

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

---***---



ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP
CAPSTONE PROJECT
NGÀNH: CÔNG NGHỆ CHẾ TẠO MÁY

ĐỀ TÀI:
THIẾT KẾ VÀ MÔ PHỎNG
MÁY LỐC ỐNG 4 TRỤC

GVHD : TS. NGUYỄN PHẠM THẾ NHÂN
GVD : PGS.TS. TÀO QUANG BẢNG
SVTH : NGUYỄN BẢO VIỆT
MSSV : 101200210
Lớp : 20C1C

Đà Nẵng, Tháng 6/2025

TÓM TẮT ĐỀ TÀI TỐT NGHIỆP

Tên đề tài: **Thiết kế và mô phỏng máy lọc ống 4 trục.**

Sinh viên thực hiện : Nguyễn Bảo Việt

Mã số sinh viên : 101200210

Lớp : 20C1C

1. Nhu cầu thực tế của đề tài

Trong quá trình phát triển của các ngành công nghiệp dầu mỏ và bên cạnh sự phát triển của các khu dân cư đông đúc cần đến nguồn cung cấp lớn, để đảm bảo nhu cầu thì cần cung cấp nhiều hơn do đó cần những đường ống có kích thước lớn, do đó cần thiết bị có thể làm ra những loại ống như vậy.

Theo như em tìm hiểu được thì có 3 loại máy có thể làm được đó là máy lọc 2 trục, 3 trục và 4 trục, nhưng máy lọc 4 trục có nhiều ưu điểm hơn so với máy 2 trục và 3 trục, đó là có thể lọc được ống có chiều dày khác nhau và có thể uốn cong đoạn đầu phôi, có thể làm biến dạng đều trên toàn bề mặt phôi.

Dựa vào những ưu điểm trên cộng với nhu cầu thực tế là trong công nghiệp và nước thải sinh hoạt nên em chọn đề tài “*Thiết kế và mô phỏng máy lọc ống 4 trục*” để làm đề tài tốt nghiệp.

2. Phạm vi nghiên cứu

Nghiên cứu phương án thiết kế máy lọc ống 4 trục.

Nghiên cứu điều khiển thủy lực.

Mô phỏng biến dạng trục uốn và mô phỏng máy.

3. Nội dung công việc

Giới thiệu chung về gia công áp lực và các sản phẩm của máy lọc ống.

Phân tích và lựa chọn phương án thiết kế.

Tính toán thiết kế máy.

Quy trình vận hành để lọc một số sản phẩm điển hình.

Xây dựng mô hình 3D và mô phỏng động học của máy.

Hướng dẫn an toàn sử dụng máy.

NHIỆM VỤ ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

Họ tên sinh viên: Nguyễn Bảo Việt

Mã số sinh viên: 101200210

Lớp: 20C1C

Khoa: Cơ Khí

Ngành: Công Nghệ Chế Tạo Máy

1. Tên đề tài đồ án: **Thiết kế và mô phỏng máy lọc ống 4 trục.**

2. Đề tài thuộc diện: Có ký kết thỏa thuận sở hữu trí tuệ đối với kết quả thực hiện

3. Các số liệu và dữ liệu ban đầu:

- Phôi có kích thước: Dày: 50 mm.
Dài: 6600 mm.
Rộng: 1800mm.

4. Nội dung các phần thuyết minh và tính toán:

- Giới thiệu chung về gia công áp lực và các sản phẩm của máy lọc ống.
- Phân tích và lựa chọn phương án thiết kế.
- Tính toán thiết kế máy.
- Quy trình vận hành để lọc 1 sản phẩm điển hình.
- Xây dựng mô hình 3D và mô phỏng động học của máy.
- Hướng dẫn an toàn sử dụng máy.

5. 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 kết cấu của máy: 2 A0
- Bản vẽ hộp giảm tốc: 1 A0
- Bản vẽ quy trình tạo ra sản phẩm: 1 A0
- Bản vẽ mô phỏng ứng suất và biến dạng của một chi tiết máy lựa chọn: 1 A0

6. Họ tên người hướng dẫn: TS. Nguyễn Phạm Thế Nhân.

7. Ngày giao nhiệm vụ đồ án: .../.../2025

8. Ngày hoàn thành đồ án: .../.../2025

Trưởng Bộ môn

Đà Nẵng, ngày tháng năm 2025

Người hướng dẫn

TS. Nguyễn Phạm Thế Nhân

LỜI NÓI ĐẦU

Trong tiến trình công nghiệp hóa hiện đại hóa đất nước, ngành công nghiệp nước ta nói chung và ngành cơ khí chế tạo nói riêng đã có nhiều bước phát triển vượt bậc, xứng đáng với vai trò mũi nhọn và then chốt trong nền kinh tế của đất nước. Để bắt nhịp cùng sự phát triển vượt bậc của ngành công nghiệp cơ khí trên thế giới, ngành cơ khí nước ta không ngừng đào tạo nguồn nhân lực biết vận dụng và nắm bắt công nghệ tiên tiến và hiện đại, đồng thời từng bước cải tiến sáng tạo ra công nghệ mới, cải tiến cách thức sản xuất phù hợp với nền công nghiệp đất nước.

Hiện nay nhu cầu về việc sử dụng các loại đường ống lớn ngày càng phổ biến đối với các ngành công nghiệp như: Dầu khí, thủy điện, vận chuyển hoá chất, chất đốt... là những ngành có tầm quan trọng trong nền kinh tế quốc dân.

Để chế tạo ra các loại ống không chỉ có phương pháp uốn hàn mà còn có những phương pháp khác nhau như: Cán, ép, kéo... Tuy nhiên các phương pháp này chỉ thích hợp với việc sản xuất các đường ống cỡ nhỏ, còn đối với ống có đường kính lớn phương pháp uốn hàn thì có nhiều tính năng vượt trội hơn so với các phương pháp khác và nó đáp ứng được nhu cầu về việc sản xuất các đường ống cỡ lớn.

Sau thời gian học tập tại trường Đại học Bách khoa Đà Nẵng, em được thầy giáo giao đề tài "*Thiết kế và mô phỏng máy lốc ống 4 trục*" làm đề án tốt nghiệp.

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 **TS. Nguyễn Phạm Thế Nhân** giáo viên hướng dẫn cùng các thầy cô trong khoa đã giúp đỡ em hoàn thành đề án này.

Đà Nẵng, ngày tháng năm 2025

Sinh viên thực hiện

Nguyễn Bảo Việt

CAM ĐOAN

Với sự hướng dẫn tận tình của giáo viên hướng dẫn và tham khảo các tài liệu em đã hoàn thành đồ án tốt nghiệp của mình và xin cam kết rằng:

- Trong quá trình hoàn thành đồ án không sao chép từ các đồ án cũ.
- Các số liệu, công thức trích dẫn đều từ các tài liệu tham khảo đáng tin cậy.
- Tuân thủ các quy định của nhà trường đề ra về cách thức trình bày đồ án.
- Không trích dẫn, sao chép từ các nguồn tài liệu khi chưa được sự đồng ý cũng như các tài liệu vi phạm pháp luật.

Sinh viên thực hiện

Nguyễn Bảo Việt

MỤC LỤC

TÓM TẮT	
NHIỆM VỤ ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP	
LỜI NÓI ĐẦU	1
CAM ĐOAN	ii
MỤC LỤC	iii
DANH SÁCH CÁC BẢNG, HÌNH ẢNH	vi
CHƯƠNG 1: GIỚI THIỆU CÁC LOẠI SẢN PHẨM UỐN VÀ CÁC LOẠI MÁY LỐC ỐNG HIỆN NAY	1
1.1. Khái quát về các sản phẩm dạng ống	1
1.2. Một số ứng dụng của các sản phẩm uốn	1
1.2.1. Ứng dụng trong nông nghiệp	1
1.2.2. Ứng dụng trong ngành công nghiệp.....	2
1.3. Giới thiệu một số máy lốc ống hiện có	5
1.3.1. Máy lốc ống 2 trục	5
1.3.2. Máy lốc ống 3 trục	6
1.3.3. Máy lốc ống 4 trục	7
CHƯƠNG 2: CƠ SỞ LÝ THUYẾT VỀ GIA CÔNG ÁP LỰC	8
2.1. Khái niệm về gia công áp lực	8
2.2. Lý thuyết về biến dạng dẻo của kim loại	8
2.2.1. Biến dạng dẻo trong đơn tinh thể.....	8
2.2.2. Biến dạng dẻo trong đa tinh thể	9
2.2.3. Những yếu tố ảnh hưởng đến tính dẻo và biến dạng của kim loại	9
2.3. Phân loại các phương pháp gia công áp lực	11
2.3.1. Phương pháp cán kim loại.....	11
2.3.2. Phương pháp kéo kim loại	12
2.3.3. Phương pháp ép kim loại	12
2.3.4. Phương pháp rèn	13
2.3.5. Phương pháp dập tấm.....	14
CHƯƠNG 3. THIẾT KẾ ĐỘNG HỌC VÀ LỰA CHỌN KẾT CẤU MÁY HỢP LÝ	17
3.1. Lựa chọn kết cấu máy	17
3.1.1. Các phương án thiết kế.....	17
3.1.2. Lựa chọn phương án dẫn động cho phôi.....	17
3.1.3. Lựa chọn phương án truyền động quay cho trục 1 (trục chính).....	18
3.1.4. Lựa chọn phương án di chuyển cho hai trục uốn.....	20
3.1.5. Lựa chọn phương án truyền động nâng hai trục uốn	21
3.1.6. Lựa chọn phương án truyền động trục ép dưới.....	22
3.1.7. Lựa chọn phương án tháo sản phẩm	24
3.1.8. Lựa chọn cách bố trí bánh răng cho trục chính.....	25
3.1.9. Xây dựng sơ đồ động của máy:.....	25

3.2. Tính toán động lực học toàn máy	26
3.3. Tính chọn công suất động cơ và phân phối tỷ số truyền trên các trục của hộp giảm tốc	27
3.3.1. Tính chọn công suất động cơ	27
3.3.2. Phân phối tỷ số truyền.....	28
3.4. Tính chọn động học của bộ phận ép.....	30
3.4.1. Mô hình cơ cấu.....	30
3.4.2. Tính chọn công suất động cơ	30
CHƯƠNG 4. TÍNH TOÁN ĐỘNG LỰC HỌC VÀ THIẾT KẾ CÁC BỘ	
TRUYỀN	32
4.1. Tính toán hộp giảm tốc (HGT).....	32
4.2. Thiết kế các bộ truyền	32
4.2.1. Thiết kế bộ truyền cấp nhanh	32
4.2.2. Thiết kế bộ truyền trung gian	37
4.2.3. Thiết kế bộ truyền cấp chậm	42
4.2.4. Thiết kế bộ truyền bánh răng ngoài	47
4.3. Thiết kế trục.....	52
4.3.1. Chọn vật liệu	52
4.3.2. Tính sơ bộ đường kính trục	52
4.3.3. Các thông số cơ bản	53
4.3.4. Tính chính xác trục, then và kiểm nghiệm.....	55
4.4. Tính chọn ổ lăn.....	66
4.4.1. Trục I.....	66
4.4.2. Trục II.....	67
4.4.3. Trục III	68
4.4.4. Trục IV	69
4.5. Cấu tạo vỏ hộp giảm tốc:.....	69
4.6. Thiết kế trục uốn.....	72
4.6.1. Thiết kế trục uốn chủ động 1	73
4.6.2. Thiết kế trục ép 2.....	74
4.6.3. Thiết kế trục uốn 3,4	75
4.6.4. Thiết kế gối đỡ trục	76
4.7. Thiết kế cơ cấu nâng bộ phận uốn.....	78
4.7.1. Thiết kế bộ truyền trục vít- bánh vít	78
4.7.2. Thiết kế bộ truyền vít me- đai ốc	81
4.8. Tính chọn nối trục	83
4.8.1. Tính chọn khớp nối động cơ với trục vít.....	83
4.8.2. Tính chọn khớp nối động cơ với hộp giảm tốc	85
4.9. Tính toán hệ thống thủy lực và các phần tử trong hệ thống.....	87
4.9.1. Tính lực ép, áp suất, đường kính piston trục 2.....	87
4.9.2. Tính piston cơ cấu nâng hạ trục chính	91
4.9.3. Tính chọn công suất bơm dầu	94
4.9.4. Tính toán ống dẫn dầu.....	95
4.9.5. Lựa chọn van an toàn	96
4.9.6. Lựa chọn van cản	98
4.9.7. Lựa chọn lọc dầu	98

4.9.8. Thiết kế bình chứa dầu.....	100
CHƯƠNG 5. QUY TRÌNH VẬN HÀNH MÁY ĐỂ LỐC MỘT SẢN PHẨM ĐIỆN	
HÌNH	103
5.1. Bước 1.	103
5.2. Bước 2	103
5.3. Bước 3	103
5.4. Bước 4	104
5.5. Bước 5	104
5.6. Bước 6	105
5.7. Bước 7	105
5.8. Bước 8	106
CHƯƠNG 6. LẮP ĐẶT, VẬN HÀNH VÀ BẢO DƯỠNG MÁY	107
6.1. Cách lắp đặt.....	107
6.2. Vận hành.....	107
6.3. Bảo dưỡng	108
6.4. Sự cố máy	108
6.5. Khắc phục sự cố	108
CHƯƠNG 7. MÔ PHỎNG MÁY LỐC 4 TRỤC TRÊN PHẦN MỀM	
SOLIDWORKS	109
7.1. Giới thiệu phần mềm Solidworks.....	109
7.2. Mô phỏng	109
7.2.1. Mô phỏng biến dạng ở trục I.....	109
7.2.2. Mô phỏng máy lốc 4 trục	112
LỜI KẾT	113
TÀI LIỆU THAM KHẢO	114

DANH SÁCH CÁC BẢNG, HÌNH ẢNH

Bảng 4.1. Thông số hộp giảm tốc.....	32
Bảng 4.2. Thông số vỏ hộp giảm tốc.....	70
Bảng 4.3. Kích thước nắp ổ hộp giảm tốc.....	71
Bảng 4.4. Kích thước nút tháo dầu.....	71
Bảng 4.5. Kích thước nắp cửa thăm.....	72
Bảng 4.6. Kích thước nút thông hơi.....	72
Hình 1.1. Đường ống dẫn nước thủy lợi ở Tây Ninh.....	2
Hình 1.2: Đường ống dẫn khí đốt Nga- Trung Quốc.....	2
Hình 1.4. Cầu Nguyễn Văn Trỗi ở Đà Nẵng sử dụng nhiều ống thép.....	3
Hình 1.5. Lò hơi nhà máy nhiệt điện.....	4
Hình 1.6. Máy lọc ống 3 trục.....	6
Hình 1.7. Máy lọc ống 4 trục.....	7
Hình 2.1. Sơ đồ biến đổi mạng tinh thể khi lần lượt tăng tải trọng.....	8
Hình 2.2. Trạng thái ứng suất tại 1 điểm.....	9
Hình 2.3. Sơ đồ cán kim loại.....	12
Hình 2.4. Sơ đồ kéo kim loại.....	12
Hình 2.5. Sơ đồ ép kim loại.....	13
Hình 2.6. Sơ đồ rèn tự do.....	13
Hình 2.7. Sơ đồ dập thể tích.....	14
Hình 2.8. Một số nguyên công trong nhóm nguyên công cắt đứt.....	15
Hình 2.9. Một số nguyên công trong nhóm nguyên công tạo hình.....	15
Hình 2.10. Sơ đồ uốn.....	16
Hình 2.11. Sơ đồ cuộn.....	16
Hình 3.1. Sơ đồ mô tả các chuyển động của trục uốn (hay còn gọi là trục lóc).....	17
Hình 3.2. Sơ đồ sử dụng động cơ thủy lực.....	18
Hình 3.3. Sơ đồ sử dụng động cơ điện.....	19
Hình 3.4. Sơ đồ bố trí trục cho phương án 1.....	20
Hình 3.5. Sơ đồ bố trí trục của phương án 2.....	20
Hình 3.6. Sơ đồ sử dụng xilanh thủy lực.....	21
Hình 3.7. Sơ đồ sử dụng bộ truyền trục vít - bánh vít và cơ cấu vít me - đai ốc.....	22
Hình 3.8. Sơ đồ sử dụng bộ truyền trục vít - bánh vít và cơ cấu vít me - đai ốc để nâng hạ trục dưới.....	23

Hình 3.9. Sơ đồ sử dụng xilanh thuỷ lực để nâng hạ trục dưới.....	23
Hình 3.10. Cơ cấu tháo sản phẩm.....	24
Hình 3.11. Bố trí bánh răng cho trục chính.....	25
Hình 3.12. Sơ đồ động của máy lọc ống 4 trục	25
Hình 3.13. Sơ đồ phân tích lực tác dụng lên các trục.....	26
Hình 4.1. Sơ đồ hộp giảm tốc.....	53
Hình 4.2. Sơ đồ kích thước trục 1	54
Hình 4.3. Sơ đồ kích thước trục 2	54
Hình 4.4. Sơ đồ kích thước trục 3	54
Hình 4.5. Sơ đồ kích thước trục 4	55
Hình 4.6. Biểu đồ mômen trên trục 1	56
Hình 4.7. Biểu đồ mômen trên trục 2	59
Hình 4.8. Biểu đồ mômen trên trục 3	61
Hình 4.9. Biểu đồ mômen trên trục 4	64
Hình 4.10. Sơ đồ lực tác dụng lên ổ trục 1	66
Hình 4.11. Sơ đồ lực tác dụng lên ổ trục 2	67
Hình 4.12. Sơ đồ lực tác dụng lên ổ trục 3	68
Hình 4.13. Sơ đồ lực tác dụng lên ổ trục 4.....	69
Hình 4.14. Thông số hình học của trục uốn	72
Hình 4.15. Biểu đồ mômen trục uốn 1	73
Hình 4.16. Biểu đồ mômen trục ép 2	75
Hình 4.17. Biểu đồ mômen trục uốn 3, 4	76
Hình 4.18. Bộ truyền trục vít bánh vít.....	78
Hình 4.19. Thông số hình học khớp nối vòng đàn hồi.....	84
Hình 4.20. Cụm piston xilanh	88
Hình 4.21. Hành trình ép phôi của piston.....	89
Hình 4.22. Hành trình đi xuống của piston	90
Hình 4.23. Hành trình hạ trục 1	92
Hình 4.24. Hành trình nâng trục 1	93
Hình 4.25. Bơm dầu piston.....	94
Hình 4.26. Kết cấu nguyên lí van an toàn	97
Hình 4.27. Kết cấu van cản	98
Hình 4.28. Bộ lọc dầu thô.....	99
Hình 4.29. Bộ lọc dầu tinh.....	100
Hình 4.30. Bình chứa dầu.....	101
Hình 5.1. Sơ đồ uốn sản phẩm (bước 1).....	103

Hình 5.2. Sơ đồ uốn sản phẩm (bước 2).....	103
Hình 5.3. Sơ đồ uốn sản phẩm (bước 3).....	104
Hình 5.4. Sơ đồ uốn sản phẩm (bước 4).....	104
Hình 5.5. Sơ đồ uốn sản phẩm (bước 5).....	105
Hình 5.6. Sơ đồ uốn sản phẩm (bước 6).....	105
Hình 5.7. Sơ đồ uốn sản phẩm (bước 7).....	105
Hình 5.8. Sơ đồ uốn sản phẩm (bước 8).....	106
Hình 7.1. Hình ảnh trục 1 vẽ 3D.....	110
Hình 7.2. Bảng vật liệu.....	110
Hình 7.3. Vị trí đặt lực trên trục	111
Hình 7.4. Trục sau khi chia lưới	111
Hình 7.5. Mô phỏng ứng suất trên trục 1	111
Hình 7.6. Mô phỏng chuyển vị trên trục 1	112
Hình 7.7. Bản vẽ 3D toàn máy.....	112

CHƯƠNG 1: GIỚI THIỆU CÁC LOẠI SẢN PHẨM UỐN VÀ CÁC LOẠI MÁY LỌC ỐNG HIỆN NAY

1.1. Khái quát về các sản phẩm dạng ống:

Các sản phẩm về ống được ứng dụng rộng rãi và gần như được sử dụng trong hầu hết các ngành sản xuất, các lĩnh vực của cuộc sống, chúng ta dễ bắt gặp như các đường ống dẫn nước của các nhà máy cung cấp nước sử dụng trong đời sống hằng ngày, những mái vòm của các sân vận động được lắp ráp bằng các kết cấu thép dạng ống, những bồn chứa xăng khí đốt của các công ty xăng dầu với kích thước rất lớn. Cụ thể ta có thể xem xét sơ lược về một vài ứng dụng của của chúng trong một số lĩnh vực như công nghiệp, nông nghiệp, xây dựng, hàng không vũ trụ, như trong công nghiệp có các đường ống dẫn nước và nhiên liệu cung cấp cho hoạt động nhà máy, các đường ống dẫn dầu dẫn khí đốt từ các vùng khai thác ngoài khơi vào tận bờ với khoảng cách rất lớn có thể tới hàng trăm km, các loại bồn chứa của xe chở xăng dầu khí đốt, trong các nhà máy sản xuất bê tông hầu như đều có các bồn chứa xi măng, các ống để trộn hỗn hợp nguyên liệu, các loại bình chứa ga với áp suất rất lớn và độ an toàn cao, trong các loại máy móc xe cộ ống được dùng làm kết cấu trong đó, trong nông nghiệp ta có thể dễ dàng thấy đường ống cỡ lớn dẫn nước từ thượng nguồn để phục vụ cho tưới tiêu, trong xây dựng các sản phẩm từ ống thép được dùng ta có thể bắt gặp như các công trình được lắp ráp từ các kết cấu dạng ống, các lan can cầu thang, các loại dàn giáo để công nhân thi công, trong lĩnh vực hàng không vũ trụ chúng ta có thể biết tới những con tàu vũ trụ, các thân tàu con thoi, thân tên lửa vv...

Vì vai trò rất lớn của ống thép như vậy nên nhu cầu sản xuất ống thép để đáp ứng nhu cầu là rất lớn. Hiện nay có rất nhiều phương pháp để chế tạo ống như cán, ép, kéo... tuy nhiên chúng chỉ thích hợp với việc chế tạo các ống cỡ nhỏ, với các ống có kích thước lớn thì cuộn là phương pháp được dùng để đáp ứng nhu cầu sản xuất các đường ống cỡ lớn đem lại năng suất chất lượng cao. Hiện nay có rất nhiều loại máy cuộn, nếu xét về cơ cấu tạo lực uốn, chúng ta có thể chia thành máy cuộn ống cơ và máy cuộn ống thủy lực. Xét về cấu tạo chúng ta có thể chia thành máy lọc 2 trục, 3 trục, 4 trục. Hoặc xét về chức năng ta có thể chia thành máy cuộn tôn có chức năng bẻ mép, không có chức năng bẻ mép, máy uốn có chức năng lọc nón.

1.2. Một số ứng dụng của các sản phẩm uốn:

1.2.1. Ứng dụng trong nông nghiệp

Trong các công trình thủy lợi, sản phẩm ống được lắp đặt để cung cấp nước phục vụ cho tưới tiêu nông nghiệp trong mùa khô hoặc là những thời điểm cần tưới tiêu nhiều các hệ thống mương máng không thể cung cấp đủ nước hoặc là do địa hình xa bị chia

cắt phức tạp nên phải sử dụng các hệ thống đường ống cỡ lớn để dẫn nước nhằm đáp ứng nhu cầu sản xuất.



Hình 1.1. Đường ống dẫn nước thủy lợi ở Tây Ninh

1.2.2. Ứng dụng trong ngành công nghiệp:

Các sản phẩm dạng ống xuất hiện ở hầu hết các nhà máy sản xuất công nghiệp:

Trong lĩnh vực dầu khí các sản phẩm của phương pháp cuộn ống được ứng dụng đó là các đường ống dẫn xăng dầu, khí đốt, với các đường ống có kích thước rất lớn và hệ thống đường ống phức tạp với rất nhiều các đường ống, như ở châu Âu lạnh giá khí đốt là nhiên liệu chính để sưởi ấm nên nhu cầu khí đốt là rất lớn, tại đây có các hệ thống ống xuyên quốc gia với quy mô vô cùng lớn, các bồn bể để chứa các chất khí lỏng, xăng dầu với kích thước rất lớn.



Hình 1.2: Đường ống dẫn khí đốt Nga- Trung Quốc

Ở các xí nghiệp các sản phẩm dạng ống được dùng để dẫn khí đốt (O_2 , CO_2 , C_2H_2 ,...) các bồn để chứa các chất khí lỏng, xăng dầu, tại các công ty, doanh nghiệp xăng dầu sản phẩm dạng ống được sử dụng rất nhiều như dùng làm bồn chứa dầu, hệ thống ống cấp phát, hệ thống phòng cháy chữa cháy, các loại xe bồn vận chuyển nhiên liệu, tại các công ty có các trạm trộn bê tông sử dụng những silo để chứa xi măng, các hệ thống trộn nhiên liệu sử dụng những đường ống có kích thước lớn.



Hình 1.3. Bồn chứa xi măng

Trong xây dựng các loại ống thép lớn được dùng cho việc xây dựng các mái vòm sân vận động, xây cầu, xây dựng trụ, lắp ráp các đường ống cấp điện hay hệ thống chữa cháy,...



Hình 1.4. Cầu Nguyễn Văn Trỗi ở Đà Nẵng sử dụng nhiều ống thép

Tại các nhà máy thủy điện, nhiệt điện ống được sử dụng làm nhiệm vụ dẫn liệu, thu hồi, xử dụng làm vỏ tua bin, nồi hơi, lò hơi, ống thải,...



Hình 1.5. Lò hơi nhà máy nhiệt điện

Các hệ thống ống, các bình bồn còn dùng để chứa khí gas chịu được áp suất cao. Các loại bồn dùng để sàng lọc, xử lý hóa chất tại các nhà máy hóa chất, loại này yêu cầu chất lượng và vật liệu tốt, đảm bảo vận hành tốt trong môi trường làm việc khó khăn phức tạp, chịu được áp suất, nhiệt độ làm việc cao.



Hình 1.6. Hệ thống bồn chứa gas

Trong lĩnh vực quân sự quốc phòng, các sản phẩm của máy uốn lốc có thể kể đến là thân máy bay, thân các con tàu du hành vũ trụ, các loại tên lửa của máy bay chiến đấu, các loại bom mìn,...



Hình 1.7. Tên lửa của máy bay chiến đấu

1.3. Giới thiệu một số máy lốc ống hiện có:

1.3.1. Máy lốc ống 2 trục:

❖ Cấu tạo:

- Máy lốc ống 2 trục có cấu tạo khá đơn giản, gồm 2 trục lốc chính là: trục chủ động và trục bị động, được đặt song song với nhau.
- 2 trục này được liên kết với nhau thông qua hệ thống bánh răng, giúp truyền động lực từ động cơ đến trục chủ động, làm quay trục bị động.

❖ Ưu điểm và nhược điểm:

• Ưu điểm:

- Cấu tạo đơn giản, vận hành dễ dàng.
 - Giá thành rẻ, chi phí đầu tư ban đầu thấp.
- ⇒ Phù hợp với các xưởng cơ khí nhỏ.

• Nhược điểm:

- Độ chính xác không cao, đặc biệt khi lốc những sản phẩm có kích thước dài.
- Chỉ phù hợp với các sản phẩm có hình dạng đơn giản.
- Tốc độ lốc chậm, năng suất hạn chế.



Hình 1.8. Máy lóc ống 2 trục

1.3.2. Máy lóc ống 3 trục:

❖ Cấu tạo:

- Máy lóc ống 3 trục có 3 trục lóc: 2 trục dưới (1 chủ động, 1 bị động) và 1 trục trên.
- Trục trên di động: Trục trên có khả năng di chuyển lên xuống nhờ hệ thống thủy lực hoặc cơ khí, giúp tạo áp lực lên thép tấm.

❖ Ưu điểm và nhược điểm:

• Ưu điểm:

- So với máy lóc 2 trục có thể uốn được các ống có kích thước lớn hơn vì tính linh hoạt của máy cao hơn nhờ có thêm một trục, cho năng suất cao hơn, kết cấu máy đơn giản và giá thành rẻ hơn so với máy lóc 4 trục.

• Nhược điểm:

- Khó bề mép, không làm biến dạng đều được bề mặt phiôi tốt, năng suất thấp so với máy 4 trục.
- Chi phí đầu tư ban đầu cao hơn máy 2 trục.
- Kích thước lớn hơn máy 2 trục, cần không gian lắp đặt rộng rãi hơn.



Hình 1.6. Máy lóc ống 3 trục

1.3.3. Máy lóc ống 4 trục:

❖ **Cấu tạo:**

- Máy lóc ống 4 trục được trang bị 4 trục lóc: 2 trục 2 bên và 2 trục lóc ở giữa (1 chủ động, 1 bị động).

❖ **Ưu điểm và nhược điểm:**

• **Ưu điểm:**

- Có thể uốn được các ống có chiều dày khác nhau, bề mép tốt, làm biến dạng đồng đều bề mặt phôi, năng suất cao.

• **Nhược điểm:**

- Chi phí đầu tư ban đầu cao.
- Hệ thống điều khiển phức tạp, cơ cấu không gọn do vừa điều khiển bằng cơ khí vừa điều khiển bằng thủy lực.
- Bảo trì, bảo dưỡng phức tạp và tốn kém hơn máy lóc 2 trục, 3 trục.
- Chiếm nhiều không gian trong nhà xưởng.



Hình 1.7. Máy lóc ống 4 trục

CHƯƠNG 2: CƠ SỞ LÝ THUYẾT VỀ GIA CÔNG ÁP LỰC

2.1. Khái niệm về gia công áp lực:

Gia công kim loại bằng áp lực là dựa vào tính dẻo của kim loại, dùng ngoại lực của thiết bị làm cho kim loại biến dạng theo hình dáng yêu cầu. Kim loại vẫn giữ nguyên vẹn không bị phá hủy về cấu trúc mạng.

Gia công kim loại bằng áp lực là phương pháp gia công không phoi, ít hao tổn kim loại, có năng suất cao. Sau khi gia công áp lực, chất lượng kim loại được cải thiện nên những chi tiết kim loại quan trọng thường được chế tạo từ những kim loại đã qua gia công áp lực.

2.2. Lý thuyết về biến dạng dẻo của kim loại:

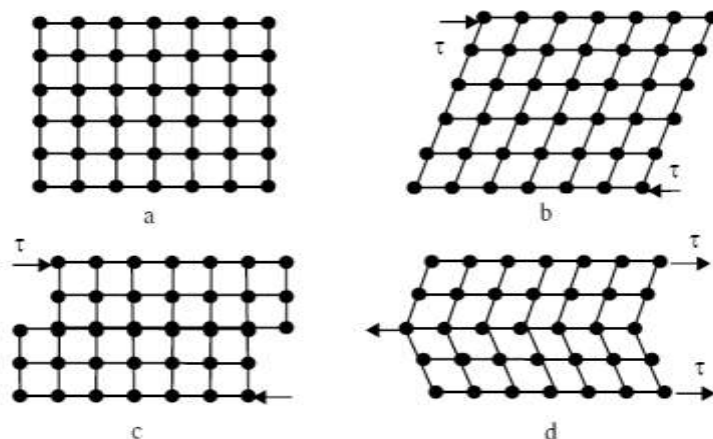
2.2.1. Biến dạng dẻo trong đơn tinh thể:

Trong đơn tinh thể kim loại, các nguyên tử sắp xếp theo một trật tự xác định, mỗi nguyên tử luôn dao động xung quanh một vị trí cân bằng của nó (a).

Biến dạng đàn hồi: dưới tác dụng của ngoại lực, mạng tinh thể bị biến dạng. Khi ứng suất sinh ra trong kim loại chưa vượt quá giới hạn đàn hồi, các nguyên tử kim loại dịch chuyển không quá một thông số mạng (b), nếu thôi tác dụng lực, mạng tinh thể lại trở về trạng thái ban đầu.

Biến dạng dẻo: khi ứng suất sinh ra trong kim loại vượt quá giới hạn đàn hồi, kim loại bị biến dạng dẻo do trượt và song tinh.

Theo hình thức trượt, một phần đơn tinh thể dịch chuyển song song với phần còn lại theo một mặt phẳng nhất định, mặt phẳng này gọi là mặt trượt (c). Trên mặt trượt, các nguyên tử kim loại dịch chuyển tương đối với nhau một khoảng đúng bằng số nguyên lần thông số mạng, sau dịch chuyển các nguyên tử kim loại ở vị trí cân bằng mới, bởi vậy sau khi thôi tác dụng lực kim loại không trở về trạng thái ban đầu.



Hình 2.1. Sơ đồ biến đổi mạng tinh thể khi lần lượt tăng tải trọng

a. Ban đầu b. Biến dạng đàn hồi c. Biến dạng dẻo trượt d. Biến dạng dẻo song tinh

Theo hình thức song tinh, một phần tinh thể vừa trượt vừa quay đến một vị trí mới đối xứng với phần còn lại qua một mặt phẳng gọi là mặt song tinh (d). Các nguyên tử kim loại trên mỗi mặt di chuyển một khoảng tỉ lệ với khoảng cách đến mặt song tinh.

Các nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm cho thấy trượt là hình thức chủ yếu gây ra biến dạng dẻo trong kim loại, các mặt trượt là các mặt phẳng có mật độ nguyên tử cao nhất. Biến dạng dẻo do song tinh gây ra rất bé, nhưng khi có song tinh trượt sẽ xảy ra thuận lợi hơn.

2.2.2. Biến dạng dẻo trong đa tinh thể:

Biến dạng dẻo xảy ra trong nội bộ hạt và biến dạng ở vùng tinh giới hạt, sự biến dạng trong nội bộ hạt do trượt và song tinh. Đầu tiên sự trượt xảy ra ở các hạt có mặt trượt tạo với hướng của ứng suất chính một góc bằng hoặc xấp xỉ 45° sau đó mới đến các mặt khác.

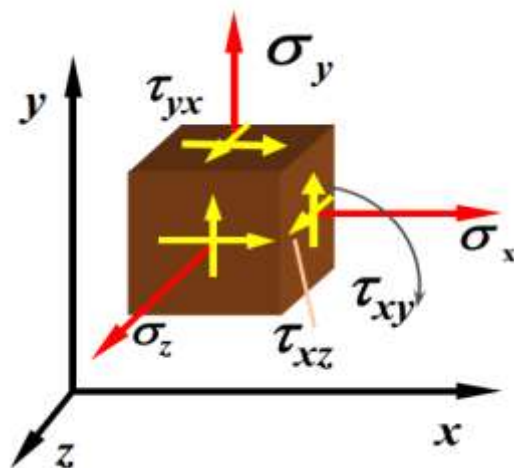
Như vậy, biến dạng dẻo trong kim loại đa tinh thể xảy ra không đồng thời và không đều. Dưới tác dụng của ngoại lực biên giới hạt của các tinh thể cũng bị biến dạng, khi đó các hạt trượt và quay tương đối với nhau, do sự trượt và quay của các hạt trong các hạt lại xuất hiện các mặt thuận lợi mới giúp cho biến dạng trong kim loại tiếp tục phát triển.

2.2.3. Những yếu tố ảnh hưởng đến tính dẻo và biến dạng của kim loại:

2.2.3.1. Ứng suất chính:

Ứng suất chính là ứng suất pháp tác dụng trên mặt chính, mặt chính là mặt không có tác dụng của ứng suất tiếp.

Tại một điểm luôn tồn tại ba mặt chính vuông góc với nhau với ba ứng suất chính tương ứng ký hiệu là $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$; theo qui ước: $\sigma_x > \sigma_y > \sigma_z$.



Hình 2.2. Trạng thái ứng suất tại 1 điểm

Trạng thái ứng suất chính cũng ảnh hưởng đến tính dẻo của kim loại. Qua thực nghiệm người ta thấy rằng kim loại chịu ứng suất nén khối có tính dẻo cao hơn khi chịu ứng suất nén mặt, nén đường hoặc chịu ứng suất kéo. Ứng suất dư, ma sát ngoài làm thay đổi trạng thái ứng suất chính trong kim loại nên tính dẻo của kim loại cũng giảm.

2.2.3.2. Ứng suất dư:

Ứng suất dư chính là nội lực tồn tại trong kim loại sau mỗi quá trình gia công bất kỳ sự tồn tại của ứng suất dư bên trong vật thể biến dạng sẽ làm cho tính dẻo của vật kém đi. Ứng suất dư lớn có thể làm cho vật thể biến dạng hoặc phá hủy. Thông thường ứng suất dư trong kim loại bao giờ cũng cân bằng, nghĩa là tổng giá trị ứng suất kéo phải bằng tổng giá trị ứng suất nén.

Do sự phân bố không đồng đều như vậy nên làm cho các vùng tinh thể sẽ biến dạng không đều, khả năng biến dạng sẽ kém đi và chất lượng gia công không đều.

Ứng suất dư làm giảm tính dẻo, độ bền, độ dai va đập và làm giảm khả năng chịu đựng của vật thể. Do đó để tăng khả năng biến dạng cũng như để đảm bảo ứng suất dư có giá trị thấp và phân bố đồng đều trong nhiều trường hợp trước hoặc sau gia công áp lực người ta đem ủ kim loại (ủ kết tinh hoặc ủ hoàn toàn).

2.2.3.3. Ảnh hưởng của thành phần hóa học và tổ chức kim loại:

❖ Ảnh hưởng của thành phần hóa học:

Thành phần hóa học hợp kim quyết định bởi nguyên tố cơ bản, nguyên tố hợp kim và tạp chất.

Nguyên tố cơ bản: nguyên tố cơ bản tạo nên các tổ chức cơ sở, do đó ảnh hưởng quyết định đến tính dẻo và khả năng biến dạng dẻo của kim loại và hợp kim.

Nguyên tố hợp kim: khi hợp kim hóa, nguyên tố hợp kim có thể tạo với kim loại cơ sở những liên kết kim loại. Các liên kết kim loại này thường có tổ chức tinh thể phức tạp làm cho kim loại và hợp kim rất cứng và giòn. Các nguyên tố hợp kim còn làm xô lệch mạng, làm cản trở quá trình trượt, làm kim loại có tính dẻo thấp. Thường thì lượng các nguyên tố hợp kim càng nhiều thì ảnh hưởng đến độ cứng, độ bền và tính dẻo của kim loại càng lớn.

Nguyên tố tạp chất: tạp chất trong kim loại ảnh hưởng lớn đến tính dẻo. Trong kim loại có nhiều tạp chất (vd: S, P, O, N, H...) đều làm giảm mạnh tính dẻo của kim loại. Tạp chất dễ chảy thường tập trung ở vùng tinh giới hạt làm rối loạn mạng tinh thể do đó làm tính dẻo kim loại kém đi.

❖ Ảnh hưởng của tổ chức kim loại:

Mật độ kim loại, kích thước hạt với sự đồng đều của kích thước hạt ảnh hưởng đến tính dẻo của kim loại. Tổ chức hạt càng nhiều pha, mạng tinh thể càng phức tạp tính dẻo càng kém. Tổ chức kim loại càng nhỏ mịn và đồng đều thì độ dẻo tăng, độ bền tăng.

2.2.3.4. Ảnh hưởng của nhiệt độ:

Tính dẻo của kim loại phụ thuộc rất lớn vào nhiệt độ hầu hết các kim loại khi tăng nhiệt độ tính dẻo tăng.

Khi tăng nhiệt độ, dao động nhiệt của các nguyên tử tăng đồng thời xô lệch mạng giảm, khả năng khuếch tán của các nguyên tử làm cho tổ chức đồng đều hơn. Một số kim loại và hợp kim ở nhiệt độ thường, tồn tại ở các pha kém dẻo, khi ở nhiệt độ cao chuyển biến thù hình thành pha có độ dẻo cao.

2.2.3.5. Ảnh hưởng của tốc độ biến dạng:

Sau khi rèn, đập các hạt kim loại bị biến dạng do chịu tác dụng của mọi phía nên chai cứng hơn, đồng thời khi kim loại nguội dần sẽ kết tinh lại như cũ.

Nếu tốc độ biến dạng nhanh hơn tốc độ kết tinh lại thì các hạt kim loại bị chai chưa kịp trở lại trạng thái ban đầu mà lại tiếp tục biến dạng, do đó ứng suất trong khối kim loại sẽ lớn, hạt kim loại giòn và có thể bị nứt.

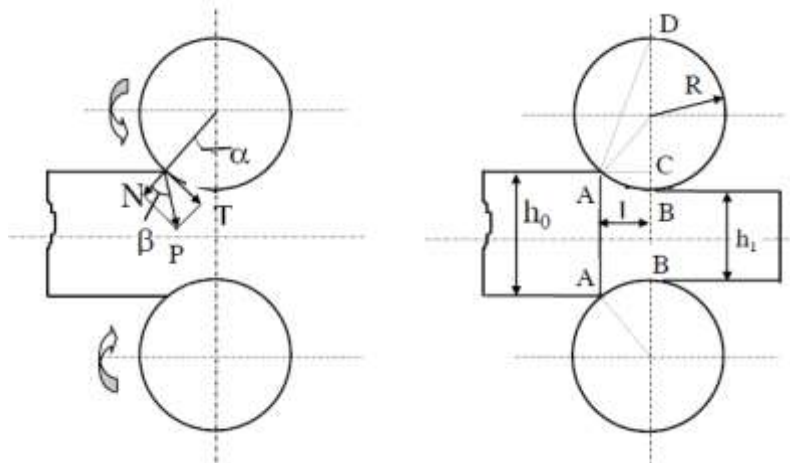
Nếu lấy hai khối kim loại như nhau cùng nung đến nhiệt độ nhất định rồi rèn trên máy búa và máy ép ta thấy mức độ biến dạng trên máy búa lớn hơn, nhưng độ biến dạng tổng cộng trên máy ép lớn hơn.

2.3. Phân loại các phương pháp gia công áp lực

Những dạng cơ bản của gia công kim loại bằng áp lực là: Cán, kéo, ép, rèn (tự do, trong khuôn) và đập.

2.3.1. Phương pháp cán kim loại:

Cán là quá trình cho kim loại biến dạng giữa hai trục cán quay ngược chiều nhau có khe hở nhỏ hơn chiều cao của phôi, kết quả làm cho chiều cao phôi giảm, chiều dài và chiều rộng phôi tăng. Hình dạng của khe hở giữa hai trục cán quyết định hình dạng của sản phẩm. Quá trình phôi chuyển động qua khe hở trục cán là nhờ ma sát giữa hai trục cán với phôi. Cán không những thay đổi hình dạng kích thước của phôi mà còn nâng cao chất lượng sản phẩm.



Hình 2.3. Sơ đồ cán kim loại

Cán có thể tiến hành ở trạng thái nóng hoặc trạng thái nguội. Cán nóng có ưu điểm: tính dẻo của kim loại cao nên dễ biến dạng, năng suất cao, nhưng chất lượng bề mặt kém vì có tồn tại vảy sắt trên bề mặt phôi khi nung. Vì vậy cán nóng dùng để cán thô, cán tấm dày, cán thép hợp kim. Cán nguội thì ngược lại chất lượng bề mặt tốt hơn song khó biến dạng nên chỉ dùng cán tinh, cán tấm mỏng, dải hoặc kim loại mềm.

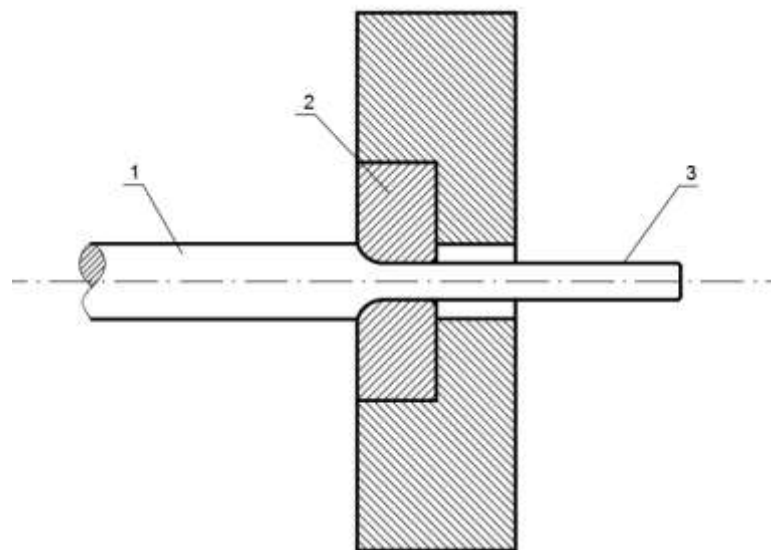
Điều kiện để kim loại có thể cán được gọi là điều kiện vào. Khi kim loại tiếp xúc với trục cán thì chúng chịu hai lực: phản lực N và lực ma sát T , nếu hệ số ma sát giữa trục và phôi là f thì: $T = N \cdot f \rightarrow f = \tan \beta$.

2.3.2. Phương pháp kéo kim loại:

Kéo là một quá trình gia công kim loại bằng áp lực, trong đó phôi kim loại được kéo qua lỗ khuôn kéo làm cho tiết diện ngang của phôi giảm và chiều dài tăng. Hình dạng và kích thước của chi tiết giống lỗ khuôn kéo.

Đặc điểm: Kéo có thể tiến hành ở trạng thái nóng hoặc trạng thái nguội. Phương pháp này cho sản phẩm có độ chính xác cấp $2 \div 4$ và độ bóng $\nabla 7 \div \nabla 9$.

Công dụng: Kéo dùng để chế tạo các thỏi, ống, sợi bằng thép hoặc kim loại màu, gia công tinh các mặt ngoài ống cán có môi hàn và một số công dụng khác.



Hình 2.4. Sơ đồ kéo kim loại

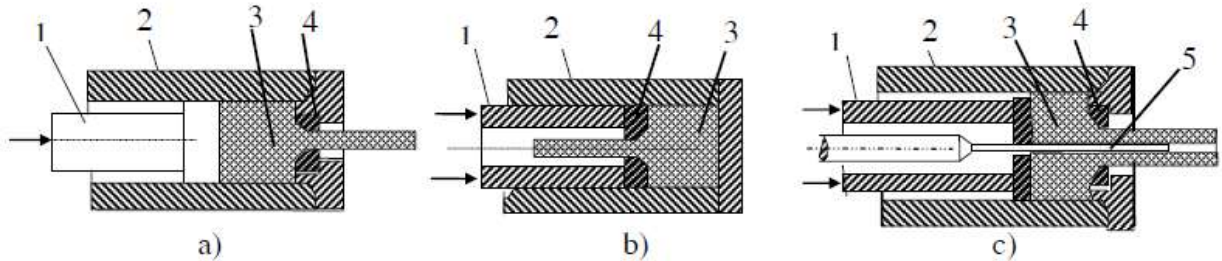
1. Phôi 2. Lỗ khuôn 3. Khuôn kéo

2.3.3. Phương pháp ép kim loại:

Ép là một phương pháp gia công kim loại bằng áp lực, trong đó phôi kim loại được ép qua lỗ khuôn để có được hình dạng và kích thước yêu cầu cần thiết.

Đặc điểm: Năng suất cao, độ chính xác và độ nhẵn bề mặt cao, ép được các sản phẩm có tiết diện ngang phức tạp tuy nhiên kết cấu ép khá phức tạp, khuôn ép yêu cầu độ chống mòn cao.

Công dụng: Chế tạo các thỏi kim loại màu có đường kính từ $5 \div 200$ mm, các đường ống có đường kính ngoài đến 800 mm, chiều dày từ $1,5 \div 8$ mm và một số profin khác.



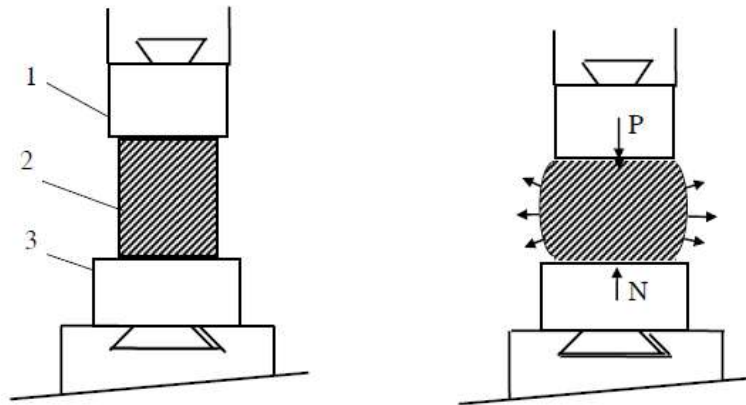
Hình 2.5. Sơ đồ ép kim loại

a. Ép sợi b. Ép thanh c. Ép ống

1. Piston 2. Xylanh 3. Kim loại 4. Khuôn ép 5. Lõi tạo lỗ

2.3.4. Phương pháp rèn:

Rèn tự do là quá trình gia công kim loại bằng áp lực mà kim loại biến dạng không bị khống chế bởi một mặt nào khác ngoài bề mặt tiếp xúc giữa phôi kim loại với dụng cụ gia công (búa, đe). Dưới tác dụng của lực P do búa gây ra phản lực N từ đe, khối kim loại bị biến dạng, sự biến dạng này chỉ bị khống chế bởi hai mặt trên và dưới còn các mặt xung quanh hoàn toàn tự do.



Hình 2.6. Sơ đồ rèn tự do

1. Búa 2. Phôi 3. Đe

Đặc điểm:

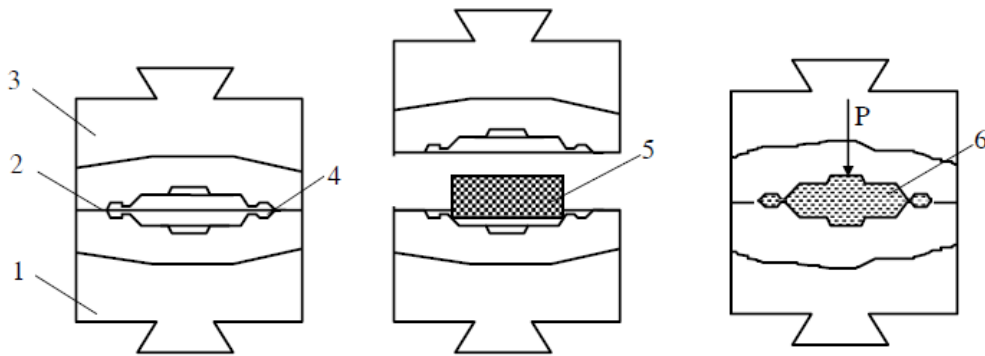
- + Độ chính xác, độ bóng bề mặt chi tiết không cao, năng suất thấp.
- + Chất lượng và tính chất kim loại của từng phần trong chi tiết khó đảm bảo gồng nhau nên chỉ gia công được các chi tiết đơn giản hay các bề mặt không định hình.
- + Chất lượng sản phẩm phụ thuộc vào tay nghề công nhân.

- + Thiết bị và dụng cụ rèn tự do đơn giản.
- + Sử dụng chủ yếu cho sản xuất đơn chiếc, hàng loạt nhỏ.

Rèn trong khuôn (còn gọi là dập thể tích) là phương pháp gia công áp lực, trong đó kim loại được biến dạng hạn chế trong lòng khuôn dưới tác dụng của lực đập.

Quá trình biến dạng của phôi trong lòng khuôn được chia làm 3 giai đoạn:

- + Giai đoạn đầu: Chiều cao của phôi giảm, kim loại biến dạng và chảy ra xung quanh, theo phương thẳng đứng phôi chịu ứng suất nén, còn phương ngang phôi chịu ứng suất kéo.
- + Giai đoạn 2: Kim loại bắt đầu kín cửa bavia, kim loại chịu ứng suất nén khối, mặt tiếp xúc giữa hai nửa khuôn trên và dưới chưa áp sát vào nhau.
- + Giai đoạn cuối: Kim loại chịu ứng suất nén khối triệt để, điền đầy những phần sâu và mỏng của lòng khuôn, phần kim loại thừa sẽ tràn qua cửa bavia vào rãnh chứa bavia cho đến lúc 2 bề mặt khuôn áp sát vào nhau.



Hình 2.7. Sơ đồ dập thể tích

1. Khuôn dưới 2. Mặt phân khuôn 3. Khuôn trên 4. Rãnh bavia
5. Phôi 6. Sản phẩm

Đặc điểm:

- + Chế tạo phôi có hình dạng phức tạp, độ chính xác cao, năng suất cao.
- + Dễ cơ khí hoá và tự động hoá, chất lượng sản phẩm đồng đều, ít phụ thuộc vào tay nghề công nhân.
- + Thiết bị cần công suất lớn, độ cứng vững và độ chính xác cao.
- + Chi phí chế tạo khuôn cao, khuôn làm việc phải làm việc được trong điều kiện nhiệt độ và áp lực cao.
- + Dùng trong sản xuất hàng loạt và hàng khối.

2.3.5. Phương pháp dập tấm:

Dập tấm là một trong những phương pháp tiên tiến của gia công áp lực để chế tạo sản phẩm từ vật liệu tấm, thép bản hoặc dải cuộn.

Dập tấm có thể tiến hành ở trạng thái nóng hoặc nguội, song chủ yếu gia công ở trạng thái nguội vì vậy còn gọi là dập nguội.

Đặc điểm:

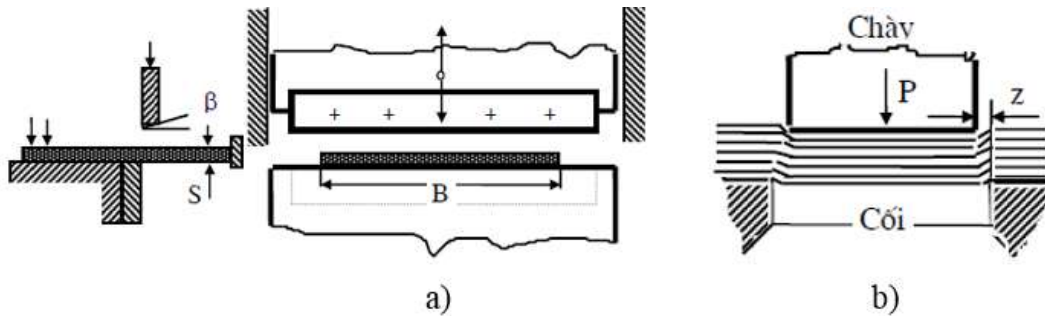
- + Năng suất cao, dễ cơ khí hoá và tự động hoá.
- + Chuyển động thiết bị đơn giản, công nhân không cần trình độ quá cao.
- + Có thể dập được các chi tiết phức tạp, đẹp và có độ bền cao.

Công dụng:

- + Dập tấm dùng rộng rãi trong các ngành công nghiệp đặc biệt, ngành chế tạo máy bay, nông nghiệp, ô tô, thiết bị điện,...

Công nghệ dập tấm được đặc trưng bởi hai nhóm nguyên công chính: nhóm nguyên công cắt đứt, nhóm nguyên công tạo hình.

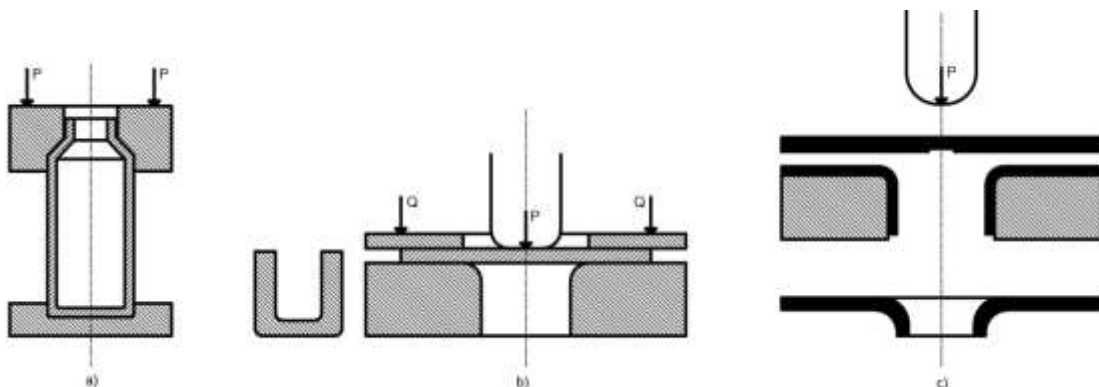
- + Nhóm nguyên công cắt đứt: là nguyên công tách một phần của phôi khỏi phần kim loại chung. Gồm: cắt đứt, cắt phôi, đột lỗ.



Hình 2.8. Một số nguyên công trong nhóm nguyên công cắt đứt

a. Cắt đứt b. Dập cắt

- + Nhóm nguyên công tạo hình: là nguyên công dịch chuyển một phần của phôi đối với phần khác mà phôi không bị phá huỷ. Gồm: uốn, dập vuốt, uốn vành, tóp miệng, giãn rộng, viền mép, ghép mối, miết.



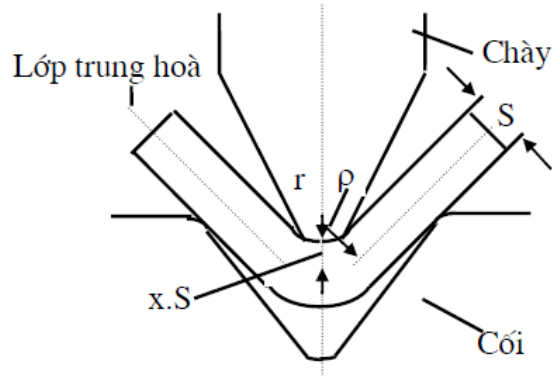
Hình 2.9. Một số nguyên công trong nhóm nguyên công tạo hình

a. Tóp miệng b. Dập vuốt c. Uốn vành

2.3.6. Uốn kim loại

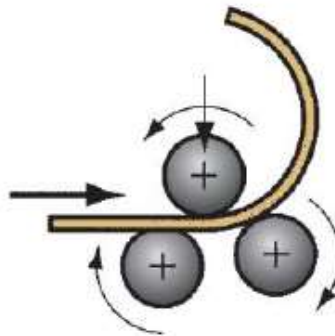
Uốn là nguyên công làm thay đổi hướng của trục phôi.

Trong quá trình uốn, các lớp kim loại phía trong góc uốn bị nén và co lại ở hướng dọc và bị kéo ở hướng ngang. Các lớp kim loại phía ngoài thì ngược lại, chịu kéo và dẫn dài ở hướng dọc và bị nén ở hướng ngang. Giữa các lớp co ngắn và dẫn dài là lớp trung hoà, độ dài của lớp trung hoà bằng độ dài ban đầu của phôi. Bán kính uốn cong càng bé thì mức độ kéo, nén càng lớn có thể làm cho vật uốn bị nứt nẻ.



Hình 2.10. Sơ đồ uốn

Cuộn là hoạt động cuốn các mép của phôi để tạo thành chi tiết có dạng vòng neo hoặc hình trụ.



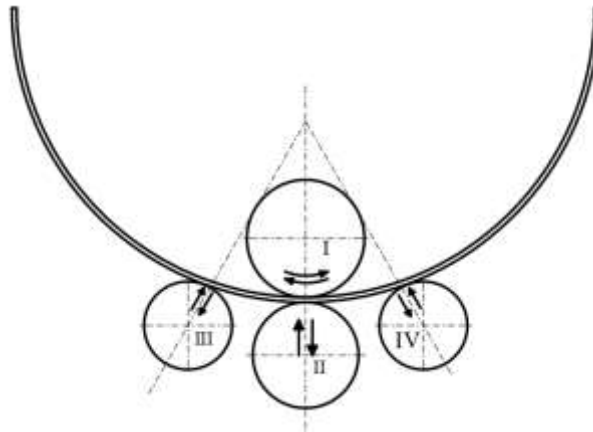
Hình 2.11. Sơ đồ cuộn

CHƯƠNG 3. THIẾT KẾ ĐỘNG HỌC VÀ LỰA CHỌN KẾT CẤU MÁY HỢP LÝ

3.1. Lựa chọn kết cấu máy:

3.1.1. Các phương án thiết kế

Từ các số liệu để thiết kế như các thông số về kích thước phôi có thể lọc được 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 ta tiến hành so sánh ưu nhược điểm của máy lọc ống 4 trục so với máy lọc ống 2 trục, 3 trục thì em chọn máy lọc ống 4 trục để thiết kế. Cũng dựa trên nguyên tắc phôi được ép nhờ hai trục III và IV, đồng thời được cuốn sang phải và trái thông qua chuyển động quay của trục cuốn I.



Hình 3.1. Sơ đồ mô tả các chuyển động của trục uốn (hay còn gọi là trục lọc)

- Các chuyển động cần thiết: Phôi được đưa vào đồng thời nâng trục II lên đúng bằng chiều dày của phôi, sau đó nâng trục III lên để bẻ cong đoạn đầu của phôi. Trục I quay sẽ làm phôi bị cuốn sang phải. Hạ trục 3 xuống và trục I tiếp tục cuốn phôi sang phải khi đến mép, dừng trục I đồng thời nâng trục IV lên bẻ cong đầu còn lại, tiếp đến cho trục I quay ngược lại làm phôi bị cuốn sang trái. Cứ làm như thế cho đến khi kích thước của phôi đạt yêu cầu.

3.1.2. Lựa chọn phương án dẫn động cho phôi:

- Quá trình uốn diễn ra khi phôi thép tẩm chuyển động tịnh tiến đi qua các trục uốn. Các trục uốn chuyển động tịnh tiến lên xuống để tạo ra biên dạng uốn.
- Có nhiều phương pháp tạo chuyển động cho phôi thép nhưng cần lựa chọn một phương pháp đảm bảo các điều kiện sau:
 - + Máy thiết kế có hình dạng và kết cấu hợp lý theo quan điểm công nghệ chế tạo và lắp ráp.
 - + Vật liệu chế tạo chi tiết máy được chọn hợp lý, đảm bảo các yêu cầu liên quan đến công dụng và điều kiện sử dụng máy.

- + Máy phải có khối lượng và kích thước nhỏ gọn.
- + Giá thành và chi phí cho sử dụng là thấp nhất, phù hợp với điều kiện hiện có.

Từ những yêu cầu và phương án thiết kế đã lựa chọn trên ta chọn phương pháp dẫn động phối bằng cách truyền chuyển động quay cho trục I và trục II, III, IV chuyển động tịnh tiến.

Điều kiện để phối có thể di chuyển là:

$$F_{ms} = f.F_n \geq F_t$$

Trong đó: F_{ms} : là lực ma sát trên vùng tiếp xúc (N)

F_t : lực vòng cần truyền (N)

F_n : lực nén trên các trục (N)

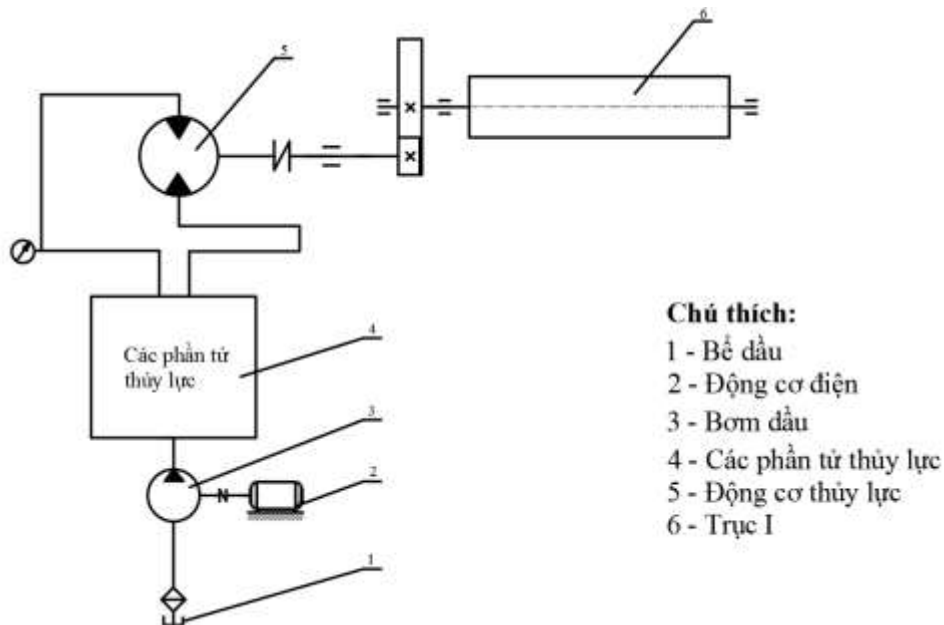
f : hệ số ma sát

3.1.3. Lựa chọn phương án truyền động quay cho trục 1 (trục chính):

❖ Phương án 1: Sử dụng động cơ thủy lực.

Có nhiều loại động cơ thủy lực như: động cơ bánh răng, động cơ cánh gạt, động cơ piston ... tương ứng với các loại bơm dầu là các loại động cơ dầu.

Sơ đồ nguyên lý:



Hình 3.2. Sơ đồ sử dụng động cơ thủy lực

Nguyên lý hoạt động: Khi đóng điện cho động cơ điện quay làm cho bơm dầu hoạt động, bơm dầu lên cho hệ thống. Khi van đảo chiều ở vị trí giữa thì lượng dầu bơm lên sẽ thông qua van tràn chảy về bể. Khi van đảo chiều ở hai vị trí trái hoặc phải thì dầu được cung cấp cho động cơ dầu, nhờ chuyển động của dầu làm cho roto của động cơ quay và làm trục động cơ quay truyền chuyển động quay cho các bộ phận chấp hành như hộp giảm tốc

- **Ưu điểm và nhược điểm:**

- + *Ưu điểm:*

- Momen khởi động và chống quá tải tốt.
- Điều chỉnh tốc độ dễ dàng.
- Kết cấu động cơ nhỏ gọn .
- Làm việc được ở môi trường khắc nghiệt như ngập nước, dễ cháy nổ...

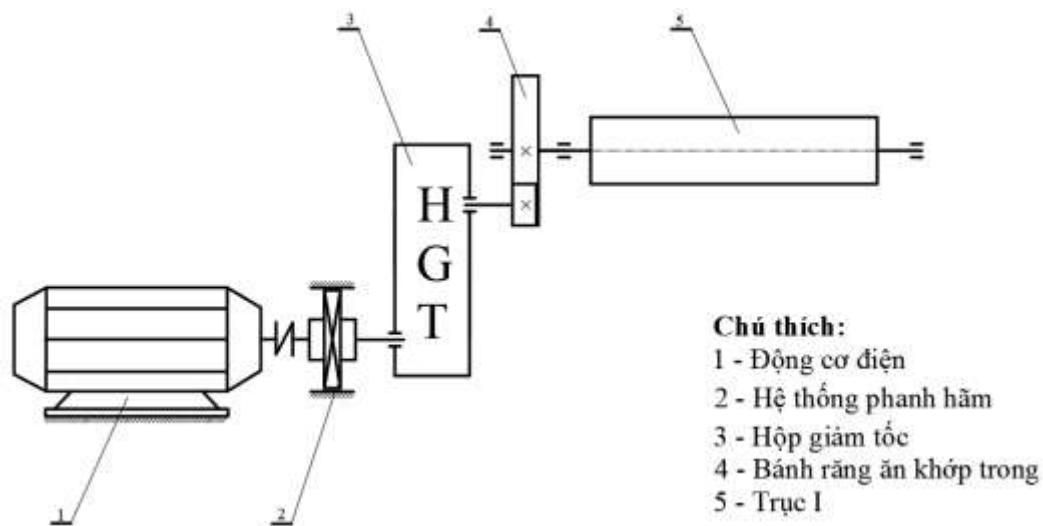
- + *Nhược điểm:*

- Để động cơ hoạt động được thì cần phải có nhiều thiết bị khác đi kèm vì thế hệ thống khá phức tạp, khó sửa chữa và thay thế và giá thành cao.

- ❖ **Phương án 2: Sử dụng động cơ điện.**

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,...

Sơ đồ nguyên lý:



Hình 3.3. Sơ đồ sử dụng động cơ điện

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 cho cơ cấu chấp hành như hộp giảm tốc, các bộ truyền ngoài tới trục I của máy.

- **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.
- Giá thành rẻ, thông dụng.

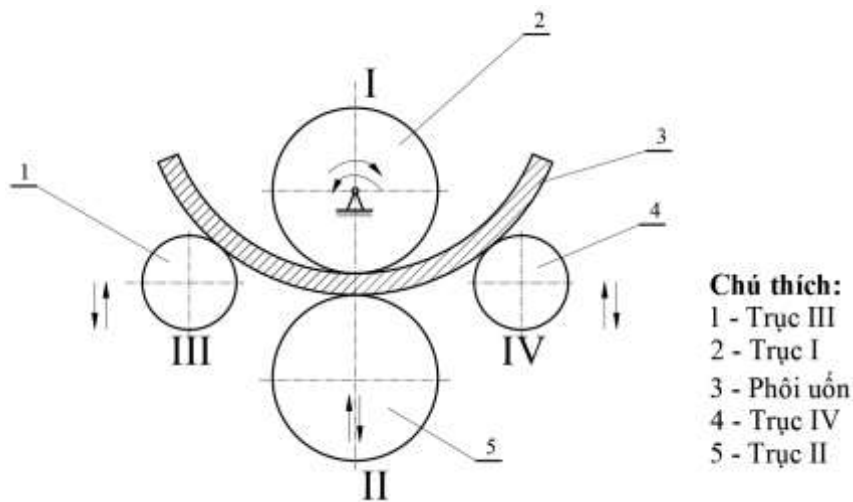
- + *Nhược điểm:*

- 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.
- Kích thước lớn hơn so với các loại động cơ khác có cùng công suất.

➤ **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 động cơ điện tạo chuyển động quay cho trục I để tạo chuyển động cho phôi thép.

3.1.4. Lựa chọn phương án di chuyển cho hai trục uốn:

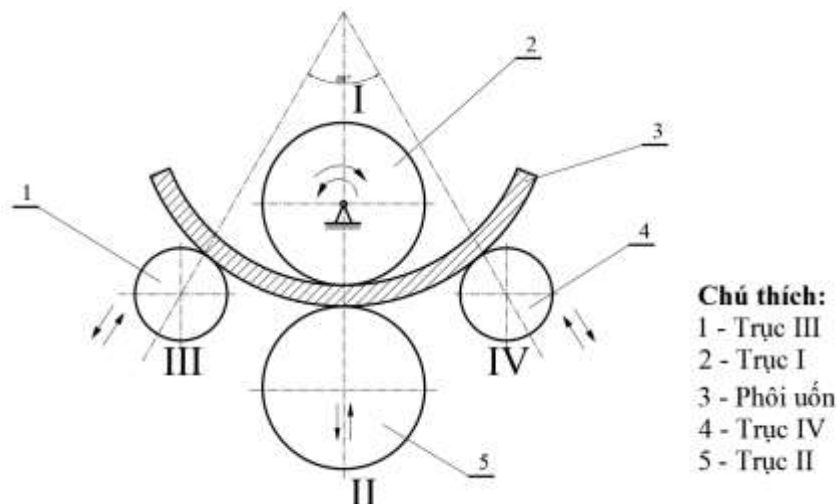
❖ **Phương án 1: Hai trục bên di chuyển thẳng đứng.**



Hình 3.4. Sơ đồ bố trí trục cho phương án 1

- + **Ưu điểm:** Chế tạo rãnh trượt đơn giản.
- + **Nhược điểm:** khó khăn khi uốn các ống có đường kính nhỏ.

❖ **Phương án 2: Hai trục bên di chuyển xiên và hợp với nhau một góc 60°.**



Hình 3.5. Sơ đồ bố trí trục của phương án 2

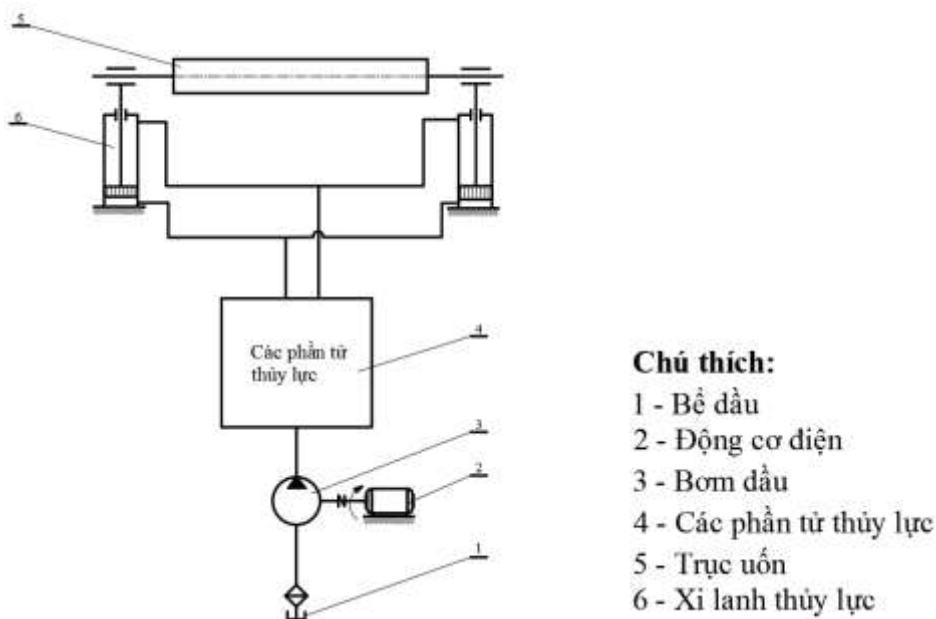
- + **Ưu điểm:** Uốn được những ống có đường kính lớn và những đường ống nhỏ. Đồng thời do trục bên ép theo phương xiên góc nên ép kim loại nhanh biến dạng hơn cho nên năng suất cao hơn.
 - + **Nhược điểm:** Chế tạo rãnh trượt khó khăn hơn.
- **Kết luận:** Với những ưu nhược điểm trên ta lựa chọn phương án 2 cho 2 trục uốn di chuyển xiên góc 60^0 để nâng cao năng suất, đảm bảo tính công nghệ cho máy và đảm bảo độ chính xác của sản phẩm.

3.1.5. Lựa chọn phương án truyền động nâng hai trục uốn:

❖ Phương án 1: Sử dụng xilanh thủy lực.

Ta có thể dùng xilanh thủy lực để tạo chuyển động tịnh tiến cho các trục uốn.

Nguyên lý hoạt động: Khi ta đóng điện cho động cơ bơm dầu hoạt động dầu sẽ được bơm lên hệ thống. khi van đảo chiều ở vị trí giữa thì dầu sẽ chảy qua van an toàn về bể. Khi van an toàn ở vị trí bên trái thì xilanh được cung cấp dầu chuyển động đi lên đẩy trục uốn đi lên uốn phôi. Khi van đảo chiều ở vị trí bên phải thì dầu sẽ được ép lên phía trên làm cho xilanh đi xuống mạnh theo trục uốn đi xuống. 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.



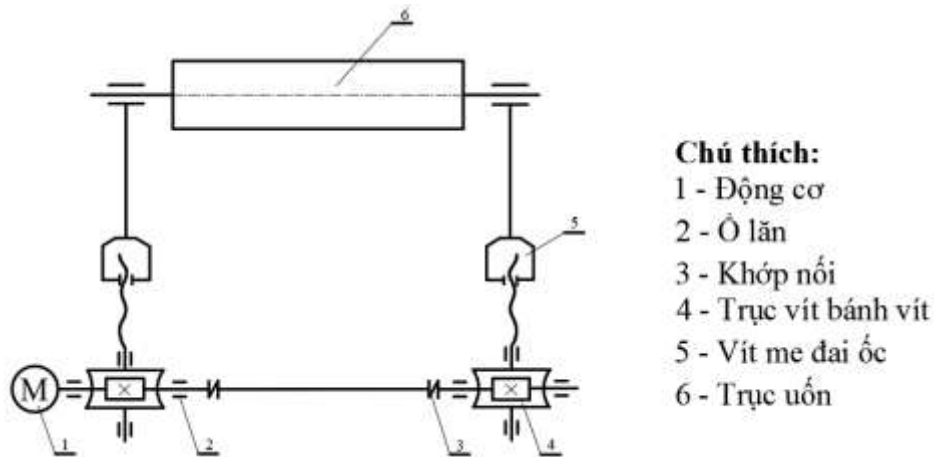
Hình 3.6. Sơ đồ sử dụng xilanh thủy lực

• Ưu điểm và nhược điểm:

- + **Ưu điểm:** Truyền động dễ dàng, kết cấu đơn giản.
- + **Nhược điểm:** Do tính nén được của dầu nên có thể làm piston không ổn định và làm sai số bán kính cung uốn.

❖ Phương án 2: Dùng bộ truyền trục vít - bánh vít và cơ cấu vít me - đai ốc.

Đây là hệ thống truyền động bằng cơ khí được sử dụng khá nhiều trong các loại máy gia công thép đặc biệt là các máy công cụ.



Hình 3.7. Sơ đồ sử dụng bộ truyền trục vít - bánh vít và cơ cấu vít me - đai ốc

Nguyên lý hoạt động: Khi muốn các trục chuyển động thì ta nhấn nút khởi động cho động cơ dẫn động hoạt động. Động cơ quay làm cho trục vít nối với trục động cơ quay, trục vít tạo chuyển động cho bánh vít quay. Bánh vít lắp trên trục vít me quay thông qua rãnh then hoa truyền chuyển động cho trục vít me quay. Vì đai ốc được lắp cố định trên thân máy nên khi trục vít me quay đai ốc đứng yên thì trục vít me phải tịnh tiến lên xuống và tạo chuyển động cho các trục ép.

Đặc tính cho bộ truyền này làm cho cơ cấu vít me đai ốc quay chậm lại, vít me đai ốc chịu được lực ép (lực dọc trục) rất lớn, vận tốc trượt chuyển động thấp.

Cấu tạo của trục vít me có 3 đoạn. Đoạn đầu để lắp ráp với bánh vít, đoạn cuối áp chặt vào cốc an toàn và tì vào gối trục, đoạn giữa có ren và được lắp với đai ốc bằng đồng để điều chỉnh lượng ép.

Ren được dùng trong vít me đai ốc là loại ren hình răng cưa có tính tự hãm cao.

• **Ưu điểm và nhược điểm:**

- + *Ưu điểm:* ổn định, không có sai lệch khi bị nén như dầu thủy lực.
- + *Nhược điểm:* Khó khăn trong việc chế tạo trục vít bánh vít.

➤ **Kết luận:** Với những phân tích như trên ta lựa chọn phương án 2 sử dụng cơ cấu vítme - đai ốc truyền chuyển động tịnh tiến cho hai trục uốn. Tạo ra độ chính xác cao cho sản phẩm.

3.1.6. Lựa chọn phương án truyền động trục ép dưới:

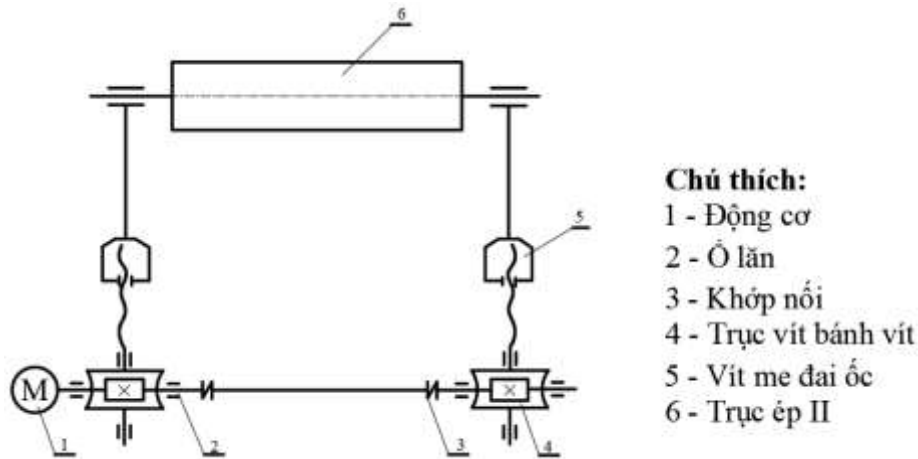
Trục II với nhiệm vụ tăng lực pháp tuyến để đảm bảo phôi quay không bị trượt trong quá trình gia công và rút ngắn khoảng cách giữa các trục để gia công được đoạn đầu phôi một cách dễ dàng.

Trục này chỉ có chuyển động tịnh tiến lên xuống để ép phôi và nhận chuyển động quay của trục I. Ta có các phương án truyền động sau:

❖ **Phương án 1: Sử dụng cơ cấu trục vít-bánh vít và cơ cấu vít me-đai ốc.**

Cơ cấu này tương tự cơ cấu nâng hạ hai trục uôn đã nêu ở trên tuy nhiên do không có khả năng nén khí tải trọng thay đổi nên phôi thép sẽ khó di chuyển khi tải trọng lớn vì vậy quá trình uôn sẽ không ổn định.

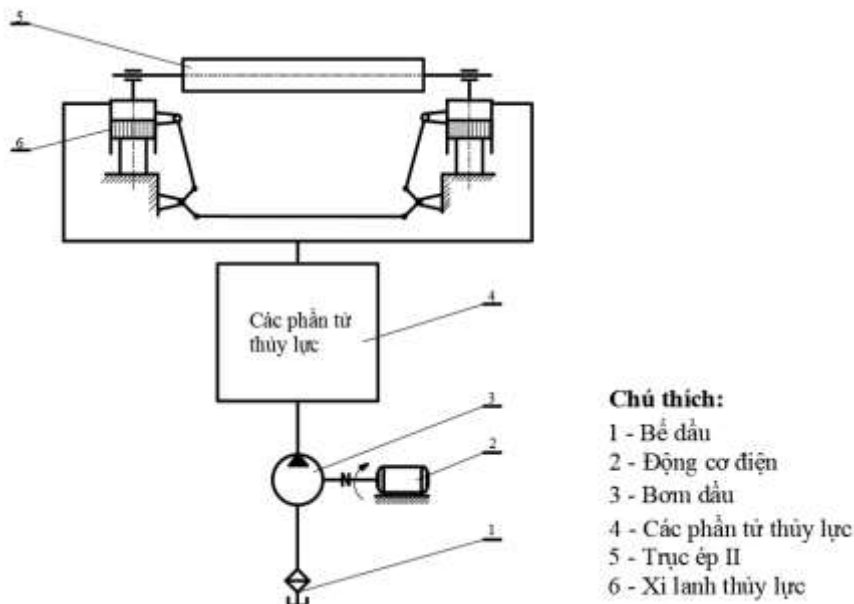
Sơ đồ nguyên lý:



Hình 3.8. Sơ đồ sử dụng bộ truyền trục vít - bánh vít và cơ cấu vít me - đai ốc để nâng hạ trục dưới

❖ **Phương án 2: Sử dụng xilanh thủy lực.**

Sơ đồ nguyên lý:



Hình 3.9. Sơ đồ sử dụng xilanh thủy lực để nâng hạ trục dưới

Nguyên lý hoạt động: Ban đầu khi mới đưa phôi thép tằm vào máy thì trục II ở vị trí dưới cùng. Ta bấm nút điều khiển cho động cơ điện hoạt động làm cho bơm hoạt

động. Bơm dầu lên 2 piston nâng trục II đi lên nhờ lực ép của dầu lên hai 2 xilanh. Khi trục II đã lên ép được vào phôi thép thì ấn nút dừng van đảo chiều hoạt động trục II sẽ đứng tại vị trí mong muốn.

Sau khi gia công xong ta bấm nút điều khiển cho van đảo chiều hoạt động đảo chiều cho dầu chảy về bể nhờ trong lượng của trục tạo ra lực ép dầu chảy về bể dầu cho đến khi xilanh xuống tới điểm chết dưới.

Ngoài ra cần bố trí thêm cơ cấu thanh truyền giữa hai piston để đảm bảo tính di chuyển đồng thời của hai piston và cân bằng lực giữa hai đầu trục uốn II.

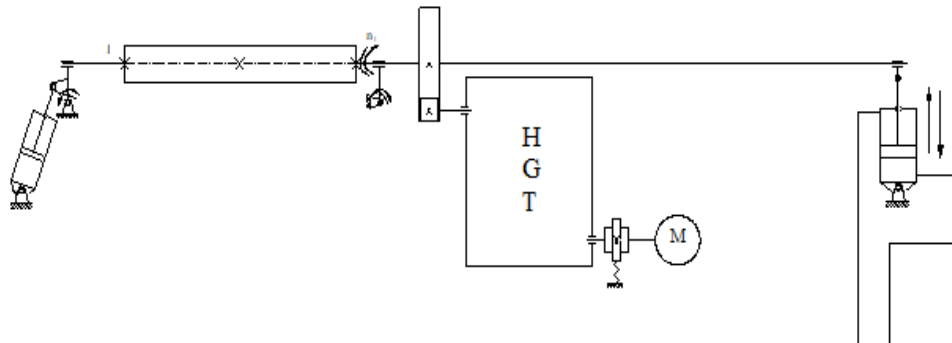
• **Ưu điểm và nhược điểm:**

- + Ưu điểm: Nhờ tính nén được của dầu nên, trong quá trình lọc thì trục II có thể dịch chuyển lên xuống được khi tải trọng của quá trình biến dạng phức tạp thay đổi, làm cho quá trình lọc được tốt hơn. Đồng thời dễ chế tạo hơn so với dùng trục vít - bánh vít.
- + Nhược điểm: Kết cấu phức tạp, khó bảo trì sửa chữa, giá thành cao.

➤ **Kết luận:** Ta lựa chọn phương án 2 sử dụng xilanh thủy lực để tạo chuyển động cho trục ép vì khả năng nén của dầu thích hợp khi tải trọng thay đổi đảm bảo quá trình uốn ổn định đảm bảo tính chính xác của sản phẩm.

3.1.7. Lựa chọn phương án tháo sản phẩm

Để tháo sản phẩm khi đã gia công xong, ta dùng cơ cấu xilanh thủy lực để tháo sản phẩm. Nhằm đảm bảo tính ổn định, làm việc êm và chính xác, dễ chế tạo.

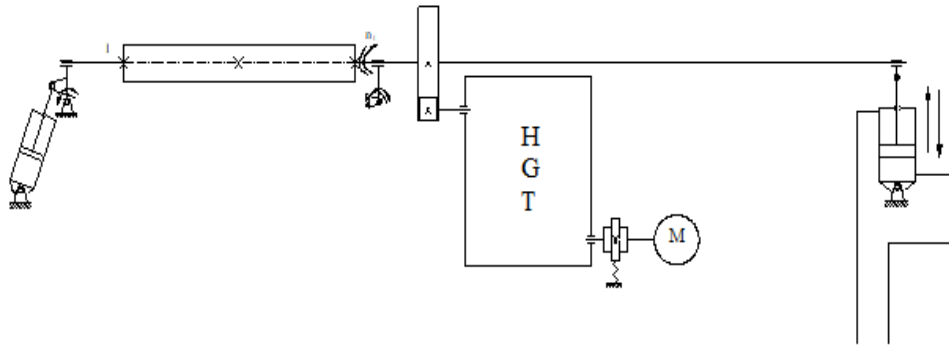


Hình 3.10. Cơ cấu tháo sản phẩm

Nguyên lý làm việc: Khi sản phẩm đã lọc xong, muốn tháo sản phẩm ra khỏi máy, đầu tiên ta cấp điện cho van đảo chiều 4/3 điều khiển xilanh 1 làm việc. Cấp điện cho cuộn nam châm ở vị trí A, dầu đi lên kéo xilanh đi xuống đồng thời xilanh kéo cơ cấu đỡ trục chính ra ngoài. Tiếp theo, ta cấp điện cho van đảo chiều 4/3 điều khiển xilanh 2 làm việc. Khi cuộn nam châm ở vị trí A có điện, dầu đi lên kéo xilanh đi xuống đồng thời nâng trục chính đi lên. Khi không cấp điện cho van đảo chiều nữa thì xilanh ở trạng thái treo, ta tiến hành tháo sản phẩm ra nhờ cần trục hoặc cầu trục. Quá trình tháo sản phẩm xong ta cấp điện cho cuộn nam châm điều khiển van đảo chiều chuyển về vị trí B,

điều khiển xilanh 2 đi lên đẩy trục chính hạ xuống. Sau đó cấp điện cho van đảo chiều 4/3 điều khiển xilanh 1 kéo cơ cấu đỡ trục chính đi lên để lắp đỡ trục chính.

3.1.8. Lựa chọn cách bố trí bánh răng cho trục chính

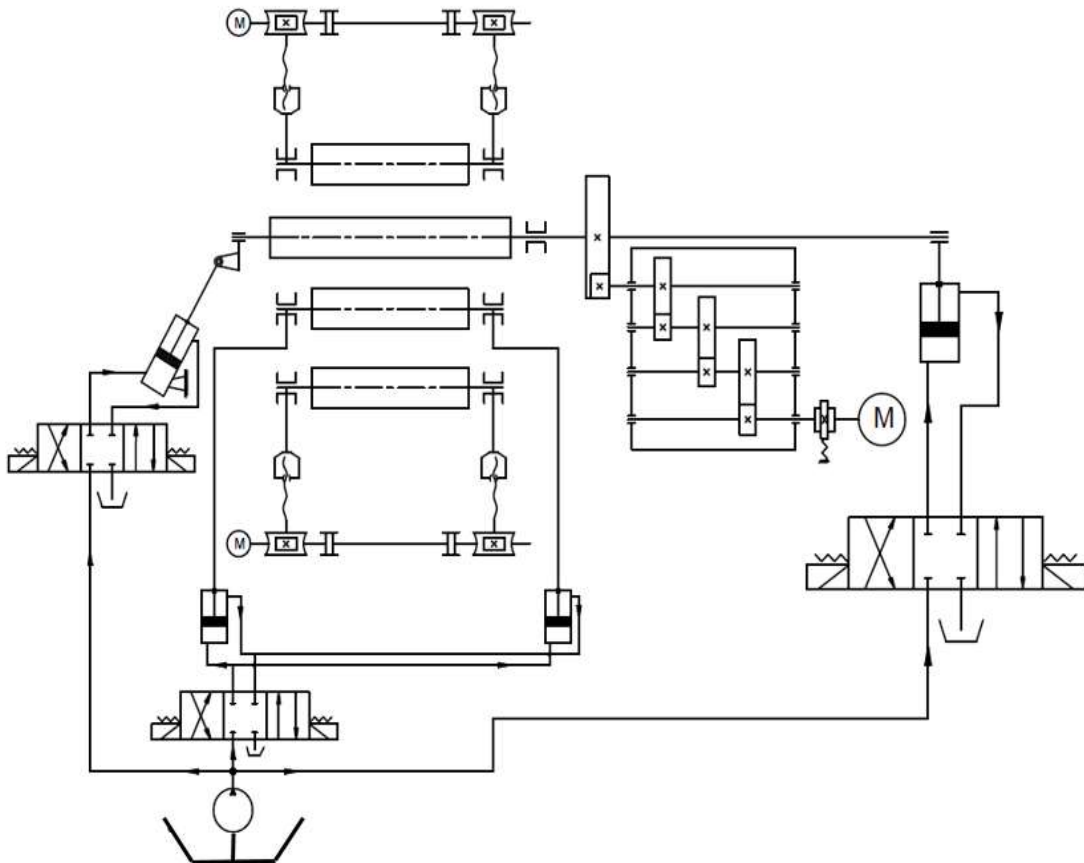


Hình 3.11. Bố trí bánh răng cho trục chính

Chọn cặp bánh răng ăn khớp trong, phương pháp này có ưu điểm là có thể nâng trục lọc lên thông qua hệ thống xilanh nên có thể điều chỉnh khe hở giữa hai trục lọc do đó có thể uốn ống với chiều dày khác nhau. Với việc bố trí cặp bánh răng ăn khớp trong làm cho khoảng cách trục nhỏ lại nên kết cấu máy gọn nhẹ hơn, tiết kiệm diện tích nhà xưởng.

3.1.9. Xây dựng sơ đồ động của máy:

Với những phân tích và lựa chọn trên ta có sơ đồ động của máy sau:



Hình 3.12. Sơ đồ động của máy lọc ống 4 trục

3.2. Tính toán động lực học toàn máy

❖ Xác định lực uốn:

Thông số phôi:

- Uốn ống với đường kính $\Phi_{\max} = 2100$ (mm)
- Các thông số kỹ thuật của phôi:
 - + Chiều dài: $L = \pi \cdot D = \pi \cdot 2100 = 6600$ (mm) = 66 (dm)
 - + Chiều rộng: 1800 (mm) = 18 (dm)
 - + Độ dày: 50 (mm) = 0,5 (dm)
- Khối lượng phôi:

$$Q = V \cdot \gamma \text{ (kG)}$$

Trong đó: Q: Trọng lượng chi tiết (kG)

V: Thể tích của chi tiết (dm³)

γ : Trọng lượng riêng của vật liệu (kG/dm³)

- Vật liệu là thép nên: $\gamma = 7,852$ (kG/dm³)
- Thể tích của phôi tấm: $V = 66 \cdot 18 \cdot 0,5 = 594$ (dm³)

Khối lượng:

$$Q = V \cdot \gamma = 594 \cdot 7,852 = 4663 \text{ (kG)}$$

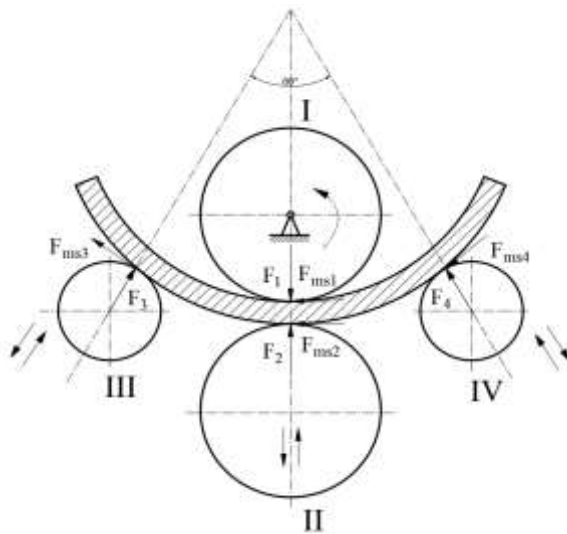
Để phôi xoay được thì mô men M phải lớn hơn các mô men cản và lực uốn kim loại gây ra:

$$M = F \cdot R$$

Sơ bộ chọn bán kính trục chính: $R = 270$ (mm)

Suy ra lực kéo $F = \frac{M}{R}$

Với điều kiện: $F > F_{ms1} + F_{ms2} + F_{ms3} + F_{ms4}$



Hình 3.13. Sơ đồ phân tích lực tác dụng lên các trục

Lực tác dụng biến dạng kim loại:

$$F_1 = \frac{B \cdot S^2 \cdot \sigma_b \cdot n}{l} = K_1 \cdot B \cdot S \cdot \sigma_b$$

Trong đó: $K_1 = \frac{S \cdot n}{l}$ - hệ số uốn tự do.

B - chiều rộng của phiê tấm (mm).

S - Chiều dày tấm phiê (mm).

σ_b - Giới hạn bền của vật liệu (N/mm²).

n - hệ số đặc trưng của ảnh hưởng biến cứng thường lấy 1,6÷1,8.

l - khoảng cách giữa hai điểm tựa.

Vậy: $F_1 = 0,05 \cdot 1800 \cdot 50 \cdot 400 = 1800000$ (N)

Mặt khác: $2 \cdot F_3 \cdot \cos 30^\circ = F_1$

$$\Rightarrow F_3 = F_4 = \frac{F_1}{\sqrt{3}} = 1039230$$
 (N)

Lực $F_1, F_3, F_4 \gg F_2$ nên có thể bỏ qua F_2

Ta có: $F_{ms} = f \cdot F$

Với f là hệ số ma sát lăn, Chọn $f = 0,1$.

$$\Rightarrow F_{ms1} = F_1 \cdot f = 1800000 \cdot 0,1 = 180000$$
 (N)

$$F_{ms3} = F_{ms4} = F_3 \cdot f = F_4 \cdot f = 1039230 \cdot 0,1 = 103923$$
 (N)

$$F > F_{ms1} + F_{ms3} + F_{ms4} = 180000 + 103923 + 103923 = 387846$$
 (N)

Chọn $F = 388000$ (N).

- Mô men phát động trục quay 1:

$$M = F \cdot R = 388000 \cdot 270 = 104760000$$
 (N.mm)

3.3. Tính chọn công suất động cơ và phân phối tỷ số truyền trên các trục của hộp giảm tốc

3.3.1. Tính chọn công suất động cơ

Để chọn công suất động cơ ta tính công suất cần thiết theo CT 2.8-[4]):

$$N_{ct} = \frac{N}{\eta}$$
 (kW)

Trong đó: η - Hiệu suất truyền động.

N_{ct} - Công suất cần thiết.

N- Công suất làm việc tính theo (CT 2.11-[4]):

$$N = \frac{F \cdot V}{1000} = \frac{388000 \cdot 5,5}{1000 \cdot 60} = 35,57$$
 (kW) (chọn $V = 5,5$ m/ph)

Số vòng quay làm việc của trục I:

$$n_{lv} = \frac{v}{\pi D} = \frac{5500}{540 \cdot \pi} = 3,24$$
 (vg/ph)

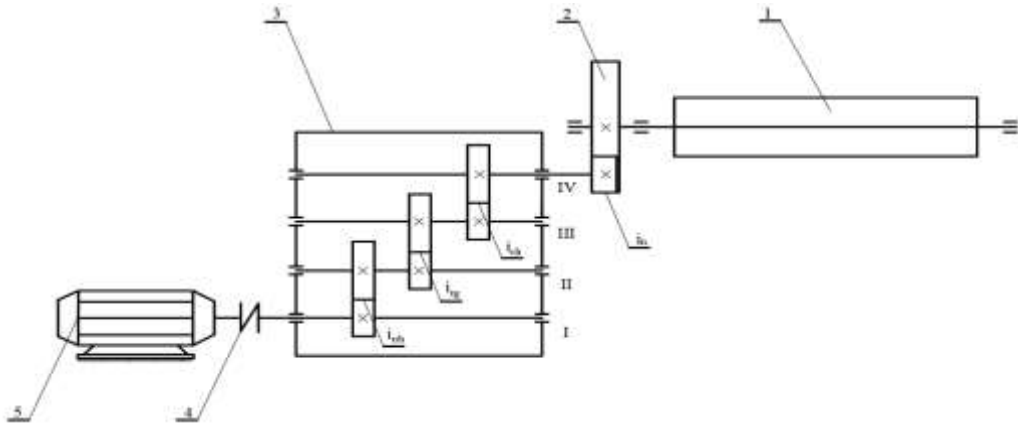
Ta chọn sơ bộ số vòng quay của động cơ: $n_{sb} = 1500$ (vg/ph).

Tỷ số truyền chung của hệ thống:

$$i_{ht} = \frac{n_{đc}}{n_{lv}} = \frac{1500}{3,24} = 463 \text{ (vg/ph) (CT 2.18-[4])}$$

Theo bảng 2.4-[4], ta chọn $i_{br} = 7 \rightarrow i_{hgt} = 66$.

Vì tỉ số truyền lớn nằm trong khoảng $i = 50 \div 400$, nên ta chọn HGT 3 cấp khai triển.



Hình 3.14. Sơ đồ động của hộp giảm tốc

1. Trục uôn. 2. Bộ truyền bánh răng trong. 3. Hộp giảm tốc.
4. Khớp nối. 5. Động cơ.

Hiệu suất chung của hệ thống:

$$\eta = \eta_1^4 \cdot \eta_2^5 \cdot \eta_3$$

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

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

η_3 : Hiệu suất khớp nối. $\eta_3 = 1$

$$\Rightarrow \eta = 0,97^4 \cdot 0,99^5 \cdot 1 = 0,842.$$

Vậy công suất động cơ cần thiết:

$$N_{ct} = \frac{N}{\eta} = \frac{35,57}{0,842} = 42,24 \text{ (kW)}$$

Theo bảng P1.3-[4] chọn động cơ điện không đồng bộ 3 pha kiểu: 4A200L4Y3

$$N = 45 \text{ (kW)}$$

$$n_{đc} = 1473 \text{ (v/ph)}$$

3.3.2. Phân phối tỷ số truyền

Tỷ số truyền được phân phối theo nguyên tắc:

- + Đảm bảo khuôn khổ, trọng lượng hộp giảm tốc là nhỏ nhất.
- + Đảm bảo điều kiện bôi trơn là tốt nhất.

Đối với hộp giảm tốc 3 cấp khai triển, để tạo điều kiện bôi trơn cấp nhanh và cấp chậm bằng phương pháp ngâm dầu như nhau.

$$\text{Với } i_{\text{hgt}} = 66 \rightarrow i_1(i_{\text{nhanh}}) = 0,4643 \cdot i_{\text{HGT}}^{0,609} = 5,96 \quad (\text{CT 3.18-[4]})$$

$$i_2(i_{\text{tg}}) = 1,205 \cdot i_{\text{HGT}}^{0,262} = 3,6 \quad (\text{CT 3.19-[4]})$$

$$i_3(i_{\text{ch}}) = \frac{66}{5,96 \cdot 3,6} = 3,07.$$

❖ Số vòng quay trên các trục hộp tốc độ.

- Trục I : $n_1 = n_{\text{đc}} = 1473$ (v/ph)
- Trục II : $n_2 = \frac{n_1}{i_{\text{nh}}} = \frac{1473}{5,96} = 247,15$ (v/ph)
- Trục III : $n_3 = \frac{n_2}{i_{\text{tg}}} = \frac{247,15}{3,6} = 68,65$ (v/ph)
- Trục IV : $n_4 = \frac{n_3}{i_{\text{ch}}} = \frac{68,65}{3,07} = 22,36$ (v/ph)
- Trục cán I : $n_5 = \frac{n_4}{i_{\text{brn}}} = \frac{21,77}{7} = 3,11$ (v/ph)

Thiết kế hộp giảm tốc làm việc 5 năm, một năm làm việc 300 ngày, ngày làm việc 8 giờ. Hộp giảm tốc như đã chọn là hộp giảm tốc 3 cấp khai triển có sơ đồ như hình 4.2 với động cơ có công suất $N = 45$ (kW).

❖ Công suất trên các trục của hộp giảm tốc:

- Trục I : $N_1 = N_{\text{đc}} \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 45 \cdot 0,99 \cdot 1 = 44,55$ (kW)
- Trục II : $N_2 = N_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 44,55 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 42,78$ (kW)
- Trục III : $N_3 = N_2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 42,78 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 41,08$ (kW)
- Trục IV : $N_4 = N_3 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 41,08 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 39,45$ (kW)
- Trục V : $N_5 = N_4 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 39,45 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 37,88$ (kW)

❖ Mô men xoắn trên các trục của hộp tốc độ:

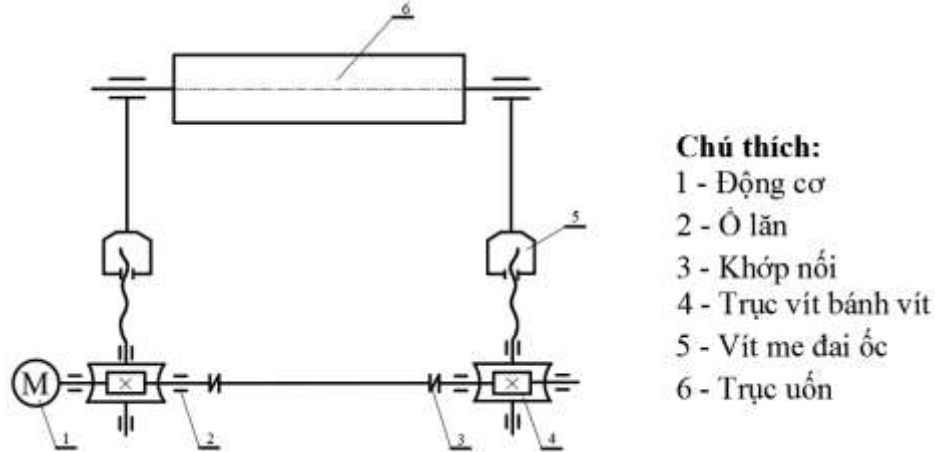
$$M_X = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{N_i}{n_i} \quad (\text{Trang 49-[4]})$$

- Trục I : $M_{X1} = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_1}{n_1} = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{44,55}{1473} = 288,83$ (N.m)
- Trục II : $M_{X2} = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_2}{n_2} = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{42,78}{247,15} = 1653,04$ (N.m)
- Trục III : $M_{X3} = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_3}{n_3} = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{41,08}{68,65} = 5714,7$ (N.m)
- Trục IV : $M_{X4} = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_4}{n_4} = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{39,45}{22,36} = 16849,17$ (N.m)
- Trục V : $M_{X5} = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_5}{n_5} = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{37,88}{3,2} = 113048,12$ (N.m)

3.4. Tính chọn động học của bộ phận ép

3.4.1. Mô hình cơ cấu

Để tạo ra lực ép cho quá trình uốn được ống ta phải thiết kế sao cho quá trình cuốn ống lực ép để tạo ra biên dạng tấm kim loại được ổn định có hiệu quả.



Hình 3.15. Mô hình cơ cấu tạo lực ép

Lực ép được tạo bởi động cơ truyền động trực tiếp qua bộ truyền trục vít- bánh vít và truyền đến vít me- đai ốc tạo lực ép. Đặc tính cho bộ truyền này làm cho cơ cấu vít me- đai ốc quay chậm lại, vít me- đai ốc chịu được lực ép (lực dọc trục) rất lớn, vận tốc trượt chuyển động thấp.

+) Chọn vận tốc vít me- đai ốc: $V = 1$ m/ph.

+) Lực ép được phân bổ trên hai trục do đó nó sẽ bằng lực uốn chia uốn:

$$F_a = \frac{F_3}{2} = \frac{F_4}{2} = \frac{1039230}{2} = 519615 \text{ (N)}.$$

3.4.2. Tính chọn công suất động cơ

Để chọn công suất động cơ ta tính công suất cần thiết:

$$N_{ct} = \frac{N}{\eta} \text{ (kW) (CT 2.8-[4])}$$

Trong đó: η - Hiệu suất truyền động.

N_{ct} - Công suất cần thiết.

N - Công suất làm việc tính theo (CT 2.11-[4]):

$$N = \frac{F.V}{1000} = \frac{519615 \cdot 1}{1000 \cdot 60} = 8,66 \text{ (kW)}$$

Hiệu suất chung của hệ thống:

$$\eta = \eta_1^2 \cdot \eta_2^4 \cdot \eta_3^3 \cdot \eta_4^2 \cdot \eta_5$$

η_1 : Hiệu suất bộ truyền trục vít- bánh vít. $\eta_1 = 0,7$

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

η_3 : Hiệu suất khớp nối. $\eta_3 = 1$

η_4 : Hiệu suất bộ truyền vít me- đai ốc. $\eta_4 = 0,8$

η_5 : Hiệu suất bộ ly hợp. $\eta_5 = 0,95$

$$\Rightarrow \eta = 0,7^2 \cdot 0,99^4 \cdot 1^3 \cdot 0,8^2 \cdot 0,95 = 0,29.$$

Vậy công suất động cơ cần thiết:

$$N_{ct} = \frac{N}{\eta} = \frac{8,66}{0,29} = 29,86 \text{ (kW)}$$

Vậy ta chọn động cơ điện có công suất lớn hơn N_{ct} . Theo bảng P1.3-[4], chọn động cơ điện kiểu 4A180M4Y3 có:

$$N = 30 \text{ (kW)}$$

$$n = 1470 \text{ (vg/phút)}.$$

CHƯƠNG 4. TÍNH TOÁN ĐỘNG LỰC HỌC VÀ THIẾT KẾ CÁC BỘ TRUYỀN

4.1. Tính toán hộp giảm tốc (HGT)

Xác định công suất động cơ, số vòng quay trên trục, phục vụ các bước tính toán thiết kế các bộ truyền, trục và ổ.

Theo chương 3 ta tính được công suất, số vòng quay và momen xoắn trên các trục.

Bảng 4.1. Thông số hộp giảm tốc

	Động cơ	I	II	III	IV
i		1	5,96	3,6	3,07
n (vg/ph)	1473	1473	247,15	68,65	22,36
N (kW)	45	44,55	42,78	41,08	39,45
M _x (Nm)	291,75	288,83	1653,04	5714,7	16849,17

4.2. Thiết kế các bộ truyền

4.2.1. Thiết kế bộ truyền cấp nhanh:

4.2.1.1. Chọn vật liệu:

- Bánh nhỏ: Thép C55 thường hóa, tra bảng 3.8-[2] ta có cơ tính:
 - + $\sigma_{bk}=640$ (N/mm²)
 - + $\sigma_{ch}=320$ (N/mm²)
 - + HB = 220.
- Bánh lớn: Thép C45 thường hóa, tra bảng 3.8-[2] ta có cơ tính:
 - + $\sigma_{bk}=580$ (N/mm²)
 - + $\sigma_{ch}=290$ (N/mm²)
 - + HB = 180.

Để có thể chạy mòn tốt, ta lấy độ rắn của bánh nhỏ lớn hơn độ rắn của bánh lớn khoản 20 đến 50 HB.

$$HB_n = HB_l + (20 \div 50) HB$$

4.2.1.2. 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.

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

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. $T = 8.300.5 = 12000$ (giờ).

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

Vậy số chu kỳ tương đương:

- Bánh lớn: $N_{td2} = 600.1.247,15.12000 = 1,78.10^9$

- Bánh nhỏ: $N_{td1} = 600.1.1473.12000 = 10,6.10^9$

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

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:

$$[\sigma]_{tx1} = 2,6.220 = 572 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- Ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh lớn:

$$[\sigma]_{tx2} = 2,6.180 = 468 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

❖ 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: $\sigma_{-1} = 0,4 \cdot \sigma_{bk1} = 0,4.640 = 256 \text{ (N/mm}^2\text{)}$

- C45 thường hóa: $\sigma_{-1} = 0,4 \cdot \sigma_{bk2} = 0,4.580 = 232 \text{ (N/mm}^2\text{)}$

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

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

4.2.1.3. Sơ bộ chọn hệ số tải trọng:

$$K_{sb} = 1,5.$$

4.2.1.4. Sơ bộ hệ số chiều rộng bánh răng:

$$\Psi_A = 0,5.$$

4.2.1.5. Tính khoảng cách trục theo công thức:

$$A \geq (i + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1,05 \cdot 10^6}{[\sigma]_{tx} \cdot i}\right)^2 \cdot \frac{K \cdot N_1}{\Psi_A \cdot \theta' \cdot n_2}} \quad (\text{CT 3.10-[2]})$$
$$A \geq (5,96 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1,05 \cdot 10^6}{468 \cdot 5,96}\right)^2 \cdot \frac{1,5 \cdot 44,55}{0,5 \cdot 1,15 \cdot 247,15}} = 282,17 \text{ (mm)}$$

$\theta' = 1,15$: 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 $A_{sb} = 300$ (mm).

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

Vận tốc vòng của bánh răng trụ:

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{2\pi \cdot A \cdot n_1}{60 \cdot 1000 \cdot (i + 1)} = \frac{2\pi \cdot 300 \cdot 1473}{60 \cdot 1000 \cdot (5,96 + 1)} = 6,65 \text{ (m/s)} \quad (\text{CT 3.17-[2]})$$

Vậy chọn cấp chính xác chế tạo bánh răng là 8 bảng 3.11-[2].

4.2.1.7. 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.

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

Với vận tốc vòng $V = 6,65$ (m/s) và $HB < 350$ tra bảng 3.14-[2] ta có $K_d = 1,3$.

Vậy $K = 1 \cdot 1,3 = 1,3$.

Tính lại khoảng cách trục A:

$$A = A_{sb} \cdot \sqrt[3]{\frac{K}{K_{sb}}} = 300 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,3}{1,5}} = 286,02 \text{ (mm)}$$

Để đảm bảo điều kiện bôi trơn ngâm dầu: $A = 290$ (mm).

4.2.1.8. Xác định modul, số răng và góc nghiêng bánh răng:

Modul được chọn theo khoảng cách trục:

$$m_n = (0,01 \div 0,02) \cdot A = (2,9 \div 5,8) \text{ (mm)} \quad (\text{CT 3.22-[2]})$$

Tra bảng 3.1-[2] ta chọn: $m_n = 5$ (mm).

Sơ bộ chọn góc nghiêng bánh răng là 12°

Số răng bánh nhỏ:

$$Z_1 = \frac{2.A.\cos\beta}{m_n.(i+1)} = \frac{2.300.\cos 12^0}{5.(5,96+1)} = 16,3 \text{ răng (CT 3.26-[2])}$$

Lấy $Z_1 = 16$ răng.

⇒ Số răng bánh lớn: $Z_2 = i.Z_1 = 5,96.16 = 95,36$ răng

Lấy $Z_2 = 95$ răng.

Tính chính xác góc nghiêng bánh răng

$$\cos\beta = \frac{(Z_1 + Z_2).m_n}{2.A} = \frac{(16 + 95).5}{2.300} = 0,956 \quad (\text{CT 3.28-[2]})$$

⇒ $\beta = \arccos(0,956) = 17^0 3'$.

4.2.1.9. Chiều rộng bánh răng:

$$b = \psi_A.A = 0,5.290 = 145 \text{ (mm)}$$

Chiều rộng bánh răng b thỏa mãn điều kiện:

$$b > \frac{2,5.m_n}{\sin\beta} = \frac{2,5.5}{\sin 17^0 3'} = 42,63 \text{ (mm)}$$

4.2.1.10. Kiểm nghiệm bánh răng:

❖ Kiểm nghiệm sức bền uốn của răng:

Theo công thức 3.34-[2] ta có:

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

Trong đó: $K = 1,3$: Hệ số tải trọng.

N : Công suất của bộ truyền (kW).

y : Hệ số dạng răng.

$Z_{td} = \frac{Z}{\cos^2\beta}$: Số răng tương đương trên bánh.

$$Z_{td1} = \frac{Z}{\cos^2\beta} = \frac{16}{\cos^2 17^0 3'} = 17,5 \text{ răng.}$$

$$Z_{td2} = \frac{Z}{\cos^2\beta} = \frac{95}{\cos^2 17^0 3'} = 103,935 \text{ răng.}$$

Tra bảng 3.18-[2] ta được:

$$y_1 = 0,362, y_2 = 0,517$$

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

m : Mô đun.

$\theta'' = 1,4$: 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:

$$\sigma_{u1} = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot k \cdot N}{y \cdot m^2 \cdot Z_{td} \cdot n \cdot b \cdot \theta} = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot 1,344,55}{0,362 \cdot 5^2 \cdot 16 \cdot 1473 \cdot 145 \cdot 1,4} = 25,55 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- Ứng suất uốn trên bánh lớn:

$$\sigma_{u2} = \frac{y_1}{y_2} \cdot \sigma_{u1} = \frac{0,362}{0,517} \cdot 25,55 = 17,89 \text{ (N/mm}^2\text{)} \quad (\text{CT 3.40-[2]})$$

Vì $\sigma_{u1} < [\sigma_{u1}]$, $\sigma_{u2} < [\sigma_{u2}]$ nên bánh răng đảm bảo độ bền uốn.

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

Theo CT3.41-[2] 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: $K_{qt} = \frac{M_{max}}{M} = 2,2$: 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])

$$\sigma_{tx} = \frac{1,05 \cdot 10^6}{A \cdot i} \cdot \sqrt{\frac{(i+1)^3 \cdot k \cdot N}{b \cdot n_2 \cdot \theta'}} = \frac{1,05 \cdot 10^6}{290 \cdot 5 \cdot 96} \cdot \sqrt{\frac{(5,96+1)^3 \cdot 1,344,55}{145 \cdot 247,15 \cdot 1,35}} = 385,94 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- Ứng suất tiếp xúc khi quá tải:

$$\sigma_{txqt} = \sigma_{tx} \cdot \sqrt{K_{qt}} = 385,94 \cdot \sqrt{2,2} = 572,44 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- Ứng suất uốn khi quá tải:

$$\sigma_{uqt1} = \sigma_{u1} \cdot K_{qt} = 25,55 \cdot 2,2 = 56,21 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{uqt2} = \sigma_{u2} \cdot K_{qt} = 17,89 \cdot 2,2 = 39,358 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- Ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải:

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

$$[\sigma_{txqt2}] = 2,5 \cdot [\sigma]_{tx2} = 2,5 \cdot 468 = 1170 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

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

4.2.1.11. 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: $A = 290$ (mm)
- Modun: $m_n = 5$ (mm)
- Bề rộng răng: $b = 145$ (mm)
- Số răng: $Z_1 = 16$ răng, $Z_2 = 95$ răng
- Góc ăn khớp: $\alpha = 20^\circ$
- Góc nghiêng: $\beta = 17^\circ 3'$

- Đường kính vòng chia:

$$d_1 = \frac{Z_1 \cdot m_n}{\cos \beta} = \frac{16 \cdot 5}{\cos 17^\circ 3'} = 84 \text{ (mm)}$$

$$d_2 = \frac{Z_2 \cdot m_n}{\cos \beta} = \frac{95 \cdot 5}{\cos 17^\circ 3'} = 497 \text{ (mm)}$$

- Đường kính vòng đỉnh:

$$D_{e1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 84 + 2 \cdot 5 = 94 \text{ (mm)}$$

$$D_{e2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 497 + 2 \cdot 5 = 507 \text{ (mm)}$$

- Đường kính vòng chân:

$$D_{i1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 84 - 2,5 \cdot 5 = 71,5 \text{ (mm)}$$

$$D_{i2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 497 - 2,5 \cdot 5 = 484,5 \text{ (mm)}$$

4.2.1.12. Tính lực tác dụng:

- Lực vòng:

$$P_1 = P_2 = \frac{2 \cdot M_{x1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 288,83 \cdot 1000}{84} = 6877 \text{ (N)}$$

- Lực hướng tâm:

$$P_{r1} = P_{r2} = P_1 \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 6877 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 17^\circ 3'} = 2618 \text{ (N)}$$

- Lực dọc trục:

$$P_{a1} = P_{a2} = P_1 \cdot \tan \beta = 6877 \cdot \tan 17^\circ 3' = 2109 \text{ (N)}$$

4.2.2. Thiết kế bộ truyền trung gian:

4.2.2.1. Chọn vật liệu:

- Bánh nhỏ: Thép 40Cr tôi cải thiện, tra bảng 3.8-[2] ta có cơ tính:
 - + $\sigma_{bk} = 800$ (N/mm²)
 - + $\sigma_{ch} = 500$ (N/mm²)
 - + HB = 250
- Bánh lớn: Thép 40Cr thường hóa, tra bảng 3.8-[2] ta có cơ tính:
 - + $\sigma_{bk} = 700$ (N/mm²)
 - + $\sigma_{ch} = 450$ (N/mm²)
 - + HB = 210

- Để có thể chạy mòn tốt, ta lấy độ rắn của bánh nhỏ lớn hơn độ rắn của bánh lớn khoản 20 đến 50 HB.

$$HB_n = HB_1 + (20 \div 50)HB$$

4.2.2.2. 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. $T = 8 \cdot 300 \cdot 5 = 12000$ (giờ).

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

Vậy số chu kỳ tương đương:

- Bánh lớn: $N_{td4} = 600 \cdot 1 \cdot 68,65 \cdot 12000 = 4,94 \cdot 10^8$

- Bánh nhỏ: $N_{td3} = 600 \cdot 1 \cdot 247,15 \cdot 12000 = 17,8 \cdot 10^9$

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:

$$[\sigma]_{tx3} = 2,6 \cdot 250 = 650 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- Ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh lớn:

$$[\sigma]_{tx4} = 2,6 \cdot 210 = 546 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- ❖ 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 $N_{td1}, N_{td2} \gg N_0$

Giới hạn mỏi uốn của thép:

- Thép 40Cr thường hóa: $\sigma_{-1} = 0,4 \cdot \sigma_{bk} = 0,4 \cdot 700 = 280$ (N/mm²).
- Thép 40Cr tôi cải thiện: $\sigma_{-1} = 0,4 \cdot \sigma_{bk} = 0,4 \cdot 800 = 320$ (N/mm²).

$$\Rightarrow [\sigma]_{u3} = \frac{320}{1,5 \cdot 1,8} = 118,52 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$[\sigma]_{u4} = \frac{280}{1,5 \cdot 1,8} = 103,7 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

4.2.2.3. Sơ bộ chọn hệ số tải trọng:

$$K_{sb} = 1,5.$$

4.2.2.4. Sơ bộ hệ số chiều rộng bánh răng:

$$\Psi_A = 0,5.$$

4.2.2.5. Tính khoảng cách trục theo công thức:

$$A \geq (i + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1,05 \cdot 10^6}{[\sigma]_{tx} \cdot i}\right)^2 \cdot \frac{K \cdot N_2}{\Psi_A \cdot \theta \cdot n_3}} \quad (\text{CT 3.10-[2]})$$

$$A \geq (3,6 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1,05 \cdot 10^6}{546 \cdot 3,6}\right)^2 \cdot \frac{1,5 \cdot 42,78}{0,5 \cdot 1,15 \cdot 68,65}} = 356,09 \text{ (mm)}$$

$\theta = 1,15$: 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 $A_{sb} = 360$ (mm).

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

Vận tốc vòng của bánh răng trụ:

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{2\pi \cdot A \cdot n_2}{60 \cdot 1000 \cdot (i + 1)} = \frac{2\pi \cdot 360 \cdot 247,15}{60 \cdot 1000 \cdot (3,6 + 1)} = 2 \text{ (m/s)} \quad (\text{CT 3.17-[2]})$$

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

4.2.2.7. 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 $V = 2$ (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).

$$\text{Khoảng cách trục: } A = A_{sb} \cdot \sqrt[3]{\frac{K}{K_{sb}}} = 360 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,2}{1,3}} = 334,2 \text{ (mm)} \quad (\text{CT 3.21-[2]})$$

Để đảm bảo điều kiện bôi trơn ngâm dầu chọn: $A = 350$ (mm).

4.2.2.8. Xác định modul, số răng và góc nghiêng bánh răng:

Modul được chọn theo khoảng cách trục:

$$m_n = (0,01 \div 0,02).A = (3,5 \div 7) \text{ (mm)} \quad (\text{CT 3.22-[2]})$$

Tra bảng 3.1-[2] ta chọn: $m_n = 6$ (mm).

Sơ bộ chọn góc nghiêng bánh răng là 12°

Số răng bánh nhỏ:

$$Z_3 = \frac{2.A.\cos\beta}{m_n.(i+1)} = \frac{2.350.\cos 12^\circ}{6.(3,6+1)} = 24,8 \quad (\text{CT 3.26-[2]})$$

Lấy $Z_3 = 25$ răng.

\Rightarrow Số răng bánh lớn: $Z_4 = i.Z_3 = 25.3,6 = 90$.

Lấy $Z_4 = 90$ răng.

Tính chính xác góc nghiêng bánh răng:

$$\cos\beta = \frac{(Z_3 + Z_4).m_n}{2.A} = \frac{(25 + 90).6}{2.350} = 0,986 \quad (\text{CT 3.28-[2]})$$

$\Rightarrow \beta = \arccos(0,986) = 9^\circ 35'$

4.2.2.9. Chiều rộng bánh răng:

$$b = \psi_A.A = 0,5.350 = 175 \text{ (mm)}$$

Chiều rộng bánh răng b thỏa mãn điều kiện:

$$b > \frac{2,5.m_n}{\sin\beta} = \frac{2,5.6}{\sin 9^\circ 35'} = 90,1 \text{ (mm)}$$

4.2.2.10. Kiểm nghiệm bánh răng:

❖ Kiểm nghiệm sức bền uốn của răng:

Theo công thức 3.34-[2] ta có:

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

Trong đó: $K = 1,2$: Hệ số tải trọng.

N : Công suất của bộ truyền (kW).

y : Hệ số dạng răng.

$Z_{td} = \frac{Z}{\cos^2\beta}$: Số răng tương đương trên bánh.

$$Z_{td3} = \frac{Z}{\cos^2\beta} = \frac{25}{\cos^2 9^\circ 35'} = 25,71 \text{ răng.}$$

$$Z_{td4} = \frac{Z}{\cos^2\beta} = \frac{90}{\cos^2 9^\circ 35'} = 92,56 \text{ răng.}$$

Tra bảng 3.18-[2] ta được:

$$y_3=0,432, y_4=0,517$$

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

m: Mô đun.

$\theta'' = 1,4$: 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:

$$\sigma_{u3} = \frac{19,1.10^6 .k.N}{y.m^2.Z.n.b.\theta''} = \frac{19,1.10^6 .1,2.42,78}{0,432.6^2 .25.247,15.175.1,4} = 41,65 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- Ứng suất uốn trên bánh lớn:

$$\sigma_{u4} = \frac{y_3}{y_4} . \sigma_{u3} = \frac{0,432}{0,517} . 41,65 = 34,8 \text{ (N/mm}^2\text{)} \quad (\text{CT 3.40-[2]})$$

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 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: $K_{qt} = \frac{M_{\max}}{M} = 2,2$: 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])

$$\sigma_{tx} = \frac{1,05.10^6}{A.i} \cdot \sqrt{\frac{(i+1)^3 .k.N}{b.n_3.\theta'}} = \frac{1,05.10^6}{350.3,6} \cdot \sqrt{\frac{(3,6+1)^3 .1,2.42,78}{175.68,65.1,15}} = 501,1 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- Ứng suất tiếp xúc khi quá tải:

$$\sigma_{txqt} = \sigma_{tx} \cdot \sqrt{K_{qt}} = 501,1 \cdot \sqrt{2,2} = 743,25 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- Ứng suất uốn khi quá tải:

$$\sigma_{uqt3} = \sigma_{u3} \cdot K_{qt} = 41,65 \cdot 2,2 = 91,63 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{uqt4} = \sigma_{u4} \cdot K_{qt} = 34,8 \cdot 2,2 = 76,56 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- Ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải:

$$[\sigma_{txqt3}] = 2,5 \cdot [\sigma]_{tx3} = 2,5 \cdot 650 = 1625 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$[\sigma_{txqt4}] = 2,5 \cdot [\sigma]_{tx4} = 2,5 \cdot 598 = 1495 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- Ứng suất uốn cho phép khi quá tải:

$$[\sigma_{uqt3}] = 0,8 \cdot \sigma_{ch3} = 0,8 \cdot 500 = 400 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$[\sigma_{uqt4}] = 0,8 \cdot \sigma_{ch4} = 0,8 \cdot 450 = 360 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Vì $[\sigma_{txqt3}], [\sigma_{txqt4}] > \sigma_{txqt}$ và $[\sigma_{uqt3}], [\sigma_{uqt4}] > \sigma_{uqt3}, \sigma_{uqt4}$ nên đảm bảo độ bền quá tải.

4.2.2.11. 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: $A = 350 \text{ (mm)}$
- Modun: $m_n = 6 \text{ (mm)}$
- Bề rộng răng: $b = 175 \text{ (mm)}$
- Số răng: $Z_3 = 25, Z_4 = 90$
- Góc ăn khớp: $\alpha = 20^\circ$
- Góc nghiêng: $\beta = 9^\circ 35'$
- Đường kính vòng chia:

$$d_3 = \frac{Z_3 \cdot m_n}{\cos \beta} = \frac{25 \cdot 6}{\cos 9^\circ 35'} = 152 \text{ (mm)}$$

$$d_4 = \frac{Z_4 \cdot m_n}{\cos \beta} = \frac{90 \cdot 6}{\cos 9^\circ 35'} = 548 \text{ (mm)}$$

- Đường kính vòng đỉnh:
 $D_{e3} = d_3 + 2 \cdot m_n = 152 + 2 \cdot 6 = 164 \text{ (mm)}$
 $D_{e4} = d_4 + 2 \cdot m_n = 548 + 2 \cdot 6 = 560 \text{ (mm)}$
- Đường kính vòng chân:
 $D_{i3} = d_3 - 2,5 \cdot m_n = 152 - 2,5 \cdot 6 = 137 \text{ (mm)}$
 $D_{i4} = d_4 - 2,5 \cdot m_n = 548 - 2,5 \cdot 6 = 533 \text{ (mm)}$

4.2.2.12. Tính lực tác dụng:

- Lực vòng:

$$P_3 = P_4 = \frac{2 \cdot M_{x2}}{d_3} = \frac{2 \cdot 1653,04 \cdot 1000}{152} = 21751 \text{ (N)}$$

- Lực hướng tâm:

$$P_{r3} = P_{r4} = P_3 \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 21751 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 9^\circ 35'} = 8029 \text{ (N)}$$

- Lực dọc trục:

$$P_{a3} = P_{a4} = P_3 \cdot \tan \beta = 21751 \cdot \tan 9^\circ 35' = 3672 \text{ (N)}$$

4.2.3. Thiết kế bộ truyền cấp chậm :

Bộ truyền cấp chậm làm việc với số vòng quay không quá lớn nên ta chọn bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng.

4.2.3.1. Chọn vật liệu:

- Bánh nhỏ: Thép 40Cr tôi cải thiện, tra bảng 3.8-[2] ta có cơ tính:
 - + $\sigma_{bk} = 800$ (N/mm²)
 - + $\sigma_{ch} = 500$ (N/mm²)
 - + HB= 250
- Bánh lớn: Thép 40Cr thường hóa, tra bảng 3.8-[2] ta có cơ tính:
 - + $\sigma_{bk} = 700$ (N/mm²)
 - + $\sigma_{ch} = 450$ (N/mm²)
 - + HB= 230
- Để có thể chạy mòn tốt, ta lấy độ rắn của bánh nhỏ lớn hơn độ rắn của bánh lớn khoản 20 đến 50 HB.

$$HB_n = HB_1 + (20 \div 50) HB$$

4.2.3.2. 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= 8.300.5= 12000 (giờ).

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

Vậy số chu kỳ tương đương:

$$\text{- Bánh lớn: } N_{td6} = 600 \cdot 1.22,36 \cdot 12000 = 1,6 \cdot 10^8$$

$$\text{- Bánh nhỏ: } N_{td5} = 600 \cdot 1.68,65 \cdot 12000 = 4,94 \cdot 10^8$$

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:

$$[\sigma]_{tx5} = 2,6 \cdot 250 = 650 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- Ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh lớn:

$$[\sigma]_{tx6} = 2,6.230 = 598 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

❖ Ứng suất uốn cho phép

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

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

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

n: Hệ số an toàn.

K_σ : Hệ số tập trung ứng suất ở chân răng.

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

Giới hạn mỏi uốn của thép:

- Thép 40Cr thường hóa: $\sigma_{-1} = 0,4.\sigma_{bk} = 0,4.700 = 280 \text{ (N/mm}^2\text{)}$.
- Thép 40Cr tôi cải thiện: $\sigma_{-1} = 0,4.\sigma_{bk} = 0,4.800 = 320 \text{ (N/mm}^2\text{)}$.

$$\Rightarrow [\sigma]_{u5} = \frac{320}{1,5.1,8} = 118,52 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$[\sigma]_{u6} = \frac{280}{1,5.1,8} = 103,7 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

4.2.3.3. Sơ bộ chọn hệ số tải trọng:

$$K_{sb} = 1,5.$$

4.2.3.4. Sơ bộ hệ số chiều rộng bánh răng:

$$\Psi_A = 0,5.$$

4.2.3.5. Tính khoảng cách trục theo công thức:

$$A \geq (i + 1) . \sqrt[3]{\left(\frac{1,05.10^6}{[\sigma]_{tx.i}}\right)^2 \cdot \frac{K.N_3}{\Psi_A.n_4}} \quad (\text{CT 3.9-[2]})$$

$$A \geq (3,07 + 1) . \sqrt[3]{\left(\frac{1,05.10^6}{598.3,07}\right)^2 \cdot \frac{1,5.41,08}{0,5.22,36}} = 472,8 \text{ (mm)}$$

Chọn $A_{sb} = 475 \text{ (mm)}$.

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

Vận tốc vòng của bánh răng trụ:

$$V = \frac{\pi.d.n_3}{60.1000} = \frac{2\pi.A.n_3}{60.1000.(i+1)} = \frac{2\pi.475.68,65}{60.1000.(3,07+1)} = 0,84 \text{ (m/s)} \quad (\text{CT 3.17-[2]})$$

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

4.2.3.7. Tính chính xác hệ số tải trọng K:

Hệ số tải trọng được tính theo công thức:

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

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 $V = 0,84$ (m/s) và $HB < 350$ tra bảng 3.14-[2] ta có $K_d = 1,1$.

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

$$\text{Khoảng cách trục: } A = A_{sb} \cdot \sqrt[3]{\frac{K}{K_{sb}}} = 475 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,1}{1,5}} = 428,34 \text{ (mm)} \quad (\text{CT 3.21-[2]})$$

Để đảm bảo điều kiện bôi trơn ngâm dầu chọn: $A = 450$ (mm).

4.2.3.8. Xác định modul, số răng và góc nghiêng bánh răng:

Modul được chọn theo khoảng cách trục:

$$m_n = (0,01 \div 0,02) \cdot A = (4,5 \div 9) \text{ (mm)} \quad (\text{CT 3.22-[2]})$$

Tra bảng 3.1-[2] ta chọn: $m_n = 5$ (mm).

Sơ bộ chọn góc nghiêng bánh răng là 12°

Số răng bánh nhỏ:

$$Z_5 = \frac{2 \cdot A}{m_n \cdot (i + 1)} = \frac{2 \cdot 450}{5 \cdot (3,07 + 1)} = 44,23 \quad (\text{CT 3.24-[2]})$$

Lấy $Z_5 = 44$ răng.

$$\Rightarrow \text{Số răng bánh lớn: } Z_6 = i \cdot Z_5 = 44 \cdot 3,07 = 135,08.$$

Lấy $Z_6 = 135$ răng.

4.2.3.9. Chiều rộng bánh răng:

$$b = \psi_A \cdot A = 0,5 \cdot 450 = 225 \text{ (mm)}$$

4.2.3.10. Kiểm nghiệm bánh răng:

❖ Kiểm nghiệm sức bền uốn của răng:

Theo công thức 3.33-[2] ta có:

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

Trong đó: $K = 1,2$: Hệ số tải trọng.

N : Công suất của bộ truyền (kW).

y : Hệ số dạng răng.

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

$$Z_{td5} = Z_5 = 44 \text{ răng.}$$

$$Z_{td6} = Z_6 = 135 \text{ răng.}$$

Tra bảng 3.18-[2] ta được:

$$y_5 = 0,481; y_6 = 0,517$$

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

m : Mô đun.

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

- Ứng suất uốn trên bánh nhỏ:

$$\sigma_{u5} = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot k \cdot N}{y \cdot m^2 \cdot Z \cdot n \cdot b} = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot 1,141,08}{0,481 \cdot 5^2 \cdot 44 \cdot 68,65 \cdot 225} = 105,6 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- Ứng suất uốn trên bánh lớn:

$$\sigma_{u6} = \frac{y_5}{y_6} \cdot \sigma_{u5} = \frac{0,481}{0,517} \cdot 105,6 = 98,25 \text{ (N/mm}^2\text{)} \quad (\text{CT 3.40-[2]})$$

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: $K_{qt} = \frac{M_{\max}}{M} = 2,2$: 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 3.13-[2])

$$\sigma_{tx} = \frac{1,05 \cdot 10^6}{A \cdot i} \cdot \sqrt{\frac{(i+1)^3 \cdot k \cdot N}{b \cdot n_4}} = \frac{1,05 \cdot 10^6}{450 \cdot 3,07} \cdot \sqrt{\frac{(3,07+1)^3 \cdot 1,141,08}{225 \cdot 22,36}} = 591,5 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- Ứng suất tiếp xúc khi quá tải:

$$\sigma_{txqt} = \sigma_{tx} \cdot \sqrt{K_{qt}} = 591,5 \cdot \sqrt{2,2} = 743,25 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- Ứng suất uốn khi quá tải:

$$\sigma_{uqt5} = \sigma_{u5} \cdot K_{qt} = 105,6 \cdot 2,2 = 232,32 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{uqt6} = \sigma_{u6} \cdot K_{qt} = 98,25 \cdot 2,2 = 216,15 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- Ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải:

$$[\sigma_{txqt5}] = 2,5 \cdot [\sigma]_{tx5} = 2,5 \cdot 650 = 1625 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$[\sigma_{txqt6}] = 2,5 \cdot [\sigma]_{tx6} = 2,5 \cdot 598 = 1495 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- Ứng suất uốn cho phép khi quá tải:

$$[\sigma_{uqt5}] = 0,8 \cdot \sigma_{ch5} = 0,8 \cdot 500 = 400 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$[\sigma_{uqt6}] = 0,8 \cdot \sigma_{ch6} = 0,8 \cdot 450 = 360 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Vì $[\sigma_{txqt5}], [\sigma_{txqt6}] > \sigma_{txqt}$ và $[\sigma_{uqt5}], [\sigma_{uqt6}] > \sigma_{uqt5}, \sigma_{uqt6}$ nên đảm bảo độ bền quá tải.

4.2.3.11. 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: $A = 450$ (mm)
- Modul: $m_n = 5$ (mm)
- Bề rộng răng: $b = 225$ (mm)
- Số răng: $Z_5 = 44$ răng, $Z_6 = 135$ răng.
- Góc ăn khớp: $\alpha = 20^\circ$
- Đường kính vòng chia:
 $d_5 = Z_5 \cdot m_n = 44 \cdot 5 = 220$ (mm)
 $d_6 = Z_6 \cdot m_n = 135 \cdot 5 = 675$ (mm)
- Đường kính vòng đỉnh:
 $D_{e5} = d_5 + 2 \cdot m_n = 220 + 2 \cdot 5 = 230$ (mm)
 $D_{e6} = d_6 + 2 \cdot m_n = 675 + 2 \cdot 5 = 685$ (mm)
- Đường kính vòng chân:
 $D_{i5} = d_5 - 2,5 \cdot m_n = 220 - 2,5 \cdot 5 = 207,5$ (mm)
 $D_{i6} = d_6 - 2,5 \cdot m_n = 675 - 2,5 \cdot 5 = 662,5$ (mm)

4.2.3.12. Tính lực tác dụng:

- Lực vòng:

$$P_5 = P_6 = \frac{2 \cdot M_{x3}}{d_5} = \frac{2 \cdot 5714,7 \cdot 1000}{220} = 51952 \text{ (N)}$$

- Lực hướng tâm:

$$P_{r5} = P_{r6} = p_5 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 51951,82 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 18909 \text{ (N)}$$

4.2.4. Thiết kế bộ truyền bánh răng ngoài:

Bộ truyền bánh răng ngoài làm việc với số vòng quay khá nhỏ và tỷ số truyền lớn nên ta chọn bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng và ăn khớp trong để giảm khoảng cách trục của trục ra hộp giảm tốc và trục cán từ đó giảm chiều rộng máy.

4.2.4.1. Chọn vật liệu:

- Bánh nhỏ: Thép 40Cr, tôi cải thiện, tra bảng 3.8-[2] ta có cơ tính:
 - + $\sigma_{bk} = 800$ (N/mm²)
 - + $\sigma_{ch} = 500$ (N/mm²)
 - + HB = 250
- Bánh lớn: Thép 40Cr, thường hóa, tra bảng 3.8-[2] ta có cơ tính:
 - + $\sigma_{bk} = 700$ (N/mm²)
 - + $\sigma_{ch} = 450$ (N/mm²)
 - + HB = 230

- Để có thể chạy mòn tốt, ta lấy độ rắn của bánh nhỏ lớn hơn độ rắn của bánh lớn khoản 20 đến 50 HB.

$$HB_n = HB_l + (20 \div 50) HB$$

4.2.4.2. 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:

$$N_{td} = N = 600 \cdot u \cdot n \cdot T \quad (CT 3.3-[2])$$

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

T: Tổng số giờ làm việc. T = 8.300.5 = 12000 (giờ).

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

Vậy số chu kỳ tương đương:

- Bánh lớn: $N_{td8} = 600 \cdot 1.3,2 \cdot 12000 = 2,3 \cdot 10^7$

- Bánh nhỏ: $N_{td7} = 600 \cdot 1.22,36 \cdot 12000 = 1,6 \cdot 10^8$

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

Do $N_{td7}, N_{td8} \gg N_0$ 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:

$$[\sigma]_{tx7} = 2,6 \cdot 250 = 650 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- Ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh lớn:

$$[\sigma]_{tx8} = 2,6 \cdot 230 = 598 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- ❖ 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 $N_{td1}, N_{td2} \gg N_0$

Giới hạn mỏi uốn của thép:

- Thép 40Cr thường hóa: $\sigma_{-1} = 0,4 \cdot \sigma_{bk} = 0,4 \cdot 700 = 280$ (N/mm²).
- Thép 40Cr tôi cải thiện: $\sigma_{-1} = 0,4 \cdot \sigma_{bk} = 0,4 \cdot 800 = 320$ (N/mm²).

$$\Rightarrow [\sigma]_{u7} = \frac{320}{1,5 \cdot 1,8} = 118,52 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$[\sigma]_{u8} = \frac{280}{1,5 \cdot 1,8} = 103,7 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

4.2.4.3. Sơ bộ chọn hệ số tải trọng:

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

4.2.4.4. Sơ bộ hệ số chiều rộng bánh răng:

$$\Psi_A = 0,5.$$

4.2.4.5. Tính khoảng cách trục theo công thức:

$$A \geq (i - 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1,05 \cdot 10^6}{[\sigma]_{tx} \cdot i}\right)^2 \cdot \frac{K \cdot N_4}{\Psi_A \cdot n_5}} \quad \text{(CT 3.9-[2])}$$

$$A \geq (7 - 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1,05 \cdot 10^6}{598 \cdot 7}\right)^2 \cdot \frac{1,3 \cdot 39,45}{0,5 \cdot 3,2}} = 758,05 \text{ (mm)}$$

Chọn $A_{sb} = 760$ (mm).

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

Vận tốc vòng của bánh răng trụ:

$$V = \frac{2\pi \cdot A \cdot n_4}{60 \cdot 1000 \cdot (i - 1)} = \frac{2\pi \cdot 760 \cdot 22,36}{60 \cdot 1000 \cdot (7 - 1)} = 0,3 \text{ (m/s)} \quad \text{(CT 3.17-[2])}$$

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

4.2.4.7. 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.

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

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

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

Khoảng cách trục: $A = A_{sb} \cdot \sqrt[3]{\frac{K}{K_{sb}}} = 760 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,1}{1,3}} = 718,84$ (mm) (CT 3.21-[2])

Để đảm bảo điều kiện bôi trơn ngâm dầu chọn: $A = 720$ (mm).

4.2.4.8. Xác định modul, số răng và góc nghiêng bánh răng:

Modun được chọn theo khoảng cách trục:

$$m_n = (0,01 \div 0,02).A = (7,2 \div 14,4) \text{ (mm)} \quad (\text{CT 3.22-[2]})$$

Tra bảng 3.1-[2] ta chọn: $m_n = 12 \text{ (mm)}$.

Số răng bánh nhỏ:

$$Z_7 = \frac{2.A}{m_n.(i-1)} = \frac{2.720}{12.(7-1)} = 20 \text{ răng} \quad (\text{CT 3.24-[2]})$$

Lấy $Z_7 = 20$ răng.

\Rightarrow Số răng bánh lớn: $Z_8 = i.Z_7 = 7.20 = 140$ răng.

Lấy $Z_8 = 140$ răng.

4.2.4.9. Chiều rộng bánh răng:

$$b = \psi_A.A = 0,5.720 = 360 \text{ (mm)}$$

4.2.4.10. Kiểm nghiệm bánh răng:

❖ Kiểm nghiệm sức bền uốn của răng:

Theo công thức 3.33-[2] ta có:

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

Trong đó: $K = 1,2$: Hệ số tải trọng.

N : Công suất của bộ truyền (kW).

y : Hệ số dạng răng.

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

$$Z_{td7} = Z_7 = 20 \text{ răng.}$$

$$Z_{td8} = Z_8 = 140 \text{ răng.}$$

Tra bảng 3.18-[2] ta được:

$$y_7 = 0,392; y_8 = 0,517$$

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

m : Mô đun.

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

- Ứng suất uốn trên bánh nhỏ:

$$\sigma_{u7} = \frac{19,1.10^6.k.N}{y.m^2.Z.n.b} = \frac{19,1.10^6.1,1.39,45}{0,392.12^2.20.22,36.360} = 91,2 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- Ứng suất uốn trên bánh lớn:

$$\sigma_{u8} = \frac{y_7}{y_8} \cdot \sigma_{u7} = \frac{0,392}{0,517} \cdot 91,2 = 69,15 \text{ (N/mm}^2\text{)} \quad (\text{CT 3.40-[2]})$$

Vì $\sigma_{u7} < [\sigma_{u7}]$, $\sigma_{u8} < [\sigma_{u8}]$ 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:

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

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

Trong đó: $K_{\text{qt}} = \frac{M_{\text{max}}}{M} = 2,2$: 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 3.13-[2])

$$\sigma_{\text{tx}} = \frac{1,05 \cdot 10^6}{A \cdot i} \cdot \sqrt{\frac{(i-1)^3 \cdot k \cdot N}{b \cdot n_5}} = \frac{1,05 \cdot 10^6}{720 \cdot 7} \cdot \sqrt{\frac{(7-1)^3 \cdot 1,1 \cdot 39,45}{360 \cdot 3,2}} = 594,26 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- Ứng suất tiếp xúc khi quá tải:

$$\sigma_{\text{txqt}} = \sigma_{\text{tx}} \cdot \sqrt{K_{\text{qt}}} = 594,26 \cdot \sqrt{2,2} = 881,43 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- Ứng suất uốn khi quá tải:

$$\sigma_{\text{uqt7}} = \sigma_{\text{u7}} \cdot K_{\text{qt}} = 91,2 \cdot 2,2 = 200,64 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{\text{uqt8}} = \sigma_{\text{u8}} \cdot K_{\text{qt}} = 69,15 \cdot 2,2 = 152,13 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- Ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải:

$$[\sigma_{\text{txqt7}}] = 2,5 \cdot [\sigma]_{\text{tx7}} = 2,5 \cdot 650 = 1625 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$[\sigma_{\text{txqt8}}] = 2,5 \cdot [\sigma]_{\text{tx8}} = 2,5 \cdot 598 = 1495 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- Ứng suất uốn cho phép khi quá tải:

$$[\sigma_{\text{uqt7}}] = 0,8 \cdot \sigma_{\text{ch7}} = 0,8 \cdot 500 = 400 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$[\sigma_{\text{uqt8}}] = 0,8 \cdot \sigma_{\text{ch8}} = 0,8 \cdot 450 = 360 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Vì $[\sigma_{\text{txqt7}}], [\sigma_{\text{txqt8}}] > \sigma_{\text{txqt}}$ và $[\sigma_{\text{uqt7}}], [\sigma_{\text{uqt8}}] > \sigma_{\text{uqt7}}, \sigma_{\text{uqt8}}$ nên đảm bảo độ bền quá tải.

4.2.4.11. 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: $A = 720 \text{ (mm)}$
- Modun: $m_n = 12 \text{ (mm)}$
- Bề rộng răng: $b = 360 \text{ (mm)}$
- Số răng: $Z_7 = 20 \text{ răng}, Z_8 = 140 \text{ răng.}$
- Góc ăn khớp: $\alpha = 20^\circ$
- Đường kính vòng chia:

$$d_7 = Z_7 \cdot m_n = 20 \cdot 12 = 240 \text{ (mm)}$$

$$d_8 = Z_8 \cdot m_n = 140 \cdot 12 = 1680 \text{ (mm)}$$

- Đường kính vòng đỉnh:

$$D_{e7} = d_7 + 2 \cdot m_n = 240 + 2 \cdot 12 = 264 \text{ (mm)}$$

$$D_{e8} = d_8 - 2 \cdot m_n + \delta = 1680 - 2 \cdot 12 + 1,3 = 1657,3 \text{ (mm)}$$

$$\text{Với } \delta = \frac{15,2 \cdot m}{Z_8} = 1,3$$

- Đường kính vòng chân:

$$D_{i7} = d_7 - 2,5 \cdot m_n = 240 - 2,5 \cdot 12 = 210 \text{ (mm)}$$

$$D_{i8} = d_8 - (2,5 + 2,6) \cdot m_n = 1680 - 5,1 \cdot 12 = 1741 \text{ (mm)}$$

4.2.4.12. Tính lực tác dụng:

- Lực vòng:

$$P_7 = P_8 = \frac{2 \cdot M_{x4}}{d_7} = \frac{2 \cdot 16849,17 \cdot 1000}{240} = 140410 \text{ (N)}$$

- Lực hướng tâm:

$$p_{r7} = p_{r8} = p_7 \cdot \text{tg} \alpha = 140409,75 \cdot \text{tg} 20^\circ = 51105 \text{ (N)}$$

4.3. Thiết kế trục:

4.3.1. Chọn vật liệu:

- Chọn vật liệu chế tạo trục là thép 40Cr tôi cải thiện.
- Cơ tính: $\sigma_b = 950 \text{ (N/mm}^2\text{)}$; $\sigma_{ch} = 700 \text{ (N/mm}^2\text{)}$; HB = 260.

4.3.2. 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 = 44,555 (kW), n = 1473 (v/ph).

$$\Rightarrow d \geq 120 \cdot \sqrt[3]{\frac{44,55}{1473}} = 37,38 \text{ (mm)}$$

- Trục II: N = 42,78 (kW), n = 247,15 (v/ph).

$$\Rightarrow d \geq 120 \cdot \sqrt[3]{\frac{42,78}{247,15}} = 66,88 \text{ (mm)}$$

- Trục III: N = 41,08 (kW), n = 68,65 (v/ph).

$$\Rightarrow d \geq 120 \cdot \sqrt[3]{\frac{41,08}{68,65}} = 101,12 \text{ (mm)}$$

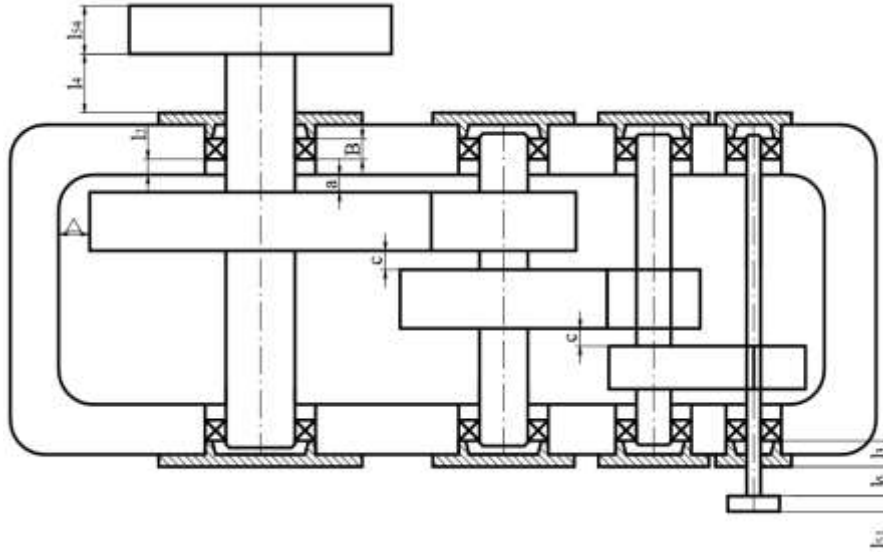
- Trục IV: $N = 39,45$ (kW), $n = 22,36$ (v/ph).

$$\Rightarrow d \geq 120 \cdot \sqrt[3]{\frac{39,45}{22,36}} = 145 \text{ (mm)}$$

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

$$d_1 = 40 \text{ (mm)}, d_2 = 70 \text{ (mm)}, d_3 = 105 \text{ (mm)}, d_4 = 145 \text{ (mm)}$$

4.3.3. Các thông số cơ bản:



Hình 4.1. 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:
 $a = 15$ (mm).
- Chiều rộng của ổ: $B_1 = 26$ (mm), $B_2 = 35$ (mm), $B_3 = 50$ (mm), $B_4 = 60$ (mm)
(chọn sơ bộ theo bảng 10.2-[4]).
- Khoảng cách giữa các chi tiết quay: $c = 15$ (mm).
- Khe hở giữa bánh răng và thành trong của hộp: $\Delta = 20$ (mm).
- Khoảng cách từ cạnh ổ đến thành trong của hộp: $l_2 = 10$ (mm).
- Chiều cao nắp và đầu bulông: $l_3 = 20$ (mm).
- Khoảng cách từ nắp ổ đến nối trục: $l_6 = 40$ (mm).
- Khoảng cách từ nắp ổ đến mặt cạnh chi tiết quay ngoài hộp: $l_4 = 20$ (mm).
- Chiều dài phần may σ lắp với trục:
+ Chiều dài may σ lắp trên bánh răng:
 $l_{m12} = l_{m22} = 145$ (mm)

$$l_{m23} = l_{m32} = 175 \text{ (mm)}$$

$$l_{m33} = l_{m42} = 225 \text{ (mm)}$$

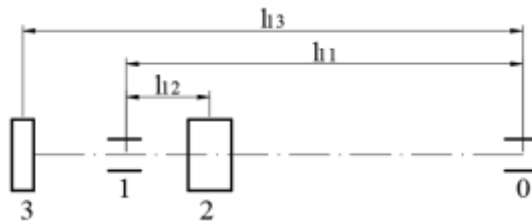
$$l_{54} = 360 \text{ (mm)}.$$

+ Chiều dài nửa may σ khớp nối:

$$l_{51} = (1,4 \div 2,5) \cdot d_1 = (1,4 \div 2,5) \cdot 40 = 56 \div 100 \rightarrow \text{Chọn } l_{51} = 90 \text{ (mm)}.$$

- Tính các giá trị khác:

+ Trục I:



Hình 4.2. Sơ đồ kích thước trục 1

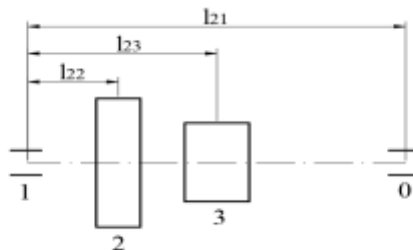
$$l_{12} = l_{22} = 127,5 \text{ (mm)}$$

$$l_{11} = l_{21} = 685 \text{ (mm)}$$

$$l_{13} = l_{11} + \frac{B_4}{2} + \frac{l_{51}}{2} + l_6 + l_3$$

$$= 685 + 30 + 45 + 40 + 20 = 820 \text{ (mm)}.$$

+ Trục II:



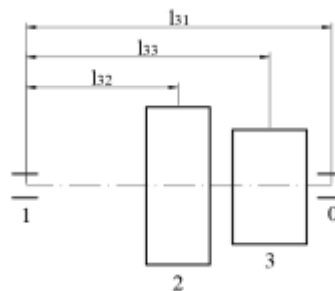
Hình 4.3. Sơ đồ kích thước trục 2

$$l_{23} = l_{32} = 302,5 \text{ (mm)}$$

$$l_{21} = l_{31} = 685 \text{ (mm)}$$

$$l_{22} = l_{23} - \left(\frac{l_{m22}}{2} + \frac{l_{m23}}{2} + c \right) = 127,5 \text{ (mm)}$$

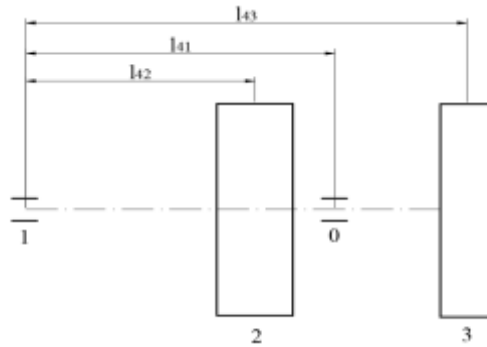
+ Trục III:



Hình 4.4. Sơ đồ kích thước trục 3

$$\begin{aligned}
 l_{31} &= l_{32} + \frac{B_4}{2} + l_2 + a + l_{m33} + c + \frac{l_{m32}}{2} \\
 &= 302,5 + 30 + 10 + 15 + 225 + 15 + 87,5 = 685 \text{ (mm)} \\
 l_{32} &= \frac{B_4}{2} + l_2 + a + l_{m22} + c + \frac{l_{m32}}{2} \\
 &= 30 + 10 + 15 + 145 + 15 + 87,5 = 302,5 \text{ (mm)} \\
 l_{33} &= l_{31} - \left(\frac{B_4}{2} + l_2 + a + \frac{l_{m33}}{2} \right) \\
 &= 685 - (30 + 10 + 15 + 112,5) = 517,5 \text{ (mm)}.
 \end{aligned}$$

+ Trục IV:



Hình 4.5. Sơ đồ kích thước trục 4

$$\begin{aligned}
 l_{41} &= l_{31} = 517,5 \text{ (mm)} \\
 l_{42} &= l_{33} = 685 \text{ (mm)} \\
 l_{43} &= l_{41} + \frac{B_4}{2} + l_3 + l_4 + \frac{l_{54}}{2} \\
 &= 685 + 30 + 20 + 20 + 180 = 935 \text{ (mm)}
 \end{aligned}$$

4.3.4. Tính chính xác trục, then và kiểm nghiệm

4.3.4.1. 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: $P_1 = 6877 \text{ (N)}$
- Lực hướng tâm: $P_{r1} = 2618 \text{ (N)}$
- Lực dọc trục: $P_{a1} = 2109 \text{ (N)}$

Tính phản lực tại các gối đỡ:

$$\begin{aligned}
 \sum m_{Ay} &= -R_{By} \cdot l_{11} + P_{r1} \cdot l_{12} + P_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0 \\
 \Rightarrow R_{By} &= \frac{l_{12} \cdot P_{r1} + \frac{d_1}{2} \cdot P_{a1}}{l_{11}} = \frac{127,5 \cdot 2618 + \frac{84}{2} \cdot 2109}{685} = 617 \text{ (N)}.
 \end{aligned}$$

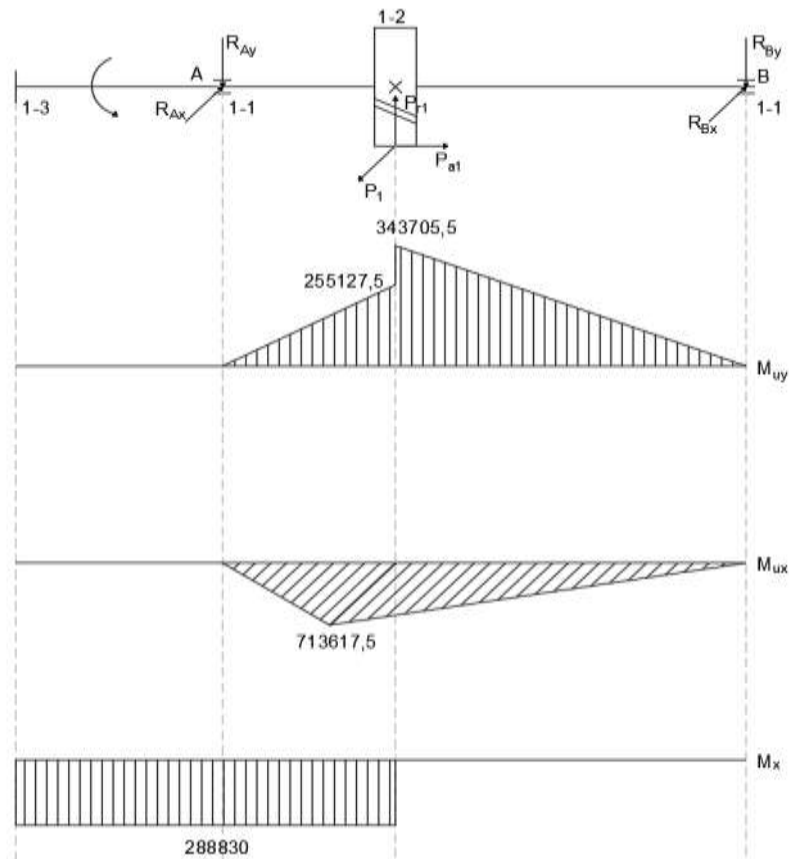
$$\Rightarrow R_{Ay} = P_{r1} - R_{By} = 2618 - 517 = 2001 \text{ (N)}$$

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

$$\Rightarrow R_{Bx} = \frac{l_{12} \cdot P_1}{l_{11}} = \frac{127,5 \cdot 6877}{685} = 1280 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow R_{Ax} = P_1 - R_{Bx} = 6877 - 1280 = 5597 \text{ (N)}$$

❖ **Biểu đồ mômen**



Hình 4.6. Biểu đồ mômen trên trục 1

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

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

$$\Rightarrow M_u = \sqrt{343705,5^2 + 713617,5^2} = 792075 \text{ (N.mm)}$$

Mômen tương đương:

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

$$\Rightarrow M_{td} = \sqrt{792075^2 + 0,75 \cdot (288,83 \cdot 1000)^2} = 830632 \text{ (N.mm)}$$

$$\Rightarrow d_{12} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{830632}{0,1 \cdot 70}} = 49,14 \text{ (mm)} \quad (\text{CT 10.17-[4]})$$

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

Chọn đường kính trục $d_{12} = 50 \text{ (mm)}$.

Tiết diện trục 1-1 tại nơi lắp ổ là:

Mômen tương đương:

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + 0,75 \cdot M_x^2} = \sqrt{0 + 0,75 \cdot (288,83 \cdot 1000)^2} = 250134 \text{ (N.mm)}$$

$$d_{11} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{250134}{0,1 \cdot 70}} = 32,94 \text{ (mm)}$$

Chọn đường kính lắp ổ bi là: $d_{11} = 40 \text{ (mm)}$.

Chọn đường kính lắp nối trục là: $d_{13} = 35 \text{ (mm)}$.

❖ **Chọn then:**

Theo bảng 7.23-[2]

$$d_{12} = 50 \text{ mm}$$

- + Kích thước tiết diện then: $b \times h = 16 \times 10$.
 - + Chiều sâu rãnh then: trên trục: $t_1 = 5$; trên lỗ: $t_2 = 5,1$.
 - + Chiều dài then: $l = 0,8 \cdot B = 0,8 \cdot 145 = 116 \text{ mm}$.
- Theo tiêu chuẩn chọn $l = 125 \text{ mm}$.

$$d_{13} = 45 \text{ mm}$$

- + Kích thước tiết diện then: $b \times h = 14 \times 9$.
 - + Chiều sâu rãnh then: trên trục: $t_1 = 5,5$; trên lỗ: $t_2 = 3,8$.
 - + Chiều dài then: $l = 0,8 \cdot B = 0,8 \cdot 60 = 48 \text{ mm}$.
- Theo tiêu chuẩn chọn $l = 50 \text{ mm}$.

❖ **Kiểm nghiệm then:**

Kiểm nghiệm sức bền dập theo công thức:

$$\sigma_d = \frac{2 \cdot M_x}{d \cdot k \cdot l} \leq [\sigma_d] \text{ (CT 7.11-[2])}$$

$$\Rightarrow \sigma_{d12} = \frac{2 \cdot M_x}{d \cdot k \cdot l} = \frac{2 \cdot 288,83 \cdot 1000}{50 \cdot 6,2 \cdot 125} = 14,9 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\Rightarrow \sigma_{d13} = \frac{2 \cdot M_x}{d \cdot k \cdot l} = \frac{2 \cdot 288,83 \cdot 1000}{45 \cdot 4,2 \cdot 50} = 61,12 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Kiểm nghiệm ứng suất cắt theo công thức:

$$\tau_c = \frac{2 \cdot M_x}{d \cdot b \cdot l} \leq [\tau_c] \text{ (CT 7.12-[2])}$$

$$\Rightarrow \tau_{c12} = \frac{2 \cdot M_x}{d \cdot b \cdot l} = \frac{2 \cdot 288,83 \cdot 1000}{50 \cdot 16 \cdot 125} = 5,78 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\Rightarrow \tau_{c13} = \frac{2 \cdot M_x}{d \cdot b \cdot l} = \frac{2 \cdot 288,83 \cdot 1000}{45 \cdot 10 \cdot 50} = 25,67 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Với tải trọng va đập nhẹ theo bảng 7.20-[2] và 7.21-[2] ta có:

$$[\sigma_d] = 100 \text{ (N/mm}^2\text{)}, [\tau_c] = 87 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Vậy :

+ Then tại tiết diện 1-2 và tiết diện 1-3 đảm bảo độ bền.

4.3.4.2. 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: $P_2 = 6877 \text{ (N)}$; $P_3 = 21751 \text{ (N)}$
- Lực hướng tâm: $P_{r2} = 2618 \text{ (N)}$; $P_{r3} = 8029 \text{ (N)}$
- Lực dọc trục: $P_{a2} = 2109 \text{ (N)}$; $P_{a3} = 3672 \text{ (N)}$

Tính phản lực của gối đỡ:

$$\sum m_{Cy} = -R_{Dy} \cdot l_{21} - P_{r2} \cdot l_{22} + P_{r2} \cdot l_{23} + P_{a3} \cdot \frac{d_3}{2} + P_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0$$

$$\Rightarrow R_{Dy} = \frac{-P_{r2} \cdot l_{22} + P_{r3} \cdot l_{23} + P_{a3} \cdot \frac{d_3}{2} + P_{a2} \cdot \frac{d_2}{2}}{l_{21}}$$

$$= \frac{-2618 \cdot 127,5 + 8029 \cdot 302,5 + \frac{3672 \cdot 152}{2} + \frac{2109 \cdot 497}{2}}{685} = 4231 \text{ (N)}$$

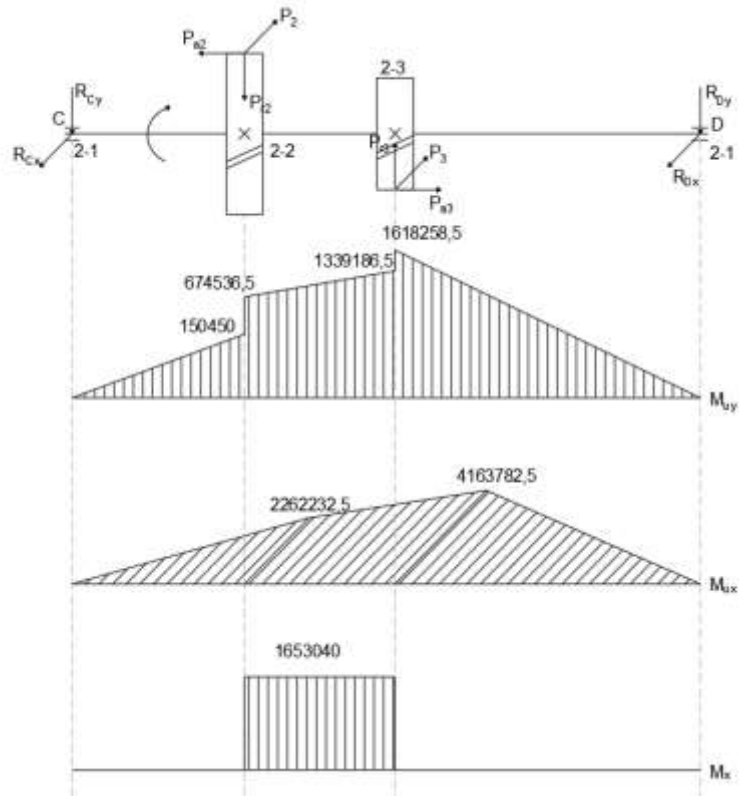
$$\Rightarrow R_{Cy} = P_{r3} - P_{r2} - R_{Dy} = 8029 - 2618 - 4231 = 1180 \text{ (N)}$$

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

$$\Rightarrow R_{Dx} = \frac{P_3 \cdot l_{23} + P_2 \cdot l_{22}}{l_{21}} = \frac{21751 \cdot 302,5 + 6877 \cdot 127,5}{685} = 10885 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow R_{Cx} = P_2 + P_3 - R_{Dx} = 6877 + 21751 - 10855 = 17743 \text{ (N)}$$

❖ Biểu đồ mômen



Hình 4.7. Biểu đồ mômen trên trục 2

Tính mômen uốn ở tiết diện chịu tải lớn nhất:

- Tiết diện 2-2:

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

$$\Rightarrow M_{u22} = \sqrt{674536,5^2 + 2262232,5^2} = 2360655,7 \text{ (N.mm)}$$

$$\Rightarrow M_{td} = \sqrt{M_{u22}^2 + 0,75 \cdot M_x^2} = \sqrt{2360655,7^2 + 0,75 \cdot 1653040^2} = 2760815 \text{ (N.mm)}$$

$$\Rightarrow d_{22} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{2760815}{0,1 \cdot 70}} = 73,335 \text{ mm.}$$

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

Chọn đường kính trục tại tiết diện 2-2 là $d_{22} = 80 \text{ (mm)}$.

- Tại tiết diện 2-3:

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

$$\Rightarrow M_{u23} = \sqrt{1618258,5^2 + 4163782,5^2} = 4467196,58 \text{ (N.mm)}$$

$$\Rightarrow M_{td} = \sqrt{M_{u23}^2 + 0,75 \cdot M_x^2} = \sqrt{4467196,58^2 + 0,75 \cdot 1653040^2} = 4690975,5 \text{ (N.mm)}$$

$$\Rightarrow d_{23} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{4690975,5}{0,1 \cdot 70}} = 87,509 \text{ mm.}$$

Chọn đường kính trục tại tiết diện 2-3 là $d_{23} = 90$ (mm)

Chọn đường kính trục tại chỗ lắp ổ lăn là $d_{21} = 70$ (mm).

❖ **Chọn then:**

Theo bảng 7.23-[2]:

$$d_{22} = 80 \text{ mm}$$

- + Kích thước tiết diện then: $b \times h = 24 \times 14$.
- + Chiều sâu rãnh then: trên trục: $t_1 = 7$; trên lỗ: $t_2 = 7,2$.
- + Chiều dài then: $l = 0,8 \cdot B = 0,8 \cdot 145 = 116$ mm.
Theo tiêu chuẩn chọn $l = 125$ mm.

$$d_{23} = 90 \text{ mm}$$

- + Kích thước tiết diện then: $b \times h = 24 \times 14$.
- + Chiều sâu rãnh then: trên trục: $t_1 = 7$; trên lỗ: $t_2 = 7,2$.
- + Chiều dài then: $l = 0,8 \cdot B = 0,8 \cdot 175 = 140$ mm.

❖ **Kiểm nghiệm then:**

Kiểm nghiệm sức bền dập theo công thức:

$$\sigma_d = \frac{2 \cdot M_x}{d \cdot k \cdot l} \leq [\sigma_d] \text{ (CT 7.11-[2])}$$

$$\Rightarrow \sigma_{d22} = \frac{2 \cdot M_x}{d \cdot k \cdot l} = \frac{2 \cdot 1653,04 \cdot 1000}{80 \cdot 8,7 \cdot 125} = 38 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\Rightarrow \sigma_{d23} = \frac{2 \cdot M_x}{d \cdot k \cdot l} = \frac{2 \cdot 1653,04 \cdot 1000}{90 \cdot 8,7 \cdot 140} = 30,16 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Kiểm nghiệm ứng suất cắt theo công thức:

$$\tau_c = \frac{2 \cdot M_x}{d \cdot b \cdot l} \leq [\tau_c] \text{ (CT 7.12-[2])}$$

$$\Rightarrow \tau_{c22} = \frac{2 \cdot M_x}{d \cdot b \cdot l} = \frac{2 \cdot 1653,04 \cdot 1000}{80 \cdot 24 \cdot 125} = 13,78 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\Rightarrow \tau_{c23} = \frac{2 \cdot M_x}{d \cdot b \cdot l} = \frac{2 \cdot 1653,04 \cdot 1000}{90 \cdot 24 \cdot 140} = 10,93 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Với tải trọng va đập nhẹ theo bảng 7.20-[2] và 7.21-[2] ta có:

$$[\sigma_d] = 100 \text{ (N/mm}^2\text{)}, [\tau_c] = 87 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Vậy :

- + Then tại tiết diện 2-2 và tiết diện 2-3 đảm bảo độ bền.

4.3.4.3. Trục III

❖ **Tính gần đúng trục:**

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

- Lực vòng: $P_4= 21751$ (N); $P_5= 51952$ (N)
- Lực hướng tâm: $P_{r4}= 8029$ (N); $P_{r5}= 18909$ (N)
- Lực dọc trục: $P_{a4}= 3672$ (N)

Tính phản lực tại các gối đỡ:

$$\sum m_{EY} = -R_{FY} \cdot l_{31} + P_{r5} \cdot l_{33} - P_{r4} \cdot l_{32} + P_{a4} \cdot \frac{d_4}{2} = 0$$

$$\Rightarrow R_{FY} = \frac{P_{r5} \cdot l_{33} - P_{r4} \cdot l_{32} + P_{a4} \cdot \frac{d_4}{2}}{l_{31}}$$

$$= \frac{18909 \cdot 517,5 - 8029 \cdot 302,5 + \frac{3672 \cdot 548}{2}}{812} = 12208 \text{ (N)}$$

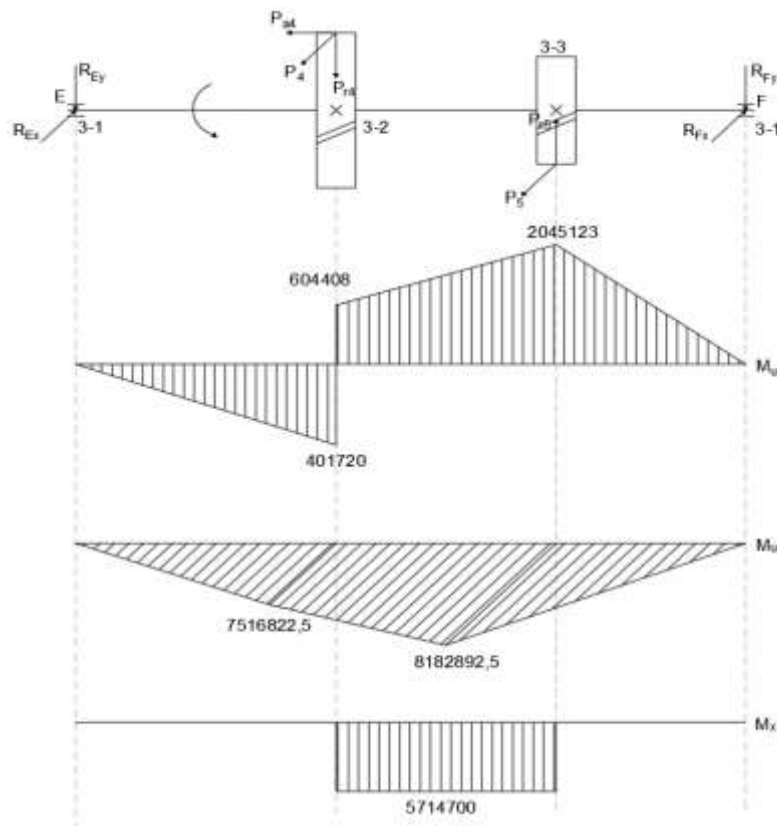
$$\Rightarrow R_{EY} = P_{r5} - P_{r4} - R_{FY} = 18909 - 8029 - 12208 = -1328 \text{ (N)}$$

$$\sum m_{EX} = R_{FX} \cdot l_{31} - P_5 \cdot l_{33} - P_4 \cdot l_{32} = 0$$

$$\Rightarrow R_{FX} = \frac{P_5 \cdot l_{33} + P_4 \cdot l_{32}}{l_{31}} = \frac{51952 \cdot 517,5 + 21751 \cdot 302,5}{685} = 48854 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow R_{EX} = P_5 + P_4 - R_{FX} = 51952 + 21751 - 48854 = 24849 \text{ (N)}$$

❖ **Biểu đồ mômen**



Hình 4.8. Biểu đồ mômen trên trục 3

Tính mômen uốn ở tiết diện chịu tải lớn nhất:

- Tiết diện 3-2:

$$M_{u32} = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2}$$

$$\Rightarrow M_{u32} = \sqrt{604408^2 + 7516822,5^2} = 7541082,78 \text{ (N.mm)}$$

$$\Rightarrow M_{td} = \sqrt{M_{u32}^2 + 0,75 \cdot M_x^2} = \sqrt{7541082,78^2 + 0,75 \cdot 57147000^2} = 9020049 \text{ (N.mm)}$$

$$d_{32} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{9020049}{0,1 \cdot 70}} = 108,8 \text{ (mm)}$$

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

Chọn đường kính trục tại tiết diện 3-2 là: $d_{32} = 120 \text{ (mm)}$.

- Tiết diện 3-3:

$$M_{u33} = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2}$$

$$\Rightarrow M_{u33} = \sqrt{2045123^2 + 8182892,5^2} = 8434587 \text{ (N.mm)}$$

$$\Rightarrow M_{td} = \sqrt{M_{u33}^2 + 0,75 \cdot M_x^2} = \sqrt{8434587^2 + 0,75 \cdot 57147000^2} = 9779346 \text{ (N.mm)}$$

$$d_{33} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{9779346}{0,1 \cdot 70}} = 111,8 \text{ (mm)}$$

Chọn đường kính trục tại tiết diện 3-3 là: $d_{33} = 120 \text{ (mm)}$

Chọn đường kính trục tại chỗ lắp ổ lăn là: $d_{31} = 110 \text{ (mm)}$.

❖ **Chọn then:**

Theo bảng 7.23-[2]:

$$d_{32} = 120 \text{ mm}$$

+ Kích thước tiết diện then: $b \times h = 32 \times 18$.

+ Chiều sâu rãnh then: trên trục: $t_1 = 9$; trên lỗ: $t_2 = 9,2$.

+ Chiều dài then: $l = 0,8 \cdot B = 0,8 \cdot 175 = 140 \text{ mm}$.

$$d_{33} = 120 \text{ mm}$$

+ Kích thước tiết diện then: $b \times h = 32 \times 18$.

+ Chiều sâu rãnh then: trên trục: $t_1 = 9$; trên lỗ: $t_2 = 9,2$.

+ Chiều dài then: $l = 0,8 \cdot B = 0,8 \cdot 225 = 180 \text{ mm}$.

❖ **Kiểm nghiệm then:**

Kiểm nghiệm sức bền dập theo công thức:

$$\sigma_d = \frac{2 \cdot M_x}{d \cdot k \cdot l} \leq [\sigma_d] \text{ (CT 7.11-[2])}$$

$$\Rightarrow \sigma_{d32} = \frac{2 \cdot M_x}{d \cdot k \cdot l} = \frac{2 \cdot 5717,4 \cdot 1000}{120 \cdot 11,2 \cdot 140} = 60,74 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\Rightarrow \sigma_{d33} = \frac{2 \cdot M_x}{d \cdot k \cdot l} = \frac{2 \cdot 1653,04 \cdot 1000}{120 \cdot 11,2 \cdot 180} = 47,24 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Kiểm nghiệm ứng suất cắt theo công thức:

$$\tau_c = \frac{2 \cdot M_x}{d \cdot b \cdot l} \leq [\tau_c] \text{ (CT 7.12-[2])}$$

$$\Rightarrow \tau_{c32} = \frac{2 \cdot M_x}{d \cdot b \cdot l} = \frac{2 \cdot 1653,04 \cdot 1000}{120 \cdot 32 \cdot 140} = 21,26 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\Rightarrow \tau_{c33} = \frac{2 \cdot M_x}{d \cdot b \cdot l} = \frac{2 \cdot 1653,04 \cdot 1000}{120 \cdot 32 \cdot 180} = 16,53 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Với tải trọng va đập nhẹ theo bảng 7.20-[2] và 7.21-[2] ta có:

$$[\sigma_d] = 100 \text{ (N/mm}^2\text{)}, [\tau_c] = 87 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Vậy :

+ Then tại tiết diện 3-2 và tiết diện 3-3 đảm bảo độ bền.

4.3.4.4. Trục IV

❖ Tính gần đúng trục:

Trục IV 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: $P_6 = 51952 \text{ (N)}$; $P_7 = 140410 \text{ (N)}$
- Lực hướng tâm: $P_{r6} = 18909 \text{ (N)}$; $P_{r7} = 51105 \text{ (N)}$

Tính phản lực tại các gối đỡ:

$$\sum m_{Gy} = -R_{Hy} \cdot l_{41} + P_{r7} \cdot l_{43} - P_{r6} \cdot l_{42} = 0$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow R_{Hy} &= \frac{P_{r7} \cdot l_{43} - P_{r6} \cdot l_{42}}{l_{41}} \\ &= \frac{51105 \cdot 935 - 18909 \cdot 517,5}{685} = 55471 \text{ (N)} \end{aligned}$$

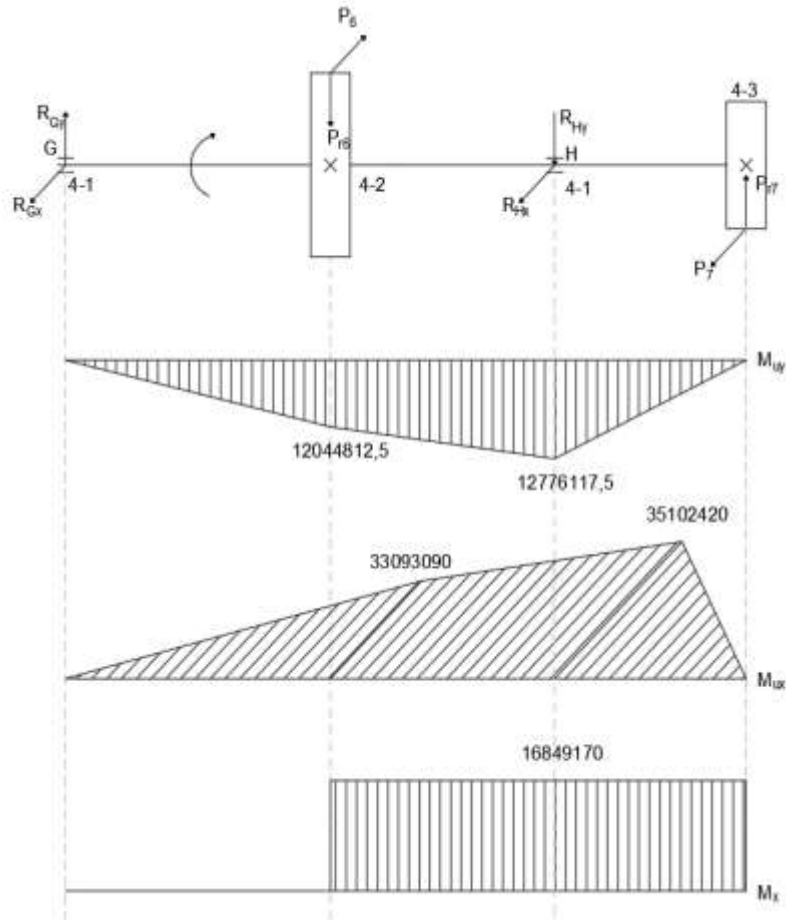
$$\Rightarrow R_{Gy} = P_{r6} - P_{r7} + R_{Hy} = 18909 - 51105 + 55471 = 23275 \text{ (N)}$$

$$\sum m_{Gx} = -R_{Hx} \cdot l_{41} - P_7 \cdot l_{43} + P_6 \cdot l_{42} = 0$$

$$\Rightarrow R_{Hx} = \frac{P_6 \cdot l_{42} - P_7 \cdot l_{43}}{l_{41}} = \frac{51952 \cdot 517,5 - 140410 \cdot 935}{685} = -152406 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow R_{Gx} = P_6 - P_7 - R_{Hx} = 51952 - 140410 + 152406 = 63948 \text{ (N)}$$

❖ Biểu đồ mômen



Hình 4.9. Biểu đồ mômen trên trục 4

Tính mômen uốn ở tiết diện chịu tải lớn nhất:

- Tiết diện 4-2:

$$M_{u42} = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2}$$

$$\Rightarrow M_{u42} = \sqrt{12044812,5^2 + 33093090^2} = 35216901 \text{ (N.mm)}$$

$$\Rightarrow M_{td} = \sqrt{M_{u42}^2 + 0,75 \cdot M_x^2} = \sqrt{35216901^2 + 0,75 \cdot 16849170^2} = 40103989 \text{ (N.mm)}$$

$$d_{42} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{40103989}{0,1 \cdot 70}} = 175,93 \text{ (mm)}$$

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

Chọn đường kính trục tại tiết diện 4-2 là: $d_{42} = 190 \text{ (mm)}$.

- Tiết diện 4-1:

$$M_{u41} = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2}$$

$$\Rightarrow M_{u41} = \sqrt{12776117,5^2 + 35102420^2} = 37355174,6 \text{ (N.mm)}$$

$$\Rightarrow M_{td} = \sqrt{M_{u41}^2 + 0,75.M_x^2} = \sqrt{37355174,6^2 + 0,75.16849170^2} = 40103989 \text{ (N.mm)}$$

$$d_{41} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1.[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{40103989}{0,1.70}} = 178,935 \text{ (mm)}$$

Chọn đường kính trục tại tiết diện 4-1 là: $d_{41} = 180 \text{ (mm)}$

Chọn đường kính trục tại tiết diện 4-3 là: $d_{43} = 160 \text{ (mm)}$

❖ Chọn then:

Theo bảng 7.23-[2]:

$$d_{42} = 190 \text{ mm}$$

- + Kích thước tiết diện then: $b \times h = 45 \times 25$.
- + Chiều sâu rãnh then: trên trục: $t_1 = 13$; trên lỗ: $t_2 = 12,2$.
- + Chiều dài then: $l = 0,8. B = 0,8. 225 = 180 \text{ mm}$.

$$d_{43} = 160 \text{ mm}$$

- + Kích thước tiết diện then: $b \times h = 40 \times 22$.
- + Chiều sâu rãnh then: trên trục: $t_1 = 11$; trên lỗ: $t_2 = 11,2$.
- + Chiều dài then: $l = 0,8. B = 0,8. 360 = 288 \text{ mm}$.

Theo tiêu chuẩn chọn $l = 280 \text{ mm}$.

❖ Kiểm nghiệm then:

Kiểm nghiệm sức bền dập theo công thức:

$$\sigma_d = \frac{2. M_x}{d. k. l} \leq [\sigma_d] \text{ (CT 7.11-[2])}$$

$$\Rightarrow \sigma_{d42} = \frac{2. M_x}{d. k. l} = \frac{2. 16849,17. 1000}{190. 14,6. 180} = 67,5 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\Rightarrow \sigma_{d43} = \frac{2. M_x}{d. k. l} = \frac{2. 16849,17. 1000}{160. 13,4. 280} = 56,14 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Kiểm nghiệm ứng suất cắt theo công thức:

$$\tau_c = \frac{2. M_x}{d. b. l} \leq [\tau_c] \text{ (CT 7.12-[2])}$$

$$\Rightarrow \tau_{c42} = \frac{2. M_x}{d. b. l} = \frac{2. 16849,17. 1000}{190. 45. 180} = 21,89 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\Rightarrow \tau_{c43} = \frac{2. M_x}{d. b. l} = \frac{2. 16849,17. 1000}{160. 40. 280} = 18,8 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Với tải trọng va đập nhẹ theo bảng 7.20-[2] và 7.21-[2] ta có:

$$[\sigma_d] = 100 \text{ (N/mm}^2\text{)}, [\tau_c] = 87 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

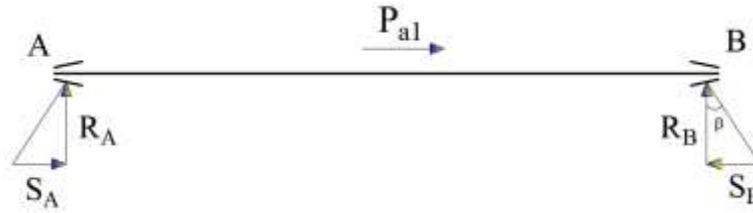
Vậy :

- + Then tại tiết diện 4-2 và tiết diện 4-3 đảm bảo độ bền.

4.4. Tính chọn ổ lăn:

4.4.1. Trục I:

Các ổ được bố trí như hình vẽ:



Hình 4.10. Sơ đồ lực tác dụng lên ổ trục 1

Chọn góc tiếp xúc $\beta = 11^\circ$.

Hệ số khả năng làm việc:

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

Trong đó: $n = 1473$ (v/ph).

$h = 12000$ (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:

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{5597^2 + 2001^2} = 5944 \text{ (N)}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{1280^2 + 617^2} = 1421 \text{ (N)}$$

$$S_A = 1,3 \cdot R_A \cdot \text{tg}\beta = 1,3 \cdot 5944 \cdot \text{tg}11^\circ = 1502 \text{ (N)}$$

$$S_B = 1,3 \cdot R_B \cdot \text{tg}\beta = 1,3 \cdot 1421 \cdot \text{tg}11^\circ = 359 \text{ (N)}$$

Tổng lực dọc trục tác dụng là:

$$A_t = S_A + P_{al} - S_B = 1502 + 2109 - 359 = 3252 \text{ (N)}$$

Lực A_t hướng về phía gối trục B:

$$Q_B = 1421 + 1,5 \cdot 3252 = 6299 \text{ (N)}$$

$$Q_A = R_A = 5944 \text{ (N)}$$

Vì $Q_A < Q_B$ nên ta chọn ổ cho gối B rồi lấy gối A cùng loại với B.

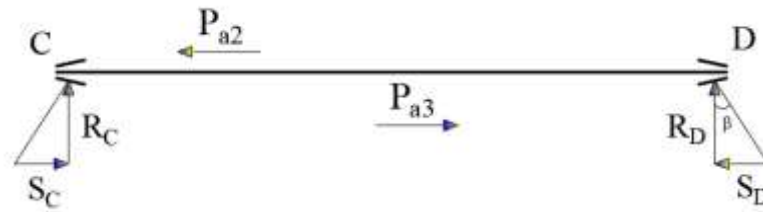
$$C = Q \cdot (n \cdot h)^{0,3} = 6299 \cdot (1473 \cdot 12000)^{0,3} = 940777 \text{ (N)} = 94077 \text{ (daN)}$$

Theo bảng 18P-[2] chọn loại ổ có kí hiệu 7608:

Có: $C = 140000$ (daN), $D_n = 90$ (mm), $B = 38$ (mm).

4.4.2. Trục II:

Các ổ được bố trí như hình vẽ:



Hình 4.11. Sơ đồ lực tác dụng lên ổ trục 2

Chọn góc tiếp xúc $\beta = 12,5^0$.

Hệ số khả năng làm việc:

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

Trong đó: $n = 247,15$ (v/ph).

$h = 12000$ (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:

$$R_C = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{17743^2 + 1180^2} = 17782 \text{ (N)}$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{10885^2 + 4231^2} = 11678 \text{ (N)}$$

$$S_C = 1,3 \cdot R_C \cdot \text{tg}\beta = 1,3 \cdot 17782 \cdot \text{tg}12,5^0 = 5125 \text{ (N)}$$

$$S_D = 1,3 \cdot R_D \cdot \text{tg}\beta = 1,3 \cdot 11678 \cdot \text{tg}12,5^0 = 3366 \text{ (N)}$$

Tổng lực dọc trục tác dụng là:

$$A_t = S_C + (P_{a3} - P_{a2}) - S_D = 5125 + (3672 - 2109) - 3366 = 3322 \text{ (N)}$$

Lực A_t hướng về phía gối trục D:

$$Q_D = 11678 + 1,5 \cdot 3322 = 16661 \text{ (N)}$$

$$Q_C = R_C = 17782 \text{ (N)}$$

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

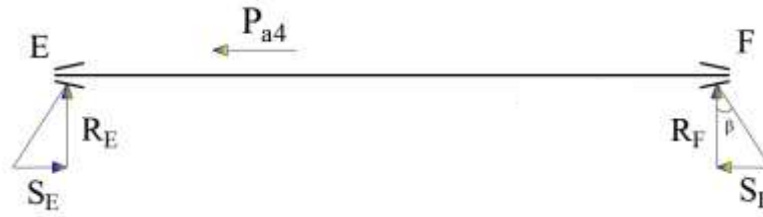
$$C = Q \cdot (n \cdot h)^{0,3} = 17782 \cdot (247,15 \cdot 2000)^{0,3} = 1554616 \text{ (N)} = 155461,6 \text{ (daN)}$$

Theo bảng 18-[2] chọn loại ổ có kí hiệu 7514:

Có: $C = 182000$ (daN), $D_n = 125$ (mm).

4.4.3. Trục III:

Các ổ được bố trí như hình vẽ:



Hình 4.12. Sơ đồ lực tác dụng lên ổ trục 3

Chọn góc tiếp xúc $\beta = 13,5^0$.

Hệ số khả năng làm việc:

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

Trong đó: $n = 68,65$ (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:

$$R_E = \sqrt{R_{Ex}^2 + R_{Ey}^2} = \sqrt{1328^2 + 24849^2} = 24884 \text{ (N)}$$

$$R_F = \sqrt{R_{Fx}^2 + R_{Fy}^2} = \sqrt{12208^2 + 48854^2} = 50356 \text{ (N)}$$

$$S_E = 1,3 \cdot R_E \cdot \text{tg}\beta = 1,3 \cdot 24884 \cdot \text{tg}13,5^0 = 7766 \text{ (N)}$$

$$S_F = 1,3 \cdot R_F \cdot \text{tg}\beta = 1,3 \cdot 50356 \cdot \text{tg}13,5^0 = 15716 \text{ (N)}$$

Tổng lực dọc trục tác dụng là:

$$A_t = S_E - P_{a4} - S_F = 7766 - 3672 - 15716 = -11622 \text{ (N)}$$

Lực A_t hướng về phía gối trục E:

$$Q_E = 24884 + 1,5 \cdot 11622 = 42317 \text{ (N)}$$

$$Q_F = R_F = 50356 \text{ (N)}$$

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

$$C = Q \cdot (n \cdot h)^{0,3} = 50356 \cdot (68,65 \cdot 12000)^{0,3} = 2997766 \text{ (N)} = 299776 \text{ (daN)}$$

Theo trang 708-[13] chọn loại ổ có kí hiệu 30222:

Có: $C = 327000$ (daN), $D_n = 200$ (mm), $B = 41$ (mm).

4.4.4. Trục IV:

Các ổ được bố trí như hình vẽ:



Hình 4.13. Sơ đồ lực tác dụng lên ổ trục 4

Chọn góc tiếp xúc $\beta = 13,5^\circ$.

Hệ số khả năng làm việc:

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

Trong đó: $n = 22,36$ (v/ph).

$h = 12000$ (giờ).

Q: Tải trọng tương đương.

$$Q = R \cdot k_v \cdot k_n \cdot k_t \quad (\text{CT 8.3-[2]})$$

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:

$$R_G = \sqrt{R_{Gx}^2 + R_{Gy}^2} = \sqrt{63948^2 + 23275^2} = 68052 \text{ (N)}$$

$$R_H = \sqrt{R_{Hx}^2 + R_{Hy}^2} = \sqrt{152406^2 + 55471^2} = 162187 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow Q_G = R_G = 68052 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow Q_H = R_H = 162187 \text{ (N)}$$

Vì $Q_G < Q_H$ nên ta chọn ổ cho gối H rồi lấy gối G cùng loại với H.

$$C = Q \cdot (n \cdot h)^{0,3} = 162187 \cdot (22,36 \cdot 12000)^{0,3} = 6896223 \text{ (N)} = 689623 \text{ (daN)}$$

Theo trang 538-[13] chọn loại ổ có kí hiệu NJ236ECML:

Có: $C = 720000$ (daN), $D_n = 320$ (mm), $B = 52$ (mm).

4.5. 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:

Bảng 4.2. Thông số vỏ hộp giảm tốc

Tên gọi	Biểu thức tính toán
Chiều dày: Thân hộp, δ Nắp hộp, δ_1	$\delta = 0,03.A + 3 = 0,03.450 + 3 = 17 \text{ mm}$ $\delta_1 = 0,9.\delta = 0,9.17 = 15 \text{ mm}$
Gân tăng cứng: Chiều dày, e Chiều cao, h Độ dốc	$e = (0,8 \div 1).\delta = 17 \text{ mm}$ $h < 5.\delta = 85 \text{ mm}$, chọn $h = 80 \text{ mm}$ 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 Vít ghép nắp cửa thăm dầu, d_5	$d_1 = 0,04.A + 10 = 28 \text{ mm}$ \Rightarrow Chọn $d_1 = 30 \text{ mm}$, chọn bu lông M30 $d_2 = 0,7.d_1 = 0,7.30 = 21 \text{ mm}$ \Rightarrow Chọn $d_2 = 22 \text{ mm}$, chọn bu lông M22 $d_3 = (0,8 \div 0,9).d_2 = 17,6 \div 20 \text{ mm}$ \Rightarrow Chọn $d_3 = 20 \text{ mm}$, chọn bu lông M20 $d_4 = (0,6 \div 0,7).d_2 = 13,2 \div 15,4 \text{ mm}$ \Rightarrow Chọn $d_4 = 14 \text{ mm}$, chọn vít M14 $d_5 = (0,5 \div 0,6).d_2 = 11 \div 13,2 \text{ mm}$ \Rightarrow Chọn $d_5 = 12 \text{ mm}$, chọn vít M12
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	$S_3 = (1,4 \div 1,8).d_3 = 28 \div 36 \text{ mm}$ \Rightarrow Chọn $S_3 = 32 \text{ mm}$ $S_4 = (0,9 \div 1).S_3 = 28,8 \div 32 \text{ mm}$ \Rightarrow Chọn $S_4 = 30 \text{ mm}$ $K_3 = K_2 - (3 \div 5) = 70 - 5 = 65 \text{ mm}$
Kích thước gối trục: 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 $E_2 = 1,6.d_2 = 1,6.22 = 35 \text{ mm}$ $K_2 = E_2 + R_2 + (3 \div 5) = 35 + 30 + 5 = 70 \text{ mm}$ ($R_2 = 1,3.d_2 = 1,3.22 = 30 \text{ mm}$) $k \geq 1,2.22 = 26,4 \Rightarrow k = 30 \text{ mm}$ h: phụ thuộc tâm lỗ bulông và kích thước mặt tựa
Mặt đế hộp:	

Chiều dày: Khi không có phần lồi S_1	$S_1 = (1,3 \div 1,5).d_1 = 39 \div 45 \text{ mm}$ \Rightarrow Chọn $S_1 = 45 \text{ mm}$
Bề rộng mặt đế hộp, K_1 và q	$K_1 \approx 3.d_1 \approx 3.30 = 90 \text{ mm}$ $q = K_1 + 2\delta = 90 + 2.17 = 124 \text{ mm}$
Khe hở giữa các chi tiết: Giữa bánh răng với thành trong hộp	$\Delta \geq (1 \div 1,2).\delta = 17 \div 20,4 \text{ mm}$ \Rightarrow Chọn $\Delta = 17 \text{ mm}$
Giữa đỉnh bánh răng lớn với đáy hộp	$\Delta_1 = (3 \div 5).\delta = 51 \div 85 \text{ mm}$ \Rightarrow Chọn $\Delta_1 = 80 \text{ mm}$
Giữa mặt bên các bánh răng với nhau.	$\Delta_2 \geq \delta = 17 \text{ mm}$ lấy $\Delta_2 = 20 \text{ mm}$
Số lượng bulông nền Z	$Z = 8$

- Một số kích thước khác:

+ Nắp ổ:

Đường kính nắp ổ được xác định theo công thức :

$$D_3 = D + 4,4.d_4$$

$$D_2 = D + (1,6 \div 2).d_4$$

Trong đó: D -là đường kính ổ.

Căn cứ vào bảng 18.2-[4] ta có bảng :

Bảng 4.3. Kích thước nắp ổ hộp giảm tốc

Vị trí	D (mm)	D ₂ (mm)	D ₃ (mm)	D ₄ (mm)	d ₄ (mm)	Z	h
Trục I	90	110	135	-	8	6	-
Trục II	125	150	180	-	10	6	-
Trục III	200	228	262	-	14	6	-
Trục IV	320	348	382	-	14	6	-

+ Nút tháo dầu:

Sau một thời gian làm việc, dầu bôi trơn chứa trong hộp, bị bắn (do bụi bặm và do hạt mài), hoặc bị biết chất, do đó cần phải thay dầu mới. Để thay dầu cũ, ở đáy hộp có lỗ tháo dầu. Lúc làm việc, lỗ được bịt kín bằng nút tháo dầu. Dựa vào bảng 18.7-[4] ta có kích thước nút tháo dầu như sau:

Bảng 4.4. Kích thước nút tháo dầu

d (mm)	b (mm)	m (mm)	f (mm)	L (mm)	c (mm)	q (mm)	D (mm)	S (mm)	D ₀ (mm)
M36×3	25	16	6	45	4,5	31,5	50	36	41,6

+ Cửa thăm dầu:

Để kiểm tra qua sát các chi tiết máy trong khi lắp ghép và để đổ dầu vào hộp, trên đỉnh hộp có làm cửa thăm. Dựa vào bảng 18.5-[4] ta chọn được kích thước cửa thăm như sau:

Bảng 4.5. Kích thước nắp cửa thăm

A (mm)	B (mm)	A ₁ (mm)	B ₁ (mm)	C (mm)	C ₁ (mm)	K (mm)	R (mm)	Vít (mm)	Số lượng
300	250	370	320	340	150	300	12	M14×22	4

+ Nút thông hơi:

Khi làm việc, nhiệt độ trong hộp tăng lên. Để giảm áp suất và điều hòa không khí bên trong và ngoài hộp, người ta dùng nút thông hơi. Nút thông hơi thường được lắp trên nắp cửa thăm. Tra bảng 18.6-[4] ta có kích thước nút thông hơi như sau:

Bảng 4.6. Kích thước nút thông hơi

A	B	C	D	E	G	H	I	K	L	M	N	O	P	Q	R	S
M48×3	35	45	25	70	62	52	10	5	15	13	52	10	56	36	62	55

+ Chốt định vị:

Mặt ghép giữa nắp và thân nằm trong mặt phẳng chứa đường tâm các trục. Lỗ trụ lắp ở thân hộp và trên nắp được gia công đồng thời, để đảm bảo vị trí tương đối giữa nắp và thân trước và sau khi gia công cũng như khi lắp ghép, ta dùng 2 chốt định vị, nhờ các chốt định vị khi xiết bulong không làm biến dạng ở vòng ngoài của ổ. Ở đây ta sử dụng chốt hình côn có kích thước $d = 12 \text{ mm}$, $c = 1,6 \text{ mm}$, $l = 36 \div 220 \text{ mm}$.

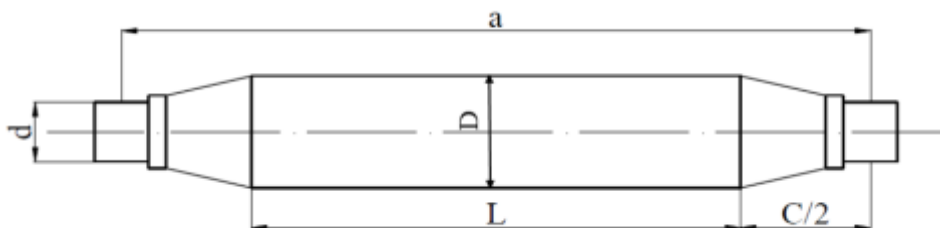
4.6. Thiết kế trục uốn:

Trục uốn là bộ phận làm việc chủ yếu của máy cuốn, nó trực tiếp tiếp xúc với kim loại, tác dụng áp lực cuốn lên kim loại làm biến dạng kim loại để trong quá trình chuyển động cuốn tạo ra hình dáng kích thước đúng theo yêu cầu.

Kết cấu trục uốn gồm 3 phần chủ yếu.

- Đầu trục uốn: Dùng để nối với bộ phận truyền động hoặc với chi tiết quay khác.
- Cổ trục uốn: Là đoạn để lắp ổ đỡ hoặc ổ trượt lên gối đỡ của thân máy.
- Thân trục uốn: Là phần làm việc của trục, tiếp xúc với kim loại khi uốn.

Thông số hình học của trục như hình vẽ:



Hình 4.14. Thông số hình học của trục uốn

4.6.1. Thiết kế trục uốn chủ động 1:

Chọn: $L= 2200$ (mm)
 $C= 1000$ (mm)
 $a= 3200$ (mm)

Chọn vật liệu làm trục uốn là thép 40CrNi có:

- + $\sigma_{bk}= 750$ (N/mm²)
- + $\sigma_{ch}= 560$ (N/mm²)
- + HB= 220
- + $[\sigma]_u= 120$ (N/mm²)
- + $[\sigma]_{td}= 450$ (N/mm²)

Khi cán thép tấm có chiều rộng $B= 1800$ (mm) trục chịu tải trọng phân bố đều trên suốt chiều dài với tải trọng đơn vị p .

P là lực cần thiết để làm biến dạng kim loại trên một đơn vị độ dài.

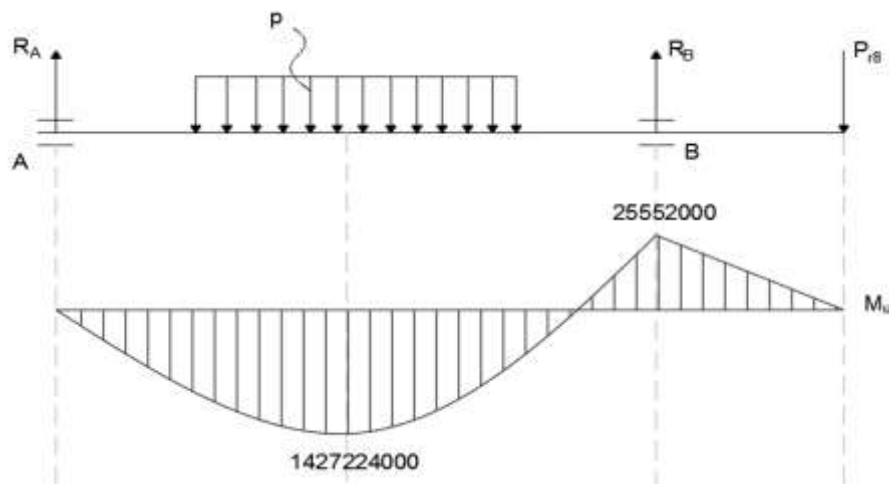
Ta có :

$$P = \frac{F_1}{1800} = \frac{1800000}{1800} = 1000 \text{ (N/mm)}$$

Phản lực tại gối của trục:

$$\begin{aligned} \sum m_A &= -F_1 \cdot 1600 + R_B \cdot 3200 - P_{r8} \cdot 3700 = 0 \\ \Rightarrow R_B &= 959090 \text{ (N)} \\ \Rightarrow R_A &= 892015 \text{ (N)} \end{aligned}$$

Và biểu đồ mômen:



Hình 4.15. Biểu đồ mômen trục uốn 1

Tiết diện của trục tại chính giữa (nơi chịu uốn lớn nhất):

$$D = \sqrt[3]{\frac{M_u}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{1427224000}{0,1 \cdot 60}} = 619,6 \text{ (mm)}$$

⇒ Chọn $D = 650$ (mm).

Đường kính nơi lắp gối đỡ tại A, B:

$$d_A = d_B = (0,7 \div 0,75) \cdot D = (0,7 \div 0,75) \cdot 650 = 455 \div 487,5 \text{ (mm)} \quad (\text{CT 6.4-[6]})$$

Chọn $d_A = d_B = 480$ mm.

Đường kính nơi lắp bánh răng:

$$d_{br} = (0,7 \div 0,75) \cdot D_A = (0,7 \div 0,75) \cdot 480 = 360 \text{ (mm)}$$

Đường kính nơi lắp gối đỡ tại nơi gắn với xilanh C:

$$d_C = (0,7 \div 0,75) \cdot D_{br} = (0,7 \div 0,75) \cdot 360 = 270 \text{ (mm)}$$

Kiểm nghiệm sức bền của trục:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{M_u}{0,1 \cdot D^3} \leq [\sigma_u] \quad (\text{CT 6.13-[6]})$$

$$\Rightarrow \sigma_u = \frac{1427224000}{0,1 \cdot 650^3} = 51,97 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Vì $\sigma_u < [\sigma_u]$ nên trục đảm bảo độ bền.

4.6.2. Thiết kế trục ép 2:

Chọn: $L = 2200$ (mm)

$C = 500$ (mm)

$a = 2700$ (mm)

Chọn vật liệu làm trục ép là thép 40CrNi có:

+ $\sigma_{bk} = 750$ (N/mm²)

+ $\sigma_{ch} = 560$ (N/mm²)

+ HB = 220

+ $[\sigma]_u = 120$ (N/mm²)

+ $[\sigma]_{td} = 450$ (N/mm²)

Khi cán thép tấm có chiều rộng $B = 1800$ (mm) trục chịu tải trọng phân bố đều trên suốt chiều dài với tải trọng đơn vị p .

P là lực cần thiết để làm biến dạng kim loại trên một đơn vị độ dài.

Ta có :

$$P = K_1 \cdot S \cdot \sigma_b = 0,05 \cdot 50 \cdot 400 = 1000 \text{ (N/mm)}$$

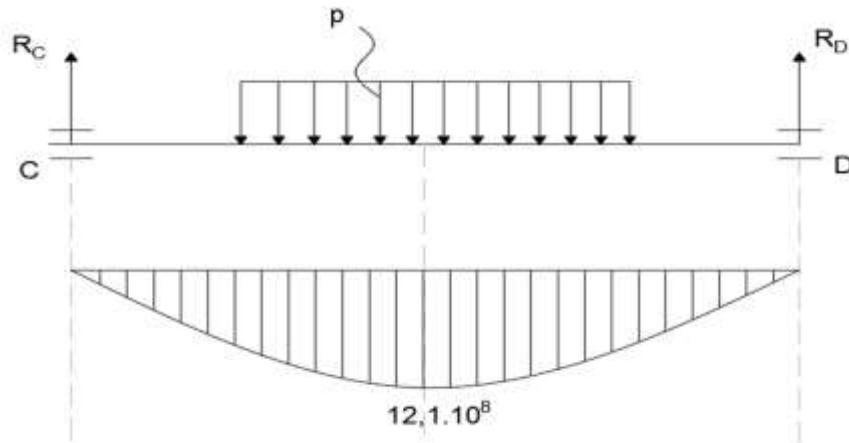
Phản lực tại gối của trục:

$$\sum m_C = -F_2 \cdot 1350 + R_D \cdot 2700 = 0$$

$$\Rightarrow R_C = 900000 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow R_D = 900000 \text{ (N)}$$

Và biểu đồ mômen:



Hình 4.16. Biểu đồ mômen trục ép 2

Tiết diện của trục tại chính giữa (nơi chịu uốn lớn nhất):

$$D = \sqrt[3]{\frac{M_u}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{12,1 \cdot 10^8}{0,1 \cdot 60}} = 586,42 \text{ (mm)}$$

Chọn $D = 620 \text{ (mm)}$.

Đường kính nơi lắp gối đỡ tại C, D:

$$d_C = d_D = (0,7 \div 0,75) \cdot D = (0,7 \div 0,75) \cdot 620 = 460 \text{ (mm)}$$

Kiểm nghiệm sức bền của trục:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{M_u}{0,1 \cdot D^3} \leq [\sigma_u] \quad (\text{CT 6.13-[6]})$$

$$\Rightarrow \sigma_u = \frac{12,1 \cdot 10^8}{0,1 \cdot 620^3} = 50,77 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Vì $\sigma_u < [\sigma_u]$ nên trục đảm bảo độ bền.

4.6.3. Thiết kế trục uốn 3,4:

Chọn: $L = 2200 \text{ (mm)}$

$C = 500 \text{ (mm)}$

$a = 2700 \text{ (mm)}$

Chọn vật liệu làm trục uốn là thép 40CrNi có:

+ $\sigma_{bk} = 750 \text{ (N/mm}^2\text{)}$

+ $\sigma_{ch} = 560 \text{ (N/mm}^2\text{)}$

+ $HB = 150$

+ $[\sigma]_u = 120 \text{ (N/mm}^2\text{)}$

+ $[\sigma]_{td} = 450 \text{ (N/mm}^2\text{)}$

Khi cán thép tấm có chiều rộng $B = 1800 \text{ (mm)}$ trục chịu tải trọng phân bố đều trên suốt chiều dài với tải trọng đơn vị p .

P là lực cần thiết để làm biến dạng kim loại trên một đơn vị độ dài.

Ta có :

$$P = \frac{F}{1800} = \frac{1039230}{1800} = 577,35 \text{ (N/mm)}$$

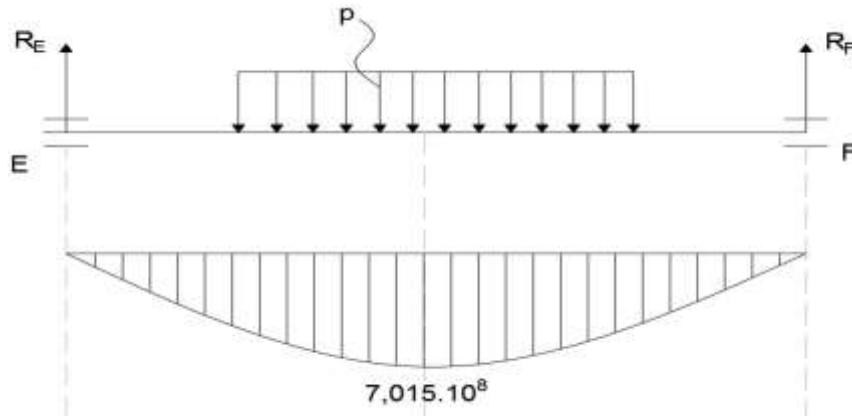
Phản lực tại gối của trục:

$$\sum m_C = -F_3 \cdot 1350 + R_F \cdot 2700 = 0$$

$$\Rightarrow R_E = 519615 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow R_F = 519615 \text{ (N)}$$

Và biểu đồ mômen:



Hình 4.17. Biểu đồ mômen trục uốn 3, 4

Tiết diện của trục tại chính giữa (nơi chịu uốn lớn nhất):

$$D = \sqrt[3]{\frac{M_u}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{7,015 \cdot 10^8}{0,1 \cdot 60}} = 488,98 \text{ (mm)}$$

Chọn $D = 520$ (mm).

Đường kính nơi lắp gối đỡ tại E, F:

$$d_E = d_F = (0,7 \div 0,75) \cdot D = (0,7 \div 0,75) \cdot 520 = 390 \text{ (mm)}$$

Kiểm nghiệm sức bền của trục:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{M_u}{0,1 \cdot D^3} \leq [\sigma_u] \quad (\text{CT 6.13-[6]})$$

$$\Rightarrow \sigma_u = \frac{7,015 \cdot 10^8}{0,1 \cdot 520^3} = 49,89 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Vì $\sigma_u < [\sigma_u]$ nên trục đảm bảo độ bền.

4.6.4. Thiết kế gối đỡ trục:

4.6.4.1. Gối đỡ trục 1:

- Vật liệu làm gối đỡ thép C45.
- Trục quay với vận tốc: $n = 3,2$ (vg/ph).
- Lực tác dụng: $R = 959090$ (N).
- Tính toán kích thước bạc lót:

- + Chọn vật liệu là đồng thanh BCuSn₅Zn₅Pb₅.
- + Đường kính trong: $d = d_A = d_B = 480$ (mm).
- + Chọn tỷ số: $l/d = 1$ suy ra $l = 480$ (mm).
- + Chiều dày bạc lót: $S = (0,035 \div 0.05).d + 2,5 = 30$ (mm).
- + Đường kính ngoài: $d_n = d + 2.S = 480 + 2.30 = 540$ (mm).
- + Áp suất cho phép: $[P] = 15$ (N/mm²).
- + Kiểm tra áp suất cho phép: (CT 7.38-[10])

$$P = \frac{R}{d.l} = \frac{959090}{480.480} = 4,16 \text{ (N/mm}^2\text{)} < [P] \text{ (Thỏa mãn)}$$

4.6.4.2. Gói đỡ trục 2:

- Chọn vật liệu làm gói đỡ là thép C45.
- Lực tác dụng: $R = 900000$ (N).
- Tính toán kích thước bạc lót:
 - + Chọn vật liệu là đồng thanh BCuSn₅Zn₅Pb₅.
 - + Đường kính trong: $d = d_C = d_D = 460$ (mm).
 - + Chọn tỷ số: $l/d = 1$ suy ra $l = 460$ (mm).
 - + Chiều dày bạc lót: $S = (0,035 \div 0.05).d + 2,5 = 20$ (mm).
 - + Đường kính ngoài: $d_n = d + 2.S = 460 + 2.20 = 500$ (mm).
 - + Áp suất cho phép: $[P] = 15$ (N/mm²).
 - + Kiểm tra áp suất cho phép: (CT 7.38-[10])

$$P = \frac{R}{d.l} = \frac{900000}{460.460} = 4,25 \text{ (N/mm}^2\text{)} < [P] \text{ (Thỏa mãn)}$$

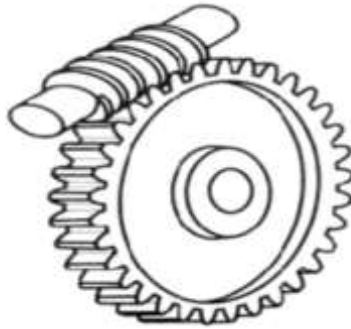
4.6.4.3. Gói đỡ trục 3,4:

- Chọn vật liệu làm gói đỡ là thép C45.
- Lực tác dụng: $R = 519615$ (N).
- Tính toán kích thước bạc lót:
 - + Chọn vật liệu là đồng thanh BCuSn₅Zn₅Pb₅.
 - + Đường kính trong: $d = d_E = d_F = 390$ (mm).
 - + Chọn tỷ số: $l/d = 1$ suy ra $l = 390$ (mm).
 - + Chiều dày bạc lót: $S = (0,035 \div 0.05).d + 2,5 = 18$ (mm).
 - + Đường kính ngoài: $d_n = d + 2.S = 390 + 2.18 = 426$ (mm).
 - + Áp suất cho phép: $[P] = 15$ (N/mm²).
 - + Kiểm tra áp suất cho phép: (CT 7.38-[10])

$$P = \frac{R}{d.l} = \frac{519615}{390.390} = 3,41 \text{ (N/mm}^2\text{)} < [P] \text{ (Thỏa mãn)}$$

4.7. Thiết kế cơ cấu nâng bộ phận uốn

4.7.1. Thiết kế bộ truyền trục vít- bánh vít



Hình 4.18. Bộ truyền trục vít bánh vít

Thiết kế bộ truyền trục vít bánh vít có số vòng quay $n = 80$ (vòng/phút), làm việc hai chiều, tải trọng thay đổi, thời gian sử dụng 8 năm, mỗi năm làm việc 300 ngày, ngày làm việc 8 giờ.

Công suất trên trục vít: $N = 30$ kW.

Số vòng quay trong 1 phút: $n_1 = 1470$ (vòng/phút)

Giả sử vận tốc trượt $V_t > 5$ (m/s), chọn vật liệu làm bánh vít là đồng thanh BcuSn4Zn4Pb4, vật liệu làm trục vít là thép C45 tôi bề mặt có độ cứng 50 HRC.

4.7.1.1. Xác định ứng suất cho phép:

Ứng suất tiếp xúc cho phép và ứng suất uốn cho phép của bánh vít. Tra bảng 4.4-[2].

$$[\sigma]_{tx} = 160 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

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

Số chu kỳ làm việc của bánh vít:

$$N = 60 \cdot n \cdot T \text{ (CT 4.8-[2])}$$

$$= 60 \cdot 80 \cdot 5 \cdot 300 \cdot 8 = 5,76 \cdot 10^7$$

Hệ số chu kỳ ứng suất:

$$k'_N = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{td}}} \text{ (CT 4.5)}$$

$$\Rightarrow k'_N = \sqrt[8]{\frac{10^7}{5,76 \cdot 10^7}} = 0,803$$

$$k''_N = \sqrt[8]{\frac{10^6}{N_{td}}} \text{ (CT 4.8)}$$

$$\Rightarrow k''_N = \sqrt[8]{\frac{10^6}{5,76 \cdot 10^7}} = 0,602$$

Từ bảng 4.4-[2] tra các trị số ứng suất tiếp xúc cho phép và ứng suất uốn cho phép rồi nhân với các trị số k'_N và k''_N tương ứng, ta có:

$$[\sigma]_{tx} = 160 \cdot 0,803 = 128,48 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$[\sigma]_u = 50 \cdot 0,602 = 30,1 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

4.7.1.2. Tính tỷ số truyền i và chọn mỗi ren trục vít và số răng bánh vít:

$$\text{Tỷ số truyền: } i = \frac{1470}{80} = 18,375$$

Chọn số mỗi ren trục vít: $Z_1 = 2$.

Số răng bánh vít: $Z_2 = i \cdot Z_1 = 18,375 \cdot 2 = 36,75$ răng

Lấy $Z_2 = 36$ răng.

$$\text{Tính lại tỷ số truyền: } i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{36}{2} = 18$$

Số vòng quay thực trong 1 phút của bánh vít:

$$n_2 = \frac{1470}{18} = 82 \text{ (vòng/ phút)}$$

Sai số về số vòng quay của bánh vít so với yêu cầu:

$$\Delta n = \frac{82-80}{80} \cdot 100\% = 2,5\% < 3\%$$

Vậy số vòng quay của bánh vít thỏa mãn.

4.7.1.3. Sơ bộ chọn trị số hiệu suất η và hiệu suất tải trọng k

Với $Z_1 = 2$ thì ta chọn sơ bộ $\eta = 0,82$.

Công suất trên bánh vít:

$$N_2 = \eta \cdot N_1 = 0,82 \cdot 30 = 24,6 \text{ kW.}$$

Chọn sơ bộ $k = 1,1$ ($V_t > 5 \text{ m/s}$)

4.7.1.4. Định môđun m và hệ số đường kính q

Theo CT 4.9-[2]:

$$m^3 \sqrt{q} \geq \sqrt[3]{\left(\frac{1,45 \cdot 10^6}{[\sigma]_{tx} \cdot Z_2}\right)^2 \cdot \frac{K \cdot N_2}{n_2}} = \sqrt[3]{\left(\frac{1,45 \cdot 10^6}{128,48 \cdot 36}\right)^2 \cdot \frac{1,1 \cdot 24,6}{82}} = 31,9$$

Theo bảng 4.6-[2] lấy $m = 16$ (mm) và $q = 9$

4.7.1.5. Kiểm nghiệm vận tốc trượt, hiệu suất và hệ số tải trọng

❖ Vận tốc trượt:

Theo công thức 4.11-[2]:

$$V_t = \frac{m \cdot n_1}{19100} \cdot \sqrt{Z_1^2 + q^2} = \frac{16 \cdot 1470}{19100} \cdot \sqrt{2^2 + 9^2} = 11,35 \text{ (m/s)}$$

Vận tốc trượt > 5 (m/s) phù hợp với dự đoán khi chọn vật liệu làm bánh vít.

❖ Hiệu suất:

Theo công thức 4.12-[2]:

$$\eta = 0,96 \cdot \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho')}$$

Trong đó: λ - Góc vít, phụ thuộc mỗi ren Z_1 và hệ số đường kính q .

Tra theo bảng 4-7, ta được $\lambda = 12^\circ 31' 44''$.

ρ' - Góc ma sát tương đương. Với $\rho' = 1^\circ 9'$.

$$\Rightarrow \eta = 0,96 \cdot \frac{\operatorname{tg} 12^\circ 31' 44''}{\operatorname{tg} (12^\circ 31' 44'' + 1^\circ 9')} = 0,87$$

Trị số ứng suất không chênh lệch quá nhiều so với dự đoán, do đó không cần tính lại công suất trên trục vít N_2 .

❖ Hệ số tải trọng K

Theo công thức 4.13-[2]:

$$K = K_{tt} \cdot K_d$$

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

K_d - hệ số tải trọng động.

Vận tốc vòng của bánh vít:

$$v = \frac{\pi \cdot m \cdot Z_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 16 \cdot 36 \cdot 82}{60 \cdot 1000} = 2,47 \text{ (m/s)}$$

Với $v = 2,47 \text{ (m/s)} < v = 3 \text{ (m/s)} \rightarrow K_d = 1,1$.

$$\Rightarrow K = 1 \cdot 1,1 = 1,1$$

Với $v = 2,47 \text{ (m/s)}$ nằm trong khoảng $v = 2 \div 5 \text{ (m/s)}$.

\Rightarrow Chế tạo bộ truyền với cấp chính xác 8.

4.7.1.6. Kiểm nghiệm sức bền uốn của răng bánh vít

Ta tiến hành kiểm nghiệm ứng suất uốn sinh ra tại chân răng bánh vít theo công thức 4.16-[2]:

$$\sigma_u = \frac{15 \cdot 10^6 \cdot K \cdot N_2}{m^3 \cdot Z_2 \cdot y \cdot q \cdot n_2} \leq [\sigma]_u$$

Trong đó: y - hệ số dạng răng.

Tra bảng 3-18 theo số răng tương đương của bánh vít.

$$Z_{td} = \frac{Z_2}{\operatorname{Cos}^3 \lambda} = \frac{36}{\operatorname{Cos}^3 (12^\circ 31' 44'')} = 38,7 \text{ răng.}$$

$$\Rightarrow y = 0,474.$$

Vậy:

$$\sigma_u = \frac{15 \cdot 10^6 \cdot 1,1 \cdot 24,6}{16^3 \cdot 36 \cdot 0,474 \cdot 9 \cdot 82} = 7,86 \text{ (N/mm}^2\text{)} < [\sigma]_u$$

4.7.1.7. Định các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền:

Mô đun:	$m = 16$.
Hệ số đường kính:	$q = 9$.
Số mỗi ren trục vít và răng bánh vít:	$Z_1 = 2, Z_2 = 36$.
Góc vít:	$\gamma = 12^\circ 31' 44''$.
Khoảng cách trục:	$A = 0,5 \cdot 16 \cdot (9 + 36) = 360$ (mm).
Đường kính vòng chia trục vít:	$d_1 = q \cdot m = 16 \cdot 9 = 144$ (mm)
Đường kính vòng đỉnh trục vít:	$D_{e1} = d_1 + 2 \cdot f_0 \cdot m = 144 + 2 \cdot 1 \cdot 16 = 176$ (mm)
Đường kính vòng chân ren trục vít:	$D_{i1} = d_1 - 2 \cdot f_0 \cdot m - 2 \cdot c_0 \cdot m$ $= 144 - 2 \cdot 1 \cdot 16 - 2 \cdot 0,2 \cdot 16 = 105,6$ (mm).
Chiều dài phần có ren của trục vít:	$L \geq (11 + 0,06 \cdot Z_2) \cdot M$ $L \geq 210,56 \rightarrow L = 215$ (mm).
Vì trục vít được mài nên tăng thêm chiều dài L, lấy $L = 215 + 35 = 250$ (mm).	
Đường kính vòng chia bánh vít:	$d_2 = Z_2 \cdot m = 36 \cdot 16 = 576$ (mm).
Đường kính vòng đỉnh răng:	$D_{e2} = (Z_2 + 2 \cdot f_0) \cdot m = (36 + 2 \cdot 1) \cdot 16 = 608$ (mm)
Chiều rộng bánh vít:	$B = 0,75 \cdot D_{e1} = 0,75 \cdot 176 = 132$ (mm).
Góc bánh vít ôm trục vít:	$\sin \gamma = \frac{B}{D_{e1} - 0,5 \cdot m} = 0,7857 \rightarrow \gamma = 52^\circ$
Đường kính ngoài cùng của bánh vít:	$D_n = D_{e2} + 1,5 \cdot m = 608 + 1,5 \cdot 16 = 632$ (mm).

4.7.2. Thiết kế bộ truyền vít me- đai ốc

Vít me ép chia làm 3 đoạn, đoạn lắp tham gia với đai ốc, đoạn cuối áp chặt vào gối trục. Quan trọng là ở giữa có ren và được lắp với đai ốc để điều chỉnh hành trình.

Cơ cấu vít me- đai ốc chịu tải một phía cao nên ta chọn ren hình răng cưa có tính tự hãm cao.

4.7.2.1. Chọn vật liệu:

Chọn vật liệu làm vít là thép 40Cr có:

$$\sigma_{bk} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{ch} = 700 \text{ N/mm}^2$$

Chọn vật liệu làm đai ốc là đồng thành BcuSn4Zn4Pb4.

4.7.2.2. Tính toán các thông số của vít:

Đường kính trung bình của vít:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot [q]}} \quad (\text{CT 8.1-[2]})$$

Chọn hệ số chiều cao đai ốc: $\psi_H = 1,8$.

Hệ số chiều cao ren răng cưa: $\psi_h = 0,75$.

Áp suất cho phép: $[q] = 12$ (N/mm²).

$$\Rightarrow d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot [q]}} = \sqrt{\frac{519615}{\pi \cdot 3 \cdot 0,75 \cdot 12}} = 78,27 \text{ (mm)}$$

Chọn $d_2 = 80 \text{ (mm)}$.

Các thông số của ren:

- + Chiều cao profin của ren: $h = 0,1 \cdot d_2 = 0,1 \cdot 80 = 8 \text{ (mm)}$.
- + Đường kính ngoài: $d = d_2 + h = 80 + 8 = 88 \text{ (mm)}$.
- + Đường kính trong: $d_1 = d_2 - h = 80 - 8 = 72 \text{ (mm)}$.
- + Bước ren: $p = 2 \cdot h = 2 \cdot 8 = 16 \text{ (mm)}$.
- + Bước vít: $P_h = Z_h \cdot p = 1 \cdot 16 = 16 \text{ (mm)}$.
- + Góc vít: $\gamma = \arctg [P_h / (\pi \cdot d_2)] = \arctg [16 / (\pi \cdot 80)] = 2,73^\circ$

Hệ số ma sát của cặp vật liệu thép-đồng thanh là: $f = 0,1$.

Góc nghiêng của cạnh ren làm việc: $\delta = 3^\circ$ - đối với ren răng cưa.

$$\text{Do đó } \varphi = \arctg\left(\frac{f}{\cos \delta}\right) = \arctg\left(\frac{0,1}{\cos 3^\circ}\right) = 5,7.$$

Như vậy, $\gamma < \varphi$ nên thỏa mãn điều kiện tự hãm của bộ truyền.

4.7.2.3. Kiểm nghiệm vít về độ bền:

Vít đai ốc làm việc vừa chịu nén vừa chịu xoắn.

Điều kiện bền:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \text{ (CT 8-7)}$$

Trong đó: σ - ứng suất nén do lực dọc trục F_a gây ra.

$$\sigma = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 519615}{\pi \cdot 72^2} = 127,62 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

τ - ứng suất xoắn do momen xoắn gây ra.

$$\tau = \frac{T}{0,2 \cdot d_1^3} = \frac{3508163,26}{0,2 \cdot 72^3} = 47 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\text{Với } T = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P}{n} \cdot i_{bv-tv} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{30}{1470} \cdot 18 = 3508163,26 \text{ (N.mm)}$$

$$\Rightarrow \sigma_{td} = \sqrt{127,62^2 + 3 \cdot 47^2} = 151,37 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Với vật liệu là thép 40Cr có $\sigma_{ch} = 700 \text{ N/mm}^2$

$$\Rightarrow [\sigma] = \sigma_{ch} / 3 = 233 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Vậy điều kiện bền được đảm bảo.

4.7.2.4. Kích thước đai ốc:

Chiều cao đai ốc: $H = \psi_H \cdot d_2 = 3 \cdot 80 = 240 \text{ (mm)}$.

$$\text{Số vòng ren của đai ốc: } z = \frac{H}{p} = \frac{240}{16} = 15$$

Ta chọn các thông số sau:

$$[\sigma_k]= 40 \text{ (N/mm}^2\text{)}, [\sigma_d]= 80 \text{ (N/mm}^2\text{)}, [\tau_c]= 39 \text{ (N/mm}^2\text{)}.$$

Dựa vào các điều kiện bền của đai ốc ta có các công thức tính sau:

Đường kính ngoài của đai ốc:

$$D \geq \sqrt{\frac{4.F_a}{\pi.[\sigma_k]} + d^2} = \sqrt{\frac{4.519615}{\pi.40} + 88^2} = 155,83 \text{ (mm)}$$

Chọn $D= 160 \text{ (mm)}$.

Đường kính ngoài mặt bích đai ốc:

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4.F_a}{\pi.[\sigma_d]} + D^2} = \sqrt{\frac{4.519615}{\pi.80} + 160^2} = 184,03 \text{ (mm)}$$

Chọn $D_1= 250 \text{ (mm)}$.

Chiều dày bích đai ốc:

$$\delta = \frac{F_a}{\pi. D. [\tau_c]} = \frac{519615}{\pi. 160. 39} = 26,5 \text{ (mm)}$$

Chọn $\delta= 30 \text{ (mm)}$.

4.8. Tính chọn nối trục

Khớp nối là chi tiết làm nhiệm vụ truyền momen xoắn từ động cơ đến các trục uốn quay để thực hiện quá trình uốn.

Các loại khớp nối thường sử dụng:

- + Nối trục ống.
- + Nối trục đĩa.
- + Nối trục răng.
- + Nối trục xích.
- + Nối trục đàn hồi.
- + Nối trục chữ thập.

4.8.1. Tính chọn khớp nối động cơ với trục vít

Động cơ quay với số vòng quay $n= 1470 \text{ (vg/ph)}$, truyền qua cơ cấu trục vít- bánh vít thường có va đập, chấn động, thường hay có cộng hưởng và xoắn gây nên lệch trục.

Vì vậy để đảm bảo được các điều kiện trên ta chọn khớp nối vòng đàn hồi là hợp lý. Ngoài ra, khớp nối vòng đàn hồi có cấu tạo tương đối đơn giản, dễ chế tạo và giá rẻ. Nối trục vòng đàn hồi có thể cho phép hai trục lệch dọc trục $S_Q= 1 \div 5 \text{ (mm)}$; lệch tâm $S_r= (0,3 \div 0,6) \text{ (mm)}$ và lệch góc $\alpha= 1^\circ$.

Cơ cấu của khớp nối đàn hồi tương đối đơn giản, gồm đĩa có máy lắp trên đoạn cuối của mỗi trục. Dùng các chốt được bọc ống đàn hồi bằng cao su để truyền momen xoắn.

Đoạn chốt có phần đàn hồi được xuyên qua lỗ hình trụ của một đĩa, còn phần chốt hình côn đầu ren thì xuyên qua lỗ côn của đĩa thứ hai rồi vặn chặt bằng đai ốc.

Kích thước chính của nối trục vòng đàn hồi chọn theo trị số momen xoắn và kiểm nghiệm ứng suất dập sinh ra giữa các chốt với vòng cao su và ứng suất uốn trong chốt.

4.8.1.1. Mômen xoắn truyền qua nối trục

$$M_x = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{N}{n} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{30}{1470} = 194897 \text{ (N.mm)}$$

4.8.1.2. Mômen tính

$$M_t = k \cdot M_x \text{ (CT 9.1- [2])}$$

Theo bảng 9.1-[2], chọn $k=1,5$ - hệ số tải trọng.

$$\Rightarrow M_t = 1,5 \cdot 194897 = 292345,5 \text{ (N.mm)}$$

4.8.1.3. Chọn kích thước nối trục

Theo trị số momen tính và đường kính trục chọn kích thước nối trục, theo bảng 9.11-[2], ta có:

- Số chốt: $Z=6$
- Đường kính ngoài: $D=140$ (mm).
- Đường kính lỗ lắp chốt bọc vòng đàn hồi: $d_0=28$ (mm).
- Đường kính chốt: $d_c=14$ (mm).
- Chiều dài toàn bộ vòng đàn hồi: $l_v=28$ (mm)
- Khe hở: $C=3$ (mm).
- Chiều dài chốt: $l_c=33$ (mm).
- Ren: M10
- Đường kính ngoài vòng đàn hồi: 27 (mm).



Hình 4.19. Thông số hình học khớp nối vòng đàn hồi

4.8.1.4. Chọn vật liệu

Nối trục làm bằng gang GX21-40

Chốt làm bằng thép C45 thường hóa.

Vòng đàn hồi bằng cao su.

Ứng suất đập cho phép của vòng cao su: $[\sigma]_d = 3 \text{ (N/mm}^2\text{)}$

Ứng suất uốn cho phép của chốt: $[\sigma]_u = 60 \text{ (N/mm}^2\text{)}$

4.8.1.5. Kiểm nghiệm sức bền đập của vòng đàn hồi

$$\sigma_d = \frac{2 \cdot k \cdot M_x}{Z \cdot D_0 \cdot l_v \cdot d_c} \leq [\sigma]_d \text{ (CT 9.22- [2])}$$

Trong đó: $M_x = 194897 \text{ (N.mm)}$: Mômen xoắn

$K = 1,5$: hệ số tải trọng động

D_0 : đường kính vòng tròn qua tâm các khớp.

$$D_0 = D - d_0 - (10 \div 20) = 140 - 28 - 10 = 102 \text{ (mm).}$$

$Z = 6$: số chốt

d_0 : đường kính lỗ lắp chốt bọc vòng đàn hồi.

d_c : đường kính chốt.

l_v : chiều dài toàn bộ vòng đàn hồi.

Vậy:

$$\sigma_d = \frac{2 \cdot M_t}{Z \cdot D_0 \cdot l_v \cdot d_c} = \frac{2 \cdot 292345,5}{6 \cdot 102 \cdot 28 \cdot 14} = 2,43 \text{ (N/mm}^2\text{)} < [\sigma]_d \Rightarrow \text{Thỏa mãn bền.}$$

4.8.1.6. Kiểm nghiệm sức bền uốn của chốt

$$\sigma_u = \frac{K \cdot M_x \cdot l_c}{0,1 \cdot Z \cdot d_c^3 \cdot D_0} \leq [\sigma]_u \text{ (CT 9.23- [2])}$$

$$\Rightarrow \sigma_u = \frac{292345,5 \cdot 33}{0,1 \cdot 6 \cdot 14^3 \cdot 102} = 57,45 \text{ (N/mm}^2\text{)} < [\sigma]_u \Rightarrow \text{Thỏa mãn bền.}$$

4.8.2. Tính chọn khớp nối động cơ với hộp giảm tốc

Chọn khớp nối trục đàn hồi.

Trục quay với: $n = 1473 \text{ (vg/phút)}$.

$$N = 45 \text{ (kW).}$$

4.8.2.1. Mômen xoắn truyền qua nối trục

$$M_x = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{N}{n} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{45}{1473} = 291750 \text{ (N.mm)}$$

4.8.2.2. Mômen tính

$$M_t = k \cdot M_x \text{ (CT 9.1- [2])}$$

Theo bảng 9.1-[2], chọn $k = 1,5$ - hệ số tải trọng.

$$\Rightarrow M_t = 1,5 \cdot 291750 = 437625 \text{ (N.mm)}$$

4.8.2.3. Chọn kích thước nối trục

Theo trị số momen tính và đường kính trục chọn kích thước nối trục, theo bảng 9.11-[2], ta có:

- Số chốt: $Z= 6$
- Đường kính ngoài: $D= 170$ (mm).
- Đường kính lỗ lắp chốt bọc vòng đàn hồi: $d_0= 36$ (mm).
- Đường kính chốt: $d_c= 18$ (mm).
- Chiều dài toàn bộ vòng đàn hồi: $l_v= 36$ (mm)
- Khe hở: $C= 3$ (mm).
- Chiều dài chốt: $l_c= 42$ (mm).
- Ren: M12
- Đường kính ngoài vòng đàn hồi: 35 (mm).

4.8.2.4. Chọn vật liệu

Nối trục làm bằng gang GX21-40

Chốt làm bằng thép C45 thường hóa.

Vòng đàn hồi bằng cao su.

Ứng suất dập cho phép của vòng cao su: $[\sigma]_d= 3$ (N/mm²)

Ứng suất uốn cho phép của chốt: $[\sigma]_u= 60$ (N/mm²)

4.8.2.5. Kiểm nghiệm sức bền dập của vòng đàn hồi

$$\sigma_d = \frac{2 \cdot k \cdot M_x}{Z \cdot D_0 \cdot l_v \cdot d_c} \leq [\sigma]_d \quad (\text{CT 9.22- [2]})$$

Trong đó: $M_x= 291750$ (N.mm): Mômen xoắn

$K= 1,5$: hệ số tải trọng động

D_0 : đường kính vòng tròn qua tâm các khớp.

$$D_0= D - d_0 - (10 \div 20)= 170 - 36 - 10= 124 \text{ (mm).}$$

$Z= 6$: số chốt

d_0 : đường kính lỗ lắp chốt bọc vòng đàn hồi.

d_c : đường kính chốt.

l_v : chiều dài toàn bộ vòng đàn hồi.

Vậy:

$$\sigma_d = \frac{2 \cdot M_t}{Z \cdot D_0 \cdot l_v \cdot d_c} = \frac{2 \cdot 437625}{6 \cdot 124 \cdot 36 \cdot 18} = 1,8 \text{ (N/mm}^2\text{)} < [\sigma]_d \Rightarrow \text{Thỏa mãn bền.}$$

4.8.2.6. Kiểm nghiệm sức bền uốn của chốt

$$\sigma_u = \frac{K \cdot M_x \cdot l_c}{0,1 \cdot Z \cdot d_c^3 \cdot D_0} \leq [\sigma]_u \quad (\text{CT 9.23- [2]})$$

$$\Rightarrow \sigma_u = \frac{437625 \cdot 42}{0,1 \cdot 6 \cdot 18^3 \cdot 124} = 42,36 \text{ (N/mm}^2\text{)} < [\sigma]_u \Rightarrow \text{Thỏa mãn bền.}$$

4.9. Tính toán hệ thống thủy lực và các phần tử trong hệ thống

4.9.1. Tính lực ép, áp suất, đường kính piston trục 2

❖ *Tính lực ép:*

Lực ép tác dụng lên piston là lực nâng trục ép 2 để kéo được phôi di chuyển và làm cho nó biến dạng khi uốn:

$$F_{\Sigma\max} = G_{T2} + F_u$$

G_{T2} : trọng lượng trục 2

$$G_{T2} = V \cdot \gamma$$

$$\text{Với } V = \pi \cdot R^2 \cdot L + 2\pi \cdot r^2 \cdot l = \pi \cdot 3,1^2 \cdot 22 + 2\pi \cdot 2,3^2 \cdot 2,5 = 747,29 \text{ dm}^3.$$

$$\Rightarrow G_{T2} = 747,29 \cdot 7,85 = 5866 \text{ kG}$$

F_u : áp lực cần thiết để uốn phôi

$$F_u \geq \frac{F_3 + F_4}{2} \cdot \cos 30^\circ = 1039230 \cdot \cos 30^\circ = 900000 \text{ (N)} = 90000 \text{ (kG)}$$

$$\Rightarrow F_{\Sigma\max} = 5866 + 90000 = 95866 \text{ (kG)}$$

Lực ép tác dụng lên mỗi xi lanh nâng trục II là:

$$F_{\max} = \frac{F_{\Sigma\max}}{2} = \frac{95866}{2} = 47933 \text{ (N)}$$

Ta có :

$$p = \frac{F_{\max}}{A} \quad (\text{CT 1.11-[7]})$$

Trong đó: p : Áp suất dầu lớn nhất (kG/cm^2). $p = 80 \div 160 \text{ (kG/cm}^2)$

F_{\max} : Lực ép lớn nhất (kG).

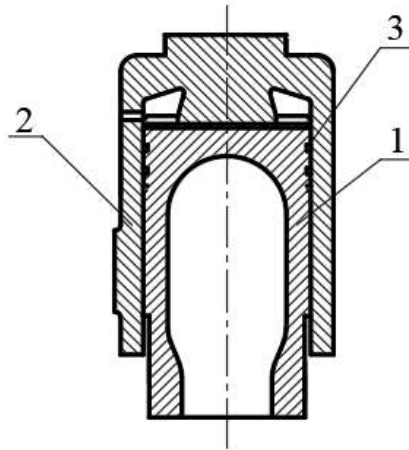
D : Đường kính của piston chính (cm).

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}: \text{Diện tích của pittong.}$$

$$\Rightarrow D = \sqrt{\frac{F_{\max} \cdot 4}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{47933 \cdot 4}{\pi \cdot 80}} = 27,72 \text{ (cm)}$$

Chọn D theo tiêu chuẩn, tra sách trang 50-[7], ta chọn $D = 40 \text{ (cm)}$.

❖ *Tính lực ma sát:*



Hình 4.20. Cụm piston xilanh

1. Piston 2. Thành Xilanh 3. Secmăng

Lực ma sát giữa piston và xilanh:

$$F_{msp} = \mu \cdot N \quad (\text{CT 4.38-[8]})$$

Trong đó: μ là hệ số ma sát.

Đối với cặp vật liệu xi lanh bằng thép và vòng găng bằng gang thì $\mu = (0.09 \div 0.15)$.

Chọn $\mu = 0.1$.

N là lực các vòng găng tác động lên xi lanh và được tính:

$$N = \pi \cdot D \cdot b \cdot (p_2 + p_k) + \pi \cdot D \cdot b \cdot (z - 1) \cdot p_k \quad (\text{CT 4.39-[8]})$$

Trong đó: D là đường kính piston. $D = 40$ cm.

b : bề rộng mỗi vòng găng. Chọn $b = 1$ cm.

p_2 : Áp suất của buồng mang cần piston. $p_2 = 3$ (kG/cm²).

z : Số vòng găng. Chọn $z = 3$.

p_k : Áp suất tiếp xúc ban đầu giữa vòng găng và xilanh.

$p_k = (0.7 \div 1.4$ kG/cm²). Chọn $p_k = 1$ kG.cm².

Vậy ta có: $N = \pi \cdot 40 \cdot 1 \cdot (3 + 1) + \pi \cdot 40 \cdot 1 \cdot (3 - 1) \cdot 1 = 754$ (kG/cm²).

Thay vào ta có giá trị của lực ma sát:

$$F_{msp} = 0,1 \cdot 754 = 75,4 \text{ (kG)}$$

$$\Rightarrow F_{ms} = F_{msp} = 75,4 \text{ (kG)}$$

❖ **Tính lực quán tính:**

Việc tính toán và thiết kế ở giai đoạn đầu tiên không thể hình dung toàn bộ kết cấu máy và khối lượng các bộ phận chấp hành khi đó có thể tính toán lực quán tính tính theo công thức gần đúng như sau:

$$F_{qt} = \frac{G \cdot V}{g \cdot t_0} \quad (\text{CT 4.44-[8]})$$

Trong đó: V : Vận tốc lớn nhất của cơ cấu chấp hành, $V = 0,02$ (m/s).

g : Gia tốc trọng trường, $g = 10$ (m/s²).

t_0 : Thời gian quá độ của piston đến tốc độ xác lập

$$t_0 = (0,01 \div 0,5)s \rightarrow \text{Chọn } t_0 = 0,1 (s).$$

G : Trọng lượng ước tính của bộ phận truyền động (kG).

$$G = G_{\text{thân trên}} + 0,5 \cdot G_{\text{trục}}$$

$$G_{\text{thân trên}} = \gamma \cdot V_{\text{thân trên}}$$

$$V_{\text{thân trên}} = 460 \cdot \pi \cdot (251^2 - 230^2) = 14597285 \text{ (mm}^3\text{)} = 14,6 \text{ (dm}^3\text{)}.$$

$$G_{\text{thân trên}} = 14,6 \cdot 7,85 = 114,6 \text{ (kG)}$$

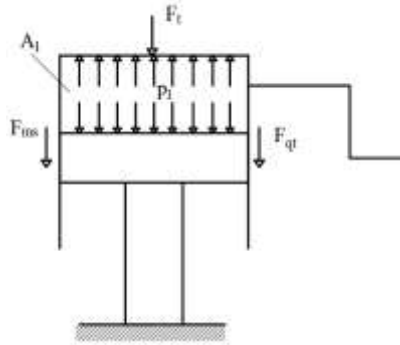
$$G = 114,6 + 0,5 \cdot 5866 = 3048 \text{ (kG)}$$

Vậy:

$$F_{qt} = \frac{G \cdot V}{g \cdot t_0} = \frac{3048 \cdot 0,02}{10 \cdot 0,1} = 61 \text{ (kG)}$$

❖ **Phương trình cân bằng lực:**

- Hành trình ép phôi.



Hình 4.21. Hành trình ép phôi của piston

p_1 : Áp suất dầu vào.

F_t : Lực tác dụng lên phần trên. $F_t = F_e + G$.

F_e : Lực ép cần thiết tạo ra để ép phôi.

F_{ms} : Lực ma sát.

A_1 : Diện tích buồng trên.

Ta có phương trình cân bằng tĩnh:

$$A_1 \cdot p_1 = F_t + F_{ms} + F_{qt}$$

$$\Rightarrow p_1 = \frac{F_t + F_{ms} + F_{qt}}{A_1}$$

Trong đó: $A_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 40^2}{4} = 1256 \text{ (cm}^2\text{)}$

$$F_{qt} = 61 \text{ (kG)}$$

$$F_{ms} = 75,4 \text{ (kG)}$$

$$F_t = 47933 + 3048 = 50981 \text{ (kG)}$$

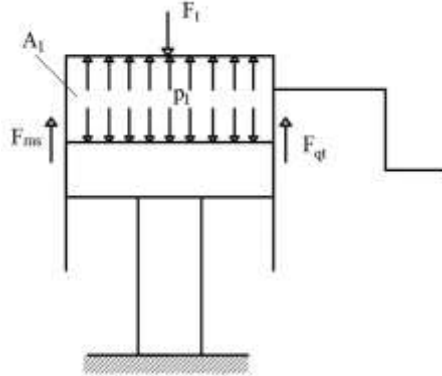
Thay tất cả vào phương trình ta được: $p_1 = 41 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$.

Vận tốc chảy phụ thuộc vào vận tốc biến dạng của vật liệu, ta chọn: $v_c = 30$ (cm/ph)

Vận lưu lượng cần đưa vào:

$$Q_v = A_1 \cdot v_c = 1256 \cdot 30 = 37680 \text{ (cm}^3\text{/ph)} \quad (\text{CT 4.45-[8]})$$

- Hành trình xuống nhanh.



Hình 4.22. Hành trình đi xuống của piston

Van đảo chiều mở cho phép dầu từ buồng trên của xilanh chảy về bể dầu, làm cho piston dịch chuyển xuống.

Ở hành trình này bơm không cần cung cấp lưu lượng và áp lực mà dùng áp lực từ trọng lượng của cơ cấu chấp hành.

Theo máy ta có: $F_{ch} = G = 3048$ (kG).

Ta có phương trình cân bằng tĩnh:

$$A_1 \cdot p_2 = F_{ch} + F_{ms} + F_{qt}$$
$$\Rightarrow p_2 = \frac{F_{ch} - F_{ms} - F_{qt}}{A_1}$$

Trong đó: $A_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 40^2}{4} = 1256 \text{ (cm}^2\text{)}$

$$F_{qt} = 61 \text{ (kG)}$$

$$F_{ms} = 75,4 \text{ (kG)}$$

$$F_{ch} = 3048 \text{ (kG)}$$

Thay tất cả vào phương trình ta được: $p_2 = 2,32$ (kG/cm²).

Vận lưu lượng đi ra từ xilanh:

Công thức tính: $Q_v = A_1 \cdot v_c$.

Trong đó: $v_c = 30$ (cm/ph).

$$Q_v = 1256 \cdot 30 = 37680 \text{ (cm}^3\text{/ph)}$$

Như vậy, khi dịch chuyển vị trí của van đảo chiều thì dầu từ buồng trên của xilanh sẽ chảy về bể và xilanh sẽ dịch chuyển xuống dưới nhờ trọng lượng của nó và của cơ cấu chấp hành.

❖ **Tính toán tổn thất áp suất:**

Tổn thất áp suất trên hệ thống thuỷ lực gồm có:

$$\Delta p_1: \text{Tổn thất trên các van tiết lưu: } \Delta p_1 = 2 \text{ (kG/cm}^2\text{)}.$$

$$\Delta p_2: \text{Tổn thất trên các van giảm áp: } \Delta p_2 = 2,5 \text{ (kG/cm}^2\text{)}.$$

$$\Delta p_3: \text{Tổn thất trên các van chỉnh hướng: } \Delta p_3 = 1 \text{ (kG/cm}^2\text{)}.$$

$$\Delta p_4: \text{Tổn thất áp suất trên bộ lọc ra: } \Delta p_4 = 1,5 \text{ (kG/cm}^2\text{)}.$$

$$\Delta p_5: \text{Tổn thất áp suất trên ống: } \Delta p_5 = 2 \text{ (kG/cm}^2\text{)}.$$

Vậy ta có tổn thất áp suất:

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_5 = 2 + 2,5 + 1 + 1,5 + 2 = 9 \text{ (kG/cm}^2\text{)}.$$

❖ **Tính áp lực bơm cung cấp cho các hành trình:**

$$\text{Hành trình ép phôi: } p_1 = 41 \text{ (kG/cm}^2\text{)}.$$

$$\text{Hành trình xuống nhanh: } p_2 = 2,32 \text{ (kG/cm}^2\text{)}.$$

Do tổn thất áp suất trên hệ thống cho nên áp lực bơm cần cung cấp cho các hành trình là:

$$\text{Hành trình ép phôi: } p_1' = p_1 + \Delta p = 50 \text{ (kG/cm}^2\text{)}.$$

$$\text{Hành trình xuống nhanh: } p_2' = p_2 + \Delta p = 11,32 \text{ (kG/cm}^2\text{)}.$$

4.9.2. Tính piston cơ cấu nâng hạ trục chính

❖ **Tính lực công tác:**

Trọng lượng trục chính:

$$G_{T1} = V \cdot \gamma = (\pi \cdot 3,25^2 \cdot 22 + 2 \cdot \pi \cdot 2,4^2 \cdot 4,8 + \pi \cdot 1,8^2 \cdot 5 + \pi \cdot 1,35^2 \cdot 16) \cdot 7,85 = 8213 \text{ (kG)}.$$

Ta có :

$$p = \frac{F}{A} \quad (\text{CT 1.11-[7]})$$

Trong đó: p: Áp suất dầu lớn nhất (kG/cm²). p = 80 ÷ 160 (kG/cm²)

D: Đường kính của piston chính (cm).

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}: \text{Diện tích của pittong.}$$

$$\Rightarrow D = \sqrt{\frac{F \cdot 4}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{8213 \cdot 4}{\pi \cdot 80}} = 11,43 \text{ (cm)}$$

Chọn D theo tiêu chuẩn, tra sách trang 50-[7], ta chọn D = 20 (cm)

❖ **Tính lực ma sát:**

Lực ma sát giữa piston và xilanh:

$$F_{msp} = \mu \cdot N$$

Trong đó: μ là hệ số ma sát.

Đối với cặp vật liệu xi lanh bằng thép và vòng găng bằng gang thì $\mu = (0,09 \div 0,15)$.

→ Chọn $\mu = 0,1$.

N là lực các vòng găng tác động lên xi lanh và được tính:

$$N = \pi.D.b.(p_2 + p_k) + \pi.D.b.(z - 1).p_k$$

Trong đó: D là đường kính piston. D= 20 cm.

b: bề rộng mỗi vòng găng. Chọn b= 1 cm.

p₂: Áp suất của buồng mang cần piston. p₂= 8 (kG/cm²).

z: Số vòng găng. Chọn z= 3.

p_k. Áp suất tiếp xúc ban đầu giữa vòng găng và xilanh.

p_k= (0.7÷1.4 kG/cm²). Chọn p_k= 1 kG.cm².

Vậy ta có: N= π.20.1.(8 + 1) + π.20.1.(3 - 1).1= 691 (kG/cm²).

Thay vào ta có giá trị của lực ma sát:

$$F_{msp} = 0,1.691 = 69,1 \text{ (kG)}$$

Lực ma sát giữa piston và vòng chắn khí:

$$F_{msc} = 0,15.\mu.\pi.d_c.b.p \quad (\text{CT 4.41-[8]})$$

Trong đó: d_c là đường kính cần piston. d_c= 0,5.d= 10 cm.

b: chiều dài tiếp xúc vòng chắn với cần. Chọn b= 15 cm.

p: Áp suất tác dụng vào vòng chắn. p= p₂ = 8 (kG/cm²).

μ: hệ số ma sát giữa cần và vòng chắn. μ= 0,1.

Thay vào ta có giá trị của lực ma sát:

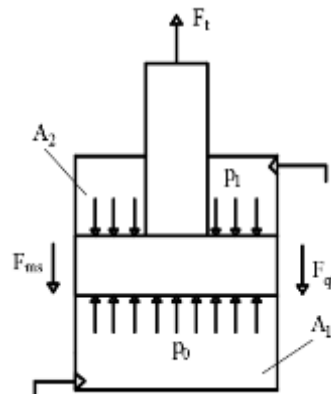
$$F_{msc} = 0,15.\mu.\pi.d_c.b.p = 0,15.0,1.\pi.10.15.8 = 56,5 \text{ (kG)}$$

$$\Rightarrow F_{ms} = F_{msp} + F_{msc} = 69,1 + 56,5 = 125,6 \text{ (kG)}$$

❖ **Phương trình cân bằng lực:**

- Hành trình hạ trục.

Hành trình này bơm cung cấp dầu vào buồng dưới của xilanh chính, dầu từ buồng trên của xilanh chính chảy về bể chứa.



Hình 4.23. Hành trình hạ trục 1

Diện tích buồng dưới:

$$A_1 = \frac{\pi.d^2}{4} = \frac{\pi.20^2}{4} = 314 \text{ (cm}^2\text{)}$$

Diện tích buồng trên:

$$A_2 = \frac{\pi \cdot (d^2 - d_c^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (20^2 - 10^2)}{4} = 236 \text{ (cm}^2\text{)}$$

Lực ma sát: $F_{ms} = 125,6 \text{ (kG)}$.

Trọng lượng của bộ phận dịch chuyển:

$$F_t = 8213 \text{ (kG)}$$

Ta có phương trình cân bằng tĩnh như sau:

$$p_1 \cdot A_2 = p_0 \cdot A_1 + F_t - F_{ms}$$

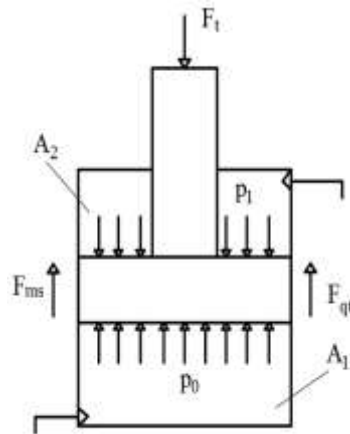
$$\Rightarrow p_1 = \frac{p_0 \cdot A_1 + F_t + F_{ms}}{A_2} = \frac{8 \cdot 314 + 8213 + 125,6}{236} = 45 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$$

Vận tốc ép của xilanh chọn $v_c = 30 \text{ (cm/ph)}$.

Vận lưu lượng cần đưa vào:

$$Q_v = A_1 \cdot v_c = 314 \cdot 30 = 9420 \text{ (cm}^3\text{/ph)}$$

- Hành trình nâng trục.



Hình 4.24. Hành trình nâng trục 1

Ta có phương trình cân bằng tĩnh như sau:

$$p_1 \cdot A_2 = p_0 \cdot A_1 + F_t - F_{ms}$$

$$\Rightarrow p_0 = \frac{p_1 \cdot A_2 + F_{ms} - F_t}{A_1} = \frac{45 \cdot 236 + 125,6 - 8213}{314} = 8 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$$

Vận tốc ép của xilanh chọn $v_c = 30 \text{ (cm/ph)}$.

Vận lưu lượng cần đưa vào:

$$Q_v = A_1 \cdot v_c = 314 \cdot 30 = 9420 \text{ (cm}^3\text{/ph)}$$

❖ **Tính áp lực bơm cung cấp cho các hành trình:**

Hành trình hạ trục: $p_1 = 45 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$.

Hành trình nâng trục: $p_0 = 8 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$.

Do tổn thất áp suất nên áp lực bơm cần cung cấp cho các hành trình là:

Hành trình hạ trục: $p_1' = p_1 + \Delta p = 54 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$.

Hành trình nâng trục: $p_0' = p_0 + \Delta p = 17 \text{ (Kg/cm}^2\text{)}$.

Theo tính toán trên ta chọn cơ cấu piston xilanh của cơ cấu nâng hạ trục chính cho các cơ cấu còn lại của máy.

4.9.3. Tính chọn công suất bơm dầu

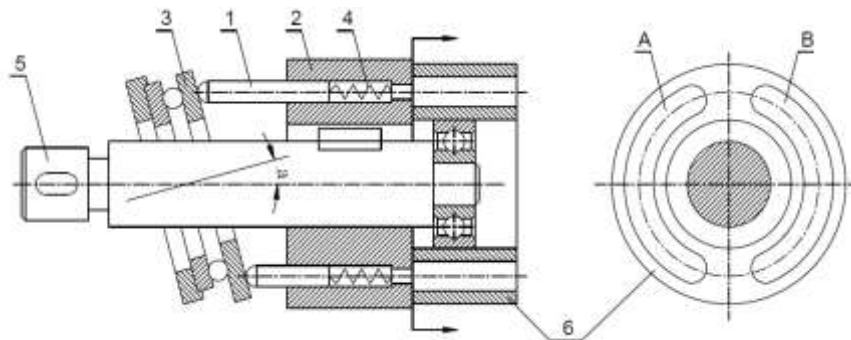
Bơm dầu là một cơ cấu biến đổi năng lượng, biến đổi cơ năng thành năng lượng của dầu (dòng chất lỏng). Trong hệ thống dầu ép thường chỉ dùng bơm thể tích, tức là loại bơm thực hiện việc biến đổi năng lượng bằng cách thay đổi thể tích các buồng làm việc, khi thể tích buồng làm việc tăng bơm hút dầu, thực hiện chu kì hút và khi thể tích buồng làm việc giảm bơm đẩy dầu ra thực hiện chu kì nén.

Với yêu cầu của việc thiết kế máy, dựa vào áp suất làm việc lớn nhất của hệ thống ta chọn loại bơm dầu cho hệ thống là loại bơm piston hướng trục.

Bơm piston hướng trục là loại bơm có piston đặt song song với trục của rôto.

Bơm piston hướng trục có các ưu điểm sau:

- + Kích thước nhỏ gọn.
- + Do piston đặt theo dọc trục, nên rôto có kích thước bé, mômen quán tính nhỏ, rất thích hợp với động cơ dầu.
- + Hiệu suất làm việc tốt và hầu như không phụ thuộc vào tải trọng và số vòng quay.



Hình 4.25. Bơm dầu piston

1. Piston. 2. Rôto. 3. Đĩa nghiêng. 4. Lò xo.
5. Trục. 6. Đĩa dẫn dầu.

Bơm gồm các piston (1) đặt song song với trục của rôto (2) và luôn tì sát vào đĩa nghiêng (3) nhờ lò xo (4). Trục (5) truyền chuyển động vòng cho rôto, nên buộc piston (1) di động đi thẳng về, thực hiện quá trình hút và nén. Các xilanh của piston (1) đều có lỗ thông với các rãnh của đĩa dẫn dầu (6). Trong quá trình quay những piston nào vào vùng rãnh A thực hiện quá trình hút, và ở vùng rãnh B thực hiện quá trình nén.

Trong nhiều kiểu bơm người ta không dùng lò xo (4). Để piston luôn tì vào đĩa nghiêng (3) người ta cho dầu có áp suất vào buồng phía dưới piston.

Điều chỉnh lưu lượng của bơm có thể thực hiện bằng cách thay đổi góc nghiêng α của đĩa nghiêng (3). Trên cơ sở đó làm thay đổi độ dài hành trình của piston.

Từ công thức:

$$N_b = \frac{P_b \cdot Q_b}{612} \text{ (Kw)} \quad (\text{CT 4.47-[8]})$$

Trong đó: P_b : Áp suất của bơm dầu (Kg/cm^2).

Q_b : Lưu lượng của bơm dầu (l/ph).

Qua việc tính toán ở trên ta thấy tính công suất cho bơm dầu chính là công suất cho hành trình ép, bơm thực hiện công suất lớn nhất, vì vậy ta có:

$$P_b = P' = 50 + 54 = 104 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$$

Lưu lượng cần tính là:

$$Q_b = \frac{Q_v}{\eta}$$

Trong đó: η : Hiệu suất của bơm dầu, lấy $\eta = 0,8$.

$$Q_v = 37680 + 9420 = 47100 \text{ (cm}^3\text{/ph)}.$$

$$\Rightarrow Q_b = \frac{Q_v}{\eta} = \frac{47100}{0,8} = 58,875 \text{ (l/ph)}.$$

Thay tất cả các giá trị trên vào công thức ta có:

$$N_b = \frac{P_b \cdot Q_b}{612} = \frac{104 \cdot 58,875}{612} = 10 \text{ (kW)}$$

Chọn công suất của bơm dầu là: $N = 10 \text{ (kW)}$.

Công suất động cơ điện dẫn động bơm:

$$N_{đc} = \frac{N_b}{\eta_b \cdot \eta_t} \quad (\text{CT 4.48-[8]})$$

Trong đó: $N_{đc}$ là công suất động cơ điện.

η_t là hiệu suất truyền động từ động cơ qua bơm, chọn $\eta_t = 0,985$.

η_b là hiệu suất của bơm. $\eta_b = (0,6 \div 0,9)$, chọn $\eta_b = 0,87$.

Vậy ta có công suất của động cơ điện:

$$N_{đc} = \frac{N_b}{\eta_t \cdot \eta_b} = \frac{10}{0,985 \cdot 0,87} = 12 \text{ (Kw)}$$

4.9.4. Tính toán ống dẫn dầu:

Ống dẫn cần phải đảm bảo độ bền và tổn thất áp suất nhỏ nhất. Để giảm tổn thất áp suất thì các ống dẫn phải có yêu cầu sau:

- + Chiều dài ống càng ngắn càng tốt.
- + Tránh sự biến dạng tiết diện ống dẫn trong suốt quá trình làm việc.

- + Ống dẫn có hình dáng sao cho hướng chuyển động của dòng dầu ít thay đổi.
Nếu cần thiết đổi hướng thì phải thay đổi từ từ.

Xác định đường kính ống dẫn:

Để lựa chọn đường kính ống dẫn, ta xuất phát từ phương trình lưu lượng chảy qua ống dẫn:

$$Q = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot V}{4} \quad (\text{CT 4.49-[8]})$$

$$\Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V}} \quad (\text{mm}).$$

Trong đó: Q: Lưu lượng đi qua ống dầu, Q= 58,875 (l/ph).

d: Đường kính trong của ống dẫn dầu, (mm).

V: Vận tốc dòng chảy trên ống dẫn, (m/s).

- Đối với ống hút: V= 1,5 ÷ 2 (m/s), chọn V= 2 (m/s)

$$\Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot 58,875 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 2 \cdot 60}} = 0,025 \text{ (m)} = 25 \text{ (mm)}$$

Chọn d = 30 (mm).

- Đối với ống nén: V= 3 ÷ 5 (m/s), chọn V= 4 (m/s)

$$\Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot 58,875 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 4 \cdot 60}} = 0,018 \text{ (m)} = 18 \text{ (mm)}$$

Chọn d = 20 (mm).

- Đối với ống xả: V= 0,5 ÷ 1,5 (m/s), chọn V= 1,5 (m/s)

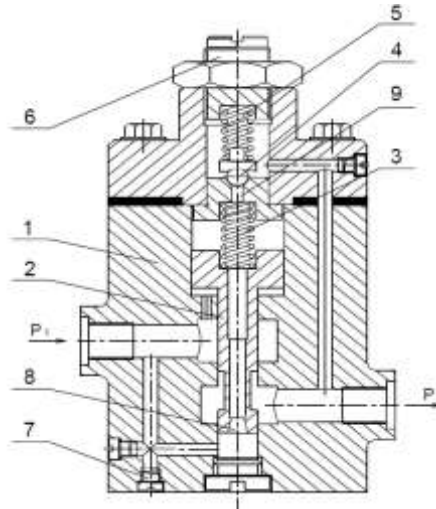
$$\Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot 58,875 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 1,5 \cdot 60}} = 0,029 \text{ (m)} = 29 \text{ (mm)}$$

Chọn d = 30 (mm).

4.9.5. Lựa chọn van an toàn:

Đối với hệ thống thủy lực của máy thiết kế, ta chọn loại van an toàn có tác dụng tự động. Loại van này có ưu điểm nổi trội hơn so với loại van tác động trực tiếp là:

- + Làm việc với áp suất cao.
- + Không những bảo vệ hệ thống khi quá tải mà còn ổn định áp suất làm việc của hệ thống.
- + Không gây va đập trong van.



Hình 4.26. Kết cấu nguyên lý van an toàn

1. Vỏ van 2. Piston chính 3. Lò xo chính 4. Bi 5. Lò xo
6,7. Vít điều chỉnh 8. Lỗ tiết lưu 9. Lỗ thông hơi

Nguyên lý hoạt động:

Buồng (b) dưới tác dụng của lò xo yếu (3), piston (2) bị ép xuống dưới. Trong lỗ thông (9) ở giữa piston (2) có lỗ giảm chấn (8), nhờ đó buồng (a) cũng luôn thông với buồng (e). Lò xo (5) có tác dụng ép viên bi vào đế van, ứng lực của nó có thể điều chỉnh được nhờ vít (7).

Khi áp lực dầu chưa vượt quá trị số ứng lực cho phép của lò xo (5) thì viên bi (4) chưa mở, lúc này buồng (a) không thông với buồng (b). Chất lỏng trong các buồng đều ở trạng thái tĩnh vì vậy áp suất trong các buồng a, c, d, e coi như bằng nhau. Khi đó piston (2) ở vị trí thấp nhất dưới tác dụng của lực lò xo (3) (vì áp suất dầu tác dụng lên piston (2) về phía buồng c cân bằng với áp lực về phía buồng d và e). Khi hệ thống quá tải áp suất trong các buồng a, c, d, e đồng thời tăng lên đột ngột. Lúc này áp lực của dầu lên viên bi (4) vượt quá lực lò xo (5), viên bi (4) bị đẩy lên và một ít chất lỏng từ buồng c bị đẩy ra ngoài về thùng chứa. Khi đó nhờ lỗ thông giảm chấn (8) gây tổn thất áp suất dầu, điều này tạo ra sự chênh áp giữa buồng d, e và c. Như vậy, trạng thái cân bằng lực tác dụng lên piston (3) mất đi. Dưới tác dụng của áp suất cao trong buồng c và e piston được nâng cao lên cho đến khi lặp lại sự cân bằng của áp lực chất lỏng và lực lò xo (3) lúc này piston ngừng đi lên. Kết quả là buồng a thông với buồng b và qua đó dầu trong hệ thống được đẩy bớt về thùng chứa, giảm tải cho hệ thống. Nếu áp suất trong hệ thống (ở buồng a) càng tăng mạnh thì dòng dầu chảy từ buồng d, e lên c đi qua van bi về thùng chứa càng mạnh, tổn thất tại lỗ (8) càng lớn thì độ chênh áp trên piston càng tăng, kết quả là piston tiếp tục được nâng lên, cửa lưu thông giữa buồng a và b càng rộng, dầu càng thoát nhiều về thùng.

Trong thực tế người ta cho van làm việc như một van tràn bằng cách điều chỉnh ứng lực lò xo (5) sao cho van bị luôn mở, nghĩa là luôn có chất lỏng thoát từ hệ thống thùng và van bị qua cửa lưu thông giữa buồng a và b.

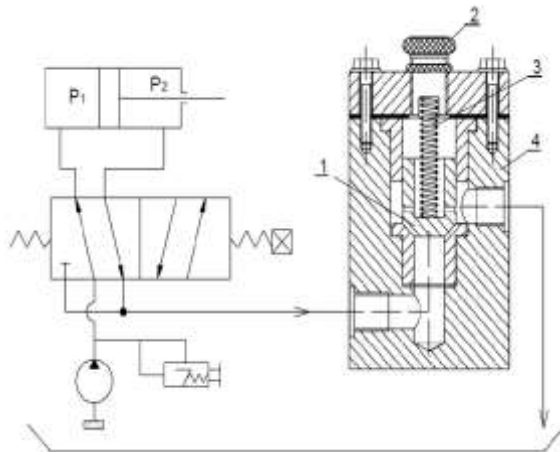
Nhờ hoạt động của van, áp suất trong hệ thống thùng không thay đổi.

Chọn vật liệu chế tạo van:

- + Thân van: Thép C45.
- + Nòng van: Thép 40Cr.
- + Lò xo thép: Thép 40CrNi.

4.9.6. Lựa chọn van cần:

Dựa vào kết cấu người ta chia ra làm 3 loại chính: van bi cầu, van bi côn, van piston. Đối với hệ thống thủy lực của máy thiết kế, ta chọn loại van piston.



Hình 4.27. Kết cấu van cần

1. Piston van 2. Vít điều chỉnh 3. Lò xo 4. Thân van

Lựa chọn kích thước van:

$$D= 26 \text{ (mm)}= 2,6 \text{ (cm)}; d= 16 \text{ (mm)}= 1,6 \text{ (cm)}; \alpha= 90^\circ; \beta= 45^\circ$$

Chọn vật liệu chế tạo van:

- + Thân van: thép C45.
- + Nòng van: thép 40Cr.
- + Nắp van: GX 15-32.
- + Thép lò xo: 40CrNi.
- + Đế van: thép C45.

4.9.7. Lựa chọn lọc dầu:

Trong quá trình làm việc, dầu không tránh khỏi bị nhiễm bẩn từ bên ngoài vào, hoặc do các chất bẩn từ bản thân dầu tạo nên. Những chất bẩn ấy sẽ làm kẹt các khe hở, các tiết diện chảy có kích thước nhỏ trong các cơ cấu dầu ép, gây nên những trở ngại, hư hỏng trong hoạt động của hệ thống thủy lực. Do đó trong các hệ thống dầu ép thường dùng bộ lọc dầu để ngăn ngừa các chất bẩn thâm nhập vào bên trong các cơ cấu dầu ép.

Bộ lọc dầu thường đặt ở ống hút của bơm dầu. Trường hợp cần dầu tinh khiết hơn, đặt thêm một bộ nữa ở cửa ra của bơm và một ở cửa ra của hệ thống dầu ép.

Trên cơ sở thí nghiệm và thực tế đưa ra các tác hại của độ bẩn của dầu:

- + Hạt bẩn có kích thước bằng hoặc lớn hơn khe hở các bề mặt tiếp xúc của các phần tử thủy lực làm tăng lực cần thiết để dịch chuyển các phần tử này.
- + Đối với các loại bơm, tuổi thọ giảm đi tỉ lệ với sự tăng kích thước và nồng độ các hạt bẩn.
- + Độ cứng các hạt bẩn trong chất lỏng càng lớn càng nhanh chóng mài mòn các bề mặt tiếp xúc của các phần tử thủy lực.

Qua các kết luận trên ta thấy rằng: Muốn tăng tuổi thọ các phần tử thủy lực và giảm đi trong quá trình sử dụng máy có truyền dẫn thủy lực thì cách tốt nhất là sử dụng lọc dầu cho hệ thống.

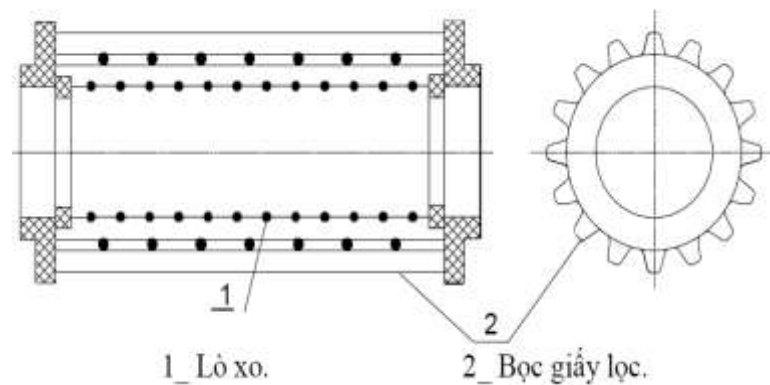
Ở máy thiết kế ta chọn hai loại lọc:

- + Lọc thô đặt ở đường hút bơm.
- + Lọc tinh đặt ở đường đẩy bơm.

❖ **Lọc thô:**

Ở những hệ thống dầu ép đòi hỏi độ sạch của dầu cao do đó phải dùng bộ lọc có màn lọc bằng giấy hoặc nỉ, dạ. Những loại bộ lọc này có thể lọc được những chất bẩn có kích thước lớn hơn 0,002 mm.

Kết cấu của bộ lọc được thể hiện như hình vẽ:



Hình 4.28. Bộ lọc dầu thô

Trên khung được căng cứng bằng lò xo (1) bọc giấy lọc (2) tạo thành một bề mặt lượn sóng. Với bề mặt kiểu này, làm tăng được tiết diện lọc và độ cứng vững của bộ lọc. Dầu từ ngoài chảy qua giấy lọc và theo hướng trục chảy ra ngoài.

Bộ lọc giấy có thể chế tạo với lưu lượng từ 10 ÷ 120 (l/ph), và với áp suất tối đa là 210 bar. Nhược điểm của nó là chóng bị bẩn và việc tẩy sạch phức tạp hơn các loại trên.

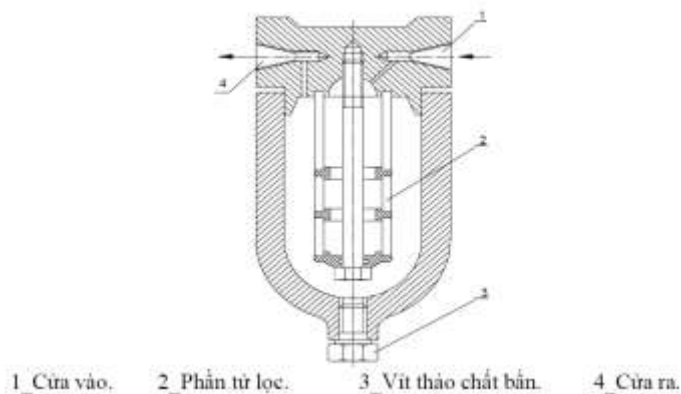
❖ **Lọc tinh:**

Lọc tinh đặt trên đường dây của bơm nên còn gọi là lọc cao áp. Quá trình lọc tinh chủ yếu được thực hiện nhờ các lỗ xốp của vật liệu lọc. Các phần tử của loại lọc này thường được chế tạo bằng các xơ, xốp, hạt bột, giấy, gốp kim loại...

Các phần tử được chế tạo bằng cách cho vào khuôn kim loại vật liệu chế tạo, sau đó tẩm chất kết dính và nung đến khi vật liệu được định hình vững chắc theo mẫu cần thiết.

Ở đây ta chọn bộ lọc tinh có phần tử lọc là vật liệu gốm kim loại.

Dầu từ bơm sẽ chảy vào cửa lọc ở cửa vào, nhờ các lỗ xốp trên phần tử lọc, các hạt chất bẩn sẽ được giữ lại, dầu sạch sẽ tiếp tục đi đến cửa ra và cung cấp vào hệ thống. Sau một thời gian sử dụng, tháo chất bẩn đưa ra ngoài



Hình 4.29. Bộ lọc dầu tinh

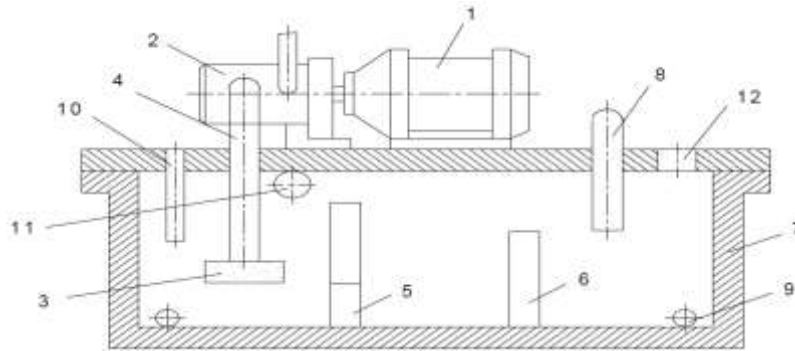
4.9.8. Thiết kế bình chứa dầu:

Bình chứa dầu có hai chức năng: Lưu trữ dầu và điều hoà dầu trong hệ thống. Các bộ lọc có nhiệm vụ tách bẩn trong bể dầu để khỏi gây nghẽn dẫn đến sự phá huỷ hệ thống. Bộ tản nhiệt hay bộ làm mát được dùng để duy trì nhiệt độ dầu trong thời gian giới hạn an toàn và ngăn cản sự biến chất của dầu.

❖ Thiết kế bình chứa dầu:

Bình chứa dầu dùng để chứa lượng dầu cần thiết cho sự hoạt động của hệ thống dầu ép. Tùy theo kết cấu của máy, bể dầu có thể là một khoang không được đúc liền trong thân máy hoặc là một thùng riêng biệt đặt bên ngoài thân máy. Để tránh tác dụng nhiệt vào các bộ phận máy, người ta có xu hướng đặt bể dầu ra ngoài.

Những bể dầu riêng biệt thường chế tạo có dạng hình hộp, và trên đó có lắp một số thiết bị cần thiết để đảm bảo sự làm việc bình thường của hệ thống dầu ép. Kết cấu của một bể dầu điển hình thường có dạng như hình vẽ.



Hình 4.30. Bình chứa dầu

1. Động cơ điện 2. Bơm dầu 3. Bộ lọc 4. Ống hút 5,6. Vách ngăn
7. Thành bể 8. Ống dẫn dầu về 9. Lỗ tháo dầu 10. Nhiệt kế
11. Mắt dầu 12. Lỗ rót dầu

Thông thường trên nắp bể dầu người ta lắp động cơ điện (1) để quay bơm dầu (2) để hút dầu từ bể qua bộ lọc (3) và ống hút (4). Để đảm bảo sự lưu thông của dầu tạo điều kiện làm nguội tốt hơn, bên trong bể được ngăn thành từng buồng có những cửa lưu thông tương ứng.

Trong bình chứa có bố trí một số tấm ngăn, chiều cao của tấm ngăn khoảng bằng 2/3 mức dầu. Các tấm ngăn có hai tác dụng:

- + Ngăn không cho dầu trên đường ống trở về đi ngay vào bơm. Có tấm ngăn dầu sẽ tản ra vách thùng chứa, nhiệt độ sẽ giảm thấp trước khi hoà vào lượng dầu có sẵn trong bình.
- + Tránh sự tung toé dầu trong bình chứa khi hệ thống đang hoạt động. Nắp bình chứa thường có lỗ thông hơi, trên nắp có bộ lọc để ngăn bụi lọt vào cùng không khí. Một số bình chứa không có lỗ thông hơi mà thay thế là van điều khiển. Van sẽ tự động đưa không khí lọt vào bình chứa nhưng ngăn không cho không khí đi ra ngoài cho đến khi áp suất trong bình đạt đến giá trị xác định trước.

❖ **Bảo dưỡng bình chứa dầu thủy lực:**

Việc bảo dưỡng bình chứa bao gồm việc xả dầu cũ và làm sạch bình chứa theo định kỳ của nhà sản xuất. Cũng có những thiết kế không cần tiến hành việc bảo dưỡng.

Trên bình chứa thường có ô kính kiểm soát hoặc một que kiểm tra để người vận hành hệ thống thủy lực có thể kiểm tra mức dầu. Nếu thiếu dầu, bơm thủy lực sẽ bị hỏng do không được bôi trơn đầy đủ.

Bộ lọc trên đường ống nạp của bơm có thể không cần thiết phải bảo dưỡng thường xuyên nhưng màng lọc trên đường ống dẫn trở về phải được thay thế sau thời gian quy định. Vì vậy, bộ lọc trở về thường không đặt bên trong bình chứa để thuận lợi cho việc bảo dưỡng.

Trong khí luôn có hơi nước vì vậy cần phải có bộ tách ẩm và phải bố trí ở nơi nào có thể xem xét hàng ngày.

Đường ống dẫn trở về nối vào thùng chứa ở vị trí thấp hơn mức dầu trong thùng và không đối diện với đường ống nạp của bơm. Cách bố trí này tạo điều kiện tốt cho việc hạ nhiệt độ trở về và giảm sự xoáy lốc.

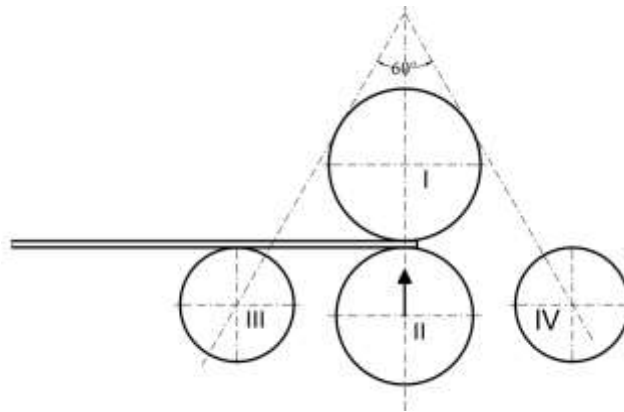
.

CHƯƠNG 5. QUY TRÌNH VẬN HÀNH MÁY ĐE LÓC MỘT SẢN PHẨM ĐIỂN HÌNH

Quá trình uốn ống trên máy lóc 4 trục được thực hiện theo các bước sau:

5.1. Bước 1:

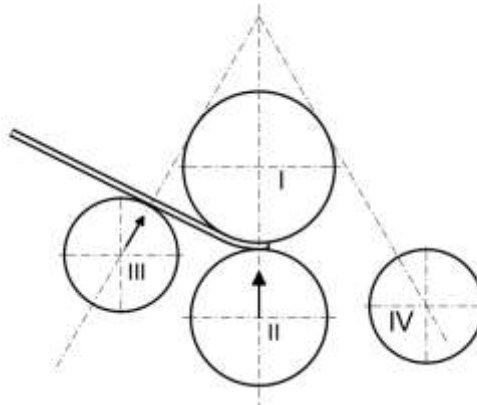
Phôi thép tấm được đưa vào nhờ cơ cấu kéo thông qua palăng tời kéo và giá đỡ, đồng thời nâng trục II lên nhờ hệ thống xilanh thủy lực cho đến khi khe hở của trục I và trục II đúng bằng chiều dày phôi.



Hình 5.1. Sơ đồ uốn sản phẩm (bước 1)

5.2. Bước 2:

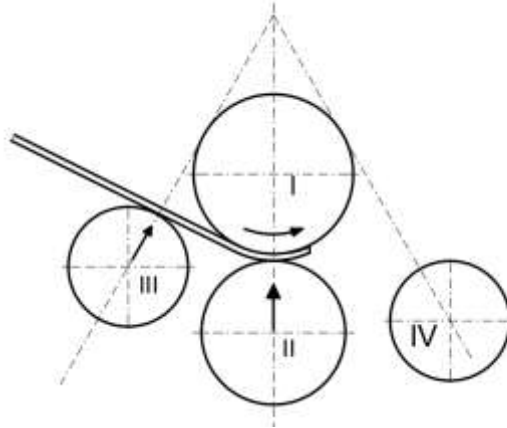
Khởi động động cơ nâng trục III thông qua cơ cấu trục vít-bánh vít. Trục III sẽ tác động một lực lên phôi làm phôi bị bẻ cong (hình 5.2). Cùng lúc đó trục II vẫn ép phôi.



Hình 5.2. Sơ đồ uốn sản phẩm (bước 2)

5.3. Bước 3:

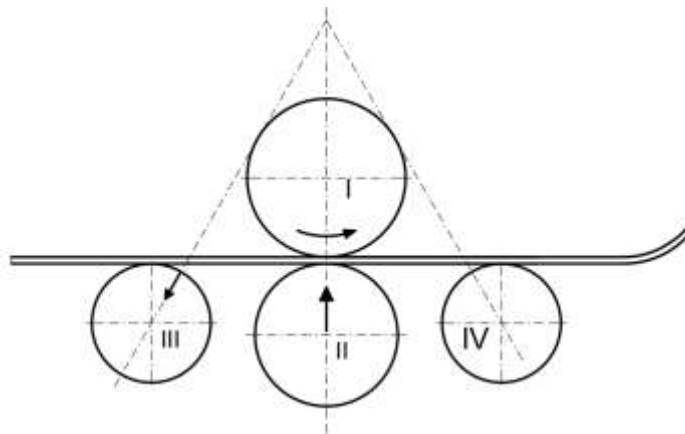
Khởi động động cơ cho trục I quay theo chiều (hình 5.3), lúc này nhờ lực ma sát giữa phôi và trục uốn, phôi sẽ bị cuốn sang phải. Trong khi đó trục III vẫn tiếp tục được đẩy lên để ép cong đoạn phôi theo kích thước yêu cầu, đến khi cuốn phôi sang mép bên kia thì kết thúc bước 3 đồng thời ngắt động cơ nâng trục III.



Hình 5.3. Sơ đồ uốn sản phẩm (bước 3)

5.4. Bước 4:

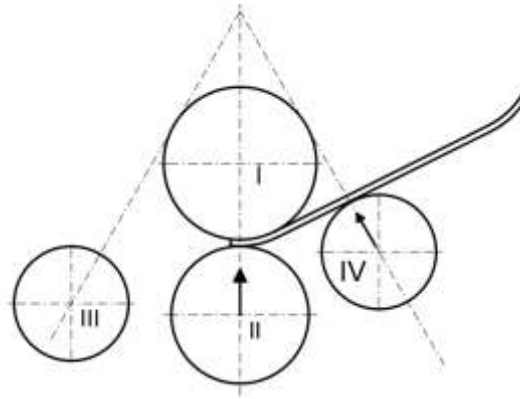
Khởi động cơ cấu phanh để dừng máy sau đó dùng dũa để đo bán kính phần cung đã được uốn. Khởi động lại động cơ trục III để hạ trục xuống, đồng thời khởi động trục cán I tiếp tục quay sang phải (hình 5.4) cho đến khi mép phôi bên trái nằm ở giữa hai trục I và II thì dừng động cơ trục I. Dừng động cơ trục cán I đồng thời kết thúc bước 4.



Hình 5.4. Sơ đồ uốn sản phẩm (bước 4)

5.5. Bước 5:

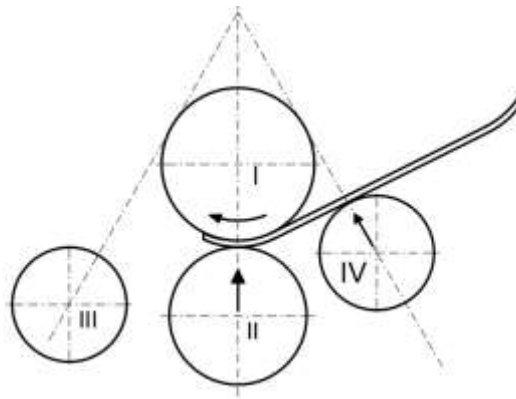
Khởi động động cơ trục IV thông qua cơ cấu trục vít - bánh vít nâng trục IV lên (hình 5.5) uốn cong đoạn phôi bên trái. Sau khi nâng trục IV một khoảng cách theo tính toán thì dừng động cơ và dừng máy.



Hình 5.5. Sơ đồ uốn sản phẩm (bước 5)

5.6. Bước 6:

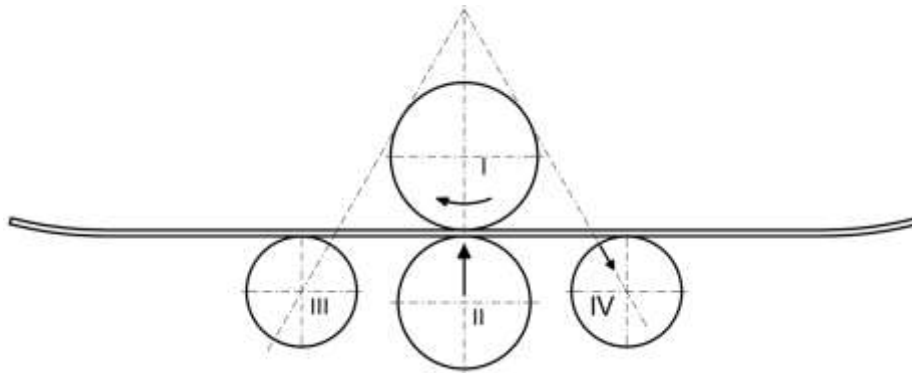
Khởi động động cơ trục uốn I quay theo chiều (hình 5.6) cùng chiều quay kim đồng hồ, để cuốn phôi chuyên động sang bên trái. Trong lúc đó trục IV vẫn tiếp tục tác dụng lên phôi một lực do quá trình chuyển động phôi vẫn tì lên trục IV. Trong quá trình phôi bị cuốn sang trái, dùng dũa để so phần cung tròn đã được cuốn. Khi phôi được cuốn đến đoạn giữa thì kết thúc bước 6.



Hình 5.6. Sơ đồ uốn sản phẩm (bước 6)

5.7. Bước 7:

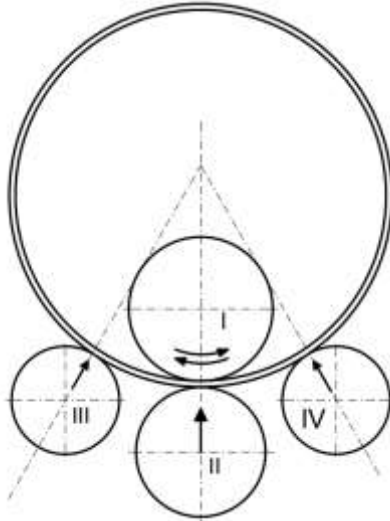
Khởi động động cơ trục IV để hạ trục xuống đồng thời lúc đó trục I vẫn quay để cuốn phôi sang trái và quá trình uốn lại tiếp tục theo các bước trên cho đến khi sản phẩm ống được uốn theo đúng đường kính kích thước theo yêu cầu.



Hình 5.7. Sơ đồ uốn sản phẩm (bước 7)

5.8. Bước 8:

Kết thúc bước 7 phôi đã có hình dạng đoạn ống, lúc này ta khởi động động cơ hai trục III và IV đồng thời nâng lên tỳ vào thành ống và khởi động động cơ trục uốn I quay theo hai chiều như hình 5.8 để ép hai mép đoạn ống lại với nhau. Sau khi đã ép hai đầu đoạn ống lại với nhau ta tắt máy và hàn cố định hai mép ống lại với nhau. Tiếp đó khởi động động cơ trục II, III và IV hạ các trục này xuống đồng thời khởi động hệ thống xilanh thủy lực để tháo cơ cấu giá đỡ đầu trục để lấy phôi ra nhờ cầu trục 2×8 tấn.



Hình 5.8. Sơ đồ uốn sản phẩm (bước 8)

CHƯƠNG 6. LẮP ĐẶT, VẬN HÀNH VÀ BẢO DƯỠNG MÁY

6.1. Cách lắp đặt

Để làm việc ít rung động, bệ móng cần vững chắc, kích thước bệ móng được tính theo mức độ chịu tải trung bình của đất. Khi độ chịu đựng của đất thấp cần tăng thêm chiều sâu và diện tích của nền móng.

Yêu cầu đối với nền móng:

- + Móng được làm từ bê tông nén, hình thành từ một khối bê tông liên tục, vững chắc để tránh rung động
- + Sau khi bê tông rắn lại, máy cuốn với bulông và êcu chịu tải trọng được đưa vào máy và được cân bằng nhờ cân điều chỉnh ở sát khung máy.
- + Sau khi cân bằng đổ thêm dưới móng một hỗn hợp bê tông lỏng. Sau khi hỗn hợp bê tông rắn lại cần xiết các êcu của các bulông móng.

Trình tự lắp máy:

- + Thân máy được định vị bằng 4 thanh sắt chữ V, hàn ở hai đầu của máy và được lắp cố định với bệ bê tông bằng các bu lông đã gắn sẵn các bu lông nền theo đúng kích thước lỗ khoan trên bệ máy.
- + Lắp các gugiong hai đầu ren liên kết thân máy để tăng cứng vững. Chú ý các đai ốc không được xiết chặt nhằm tạo khe hở.
- + Lắp các gối đỡ vào trục cuốn chủ động, tiếp đến là lắp các bánh răng tạo điều kiện cho các bánh răng ăn khớp được dễ dàng. Tiến hành lắp trục cuốn trên.
- + Gối đỡ trục cuốn trên được lắp bu lông điều chỉnh khe hở.
- + Sau đó tiến hành xiết các êcu của gugiong.
- + Lắp hộp giảm tốc trên đế máy.
- + Lắp đặt động cơ và bộ truyền dẫn động trục cuốn dưới.
- + Lắp giá đỡ theo đúng yêu cầu.

6.2. 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 phối.

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, gọn gàng.
 - + 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.
 - + Cắt cầu dao máy để tránh người lạ xâm nhập và vận hành máy.

6.3. Bảo dưỡng

Bảo dưỡng máy theo định kỳ các bộ phận chuyên 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.

6.4. Sự cố máy

- + Sự ăn khớp của bánh răng không đều gây ồn.
- + Các ổ lăn, trượt, bạc lót, trục mòn gây rơ ảnh hưởng đến chất lượng sản phẩm.
- + Ly hợp không truyền được mômen xoắn.
- + Bề răng vít me.
- + Tuốt bạc đồng trong ống vít me.
- + Cháy động cơ thắng do dầu từ ngoài lọt vào.
- + Cong trục ép do bị công xôn lâu.

6.5. Khắc phục sự cố

- + Điều chỉnh lại khoảng cách.
- + Thay các chi tiết đã sử dụng lâu, bị mòn, hỏng.
- + Quán lại động cơ sau khi cháy.
- + Điều chỉnh lại khoảng cách trục ép với các trục cuộn bằng vít me.

CHƯƠNG 7. MÔ PHỎNG MÁY LỌC 4 TRỤC TRÊN PHẦN MỀM SOLIDWORKS

7.1. Giới thiệu phần mềm Solidworks

❖ Solidworks

Solidworks là phần mềm thiết kế cơ khí 3D, chạy trên hệ điều hành Windows. Solidworks được phát triển bởi Dassault Systèmes Solidworks Corp, một công ty con của Dassault Systèmes, SA (Vélizy, Pháp). Solidworks đang là đối thủ cạnh tranh trực tiếp với Autodesk Inventor và Solid Edge.

❖ Lịch sử

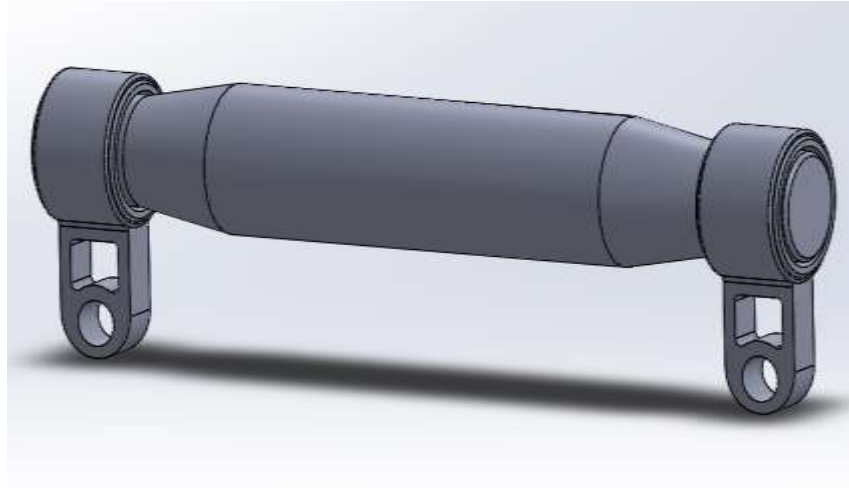
Tổng công ty Solidworks được thành lập vào tháng 12/1993 bởi Viện Công nghệ Massachusetts của Jon Hirschtick. Hirschtick sử dụng số tiền \$1.000.000 của ông kiếm được khi là thành viên của nhóm MIT Blackjack để thành lập công ty. Ban đầu công ty có trụ sở tại Waltham, Massachusetts, Hoa Kỳ, Hirschtick tuyển dụng một đội ngũ kỹ sư với mục tiêu xây dựng phần mềm CAD 3D mà dễ sử dụng, giá cả phải chăng, và chạy trên nền Windows. Hoạt động sau từ Concord, Massachusetts, Solidworks phát hành sản phẩm đầu tiên của mình Solidworks 95 vào năm 1995. Năm 1997, Dassault nổi tiếng với phần mềm CATIA CAD, mua lại Solidworks với giá \$ 310.000.000. Từ đó đến nay, Solidworks ngày càng phát triển. Trải qua 26 phiên bản DS Solidworks Corp đã bán được hơn 1,5 triệu giấy phép của Solidworks trên toàn thế giới. Trong đó, bao gồm 1 tỉ lệ lớn các giấy phép giáo dục. Vậy nên, SolidWorks được đánh giá là phần mềm phổ biến nhất hiện nay.

7.2. Mô phỏng

7.2.1. Mô phỏng biến dạng ở trục I


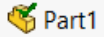

7.2.1.1. Vẽ trục

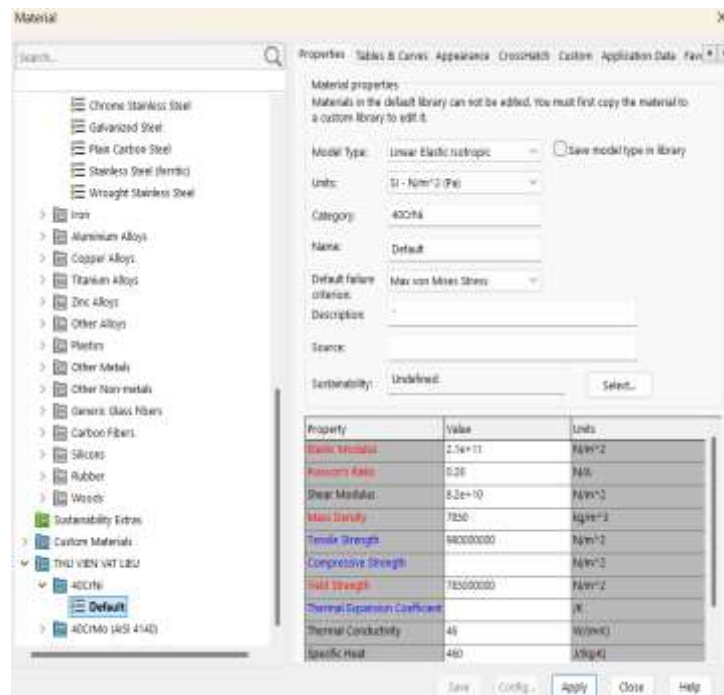
- Bước 1: Vào **File** → Chọn **New** → Chọn **Part**.
- Bước 2: Vào **Sketch** → Chọn mặt phẳng vẽ.
- Bước 3: Chọn **Circle** → Vẽ hình tròn có đường kính như trục → **Ok** → Vào **Features** → Chọn hướng đùn → Chọn chiều dài đoạn trục → **Ok**.
- Sau khi thực hiện lần lượt các bước trên ta được trục như hình sau:








Hình 7.1. Hình ảnh trục 1 vẽ 3D

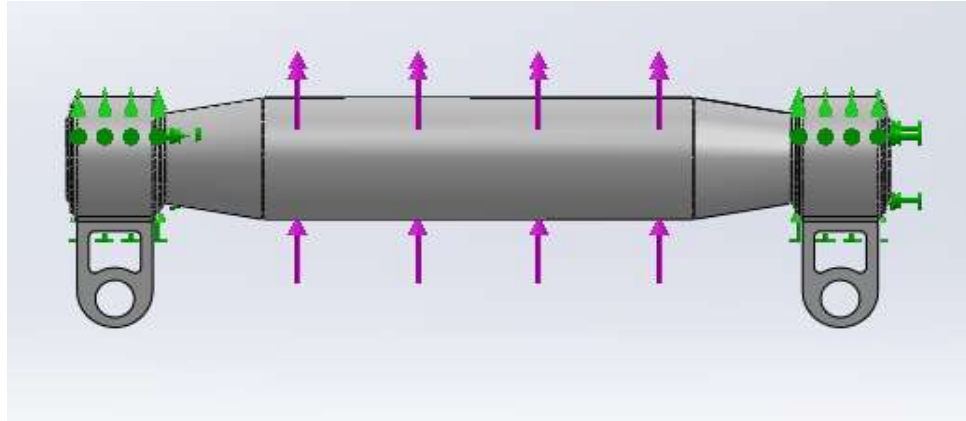
7.2.1.2. Mô phỏng

- Bước 1: Vào **Simulation** → Chọn  → **Ok**.
- Bước 2: Tiến hành đưa vật liệu vào chi tiết: Kích chuột phải vào  **Part1** → Chọn  **Apply Material to All Bodies...**. Sau khi bảng vật liệu hiện ra ta chọn vật liệu là thép 40CrNi → **Ok**.



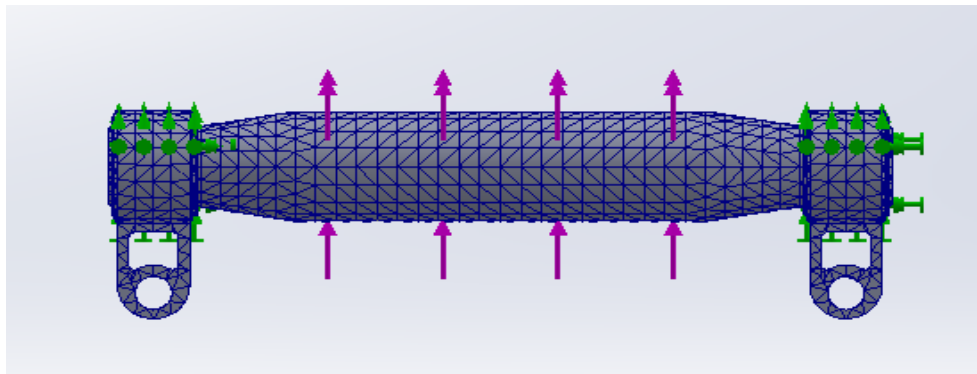
Hình 7.2. Bảng vật liệu

- Bước 3: Kích chuột phải vào  **Fixtures** → Chọn  **Bearing Fixture...** để tạo ràng buộc ổ → Sau đó chọn  **Fixed Geometry...** để cố định trục → **Ok**.
- Bước 4: Kích chuột phải vào  **External Loads** → Chọn  **Force...** → Tiến hành đặt lực tại các điểm tương ứng → **Ok**.



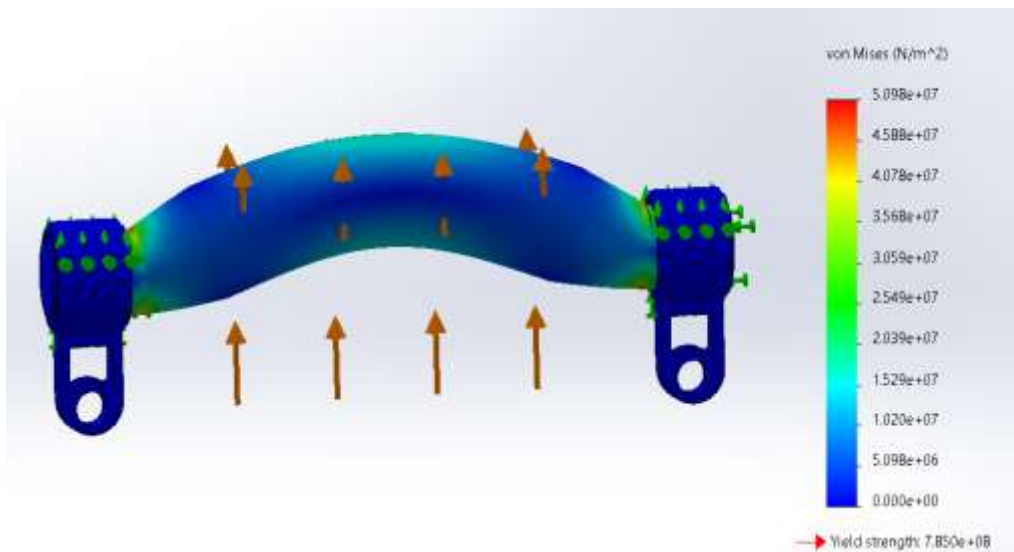
Hình 7.3. Vị trí đặt lực trên trục

- Bước 5: Kích chuột phải vào **Mesh** → Chọn **Create Mesh...** để chia lưới
→ **Ok**.



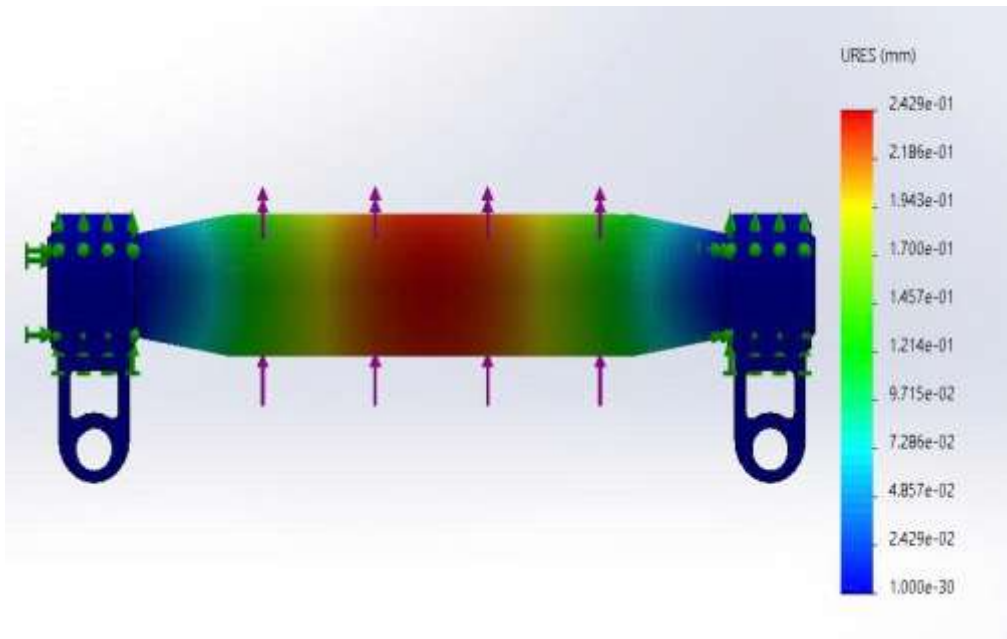
Hình 7.4. Trục sau khi chia lưới

- Bước 6: Kích chuột phải vào **Static 1 (-Default-)** → Chọn **Run**.
- ⇒ Sau khi tính toán phần mềm sẽ cho ta kết quả mô phỏng ứng suất và biến dạng của trục như sau:
 - + Ứng suất:



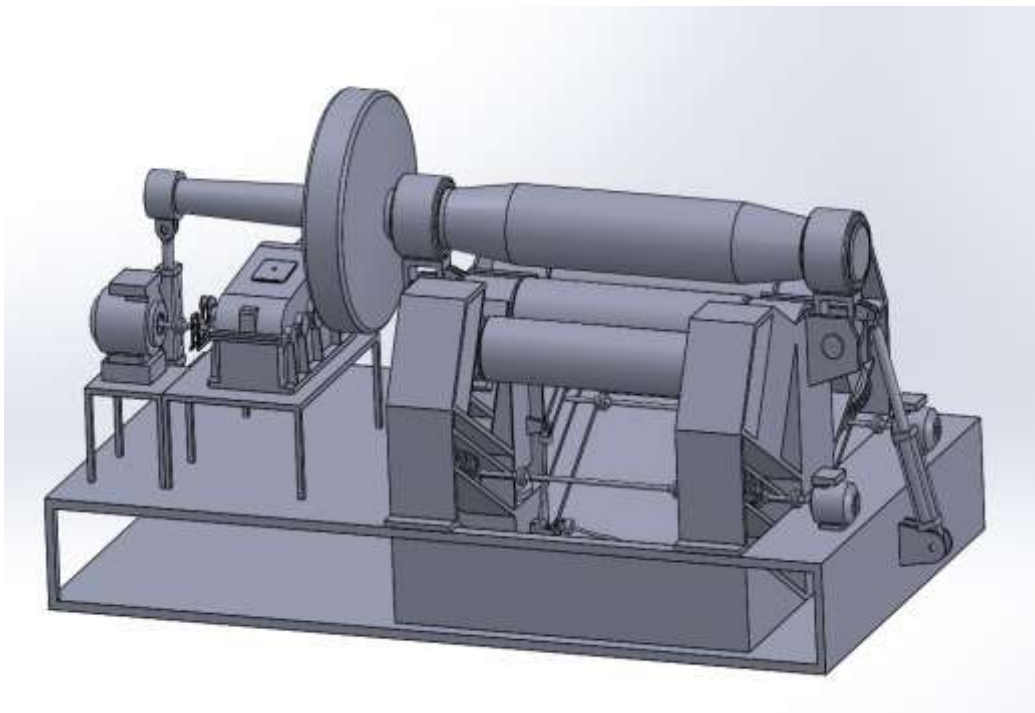
Hình 7.5. Mô phỏng ứng suất trên trục 1

+ Chuyển vị:



Hình 7.6. Mô phỏng chuyển vị trên trục 1

7.2.2. Mô phỏng máy lọc 4 trục



Hình 7.7. Bản vẽ 3D toàn máy

LỜI KẾT

Sau nhiều tuần thực hiện làm đồ án tốt nghiệp dưới sự hướng dẫn tận tình của thầy **TS. Nguyễn Phạm Thế Nhân** 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 lọc ống 4 trục có công suất chính $N= 45$ kW 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 ống cho các công trình, nhà máy và đời sống...

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 **TS. Nguyễn Phạm Thế Nhân** 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 Bảo Việt

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Nguyễn Ngọc Cẩn. Truyền động dầu ép trong máy cắt kim loại.
Bộ môn máy cắt kim loại - Trường ĐHBK Hà Nội - 1974.
- [2]. GS.TS. Nguyễn Trọng Hiệp. Thiết kế chi tiết máy.
NXB giáo dục.
- [3]. PGS.TS. Trịnh Chất. Cơ sở thiết kế máy và chi tiết máy.
NXB khoa học và kỹ thuật - Hà Nội.
- [4]. PGS.TS. Trịnh Chất - TS. Lê Văn Uyển. Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí.
NXB giáo dục - Hà Nội - 2003. (tập 1 và 2).
- [5]. GS.TS. Nguyễn Trọng Hiệp. Chi tiết máy (tập 1 và 2).
NXB Đại học và THCN, 1969..
- [6]. Đỗ Hữu Nhơn. Thiết kế máy cán thép và các thiết bị trong nhà máy cán thép.
NXB Khoa học và kỹ thuật - 2004.
- [7]. TS. Trần Xuân Tuy. Truyền động thuỷ lực và khí nén.
Đại học Bách Khoa - Đại học Đà Nẵng.
- [8]. PGS.TS. Lê Văn Thái. Truyền động thuỷ lực và khí nén.
NXB Nông nghiệp - Hà Nội - 2018.
- [9]. TS. Trần Xuân Tuy. Hệ thống điều khiển tự động thuỷ lực.
NXB Khoa học kỹ thuật - Hà Nội - 2002.
- [10]. Nguyễn Ngọc Cẩn. Thiết kế máy cắt kim loại.
NXB Đại học Quốc Gia TP. Hồ Chí Minh.
- [11]. Tập bản vẽ Chi tiết máy.
NXB Đại học và THCN - Hà Nội - 1978.
- [12]. GS.TS. Tôn Yên. Công nghệ dập nguội.
NXB Khoa học và kỹ thuật Hà Nội - 1974.
- [13]. Catalog rolling bearings SKF.