lựa chọn cơ cấu kẹp và tạo chuyển động xoay cho phôi:

Phương án 1: Dùng mâm cặp và động cơ

Động cơ điện là loại động cơ được sử dụng nhiều trong công nghiệp cũng như gia dụng. Có rất nhiều loại động cơ điện như: động cơ một chiều, động cơ đồng bộ, động cơ không đồng bộ 3 pha ,...



Hình 4. 2 Sơ đồ kẹp bằng mâm cặp

Nguyên lý hoạt động: Khi đóng điện cho động cơ hoạt động thì trên các cuộn dây của stato và roto động cơ sinh ra hiện tượng cảm ứng điện từ làm cho roto quay. Trục động cơ quay truyền chuyển động quay sang bộ truyền đai làm cho mâm cặp kẹp phôi.

❖ Ưu điểm và nhược điểm:

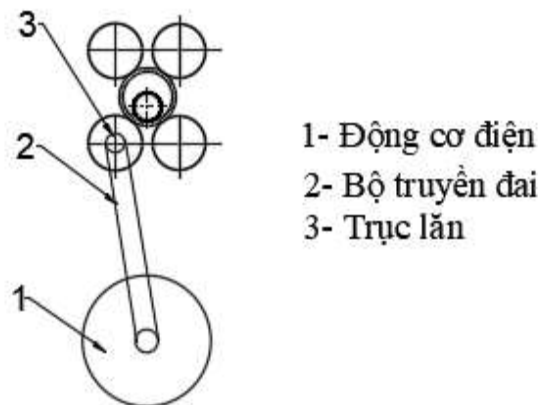
• Ưu điểm:

- Kết cấu đơn giản, không cần các thiết bị đi kèm phức tạp.
- Dễ lắp đặt sửa chữa và thay thế, vận hành tin cậy.

• Nhược điểm:

- Để quay phôi được công suất động cơ lớn hơn để quay mâm cặp khi sửa chữa thay thế thì giá thành cao.

Phương án 2: Dùng con lăn và động cơ:



Hình 4. 3 Sơ đồ kẹp con lăn

Nguyên lý hoạt động: Khi đóng điện cho động cơ hoạt động thì trên các cuộn dây của stato và roto động cơ sinh ra hiện tượng cảm ứng điện từ làm cho roto quay. Trục động cơ quay truyền chuyển động quay sang bộ truyền đai làm cho con lăn quay truyền động cho con lăn.

Ưu điểm và nhược điểm:

• Ưu điểm:

- Kết cấu đơn giản, không cần các thiết bị đi kèm phức tạp.
- Dễ lắp đặt sửa chữa và thay thế.
- Giá thành rẻ.

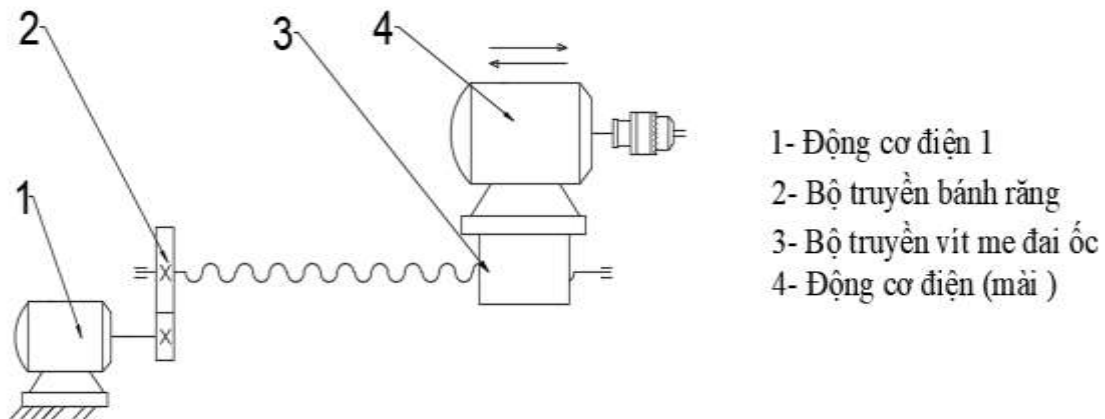
• Nhược điểm:

- Khó khăn trong việc khởi động dòng khởi động lớn (4 đến 7 lần định mức) làm sụt áp lưới điện và làm nóng động cơ.
- Momen khởi động nhỏ.

Kết luận: Với những ưu nhược điểm và kết cấu như trên và với yêu cầu kết cấu máy nhỏ gọn, phù hợp với yêu cầu công nghệ và điều kiện hiện có, giá thành thấp ta lựa chọn phương án dùng con lăn kẹp phôi và động cơ điện tạo chuyển động quay.

4.3 Lựa chọn cơ cấu đưa mũi mài vào vị trí mài:

Phương án 1: Sử dụng vít me- đai ốc:



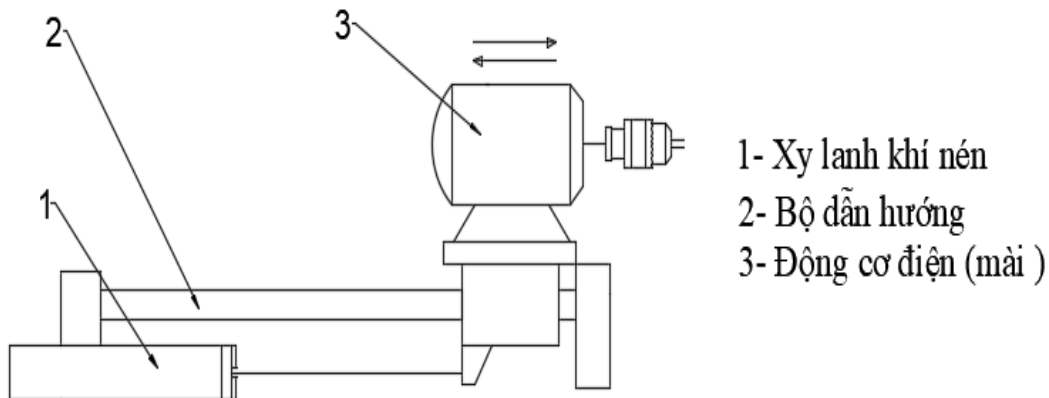
Hình 4. 4 Phương án vít me-đai ốc

Nguyên lý hoạt động: Khi ta đóng điện có tín hiệu hoạt động làm cho động cơ quay truyền động qua bánh vít làm trục vít chuyển động tịnh tiến. Khi động cơ quay theo chiều thuận thì đai ốc mang động cơ tịnh tiến mang theo đá mài vào vị trí mài, khi động cơ quay theo chiều nghịch thì đai ốc mang động cơ lùi về mang theo đá mài lùi khỏi vị trí mài. Nếu muốn dừng ta chỉ việc cho van đảo chiều về vị trí giữa là xilanh dừng lại ở bất kì vị trí nào mong muốn.

Ưu điểm và nhược điểm:

- Ưu điểm:
 - Hoạt động êm ái, không gây ồn
 - Kết cấu nhỏ gọn.
 - Truyền động mượt, độ chính xác cao
- Nhược điểm:
 - Hiệu suất thấp
 - Mài mòn nhanh, chi phí cao

Phương án 2: Sử dụng xi lanh khí nén:



Hình 4. 5 Phương án sử dụng xilanh (1)

Nguyên lý hoạt động: Khi có tín hiệu hoạt động làm cho khí van đảo chiều ở vị trí giữa. Khi van đảo chiều ở vị trí bên trái thì xilanh được cung cấp khí chuyển động đi lên đẩy động cơ điện mang theo đá mài vào trong mài chi tiết. Khi van đảo chiều ở vị trí bên phải thì cung cấp khí cho xilanh chuyển động lùi về. Nếu muốn dừng ta chỉ việc cho van đảo chiều về vị trí giữa là xilanh dừng lại ở bất kì vị trí nào mong muốn.

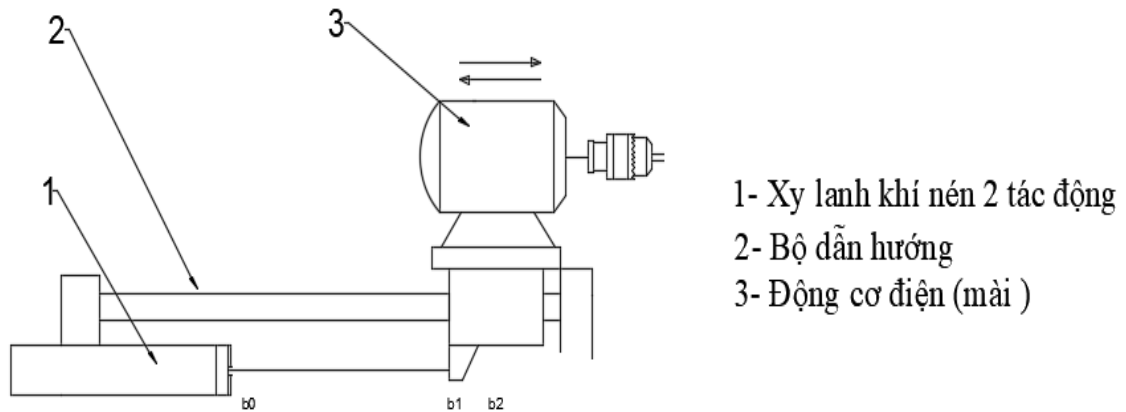
Ưu điểm và nhược điểm:

- Ưu điểm:
 - Thiết kế đơn giản dễ bảo trì
 - Điều chỉnh lực dễ dàng
 - Độ bền cao.
- Nhược điểm:
 - Khó kiểm soát được tốc độ chính xác

Kết luận: Với những ưu nhược điểm và kết cấu như trên và với yêu cầu kết cấu máy nhỏ gọn, phù hợp với yêu cầu công nghệ và điều kiện hiện có, giá thành thấp ta lựa chọn xi lanh khí nén đưa mũi mài vào vị trí mài

4.4 Cơ cấu tạo chuyển động qua lại cho mũi mài:

Phương án 1: Sử dụng xi lanh:



Hình 4. 6 Phương án sử dụng xi lanh mài (2)

Nguyên lý hoạt động: Khi có tín hiệu hoạt động làm cho khí van đảo chiều ở vị trí giữa. Khi van đảo chiều ở vị trí bên trái thì xi lanh được cung cấp khí chuyển động đi lên đẩy động cơ điện mang theo đá mài vào trong mài chi tiết. Khi van đảo chiều ở vị trí bên phải thì cung cấp khí cho xi lanh chuyển động lùi về.

Ưu điểm và nhược điểm:

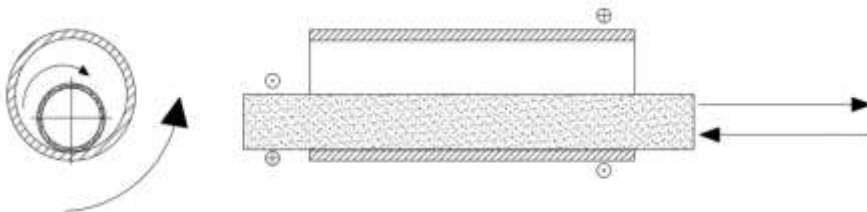
- Ưu điểm:
 - Thiết kế đơn giản dễ bảo trì
 - Điều chỉnh lực dễ dàng
 - Độ bền cao
- Nhược điểm:
 - Khó kiểm soát được tốc độ chính xác

CHƯƠNG 5: TÍNH TOÁN ĐỘNG HỌC VÀ ĐỘNG LỰC TOÀN MÁY

5.1 Tính toán động học toàn máy:

5.1.1 Tính chọn động cơ trực mài:

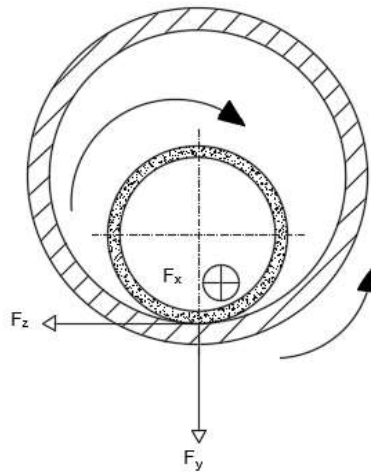
- Đặc điểm quá trình mài:
 - Quá trình cắt được thực hiện bằng nhiều hạt mài có độ cứng tế vi cao ($2200 \div 3100 \text{ kG/mm}^2$).
 - Quá trình cắt được thực hiện với tốc độ cắt cao của hạt mài ($30 \div 70 \text{ m/giây}$).
 - Các hạt mài được bố trí lộn xộn, vì vậy thông thường chúng có góc trước âm và góc cắt lớn hơn 90° .
 - Tốc độ cắt lớn và điều kiện cắt không thuận lợi làm tăng nhiệt độ cắt
 - Điều khiển quá trình mài chỉ có thể được thực hiện bằng cách thay đổi chế độ cắt, bởi vì thay đổi hình học của các hạt mài hầu như không thể thực hiện được.
 - Trong quá trình gia công đá mài có thể tự mài sắc bởi vì hạt mài sau khi bị mòn làm cho lực cắt tăng, dưới tác dụng của lực cắt lớn các hạt mài tự bẻ gãy và tạo ra các hạt mài mới có cạnh sắc mới.
 - Bề mặt mài được hình thành nhờ tác động của các yếu tố hình học đặc trưng cho quá trình cắt và quá trình biến dạng dẻo kim loại.
- Loại máy:



Hình 5. 1 Sơ đồ nguyên lý của một máy mài lỗ bên trong

- Chuyển động quay của đá mài (Chuyển động chính)
 - Đá mài có kích thước nhỏ, được gắn trên trục chính của máy.
 - Khi gia công, đá mài quay với tốc độ cao
- Chuyển động tịnh tiến của đá mài
 - Đá mài di chuyển vào và ra theo phương trục của lỗ cần gia công.
 - Điều này giúp đá mài tiếp xúc đều trên toàn bộ chiều dài lỗ.
- Chuyển động quay: Chi tiết quay quanh trục của nó để giúp mài hết chu vi chi tiết

- Phân tích lực:



Hình 5. 2 Sơ đồ lực cắt khi mài tròn trong

- Lực cắt tổng hợp khi, mài phân ra: lực tiếp tuyến P_Z , lực hướng kính P_y , và lực hướng trục P_x . Lực cắt P_Z , là thông số để tính công suất cắt. Lực P_y , có ảnh hưởng lớn đến độ chính xác gia công. Lực P_x , cần thiết để chạy dao dọc của đá hoặc chi tiết.
- Lực P_Z được xác định theo công thức thực nghiệm sau đây

$$P_Z = C_p \cdot V^{0,7} \cdot S^{0,7} \cdot t^{0,6}$$

Trong đó:

C_p : Hệ số phụ thuộc vào vật liệu gia công

V : Tốc độ quay của chi tiết (m/ph)

S : Lượng chạy dao (mm/vòng)

t : Chiều sâu cắt (mm)

- Xác định hệ số phụ thuộc vào vật liệu gia công:

Bảng 5. 1 Bảng đặc tính của vật liệu

Vật liệu	Độ cứng (HV)	Độ bền kéo (MPa)	Độ bền nén (MPa)
Thép chưa nhiệt luyện (C45, S45C)	150 - 250 HV	500 - 700 MPa	500 - 600 MPa
Thép nhiệt luyện (SKD11, SCM440,...)	400 - 800 HV	1000 - 2000 MPa	1000 - 2500 MPa
Nhựa Epoxy	10 - 30 HV	30 - 90 MPa	80 - 150 MPa

Nhận xét:

- Nhựa Epoxy có độ cứng rất thấp so với thép và gang (chỉ khoảng $10 \div 30$ HV, thấp hơn 10 lần so với thép C45).
- Độ bền kéo và nén của Epoxy cũng nhỏ hơn rất nhiều so với kim loại.
- Ảnh hưởng đến hệ số C_p khi mài:
 - Hệ số C_p phụ thuộc vào độ cứng và khả năng cắt của vật liệu.
 - Thép nhiệt luyện có $C_p = 2,2$, thép chưa nhiệt luyện $C_p = 2,1$
 - Nhựa Epoxy mềm hơn thép rất nhiều \rightarrow hệ số C_p phải nhỏ hơn thép
- Ước lượng hệ số C_p cho nhựa Epoxy
 - Epoxy thuần không gia cường: $C_p \approx 1,2 - 1,4$
 - Xác định tốc độ quay của chi tiết

Tra sổ tay cncm 2/tr184

Với đường kính của chi tiết từ $15 - 20$ mm thì $V_{ct} = 10 \div 20$ m/ph

$$\Rightarrow P_z = C_p \cdot V^{0,6} \cdot S^{0,6} \cdot t^{0,4} = 1,2 \cdot 10^{0,7} \cdot 0,5^{0,6} = 3,96 \text{ kg} = 39,6 \text{ N}$$

\Rightarrow Công suất cần thiết để làm quay trục mài:

$$N_K = \frac{P_z \cdot V_K}{102} = \frac{39,6 \cdot 0,83}{102} = 0,32 \text{ KW} = 320 \text{ W}$$

Vì tỷ lệ $V_k / V = 5 \div 10$

$$\Rightarrow V_k = 5 \cdot 10 = 50 \text{ m/ph} = 0,83 \text{ m/s}$$

\Rightarrow Công suất cần thiết để làm quay chi tiết

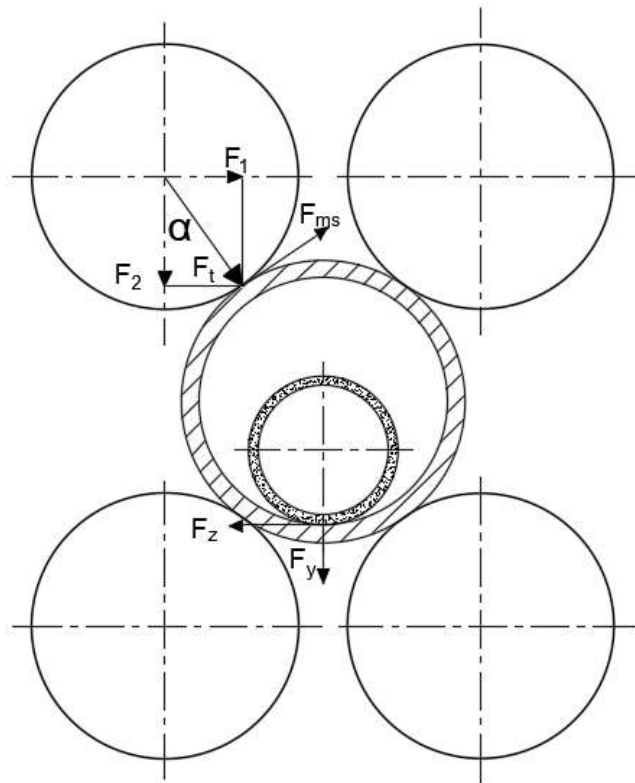
$$N = \frac{P_z \cdot V}{60 \cdot 102 \cdot \eta_2} = \frac{39,6 \cdot 10}{60 \cdot 102 \cdot 0,9} = 0,071 \text{ KW}$$

Chọn động cơ trục mài:

Động cơ cảm ứng AC 370W – Greensky GS6IK160GU

- Loại: Động cơ cảm ứng AC ba pha
- Công suất: 370W
- Tốc độ định mức: 1500 vòng/phút
- Kích thước khung: 104mm

- Xác định lực kẹp các con lăn (chống trượt):



Hình 5. 3 Phân tích lực kẹp

Điều kiện không trượt của phôi:

Phôi không bị trượt nếu lực ma sát F_{ms} giữa con lăn và phôi đủ lớn để chống lại lực tiếp tuyến F_z

$$F_{ms} \geq F_z$$

Với $F_{ms} = f \cdot F_t$,

f: Hệ số ma sát, con lăn bằng vật liệu nhựa dẻo silicon $\Rightarrow f = 0,65$

F_t : Lực con lăn tác động hướng kính lên phôi

Ta có:

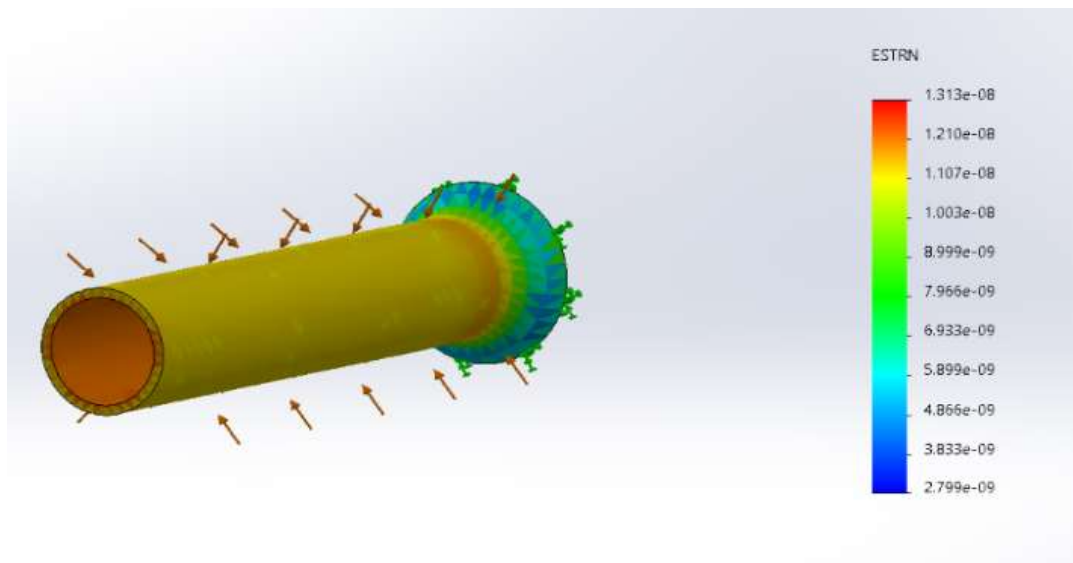
$$\begin{aligned} f \cdot F_t &\geq 39,6 \\ \Rightarrow F_t &\geq 39,6 / f \end{aligned}$$

Với mỗi con lăn chịu tải như nhau ta được:

$$\begin{aligned} \Sigma F_t &= 39,6 / f \\ \Rightarrow 4 F_t &= 39,6 / f \\ \Rightarrow F_t &= 39,6 / 4f = 15N \end{aligned}$$

5.1.2 Kiểm nghiệm độ bền chi tiết:

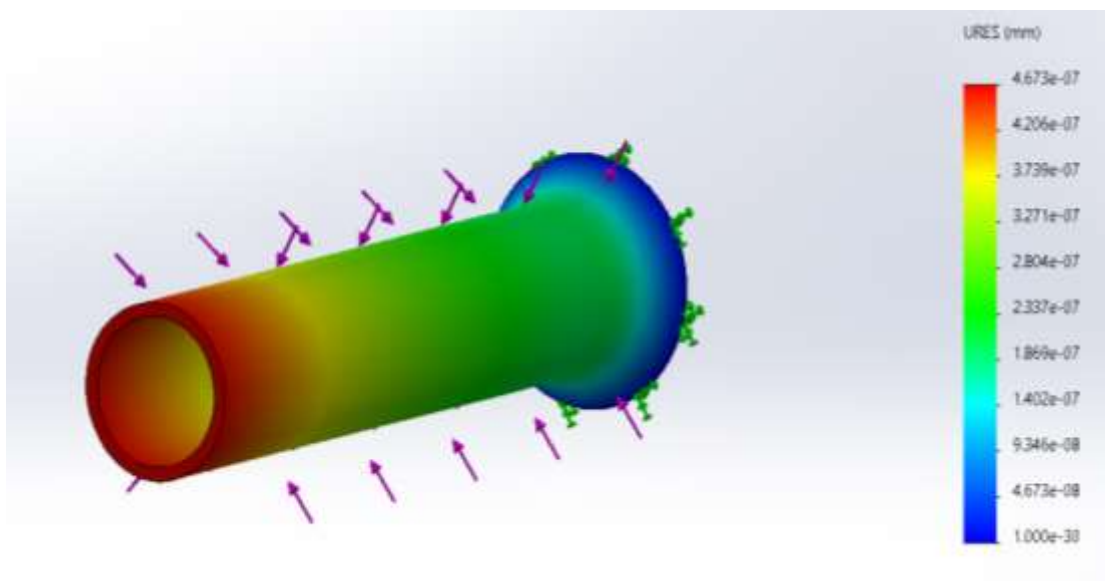
5.1.2.1 Mô phỏng biến dạng tương đương:



Hình 5. 4 Mô phỏng biến dạng tương đương

- Nhận xét:
 - Biến dạng tương đương tối đa là $1.313e-08$ gần như bằng 0
 - Biến dạng tương đương này rất nhỏ, cho thấy vật liệu không nén hoặc biến dạng đáng kể dưới tải.
 - Đề xuất: Kết quả này cho thấy vật liệu hoạt động trong vùng đàn hồi, không có biến dạng dư

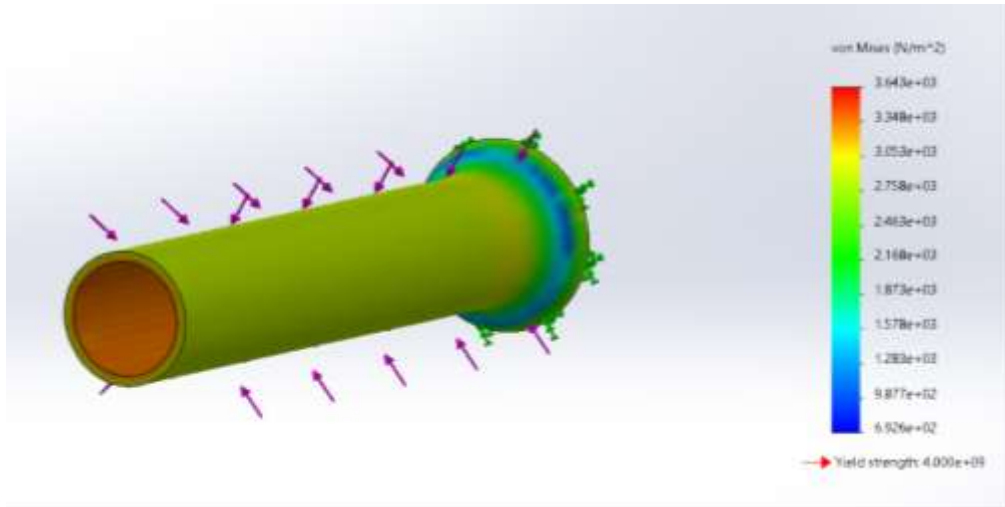
5.1.2.2 Mô phỏng chuyển vị:



Hình 5. 5 Mô phỏng biến dạng chuyển vị

- Nhận xét:
 - Vì các lực kẹp theo phương ngược chiều với nhau nên chuyển vị bằng 0

5.1.2.3 Mô phỏng ứng suất :



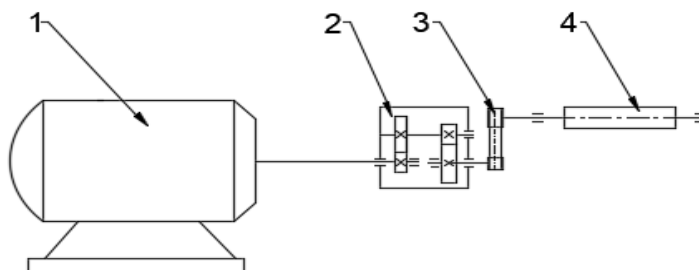
Hình 5. 6 Mô phỏng ứng suất

- Nhận xét:
 - Ứng suất tối đa đạt $3,946e+03 \text{ N/m}^2$ (khoảng 3.946 MPa),
 - Với vật liệu cacbon tấm nhựa epoxy, giới hạn bền thường dao động từ 50–150 MPa tùy theo tỷ lệ sợi cacbon và chất đóng rắn. Ứng suất tối đa 3.946 MPa thấp hơn nhiều so với giới hạn bền, cho thấy chi tiết chịu tải tốt và không có nguy cơ hỏng .
 - Đề xuất: Nếu tải trọng tăng, cần kiểm tra xem ứng suất có vượt quá giới hạn bền của vật liệu không, đặc biệt ở vùng tập trung ứng suất.

5.2 Thiết kế hộp giảm tốc cho trục quay chi tiết :

Vì trục chính của máy cần tốc độ quay thấp, tức số vòng quay nhỏ do đó cần phải có nhiều bộ truyền để có thể tạo ra tỷ số truyền lớn, đồng thời chịu trọng tải không lớn nên ta chọn loại hộp giảm tốc 2 cấp đồng trục bánh răng trụ nghiêng

Ta có sơ đồ động hộp giảm tốc như sau:



Chú thích
1- Động cơ điện
2- Hộp giảm tốc
3- Bộ truyền đai
4- Trục lăn

Hình 5. 7 Sơ đồ động của hộp giảm tốc

5.2.1 Tính chọn công suất động cơ:

Ta có: Công suất cần thiết để quay chi tiết $P_{ct} = 0,071$ kW

Hiệu suất truyền động: $\eta = \eta_1^4 \cdot \eta_2^5$

Trong đó :

η : Hiệu suất truyền động.

η_1 : Hiệu suất bộ truyền bánh răng. $\eta_1 = 0,97$

η_2 : Hiệu suất của ổ lăn. $\eta_2 = 0,99$

$$\eta = \eta_1^2 \cdot \eta_2^3 = 0,97^2 \cdot 0,99^3 = 0,913$$

Vậy:

$$N_{ct} = \frac{0,071}{0,913} = 0,078 \text{ (kW)}$$

Ta chọn động cơ 3 pha 380VAC AC tiêu chuẩn SPG S9I200DS

$$N = 0,2 \text{ (kW)}; n_{đc} = 1250 \text{ (v/ph)}$$

5.2.2 Chọn tỷ số truyền:

$$i_t = \frac{n_{đc}}{n_{lv}} \quad (\text{CT 3.23-[4]})$$

Trong đó:

i_t : tỉ số truyền động chung.

$n_{đc}$: số vòng quay của động cơ điện.

n_{lv} : số vòng quay của trục công tác.

Vận tốc quay con lăn $V = 10$ (m/ph) và đường kính $D = 30$ (mm).

$$\Rightarrow v = \frac{n \times \pi \times D}{1000} \Rightarrow n = \frac{1000 \times 10}{\pi \times 30} = 106 \text{ (v/ph)}$$

$$\text{Ta có: } i_t = i_n \cdot i_h = \frac{n_{đc}}{n_{lv}} = \frac{1250}{106} = 11,79 \quad (\text{CT 3.24-[4]})$$

Chọn hộp giảm tốc 2 cấp, $u_{HGT} = 8$, bộ truyền ngoài có $u_n = 1,474$

Tra bảng tỉ số truyền tối ưu cho hộp giảm tốc 2 cấp đồng trục:

$$u_1 = 2,82; u_2 = 2,82$$

Bảng 5. 2 Phân phối tỷ số truyền

Động cơ	$P_{đc}$ (W)	$n_{đc}$	n_{lv}	u_{HT}	u_{HGT}	u_1	u_2	$u_{đ}$
SPG S9I200DS	200	1250	106	11,79	8	2,82	2,82	1,474

Tính toán thông số trên các trục:

Số vòng quay trên các trục hộp tốc độ :

- Trục I : $n_1 = n_{đc} = 1250$ (v/ph)

- Trục II : $n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{1250}{2,82} = 443,3$ (v/ph)

- Trục III : $n_3 = \frac{n_2}{u_2} = \frac{443,3}{2,82} = 157,2(\text{v/ph})$
- Trục con lăn : $n_{cl} = \frac{n_3}{u_d} = \frac{157,2}{1,474} = 106,6(\text{v/ph})$

Thiết kế hộp giảm tốc làm việc 8 năm, một năm làm việc 300 ngày, ngày làm việc 8 giờ. Hộp giảm tốc như đã chọn là hộp giảm tốc 2 cấp đồng trục có sơ đồ như hình 5.7 Với động cơ có công suất $N = 0,071$ (kW).

Công suất trên các trục của hộp giảm tốc:

- Trục I : $N_I = N_{đc} \cdot \eta_{ol} = 0,2 \cdot 0,99 = 0,199$ (kW)
- Trục II : $N_{II} = N_I \cdot \eta_{ol} \cdot \eta_{br} = 0,199 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 0,19$ (kW)
- Trục III : $N_{III} = N_{II} \cdot \eta_{ol} \cdot \eta_{br} = 0,198 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 0,182$ (kW)
- Trục con lăn : $N_{cl} = N_I \cdot \eta_{ol} \cdot \eta_d = 0,192 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 0,174$ (kW)

Momen xoắn trên các trục hộp tốc độ :

$$T = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{N_i}{n_i} \quad (\text{Trang 49-[4]})$$

$$\text{Trục I} : T_I = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{đc}}{n_{đc}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,198}{1250} = 1512,72 \text{ (N.mm)}$$

$$\text{Trục II} : T_{II} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_I}{n_I} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,19}{443,3} = 4093,16 \text{ (N.mm)}$$

$$\text{Trục III} : T_{III} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,182}{157,2} = 11056,61 \text{ (N.mm)}$$

$$\text{Trục con lăn} : T_{CL} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,174}{106,6} = 15588,18 \text{ (N.mm)}$$

Bảng 5. 3 Bảng thông số đặc tính kỹ thuật

	Động cơ	I	II	III	Trục lăn
Công suất (kW)	0,2	0,199	0,19	0,182	0,174
Tỷ số truyền		2,82	2,82	1,474	
Số vòng quay (vg/ph)	1250		443,3	157,2	106,6
Mômen xoắn (Nmm)		1512,72	4093,16	11056,61	15588,18

5.2.3 Thiết kế bộ truyền cấp chậm:

5.2.3.1 Chọn vật liệu:

Bánh nhỏ: Thép 40Cr, tôi cải thiện

Cơ tính: $\sigma_{bk} = 800$ (N/mm²); $\sigma_{ch} = 550$ (N/mm²); HB = 260.

Bánh lớn: Thép 40Cr, thường hóa

Cơ tính: $\sigma_{bk} = 700$ (N/mm²); $\sigma_{ch} = 450$ (N/mm²); HB = 240.

5.2.3.2 Tính ứng suất cho phép:

Ứng suất tiếp xúc cho phép:

$$[\sigma]_{tx} = [\sigma]_{Notx} \cdot K'_N \quad (CT\ 3.1-[2])$$

Trong đó:

$[\sigma]_{tx}$: Ứng suất tiếp xúc cho phép (N/mm²).

K'_N : Hệ số chu kỳ ứng suất tiếp.

$$K'_N = \sqrt[6]{\frac{N_0}{N_{td}}} \quad (CT\ 3.2-[2])$$

Xem bánh răng chịu tải trọng không đổi nên.

$$N_{td} = N = 60 \cdot u \cdot n \cdot T \quad (CT\ 3.3-[2])$$

Trong đó:

n: Số vòng quay trong một phút của bánh răng.

T: Tổng số giờ làm việc. $T = 8 \cdot 300 \cdot 8 = 19200$ (giờ)

u: Số lần ăn khớp của một răng khi bánh răng quay một vòng.

Vậy số chu kỳ tương đương:

- Bánh lớn: $N_{td4} = 60 \cdot 1 \cdot 156,1 \cdot 19200 = 17,9 \cdot 10^7$

- Bánh nhỏ: $N_{td3} = i_{tg} \cdot N_{td4} = 2,6 \cdot 17,9 \cdot 10^7 = 46,7 \cdot 10^7$

Theo bảng 3.9-[2], ta có $N_0 = 10^7$, $[\sigma]_{Notx} = 2,6$ HB

Do $N_{td3}, N_{td4} \gg N_0$ nên khi tính ứng suất cho phép của bánh nhỏ và bánh lớn lấy $K'_N = 1$.

Do đó:

- Ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh nhỏ:

$$[\sigma]_{tx3} = 2,6 \cdot 260 = 676 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- Ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh lớn:

$$[\sigma]_{tx4} = 2,6 \cdot 240 = 624 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Ứng suất uốn cho phép:

Răng làm việc hai mặt (răng chịu ứng suất thay đổi đổi chiều).

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_{-1}}{n \cdot K_\sigma} \cdot K''_N \quad (CT\ 3.6-[2])$$

Trong đó:

σ_{-1} : Giới hạn mỏi uốn trong chu kỳ đối xứng.

n: Hệ số an toàn.

K_{σ} : Hệ số tập trung ứng suất ở chân răng.

lấy $K_N'' = 1$ do $N_{td1}, N_{td2} \gg N_o$

Giới hạn mỏi uốn của thép:

- Thép 40Cr thường hóa: $\sigma_{-1} = 0,4 \cdot \sigma_b = 0,4 \cdot 700 = 280$ (N/mm²).

- Thép 40Cr tôi cải thiện: $\sigma_{-1} = 0,4 \cdot \sigma_b = 0,4 \cdot 800 = 320$ (N/mm²).

$$\Leftrightarrow [\sigma]_{u5} = \frac{320}{1,5 \cdot 1,8} = 118,52 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$[\sigma]_{u6} = \frac{280}{1,5 \cdot 1,8} = 103,7 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

5.2.3.3 Sơ bộ chọn hệ số tải trọng:

$$K_{sb} = 1,3.$$

5.2.3.4 Sơ bộ hệ số chiều rộng bánh răng:

$$\Psi_A = 0,3.$$

5.2.3.5 Tính khoảng cách trục theo công thức:

$$A \geq (i + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1,05 \cdot 10^6}{[\sigma]_{tx,i}}\right)^2 \cdot \frac{K_N \cdot N_1}{\Psi_A \cdot \theta' \cdot n_2}} \quad (\text{CT 3.10-[2]})$$

$$A \geq (2,82 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1,05 \cdot 10^6}{468 \cdot 2,82}\right)^2 \cdot \frac{1,3 \cdot 0,182}{0,3 \cdot 1,15 \cdot 443,2}} = 38 \text{ (mm)}$$

$\theta' = 1,15$: hệ số phản ánh sự tăng khả năng tải tính theo sức bền tiếp xúc của bánh răng nghiêng so với bánh răng thẳng.

Chọn $A_{sb} = 40$ (mm).

5.2.3.6 Tính vận tốc của bánh răng và chọn cấp chính xác chế tạo bánh răng:

Vận tốc vòng của bánh răng trụ:

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n_3}{60 \cdot 1000} = \frac{2\pi \cdot A \cdot n_3}{60 \cdot 1000 \cdot (i + 1)} = \frac{2\pi \cdot 40 \cdot 443,2}{60 \cdot 1000 \cdot (2,82 + 1)} = 0,486 \text{ (m/s)} \quad (\text{CT 3.17-[2]})$$

Vậy chọn cấp chính xác chế tạo bánh răng là 9 bảng 3.11- [2].

5.2.3.7 Tính chính xác hệ số tải trọng K:

Hệ số tải trọng được tính theo công thức:

$$K = K_{tt} \cdot K_d \quad (\text{CT 3.19-[2]})$$

Trong đó: $K_{tt} = 1$: Hệ số tập trung tải trọng.

K_d : Hệ số tải trọng động.

$$\text{Giả sử: } b > \frac{2,5 \cdot m_n}{\sin \beta}$$

Với vận tốc vòng $V = 0,486$ (m/s) và $HB < 350$ tra bảng 3.14-[2] ta có $K_d = 1,3$.

Vậy $K = 1.1,3 = 1,3$ (bằng với hệ số chọn sơ bộ).

Để đảm bảo điều kiện bôi trơn ngâm dầu: $A = 40$ (mm).

5.2.3.8 Xác định modun và số răng bánh răng:

Modun được chọn theo khoảng cách trục:

$$m_n = (0,01 \div 0,02).A = (0,4 \div 0,8) \text{ (mm)} \quad (\text{CT 3.22-[2]})$$

Tra bảng 3.1-[2] ta chọn: $m_n = 0,8$ (mm).

Số răng bánh nhỏ:

$$Z_3 = \frac{2.A}{m_n.(i+1)} = \frac{2.40}{0,8.(2,82+1)} = 26,17 \quad (\text{CT 3.26-[2]})$$

Lấy $Z_3 = 27$.

\Rightarrow Số răng bánh lớn: $Z_4 = i.Z_3 = 2,82.26 = 76,14$

Lấy $Z_4 = 76$.

5.2.3.9 Chiều rộng bánh răng:

$$b = \psi_A.A = 0,5.40 = 20 \text{ (mm)}$$

5.2.3.10 Kiểm nghiệm bánh răng:

Kiểm nghiệm sức bền uốn của răng:

Theo công thức 3.34-[2] ta có:

$$\sigma_u = \frac{19,1.10^6 . k . N}{y . m^2 . Z_{td} . n . b . \theta''} \leq [\sigma]_u$$

Trong đó: $K = 1,3$: Hệ số tải trọng.

N : Công suất của bộ truyền (kW).

y : Hệ số dạng răng.

$$y_1 = 0,429, y_2 = 0,511 \quad (\text{bảng 3.18-[2]})$$

n : Số vòng quay trong một phút của bánh răng đang tính.

m : Mô đun.

$Z_{td} = z$: Số răng tương đương trên bánh.

$$Z_{td1} = 27, Z_{td2} = 76$$

$\theta'' = 1,4$: Hệ số phản ánh sự tăng khả năng tải.

b, σ_u : Bề rộng và ứng suất tại chân răng.

Ứng suất uốn trên bánh nhỏ:

$$\sigma_{u3} = \frac{19,1.10^6 . k . N}{y . m^2 . Z_{td} . n . b . \theta''} = \frac{19,1.10^6 . 1,3 . 0,182}{0,429 . 0,8^2 . 27 . 443,2 . 1,4} = 81,8 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Ứng suất uốn trên bánh lớn:

$$\sigma_{u3} = \frac{y_3}{y_4} . \sigma_{u3} = \frac{0,492}{0,511} . 81,8 = 78,75 \text{ (N/mm}^2\text{)} \quad (\text{CT 3.40-[2]})$$

Vì $\sigma_{u3} < [\sigma_{u3}]$, $\sigma_{u4} < [\sigma_{u4}]$ nên bánh răng đảm bảo độ bền uốn.

Kiểm nghiệm sức bền bánh răng khi chịu quá tải đột ngột:

Theo CT3.41 và 3.42-[2] ta có:

$$\sigma_{txqt} = \sigma_{tx} \cdot \sqrt{K_{qt}} \leq [\sigma_{txqt}]$$

$$\sigma_{uqt} = \sigma_u \cdot K_{qt} \leq [\sigma_{uqt}]$$

Trong đó: $K_{qt} = \frac{M_{max}}{M} = 2$: Hệ số quá tải.

σ_{txqt} : Ứng suất tiếp xúc khi quá tải.

σ_{tx} : Ứng suất tiếp xúc.

σ_{uqt} : Ứng suất uốn khi quá tải.

σ_u : Ứng suất uốn.

Ứng suất tiếp xúc: (CT 3.14- [2])

$$\sigma_{tx} = \frac{1,05 \cdot 10^6}{A \cdot i} \cdot \sqrt{\frac{(i+1)^3 \cdot k \cdot N}{b \cdot n_2 \cdot \theta'}} = \frac{1,05 \cdot 10^6}{40 \cdot 2,82} \cdot \sqrt{\frac{(2,82+1)^3 \cdot 1,3 \cdot 0,182}{12 \cdot 443 \cdot 2,1 \cdot 1,15}} = 432,2 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Ứng suất tiếp xúc khi quá tải:

$$\sigma_{txqt} = \sigma_{tx} \cdot \sqrt{K_{qt}} = 260,8 \cdot \sqrt{2} = 611,2 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải:

$$[\sigma_{txqt1}] = 2,5 \cdot [\sigma]_{tx5} = 2,5 \cdot 676 = 1690 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$[\sigma_{txqt2}] = 2,5 \cdot [\sigma]_{tx6} = 2,5 \cdot 624 = 1560 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Ứng suất uốn cho phép khi quá tải:

$$[\sigma_{uqt3}] = 0,8 \cdot \sigma_{ch5} = 0,8 \cdot 550 = 440 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$[\sigma_{uqt4}] = 0,8 \cdot \sigma_{ch6} = 0,8 \cdot 450 = 360 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Vì $[\sigma_{txqt1}], [\sigma_{txqt2}] > \sigma_{txqt}$ và $[\sigma_{uqt1}], [\sigma_{uqt2}] > \sigma_{uqt1}, \sigma_{uqt2}$ nên đảm bảo độ bền quá tải.

Ứng suất uốn khi quá tải:

$$\sigma_{uqt1} = \sigma_{u1} \cdot K_{qt} = 2,78 \cdot \sqrt{2} = 3,93 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{uqt2} = \sigma_{u2} \cdot K_{qt} = 2,68 \cdot \sqrt{2} = 3,79 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải:

$$[\sigma_{txqt1}] = 2,5 \cdot [\sigma]_{tx1} = 2,5 \cdot 572 = 1430 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$[\sigma_{txqt2}] = 2,5 \cdot [\sigma]_{tx2} = 2,5 \cdot 520 = 1300 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Ứng suất uốn cho phép khi quá tải:

$$[\sigma_{uqt1}] = 0,8 \cdot \sigma_{ch1} = 0,8 \cdot 320 = 256 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$[\sigma_{uqt2}] = 0,8 \cdot \sigma_{ch2} = 0,8 \cdot 290 = 232 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Vì $[\sigma_{\text{txqt1}}], [\sigma_{\text{txqt2}}] > \sigma_{\text{txqt}}$ và $[\sigma_{\text{uqt1}}], [\sigma_{\text{uqt2}}] > \sigma_{\text{uqt1}}, \sigma_{\text{uqt2}}$ nên đảm bảo độ bền quá tải.

5.2.3.11 Tính các thông số chủ yếu của bộ truyền:

Các thông số chủ yếu của bộ truyền được tính theo các công thức bảng 3.2-[2]:

- Khoảng cách trục: $A = 40 \text{ (mm)}$
- Modul: $m_n = 0,8 \text{ (mm)}$
- Bề rộng răng: $b = 1,2 \text{ (mm)}$
- Số răng: $Z_3 = 27, Z_4 = 76$
- Góc ăn khớp: $\alpha = 20^\circ$

- Đường kính vòng chia:

$$d_3 = Z_3 \cdot m_n = 27 \cdot 0,8 = 21,6 \text{ (mm)}$$

$$d_4 = Z_4 \cdot m_n = 76 \cdot 0,8 = 60,8 \text{ (mm)}$$

- Đường kính vòng đỉnh:

$$D_{e3} = d_3 + 2 \cdot m_n = 21,6 + 2 \cdot 0,8 = 23,2 \text{ (mm)}$$

$$D_{e4} = d_4 + 2 \cdot m_n = 60,8 + 2 \cdot 0,8 = 62,4 \text{ (mm)}$$

- Đường kính vòng chân:

$$D_{i3} = d_3 - 2,5 \cdot m_n = 21,6 - 2,5 \cdot 0,8 = 19,6 \text{ (mm)}$$

$$D_{i4} = d_4 - 2,5 \cdot m_n = 60,8 - 2,5 \cdot 0,8 = 58,8 \text{ (mm)}$$

5.2.3.12 Tính lực tác dụng:

Lực vòng:

$$P_3 = P_4 = \frac{2 \cdot M_{x3}}{d_3} = \frac{2 \cdot 11056,61}{21,6} = 1023,76 \text{ (N)}$$

Lực hướng tâm:

$$P_{r3} = P_{r4} = P_3 \cdot \text{tg}\alpha = 1023,76 \cdot \text{tg}20 = 327,6 \text{ (N)}$$

5.2.4 Thiết kế bộ truyền cấp nhanh:

5.2.4.1 Chọn vật liệu:

Dựa vào bảng 6.1[2] ta chọn vật liệu để chế tạo bánh răng:

Bánh răng nhỏ: Thép C55 thường hóa, giới hạn bền $\sigma_b=640 \text{ Mpa}$, giới hạn chảy $\sigma_{ch}=320 \text{ Mpa}$, độ cứng HB=220

Bánh răng lớn: Thép C45 thường hóa, giới hạn bền $\sigma_b=580 \text{ Mpa}$, giới hạn chảy $\sigma_{ch}=290 \text{ Mpa}$, độ cứng HB=180

5.2.4.2 Xác định ứng suất cho phép:

Ứng suất tiếp xúc cho phép:

$$[\sigma]_{\text{tx}} = [\sigma]_{\text{Notx}} \cdot K'_N \quad (\text{CT 3.1-[2]})$$

Trong đó:

$[\sigma]_{tx}$: Ứng suất tiếp xúc cho phép (N/mm^2).

K'_N : Hệ số chu kỳ ứng suất tiếp.

$$K'_N = \sqrt[6]{\frac{N_0}{N_{td}}} \quad (\text{CT 3.2-[2]})$$

Xem bánh răng chịu tải trọng không đổi nên:

$$N_{td} = N = 60 \cdot u \cdot n \cdot T \quad (\text{CT 3.3-[2]})$$

Trong đó: n: Số vòng quay trong một phút của bánh răng.

T: Tổng số giờ làm việc. $T = 8 \cdot 3000 = 24000$ (giờ).

u: Số lần ăn khớp của một răng khi bánh răng quay một vòng.

Vậy số chu kỳ tương đương:

Bánh lớn: $N_{td2} = 60 \cdot 1.443,3 \cdot 19200 = 5,1 \cdot 10^8$

Bánh nhỏ: $N_{td1} = u_1 \cdot N_{td2} = 5,1 \cdot 10^8 \cdot 2,82 = 14,4 \cdot 10^8$

Theo bảng 3.9-[2], ta có $N_0 = 10^7$, $[\sigma]_{Notx} = 2,6$ HB

Do $N_{td1}, N_{td2} \gg N_0$ nên khi tính ứng suất cho phép của bánh nhỏ và bánh lớn lấy $K'_N = 1$.

Do đó:

Ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh nhỏ:

$$[\sigma]_{tx1} = 2,6 \cdot 220 = 572 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh lớn:

$$[\sigma]_{tx2} = 2,6 \cdot 180 = 468 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Ứng suất uốn cho phép:

Răng làm việc hai mặt (răng chịu ứng suất thay đổi đổi chiều)

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_{-1}}{n \cdot K_\sigma} \cdot K_N'' \quad (\text{CT 3.6-[2]})$$

Trong đó: σ_{-1} : Giới hạn mỏi uốn trong chu kỳ đối xứng.

n: Hệ số an toàn. $n = 1,5$.

K_σ : Hệ số tập trung ứng suất ở chân răng. $K_\sigma = 1,8$.

lấy $K_N'' = 1$ do $N_{td1}, N_{td2} \gg N_0$

Giới hạn mỏi uốn của thép:

C55 thường hóa: $\sigma_{-1} = 0,4 \cdot \sigma_{bn} = 0,4 \cdot 640 = 256 \text{ (N/mm}^2\text{)}$

C45 thường hóa: $\sigma_{-1} = 0,4 \cdot \sigma_{bl} = 0,4 \cdot 580 = 232 \text{ (N/mm}^2\text{)}$

$$\Rightarrow [\sigma]_{u1} = \frac{256}{1,5 \cdot 1,8} = 91,81 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$[\sigma]_{u2} = \frac{232}{1,5 \cdot 1,8} = 85,93 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

5.2.4.3 Sơ bộ chọn hệ số tải trọng:

$$K_{sb} = 1,3.$$

5.2.4.4 Sơ bộ hệ số chiều rộng bánh răng:

$$\Psi_A = 0,3.$$

5.2.4.5 Khoảng cách trục:

Vì đây là HGT đồng trục nên $a_{w1} = a_{w2} = 40$ mm

5.2.4.6 Tính vận tốc của bánh răng và chọn cấp chính xác chế tạo bánh răng:

Vận tốc vòng của bánh răng trụ:

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n_3}{60 \cdot 1000} = \frac{2\pi \cdot A \cdot n_1}{60 \cdot 1000 \cdot (i + 1)} = \frac{2\pi \cdot 1250}{60 \cdot 1000 \cdot (2,82 + 1)} = 0,034 \text{ (m/s)} \quad (\text{CT 3.17-[2]})$$

Vậy chọn cấp chính xác chế tạo bánh răng là 9 bảng 3.11-[2].

5.2.4.7 Tính chính xác hệ số tải trọng K:

Hệ số tải trọng được tính theo công thức:

$$K = K_{tt} \cdot K_d \quad (\text{CT 3.19-[2]})$$

Trong đó: $K_{tt} = 1$: Hệ số tập trung tải trọng.

K_d : Hệ số tải trọng động.

$$\text{Giả sử: } b > \frac{2,5 \cdot m_n}{\sin \beta}$$

Với vận tốc vòng $V = 0,034$ (m/s) và $HB < 350$ tra bảng 3.14-[2] ta có $K_d = 1,2$.

Vậy $K = 1 \cdot 1,2 = 1,2$ (khác so với hệ số chọn sơ bộ).

5.2.4.8 Xác định modul, số răng và góc nghiêng bánh răng:

Modul được chọn theo khoảng cách trục:

$$m_n = (0,01 \div 0,02) \cdot A = (0,4 \div 0,8) \text{ (mm)} \quad (\text{CT 3.22-[2]})$$

Tra bảng 3.1-[2] ta chọn: $m_n = 0,8$ (mm).

Số răng bánh nhỏ:

$$Z_1 = \frac{2 \cdot A}{m_n \cdot (i + 1)} = \frac{2 \cdot 40}{0,8 \cdot (3,82 + 1)} = 26,17 \quad (\text{CT 3.26-[2]})$$

Lấy $Z_1 = 27$.

Số răng bánh lớn: $Z_2 = i \cdot Z_1 = 2,82 \cdot 27 = 76,14$

Lấy $Z_2 = 76$.

5.2.4.9 Chiều rộng bánh răng:

$$b = \Psi_A \cdot A = 0,3 \cdot 40 = 12 \text{ (mm)}.$$

5.2.4.10 Kiểm nghiệm bánh răng:

Kiểm nghiệm sức bền uốn của răng:

Theo công thức 3.34-[2] ta có:

$$\sigma_u = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot k \cdot N}{y \cdot m^2 \cdot Z_{td} \cdot n \cdot b \cdot \theta''} \leq [\sigma]_u$$

Trong đó: $K = 1,2$: Hệ số tải trọng.

N: Công suất của bộ truyền (kW).

y: Hệ số dạng răng.

$$y_5 = 0,451, y_6 = 0,511 \quad (\text{bảng 3.18-[2]})$$

n: Số vòng quay trong một phút của bánh răng đang tính.

m: Mô đun.

$Z_{td} = z$: Số răng tương đương trên bánh.

$$Z_{td5} = 27, Z_{td6} = 76$$

$\theta'' = 1,4$: Hệ số phản ánh sự tăng khả năng tải.

b, σ_u : Bề rộng và ứng suất tại chân răng.

Ứng suất uốn trên bánh nhỏ:

$$\sigma_{u5} = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot k \cdot N}{y \cdot m^2 \cdot Z_{td} \cdot n \cdot b \cdot \theta''} = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot 1,2 \cdot 0,19}{0,451 \cdot 0,8^2 \cdot 27 \cdot 1250 \cdot 12 \cdot 1,4} = 22,42 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Ứng suất uốn trên bánh lớn:

$$\sigma_{u6} = \frac{y_5}{y_6} \cdot \sigma_{u5} = \frac{0,451}{0,511} \cdot 22,42 = 19,78 \text{ (N/mm}^2\text{)} \quad (\text{CT 3.40-[2]})$$

Vì $\sigma_{u5} < [\sigma_{u5}]$, $\sigma_{u6} < [\sigma_{u6}]$ nên bánh răng đảm bảo độ bền uốn.

Kiểm nghiệm sức bền bánh răng khi chịu quá tải đột ngột:

Theo CT 3.41 và 3.42-[2] ta có:

$$\sigma_{txqt} = \sigma_{tx} \cdot \sqrt{K_{qt}} \leq [\sigma_{txqt}]$$
$$\sigma_{uqt} = \sigma_u \cdot K_{qt} \leq [\sigma_{uqt}]$$

Trong đó: $K_{qt} = \frac{M_{\max}}{M} = 2$: Hệ số quá tải.

σ_{txqt} : Ứng suất tiếp xúc khi quá tải.

σ_{tx} : Ứng suất tiếp xúc.

σ_{uqt} : Ứng suất uốn khi quá tải.

σ_u : Ứng suất uốn.

Ứng suất tiếp xúc: (CT 3.14-[2])

$$\sigma_{tx} = \frac{1,05 \cdot 10^6}{A \cdot i} \cdot \sqrt{\frac{(i+1)^3 \cdot k \cdot N}{b \cdot n_3 \cdot \theta'}} = \frac{1,05 \cdot 10^6}{40,2 \cdot 82} \cdot \sqrt{\frac{(2,82+1)^3 \cdot 1,2 \cdot 0,19}{12 \cdot 1250 \cdot 1,3}} = 232,5 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Ứng suất tiếp xúc khi quá tải:

$$\sigma_{txqt} = \sigma_{tx} \cdot \sqrt{K_{qt}} = 232,5 \cdot \sqrt{2} = 328,8 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Ứng suất uốn khi quá tải:

$$\sigma_{uqt1} = \sigma_{u1} \cdot K_{qt} = 2,78 \cdot \sqrt{2} = 3,93 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{uqt2} = \sigma_{u2} \cdot K_{qt} = 2,68 \cdot \sqrt{2} = 3,79 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải:

$$[\sigma_{\text{txqt1}}] = 2,5. [\sigma]_{\text{tx1}} = 2,5.572 = 1430 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$[\sigma_{\text{txqt2}}] = 2,5. [\sigma]_{\text{tx2}} = 2,5.520 = 1300 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Ứng suất uốn cho phép khi quá tải:

$$[\sigma_{\text{uqt1}}] = 0,8. \sigma_{\text{ch1}} = 0,8.320 = 256 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$[\sigma_{\text{uqt2}}] = 0,8. \sigma_{\text{ch2}} = 0,8.290 = 232 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Vì $[\sigma_{\text{txqt1}}], [\sigma_{\text{txqt2}}] > \sigma_{\text{txqt}}$ và $[\sigma_{\text{uqt1}}], [\sigma_{\text{uqt2}}] > \sigma_{\text{uqt1}}, \sigma_{\text{uqt2}}$ nên đảm bảo độ bền quá tải.

5.2.4.11 Tính các thông số chủ yếu của bộ truyền:

Các thông số chủ yếu của bộ truyền được tính theo các công thức bảng 3.2-[2]:

Khoảng cách trục: $A = 40 \text{ (mm)}$

Modun: $m_n = 0,8 \text{ (mm)}$

Bề rộng răng: $b = 12 \text{ (mm)}$

Số răng: $Z_1 = 27, Z_2 = 76$

Góc ăn khớp: $\alpha = 20^0$

Đường kính vòng chia:

$$d_1 = Z_1 \cdot m_n = 27 \cdot 0,8 = 21,6 \text{ (mm)}$$

$$d_2 = Z_2 \cdot m_n = 76 \cdot 0,8 = 60,8 \text{ (mm)}$$

Đường kính vòng đỉnh:

$$D_{e1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 27 + 2 \cdot 0,8 = 28,6 \text{ (mm)}$$

$$D_{e2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 76 + 2 \cdot 0,8 = 77,6 \text{ (mm)}$$

Đường kính vòng chân:

$$D_{i1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 27 - 2,5 \cdot 0,8 = 25 \text{ (mm)}$$

$$D_{i2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 76 - 2,5 \cdot 0,8 = 74 \text{ (mm)}$$

5.2.4.12 Tính lực tác dụng:

Lực vòng:

$$P_1 = P_2 = \frac{2M_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 4093,16}{60,8} = 134,6 \text{ (N)}$$

Lực hướng tâm:

$$p_{r1} = p_{r2} = p_1 \cdot \text{tg}\alpha = 134,6 \cdot \text{tg}20^0 = 48,9 \text{ (N)}$$

5.2.5 Thiết kế bộ truyền đai răng :

Từ bảng thông số đặc tính kỹ thuật đã tính ở trên , ta có các thông số thiết kế cho bộ truyền đai:

- Tỉ số truyền $u = 1,474$
- Công suất truyền $P = 0,182 \text{ (kW)}$
- Số vòng quay trục dẫn $n_3 = 157,2 \text{ (vg/ph)}$

- Thời gian làm việc ở chế độ bình thường 8 giờ/ngày
- Khoảng cách trục sơ bộ $a_{sb}=150\text{mm}$

5.2.5.1 Công suất tính toán P_d :

$$P_d = P_t \times K_s = 0,182 \times 1,8 = 0,327 \text{ kW}$$

Trong đó :

P_t : công suất truyền $P_t = 0,182 \text{ kW}$

K_s : hệ số tải trọng tính $K_s = K_0 + K_r + K_i = 1.7 + 0.1 + 0 = 1.8$

K_0 : Hệ số tải trọng

Bảng 5. 4 Hệ số tải trọng

Table 1. Load Correction Factor (K_0)

Typical Machines Using a Belt	Motor					
	Max. Output not Exceeding 300% of Rated Value			Max. Output Exceeding 300% of Rated Value		
	AC Motor (Standard Motor, Synchronous Motor) DC Motor (Shunt), Engine with 2 or More Cylinders			Special Motor (High torque), Single-Cylinder Engine DC Motor (Series), Operation with Lye Shaft or Clutch		
	Operation Hours			Operation Hours		
Intermittent use 1 Day 3 to 5 hrs	Regular Use 1 Day 8 to 12 hrs	Continuous Use 1 Day 8 to 12 hrs	Intermittent use 1 Day 3 to 5 hrs	Regular Use 1 Day 8 to 12 hrs	Continuous Use 1 Day 8 to 12 hrs	
Exhibit Instrument, Projector, Measuring Instrument, Medical Machine	1.0	1.2	1.4	1.2	1.4	1.6
Cleaner, Sewing Machine, Office Machine, Carpentry Lathe, Belt Sawing Machine	1.2	1.4	1.6	1.4	1.6	1.8
Light Load Belt Conveyor, Packer, Sifter	1.3	1.5	1.7	1.5	1.7	1.9
Liquid Mixer, Drill Press, Lathe, Screw Machine, (Circular Sawing) Machine, Planer, Washing Machine, Paper Manufacturing Machine (Excluding Pulp Manufacturing Machine), Printing Machine	1.4	1.6	1.8	1.6	1.8	2.0
Mixer (Cement and Viscous Matter), Belt Conveyor (Ore, Coal and Sand), Grinder , Shaping Machine, Boring Machine, Milling Machine, Compressor (Centrifugal), Vibration Sifter, Textile Machine (Warper and Winder), Rotary Compressor, Compressor (Reciprocal)	1.5	1.7	1.9	1.7	1.9	2.1
Conveyor (Apron, Pan, Bucket and Elevator), Extraction, Fan, Blower (Centrifugal, Suction and Discharge), Power Generator, Exciter, Hoist, Elevator, Rubber Processor (Calender, Roll and Extruder), Textile Machine (Weaving Machine, Fine Spinning Machine, Twisting Machine and Welt Winding Machine)	1.6	1.8	2.0	1.8	2.0	2.2
Centrifugal Separator, Conveyor (Feed and Screw), Hammer Mill, Paper Manufacturing Machine (Putpaper)	1.7	1.9	2.1	1.9	2.1	2.3

K_r : Hệ số điều chỉnh tỷ số truyền (bảng 2)

Bảng 5. 5 Điều chỉnh tỉ số truyền

Table 2. Speed Ratio Correction Coefficient (K_r)

Speed Ratio	Coefficient (K_r)
1.00 to 1.25	0
1.25 to 1.75	0.1
1.75 to 2.50	0.2
2.50 to 3.50	0.3
3.50 or more	0.4

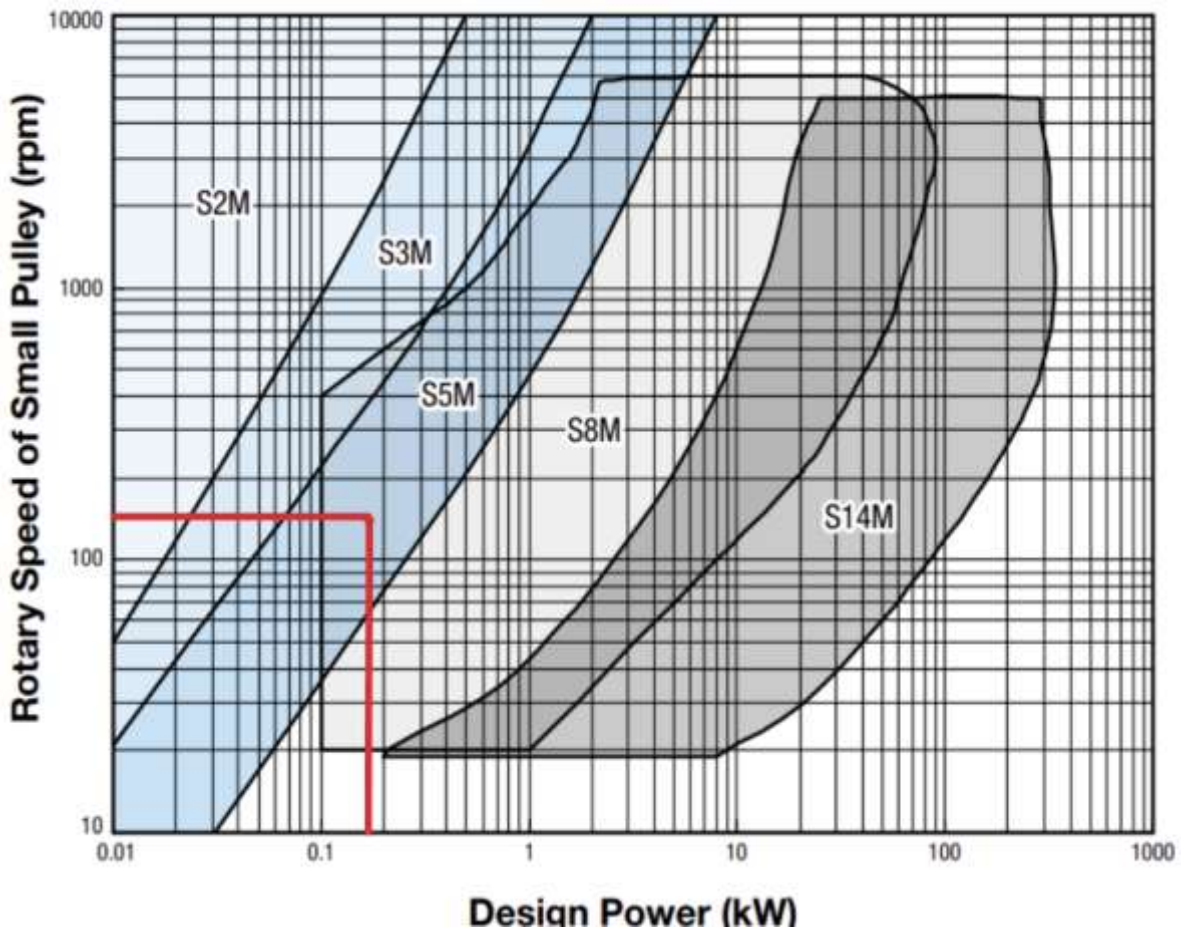
K_i : Hệ số điều chỉnh bánh căng đai

Bảng 5. 6 Hệ số điều chỉnh căng đai

Table 3. Idlers Correction Coefficient (K_i)

Position of Idler	Coefficient (K _i)
Outside the loose side of the belt	0
Inside the loose side of the belt	0.1
Outside the tensioned side of the belt	0.1
Inside the tensioned side of the belt	0.2

5.2.5.2 Chọn loại dây đai răng :



5.2.5.3 Tính các thông số bộ truyền đai răng:

- Số răng bánh dẫn (bàng 12) $Z_1 = 16$ (răng)
- Số răng bánh bị dẫn $Z_2 = u \times Z_1 = 1,474 \times 16 = 24$ (răng)

Bảng 5. 7 Tra thông số răng

Rotary Speed of Small Pulley (rpm)	Type of Belt, Minimum Number of Teeth																
	MXL	XL	L	H	S2M	S3M	S5M	S8M	S14M	P2M	P3M	P5M	P8M	UP5M	UP8M	MTS8M	T5
900 or Less	12	11	14	16	16	16	16	24	-	14	14	18	22	18	22	24	12
Over 900 1200 or Less	15	11	14	18	16	16	20	25	40	14	14	20	24	20	24	24	14
Over 1200 1800 or Less	15	12	16	20	18	18	24	28	48	14	14	24	26	24	26	26	16
Over 1800 3600 or Less	16	16	19	24	20	20	24	30	-	16	18	28	28	28	28	28	18
Over 3600 4800 or Less	-	16	20	24	20	20	24	32	-	18	20	30	30	30	30	28	18
Over 4800 10000 or Less	-	-	-	-	20	20	26	-	-	20	28	40	-	40	-	-	-

- Bước răng của đai răng S5M là $p = 5\text{mm}$
- Đường kính vòng chia bán dẫn $D_{1p} = \frac{Z_1 \times p}{\pi} = \frac{16 \times 5}{\pi} = 25,5\text{mm}$
- Đường kính vòng chia bán bị dẫn $D_{2p} = D_{1p} \cdot u = 25,5 \cdot 1,474 = 37,6\text{mm}$
- Chiều dài dây đai:

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(D_{2p} + D_{1p}) + \frac{(D_{2p} - D_{1p})^2}{4a}$$

$$= 2.150 + \frac{\pi}{2}(37,6 + 25,5) + \frac{(37,6 - 25,5)^2}{4.150} = 399\text{mm}$$

- Chọn chiều dài dây đai tiêu chuẩn $L_p = 400\text{mm}$

Bảng 5. 8 Xác định chiều dài đai

Type	Part Number		Number of Teeth	Belt Circumference Length (mm)	Compliance with Standard		
	Belt Number	Belt Nominal Width			HTBN		
					100	150	
	223 S5M		45	225	*	*	
	228 S5M		46	230	*	*	
	233 S5M		51	235	*	*	
	240 S5M		52	240	*	*	
	238 S5M		59	235	*	*	
	300 S5M		60	300	*	*	
	305 S5M		61	305	*	*	
	320 S5M		64	320	*	*	
	325 S5M		65	325	*	*	
	340 S5M		68	340	*	*	
	350 S5M		70	350	*	*	
	360 S5M		72	360	*	*	
	370 S5M		74	370	*	*	
	375 S5M		75	375	*	*	
	380 S5M		76	380	*	*	
	390 S5M		78	390	*	*	
	400 S5M		80	400	*	*	

- Chọn được số răng dây đai tiêu chuẩn $Z_L = 80$ răng
- Tính chính xác khoảng cách trục C theo L_p tiêu chuẩn:

$$C = \frac{L_p - \frac{\pi(D_{2p} + D_{1p})}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{\pi(D_{2p} + D_{1p})}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{D_{2p} - D_{1p}}{2}\right)^2}}{4} =$$

$$\frac{\left[400 - \frac{\pi(37,6 + 25,5)}{2}\right] + \sqrt{\left[400 - \frac{\pi(37,6 + 25,5)}{2}\right]^2 - 8\left(\frac{37,6 - 25,5}{2}\right)^2}}{4} = 150\text{mm}$$

5.2.3.4 Xác định bề rộng đai :

$$B_w = \frac{P_d}{P_s \cdot K_m} \cdot W_p$$

Trong đó:

P_d : Công suất thiết kế $P_d = 0,32$

P_s : Công suất bộ truyền $P_s = 0,182$

K_m : Hệ số điều chỉnh ăn khớp $K_m = 1$

Table 27. Engagement Correction Coefficient (Km)

No. of Teeth Engaged Z_m	More than 6	5	4	3	2
Km	1.0	0.8	0.6	0.4	0.2
*Km	1.0	0.7	0.5	-	-

W_p : Bề rộng đai của bộ truyền $W_p = 10$

Table 28. Reference Belt Width (Wp)

Type of Belt	MXL	XL	L	H	S2M	S3M	S5M	S8M	S14M	MTS8M
Reference Belt Width	6.4	25.4	25.4	25.4	4	6	10	60	120	60

$$B_w = \frac{P_d}{P_s \cdot K_m} \cdot W_p = \frac{0,327}{0,182 \cdot 1} \cdot 10 = 17 \text{ mm}$$

- Chọn bề rộng đai tiêu chuẩn : $B_w = 15 \text{ mm}$
- Góc ôm : $\theta_1 = 180 - 57 \cdot \frac{D_{2p} - D_{1p}}{c} = 180 - 57 \cdot \frac{37,6 - 25,5}{150} = 175,4^\circ$
- Số răng ăn khớp : $Z_m = \frac{Z_{1p} \times \alpha}{360} = \frac{16 \cdot 175,4}{360} = 7,8 \text{ (răng)}$

5.2.5.5 Tính C_{max} và C_{min} tối thiểu :

- $C_s = 2 \text{ mm}$ vậy C_{max} tối thiểu là 152 mm
- $C_s = 10 \text{ mm}$ vậy C_{min} tối đa là 140 mm

5.2.5.6 Tính lực tác dụng lên trục:

Belt Length	Length Tolerance	Inter-Shaft Distance Tolerance	MXL		XL		L		H		S2M S3M S5M		S8M S14M		MTS8M		P2M P3M P5M		P8M		T5		T10			
			Ci	Cs	Ci	Cs	Ci	Cs	Ci	Cs	Ci	Cs	Ci	Cs	Ci	Cs	Ci	Cs	Ci	Cs	Ci	Cs	Ci	Cs	Ci	Cs
150 or Less	±0.35	±0.18		3		3		3		3		2		3		-		3		3		3		3		3
150 to 250	±0.41	±0.21		3		3		3		3		2		3		3		3		3		3		3		3
250 to 380	±0.46	±0.23		5		5		5		5		2		3		3		3		3		5		5		5
380 to 500	±0.51	±0.26		10		10		10		10		2		3		3		3		3		10		10		10
500 to 750	±0.60	±0.30		10		10		10		10		3		5		3		5		5		10		10		10
750 to 1000	±0.66	±0.33	3	15	5	15	10	15	15	15	10	3	15	5	15	5	10	5	15	5	5	5	15	10	15	15
1000 to 1250	±0.76	±0.38		15		15		15		15		5		10		5		10		10		15		15		15
1250 to 1500	±0.82	±0.41		25		25		25		25		5		10		10		10		10		25		25		25
1500 to 1750	±0.86	±0.43		25		25		25		25		5		10		10		10		10		25		25		25
1750 to 2000	±0.92	±0.46		30		30		30		30		5		10		10		10		10		30		30		30

- Lực vòng : $F_t = \frac{2.T}{D_{1p}} = \frac{2.1572,61}{25,5} = 123 \text{ N}$
- Lực căng ban đầu : $F_0 = 93 \text{ N}$

Bảng 5. 9 Lực tác dụng lên trục

Type	Ti-Y	Soft Nominal Width		40	60	100	150	250	300	400	600
		3 soft Width mm		4	6	10	15	25	30	40	60
S2M	Ti (N)	Max. Value	7.8	12.7	22.6	-	-	-	-	-	-
		Recommended Value	5.9	9.8	16.7	-	-	-	-	-	-
		Coefficient Y	9.8	15.7	27.4	-	-	-	-	-	-
S3M	Ti (N)	Max. Value	-	26	46	73	-	-	-	-	-
		Recommended Value	-	20	34	54	-	-	-	-	-
		Coefficient Y	-	26.5	46.1	75.5	-	-	-	-	-
S5M	Ti (N)	Max. Value	-	-	77	124	221	-	-	-	-
		Recommended Value	-	-	58	93	166	-	-	-	-
		Coefficient Y	-	-	52.8	85.5	151.0	-	-	-	-
S8M MTS8M	Ti (N)	Max. Value	-	-	-	294	510	628	873	-	-
		Recommended Value	-	-	-	226	382	470	657	-	-
		Coefficient Y	-	-	-	98	196	235	333	-	-
S14M	Ti (N)	Max. Value	-	-	-	-	-	-	-	1226	1912
		Recommended Value	-	-	-	-	-	-	-	1108	1726
		Coefficient Y	-	-	-	-	-	-	-	686	1059

- Lực trên nhánh căng : $F_1 = F_0 + F_t = 93 + 123 = 216 \text{ N}$
- Lực tác dụng nhánh chùng $F_2 = F_0 = 93 \text{ N}$
- Lực tác dụng lên trục:

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1F_2 \cos \theta_1} = \sqrt{216^2 + 93^2 - 2.216.93. \cos 175,4} = 308,8 \text{ N}$$

Kết quả tính toán :

Bảng 5. 10 Thông số bộ truyền đai

Thông số	Kí hiệu	Giá trị	Kí hiệu sản phẩm
Số răng bánh nhỏ	Z_{1p}	16	C-HTPA-16-S5M100
Số răng bánh lớn	Z_{2p}	24	C-HTPA-24-S5M100
Số răng dây đai	Z_L	80	HTBN-400S5M
Khoảng cách trục	C	150	
Lực căng ban đầu	F_0	93	
Lực tác dụng lên trục	F_r	308,8	

5.2.6 Thiết kế trục:

5.2.6.1 Chọn vật liệu:

- Chọn vật liệu chế tạo trục là thép 40Cr tôi cải thiện.
- Cơ tính: $\sigma_b = 950$ (N/mm²), $\sigma_{ch} = 700$ (N/mm²), HB = 260.

5.2.6.2 Tính sơ bộ đường kính trục:

Đường kính của trục được tính theo công thức:

$$d \geq C \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \quad (\text{CT 7.2-[2]})$$

Trong đó:

d: đường kính trục.

N: Công suất truyền (kW).

n: Số vòng quay trong một phút của trục (v/ph).

C: Hệ số tính phụ thuộc vào $[\sigma]_x$, C = 120.

Trục I: N = 0,2 (kW), n = 1250 (v/ph).

$$d \geq 120 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,2}{1250}} = 6,5 \text{ (mm)}$$

Trục II: N = 0.19 (kW), n = 443,3 (v/ph).

$$d \geq 120 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,19}{443,3}} = 9,05 \text{ (mm)}$$

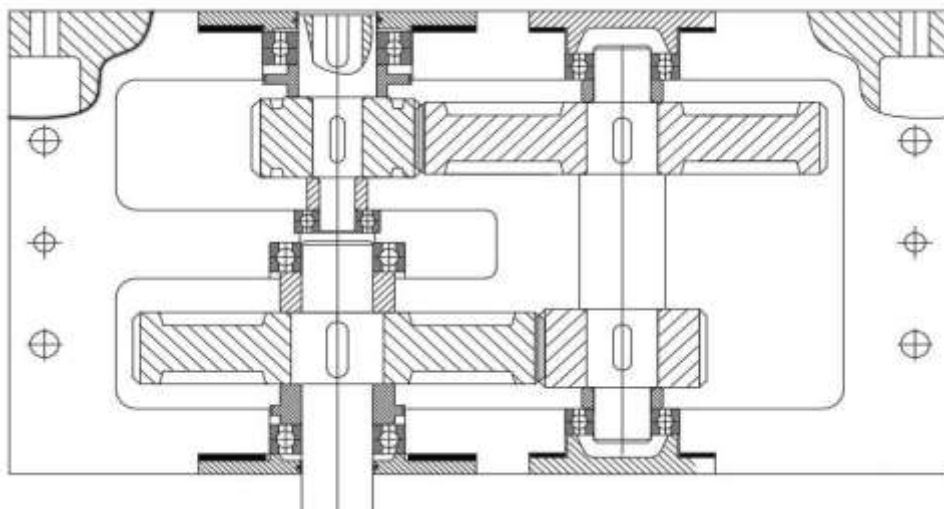
Trục III: N = 0,182 (kW), n = 157,2 (v/ph).

$$d \geq 120 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,182}{157,2}} = 12,6 \text{ (mm)}$$

Để chuẩn bị cho bước tính gần đúng tiếp theo ta có thể lấy:

$$d_1 = 7 \text{ (mm)}, d_2 = 10 \text{ (mm)}, d_3 = 13 \text{ (mm)}$$

Các thông số cơ bản:

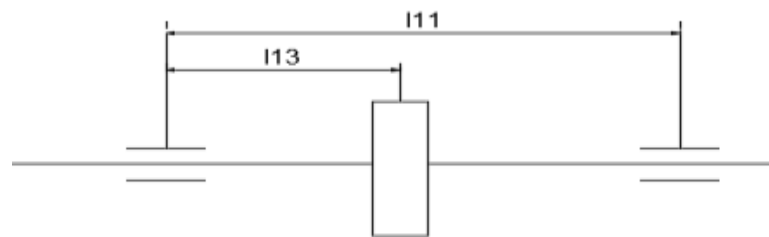


Hình 5. 8 Sơ đồ hộp giảm tốc

Để tính gần đúng ta xét tác dụng đồng thời của các mômen uốn lẫn mômen xoắn đến sức bền của trục. Trị số mômen xoắn đã biết, chỉ cần tính trị số mômen uốn.

Để tính kích thước chiều dài trục ta chọn các kích thước sau: (bảng 7.1-[2])

- Khoảng cách từ mặt cạnh chi tiết quay đến thành trong của hộp: $k_1 = 10$ (mm).
 - Khoảng cách từ mặt mút chi tiết quay ngoài hộp đến nắp ổ $k_2 = 10$ (mm)
 - Khoảng cách giữa các chi tiết quay: $k_1 = 10$ (mm).
 - Khe hở giữa bánh răng và thành trong của hộp: $k_1 = 10$ (mm).
 - Khoảng cách từ cạnh ổ đến thành trong của hộp: $l_2 = 10$ (mm).
 - Chiều cao nắp và đầu bulông: $h = 15$ (mm).
 - Chiều rộng ổ $B = 6$ mm
 - Chiều dài may σ lắp trên bánh răng:
 - $l_{m13} = 10,5$ (mm)
 - $l_{m22} = 12,5$ (mm)
 - $l_{m32} = 18$ (mm)
 - Tính các giá trị khác:
- + Trục I:



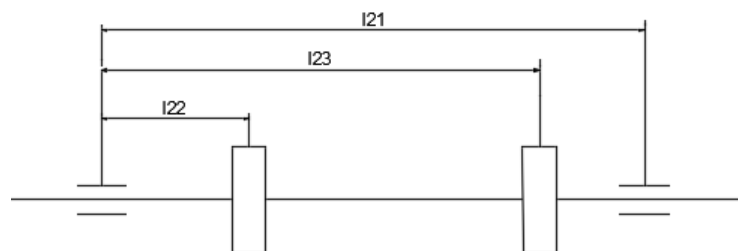
Hình 5. 9 Sơ đồ kích thước trục I

$$l_{12} = 33 \text{ (mm)}$$

$$l_{13} = 20,25 \text{ (mm)}$$

$$l_{11} = 40,5 \text{ (mm)}$$

+ Trục II:



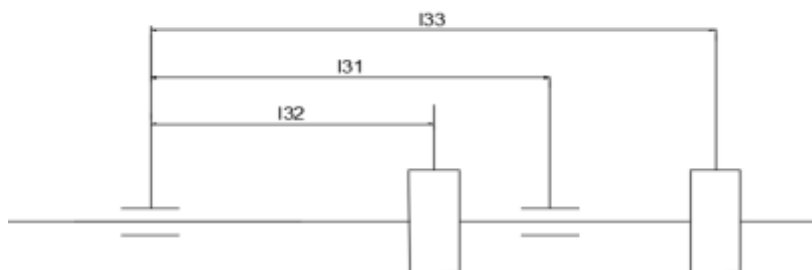
Hình 5. 10 Sơ đồ kích thước trục II

$$l_{22} = 3 + 10 + 6,25 + 2 = 21,5 \text{ (mm)}$$

$$l_{23} = 101 \text{ (mm)}$$

$$l_{21} = 125 \text{ (mm)}$$

+ Trục III:



Hình 5. 11 Sơ đồ kích thước trục III

$$l_{32} = 3 + 10 + 10 + 9 = 32 \text{ (mm)}$$

$$l_{31} = 3 + 10 + 10 + 18 + 10 + 3 + 2 = 56 \text{ (mm)}$$

$$l_{33} = 99 \text{ (mm)}$$

5.2.7 Tính chính xác trục, then và kiểm nghiệm:

5.2.7.1 Trục I:

Tính gần đúng trục:

Trục I chịu tác dụng của các lực từ bánh răng dẫn của bộ truyền cấp nhanh gồm có:

Lực vòng: $P_1 = 134,6 \text{ (N)}$

Lực hướng tâm: $P_{r1} = 48,9 \text{ (N)}$

Tính phản lực tại các gối đỡ:

$$\sum m_{Ay} = -R_{By} \cdot l_{11} + P_{r1} \cdot l_{12} = 0$$

$$\Rightarrow R_{By} = \frac{l_{12} \cdot P_{r1}}{l_{11}} = \frac{20,25 \cdot 48,9}{40,5} = 24,45 \text{ (N)}$$

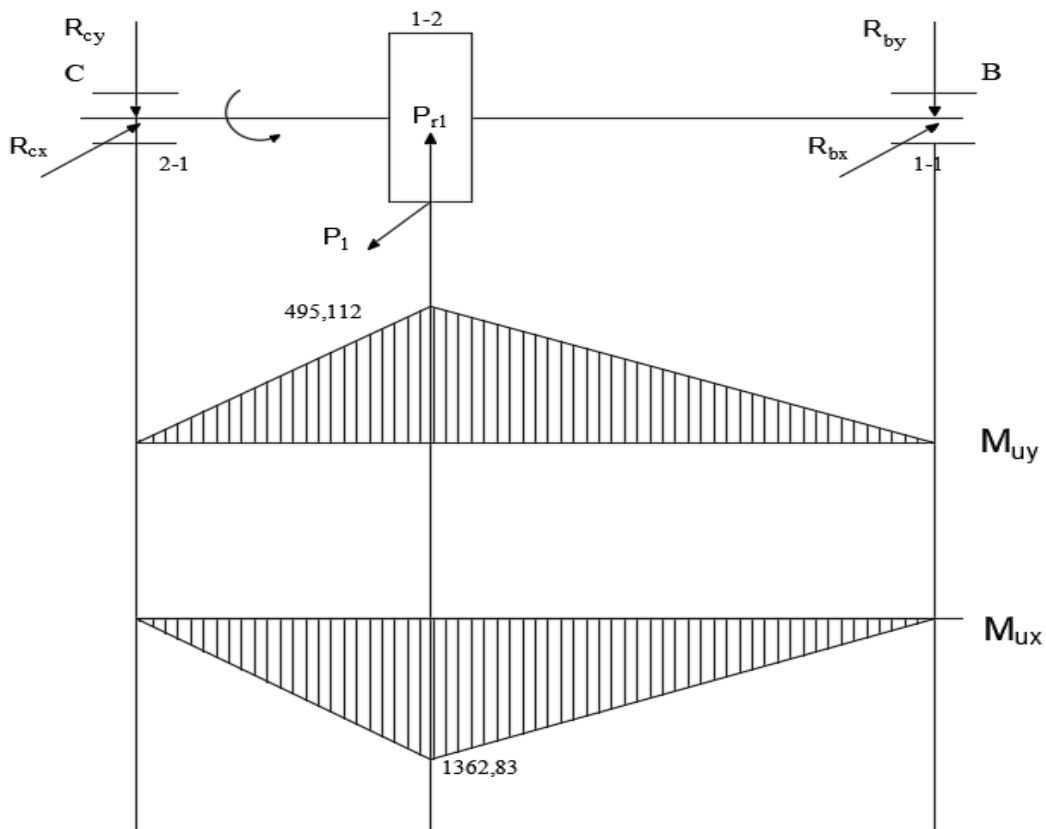
$$\Rightarrow R_{Ay} = P_{r1} - R_{By} = 48,9 - 24,45 = 24,45 \text{ (N)}$$

$$\sum m_{Ax} = -l_{12} \cdot P_1 + R_{Bx} \cdot l_{11} = 0$$

$$\Rightarrow R_{Bx} = \frac{l_{12} \cdot P_1}{l_{11}} = \frac{20,25 \cdot 134,6}{40,5} = 67,3 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow R_{Ax} = P_1 - R_{Bx} = 134,6 - 67,3 = 67,3 \text{ (N)}$$

Ta có biểu đồ mômen:



Hình 5. 12 Biểu đồ mômen trên trục I

Tính mômen uốn ở tiết diện chịu tải lớn nhất (1-2):

$$M_u = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2} \quad (\text{CT 10.15-[4]})$$

$$M_u = \sqrt{495,112^2 + 1362,83^2} = 1449,97 \text{ (N.mm)}$$

Mômen tương đương:

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + 0,75 \cdot M_x^2} \quad (\text{CT 10.16-[4]})$$

$$M_{td} = \sqrt{1449,97^2 + 0,75 \cdot 1512,72^2} = 1954,14 \text{ (N. mm)}$$

$$d_{12} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{1954,14}{0,1 \cdot 70}} = 6,5 \text{ (mm)} \quad (\text{CT 10.17-[4]})$$

$[\sigma] = 70 \text{ (N/mm}^2\text{)}$: ứng suất cho phép của vật liệu.

Chọn đường kính trục $d_{12} = 7 \text{ (mm)}$.

Tiết diện trục 1-1 tại nơi lắp ổ là:

Mômen tương đương:

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + 0,75 \cdot M_x^2} = \sqrt{0 + 0,75 \cdot 1512,72^2} = 1310,1 \text{ (N. mm)}$$

$$d_{11} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{1310,1}{0,1 \cdot 70}} = 5,7 \text{ (mm)}$$

Chọn đường kính lắp ổ bi là: $d_{11} = 6 \text{ (mm)}$.

Chọn then:

Theo bảng 9.1a-[4]

$$d_{12} = 7 \text{ mm}$$

Kích thước tiết diện then: $b \times h = 2 \times 2$.

Chiều sâu rãnh then: trên trục: $t_1 = 1,2$; trên lỗ: $t_2 = 1$.

Chọn lắp ghép: Các ổ lăn lắp lên trục theo k6, lắp bánh răng, khớp nối theo k6 kết hợp với lắp then.

Kiểm nghiệm trục:

Dựa vào kết cấu trục và biểu đồ momen trục 1 ta thấy được các tiết diện nguy hiểm bao gồm tiết diện 1-3(chỗ lắp khớp nối), tiết diện 1-1(chỗ lắp ổ lăn) và tiết diện 1-2(chỗ lắp bánh răng).

Kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi:

$$s_j = \frac{s_{\sigma_j} \cdot s_{\tau_j}}{\sqrt{s_{\sigma_j}^2 + s_{\tau_j}^2}} \geq [s] \quad (\text{CT 10.19-[4]})$$

Trong đó:

$[s]$: Hệ số an toàn cho phép, $[s] = 1,5 \div 2,5$ và nếu cần tăng độ cứng thì

$$[s] = 2,5 \div 3.$$

s_{σ_j}, s_{τ_j} : Hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp σ và ứng suất tiếp τ tại tiết diện j .

Với

$$s_{\sigma_j} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma d_j} \cdot \sigma_{aj} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_{mj}} \quad (\text{CT 10.20-[4]})$$

$$s_{\tau_j} = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau d_j} \cdot \tau_{aj} + \psi_{\tau} \cdot \tau_{mj}} \quad (\text{CT 10.21-[4]})$$

Trong đó:

- σ_{-1}, τ_{-1} : Giới hạn mỏi uốn và xoắn ứng với chu kỳ đối xứng.
- $\sigma_{aj}, \tau_{aj}, \sigma_{mj}, \tau_{mj}$: Biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp và ứng suất tiếp tại tiết diện j .
- $K_{\sigma d_j}, K_{\tau d_j}$: Hệ số xác định theo (CT 10.25-[4]) và (CT 10.26-[4]).

Với thép 40Cr, $\sigma_b = 950 \text{ N/mm}^2$:

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot \sigma_b + 95 = 0,35 \cdot 950 + 95 = 427,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 427,5 = 247,95 \text{ N/mm}^2$$

Theo bảng 10.7-[4]: $\psi_{\sigma} = 0,1$ $\psi_{\tau} = 0,05$.

Theo bảng 10.6-[4] ta có bảng sau:

Bảng 5. 11: Mômen cản uốn và xoắn tại các tiết diện của trục I

Tiết diện	Đường kính	b x h	t ₁	W _j (mm ³)	W _{oj} (mm ³)
1-1	6	-	-	21,195	42,391
1-2	7	2x2	1,2	27,89	61,547

Do trục quay, ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng, do đó:

$$\sigma_{mj} = 0, \sigma_{aj} = \sigma_{\max j} = \frac{M_j}{W_j} \quad (\text{CT 10.22-[4]})$$

Khi trục quay 1 chiều, ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ đối xứng, do đó:

$$\tau_{mj} = 0, \tau_{aj} = \tau_{\max j} = \frac{T_j}{2.W_{oj}} \quad (\text{CT 10.24-[4]})$$

Từ đó ta có bảng sau:

Bảng 5. 12 Biên độ ứng suất pháp và tiếp tại các tiết diện của trục I

Tiết diện	σ_{aj} (N/mm ²)	τ_{aj} (N/mm ²)
1-1	-	26,8
1-2	58,3	12,1

Theo (CT 10.25-[4]) và (CT 10.26-[4]):

$$K_{\sigma dj} = \frac{\frac{K_\sigma + K_x - 1}{\varepsilon_\sigma}}{K_y} \quad \text{và} \quad K_{\tau dj} = \frac{\frac{K_\tau + K_x - 1}{\varepsilon_\tau}}{K_y}$$

Trong đó:

- K_x : hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt, phụ thuộc phương pháp gia công và độ nhẵn bề mặt. Theo bảng 10.8-[4]: $K_x = 1,15$.
- K_y : hệ số tăng bền bề mặt trục, phụ thuộc tăng bền bề mặt và cơ tính vật liệu.

Theo bảng 10.9-[4]: $K_y = 1,4$.

Theo bảng 10.10-[4]: $\varepsilon_{\sigma 13} = 0,715$ $\varepsilon_{\tau 13} = 0,77$

$\varepsilon_{\sigma 12} = 0,68$ $\varepsilon_{\tau 12} = 0,74$

Theo bảng 10.12-[4]: $K_\sigma = 1,8$ $K_\tau = 2,05$

Bảng 5. 13: Hệ số an toàn tại các tiết diện của trục I

Tiết diện	d	$K_\sigma/\varepsilon_\sigma$		K_τ/ε_τ		$K_{\sigma d}$	$K_{\tau d}$	s_σ	s_τ	s
		Rãnh then	Lắp chặt	Rãnh then	Lắp chặt					
1-1	6	-	2,73	-	2,04	2,06	1,56	-	5,93	-
1-2	7	2,65	3,33	2,77	2,5	2,49	2,09	2,95	9,8	2,8

Vậy trục thỏa mãn điều kiện về độ bền mỏi.

Kiểm nghiệm về độ bền của then:

Theo (CT 9.1-[4]) và (CT 9.2-[4]), điều kiện bền dập và điều kiện bền cắt có dạng:

$$\sigma_d = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_t \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_d]$$

$$\tau_c = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_t \cdot b} \leq [\tau_c]$$

với $l_t = 0,9 \cdot l_m$

Bảng 5. 14: Ứng suất dập và cắt tại các vị trí lắp then của trục I

d	l_t	b x h	t_1	T(N.mm)	σ_d (N/mm ²)	τ_c (N/mm ²)
6	8	--	--	1512,72	78,7	31,5
7	10	2x2	1,2	1512,72	63,03	25,21

Với tải trọng va đập nhẹ theo bảng 9.5-[4] ta có:

$$[\sigma_d] = 100(\text{N/mm}^2), \quad [\tau_c] = 40 \div 60(\text{N/mm}^2)$$

Vậy các then đều đảm bảo điều kiện bền dập và bền cắt.

5.2.7.2 Trục II:

Tính gần đúng trục:

Trục II chịu lực tác dụng từ bánh răng bị dẫn của bộ truyền cấp nhanh và bánh răng dẫn của bộ truyền trung gian gồm có:

- Lực vòng: $P_2 = 134,6$ (N); $P_3 = 1023,76$ (N)
- Lực hướng tâm: $P_{r2} = 48,9$ (N); $P_{r3} = 327$ (N)

Tính phản lực của gối đỡ:

$$\sum C_y = -R_{Dy} \cdot l_{21} - P_{r2} \cdot l_{22} + P_{r3} \cdot l_{23} = 0$$

$$\Rightarrow R_{Dy} = \frac{-P_{r2} \cdot l_{22} + P_{r3} \cdot l_{23}}{l_{21}} = \frac{-48,9 \cdot 21,5 + 327 \cdot 101}{125} = 255,8 \text{ (N)}$$

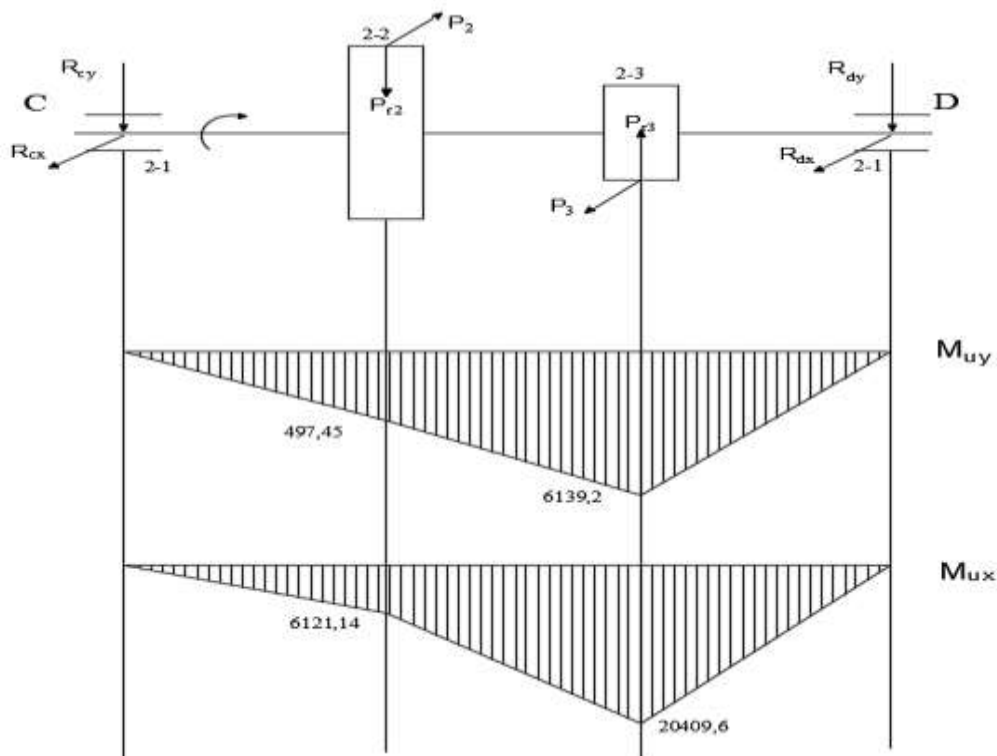
$$\Rightarrow R_{Cy} = P_{r3} - P_{r2} - R_{Dy} = 327 - 48,9 - 255,8 = 22,3 \text{ (N)}$$

$$\sum m_{Cx} = P_3 \cdot l_{22} + P_2 \cdot l_{23} - R_{Dx} \cdot l_{21} = 0$$

$$\Rightarrow R_{Dx} = \frac{P_3 \cdot l_{22} + P_2 \cdot l_{23}}{l_{21}} = \frac{1023,76 \cdot 101 + 134,6 \cdot 21,5}{125} = 850,4 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow R_{Cx} = P_2 + P_3 - R_{Dx} = 134,6 + 1023,76 - 850,4 = 307,96 \text{ (N)}$$

Ta có biểu đồ mômen:



Hình 5. 13 Biểu đồ mômen trên trục II

Tính mômen uốn ở tiết diện chịu tải lớn nhất:

Tiết diện 2-2:

$$M_{u22} = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2}$$

$$M_{u22} = \sqrt{(497,45)^2 + (6121,14)^2} = 6144,3 \text{ (N. mm)}$$

$$M_{td} = \sqrt{M_{u22}^2 + 0,75 \cdot M_x^2} = \sqrt{6144,3^2 + 0,75 \cdot 4093,16^2} = 7093,5 \text{ (N. mm)}$$

$$d_{22} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{7093,5}{0,1 \cdot 65}} = 10,3 \text{ (mm)}$$

$[\sigma] = 65 \text{ (N/mm}^2\text{)}$: ứng suất cho phép của vật liệu.

Chọn đường kính trục tại tiết diện 2-2 là $d_{22} = 11 \text{ (mm)}$.

Tại tiết diện 2-3:

$$M_{u23} = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2}$$

$$M_{u23} = \sqrt{(6139,2)^2 + (20409,6)^2} = 21400 \text{ (N. mm)}$$

$$M_{td} = \sqrt{M_{u23}^2 + 0,75 \cdot M_x^2} = \sqrt{21400^2 + 0,75 \cdot 4093,16^2} = 21691,6 \text{ (N. mm)}$$

$$d_{23} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{21691,6}{0,1 \cdot 65}} = 15,2 \text{ (mm)}$$

Chọn đường kính trục tại tiết diện 2-3 là $d_{23} = 16 \text{ (mm)}$

Tiết diện trục 2-1 tại nơi lắp ổ là:

Mômen tương đương:

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + 0,75 \cdot M_x^2} = \sqrt{0 + 0,75 \cdot 4093,16^2} = 3544,78 \text{ (N. mm)}$$

$$d_{11} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{3544,78}{0,1 \cdot 65}} = 8,17 \text{ (mm)}$$

Chọn đường kính lắp ổ lăn là: $d_{21} = 9 \text{ (mm)}$.

Chọn then:

- Theo bảng 9.1a-[4]:

$$- d_{22} = 11 \text{ mm}$$

- Chiều sâu rãnh then: trên trục: $t_1 = 2,5$; trên lỗ: $t_2 = 1,8$.

$$- d_{23} = 16 \text{ mm}$$

- Kích thước tiết diện then: $b \times h = 5 \times 5$.

- Chiều sâu rãnh then: trên trục: $t_1 = 3$; trên lỗ: $t_2 = 2,3$.

Chọn lắp ghép: Các ổ lăn lắp lên trục theo k6, lắp bánh răng, khớp nối theo k6 kết hợp với lắp then.

Kiểm nghiệm trục:

Dựa vào kết cấu trục và biểu đồ momen trục 1 ta thấy được các tiết diện nguy hiểm bao gồm tiết diện 2-1 (chỗ lắp ổ lăn) và tiết diện 2-2, 2-3 (chỗ lắp bánh răng).

Kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi:

$$s_j = \frac{s_{\sigma j} \cdot s_{\tau j}}{\sqrt{s_{\sigma j}^2 + s_{\tau j}^2}} \geq [s] \quad (\text{CT 10.19-[4]})$$

Trong đó:

$[s]$: Hệ số an toàn cho phép, $[s] = 1,5 \div 2,5$ và nếu cần tăng độ cứng thì

$$[s] = 2,5 \div 3.$$

$s_{\sigma j}, s_{\tau j}$: Hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp σ và ứng suất tiếp τ tại tiết diện j.

Với :

$$s_{\sigma j} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma dj} \cdot \sigma_{aj} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_{mj}} \quad (\text{CT 10.20-[4]})$$

$$s_{\tau j} = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau dj} \cdot \tau_{aj} + \psi_{\tau} \cdot \tau_{mj}} \quad (\text{CT 10.21-[4]})$$

Trong đó:

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

$\sigma_{aj}, \tau_{aj}, \sigma_{mj}, \tau_{mj}$: Biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp và ứng suất tiếp tại tiết diện j.

$K_{\sigma dj}, K_{\tau dj}$: Hệ số xác định theo (CT 10.25-[4]) và (CT 10.26-[4]).

Với thép 40Cr, $\sigma_b = 950 \text{ N/mm}^2$:

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot \sigma_b + 95 = 0,35 \cdot 950 + 95 = 427,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 427,5 = 247,95 \text{ N/mm}^2$$

Theo bảng 10.7-[4]: $\psi_\sigma = 0,1 \quad \psi_\tau = 0,05$.

Theo bảng 10.6-[4] ta có bảng sau:

Bảng 5. 15 Mômen cản uốn và xoắn tại các tiết diện của trục II

Tiết diện	Đường kính	b x h	t_1	$W_j \text{ (mm}^3\text{)}$	$W_{oj} \text{ (mm}^3\text{)}$
2-1	9	-	-	71,53	143,06
2-2	11	4x4	2,5	97,76	228,37
2-3	16	5x5	3	371,92	773,84

Do trục quay, ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng, do đó:

$$\sigma_{mj} = 0, \sigma_{aj} = \sigma_{\max j} = \frac{M_j}{W_j} \quad (\text{CT 10.22-[4]})$$

Khi trục quay 2 chiều, ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ đối xứng, do đó:

$$\tau_{mj} = 0, \tau_{aj} = \tau_{\max j} = \frac{T_j}{W_{oj}} \quad (\text{CT 10.24-[4]})$$

Từ đó ta có bảng sau:

Bảng 5. 16 Biên độ ứng suất pháp và tiếp tại các tiết diện của trục II

Tiết diện	$\sigma_{aj} \text{ (N/mm}^2\text{)}$	$\tau_{aj} \text{ (N/mm}^2\text{)}$
2-1	-	-
2-2	53,3	15,5
2-3	67,3	11,5

Theo (CT 10.25-[4]) và (CT 10.26-[4]):

$$K_{\sigma dj} = \frac{\frac{K_\sigma + K_x - 1}{\varepsilon_\sigma}}{K_y} \quad \text{và} \quad K_{\tau dj} = \frac{\frac{K_\tau + K_x - 1}{\varepsilon_\tau}}{K_y}$$

Trong đó:

- + K_x : hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt, phụ thuộc phương pháp gia công và độ nhẵn bề mặt. Theo bảng 10.8-[4]: $K_x = 1,15$.

+ K_y : hệ số tăng bền bề mặt trục, phụ thuộc tăng bền bề mặt và cơ tính vật liệu. Theo bảng 10.9-[4]: $K_y = 1,4$.

Theo bảng 10.10-[4]: $\varepsilon_{\sigma 22} = 0,63$ $\varepsilon_{\tau 22} = 0,7$

$\varepsilon_{\sigma 23} = 0,63$ $\varepsilon_{\tau 23} = 0,7$

Theo bảng 10.12-[4]: $K_{\sigma} = 1,8$ $K_{\tau} = 2,05$

Bảng 5. 17 Hệ số an toàn tại các tiết diện của trục II

Tiết diện	d	$K_{\sigma}/\varepsilon_{\sigma}$		$K_{\tau}/\varepsilon_{\tau}$		$K_{\sigma d}$	$K_{\tau d}$	S_{σ}	S_{τ}	S
		Rãnh then	Lắp chặt	Rãnh then	Lắp chặt					
2-1	9	-	3,33	-	2,5	2,5	1,9	-	-	-
2-2	11	2,9	3,33	2,93	2,5	2,5	2,2	3,2	7,3	2,93
2-3	16	2,9	3,33	2,93	2,5	2,5	2,2	2,6	9,8	2,5

Vậy trục thỏa mãn điều kiện về độ bền mỏi.

Kiểm nghiệm về độ bền của then:

Theo (CT 9.1-[4]) và (CT 9.2-[4]) , điều kiện bền dập và điều kiện bền cắt có dạng:

$$\sigma_d = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_t \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_d]$$

$$\tau_c = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_t \cdot b} \leq [\tau_c]$$

$$\text{với } l_t = 0,9 \cdot l_m$$

Bảng 5. 18 Ứng suất dập và cắt tại các vị trí lắp then của trục II

d	l_t	b x h	t_1	T(N.mm)	σ_d (N/mm ²)	τ_c (N/mm ²)
11	10	4x4	2,5	4093,16	49,6	18,6
16	12	5x5	3	4093,16	21,3	8,53

Với tải trọng va đập nhẹ theo bảng 9.5-[4] ta có:

$$[\sigma_d] = 100(\text{N/mm}^2), \quad [\tau_c] = 40 \div 60(\text{N/mm}^2)$$

Vậy các then đều đảm bảo điều kiện bền dập và bền cắt.

5.2.7.3 Trục III:

Tính gần đúng trục:

Trục III chịu lực tác dụng từ bánh răng bị dẫn của bộ truyền cấp chậm và bánh răng dẫn của bộ truyền bánh răng ngoài gồm có:

- Lực vòng: $P_4 = 1023,76$ (N); $P_5 = 123$ (N)

- Lực hướng tâm: $P_{r4} = 327$ (N); $P_{r5} = 308,8$ (N)

Tính phản lực tại các gối đỡ:

$$\sum m_{E_y} = P_{r5} \cdot l_{33} - R_{F_y} \cdot l_{31} - P_{r4} \cdot l_{32} = 0$$

$$\Rightarrow R_{F_y} = \frac{P_{r5} \cdot l_{43} - P_{r4} \cdot l_{32}}{l_{31}} = \frac{308,8 \cdot 99 - 327 \cdot 32}{56} = 359,1 \text{ (N)}$$

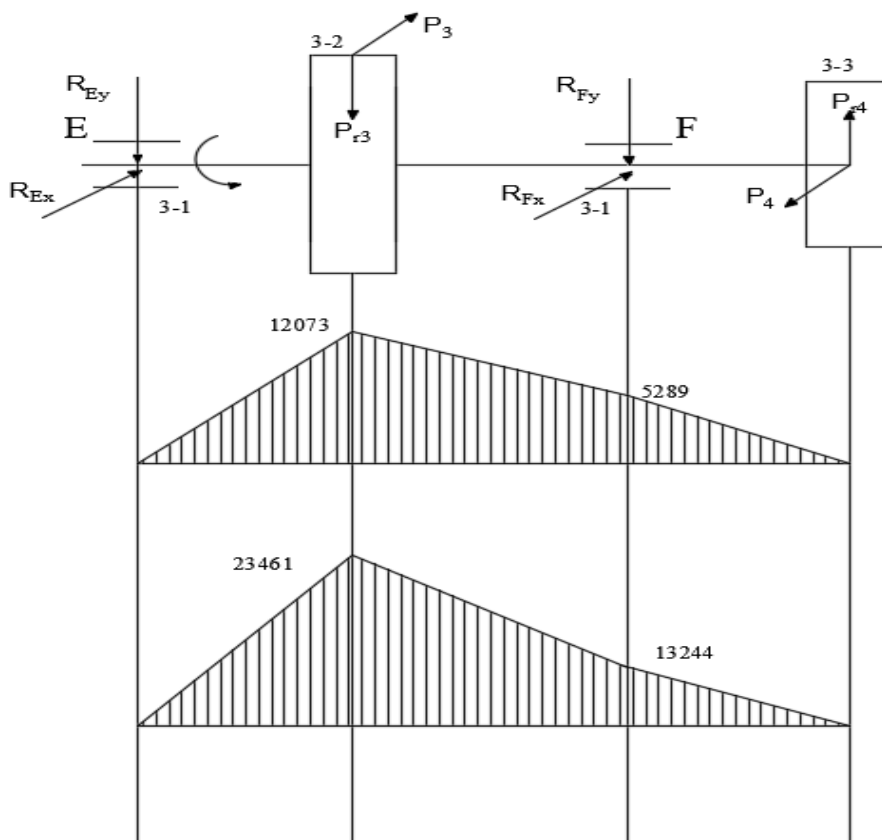
$$\Rightarrow R_{E_y} = P_{r4} - P_{r5} + R_{H_y} = 327 - 308,8 + 359,1 = 377,3 \text{ (N)}$$

$$\sum m_{E_x} = -R_{F_x} \cdot l_{31} + P_4 \cdot l_{32} - P_5 \cdot l_{33} = 0$$

$$\Rightarrow R_{F_x} = \frac{P_4 \cdot l_{32} - P_5 \cdot l_{33}}{l_{31}} = \frac{1023,76 \cdot 32 - 123 \cdot 99}{56} = 367,6 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow R_{E_x} = P_4 - P_5 - R_{F_x} = 1023,76 - 123 - 367,6 = 733,16 \text{ (N)}$$

Ta có biểu đồ mômen:



Hình 5. 14 Biểu đồ mômen trên trục III

Tính mômen uốn ở tiết diện chịu tải lớn nhất:

Tiết diện 3-2:

$$M_{u32} = \sqrt{M_{u_x}^2 + M_{u_y}^2} = \sqrt{(12073)^2 + (23461)^2} = 26385,1 \text{ (N. mm)}$$

$$M_{td} = \sqrt{M_{u32}^2 + 0,75 \cdot M_x^2} = \sqrt{26385,1^2 + 0,75 \cdot 11056,61^2} = 28068,8 \text{ (N. mm)}$$

$$d_{32} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{28068,8}{0,1 \cdot 60}} = 16,7 \text{ (mm)}$$

$[\sigma] = 60 \text{ (N/mm}^2\text{)}$: ứng suất cho phép của vật liệu.

Chọn đường kính trục tại tiết diện 3-2 là: $d_{32} = 17 \text{ (mm)}$.

- Tiết diện 3-1:

$$M_{u31} = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2}$$

$$M_{u31} = \sqrt{(5289)^2 + (13244)^2} = 14261,1 \text{ (N. mm)}$$

$$M_{td} = \sqrt{M_{u31}^2 + 0,75 \cdot M_x^2} = \sqrt{14261,1^2 + 0,75 \cdot 11056,61^2} = 17177,5 \text{ (N. mm)}$$

$$d_{31} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{17177,5}{0,1 \cdot 60}} = 14,1 \text{ (mm)}$$

Chọn đường kính trục tại tiết diện 3-1 là: $d_{31} = 15 \text{ (mm)}$

- Tiết diện trục 3-3 là:

Mômen tương đương:

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + 0,75 \cdot M_x^2} = \sqrt{0 + 0,75 \cdot 11056,61^2} = 9575,3 \text{ (N. mm)}$$

$$d_{11} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{9575,3}{0,1 \cdot 60}} = 11,6 \text{ (mm)}$$

Chọn đường kính trục tại tiết diện 3-3 là: $d_{33} = 12 \text{ (mm)}$

Chọn then:

- Theo bảng 9.1a-[4]:

$$D_{32} = 17 \text{ mm}$$

- Kích thước tiết diện then: $b \times h = 6 \times 6$.

- Chiều sâu rãnh then: trên trục: $t_1 = 3,5$; trên lỗ: $t_2 = 2,8$.

$$D_{33} = 12 \text{ mm}$$

- Kích thước tiết diện then: $b \times h = 5 \times 5$.

- Chiều sâu rãnh then: trên trục: $t_1 = 3$; trên lỗ: $t_2 = 2,3$.

Chọn lắp ghép: Các ổ lăn lắp lên trục theo k6, lắp bánh răng, khớp nối theo k6 kết hợp với lắp then.

Kiểm nghiệm trục:

Dựa vào kết cấu trục và biểu đồ momen trục 1 ta thấy được các tiết diện nguy hiểm bao gồm tiết diện 4-1 (chỗ lắp ổ lăn) và tiết diện 4-2, 4-3 (chỗ lắp bánh răng).

Kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi:

$$s_j = \frac{s_{\sigma_j} \cdot s_{\tau_j}}{\sqrt{s_{\sigma_j}^2 + s_{\tau_j}^2}} \geq [s] \quad (\text{CT 10.19-[4]})$$

Trong đó:

- + [s]: Hệ số an toàn cho phép, [s] = 1.5 ÷ 2.5 và nếu cần tăng độ cứng thì [s] = 2.5 ÷ 3.
- + s_{σ_j}, s_{τ_j} : Hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp σ và ứng suất tiếp τ tại tiết diện j.

Với :

$$s_{\sigma_j} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma d_j} \cdot \sigma_{aj} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_{mj}} \quad (\text{CT 10.20-[4]})$$

$$s_{\tau_j} = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau d_j} \cdot \tau_{aj} + \psi_{\tau} \cdot \tau_{mj}} \quad (\text{CT 10.21-[4]})$$

Trong đó:

- + σ_{-1}, τ_{-1} : Giới hạn mỏi uốn và xoắn ứng với chu kỳ đối xứng.
- + $\sigma_{aj}, \tau_{aj}, \sigma_{mj}, \tau_{mj}$: Biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp và ứng suất tiếp tại tiết diện j.
- + $K_{\sigma d_j}, K_{\tau d_j}$: Hệ số xác định theo (CT 10.25-[4]) và (CT 10.26-[4]) .

Với thép 40Cr, $\sigma_b = 950 \text{ N/mm}^2$:

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot \sigma_b + 95 = 0,35 \cdot 950 + 95 = 427,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 427,5 = 247,95 \text{ N/mm}^2$$

Theo bảng 10.7-[4]: $\psi_{\sigma} = 0,1 \quad \psi_{\tau} = 0,05$.

Theo bảng 10.6-[4] ta có bảng sau:

Bảng 5. 19 Mômen cản uốn và xoắn tại các tiết diện của trục III

Tiết diện	Đường kính	b x h	t_l	$W_j (\text{mm}^3)$	$W_{oj} (\text{mm}^3)$
3-1	15	-	-	331,17	662,34
3-2	17	6x6	3	378,32	860,41
3-3	12	5x5	2,5	435,08	917,17

Do trục quay, ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng, do đó:

$$\sigma_{mj} = 0, \sigma_{aj} = \sigma_{\max j} = \frac{M_j}{W_j} \quad (\text{CT 10.22-[4]})$$

Khi trục quay 2 chiều, ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ đối xứng, do đó:

$$\tau_{mj} = 0, \tau_{aj} = \tau_{\max j} = \frac{T_j}{W_{oj}} \quad (\text{CT 10.24-[4]})$$

Từ đó ta có bảng sau:

Bảng 5. 20: Biên độ ứng suất pháp và tiếp tại các tiết diện của trục III

Tiết diện	σ_{aj} (N/mm ²)	τ_{aj} (N/mm ²)
3-1	55,7	13,3
3-2	56,7	12,9
3-3	-	29,6

Theo (CT 10.25-[4]) và (CT 10.26-[4]):

$$K_{\sigma dj} = \frac{K_{\sigma} + K_x - 1}{K_y} \text{ và } K_{\tau dj} = \frac{K_{\tau} + K_x - 1}{K_y}$$

Trong đó:

- + K_x : hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt, phụ thuộc phương pháp gia công và độ nhẵn bề mặt. Theo bảng 10.8-[4]: $K_x = 1,15$.
- + K_y : hệ số tăng bền bề mặt trục, phụ thuộc tăng bền bề mặt và cơ tính vật liệu. Theo bảng 10.9-[4]: $K_y = 1,4$.

Theo bảng 10.10-[4]: $\epsilon_{\sigma 42} = 0,35$ $\epsilon_{\tau 42} = 0,4$

$\epsilon_{\sigma 43} = 0,35$ $\epsilon_{\tau 43} = 0,4$

Theo bảng 10.12-[4]: $K_{\sigma} = 1,8$ $K_{\tau} = 1,9$

Bảng 5. 21 Hệ số an toàn tại các tiết diện của trục III

Tiết diện	d	$K_{\sigma}/\epsilon_{\sigma}$		K_{τ}/ϵ_{τ}		$K_{\sigma d}$	$K_{\tau d}$	s_{σ}	s_{τ}	s
		Rãnh then	Lắp chặt	Rãnh then	Lắp chặt					
3-1	17	-	5,1	-	3,9	$\frac{3,7}{5}$	2,9	2,1	6,4	2
3-2	15	5,1	5,1	4,75	3,9	$\frac{3,7}{5}$	3,5	2	5,5	1,9
3-3	12	5,1	4,5	4,75	3,4	$\frac{3,7}{5}$	3,5	-	2,4	-

Vậy trục thỏa mãn điều kiện về độ bền mỏi.

Kiểm nghiệm về độ bền của then:

Theo (CT 9.1-[4]) và (CT 9.2-[4]), điều kiện bền dập và điều kiện bền cắt có dạng:

$$\sigma_d = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_t \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_d]$$

$$\tau_c = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_t \cdot b} \leq [\tau_c]$$

với $l_t = 0,9 \cdot l_m$

Bảng 5. 22 Ứng suất đập và cắt tại các vị trí lắp then của trục III

d	l _t	b x h	t ₁	T(N.mm)	σ _d (N/mm ²)	τ _c (N/mm ²)
17	14	6x6	3	11056,61	15,4	7,74
12	10	5x5	2,5	11056,61	36,86	18,4

Với tải trọng va đập nhẹ theo bảng 9.5-[4] ta có:

$$[\sigma_d] = 100(\text{N/mm}^2), \quad [\tau_c] = 40 \div 60(\text{N/mm}^2)$$

Vậy :

+ Then tại tiết diện 3-3 đảm bảo độ bền.

+ Then ở tiết diện 3-2 không đảm bảo độ bền đập do đó ta sử dụng hai then cách nhau 180° khi đó mỗi then chịu 0,75T tương ứng với σ_d = 36,86 N/mm².

5.2.8. Tính chọn ổ lăn:

5.2.8.1 Trục I:

Các ổ được bố trí như hình vẽ:



Hình 5. 15: Sơ đồ lực tác dụng lên ổ trục I

Hệ số khả năng làm việc:

$$C = Q \cdot (n \cdot h)^{0,3} \quad (\text{CT 8.1-[2]})$$

Trong đó:

$$n = 1250 \text{ (v/ph).}$$

$$h = 19200 \text{ (giờ).}$$

Q: Tải trọng tương đương.

$$Q = (K_v \cdot R + m \cdot A_t) \cdot k_n \cdot k_t \quad (\text{CT 8.6-[2]})$$

Theo bảng 8.2-[2] ta có: m = 1,5.

Theo bảng 8.3-[2] ta có: k_t = 1.

Theo bảng 8.4-[2] ta có: k_n = 1.

Theo bảng 8.5-[2] ta có: k_v = 1.

Lực tác dụng tại các gối là:

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{67,3^2 + 24,45^2} = 71,6 \text{ (N)}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{67,3^2 + 24,45^2} = 71,6 \text{ (N)}$$

$$S_A = 1,3. R_A = 1,3.71,6 = 93,08 \text{ (N)}$$

$$S_B = 1,3. R_B = 1,3.71,6 = 93,08 \text{ (N)}$$

Tổng lực dọc trục tác dụng là:

$$A_t = S_A - S_B = 93,08 - 93,08 = 0 \text{ (N)}$$

$$Q_B = Q_A = 71,6 + 1,5.0 = 71,6 \text{ (N)}$$

Vì $Q_A = Q_B$ nên ta chọn ổ cho đỡ cho A và B

$$C = Q. (n. h)^{0,3} = 71,6. (1250.19200)^{0,3} = 11721,3 \text{ (N)}$$

Theo bảng 18P-[2] chọn loại ổ :

Có: $C_B = 3400 \text{ (N)}$, $D_n = 19 \text{ (mm)}$, $B = 6 \text{ (mm)}$.

5.2.8.2 Trục II:

Các ổ được bố trí như hình vẽ:



Hình 5. 16: Sơ đồ lực tác dụng lên ổ trục II

Hệ số khả năng làm việc:

$$C = Q. (n. h)^{0,3} \quad (\text{CT 8.1-[2]})$$

Trong đó:

$$n = 443,3 \text{ (v/ph)}.$$

$$h = 19200 \text{ (giờ)}.$$

Q: Tải trọng tương đương.

$$Q = (K_v. R + m. A_t). k_n. k_t \quad (\text{CT 8.6-[2]})$$

Theo bảng 8.2-[2] ta có: $m = 1,5$.

Theo bảng 8.3-[2] ta có: $k_t = 1$.

Theo bảng 8.4-[2] ta có: $k_n = 1$.

Theo bảng 8.5-[2] ta có: $k_v = 1$.

Lực tác dụng tại các gối là:

$$R_C = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{307,96^2 + 22,3^2} = 308,76 \text{ (N)}$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{850,4^2 + 255,8^2} = 888,04 \text{ (N)}$$

$$S_C = 1,3 \cdot R_C = 1,3 \cdot 308,75 = 401,38 \text{ (N)}$$

$$S_D = 1,3 \cdot R_D = 1,3 \cdot 888,04 = 1154,45 \text{ (N)}$$

Tổng lực dọc trục tác dụng là:

$$A_t = S_D - S_C = 1154,45 - 401,38 = 753,07 \text{ (N)}$$

Lực A_t hướng về phía gối trục C:

$$Q_C = 308,76 + 1,5 \cdot 753,07 = 1438,4 \text{ (N)}$$

$$Q_D = R_D = 888,04 \text{ (N)}$$

Vì $Q_C > Q_D$ nên ta chọn ổ cho gối C rồi lấy gối D cùng loại với C.

$$C = Q \cdot (n \cdot h)^{0,3} = 1438,4 \cdot (443,3 \cdot 19200)^{0,3} = 17249 \text{ (N)}$$

Theo bảng 18-[2] chọn loại ổ có kí hiệu:

Có: $C_B = 18$ (kN), $D_n = 24$ (mm), $B = 7$ (mm).

5.2.8.3 Trục III:

Các ổ được bố trí như hình vẽ:



Hình 5. 17: Sơ đồ lực tác dụng lên ổ trục III

Hệ số khả năng làm việc:

$$C = Q \cdot (n \cdot h)^{0,3} \quad (\text{CT 8.1-[2]})$$

Trong đó: $n = 156,2$ (v/ph).

$h = 19200$ (giờ).

Q: Tải trọng tương đương.

$$Q = (K_v \cdot R + m \cdot A_t) \cdot k_n \cdot k_t \quad (\text{CT 8.6-[2]})$$

Theo bảng 8.2-[2] ta có: $m = 1,5$.

Theo bảng 8.3-[2] ta có: $k_t = 1$.

Theo bảng 8.4-[2] ta có: $k_n = 1$.

Theo bảng 8.5-[2] ta có: $k_v = 1$.

Lực tác dụng tại các gối là:

$$R_E = \sqrt{R_{Ex}^2 + R_{Ey}^2} = \sqrt{733,16^2 + 377,3^2} = 824,5 \text{ (N)}$$

$$R_F = \sqrt{R_{Fx}^2 + R_{Fy}^2} = \sqrt{367,7^2 + 359,1^2} = 531,9 \text{ (N)}$$

$$S_E = 1,3 \cdot R_E = 1,3 \cdot 824,5 = 1071,85 \text{ (N)}$$

$$S_F = 1,3 \cdot R_F = 1,3 \cdot 531,9 = 691,47 \text{ (N)}$$

Tổng lực dọc trục tác dụng là:

$$A_t = S_E - S_F = 1071 - 691,47 = 380,38 \text{ (N)}$$

Lực A_t hướng về phía gối trục F :

$$Q_F = 531,9 + 1,5 \cdot 380 = 1101,9 \text{ (N)}$$

$$Q_E = R_E = 824,5 \text{ (N)}$$

Vì $Q_F > Q_E$ nên ta chọn ổ cho gối F rồi lấy gối E cùng loại với F.

$$C = Q \cdot (n \cdot h)^{0,3} = 1101,9 \cdot (156,2 \cdot 19200)^{0,3} = 97657 \text{ (N)}$$

Theo trang 838-[13] chọn loại ổ:

Có: $C_B = 98 \text{ (kN)}$, $D_n = 28 \text{ (mm)}$, $B = 7 \text{ (mm)}$.

5.2.9. Cấu tạo vỏ hộp giảm tốc:

Chọn vỏ hộp đúc vật liệu bằng gang, mặt ghép giữa nắp và thân là mặt phẳng đi qua đường làm các trục để lắp ghép được dễ dàng, theo bảng 18.1-[4] cho phép ta xác định được kích thước và các phần tử của vỏ hộp:

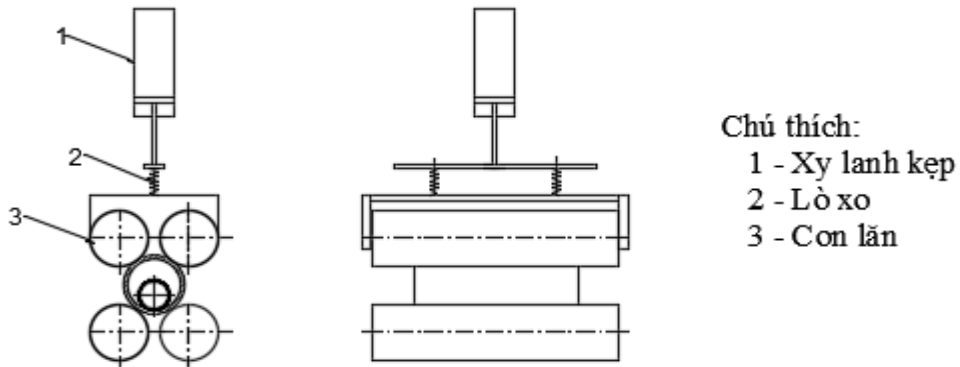
Tên gọi	Biểu thức tính toán
Chiều dày: Thân hộp, δ Nắp hộp, δ_1	$\delta = 0,03 \cdot A + 3 = 0,03 \cdot 40 + 3 = 3,5 \text{ mm}$ $\delta_1 = 0,9 \cdot \delta = 0,9 \cdot 3,5 = 3,2 \text{ mm}$
Gân tăng cứng: Chiều dày, e Chiều cao, h Độ dốc	$e = (0,8 \div 1) \cdot \delta = 3,2 \text{ mm}$ $h < 5 \cdot \delta = 17,5 \text{ mm}$, chọn $h = 18 \text{ mm}$ Khoảng 2°
Đường kính: Bulông nền, d_1 Bulông cạnh ổ, d_2 Bulông ghép bích nắp và thân, d_3 Vít ghép nắp ổ, d_4	$d_1 = 0,04 \cdot A + 10 = 11,6 \text{ mm}$ \Rightarrow Chọn $d_1 = 12 \text{ mm}$, chọn bu lông M12 $d_2 = 0,7 \cdot d_1 = 0,7 \cdot 12 = 8,4 \text{ mm}$ \Rightarrow Chọn $d_2 = 10 \text{ mm}$, chọn bu lông M10 $d_3 = (0,8 \div 0,9) \cdot d_2 = 8 \div 9 \text{ mm}$ \Rightarrow chọn $d_3 = 8 \text{ mm}$, chọn bu lông M8 $d_4 = (0,6 \div 0,7) \cdot d_2 = 6 \div 7 \text{ mm}$ \Rightarrow chọn $d_4 = 0,6 \text{ mm}$, chọn vít M6

Vít ghép nắp cửa thăm dầu, d_5	$d_5 = (0,5 \div 0,6).d_2 = 5 \div 6 \text{ mm}$ \Rightarrow chọn $d_5 = 6 \text{ mm}$, chọn vít M6
Mặt bích ghép nắp và thân: Chiều dày bích thân hộp, S_3 Chiều dày bích nắp hộp, S_4 Bề rộng bích nắp hộp, K_3	$S_3 = (1,4 \div 1,8).d_3 = 11,2 \div 14,4 \text{ mm}$ \Rightarrow chọn $S_3 = 12 \text{ mm}$ $S_4 = (0,9 \div 1).S_3 = 10,8 \div 12 \text{ mm}$ \Rightarrow chọn $S_4 = 12 \text{ mm}$ $K_3 = K_2 - (3 \div 5) = 34 - 4 = 30 \text{ mm}$
Kích thước gôỉ trực: Đường kính ngoài và tâm lỗ vít, D_3, D_2 Tâm lỗ bulông cạnh ổ: E_2 Bề rộng mặt ghép bulông cạnh ổ: K_2 k là khoảng cách từ tâm bulông đến mép lỗ Chiều cao h	Định theo kích thước nắp ổ $E_2 = 1,6.d_2 = 1,6.10 = 16 \text{ mm}$ $K_2 = E_2 + R_2 + (3 \div 5) = 34 \text{ mm}$ ($R_2 = 1,3.d_2 = 1,3.10 = 13 \text{ mm}$) $k \geq 1,2.10 = 12 \Rightarrow k = 15 \text{ mm}$ h : phụ thuộc tâm lỗ bulông và kích thước mặt tựa
Mặt đế hộp: Chiều dày: Khi không có phân lõi S_1 Bề rộng mặt đế hộp, K_1 và q	$S_1 = (1,3 \div 1,5).d_1 = 15,6 \div 18 \text{ mm}$ \Rightarrow chọn $S_1 = 16 \text{ mm}$ $K_1 \approx 3.d_1 \approx 3.12 = 36 \text{ mm}$ $q = K_1 + 2\delta = 36 + 2.3,5 = 43 \text{ mm}$
Khe hở giữa các chi tiết: Giữa bánh răng với thành trong hộp Giữa đỉnh bánh răng lớn với đáy hộp Giữa mặt bên các bánh răng với nhau.	$\Delta \geq (1 \div 1,2).\delta = 3,5 \div 4,2 \text{ mm}$ \Rightarrow chọn $\Delta = 4 \text{ mm}$ $\Delta_1 = (3 \div 5).\delta = 10,5 \div 17,5 \text{ mm}$ \Rightarrow chọn $\Delta_1 = 15 \text{ mm}$ $\Delta_2 \geq \delta = 18 \text{ mm}$ lấy $\Delta_2 = 20 \text{ mm}$

5.3 Tính toán cơ cấu máy :

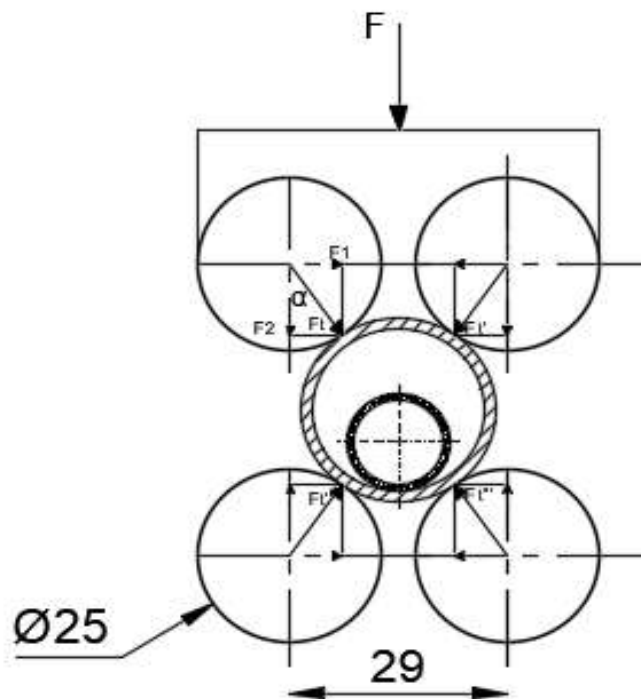
5.3.1 Tính toán cơ cấu kẹp phôi:

5.3.1.1 Tính toán cơ cấu kẹp phôi từ trên xuống



Hình 5. 18 Cơ cấu kẹp phôi từ trên xuống

$D = 25 \text{ mm}$, $d_{\text{phôi}} = 25 \text{ mm}$



Hình 5. 19 Sơ đồ phân tích lực kẹp phôi

Sơ đồ phân tích lực:

Từ sơ đồ ta tính được góc $\alpha = 16^{\circ} 87'$

Phương của của lực F là thẳng đứng nên ta lấy thành phần thẳng đứng của F_t là F_2

$$F_2 = \cos(16^{\circ} 87') \cdot 15 = 14,2 \text{ N}$$

Vì F tác động đồng thời lên cả 2 con lăn (thông qua cơ cấu):

$$F = 2 \cdot F_2 = 2 \cdot 14,2 = 28,4 \text{ N}$$

Tính chọn lò xo :

Công thức tính lực đẩy của lò xo:

$$F_x = k \cdot x_0$$

Trong đó :

F_x : Lực đàn hồi (N – Newton)

k : Độ cứng của lò xo (N/m)

x_0 : Độ biến dạng của lò xo so với vị trí cân bằng (mm) → chọn $x_0 = 20$ mm

$$k = \frac{F_x}{x_0} = \frac{28,4}{40} = 0,71 \text{ (N/mm)}$$

Dựa vào độ cứng đã tính ta chọn được lò xo theo tiêu chuẩn :



Thông số kỹ thuật của lò xo	
Thuộc tính	Giá trị
Free length	33
O.D. (Outer Diameter)	14
Spring Constant	0,71
Max. Load (Specified Range)	8,51 – 16,00
Max. Load	15,2
Material	SUS304WP-B
Wire diameter	1

Hình 5. 20 Lò xo của cơ cấu kẹp

Chọn xy lanh:

Để xy lanh cần đủ nén lò xo mà lò xo đẩy ngược lại cụm kẹp

Ta có hành trình xy lanh 50mm

Tổng lực xy lanh cần tạo ra:

$$F_{xy\text{lanh}} \geq F_{\text{kẹp}} + F_{\text{lò xo}} \geq 28,4 + 16 \geq 44,4 \text{ N}$$

Ta có:

$$A = \frac{F}{P}$$

Trong đó :

F : Lực đẩy (N) = 45N

P : Áp suất (Pa) = 3 bar = $3 \cdot 10^5$ Pa (1 bar = 10^5 Pa)

A : Diện tích mặt cắt piston (m^2) $A = \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2$, với D là đường kính piston (m)

Thay số: $A = \frac{45}{3 \cdot 10^5} = 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$

Diện tích piston $A = \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2$ nên : $\frac{D}{2} = \sqrt{\frac{A}{\pi}}$

Thay số: $\frac{D}{2} = \sqrt{\frac{1,5 \cdot 10^{-4}}{\pi}} \approx \sqrt{4,775 \cdot 10^{-5}} \approx 0,00691 \text{ m}$

$$D = 2 \times 0,00691 \approx 0,01382 \text{ m} = 13,82 \text{ mm}$$

Đường kính piston cần khoảng 14 mm. Tuy nhiên, các xi lanh khí nén thường có kích thước tiêu chuẩn như 10 mm, 16 mm, 20 mm, v.v.

Với yêu cầu lực 45N và áp suất 3 bar:

Ta chọn xi lanh đường kính 16 mm

Diện tích: $A = \pi \left(\frac{0,016}{2}\right)^2 \approx 2,01 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$

Lực: $F = P \cdot A = 3 \cdot 10^5 \cdot 2,01 \cdot 10^{-4} \approx 60,3 \text{ N}$

Lực này lớn hơn 45N, đảm bảo đáp ứng yêu cầu và có dư để bù cho tổn hao (như ma sát hoặc hiệu suất).

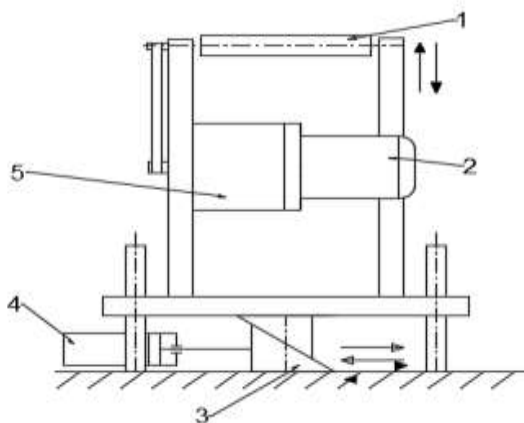
Đề xuất model: Misumi Compact Cylinder

Model: CDQ2B16-50DZ

Thông số kỹ thuật:

- Loại: Tác động kép
- Đường kính piston 16mm
- Hành trình 50mm
- Áp suất vận hành: 0,05 - 1.0 MPa (phù hợp với 3 bar = 0,3 MPa)
- Lực đẩy lý thuyết tại 0,3 MPa: ~60,3N (đáp ứng yêu cầu 45N)
- Vật liệu: Thân nhôm, thanh piston thép không gỉ

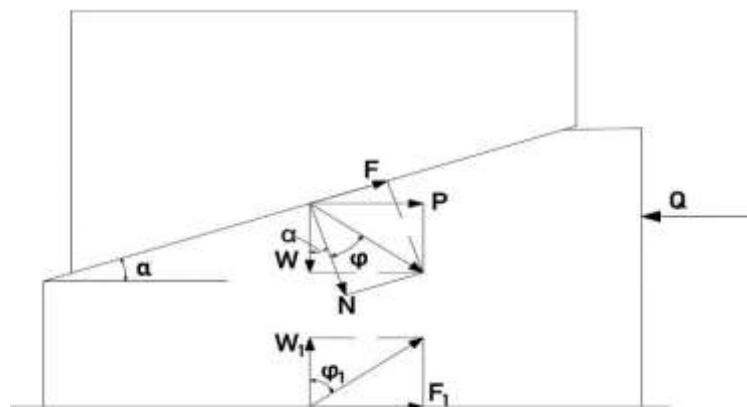
5.3.1.2 Tính toán cơ cấu kẹp phôi từ dưới lên:



Chú thích:

- 1 - Con lăn
- 2 - Động cơ
- 3 - Con chêm
- 4 - Xy lanh
- 5 - Hộp giảm tốc

Hình 5. 21 Phân tích cơ cấu kẹp phôi



Hình 5. 22 Phân tích cơ cấu chêm

- Sơ đồ phân tích lực:

$$Q = P = W.l.t.tg\alpha$$

- Từ đó ta có:

$$W.l.t = Q \cdot \frac{1}{tg\alpha}$$

Ta tác động một ngoại lực Q để đóng chêm vào, trên mặt phẳng nghiêng sinh ra lực ma sát F, trên mặt phẳng nằm ngang sinh ra lực ma sát F_1 ; góc ma sát là ϕ và ϕ_1 , góc của chêm là α , từ đó sinh ra phản lực pháp tuyến với mặt phẳng nghiêng là N và với mặt phẳng nằm ngang là W_1 . Tổng hợp lực N và F ta được lực R, phân lực R thành W và P. Cân bằng các lực tác dụng lên chêm, ta có:

- $F_1 = W_1.tg\phi_1$; $F = N.tg\phi$
- $Q = P + F_1 = W.tg(\alpha + \phi) + W_1.tg\phi_1$
- $W = W_1$
- $Q = W.[tg(\alpha + \phi) + tg\phi_1]$

Từ đó :

$$W = \frac{Q}{tg(\alpha + \phi) + tg\phi_1}$$

Thường thì $\phi = \phi_1$, ta sẽ chọn trường hợp tự hãm

Khi $\alpha = 17^\circ$; $f = tg \phi = 0,1$; thì $\phi = 5^\circ 43'$

- Tính gần đúng trọng lượng của khung:

Khối lượng các tâm nhôm:

Kích thước: 280 mm x 140 mm x 10 mm.

- Thể tích: $V = \text{Dài} \times \text{Rộng} \times \text{Cao} = 280 \times 140 \times 10 = 392.000 \text{ mm}^3 = 392 \text{ cm}^3$
- Khối lượng: $m = \text{Mật độ} \times \text{Thể tích} = 2,7 \text{ g/cm}^3 \times 392 \text{ cm}^3 = 1058,4 \text{ g}$

- Hai tâm dọc:

Kích thước mỗi tấm: 200 mm x 120 mm x 10 mm.

- Thể tích mỗi tấm: $V = 200 \times 120 \times 10 = 240000 \text{ mm}^3 = 240 \text{ cm}^3$
 - Khối lượng mỗi tấm: $m = 2,7.24 = 648(\text{g}) = 0,648 (\text{kg})$
- \Rightarrow Tổng khối lượng 2 tấm: $m = 2.0,648 = 1,296 (\text{kg})$
 \Rightarrow Tổng khối lượng các tâm nhôm: $m = 1,0584 + 1,296 = 2,35 \text{ kg}$

- Khối lượng động cơ và hộp giảm tốc:

- Động cơ:

Đặc tính: Động cơ có kích thước nhỏ gọn, (thường dùng trong máy mài hoặc gia công nhẹ).

Kích thước: 150 mm (dài) \times 80 mm (rộng) \times 80 mm (cao).

Dựa vào kích thước ta tra động cơ có khối lượng $m = 2 \text{ kg}$

• Hộp giảm tốc:

Kích thước ước lượng: 80 mm (dài) \times 80 mm (rộng) \times 80 mm (cao).

Hộp giảm tốc loại nhỏ (tỷ số truyền 11,71) thường nặng khoảng 1 kg .

\Rightarrow Tổng khối lượng động cơ và hộp giảm tốc:

$$2+1=3 \text{ kg}$$

Tổng khối lượng: $m = m_{ct} + m_{dc} = 2,35 + 3 = 5,35 \text{ kg}$

\Rightarrow Vậy $W = m \cdot g = 5,35 \cdot 9,81 = 52,48 \text{ N}$

Trong đó :

m : Khối lượng của khung (kg) ; $m = 5,35 \text{ kg}$

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

$Q = W \cdot [\text{tg}(\alpha + \varphi) + \text{tg}\varphi_1] = 52,48 \cdot [\text{tg}(17 + 5^{\circ}43') + \text{tg}(5^{\circ}43')] = 26,24 \text{ N}$

Chọn xi lanh cơ cấu kẹp phôi từ dưới lên:

Công thức tính lực đẩy của xi lanh khí nén:

$$F = P \cdot A \Leftrightarrow A = \frac{F}{P} = \frac{26,24}{3 \cdot 10^5} = 8,74 \cdot 10^{-5} \text{ (m}^2\text{)}$$

Trong đó:

F : Lực đẩy (N); $F = 26,24 \text{ N}$

P : Áp suất (Pa); $P = 3 \text{ bar} = 3 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

A : Diện tích mặt cắt piston (m^2); $A = \pi \times \left(\frac{D}{2}\right)^2$

$$\text{Mà ta có } A = \pi \times \left(\frac{D}{2}\right)^2 \Rightarrow D = 2 \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{8,74 \cdot 10^{-5}}{\pi}} = 10,55 \text{ (mm)}$$

\Rightarrow Chọn $D = 12 \text{ mm}$

• Phân tích bài toán để chọn hành trình cho xi lanh:

- Góc nghiêng của chêm: $\alpha = 17^{\circ}$

- Chiều cao cần nâng (theo phương thẳng đứng):

- Theo đường kính của các loại chi tiết thì chiều cao nâng lên chỉ cần 5 mm

- Khoảng cách dịch chuyển của con chêm dưới (theo phương ngang): $x \text{ mm}$

- Con chêm hoạt động như một mặt phẳng nghiêng. Khi con chêm dưới di chuyển theo phương ngang, con chêm trên sẽ được nâng lên theo phương thẳng đứng. Mối quan hệ giữa khoảng cách ngang x và chiều cao nâng h được xác định bởi góc nghiêng α

$$\text{Tg}(\alpha) = \frac{h}{x} \Rightarrow x = \frac{h}{0,3057} \approx 32,712 \text{ mm}$$

Chọn loại: Compact Cylinder, tác động kép

Model: CDQ2B12-50DZ

Thông số:

- Đường kính piston: 12 mm.
- Hành trình: 50 mm
- Áp suất vận hành: 0,05 – 1,0 MPa (phù hợp với 3 bar = 0,3 MPa).
- Lực đẩy: ~33,93 N (đáp ứng 26,24 N).

5.3.2 Tính toán cơ cấu mài:

5.3.2.1 Tính toán vận tốc chạy dao dọc:

Vì bề rộng tiếp xúc là toàn bộ chiều dài chi tiết (50÷120 mm), ta áp dụng nguyên tắc mài: mỗi vòng quay, trục mài di chuyển một khoảng bằng 0,3 lần chiều rộng tiếp xúc để quét đều bề mặt.

Chiều rộng tiếp xúc: 50÷120 mm, chọn 80 mm (chiều dài chi tiết).

Tiến dao mỗi vòng: Chọn tỷ lệ 0,3:

$$f=0,3.80 = 24 \text{ mm/vòng}$$

Vận tốc tiến dao dọc:

$$V_f=f.n = 24.1250 = 30000 \text{ mm/ phút} = 30 \text{ m/phút}$$

Điều chỉnh cho nhựa epoxy và biên độ dịch chuyển để giảm vận tốc để tránh nhiệt: Nhựa epoxy dễ bị nóng, nên giảm vận tốc tiến dao xuống 50%:

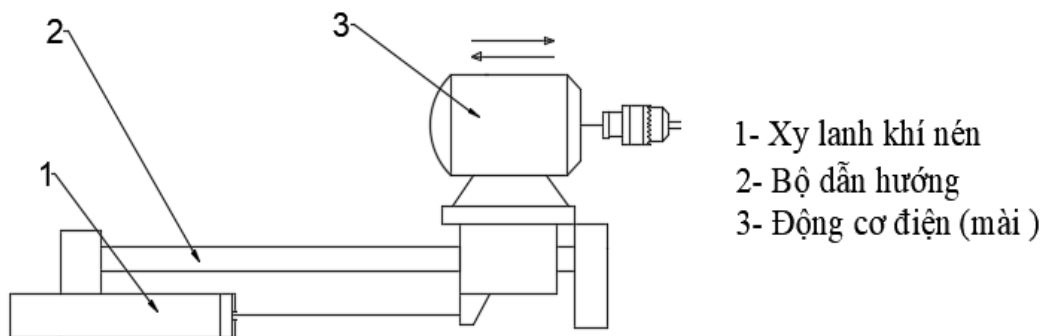
$$V_f= 30.0,5 = 15(\text{m/phút}) = 250 \text{ (mm/s)}$$

Biên độ dịch chuyển: Chọn 40 mm

Điều này có nghĩa là trục mài cần di chuyển qua lại với biên độ 40 mm để toàn bộ bề mặt chi tiết được mài đều.

Tần số dịch chuyển: Với vận tốc $V_f= 250 \text{ mm/s}$, thời gian để trục mài di chuyển một đoạn 30 mm (một lượt qua hoặc lại) là: $T = \frac{\text{biên độ}}{V_f} = \frac{40}{250} = 0,16 \text{ s}$

5.3.2.2 Chọn xilanh đẩy động cơ mài:



Hình 5. 23 Phân tích cơ cấu mài

Phân tích cơ cấu:

Động cơ: 5 kg.

Khối trượt : 1 kg (như tính toán trước).

Tấm nhôm lớn (kích thước 150mm x 200mm x 10mm).

Tấm nhôm nhỏ hơn (kích thước 100mm x 150mm x 10mm)

Tính khối lượng tấm nhôm: $m = \rho.V$

Trong đó :

ρ : Khối lượng riêng của nhôm, khoảng $2,7 \text{ g/cm}^3 = 2700 \text{ kg/m}^3$.

V: Thể tích của tấm nhôm (m^3).

- Tấm nhôm lớn (150mm x 200mm x 10mm):

• Thể tích: $V = 0,15.0,2.0,01 = 0,0003 \text{ (m}^3\text{)}$.

• Khối lượng: $m = 2700 \times 0,0003 = 0,81 \text{ (kg)}$.

- Tấm nhôm nhỏ (100mm x 150mm x 10mm):

• Thể tích: $V = 0,1.0,15.0,01 = 0,00015 \text{ (m}^3\text{)}$.

• Khối lượng: $m = 2700.0,00015 = 0,405 \text{ (kg)}$.

⇒ Tổng khối lượng tấm nhôm: $m = 0,81 + 0,405 = 1,215 \text{ kg}$.

Tổng khối lượng cụm mang động cơ:

• Động cơ: 5 kg.

• Khối trượt và các bộ phận khác: 1 kg.

• Tấm nhôm: 1,215 kg.

⇒ Tổng: $m = 5 + 1 + 1,215 = 7,215 \text{ kg}$ (làm tròn là 7,2 kg).

Lực đẩy cần thiết của xi lanh

Trọng lượng cụm: $P = m.g = 7,2.9,81 = 70,63 \text{ N}$.

Lực ma sát:

Ta có: hệ số ma sát $\mu \approx 0,15$

$$F_{ms} = \mu.P = 0,15.70,63 \approx 10,59 \text{ N.}$$

Lực đẩy cần lớn hơn lực ma sát 1,5-2 lần để đảm bảo chuyển động mượt mà:

$$F_{đẩy} = 2.F_{ms} = 2.10,59 \approx 21,18 \text{ N.}$$

Đường kính xi lanh

Công thức lực đẩy của xi lanh:

$$F = P.A$$

Trong đó:

P: Áp suất khí nén, lấy 3 bar = 300000 Pa.

A: Diện tích piston.

Tính diện tích piston:

$$A = \frac{F}{P} = \frac{25}{300000} = 0,000083 \text{ m}^2 = 83 \text{ mm}^2.$$

Diện tích piston:

$$A = \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \Leftrightarrow 83 = \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2$$
$$\Rightarrow \left(\frac{D}{2}\right)^2 = \frac{83}{\pi} \Rightarrow D \approx 10,28 \text{ mm}$$

Đường kính này vẫn nhỏ, nên mình sẽ chọn đường kính tiêu chuẩn lớn hơn để đảm bảo độ bền và hiệu suất. $D = 25 \text{ mm}$, chọn xi lanh SMC CDJ2B25-250

CHƯƠNG 6 : THIẾT KẾ HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN

6.1 Tổng quan về PLC Misubishi họ FX3U:

6.1.1 Khái niệm chung:

PLC viết tắt của Programmable Logic Control, là thiết bị lập trình được, cho phép thực hiện linh hoạt các phép toán điều khiển thông qua một ngôn ngữ lập trình. Nó được thiết kế chuyên dụng trong công nghiệp để điều khiển các quá trình từ đơn giản đến phức tạp và tùy thuộc vào người sử dụng mà nó có thể thực hiện hàng loạt các chương trình.

Thiết bị điều khiển logic khả trình PLC hiện nay có ứng dụng rất rộng rãi nó có thể thay thế được cả một mảng rơle, hơn thế nữa PLC giống như một máy tính nên có thể lập trình được. Chương trình của PLC có thể thay đổi rất dễ dàng, các chương trình con cũng có thể sửa đổi nhanh chóng.

Thiết bị điều khiển logic khả trình PLC đáp ứng được hầu hết các yêu cầu và như là yếu tố chính trong việc nâng cao hơn nữa hiệu quả sản xuất trong công nghiệp. Trước đây thì việc tự động hoá chỉ được áp dụng trong sản xuất hàng loạt năng suất cao. Hiện nay cần thiết phải tự động hoá cả trong sản xuất nhiều loại khác nhau để nâng cao năng suất và chất lượng.

6.1.2. Tìm hiểu PLC Misubishi họ FX3U:

a) Họ PLC Mitsubishi FX3U:

Dòng FX3U là thế hệ thành công thứ ba của gia đình PLC Mitsubishi Electric cho thị trường quốc tế. Thiết kế nhỏ gọn, đặc biệt bộ điều khiển với tính năng mới thứ hai đó là "bộ chuyển đổi Bus" hệ thống, trong đó bổ sung cho hệ thống Bus hiện có được sử dụng để mở rộng chức năng đặc biệt và bổ sung phát triển module mạng lên mười lần để có thể kết nối được với bộ chuyển đổi Bus mới này. Các tầng cường hỗ trợ mạng cũng tăng thêm công suất I / O của mô hình chủ đạo mới, mà bây giờ có thể được mở rộng tối đa 384 I / O, bao gồm các kết nối mạng.



Hình 6. 1. Giao tiếp PLC Mitsubishi FX3U qua các cổng

Ngoài ra, FX3U cũng hỗ trợ đầy đủ Profibus / DP cũng như Ethernet, sử dụng giao thức TCP và UDP, tốc độ cao 0.065 μ s theo lý thuyết, FX3U đi kèm với một bộ nhớ tiêu chuẩn 64k bước, nhiều hơn 8 lần so với bộ nhớ của FX2N. Thêm bộ nhớ có nghĩa là người dùng có thể viết rộng hơn và nhiều hơn nữa các chương trình phức tạp, lưu trữ nhiều dữ liệu hơn trong bộ nhớ chương trình, hoặc tận dụng lợi thế lớn của việc sử dụng công cụ lập trình IEC 61131-3 phong cách.

- Thông số kỹ thuật của PLC Mitsubishi FX3U

Đặc điểm kỹ thuật	FX3U
Cổng vào ra	Tối đa 384
Chương trình bộ nhớ	64000 bước RAM
Chương trình thực hiện	Thực hiện theo chu kì
Role nội bộ	7680
Role đặc biệt	512
Role chuyển tiếp	4096
Bộ thời gian	512
Bộ đếm	235
Các mức đếm	Năm, tháng, tuần, ngày, giờ, giây
Dữ liệu đăng kí	8000
Tập tin đăng kí	32768
Chỉ số đăng kí	16
Đăng kí đặc biệt	512
Số con trở	4096

Bảng 6. 1. Thông số kỹ thuật của PLC Mitsubishi FX3U

Để có thể thực hiện được một chương trình điều khiển PLC có tính năng như một máy tính, nghĩa là phải có một bộ vi xử lý (CPU), một hệ điều hành, một bộ nhớ để lưu giữ chương trình, dữ liệu và tất nhiên phải có cổng vào ra để giao tiếp với thiết bị điều khiển và trao đổi thông tin với môi trường xung quanh. Bên cạnh đó, nhằm phục vụ các bài toán điều khiển số, PLC còn có thêm các khối chức năng đặc biệt như: Bộ đếm, bộ thời gian và những khối hàn chuyên dụng.

Phần cứng của một bộ điều khiển khả trình PLC được cấu tạo thành những module cho thấy sơ đồ các modul phần cứng của một bộ PLC.

Một bộ PLC thường có những Module sau:

- Module nguồn (PS)
- Module đơn vị xử lý trung tâm (CPU)
- Module bộ nhớ chương trình

- Module đầu vào
- Module đầu ra
- Module phối ghép
- Module chức năng phụ.

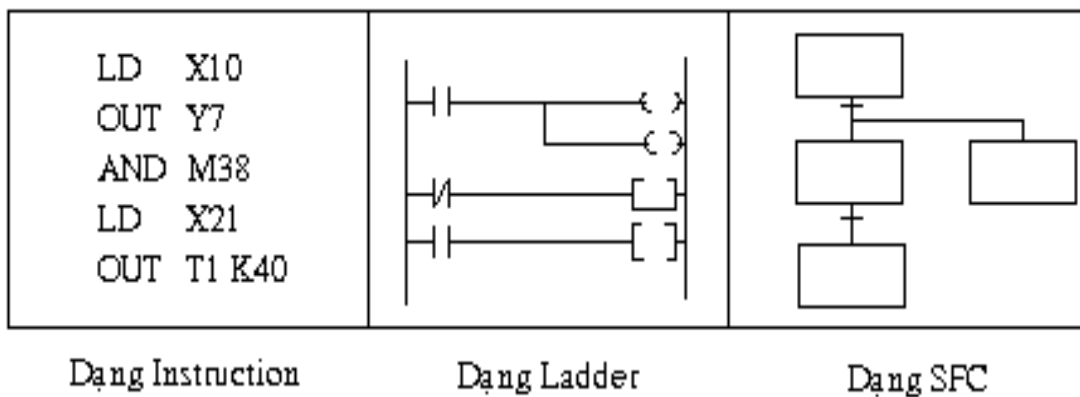
Mỗi Module được ghép thành một đơn vị riêng, có phích cắm nhiều chân để cắm và rút ra dễ dàng trên một Pannel cơ khí có dạng bảng hoặc hộp. Trên Panel có lắp các đường:

Đường ray nguồn để dẫn nguồn một chiều lấy từ đầu Modul nguồn PS (thường là 24V) đến cung cấp cho các Module khác.

Bus liên lạc để trao đổi thông tin giữa các Module với thế giới bên ngoài.

b) Lập trình cho PLC Mitsubishi:

Chương trình là một chuỗi các lệnh nối tiếp nhau được viết theo một ngôn ngữ mà PLC có thể hiểu được. Có ba dạng chương trình: Instruction, Ladder và SFC/STL. Không phải tất cả các công cụ lập trình đều có thể làm việc được cả ba dạng trên. Nói chung bộ lập trình cầm tay chỉ làm việc được với dạng Instruction trong khi hầu hết các công cụ lập trình đồ họa sẽ làm việc được ở cả dạng Instruction và Ladder. Các phần mềm chuyên dùng sẽ cho phép làm việc ở dạng SFC.



Hình 6. 2. Các dạng lập trình cơ bản cho PLC Mitsubishi

Các thiết bị cơ bản dùng trong lập trình

Có 6 thiết bị lập trình cơ bản. Mỗi thiết bị có công dụng riêng. Để dễ dàng xác định thì mỗi thiết bị được gán cho một kí tự:

X: dùng để chỉ ngõ vào vật lý gắn trực tiếp vào PLC

Y: dùng để chỉ ngõ ra nối trực tiếp từ PLC

T: dùng để xác định thiết bị định thì có trong PLC

C: dùng để xác định thiết bị đếm có trong PLC

M và S: dùng như là các cờ hoạt động bên trong PLC

Tất cả các thiết bị trên được gọi là “Thiết bị bit”, nghĩa là các thiết bị này có 2 trạng thái: ON hoặc OFF, 1 hoặc 0.

Trong khuôn khổ của đề án này, em xin được trình bày về 2 ngôn ngữ lập trình mà em đã sử dụng để lập trình cho PLC Mitsubishi FX3U đó là Ladder và SFC.

6.1.3. Ngôn ngữ lập trình Ladder

Là ngôn ngữ có dạng đồ họa cho phép nhập chương trình có dạng như một sơ đồ mạch điện logic, dùng các kí hiệu điện để biểu diễn các công tắc logic ngõ vào và role logic ngõ ra. Ngôn ngữ này gần với chúng ta hơn ngôn ngữ Instruction và được xem như là một ngôn ngữ cấp cao. Phần mềm lập trình sẽ biên dịch các kí hiệu logic trên thành mã máy và lưu vào bộ nhớ của PLC. Sau đó PLC sẽ thực hiện các tác vụ điều khiển theo logic thể hiện trong chương trình.

LD X000



Hình 3.3.

Lệnh LD chỉ khi công tắc thường mở và đường bus trái
(Ngõ ra Y000 đóng khi công tắc X000 đóng hay ngõ vào X000 = 1)

6.2 Thiết kế điều khiển dùng PLC:

6.2.1 Lựa chọn PLC cho mô hình thiết kế điều khiển máy mài:

Căn cứ vào số đầu vào/đầu ra, dựa trên những đặc điểm của hệ thống trạm trộn bê tông được trình bày trong đề án, em lựa chọn PLC Mitsubishi FX3U 32MR/ES-A có thể đáp ứng được các yêu cầu của hệ thống điều khiển và đảm bảo tính kinh tế với giá thành hợp lý.



Hình 6. 3. PLC FX3U-32MR-ES-A

- Thông số kỹ thuật:
 - Số ngõ vào số: 16
 - Số ngõ ra số: 16, Relay
 - Nguồn cung cấp: 24 VDC.
 - Công suất tiêu thụ: 30 W
 - Bộ nhớ chương trình: 64.000 Steps
 - Đồng hồ thời gian thực.
 - Bộ đếm: 235
 - Timer: 512
 - Truyền thông RS232C, RS 485.
 - Kích cỡ (W x H x D): 150 x 90 x 86.

Trong quá trình thiết kế và chạy chương trình , PLC PLC FX3U-32MR-ES - A đã đáp ứng được yêu cầu của máy mài

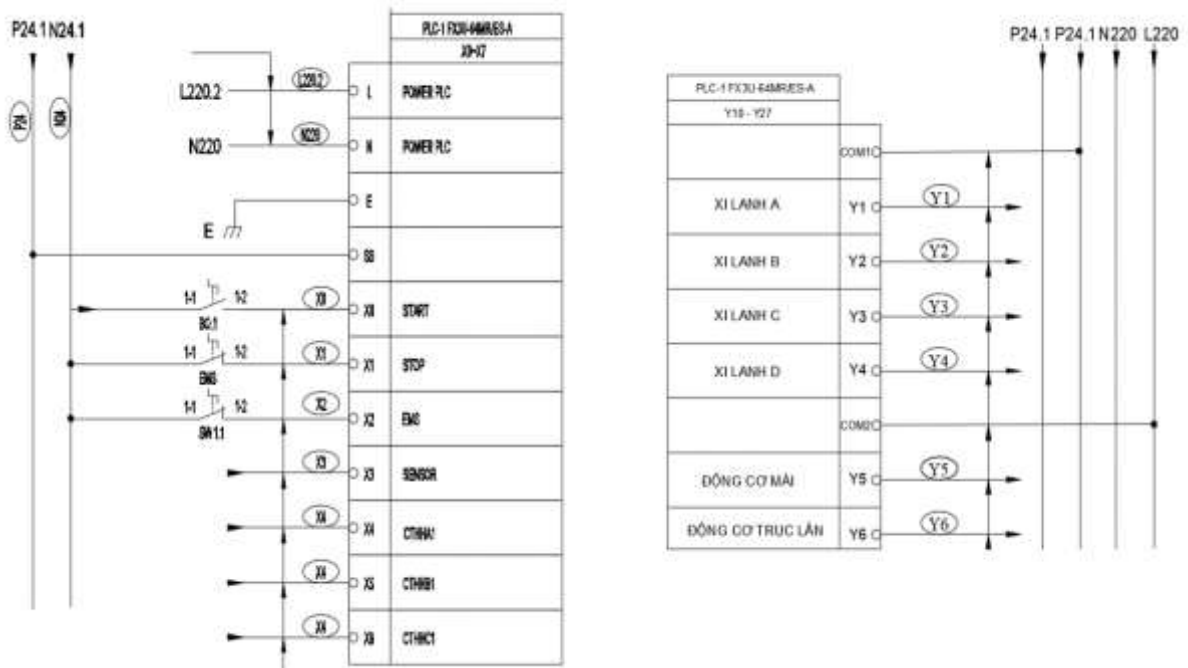
6.2.2 Chương trình Ladder:

6.2.2.1 Phân công vào ra I/O:

STT	Đầu vào	Đầu ra
1	X000: Start	Y001: Xi lanh A
2	X001: Stop	Y002: Xi lanh B
3	X002: EMS	Y003: Xi lanh C
4	X003: Sensor	Y004: Xi lanh D
5	X004: Công tắc hành trình A1	Y005: Động cơ mài
6	X005: Công tắc hành trình B1	Y006: Động cơ trục lăn
7	X006: Công tắc hành trình C1	

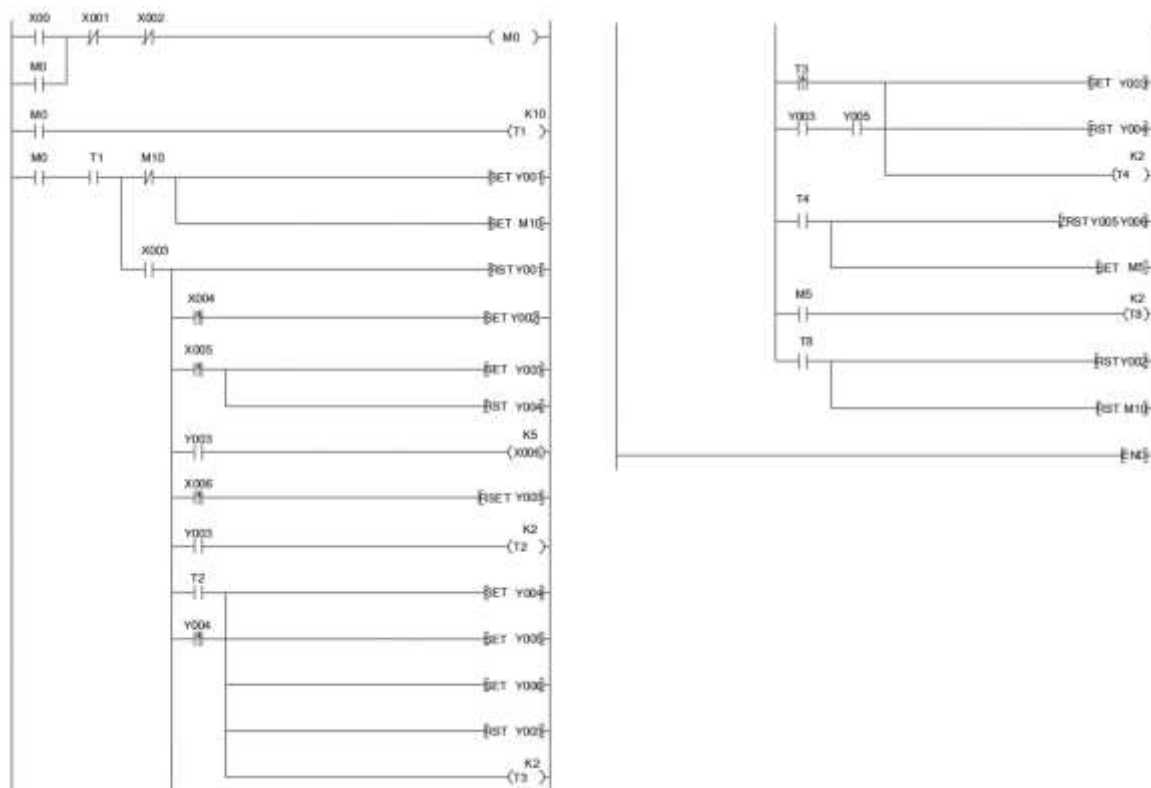
Bảng 6. 2. Phân công vào ra cho PLC

6.2.2.2 Sơ đồ nối dây:



Hình 6. 4 Sơ đồ nối dây

6.2.2.3 Mạch điều khiển:



Hình 6. 5 Mạch điều khiển

CHƯƠNG 7 : MÔ PHỎNG MÁY MÀI BẰNG PHẦN MỀM SOLIDWORKS

7.1. Mục tiêu của mô phỏng:

Trong quá trình thiết kế và chế tạo máy mài, việc mô phỏng trên phần mềm SolidWorks đóng vai trò rất quan trọng nhằm kiểm tra tính khả thi về mặt kết cấu, không gian làm việc, và nguyên lý hoạt động của hệ thống.

Mục tiêu của mô phỏng bao gồm:

- Xây dựng mô hình 3D tổng thể máy mài spacer và các bộ phận chính.
- Kiểm tra sự phù hợp giữa các chi tiết lắp ráp.
- Mô phỏng chuyển động của cơ cấu mài (động cơ quay, mũi mài, cơ cấu dẫn động...).
- Đánh giá các nguy cơ va chạm giữa các bộ phận trong quá trình làm việc.
- Hỗ trợ hoàn thiện thiết kế trước khi chế tạo thực tế.

7.2. Tổng quan về máy mài:

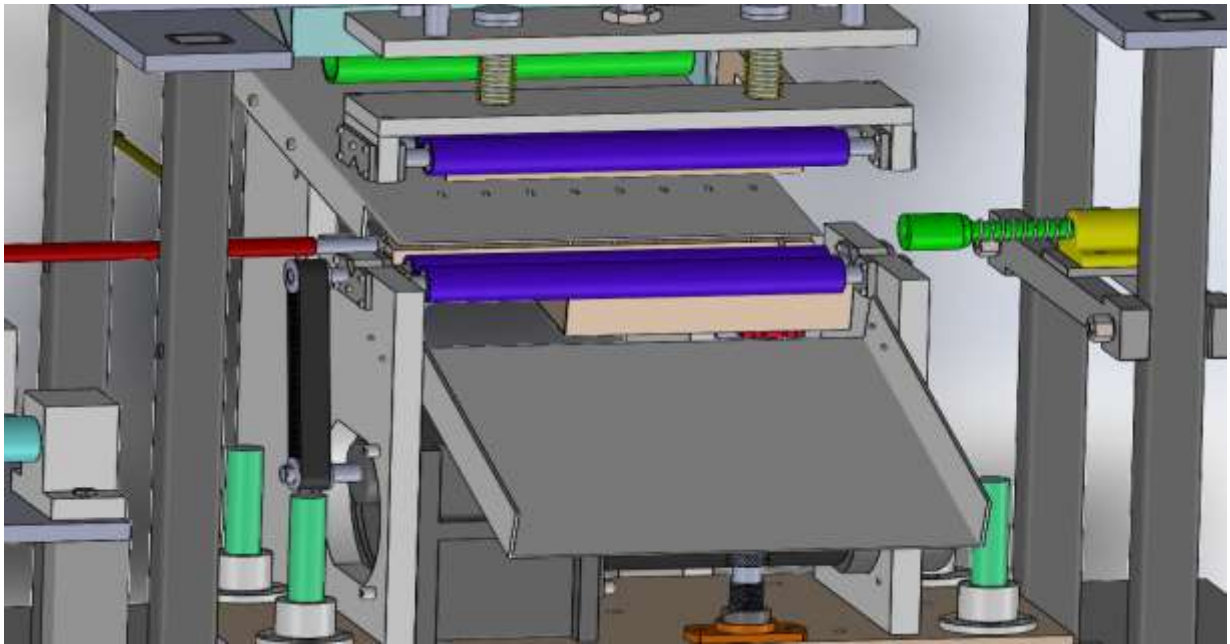
Máy mài spacer là một thiết bị được thiết kế chuyên dụng nhằm thực hiện quá trình mài bề mặt bên trong của chi tiết dạng trụ rỗng. Đây là chi tiết có vai trò bù đường kính giữa các linh kiện có kích thước lớn và cần câu cá trong dây chuyền lắp ráp.

Máy mài được thiết kế với mục tiêu:

- Thay thế hoàn toàn thao tác mài thủ công vốn tốn thời gian, phụ thuộc nhiều vào tay nghề.
- Tự động hóa quá trình mài, nâng cao độ chính xác, độ lặp lại và giảm sai số trong sản xuất.
- Tăng năng suất lao động, giảm chi phí nhân công, nâng cao tính ổn định và chất lượng sản phẩm.
- Cấu tạo cơ bản của máy bao gồm:
 - Bộ giá cố định
 - Trục quay mũi mài (gắn động cơ).
 - Cơ cấu tịnh tiến để đưa đầu mài vào vị trí cần mài.
 - Khung máy và hệ thống dẫn động

7.3 Mô phỏng các cụm chi tiết chính:

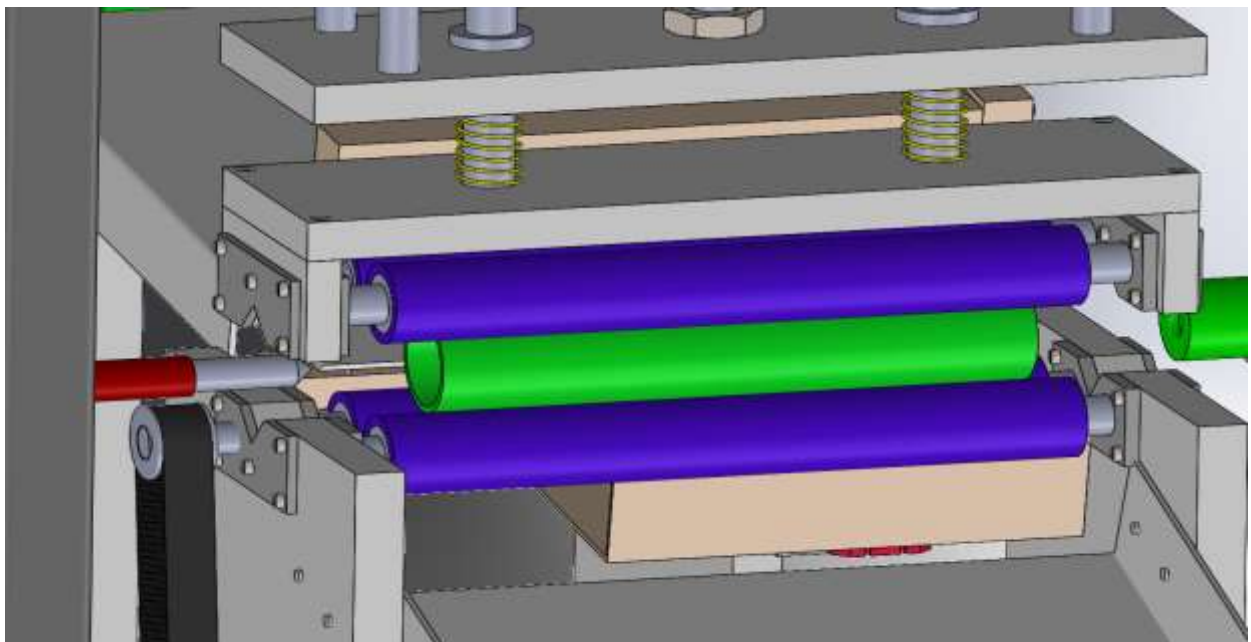
7.3.1 Cụm kẹp chi tiết mài:



Hình 7. 1 Cụm cơ cấu kẹp

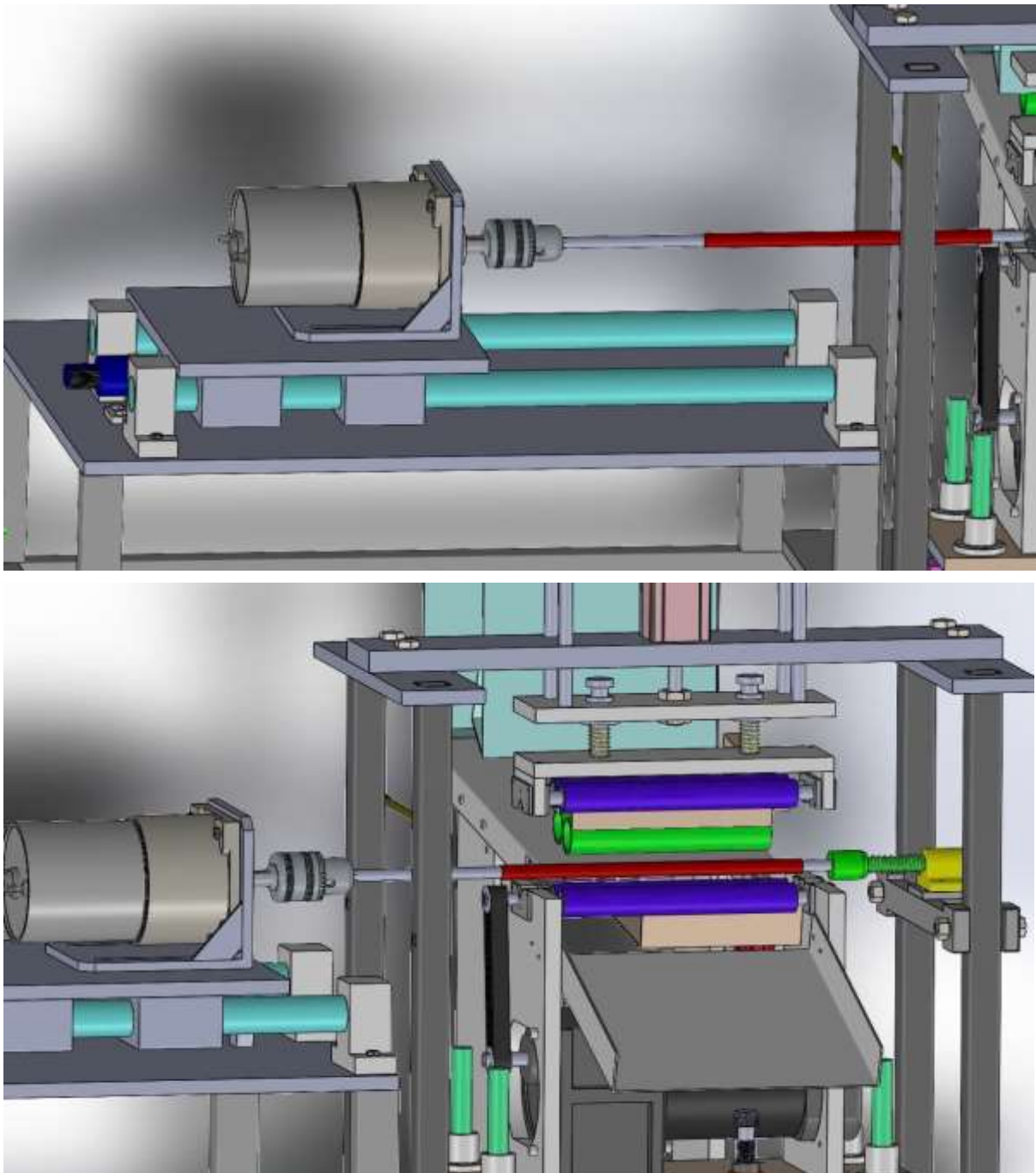
Cụm chi tiết này bao gồm 4 con lăn được gá ở cụm kẹp trên và cụm kẹp dưới, trong đó 1 con lăn sẽ được truyền động bằng động cơ sang hộp giảm tốc qua dây đai đến con lăn. Con lăn này sẽ làm cho chi tiết quay trong lúc mài

Khi đã có chi tiết mài: Chi tiết sẽ được cụm con lăn trên kẹp lại và cố định vị trí



Hình 7. 2 Con lăn kẹp chi tiết

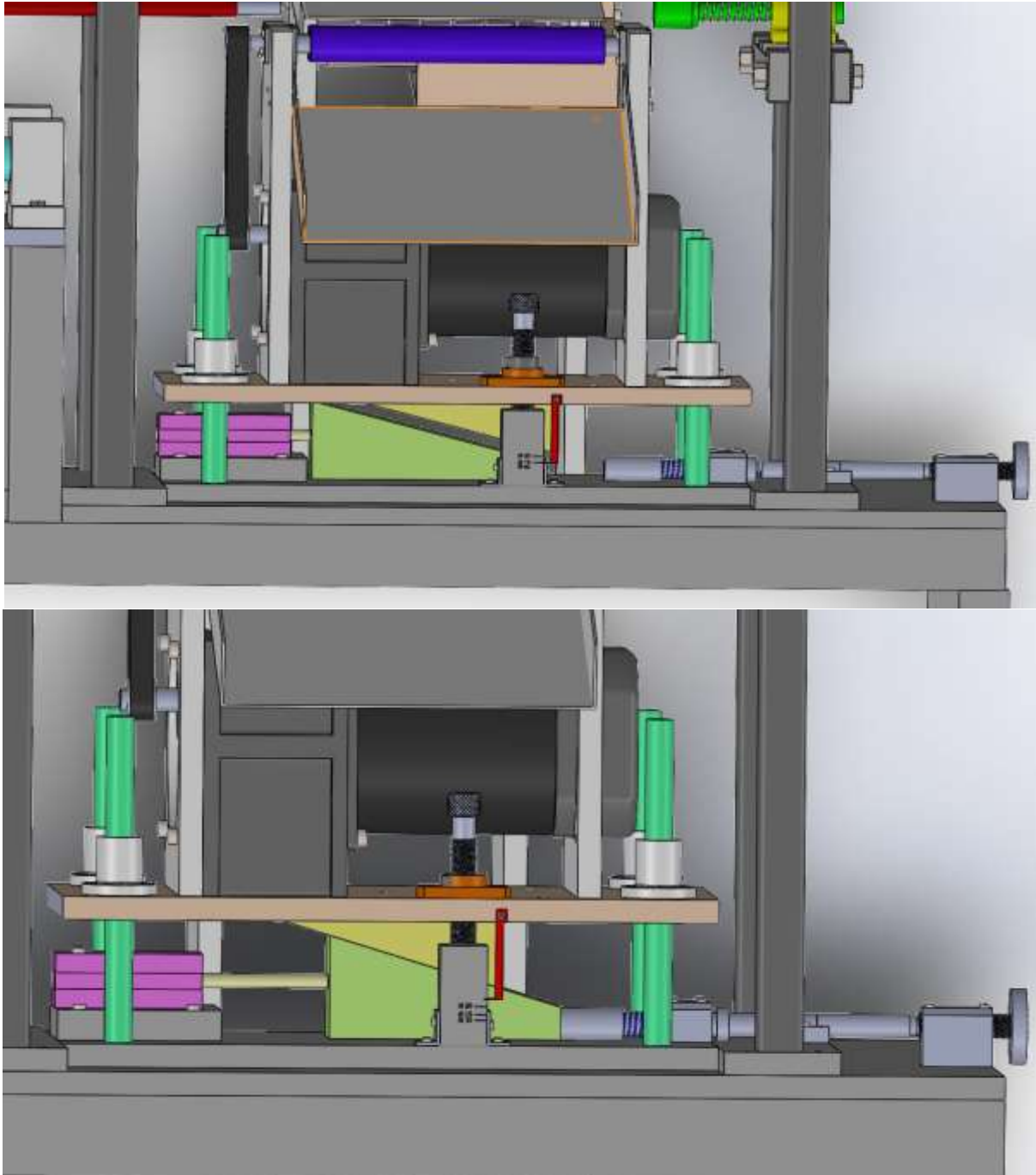
7.3.2 Cụm đẩy trực mài vào:



Hình 7. 3 Cụm đẩy trực mài

Cụm chi tiết này bao gồm 1 miếng gá động cơ trượt trên 2 thanh trượt, và trục mài sẽ được gắn trực tiếp lên động cơ thông qua đầu tuýp khoan. Cụm sẽ được đẩy vào bằng xi lanh

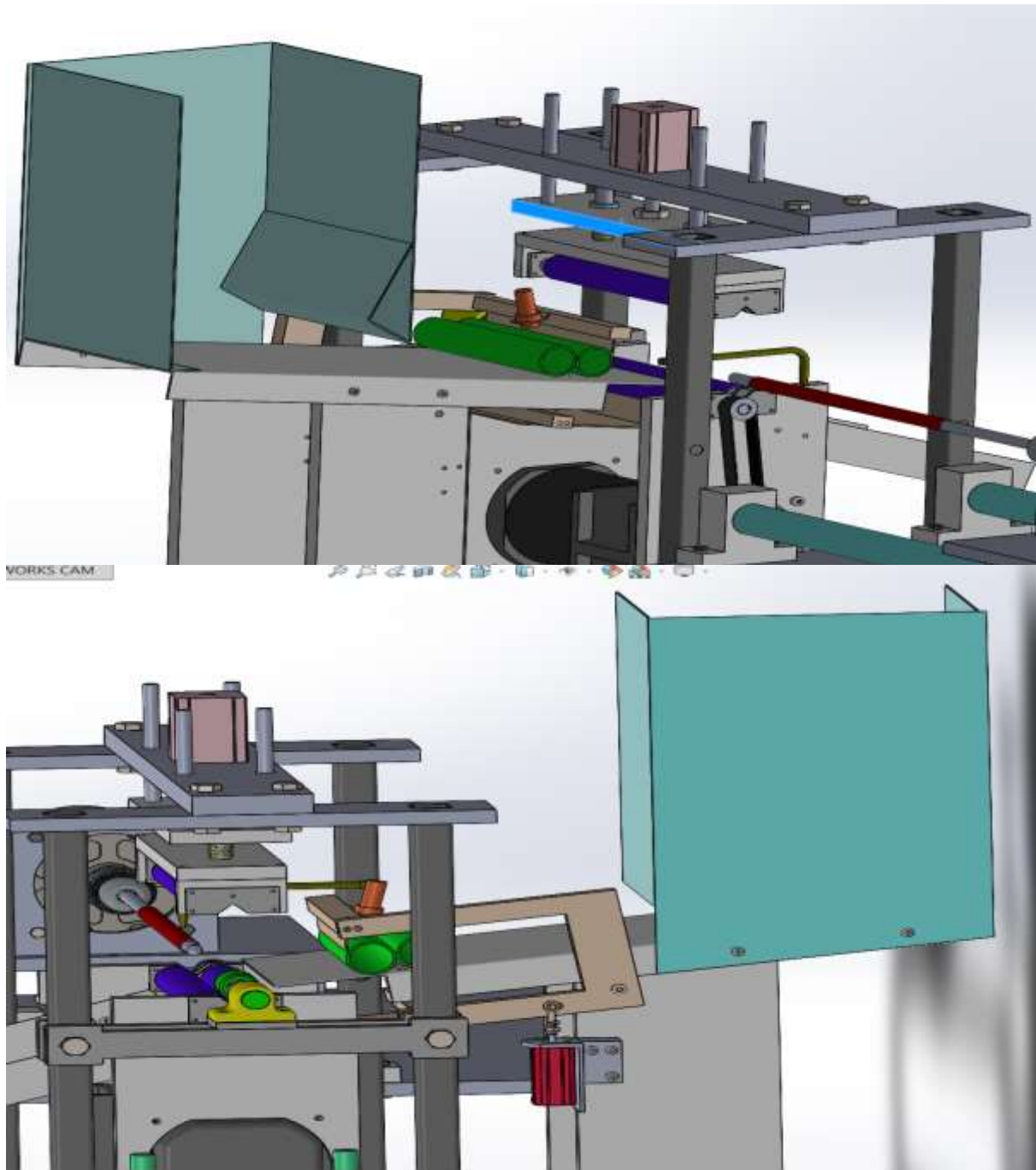
7.3.3 Cụm chi tiết đẩy phôi chạm bề mặt trực mài:



Hình 7. 4 Cơ cấu chêm

Cụm chi tiết này bao gồm 1 xi lanh đẩy chêm trái vào chêm phải làm cho cụm gá 2 con lăn tịnh tiến lên trên và 1 vít điều chỉnh hành trình xi lanh tùy vào độ dày của chi tiết.

7.3.4 Cụm cấp phôi tự động:



Hình 7.5 Cơ cấu cấp phôi

- Cụm cấp phôi tự động này bao gồm 1 thùng chứa phôi và phôi nằm trên 1 tấm nằm nghiêng để phôi có thể tự động lăn xuống.
- Cụm chữ C có nhiệm vụ thả chi tiết thứ nhất khi cảm biến nhận tín hiệu và ngăn chi tiết thứ hai lại.

7.4 Kiểm tra va chạm và không gian làm việc:

Trong quá trình lắp ráp và mô phỏng hoạt động, nhóm đã tiến hành kiểm tra kỹ lưỡng sự va chạm giữa các chi tiết trong toàn bộ quá trình vận hành, bao gồm:

- Cấp phôi tự động.
- Đưa phôi vào vị trí gia công.
- Hoạt động của cụm mài
- Thoát phôi sau gia công.

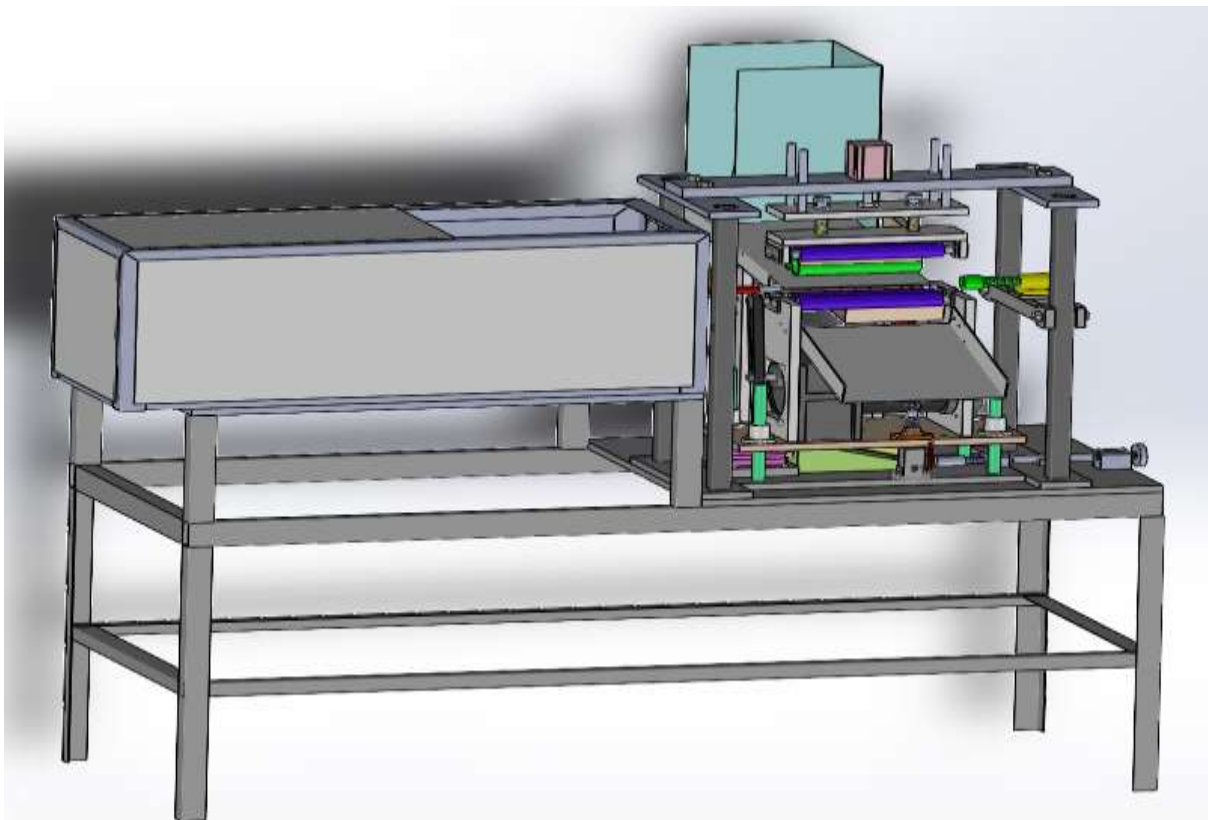
⇒ Kết quả:

Không phát hiện bất kỳ va chạm nào giữa các bộ phận trong suốt chu trình làm việc. Các cơ cấu chuyển động phù hợp, đảm bảo không bị cản trở khi hoạt động

- Không gian làm việc:
 - Không gian làm việc của mũi mài được thiết kế đảm bảo bao phủ toàn bộ vùng cần gia công trên bề mặt phôi.
 - Mũi mài di chuyển trong phạm vi an toàn, không vượt quá khung máy hoặc không gian thao tác cho phép.
 - Các hành trình chuyển động đã được mô phỏng kỹ trong môi trường SolidWorks, không xảy ra giới hạn hành trình hoặc va chạm với các chi tiết lân cận.

7.5 Đánh giá mô hình:

- Mô phỏng hoạt động tổng thể của máy cho thấy tính hợp lý cao.
- Các cụm cơ cấu phối hợp nhịp nhàng: cấp phôi – định vị – mài – thoát phôi.



Hình 7. 6 Mô phỏng máy mài

CHƯƠNG 8 : LẮP ĐẶT, VẬN HÀNH VÀ BẢO DƯỠNG MÁY

8.1. Lắp đặt và vận hành máy:

8.1.1. Cách lắp đặt:

Tuổi thọ và hiệu quả sử dụng máy phụ thuộc rất nhiều vào phương pháp sử dụng và bảo quản máy. Nếu tổ chức sử dụng và bảo quản một cách hợp lý, máy có thể làm việc được trong một thời gian dài, từ 10 đến 15 năm,

Do đó, sử dụng và bảo quản máy, ngoài tính chất kỹ thuật, còn có ý nghĩa về kinh tế.

Để cho máy mãi làm việc được an toàn và hiệu quả đòi hỏi những công nhân vận hành máy phải nghiên cứu kỹ về máy qua bản chỉ dẫn vận hành của máy, nghĩa là:

Biết điều khiển các chức năng của máy một cách thành thạo.

Nắm được các kiến thức cơ bản về vật liệu mài .

8.1.2. Yêu cầu vận hành:

Các công nhân dưới 18 tuổi không được tiếp xúc với máy.

• Đối với người vận hành:

Có giấy chứng nhận làm việc trên máy.

- Biết rõ chức năng và làm việc trên máy một cách thành thạo.

- Nắm được các tính chất cơ bản của vật liệu phôi.

- Máy sau khi lắp xong phải được chạy thử không tải một thời gian. Sau đó xiết chặt lại các bu lông lắp ráp trước khi cho máy chạy có tải.

Trong quá trình sản xuất cần chú ý những điểm sau:

Trước khi làm việc:

- Kiểm tra các bộ phận truyền động, ly hợp, phanh hãm và hệ thống điện có an toàn không?

- Kiểm tra các thiết bị điều khiển, nắp che chắn và đặc biệt là vấn đề bôi trơn các bộ phận có được đảm bảo hay không? Nếu cần thiết phải tiến hành bơm dầu mỡ vào các ổ đỡ, rãnh trượt.

Khi làm việc:

- Công nhân đứng máy phải mang đầy đủ bảo hộ lao động, gọng găng.

- Điều kiện làm việc phải gọn gàng, sạch sẽ tạo điều kiện cho việc thao tác dễ dàng, nhanh chóng và thuận tiện.

- Phôi phải lắp vào trục cuộn rồi mới khởi động máy làm việc.

- Khi phát hiện sự cố máy phải nhanh chóng tắt công tắc, dừng máy bằng phanh an toàn và kịp thời báo cho người có trách nhiệm. Đề phòng hiện tượng quá tải.

Sau khi làm việc:

- Làm vệ sinh xung quanh khu vực máy gọn gàng.
- Sau khi làm việc, phải thu gọn phôi và sản phẩm cắt đúng vào nơi quy định, lau chùi sạch dao và dầu mỡ trên bề mặt trượt.
- Cắt cầu dao máy để tránh người lạ xâm nhập và vận hành máy.

8.2. Bảo dưỡng:

Bảo dưỡng máy theo định kỳ các bộ phận chuyển động quay của máy, bộ phận truyền bánh răng ngoài, ổ lăn, bạc lót gối đỡ được bôi trơn bằng mỡ. Trong hộp giảm tốc các bộ truyền được bôi trơn bằng dầu và kiểm tra mức dầu, chất lượng dầu bôi trơn để tăng tuổi thọ của máy.

8.3 Sự cố máy và khắc phục:

a) Sự cố máy:

- Các ổ lăn, trượt, trục mòn gây ra ảnh hưởng đến chất lượng sản phẩm.
- Hệ thống điều khiển lỗi, dừng máy giữa chừng

b) Khắc phục sự cố:

- Điều chỉnh lại khoảng cách.
- Thay các chi tiết đã sử dụng lâu, bị mòn, hỏng.

LỜI KẾT

Sau nhiều tuần thực hiện làm đồ án tốt nghiệp dưới sự hướng dẫn tận tình của thầy Võ Trần Anh em đã hoàn thành nhiệm vụ thiết kế đồ án tốt nghiệp theo đúng thời gian yêu cầu.

Trong quá trình thực hiện nhiệm vụ thiết kế, em đã tìm tòi và nghiên cứu tài liệu, ứng dụng các lý thuyết về biến dạng dẻo trong các tài liệu về vật liệu học và kiến thức cơ khí chuyên môn đã được học trong trường. Máy mài tròn trong thích hợp với việc sản xuất ống cỡ trung và lớn. Kết cấu máy đơn giản, điều kiện vận hành và bảo quản dễ dàng, kết hợp với các ngành cơ khí khác trong nước cho phép chúng ta có thể sản xuất được máy này để cung cấp sản phẩm cho nhà máy ...

Trong quá trình thiết kế máy, vì thời gian có hạn và kiến thức chuyên môn cũng như kiến thức thực tế còn ít, nên việc hoàn thành đồ án của em không tránh khỏi những sai sót, em rất mong nhận thêm được những đóng góp và chỉ bảo của các thầy để đồ án được hoàn thiện hơn.

Cuối cùng, em xin cảm ơn thầy Võ Trần Anh cùng các thầy cô trong khoa Cơ Khí, Trường Đại học Bách Khoa Đà Nẵng đã tận tình hướng dẫn em hoàn thành đề tài này và truyền đạt những kiến thức quý báu cho bọn em trong suốt thời gian học tập tại trường. Kính chúc các thầy cô sức khỏe và thành công trong công tác.

Sinh viên thực hiện

Nguyễn Quốc Sơn

Nguyễn Hữu Chúc

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] GS.TS Trần Văn Địch, “*Nguyên lí cắt kim loại*” NXB Khoa học và kỹ thuật - Hà Nội, 2006
- [2] GS.TS. Nguyễn Trọng Hiệp. “*Thiết kế chi tiết máy*”. NXB Giáo dục, 1999
- [3] PGS.TS. Trịnh Chất. “*Cơ sở thiết kế máy và chi tiết máy*”. NXB Khoa học và kỹ thuật - Hà Nội, 2001..
- [4] PGS.TS. Trịnh Chất - TS. Lê Văn Uyển. “*Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí*”. Tập 1 và 2, NXB Giáo dục - Hà Nội, 2003.
- [5] GS.TS. Nguyễn Trọng Hiệp. “*Chi tiết máy*”, Tập 1 và 2, NXB Đại học và THCN, 1969.
- [6] PGS.TS Nguyễn Ngọc Phương. “*Hệ thống điều khiển bằng khí nén*” NXB Giáo dục, 2001.
- [7] Misumi Vietnam, “*Trang sản phẩm Misumi*”, MISUMI EC Vietnam, Truy cập ngày 10 tháng 6 năm 2025. [trực tuyến]. Available: https://vn.misumi-ec.com/?srsltid=AfmBOopW1Eyl-XpDT9JvW94ROx_oZtXc0XoE1Mm8cky9Z-VYFgu6_c-a.