

ĐẠI HỌC QUỐC GIA THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA
KHOA CƠ KHÍ



ĐỒ ÁN HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG

Nhóm lớp L02 – Đề số 13 – Phương án 5:
THIẾT KẾ HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG THÙNG TẢI
HỌC KÌ 211
NĂM HỌC 2021-2022

Giảng viên hướng dẫn: Ths. Thân Trọng Khánh Đạt

Sinh viên thực hiện:

Hồng Đức Linh MSSV: 1911485

Đào Lê Tấn Lộc MSSV: 1911526

TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA - ĐHQG TP.HCM
KHOA CƠ KHÍ
BỘ MÔN THIẾT KẾ MÁY

ĐỒ ÁN:
HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG
(ME3145)

Học kì I/ Năm học 2021/2022

Sinh viên thực hiện 1: **Đào Lê Tấn Lộc** MSSV: 1911526

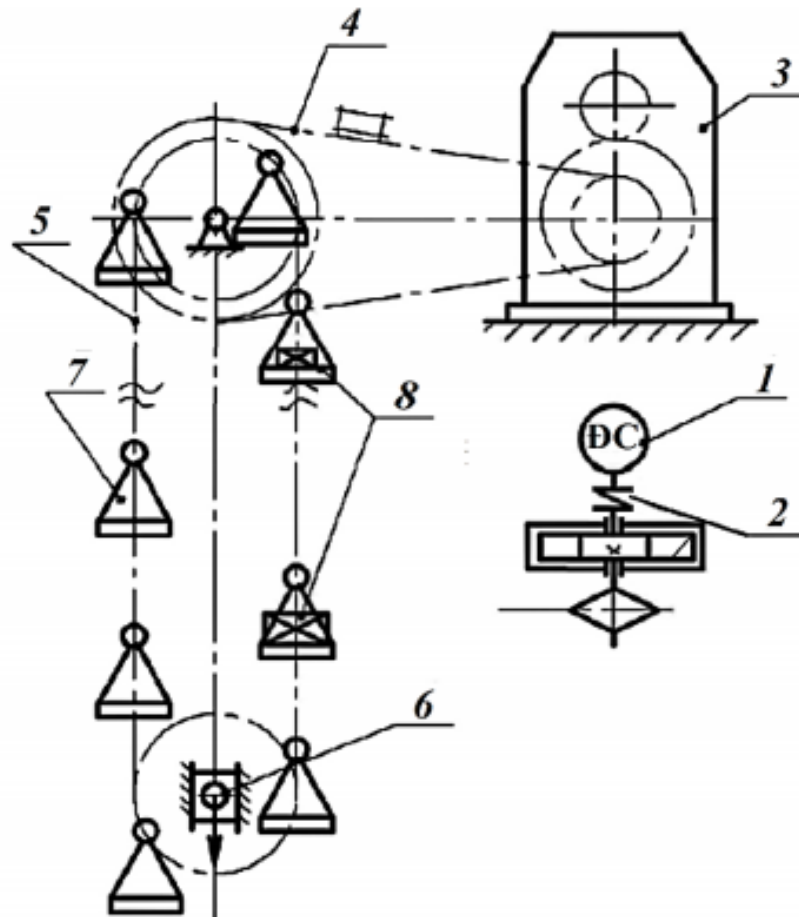
Sinh viên thực hiện 2: **Hồng Đức Linh** MSSV: 1911485

Giáo viên hướng dẫn: **Ths. Thân Trọng Khánh Đạt.**

Ngày bắt đầu: 03/09/2021

Ngày kết thúc:

ĐỀ SỐ 13: THIẾT KẾ HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG THÙNG TẢI
PHƯƠNG ÁN SỐ: 5



Hệ thống dẫn động thùng tải gồm:

- 1- Động cơ điện;
- 2- Nối trục;
- 3- Hộp giảm tốc bánh răng trụ nghiêng một cấp;
- 4- Bộ truyền xích;
- 5- Xích tải;
- 6- Bộ phận căng xích;
- 7- Thùng;
- 8- Vật tải;

Số liệu thiết kế:

Lực vòng xích tải, $F(N)$: 4200N.

Vận tốc xích tải, $v(m/s)$: 1,10m/s.

Đường kính xích tải, $D(mm)$: 300mm.

Góc nghiêng bộ truyền xích với phương ngang, θ° : 45°.

Thời gian phục vụ, L (năm): 6 năm.

Quay một chiều, làm việc hai ca (1 năm làm việc 300 ngày. 1 ca làm việc 8 giờ)

NỘI DUNG THUYẾT MINH

1. Tìm hiểu hệ thống truyền động máy.
2. Xác định công suất động cơ và phân phối tỉ số truyền cho hệ thống truyền động.
3. Tính toán thiết kế chi tiết máy:
 - a. Tính toán các bộ truyền đai (đai, xích hoặc bánh răng).
 - b. Tính toán các bộ truyền trong hộp giảm tốc (bánh răng, trục vít – bánh vít).
 - c. Vẽ sơ đồ lực tác dụng lên các bộ truyền và tính giá trị các lực.
 - d. Tính toán thiết kế trục và then.
 - e. Chọn ổ lăn và nối trục.
 - f. Chọn thân máy, bulong và các chi tiết phụ khác.
 - g. Tính toán các chi tiết hệ thống truyền động.
 - h. Chọn dung sai lắp ghép.
4. Chọn dầu bôi trơn, bảng dung sai lắp ghép.
5. Tài liệu tham khảo.

MỤC LỤC

MỞ ĐẦU.....	5
PHẦN 1: XÁC ĐỊNH CÔNG SUẤT ĐỘNG CƠ VÀ PHÂN BỐ TỈ SỐ TRUYỀN.....	7
1.1 Xác định công suất động cơ	7
1.1.1 Chọn hiệu suất của hệ thống.....	7
1.1.2 Tính công suất cần thiết.....	7
1.1.3 Xác định số vòng quay sơ bộ của động cơ	7
1.1.4 Chọn động cơ điện.....	7
1.2 Phân phối tỷ số truyền.....	8
1.2.1 Tính công suất trên các trục	8
1.2.2 Tính số vòng quay trên các trục	8
1.2.3 Tính momen xoắn trên các trục.....	8
1.3 Bảng đặc tính.....	9
PHẦN 2: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CÁC CHI TIẾT MÁY.....	10
2.1 THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH	10
2.1.1 Chọn loại xích	10
2.1.2 Chọn số răng đĩa xích.....	10
2.1.3 Xác định bước xích	10
2.1.4 Xác định khoảng cách trục và số mắt xích.....	11
2.1.5 Tính kiểm nghiệm xích về độ bền.....	11
2.1.6 Xác định thông số đĩa xích.....	12
2.1.7 Xác định lực tác dụng lên trục.....	13
2.1.8 Bảng thông số bộ truyền xích.....	14
2.2 THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ MỘT CẤP.....	14
2.2.1 Thông số ban đầu và chọn loại xích.....	14
2.2.2 Chọn vật liệu	14
2.2.3 Xác định ứng suất cho phép	15
2.2.4 Chọn hệ số chiều rộng vành răng.....	16
2.2.5 Xác định sơ bộ khoảng cách trục	16
2.2.6 Xác định thông số ăn khớp.....	17
2.2.7 Xác định kích thước bộ truyền	18
2.2.8 Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc.....	18
2.2.9 Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn	20
2.2.10 Bảng thông số bộ truyền răng	22
2.2.11 Bôi trơn hộp giảm tốc.....	22
2.3 THIẾT KẾ TRỤC - CHỌN THEN.....	23
2.3.1 Thông số ban đầu	23

2.3.2	Chọn vật liệu và xác định sơ bộ đường kính trục.....	23
2.3.3	Xác định khoảng cách giữa các gối đỡ và điểm đặt lực.....	23
2.3.4	Phân tích lực tác dụng lên bộ truyền.....	24
2.3.5	Xác định lực tác dụng lên trục, đường kính các đoạn trục.....	25
2.3.6	Kiểm nghiệm then.....	30
2.3.7	Kiểm nghiệm trục.....	30
2.4	TÍNH TOÁN VÀ CHỌN Ổ LĂN, NỐI TRỤC.....	33
2.4.1	Ổ lăn.....	33
2.4.2	Nối trục.....	38
PHẦN 3: CHỌN THÂN MÁY, CÁC CHI TIẾT PHỤ VÀ DUNG SAI LẮP GHÉP		39
3.1	CHỌN THÂN MÁY, BULONG.....	39
3.2	CÁC CHI TIẾT LIÊN QUAN ĐẾN KẾT CẤU VỎ HỘP.....	40
3.2.1	Nắp ổ.....	40
3.2.2	Nắp cửa thăm.....	41
3.2.3	Nút thông hơi.....	42
3.2.4	Bulong vòng.....	42
3.2.5	Que thăm dầu.....	43
3.2.6	Nút tháo dầu.....	43
3.2.7	Chốt định vị.....	44
3.3	DUNG SAI LẮP GHÉP.....	45
3.3.1	Chọn cấp chính xác.....	45
3.3.2	Chọn kiểu lắp.....	45
3.3.3	Bảng dung sai lắp ghép.....	46
PHẦN 4: THIẾT KẾ HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG		47
4.1	Lựa chọn phương án thiết kế.....	47
4.2	Xích tải.....	47
4.3	Thùng tải.....	48
4.4	Giá đỡ bộ phận xích tải.....	48
4.5	Bộ phận căng xích tải.....	49
4.6	Bệ đỡ động cơ và hộp giảm tốc.....	49
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....		51

MỞ ĐẦU:

Hệ thống truyền động thùng tải là hệ thống cơ khí được ứng dụng rất nhiều trong thực tế như để vận chuyển hàng hóa tại các khu mỏ than, hầm lò, mỏ địa chất, khoáng sản hoặc các ngành công nghiệp thực phẩm như bánh kẹo, nước ngọt...



Ví dụ như hệ thống đổ xe tự động xoay vòng đứng, đây là giải pháp khai thác không gian cực kỳ hiệu quả dành cho các khu vực đất có diện tích vừa và nhỏ. Với diện tích đổ xe đủ cho 2 xe, sử dụng hệ thống đổ xe thông minh này có thể gia tăng sức chứa lên đến 20 vị trí. Trong bối cảnh diện tích đất ngày càng khan hiếm và đắt đỏ tại các đô thị hệ thống này với nhiều ưu điểm nổi trội đang ngày càng phổ biến tại các đô thị. Đặc biệt là tại các nhà hàng, khách sạn hay các điểm kinh doanh quy mô vừa và nhỏ.



Dù được ứng dụng trong trường hợp nào thì hệ thống dẫn động thùng tải cũng đều có chung nguyên lý hoạt động. Chuyển động quay của xích tải được truyền động từ động cơ thông qua một hộp giảm tốc rồi qua một bộ truyền khác như đai hoặc xích. Xích tải sẽ được gắn các thùng tải có kích thước tùy vào mục đích sử dụng

Các bộ truyền động được sử dụng trong hộp giảm tốc có thể là bộ truyền trục vis – bánh vis, bộ truyền bánh răng côn răng thẳng 1 cấp hoặc 2 cấp,...

Trong phạm vi đồ án này ta xét đến bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng 1 cấp với trục đi vào được nối với động cơ thông qua nối trục đàn hồi, trục đầu ra gắn với bộ truyền xích.

Đồ án hệ thống truyền động giúp ta tìm hiểu và thiết kế hộp giảm tốc, qua đó ta có thể củng cố lại kiến thức đã học trong các môn học như Nguyên lý máy, Chi tiết máy, Vẽ kỹ thuật Cơ khí,... và giúp sinh viên có cái nhìn tổng quan về việc thiết kế cơ khí. Thêm vào đó, trong quá trình thực hiện các sinh viên có thể bổ sung và hoàn thiện kỹ năng vẽ Cơ khí, đây là một kỹ năng rất cần thiết cho việc học cũng như đi làm sau này.

Em chân thành cảm ơn thầy Thân Trọng Khánh Đạt, các thầy cô và các bạn trong khoa cơ khí đã giúp đỡ em rất nhiều trong quá trình thực hiện đồ án.

Với kiến thức còn hạn hẹp, vì vậy thiếu sót là điều không thể tránh khỏi, em rất mong nhận được ý kiến từ thầy cô và các bạn.

Sinh viên thực hiện

Hồng Đức Linh

Đào Lê Tấn Lộc

PHẦN 1: XÁC ĐỊNH CÔNG SUẤT ĐỘNG CƠ VÀ PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN**1.1 : CHỌN ĐỘNG CƠ****1.1.1 Chọn hiệu suất của hệ thống:**

- Hiệu suất truyền động:

$$\eta = \eta_{kn} \eta_{br} \eta_d \eta_{ol}^3 = 0,99 \times 0,97 \times 0,91 \times 0,99^3 = 0,848$$

Theo bảng 2.3 tài liệu(*), chọn:

$$\eta_{kn} = 0,99: \text{hiệu suất nối trục đàn hồi}$$

$$\eta_{br} = 0,97: \text{hiệu suất bộ truyền răng trụ răng nghiêng (che kín)} (0,96 \div 0,98)$$

$$\eta_x = 0,91: \text{hiệu suất bộ truyền xích (để hở)} (0,90 \div 0,93)$$

$$\eta_{ol} = 0,99: \text{hiệu suất ổ lăn} (0,99 \div 0,995)$$

1.1.2 Tính công suất cần thiết:

- Công suất tính toán:

$$P_{tt} = P_{max} = \frac{F \times v}{1000} = \frac{4200 \times 1,1}{1000} = 4,62 \text{ (kW)}$$

- Công suất cần thiết:

$$P_{ct} = \frac{P_{tt}}{\eta} = \frac{4,62}{0,848} = 5,448 \text{ (kW)}$$

1.1.3 Xác định số vòng quay sơ bộ của động cơ:

- Số vòng quay trên trục công tác:

$$n_{lv} = \frac{60000 \times v}{\pi \times D} = \frac{60000 \times 1,1}{\pi \times 300} = 70,0282 \text{ (vòng/phút)}$$

- Chọn sơ bộ tỷ số của hệ thống:

$$u_{ch} = u_{hgt} u_x = 4 \times 3,5 = 14$$

Với $u_{hgt} = 4$: tỉ số truyền của hộp giảm tốc bánh răng trụ 1 cấp (3÷5)

$$u_x = 3,5: \text{tỉ số truyền của bộ truyền xích (2÷5)}$$

- Số vòng quay của động cơ:

$$n_{sb} = n_{lv} \times u_{ch} = 70,0282 \times 14 = 980,3948 \text{ (vòng/phút)}$$

1.1.4 Chọn động cơ điện:

- Động cơ điện có thông số phải thỏa mãn: $\begin{cases} P_{đc} \geq P_{ct} = 5,448 \text{ (kW)} \\ n_{đc} \approx n_{sb} = 980,3948 \text{ (vòng/phút)} \end{cases}$

- Theo bảng P1.3, phụ lục của tài liệu 1 trang 237, ta chọn động cơ với thông số:

Kiểu động cơ	Công suất (kW)	Vận tốc quay (vòng/phút)
4A132S6Y3	5,5	960

1.2 PHÂN PHỐI TỈ SỐ TRUYỀN:

- Tỉ số truyền chung của hệ dẫn động

$$u_{ch} = \frac{n_{dc}}{n_{lv}} = \frac{960}{70,0282} = 13,709$$

- Tỉ số truyền hộp giảm tốc được chọn là $u_{hgt} = 4$

- Vậy tỉ số truyền của bộ truyền xích là:

$$u_x = \frac{u_{ch}}{u_{hgt}} = \frac{13,709}{4} = 3,427$$

1.3 BẢNG ĐẶC TÍNH:**1.3.1 Tính công suất trên các trục:**

$$P_{III} = P_{max} = 4,62 \text{ (kW)}$$

$$P_{II} = \frac{P_{III}}{\eta_{ol}\eta_x} = \frac{4,62}{0,99 \times 0,91} = 5,128 \text{ (kW)}$$

$$P_I = \frac{P_{II}}{\eta_{ol}\eta_{br}} = \frac{5,128}{0,99 \times 0,97} = 5,34 \text{ (kW)}$$

$$P_{dctt} = \frac{P_I}{\eta_{ol}\eta_{kn}} = \frac{5,34}{0,99 \times 0,99} = 5,448 \text{ (kW)}$$

1.3.2 Tính số vòng quay trên các trục:

$$n_{dc} = 960 \text{ (vòng/phút)}$$

$$n_I = n_{dc} = 960 \text{ (vòng/phút)}$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{u_{hgt}} = \frac{960}{4} = 240 \text{ (vòng/phút)}$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{u_x} = \frac{240}{3,427} = 70,032 \text{ (vòng/phút)}$$

1.3.3 Tính momen xoắn trên các trục:

$$T_{dc} = 9,55 \cdot 10^6 \times \frac{P_{dctt}}{n_{dc}} = 9,55 \cdot 10^6 \times \frac{5,448}{960} = 54196,25 \text{ (Nmm)}$$

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \times \frac{P_I}{n_I} = 9,55 \cdot 10^6 \times \frac{5,34}{960} = 53121,88 \text{ (Nmm)}$$

$$T_2 = 9,55 \cdot 10^6 \times \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9,55 \cdot 10^6 \times \frac{5,128}{240} = 204051,67 \text{ (Nmm)}$$

$$T_3 = 9,55 \cdot 10^6 \times \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9,55 \cdot 10^6 \times \frac{4,62}{70,032} = 630011,99 \text{ (Nmm)}$$

1.3.4 Bảng đặc tính:

Trục Thông số	Động cơ	I	II	Công tác
Công suất (kW)	5,448	5,34	5,128	4,62
Số vòng quay (vòng/phút)	960	960	240	70,032
Tỷ số truyền u	1	4	3,427	
Momen xoắn (Nmm)	54196,25	53121,88	204051,67	630011,99

PHẦN 2: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CÁC CHI TIẾT MÁY

2.1 THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH:

2.1.1 Thông số ban đầu và chọn loại xích:

- Công suất trên đĩa xích dẫn của bộ truyền chính là công suất trên trục 2 $P_2 = 5,128$ (kW), số vòng quay đĩa xích nhỏ $n_1 = 240$ (vòng/phút).
- Vì số vòng quay thấp, tải trọng nhỏ nên ta chọn loại xích ống con lăn.

2.1.2 Chọn số răng đĩa xích

- Số răng đĩa xích nhỏ:
Theo bảng 5.4 Tài liệu (*), với $u_x = 3,427$, chọn số răng đĩa xích nhỏ $z_1 = 25$
- Số răng đĩa xích lớn:
 $z_2 = z_1 \times u_x = 25 \times 3,427 = 85,68$. Chọn $z_2 = 87 < z_{max} = 120$
- Tỉ số truyền thực tế u_{tt} :

$$u_{tt} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{87}{25} = 3,48$$

- Sai lệch tỉ số truyền:

$$\Delta u = \frac{|3,48 - 3,427|}{3,427} \times 100\% = 1,55\% < 4\%$$

2.1.3 Xác định bước xích:

- Theo công thức (5.3) tài liệu (*), công suất tính toán:

$$P_t = \frac{P \times k \times k_z \times k_n}{k_x} = 5,128 \times 2,44 \times 1 \times 0,83 = 10,39 \text{ kW}$$

Trong đó:

$$k_z = \frac{z_1}{z_2} = \frac{25}{87} = 0,287$$

$$k_n = \frac{n_{01}}{n_2} = \frac{200}{240} = 0,83$$

$$k_x = 1: \text{chọn sơ bộ 1 dây xích}$$

- Theo công thức (5.4) và bảng 5.6 tài liệu (*):

$$k = k_o \times k_a \times k_{dc} \times k_d \times k_c \times k_{bt} = 1 \times 1 \times 1,25 \times 1,2 \times 1,25 \times 1,3 = 2,44$$

Với:

$k_o = 1$: Đường nối tâm hai đĩa xích so với phương ngang 1 góc $< 60^\circ$

$k_a = 1$: Khoảng cách trục $a = (30 \div 50)pc$

$k_{dc} = 1,25$: Vị trí trục không điều chỉnh được

$k_d = 1,2$: Tải trọng động va đập nhẹ

$k_c = 1,25$: Làm việc 2 ca

$k_{bt} = 1,3$: môi trường có bụi, chất lượng bôi trơn II – bảng 5.7

- Chọn bước xích:

Theo bảng 5.5 với $n_{01} = 200 \text{ vg/ph}$, chọn bộ truyền xích 1 dãy có bước xích

$$p_c = 25,4 \text{ mm thỏa mãn điều kiện bền mòn: } P_t < [P] = 11 \text{ (kW)}$$

- Đồng thời theo bảng (5.8), $p_c = 25,4 < p_{max} = 50,8$

2.1.4 Xác định khoảng cách trục và số mắt xích:

- Khoảng cách trục a: $a = 40p_c = 40 \times 25,4 = 1016 \text{ mm}$
- Theo công thức (5.12) tài liệu (*) số mắt xích:

$$\begin{aligned} X &= \frac{2 \times a}{p_c} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \times \frac{p_c}{a} \\ &= \frac{2 \times 1016}{25,4} + \frac{25 + 87}{2} + \left(\frac{87 - 25}{2\pi} \right)^2 \times \frac{25,4}{1016} = 138,43 \end{aligned}$$

- Lấy số mắt xích chẵn $x = 138$, tính lại khoảng cách trục theo công thức (5.13) tài liệu (*)

$$\begin{aligned} a &= 0,25p_c \left[X - \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \sqrt{\left(X - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{\pi} \right)^2} \right] \\ &= 0,25 \times 25,4 \left[138 - \frac{87 + 25}{2} + \sqrt{\left(138 - \frac{87 + 25}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{87 - 25}{\pi} \right)^2} \right] \\ &= 1010,31 \text{ (mm)} \end{aligned}$$

- Để xích không chịu lực căng quá lớn giảm a một lượng bằng:

$$\Delta a = 0,003a = 0,003 \times 1010,31 = 3,03 \text{ (mm)}$$

$$\text{Do đó: } a = 1010,31 - 3,03 = 1007,28 \text{ mm}$$

- Kiểm nghiệm số lần va đập trong 1s:

Theo công thức (5.14) và bảng 5.9 tài liệu (*):

$$i = \frac{Z_1 \times n_1}{15 \times X} = \frac{25 \times 240}{15 \times 138} = 2,9 < [i] = 30$$

2.1.5 Tính kiểm nghiệm xích về độ bền:

Theo công thức (5.15) tài liệu (*):

$$s = \frac{Q}{(k_d F_t + F_0 + F_v)}$$

Với:

- Tra bảng (5.2) tài liệu (*), ta được $Q = 56700 \text{ N}$ và $q = 2,6 \text{ kg/m}$

- $k_d = 1,2$ (tải va đập nhẹ)
- Vận tốc xích:

$$v = \frac{Z_1 p_c n_1}{60000} = \frac{25 \times 25,4 \times 240}{60000} = 2,54(\text{m/s})$$

- Lực vòng:

$$F_t = \frac{1000 \times P}{v} = \frac{1000 \times 5,128}{2,54} = 2018,9 \text{ (N)}$$

- Lực căng do lực li tâm sinh ra:

$$F_v = qv^2 = 2,6 \times 2,54^2 = 16,77(\text{N})$$

- Lực căng do trọng lượng xích trên nhánh bị động sinh ra:

$$F_0 = 9,81 k_f q a = 9,81 \times 2 \times 2,6 \times 1,00728 = 51,38(\text{N})$$

(Với $k_f = 2$ vì bộ truyền nằm ngang nghiêng 1 góc $> 40^\circ$)

Do đó:

$$s = \frac{Q}{k_d F_t + F_0 + F_v} = \frac{56700}{1,2 \times 2018,9 + 51,38 + 16,77} = 22,76$$

Theo bảng 5.10 với $n_1 \leq 400$ vg/ph, $[s] = 9,3$. Vậy $s > [s]$: Bộ truyền xích đảm bảo độ bền.

2.1.6 Xác định thông số đĩa xích:

- Đường kính vòng chia các đĩa xích: theo công thức (5.17) tài liệu (*):

$$d_1 = \frac{p_c}{\sin\left(\frac{\pi}{Z_1}\right)} = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{\pi}{25}\right)} = 202,66(\text{mm})$$

$$d_2 = \frac{p_c}{\sin\left(\frac{\pi}{Z_2}\right)} = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{\pi}{87}\right)} = 703,55(\text{mm})$$

- Đường kính vòng đỉnh răng:

$$d_{a1} = p_c [0,5 + \cot(\pi/Z_1)] = 25,4 [0,5 + \cot(\pi/25)] = 213,76 \text{ (mm)}$$

$$d_{a2} = p_c [0,5 + \cot(\pi/Z_2)] = 25,4 [0,5 + \cot(\pi/87)] = 715,8 \text{ (mm)}$$

- Đường kính vòng đáy răng:

Tra bảng 5.2 tài liệu (*), với $p_c = 25,4$ ta có $d_f = 15,88$

$$\Rightarrow r = 0,5025 \times d_f + 0,05 = 8,03\text{mm}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2r = 202,66 - 2 \times 8,03 = 186,6(\text{mm})$$

$$d_{f2} = d_2 - 2r = 703,55 - 2 \times 8,03 = 687,49(\text{mm})$$

- Kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của đĩa xích theo công thức (5.18) tài liệu (*):

$$\sigma_H = 0,47\sqrt{k_r(F_t K_d + F_{vd})E/(Ak_d)} \leq [\sigma_H]$$

➤ **Đĩa xích 1:**

$$\sigma_{H1} = 0,47\sqrt{0,42(2018,9 \times 1,2 + 5,112) \times 2,1 \times 10^5 / (180 \times 1)} = 512,63 \text{ (MPa)}$$

Với:

- $F_t = 2018,9 \text{ N}$: lực vòng
- $k_r = 0,42$: hệ số ảnh hưởng đến số răng của đĩa xích (Với $Z_1=25$)
- $K_d = 1,2$: hệ số tải trọng động (Tải động, va đập nhẹ)
- $k_d = 1$: Xích 1 dây
- $F_{vd} = 13 \times 10^{-7} \times n_1 \times p_c^3 \times m = 13 \times 10^{-7} \times 240 \times 25,4^3 \times 1$
 $= 5,112 \text{ N}$: lực va đập trên 1 dây xích
- $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2) = 2,1 \times 10^5 \text{ Mpa}$: Mô đun đàn hồi
- $A = 180 \text{ mm}^2$: diện tích hình chiếu của bản lề với $p_c = 25,4 \text{ mm}$, tra bảng 5.12 tài liệu (*)

Dựa vào bảng 5.11[2], chọn thép C45 tôi cải thiện có độ rắn bề mặt HB210, $[\sigma_H] = 600 \text{ MPa}$ sẽ đảm bảo độ bền cho đĩa xích 1.

➤ **Đĩa xích 2:**

$$\sigma_{H2} = 0,47\sqrt{0,17(2018,9 \times 1,2 + 1,49) \times 2,1 \times 10^5 / (180 \times 1)} = 325,89 \text{ (MPa)}$$

Với:

- $F_t = 2018,9 \text{ N}$: lực vòng
- $k_r = 0,17$: hệ số ảnh hưởng đến số răng của đĩa xích ($Z_1 = 86$)
- $K_d = 1,2$: hệ số tải trọng động (Tải động, va đập nhẹ)
- $k_d = 1$: Xích 1 dây
- $F_{vd} = 13 \times 10^{-7} \times n_2 \times p_c^3 \times m = 13 \cdot 10^{-7} \times 70,032 \times 25,4^3 \times 1$
 $= 1,49 \text{ N}$: lực va đập trên 1 dây xích
- $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2) = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Mpa}$: Mô đun đàn hồi
- $A = 180 \text{ mm}^2$: diện tích hình chiếu của bản lề với $p_c = 25,4 \text{ mm}$, tra bảng 5.12[2]

Do đó ta dùng thép C45 tôi cải thiện có độ rắn bề mặt HB170, $[\sigma_H] = 500 \text{ MPa}$ sẽ đảm bảo độ bền cho đĩa xích 2.

2.1.7 Xác định lực tác dụng lên trục:

- $F_r = k_x F_t = 1,05 \times 2018,9 = 2119,845(\text{N})$

Với:

- $k_x = 1,05$: hệ số kể đến trọng lượng xích, khi bộ truyền nghiêng góc lớn hơn 40°
- $F_t = 2018,9 \text{ N}$: lực vòng

2.1.8 Bảng thông số bộ truyền xích:

Thông số	Ký hiệu		Đơn vị	Kết quả tính toán	
Loại xích	-		-	Xích ống con lăn	
Bước xích	p_c		mm	25,4	
Số dây xích	d_x		-	1	
Số mắt xích	X		-	138	
Số răng đĩa xích	z_1	z_2	-	25	87
Tỷ số truyền thực tế	u		-	3,48	
Đường kính vòng chia đĩa xích	d_1	d_2	mm	202,66	703,55
Khoảng cách trục	a		mm	1007,28	
Lực tác dụng lên trục	F_r		N	2119,845	

2.2 TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ RĂNG NGHIÊNG.

2.2.1 Thông số ban đầu.

- Công suất truyền: $P_1 = 5,34 \text{ kW}$
- Momen xoắn: $T_1 = 53121,88 \text{ Nmm}$
- Tỷ số truyền: $u = 4$
- Số vòng quay trục dẫn $n_1 = 960 \text{ vg/ph}$
- Số vòng quay trục bị dẫn $n_2 = 240 \text{ vg/ph}$
- Thời gian làm việc $L_h = 6.300.8.2 = 28800 \text{ giờ}$
- Quay 1 chiều, làm việc 2 ca, tải va đập nhẹ.

2.2.2 Chọn vật liệu.

Dựa vào bảng 6.13[1], 6.1[2] chọn thép C45 thường hóa, bánh dẫn có độ rắn lớn hơn bánh bị dẫn nhỏ nhất từ 10...15 HB.

- Bánh nhỏ (bánh dẫn): độ rắn 170...217; $\sigma_{b1} = 600 \text{ MPa}$ và $\sigma_{ch1} = 340 \text{ MPa}$.
Chọn HB₁ = 200 HB.

- Bánh lớn (bánh bị dẫn): độ rắn 170...217; $\sigma_{b2} = 600$ MPa và $\sigma_{ch2} = 340$ MPa.
Chọn HB₂ = 185 HB.

2.2.3 Xác định ứng suất cho phép:

- Số chu kỳ làm việc cơ sở:

➤ Số chu kỳ thay đổi ứng suất cơ sở khi thử về tiếp xúc: $N_{HO} = 30H_{HB}^{2,4}$

$$\begin{cases} N_{HO1} = 30 \times 200^{2,4} = 9,99 \times 10^6 \\ N_{HO2} = 30 \times 185^{2,4} = 8,29 \times 10^6 \end{cases}$$

➤ Số chu kỳ thay đổi ứng suất cơ sở khi thử về uốn:

$$N_{FO1} = N_{FO2} = 4 \times 10^6$$

- Số chu kỳ làm việc tương đương khi bộ truyền chịu tải trọng tĩnh:

➤ $N_{HE1} = N_{FE1} = 60 \times c \times n_1 \times t_{\Sigma} = 60 \times 1 \times 960 \times 28800 = 1658,88 \cdot 10^6$

➤ $N_{HE2} = N_{FE2} = 60 \times c \times n_2 \times t_{\Sigma} = 60 \times 1 \times 240 \times 28800 = 414,72 \cdot 10^6$

➤ Ta thấy: $N_{HE1} > N_{HO1}$, $N_{HE2} > N_{HO2}$, $N_{FE1} > N_{FO1}$, $N_{FE2} > N_{FO2}$
nên chọn $N_{HE} = N_{HO}$ để tính toán.

➤ Suy ra $K_{HL1} = K_{HL2} = K_{FL1} = K_{FL2} = 1$

❖ Ứng suất cho phép:

Dựa vào bảng 6.2[2], đối với thép C45 thường hóa, ta có:

- Giới hạn mỏi tiếp xúc: $\sigma_{0Hlim} = 2HB + 70$; $s_H = 1,1$

➤ Bánh chủ động: $\sigma_{0Hlim1} = 2 \times 200 + 70 = 470$ MPa

➤ Bánh bị động: $\sigma_{0Hlim2} = 2 \times 185 + 70 = 440$ MPa

- Giới hạn mỏi uốn: $\sigma_{0Flim} = 1,8HB$; $s_F = 1,7$

➤ Bánh răng chủ động: $\sigma_{0Flim1} = 1,8 \times 200 = 360$ MPa

➤ Bánh răng bị động: $\sigma_{0Flim2} = 1,8 \times 185 = 333$ MPa

- Ứng suất tiếp xúc cho phép:

Tính toán sơ bộ: $[\sigma_H] = \frac{\sigma_{0Hlim} K_{HL}}{s_H}$ với $s_H = 1,1$ (Thép 45 thường hóa) suy ra:

$$\begin{cases} [\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{0Hlim1} \times K_{HL}}{s_H} = \frac{470 \cdot 1}{1,1} = 427,27 \text{ (MPa)} \\ [\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{0Hlim2} \times K_{HL}}{s_H} = \frac{440 \cdot 1}{1,1} = 400 \text{ (MPa)} \end{cases}$$

$$\Rightarrow [\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2} = 413,64 \text{ MPa} \leq 1,25[\sigma_H]_{min} = 1,25 \times 400 = 500 \text{ (MPa)}$$

Thỏa điều kiện về ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$

- **Ứng suất uốn cho phép:**

$$\text{Tính sơ bộ: } [\sigma_F] = \frac{\sigma_{0Flim} K_{FL} K_{FC}}{s_F}$$

Trong đó:

$K_{FC} = 1$ – hệ số xét đến ảnh hưởng đặt tải, bộ truyền quay 1 chiều.

$s_F = 1,75$ (tra bảng 6.2 tài liệu (*))

Suy ra:

$$\begin{cases} [\sigma_{F1}] = \frac{360 \times 1 \times 1}{1,75} = 205,71 \text{ (MPa)} \\ [\sigma_{F2}] = \frac{333 \times 1 \times 1}{1,75} = 190,29 \text{ (MPa)} \end{cases}$$

- **Ứng suất quá tải cho phép:**

$$[\sigma_{H1}]_{max} = 2,8 \times \sigma_{ch1} = 2,8 \times 450 = 952 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H2}]_{max} = 2,8 \times \sigma_{ch2} = 2,8 \times 340 = 952 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F1}]_{max} = 0,8 \times \sigma_{ch1} = 0,8 \times 450 = 272 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}]_{max} = 0,8 \times \sigma_{ch2} = 0,8 \times 340 = 272 \text{ MPa}$$

2.2.4 Chọn hệ số chiều rộng vành răng.

- Bánh răng nằm đối xứng các ổ trục, độ rắn H_1, H_2 nhỏ hơn 350HB, theo bảng 6.6[2] ta có: $\psi_{ba} = 0,3 \dots 0,5$. Chọn $\psi_{ba} = 0,4$.
- $\psi_{bd} = 0,53 \times \psi_{ba} \times (u + 1) = 0,53 \times 0,4 \times (4 + 1) = 1,06$
- Dựa vào bảng 6.7[2], trị số phân bố không đều tải trọng trên vành răng chọn $K_{H\beta} = 1,05$ và $K_{F\beta} = 1,1$

2.2.5 Xác định sơ bộ khoảng cách trục:

- Khoảng cách trục tính theo công thức:

$$a_w = K_a(u \pm 1)^3 \sqrt{\frac{T_1 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u \psi_{ba}}}$$

Trong đó:

- $K_a = 43$: hệ số phụ thuộc vào vật liệu cặp bánh răng và loại răng
- $u = 4$
- $T_1 = 53121,88 \text{ Nmm}$: momen xoắn trên trục bánh chủ động
- $K_{H\beta} = 1,05$
- $[\sigma_H] = 413,64 \text{ MPa}$
- $\psi_{ba} = 0,4$

Suy ra:

$$a_w = 43 \times (4 + 1) \sqrt[3]{\frac{53827,27 \times 1,05}{413,64^2 \times 4 \times 0,4}} = 126,51 \text{ mm}$$

Theo tiêu chuẩn SEV229-75, chọn $a_w = 160 \text{ mm}$

2.2.6 Xác định các thông số ăn khớp:

- Môđun $m_n = (0,01 \dots 0,02)a_w = 1,6 \dots 3,2 \text{ (mm)}$

Theo tiêu chuẩn, chọn $m_n = 2,5 \text{ mm}$.

- Theo (6.31) tài liệu (*), số răng bánh nhỏ:

$$Z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n(u + 1)}$$

Với:

- $a_w = 160 \text{ mm}$
- $m_n = 2,5 \text{ mm}$
- $u = 4$
- $8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$

Suy ra: $24,06 \leq Z_1 \leq 25,35$.

Chọn $Z_1 = 25$ (răng)

- Số răng bánh lớn: $Z_2 = u_1 \times z_1 = 24 \times 4 = 100$ (răng)
- Góc nghiêng răng:

$$\beta = \arccos\left(\frac{Z_1 m_n (u + 1)}{2a_w}\right) = \arccos\left(\frac{2,5 \times (25 + 100)}{2 \times 160}\right) = 12,43^\circ$$

- Tính lại tỷ số truyền thực:

$$u_m = \frac{z_2}{z_1} = \frac{100}{25} = 4$$

- Sai lệch tỷ số truyền:

$$\Delta u = \frac{|4 - 4|}{4} \cdot 100\% = 0\% \leq 2 \div 3\%$$

2.2.7 Xác định kích thước bộ truyền:

- Bề rộng vành răng: $b_w = a_w \psi_{ba} = 160 \times 0,4 = 64 \text{ (mm)}$
- Đường kính vòng chia:
 - Bánh dẫn:

$$d_1 = \frac{m_n Z_1}{\cos \beta} = \frac{2,5 \times 25}{\cos(12,43^\circ)} = 64 \text{ mm}$$

- Bánh bị dẫn:

$$d_2 = \frac{m_n Z_2}{\cos \beta} = \frac{2,5 \times 100}{\cos(12,43^\circ)} = 256 \text{ mm}$$

- Đường kính đỉnh răng:
 - Bánh dẫn: $d_{a1} = d_1 + 2m_n = 64 + 2 \times 2,5 = 69 \text{ mm}$
 - Bánh bị dẫn: $d_{a2} = d_2 + 2m_n = 256 + 2 \times 2,5 = 261 \text{ mm}$
- Đường kính đáy răng:
 - Bánh dẫn: $d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 64 - 2,5 \times 2,5 = 57,75 \text{ mm}$
 - Bánh bị dẫn: $d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 256 - 2,5 \times 2,5 = 249,75 \text{ mm}$
- Khoảng cách trục chia: $a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5 \times (64 + 256) = 160 \text{ mm}$
- Góc profin gốc: $\alpha = 20^\circ$
- Góc profin răng:

$$\alpha_t = \arctan \left[\frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \right] = \arctan \left[\frac{\tan 20^\circ}{\cos 12,43^\circ} \right] = 20,44^\circ$$

- Góc ăn khớp: $\alpha_{tw} = \alpha_t = 20,44^\circ$

2.2.8 Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc:

Theo công thức (6.33) tài liệu (*) ứng suất tiếp xúc trên răng làm việc:

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2T_1 K_H (u_m + 1)}{b_w u}}$$

Trong đó:

- $Z_M = 274 \text{ MPa}^{1/3}$: hệ số kể đến cơ tính vật liệu của bánh răng ăn khớp (Bảng 6.5 tài liệu (*))
- Z_H : hệ số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc. Theo công thức (6.34) tài liệu (*):

$$Z_H = \sqrt{\frac{2\cos\beta_b}{\sin 2\alpha_{tw}}} = \sqrt{\frac{2 \times \cos 11,67^\circ}{\sin(2 \times 20,44^\circ)}} = 1,73$$

Với β_b : góc nghiêng răng trên hình trụ cơ sở.

$$\beta_b = \arctan[\cos(\alpha_t) \cdot \tan\beta] = \arctan[\cos(20,44^\circ) \times \tan 12,43^\circ] = 11,67^\circ$$

- Z_ε : Hệ số trùng khớp dọc của răng, xác định như sau:

- Hệ số trùng khớp dọc:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \times \sin(\beta)}{\pi \times m} = \frac{64 \times \sin(12,43^\circ)}{\pi \times 2,5} = 1,75 > 1$$

- Hệ số trùng khớp ngang:

$$\begin{aligned}\varepsilon_\alpha &= \left[1,88 - 3,2 \times \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \times \cos\beta \\ &= \left[1,88 - 3,2 \times \left(\frac{1}{25} + \frac{1}{100} \right) \right] \times \cos 12,43^\circ = 1,68\end{aligned}$$

- Do theo công thức (6.36c) tài liệu (*):

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,68}} = 0,77$$

- K_H : hệ số tải trọng khi tiếp xúc: Theo công thức (6.39) tài liệu (*):

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}$$

- $K_{H\beta} = 1,05$: hệ số kể đến sự phân bố không đều tải tròn trên chiều rộng vành răng

- Theo (6.40) tài liệu (*), vận tốc của bánh chủ động:

$$v = \frac{\pi \times d_{w1} \times n_1}{60000} = \frac{\pi \times 64 \times 960}{60000} = 3,22 \text{ (m/s)}$$

Trong đó đường kính vòng lăn bánh chủ động:

$$d_{w1} = \frac{2 \times a_w}{u_m + 1} = \frac{2 \times 160}{4 + 1} = 64 \text{ (mm)}$$

- Với $v = 3,22 \text{ (m/s)} < 5 \text{ (m/s)}$ theo bảng 6.13 tài liệu (*) dùng cấp chính xác 9 ta chọn $K_{H\alpha} = 1,16$

- Theo công thức (6.42) tài liệu (*), ta có:

$$v_H = \delta_H \times g_0 \times v \sqrt{a_w / u_m} = 0,002 \times 73 \times 3,22 \times \sqrt{160/4} = 2,97$$

Với $\delta_H = 0,002$: hệ số kể đến ảnh hưởng của sai số ăn khớp (bảng 6.15 tài liệu (*)); $g_0 = 73$: hệ số kể đến sự ảnh hưởng của sai lệch bánh răng 1 và 2 (bảng 6.16 tài liệu (*)).

$$K_{Hv} = 1 + \frac{v_H \times b_w \times d_{w1}}{2 \times T_1 \times K_{H\beta} \times K_{H\alpha}} = 1 + \frac{2,97 \times 64 \times 64}{2 \times 53121,88 \times 1,05 \times 1,16} = 1,09$$

- Vậy $K_H = K_{H\beta}K_{H\alpha}K_{Hv} = 1,05 \times 1,16 \times 1,09 = 1,33$

Suy ra:

$$\sigma_H = \frac{Z_M \times Z_H \times Z_\varepsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2 \times T_1 \times K_H \times (u_m + 1)}{b_w \times u}}$$

$$= \frac{274 \times 1,73 \times 0,77}{64} \sqrt{\frac{2 \times 53121,88 \times 1,33 \times 5}{64 \times 4}} = 300,49 \text{ (Mpa)}$$

Theo (6.1) với $v = 3,22 \text{ (m/s)} < 5 \text{ (m/s)}$, $Z_v = 0,933$, với cấp chính xác động học là 9, chọn cấp chính xác về mức tiếp xúc là 8, khi đó cần gia công theo độ nhám $R_a = 2,5 \mu\text{m}$ do đó $Z_R = 0,95$; với vòng đỉnh bánh răng $d_a < 700 \text{ mm}$, $K_H = 1$, do đó theo (6.1) và (6.1a) tài liệu (*):

$$[\sigma_H]_{cx} = [\sigma_H] \times Z_V \times Z_R \times K_{xH}$$

$$= 545,45 \times 0,933 \times 0,95 \times 1 = 483,46 \text{ (Mpa)} \quad (2)$$

Như vậy từ (1) và (2) ta có $\sigma_H < [\sigma_H]$, cặp bánh răng đảm bảo tiếp xúc.

2.2.9 Kiểm nghiệm răng về độ uốn:

- Điều kiện bền uốn:

$$\sigma_F = \frac{2 \times T_1 \times Y_{F1} \times K_F \times Y_\varepsilon \times Y_\beta}{b_w \times d_{w1} \times m_n} \leq [\sigma_F]$$

- Xác định số răng tương đương:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{25}{\cos^3 12,43^\circ} = 27$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{100}{\cos^3 12,43^\circ} = 107$$

- Theo bảng 6.7 tài liệu (*), $K_{F\beta} = 1,1$, theo bảng 6.14 với $v = 3,22 \text{ (m/s)} < 5 \text{ (m/s)}$ và cấp chính xác 9, $K_{F\alpha} = 1,40$ theo (6.47) tài liệu (*) hệ số

$$v_F = \delta_F \times g_0 \times v \sqrt{a_w / u_m} = 0,006 \times 73 \times 3,22 \times \sqrt{160/4} = 8,92$$

(trong đó $\delta_F = 0,006$ theo bảng 6.15; $g_0 = 73$ theo bảng 6.16). Do đó theo (6.46)

$$K_{Fv} = 1 + \frac{v_F \times b_w \times d_{w1}}{2 \times T_1 \times K_{F\beta} \times K_{F\alpha}} = 1 + \frac{8,92 \times 64 \times 64}{2 \times 53827,27 \times 1,1 \times 1,4} = 1,22$$

$$\text{Vậy } K_F = K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{Fv} = 1,1 \times 1,4 \times 1,22 = 1,88$$

- Hệ số dạng răng Y_F theo bảng 6.18 tài liệu (*):

Đối với bánh răng dẫn: $Y_{F1}=3,9$

Đối với bánh răng bị dẫn: $Y_{F2}=3,6$

- Hệ số kể đến sự trùng khớp của răng:

$$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1}{1,68} = 0,6$$

- Hệ số kể đến độ nghiêng của răng:

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta_0}{140} = 1 - \frac{12,43^{\circ}}{140} = 0,91$$

- Độ bền uốn tại chân răng:

$$\begin{aligned}\sigma_{F1} &= \frac{2 \times T_1 \times Y_{F1} \times K_F \times Y_{\varepsilon} \times Y_{\beta}}{b_w \times d_{w1} \times m_n} \\ &= \frac{2 \times 53827,27 \times 3,9 \times 1,88 \times 0,6 \times 0,91}{64 \times 64 \times 2,5} = 41,35 \text{ (Mpa)} \\ \sigma_{F2} &= \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 41,35 \cdot \frac{3,6}{3,9} = 38,17 \text{ (Mpa)}\end{aligned}$$

- Tính toán lại chính xác $[\sigma_F]$ theo (6.2) và (6.2a) tài liệu (*):

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{0Flim}}{S_F} Y_R Y_S K_{xF} K_{FC} K_{FL}$$

Trong đó:

- $Y_R = 1$: hệ số xét đến ảnh hưởng của độ nhám mặt lượn chân răng
- Y_S : hệ số xét đến độ nhạy của vật liệu đối với tập trung ứng suất, ta tính được $Y_S = 1,08 - 0,0695 \ln(2,5) = 1,01$
- K_{xF} : hệ số xét đến kích thước bánh răng ảnh hưởng đến độ bền uốn, với d_{a1} và d_{a2} đều nhỏ hơn 400mm nên $K_{xF} = 1$.
- K_{FC} : hệ số xét đến của ảnh hưởng đặt tải, bộ truyền quay 1 chiều nên $K_{FC} = 1$.
- $K_{FL} = 1$: hệ số tuổi thọ, xét đến ảnh hưởng của thời gian phục vụ và chế độ tải trọng của bộ truyền.
- $S_F = 1,75$: hệ số an toàn khi tính về uốn.

Suy ra:

$$\begin{cases} [\sigma_{F1}] = \frac{486}{1,75} \times 1 \times 1,01 \times 1 \times 1 \times 1 = 286,55 \text{ MPa} \\ [\sigma_{F2}] = \frac{468}{1,75} \times 1 \times 1,01 \times 1 \times 1 \times 1 = 275,94 \text{ MPa} \end{cases}$$

Vì $[\sigma_{F1}] > \sigma_{F1}$ và $[\sigma_{F2}] > \sigma_{F2}$ nên bánh răng thỏa độ bền uốn.

2.2.10 Bảng thông số bộ truyền bánh răng:

Thông số	Ký hiệu		Đơn vị	Kết quả tính toán	
Khoảng cách trục	a_w		mm	160	
Modul pháp	m		mm	2,5	
Chiều rộng vành răng	b_{w1}	b_{w2}	-	69	64
Tỷ số truyền	u_m		-	4	
Góc nghiêng răng	β		độ	12,43	
Số răng bánh răng	z_1	z_2	bánh răng	25	100
Hệ số dịch chỉnh	x_1	x_2	-	0	0
Đường kính vòng chia	d_1	d_2	mm	64	256
Đường kính đỉnh răng	d_{a1}	d_{a2}	mm	69	261
Đường kính đáy răng	d_{f1}	d_{f2}	mm	57,75	249,75
Góc profin răng	α_t		độ	20,44	
Góc ăn khớp	α_w		độ	20,44	

2.2.11 Bôi trơn hộp giảm tốc:**a) Kiểm tra điều kiện bôi trơn ngâm dầu:**

- Vì vận tốc bánh răng ≤ 12 m/s nên ta chọn phương pháp bôi trơn ngâm dầu. Do hộp giảm tốc 1 cấp nên không cần kiểm tra điều kiện bôi trơn.
- Mức dầu phải được ngâm ngập chiều cao răng của bánh răng lớn từ $(0,75 \div 2)h = (4,2 \div 11,25)$ mm và không được nhỏ hơn 10 mm nên ta chọn mức dầu thấp nhất là 10 mm, mức dầu cao nhất là 25 mm.

b) Chọn dầu bôi hộp giảm tốc:

- Theo bảng 18 – 11 tài liệu (*): Bánh răng thép có $\sigma_b = 600$ Mpa và $v = 3,22$ m/s chọn độ nhớt Centistoc 80
- Theo bảng 18 – 13 tài liệu (*): Chọn dầu ô tô máy kéo AK-20

2.3 THIẾT KẾ TRỤC – CHỌN THEN:

2.3.1 Thông số ban đầu:

- **Moment xoắn trên các trục:**
 - Trục I: 53121,88 Nmm
 - Trục II: 204051,67 Nmm
- **Quy ước các ký hiệu:**
 - k : Số thứ tự của trục trong hộp giảm tốc
 - i : Số thứ tự của tiết diện trục trên đó lắp các chi tiết có tham gia truyền tải trọng
 - $i=0$ và 1 : các tiết diện trục lắp ổ
 - $i=2\dots s$: với s là số chi tiết quay
 - l_{k1} : khoảng cách trục giữa các gối đỡ 0 và 1 trên trục thứ k
 - l_{ki} : khoảng cách từ gối đỡ 0 đến tiết diện thứ i trên trục thứ k
 - l_{mki} : là chiều dài mayo của chi tiết quay thứ i (lắp trên tiết diện i) trên trục.
 - l_{cki} : khoảng công-xôn trên trục thứ k , tính từ chi tiết thứ i ở ngoài hộp giảm tốc đến gối đỡ.

2.3.2 Chọn vật liệu và xác định sơ bộ đường kính trục:

- Chọn vật liệu chế tạo là thép 45 có : $\sigma_b = 600 \text{ MPa}$, ứng suất xoắn cho phép $[\tau] = 15 \div 30 \text{ Mpa}$
- Xác định sơ bộ đường kính trục thứ k :

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{T_k}{0,2[\tau]}}$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{53121,88}{0,2(15 \div 30)}} = (20,68 \div 26,06)(\text{mm})$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{204051,67}{0,2(15 \div 30)}} = (32,4 \div 40,82)(\text{mm})$$

- Tra bảng 10.2 tài liệu (*), ta chọn sơ bộ đường kính trục và bề rộng ổ lăn theo tiêu chuẩn:
 Vì trục I nối với động cơ qua khớp nối nên đường kính sơ bộ của trục I phải là:
 $d_1 = (0,8 \div 1,2) \times d_{dc} = (0,8 \div 1,2) \times 38 = (30,4 \div 45,6)(\text{mm})$ nên ta chọn $d_1 = 35(\text{mm})$

$$\text{Trục I: } d_1 = 35(\text{mm}); b_1 = 21(\text{mm})$$

$$\text{Trục I: } d_2 = 40(\text{mm}); b_2 = 23(\text{mm})$$

2.3.3 Xác định khoảng cách giữa các gối đỡ và điểm đặt lực:

a) Trục I:

- $k_{11} = 10 \text{ (mm)}$: khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến thành trong của hộp hoặc khoảng cách giữa các chi tiết quay.
- $k_{21} = 8(\text{mm})$: khoảng cách từ mặt mút ổ đến thành trong của hộp.

- $k_{31} = 16$ (mm): khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến nắp ổ.
- $h_{n1} = 15$ (mm): chiều cao nắp ổ và đầu bu-lông.

$$\Rightarrow l_{13} = l_{11} + l_{c13} = 126 + 75 = 201 \text{ (mm)}$$

$$l_{c13} = 0,5 \times (l_{m13} + b_0) + k_{31} + h_{n1}$$

$$= 0,5 \times (55 + 21) + 16 + 15 = 69 \text{ (mm)}$$

Với $l_{m13} = (1,4 \div 2,5)d_1 = (49 \div 87,5) = 55$ (mm): chiều dài mayo khớp nối đàn hồi

$b_0 = 21$ (mm): chiều rộng ổ lăn với $d_1 = 35$ (mm)

$$\Rightarrow l_{12} = 0,5 \times (l_{m12} + b_0) + k_{11} + k_{21}$$

$$= 0,5 \times (69 + 21) + 10 + 8 = 63 \text{ (mm)}$$

Với $l_{m12} = (1,2 \div 1,5)d_1 = (42 \div 52,5)$ (mm) nhưng do chiều rộng bánh răng là $b_{w1} = 69$ nên tối thiểu ta phải chọn $l_{m12} = b_{w1} = 69$: chiều dài mayo bánh răng trụ.

$$\Rightarrow l_{11} = 2 \times l_{12} = 2 \times 63 = 126 \text{ (mm)}$$

b) Trục II:

- $k_{12} = 13$ (mm): khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến thành trong của hộp hoặc khoảng cách giữa các chi tiết quay.
- $k_{22} = 14$ (mm): khoảng cách từ mặt mút ổ đến thành trong của hộp.
- $k_{32} = 19$ (mm): khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến nắp ổ.
- $h_{n2} = 19$ (mm): chiều cao nắp ổ và đầu bu-lông.

$$\Rightarrow l_{22} = -l_{c22} = 0,5 \times (l_{m22} + b_0) + k_{32} + h_{n2}$$

$$= 0,5 \times (56 + 23) + 19 + 19 = 77,5 \text{ (mm)}$$

Với $l_{m22} = (1,2 \div 1,5)d_2 = (48 \div 60) = 56$ (mm): chiều dài mayo bánh xích.

$b_0 = 23$ (mm): chiều rộng ổ lăn với $d_2 = 40$ (mm)

$$\Rightarrow l_{23} = 0,5 \times (l_{m23} + b_0) + k_{12} + k_{22}$$

$$= 0,5 \times (64 + 23) + 13 + 14 = 70,5 \text{ (mm)}$$

Với $l_{m23} = (1,2 \div 1,5)d_2 = (42 \div 52,5) = 45$ (mm): nhưng do chiều rộng bánh răng là $b_{w2} = 64$ nên tối thiểu ta phải chọn $l_{m23} = b_{w2} = 64$: chiều dài mayo bánh răng trụ.

$$\Rightarrow l_{21} = 2 \times l_{23} = 2 \times 70,5 = 141 \text{ (mm)}$$

2.3.4 Phân tích lực tác dụng lên bộ truyền:

- Bộ truyền bánh răng:

➤ Lực vòng F_t :

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{w1}} = \frac{2 \times 53121,88}{64} = 1660,06 \text{ (N)}$$

➤ Lực dọc trục F_a :

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \times \tan \beta = 1660,06 \times \tan(12,43^\circ) = 365,9 \text{ (N)}$$

- Lực hướng tâm F_r :

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \times \tan \alpha_{nw}}{\cos \beta} = \frac{1660,06 \times \tan(20^\circ)}{\cos(12,43^\circ)} = 618,72 \text{ (N)}$$

- Lực do bộ truyền ngoài:

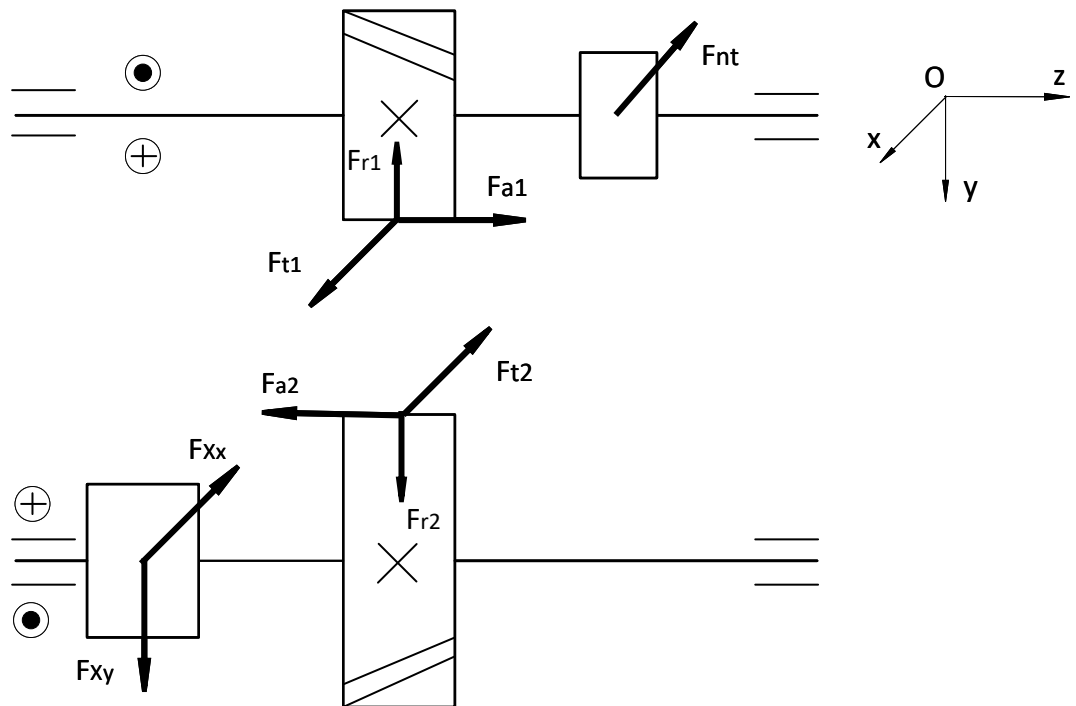
- Lực nối trục:

$$F_{nt} = (0,2 \div 0,3) \times \frac{2 \times T_{dc}}{D_0} = (0,2 \div 0,3) \times \frac{2 \times 54196,25}{90} = (240,87 \div 361,308) \text{ (N)}$$

Với D_0 chọn theo bảng 16.10a tài liệu (*)

Chọn $F_{nt} = 350 \text{ (N)}$

- Lực bộ truyền xích: $F_x = F_x^d = 2119,845 \text{ (N)}$



2.3.5 Xác định lực tác dụng lên trục, đường kính các đoạn trục:

a) Trục I:

- Tìm phản lực tại các gối đỡ:

Momen do lực F_{a1} gây ra:

$$M_{a1} = F_{a1} \times \frac{d_{w1}}{2} = 365,9 \times \frac{64}{2} = 11708,8 \text{ (Nmm)}$$

Ta có hệ phương trình:

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 & \Leftrightarrow -R_{Ax} - R_{Cx} + F_{t1} - F_{nt} = 0 \\ \sum F_y = 0 & \Leftrightarrow R_{Ay} + R_{Cy} - F_{r1} = 0 \\ \sum M_{x/A} = 0 & \Leftrightarrow -R_{Cy} \cdot 126 + F_{r1} \cdot 63 + M_{a1} = 0 \\ \sum M_{y/A} = 0 & \Leftrightarrow -F_{t1} \cdot 63 + R_{Cx} \cdot 126 + F_{nt} \cdot 195 = 0 \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} R_{Ax} = 1021,7 \text{ (N)} \\ R_{Ay} = 216,43 \text{ (N)} \\ R_{Cx} = 288,36 \text{ (N)} \\ R_{Cy} = 402,29 \text{ (N)} \end{cases}$$

• **Đường kính các đoạn trục:**

Theo bảng 10.5 tài liệu (*) với $d_1 = 35\text{mm} \Rightarrow [\sigma] = 58 \text{ Mpa}$

Mômen tương đương tại tiết diện j:

$$M_{tdj} = \sqrt{M_j^2 + 0,75T_j^2}; M_j = \sqrt{M_{xj}^2 + M_{yj}^2}$$

Với M_{xj} và M_{yj} là mô men uốn trong hai mặt phẳng vuông góc tới nhau tại tiết diện j.

$$\begin{aligned} M_{tdA} &= \sqrt{M_{x/A}^2 + M_{y/A}^2 + 0,75 \times T_A^2} \\ &= \sqrt{0^2 + 0^2 + 0,75 \times 0^2} = 0 \text{ (Nmm)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{tdB} &= \sqrt{M_{x/B}^2 + M_{y/B}^2 + 0,75 \times T_B^2} \\ &= \sqrt{25343,1^2 + 64367,1^2 + 0,75 \times 53121,88^2} \\ &= 83077,6 \text{ (Nmm)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{tdC} &= \sqrt{M_{x/C}^2 + M_{y/C}^2 + 0,75 \times T_C^2} \\ &= \sqrt{0^2 + 22050^2 + 0,75 \times 53121,88^2} = 51016,2 \text{ (Nmm)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{tdD} &= \sqrt{M_{x/D}^2 + M_{y/D}^2 + 0,75 \times T_D^2} \\ &= \sqrt{0^2 + 0^2 + 0,75 \times 53121,88^2} = 46004,89 \text{ (Nmm)} \end{aligned}$$

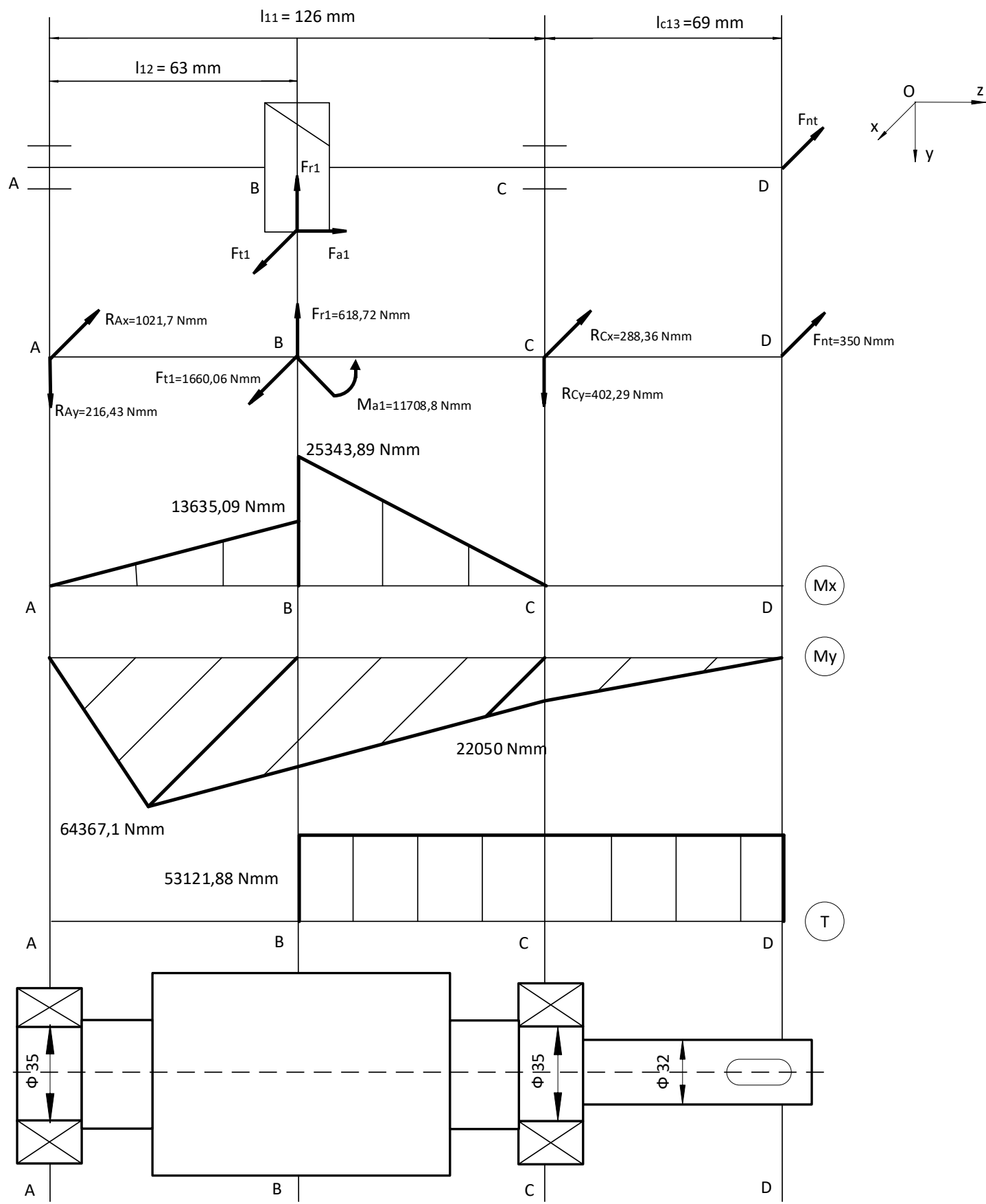
$$d_B > \sqrt[3]{\frac{M_{tdB}}{0,1 \times [\sigma]}} = 24,29 \text{ mm}; d_C > 20,64 \text{ mm}; d_D > 19,94 \text{ mm}$$

Tuy nhiên do trục vào hộp giảm tốc nối với trục động cơ 4A132S có

đường kính $d_{ac} = 38$ nên ta chọn $d_D = (0,8 \div 1,2) \times d_{ac} = (0,8 \div 1,2) \times 38 = (30,4 \div 45,6) \text{ (mm)}$, chọn $d_D = 32 \text{ (mm)}$

Do đó theo kết cấu ta chọn: $d_D = 32 \text{ (mm)}$, $d_C = d_A = 35 \text{ (mm)}$,

$$d_B = 40 \text{ (mm)}$$



b) Trục II:

- Tìm phản lực tại các gối đỡ:**

Momen do lực F_{a2} gây ra:

$$M_{a2} = F_{a2} \times \frac{d_{w2}}{2} = 365,9 \times \frac{256}{2} = 46835,2 \text{ (Nmm)}$$

Ta có hệ phương trình:

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \Leftrightarrow -R_{Fx} - R_{Hx} + F_{t2} + F_{xx} = 0 \\ \sum F_y = 0 \Leftrightarrow R_{Fy} - R_{Hy} - F_{r2} - F_{xy} = 0 \\ \sum M_{x/D} = 0 \Leftrightarrow -R_{Fy} \cdot 141 + F_{r2} \cdot 70,5 + M_{a2} + F_{xy} \cdot 218,5 = 0 \\ \sum M_{y/D} = 0 \Leftrightarrow -F_{t2} \cdot 70,5 + R_{Fx} \cdot 141 - F_{xx} \cdot 218,5 = 0 \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} R_{Fx} = 3152,89 \text{ (N)} \\ R_{Fy} = 2964,38 \text{ (N)} \\ R_{Hx} = 6,13 \text{ (N)} \\ R_{Hy} = 846,7 \text{ (N)} \end{cases}$$

- Đường kính các đoạn trục:**

Theo bảng 10.5 tài liệu (*) với $d_2 = 40\text{mm} \Rightarrow [\sigma] = 56,5 \text{ Mpa}$

Mômen tương đương tại tiết diện j:

$$M_{tdj} = \sqrt{M_j^2 + 0,75T_j^2}; M_j = \sqrt{M_{xj}^2 + M_{yj}^2}$$

Với M_{xj} và M_{yj} là mô men uốn trong hai mặt phẳng vuông góc tới nhau tại tiết diện j.

$$\begin{aligned} M_{tdE} &= \sqrt{M_{x/E}^2 + M_{y/E}^2 + 0,75 \times T_A^2} \\ &= \sqrt{0^2 + 0^2 + 0,75 \times 204051,67^2} = 176713,93 \text{ (Nmm)} \end{aligned}$$

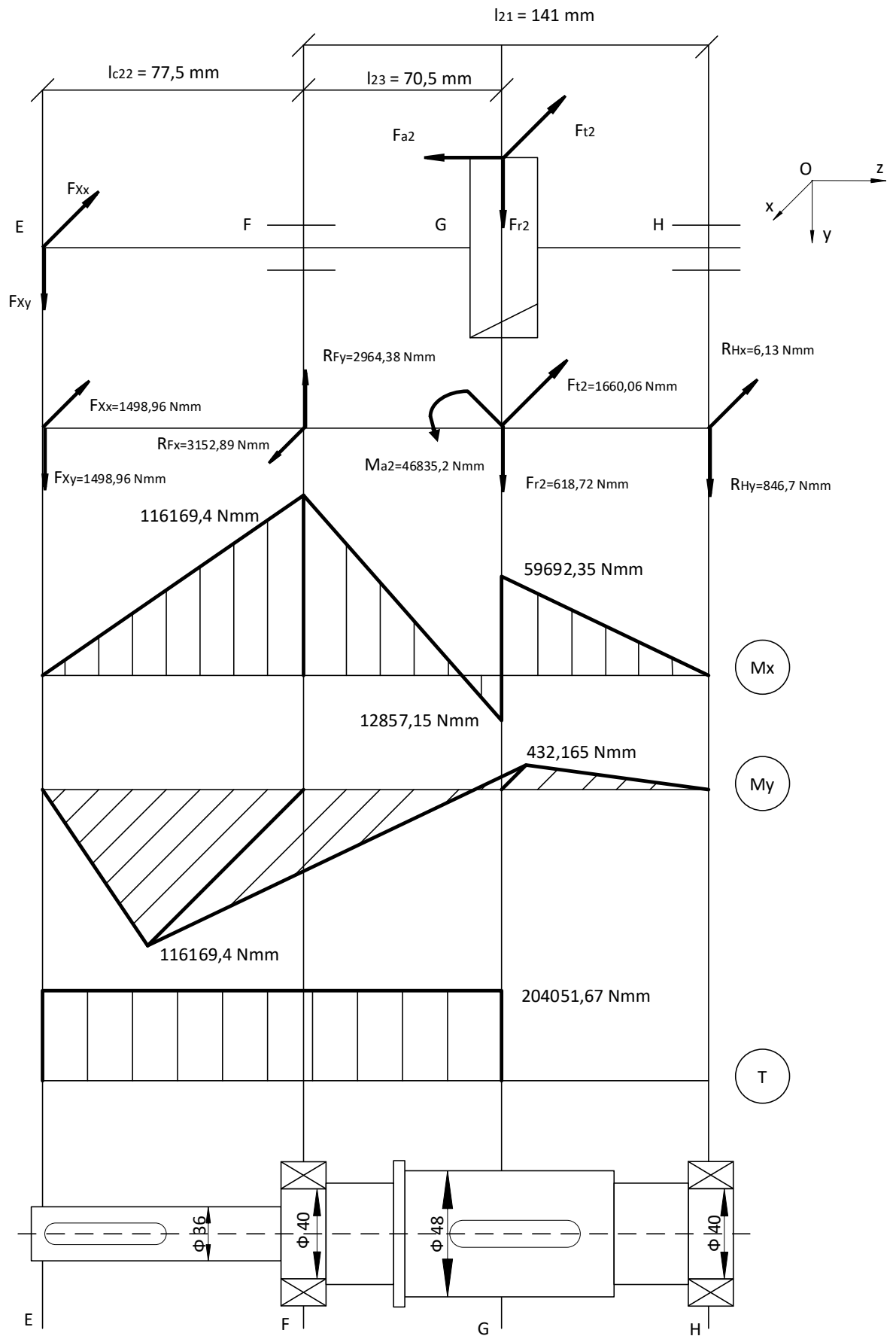
$$\begin{aligned} M_{tdF} &= \sqrt{M_{x/F}^2 + M_{y/F}^2 + 0,75 \times T_B^2} \\ &= \sqrt{116169,4^2 + 116169,4^2 + 0,75 \times 204051,67^2} \\ &= 241285,04 \text{ (Nmm)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{tdG} &= \sqrt{M_{x/G}^2 + M_{y/G}^2 + 0,75 \times T_C^2} \\ &= \sqrt{59692,35^2 + 432,165^2 + 0,75 \times 204051,67^2} \\ &= 186523,93 \text{ (Nmm)} \end{aligned}$$

$$M_{tdH} = \sqrt{M_{x/D}^2 + M_{y/D}^2 + 0,75 \times T_D^2} = 0 \text{ (Nmm)}$$

$$d_E > \sqrt[3]{\frac{M_{tdE}}{0,1 \times [\sigma]}} = 31,5 \text{ mm}; d_F > 34,95 \text{ mm}; d_G > 32,08 \text{ mm}$$

Do đó theo kết cấu ta chọn: $d_E = 36 \text{ (mm)}$, $d_F = d_H = 40 \text{ (mm)}$,
 $d_G = 48 \text{ (mm)}$



2.3.6 Kiểm nghiệm then:

- Thông số của then được tra theo Bảng 9.1a tài liệu [1].
- Điều kiện bền dập và điều kiện bền cắt có dạng:

$$\sigma_d = \frac{2T}{dl_{lv}(h - t_1)} \leq [\sigma_d] = 100 \text{ (MPa)}$$

$$\tau_d = \frac{2T}{dl_{lv}b} \leq [\tau_d] = 40 \div 60 \text{ (MPa)}$$

- Trong đó:
 - σ_d, τ_d - ứng suất dập và ứng suất cắt tính toán (Mpa);
 - T - mômen xoắn trên trục, Nmm;
 - d - đường kính trục tại tiết diện sử dụng then, mm;
 - l_t - chiều dài then theo tiêu chuẩn, $l_t = (0,8 \div 0,9)l_m$ mm;
 - $l_{lv} = l_t - b$: chiều dài làm việc của then bằng 2 đầu tròn.
 - h - chiều cao then, mm;
 - t_1 - chiều sâu rãnh then, mm.
- Ta không chọn lắp then ở mặt cắt B vì với đường kính trục tại tiết diện lắp bánh răng 40 mm, đường kính chân răng là 57,75 mm, khi đó khoảng cách từ đỉnh then đến chân răng $X = 0,5 \times (57,75 - 40) - 3,3 = 5,575 \text{ mm} \leq 2,5m_n = 6,25 \text{ mm}$. Như vậy ta sẽ thiết kế bánh răng liền trục tại tiết diện B.

Ta lập bảng kiểm nghiệm:

Trục	Đường kính d	l_m	l_t	l_{lv}	b	h	t_1	σ_d	τ_d	T Nmm
I	32	55	45	35	10	8	5	31,62	7,38	53121,88
II	36	56	50	40	10	8	5	94,47	22,67	204051,67
	45	64	56	42	14	9	5,5	61,69	11,57	204051,67

Nhận xét: Tất cả giá trị ứng suất trên then đều đạt yêu cầu.

2.3.7 Kiểm nghiệm trục:

a) Kiểm nghiệm độ bền mỏi:

Hệ số an toàn:

$$s_j = \frac{s_{\sigma j} s_{\tau j}}{\sqrt{s_{\sigma j}^2 + s_{\tau j}^2}} \geq [s]$$

Trong đó:

- $[s]$ - hệ số an toàn cho phép, lấy giá trị là 3, như vậy ta không cần kiểm nghiệm trục theo độ cứng.
- $s_{\sigma j}, s_{\tau j}$ - hệ số an toàn chỉ xét riêng cho ứng suất uốn và ứng suất xoắn, xác định theo công thức sau:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma d} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau d} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}$$

- Giới hạn mỏi uốn của thép C45 (vật liệu chế tạo trục) là:

$$\sigma_{-1} = 0,436\sigma_b = 0,436 \times 600 = 261,6 \text{ MPa}$$

Giới hạn xoắn uốn là:

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1} = 0,58 \times 261,6 = 151,7 \text{ MPa}$$

Trong đó: $\sigma_b = 600 \text{ MPa}$ - giới hạn bền của vật liệu thép C45 thường hóa.

- $\sigma_a, \sigma_m, \tau_a, \tau_m$ - biên độ và giá trị trung bình của ứng suất.
Do tất cả trục quay của hộp giảm tốc đều quay nên ứng suất uốn thay đổi theo chu kì đối xứng:

$$\sigma_m = 0; \sigma_a = \sigma_{max} = \frac{M}{W}$$

Với: M_j là mômen uốn tổng $M_j = \sqrt{M_{xj}^2 + M_{yj}^2}$

W_j là mômen cản uốn (bảng 10.6 tài liệu(*)):

- Tính cho trục có 1 rãnh then:

$$W_j = \frac{\pi d_j^3}{32} - \frac{bt_1(d_j - t_1)^2}{2d_j}$$

- Tính cho trục có tiết diện tròn:

$$W_j = \frac{\pi d_j^3}{32}$$

Ứng suất xoắn thay đổi theo chu kì mạch động khi trục quay một chiều:

$$\tau_m = \tau_a = \tau_{max} = \frac{T}{2W_0}$$

Với: T_j là mômen xoắn tại tiết diện j.

W_{oj} là mômen cản xoắn

- Tính cho trục có 1 then:

$$W_{oj} = \frac{\pi d_j^3}{16} - \frac{bt_1(d_j - t_1)^2}{2d_j}$$

- Tính cho trục có tiết diện tròn:

$$W_{oj} = \frac{\pi d_j^3}{16}$$

(t_1 : chiều sâu rãnh then; b : chiều rộng then.)

- $\Psi_{\sigma} = 0,05; \Psi_{\tau} = 0$ - hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình đến độ bền mỏi, tra bảng trang 411 tài liệu [1] đối với Thép carbon mềm.

➤ $K_{\sigma d}$ và $K_{\tau d}$ xác định theo công thức

$$K_{\sigma d} = (K_{\sigma}/\varepsilon_{\sigma} + K_x - 1)/K_y$$

$$K_{\tau d} = (K_{\tau}/\varepsilon_{\tau} + K_x - 1)/K_y$$

Với:

- $K_x = 1,06$ (tiện Ra 2,5...0,63): hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt (bảng 10.8[2])
- $K_y = 3$: hệ số tăng bền theo phương pháp tăng bền bề mặt (bảng 10.9[2]).
- $\varepsilon_{\sigma}, \varepsilon_{\tau}$: hệ số kích thước tra theo Bảng 10.10 tài liệu [1].
- $K_{\sigma} = 1,46, K_{\tau} = 1,54$: hệ số tập trung ứng suất thực tế với trục có rãnh then cắt bằng dao phay đĩa, ứng với $\sigma_b = 600$ MPa, tra bảng 10.12[2].

b) Kiểm nghiệm độ bền tĩnh:

Để đề phòng trục bị biến dạng dẻo quá lớn hoặc bị gãy khi bị quá tải đột ngột, ta cần phải kiểm nghiệm trục theo độ bền tĩnh.

Công thức kiểm nghiệm có dạng: $\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$

Trong đó:

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W} = \sigma_a$$

$$\tau = \frac{T_{max}}{W_o} = 2\tau_a$$

$$\text{và } [\sigma] \approx 0,8 \times \sigma_{ch} = 0,8 \times 340 = 272 \text{ MPa}$$

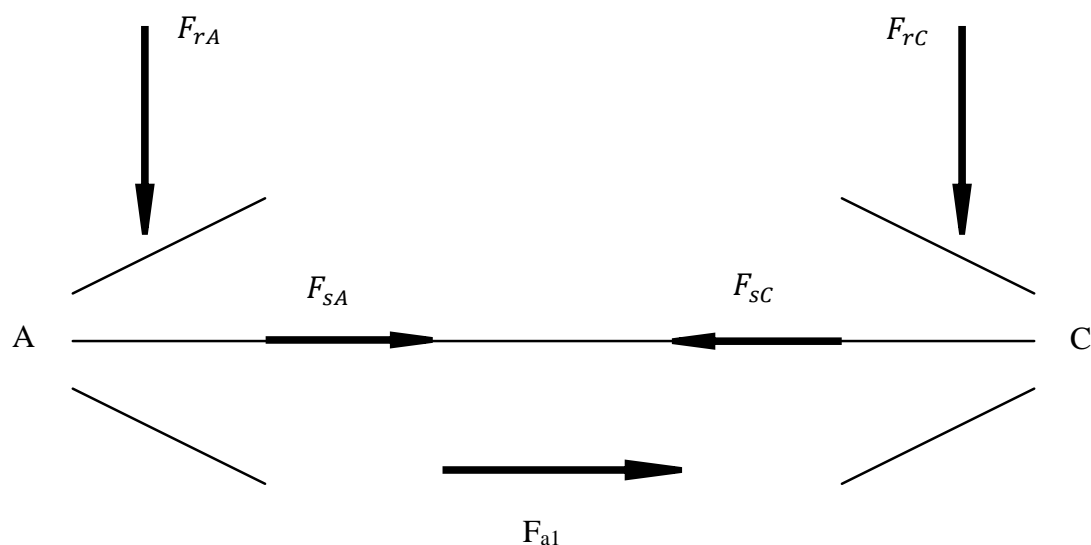
Ta lập được bảng thông số như sau để kiểm nghiệm độ bền mỗi của trục:

Trục	Vị trí (tiết diện)	$K_{\sigma d}$	$K_{\sigma t}$	σ_a	τ_a	σ_{td}	ε_{σ}	ε_{τ}	s_{σ}	s_{τ}	s
I	C (35)	0,59	0,66	5,24	3,16	12,14	0,86	0,8	84,62	72,74	55,16
II	F (40)	0,59	0,59	26,5	8,12	38,41	0,85	0,78	16,96	27,47	14,43
	G (48)	0,61	0,61	7,84	6,16	22,73	0,83	0,77	54,7	35,69	29,89

Nhận xét: Tất cả các hệ số an toàn trong bảng đều lớn hơn $[s] = 3$. Vậy các trục thỏa mãn điều kiện bền mỏi và điều kiện bền tĩnh.

2.4 TÍNH TOÁN VÀ CHỌN Ổ LĂN, NỐI TRỤC:**2.4.1 Ổ lăn:****a) Trục I:**Số vòng quay: $n_1 = 960$ (vòng/phút)Đường kính vòng trong: $d = 35$ (mm)Thời gian làm việc của ổ: $L_h = 28800$ (giờ)Do trục chịu lực dọc $F_{a1} = 365,9$ (N) nên ta chọn ổ đỡ chặn cỡ nhẹ hẹp, theo phục lục P2.12 tài liệu (*)

Kí hiệu ổ	d , mm	D , mm	B , mm	r , mm	C , kN	C_0 , kN	α (°)
36207	35	72	17	2,0	24,0	18,1	12°

Góc $\alpha = 12^\circ$ 

Để ổ lăn chịu lực lớn nhất, ta tính lại lực khi F_{nt} ngược hướng với hướng như đã tính ở phần trục. Ta có hệ phương trình:

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 & \Leftrightarrow -R_{Ax} - R_{Cx} + F_{t1} + F_{nt} = 0 \\ \sum F_y = 0 & \Leftrightarrow R_{Ay} + R_{Cy} - F_{r1} = 0 \\ \sum M_{x/A} = 0 & \Leftrightarrow -R_{Cy} \cdot 126 + F_{r1} \cdot 63 + M_{a1} = 0 \\ \sum M_{y/A} = 0 & \Leftrightarrow -F_{t1} \cdot 63 + R_{Cx} \cdot 126 - F_{nt} \cdot 195 = 0 \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} R_{Ax} = 638,36 \text{ (N)} \\ R_{Ay} = 216,43 \text{ (N)} \\ R_{Cx} = 1371,7 \text{ (N)} \\ R_{Cy} = 402,29 \text{ (N)} \end{cases}$$

Chọn hệ số e :

Thanh phần lực dọc sinh ra do lực hướng tâm gây nên
Xét tỉ lệ:

$$\frac{F_{a1}}{C_0} = \frac{365,9}{18100} = 0,02$$

Theo bảng 11.4 với $\alpha = 12^\circ$ ta chọn $e = 0,32$

- Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ A:

$$F_{rA} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{638,36^2 + 216,43^2} = 674,05 \text{ (N)}$$

Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ B:

$$F_{rC} = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{1371,7^2 + 402,29^2} = 1429,47 \text{ (N)}$$

- Thành phần lực dọc sinh ra do hướng tâm gây nên theo bảng 11.4 tài liệu (*) chọn $e = 0,32$ ta được:

$$F_{sA} = eF_{rA} = 0,32 \times 674,05 = 215,7 \text{ (N)}$$

$$F_{sC} = eF_{rC} = 0,32 \times 1429,47 = 457,43 \text{ (N)}$$

Tổng lực dọc tại A: $\sum F_{aA} = F_{sC} - F_{a1} = 457,43 - 365,9 = 91,53 \text{ (N)}$

Vì $F_{aA} < F_{sA}$ nên $F_{aA} = 215,7 \text{ (N)}$

Tổng lực dọc tại C: $\sum F_{aC} = F_{sA} + F_{a1} = 215,7 + 365,9 = 580,7 \text{ (N)}$

Vì $F_{aC} > F_{sC}$ nên $F_{aC} = 580,7 \text{ (N)}$

- Xét tỉ số:

$$\frac{F_{aA}}{VF_{rA}} = \frac{215,7}{1 \times 674,05} = 0,32 \leq e$$

Theo bảng 11.3 tài liệu (*) tra được: $X=1$; $Y=0$

$$\frac{F_{aC}}{VF_{rC}} = \frac{580,7}{1 \times 1429,47} = 0,41 > e$$

Theo bảng 11.3 tài liệu (*) tra được: $X = 0,45$; $Y = 1,72$;

Với $V = 1$ – hệ số tính đến vòng nào quay, vòng trong quay.

$K_\sigma = 1,2$ – hệ số xét đến ảnh hưởng đặc tính tải trọng va đập nhẹ đến tuổi thọ ổ, bảng 11.3 tài liệu (*)

$K_t = 1$ – hệ số xét đến ảnh hưởng nhiệt độ đến tuổi thọ ổ, $t^\circ\text{C} \leq 100^\circ$

- Tải trọng động quy ước trên ổ:

$$Q_A = (XVF_{rA} + YF_{aA})K_\sigma K_t = (1 \times 1 \times 674,05) \times 1,2 \times 1 = 808,86 \text{ (N)}$$

$$Q_C = (XVF_{rC} + YF_{aC})K_\sigma K_t = (0,45 \times 1 \times 1429,47 + 1,72 \times 580,7) \times 1,2 \times 1 = 1970,47 \text{ (N)}$$

Vì $Q_C > Q_A$ nên ta tính toán ổ theo thông số tại C.

- Tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay:

$$L = \frac{60L_h n_1}{10^6} = \frac{60 \times 28800 \times 960}{10^6} = 1658,88 \text{ triệu vòng}$$

- Khả năng tải động tính toán:

$$C_{tt} = Q_C \sqrt[m]{L} = 1970,47 \times \sqrt[3]{1658,88} = 23,326 \text{ (kN)}$$

$$C_{tt} < C = 24 \text{ (kN)}$$

Trong đó: $m = 3$ – chỉ số mũ đối với ổ bị đỡ chặn.

- Tuổi thọ ổ xác định theo công thức:

$$L = \left(\frac{C}{Q}\right)^m = \left(\frac{24000}{1970,47}\right)^3 = 1806,86 \text{ (triệu vòng)}$$

Tuổi thọ tính bằng giờ:

$$L_h = \frac{10^6 L}{60 n_1} = \frac{10^6 \times 1806,86}{60 \times 960} = 31369,1 \text{ giờ}$$

- Kiểm định khả năng tải tĩnh:

Đối với ổ bị đỡ chặn, tra bảng 11.6 tài liệu (*) ta có: $X_0 = 0,5$; $Y_0 = 0,47$;

Tải trọng tĩnh qui ước Q_0 xác định theo công thức:

$$\begin{cases} Q_0 = X_0 F_{rc} + Y_0 F_{ac} = 0,5 \times 1429,47 + 0,47 \times 580,7 = 987,67 \text{ (N)} \\ Q_0 = F_{rc} = 1429,47 \text{ (N)} \end{cases}$$

Suy ra $Q_0 = 1429,47 \text{ N} < C_0 = 18100 \text{ N}$

Vậy ổ thỏa khả năng tải tĩnh.

- Số vòng quay tới hạn của ổ:

Theo bảng 11.7 tài liệu (*) với ổ bị đỡ chặn bôi trơn bằng mỡ: $[D_{pw} n] = 1,3 \cdot 10^5 \text{ mm.vòng/phút}$

Đường kính tâm con lăn:

$$D_{pw} = \frac{D + d}{2} = \frac{35 + 72}{2} = 53,5 \text{ (mm)}$$

Suy ra:

$$[n] = \frac{[D_{pw} n]}{D_{pw}} = \frac{1,3 \times 10^5}{53,5} = 2429,9 \text{ vòng/phút}$$

- Số vòng quay tới hạn của ổ:

Theo bảng 11.7 tài liệu (*) với ổ bị đỡ chặn bôi trơn bằng mỡ: $[D_{pw} n] = 1,3 \cdot 10^5 \text{ mm.vòng/phút}$

Đường kính tâm con lăn:

$$D_{pw} = \frac{D + d}{2} = \frac{35 + 72}{2} = 53,5 \text{ (mm)}$$

Suy ra:

$$[n] = \frac{[D_{pw} n]}{D_{pw}} = \frac{1,3 \times 10^5}{53,5} = 2429,9 \text{ (vòng/phút)}$$

b) Trục II

Thông số biết trước:

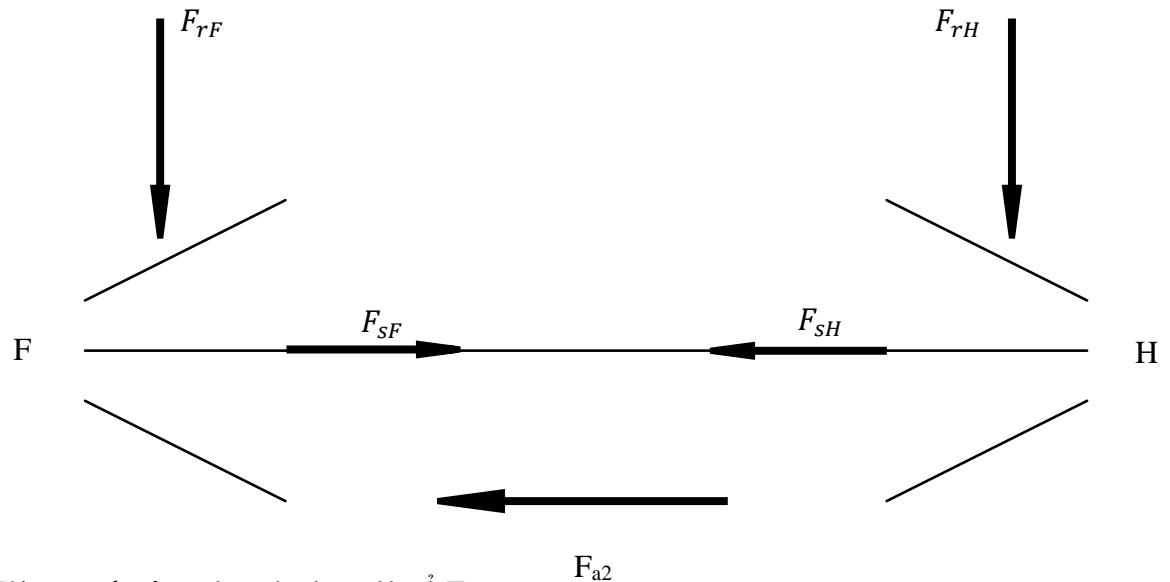
Số vòng quay: $n_2 = 240 \text{ vòng/phút}$

Đường kính vòng trong: $d = 45 \text{ mm}$

Thời gian làm việc của ổ: $L_h = 28800 \text{ giờ}$

Do trục chịu lực dọc $F_{a2} = 365,9$ (N) nên ta chọn ổ đỡ chặn cỡ nhẹ, theo phụ lục P2.12 tài liệu (*)

Kí hiệu ổ	d , mm	D , mm	B , mm	r , mm	C , kN	C_0 , kN	α (°)
46309	40	90	23	2,5	39,2	30,7	12°



- Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ F:

$$F_{rF} = \sqrt{R_{Fx}^2 + R_{Fy}^2} = \sqrt{3152,89^2 + 2964,38^2} = 4327,62 \text{ (N)}$$

Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ H:

$$F_{rH} = \sqrt{R_{Hx}^2 + R_{Hy}^2} = \sqrt{6,13^2 + 846,7^2} = 846,72 \text{ (N)}$$

- Thanh phần lực dọc sinh ra do lực hướng tâm gây nên
Xét tỉ lệ:

$$\frac{F_{a2}}{C_0} = \frac{365,9}{30700} = 0,012$$

Theo bảng 11.4 tài liệu (*) ta chọn $e = 0,3$, ta được:

$$F_{sF} = eF_{rF} = 0,3 \times 4327,62 = 1298,29 \text{ (N)}$$

$$F_{sH} = eF_{rH} = 0,3 \times 846,72 = 254,02 \text{ (N)}$$

Tổng lực dọc tại A: $\sum F_{aF} = F_{sH} + F_{a2} = 254,02 + 365,9 = 619,92 \text{ (N)}$

Tổng lực dọc tại B: $\sum F_{aH} = F_{sF} - F_{a2} = 1298,29 - 365,9 = 932,39 \text{ (N)}$

Ta thấy $\sum F_{aF} = 619,92 \text{ (N)} < F_{sF}$ nên $\sum F_{aF} = F_{sF} = 1298,29 \text{ (N)}$

$\sum F_{aH} = 932,39 \text{ (N)} > F_{sH}$ nên $\sum F_{aH} = 932,39 \text{ (N)}$

Xét tỉ số:

$$\frac{F_{aF}}{VF_{rF}} = \frac{1298,29}{4327,62} = 0,3 \leq e$$

Theo bảng 11.3 tài liệu (*) tra được: $X = 1$; $Y = 0$

$$\frac{F_{aH}}{VF_{rH}} = \frac{932,39}{846,72} = 1,10 > e$$

Theo bảng 11.3 tài liệu (*) tra được: $X = 0,45$; $Y = 1,81$;

Với $V = 1$ – hệ số tính đến vòng nào quay, vòng trong quay.

$K_\sigma = 1,2$ – hệ số xét đến ảnh hưởng đặc tính tải trọng va đập nhẹ đến tuổi thọ ổ, bảng 11.3 tài liệu (*)

$K_t = 1$ – hệ số xét đến ảnh hưởng nhiệt độ đến tuổi thọ ổ, $t^\circ\text{C} \leq 100^\circ$

- Tải trọng động quy ước trên ổ:

$$Q_F = (XVF_{rF} + YF_{aF})K_\sigma K_t = (1 \times 1 \times 4327,62 + 0) \times 1,2 \times 1 = 5193,14(\text{N})$$

$$Q_H = (XVF_{rH} + YF_{aH})K_\sigma K_t = (0,45 \times 1 \times 846,72 + 1,81 \times 932,39) \times 1,2 \times 1 = 2482,38 (\text{N})$$

Vì $Q_F > Q_H$ nên ta tính toán ổ theo thông số tại F.

- Tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay:

$$L = \frac{60L_h n_2}{10^6} = \frac{60 \times 28800 \times 240}{10^6} = 414,72 (\text{triệu vòng})$$

- Khả năng tải động tính toán:

$$C_{tt} = Q_F \sqrt[m]{L} = 5193,14 \times \sqrt[3]{414,72} = 38,727 (\text{kN})$$

$$C_{tt} = 38,727 \text{ kN} < C = 39,2 (\text{kN})$$

Trong đó: $m = 3$ – chỉ số mũ đối với ổ bị đỡ chặn.

- Tuổi thọ ổ xác định theo công thức:

$$L = \left(\frac{C}{Q}\right)^m = \left(\frac{39200}{5193,14}\right)^3 = 430,1 (\text{triệu vòng})$$

Tuổi thọ tính bằng giờ:

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n_2} = \frac{10^6 \times 430,1}{60 \times 240} = 29867,96 (\text{giờ})$$

- Kiểm định khả năng tải tĩnh:

Đối với ổ bị đỡ chặn, tra bảng 11.6 tài liệu (*) ta có: $X_0 = 0,5$; $Y_0 = 0,47$;

Tải trọng tĩnh qui ước Q_0 xác định theo công thức:

$$\begin{cases} Q_0 = X_0 F_{rF} + Y_0 F_{aF} = 0,5 \times 4327,62 + 0,47 \times 619,92 = 2455,17 (\text{N}) \\ Q_0 = F_{rF} = 4327,62 (\text{N}) \end{cases}$$

Suy ra $Q_0 = 4327,62 \text{ N} < C_0 = 30700 (\text{N})$

Vậy ổ thỏa khả năng tải tĩnh.

- Số vòng quay tới hạn của ổ:

Theo bảng 11.7 tài liệu (*) với ổ bị đỡ chặn bôi trơn bằng mỡ: $[D_{pw}n] = 1,3 \cdot 10^5 \text{ mm.vòng/phút}$

Đường kính con lăn:

$$D_{pw} = \frac{D + d}{2} = \frac{35 + 90}{2} = 62,5 (\text{mm})$$

Suy ra:

$$[n] = \frac{[D_{pw}n]}{D_{pw}} = \frac{1,3 \times 10^5}{67,5} = 2080 \text{ (vòng/phút)}$$

2.4.2 Nối trục:

Sử dụng nối trục đàn hồi do có ưu điểm là cấu tạo đơn giản, dễ chế tạo, dễ thay thế và khả năng làm việc tin cậy.

- Momen xoắn tại trục đầu ra: $T_1 = 53121,88(\text{Nmm})$
- Đường kính trục động cơ: $d_{dc} = 38 \text{ (mm)}$
- Đường kính trục đầu ra: $d = 32 \text{ (mm)}$
- Theo bảng 16.10a tài liệu (*) ta có bảng kích thước vòng đàn hồi (mm):

T, Nm	d	D	d_m	L	l	d_1	D_0	Z	$n_{max}, \text{vg/ph}$	B	B_1	h_1	D_3	h_2
125	36	125	65	165	80	60	90	4	4600	5	42	30	28	32

- Kích thước của chốt:

T, Nm	d_c	d_1	D_2	l	h_1	h_2	h_3	h
125	14	M10	20	62	34	15	28	1,5

- Kiểm nghiệm điều kiện bền dập của vòng đàn hồi:

$$\sigma_d = \frac{2KT}{ZD_0d_c l_3} \leq [\sigma_d]$$

Trong đó:

- $[\sigma_d] = (2 \div 4) \text{ MPa}$ - Ứng suất dập cho phép của vòng cao su.
- $K = 1,5$ – hệ số chế độ làm việc của xích tải.

Suy ra:

$$\sigma_d = \frac{2KT}{ZD_0d_c l_3} = \frac{2 \times 1,5 \times 53121,88}{4 \times 90 \times 14 \times 28} = 1,129 \text{ MPa} \leq [\sigma_d] = 2 \div 4 \text{ (MPa)}$$

Vậy vòng đàn hồi thỏa độ bền dập.

- Kiểm nghiệm điều kiện sức bền của chốt:

$$\sigma_F = \frac{K T l_o}{0,1 d_c^3 D_0 Z} \leq [\sigma_F]$$

Trong đó:

- $[\sigma_F] = 60 \div 80 \text{ MPa}$ - ứng suất uốn cho phép của chốt.
- Chiều dài ống cao su:

$$l_o = l_1 + \frac{l_2}{2} = 34 + \frac{15}{2} = 41,5 \text{ (mm)}$$

Suy ra:

$$\sigma_F = \frac{K T l_o}{0,1 d_c^3 D_0 Z} = \frac{1,5 \times 53121,88 \times 41,5}{0,1 \times 14^3 \times 90 \times 4} = 33,475 \text{ MPa} \leq [\sigma_F] = 60 \div 80 \text{ (MPa)}$$

Vậy chốt của nối trục thỏa sức bền cho phép.

PHẦN 3: CHỌN THÂN MÁY, BULONG, CÁC CHI TIẾT PHỤ, DUNG SAI VÀ LẮP GHÉP**3.1 CHỌN THÂN MÁY****3.1.1 Yêu cầu:**

- Chỉ tiêu cơ bản của hộp giảm tốc là khối lượng nhỏ và độ cứng cao.
- Vật liệu làm vỏ là gang xám GX15-32.
- Hộp giảm tốc bao gồm: thành hộp, nắp hoặc gân, mặt bích, gối đỡ, ...
- Bề mặt lắp ghép giữa nắp và thân được cạo sạch hoặc mài để lắp sát, khi lắp có một lớp sơn mỏng hoặc sơn đặc biệt.
- Chọn bề mặt ghép nắp và thân: song song mặt đế
- Mặt đáy về phía lỗ tháo dầu độ dốc khoảng 1° , tại chỗ tháo dầu lõm xuống.

3.1.2 Kích thước vỏ hộp:

Tên gọi	Biểu thức tính toán
Chiều dày:	$\delta = 9 \text{ mm}$
Gân tăng cứng: - Chiều dày, e - Chiều cao, h	$e = (0,8 \div 1)\delta = (7,2 \div 9) \text{ mm}$ chọn 8 mm $h < 58 \text{ mm}$
Đường kính: - Bulong nền, d_1 - Bulong cạnh ổ, d_2 - Bulong ghép mặt bích và thân, d_3 - Vít ghép nắp ổ, d_4 - Vít ghép nắp cửa thăm, d_5	$d_1 > 0,04a + 10 = 16,4 \text{ mm} > 12 \text{ mm}$, chọn $d_1 = 18 \text{ mm}$ $d_2 = (0,7 \div 0,8)d_1 = 14 \text{ mm}$ $d_3 = (0,8 \div 0,9)d_2 = 12 \text{ mm}$ $d_4 = (0,6 \div 0,7)d_2 = 8 \text{ mm}$ $d_5 = (0,5 \div 0,6)d_2 = 8 \text{ mm}$
Mặt bích ghép nắp và thân: - Chiều dày bích thân hộp, S_3 - Chiều dày bích nắp hộp, S_4 - Bề rộng bích nắp và thân, K_3	$S_3 = (1,4 \div 1,8)d_3 = 17 \text{ mm}$ $S_4 = (0,9 \div 1)S_3 = 16 \text{ mm}$ $K_3 = K_2 - (3 \div 5) = 43 - 4 = 39 \text{ mm}$
Kích thước gối trục: - Bề rộng mặt ghép bulong cạnh ổ: K_2 - Tâm bulong cạnh ổ: E_2 và C (là khoảng cách từ tâm bulong đến mép lỗ). - Chiều cao h	$K_2 = E_2 + R_2 + (3 \div 5) = 22 + 18 + 3 = 43 \text{ mm}$ $E_2 = 1,6d_2 = 22 \text{ mm}$; $R_2 = 1,3d_2 = 18 \text{ mm}$ $C = D_3/2$ h xác định theo kết cấu, phụ thuộc tâm lỗ bulong và kích thước mặt tựa.
Mặt đế hộp: - Chiều dày: khi không có phần lồi, S_1 - Chiều dày: khi có phần lồi, D_d , S_1 , S_2 Bề rộng mặt đế hộp, K_1 và q	$S_1 = (1,3 \div 1,5)d_1 = 24 \text{ mm}$ D_d xác định theo đường kính dao khoét $S_1 = (1,4 \div 1,7)d_1 = 26 \text{ mm}$ $S_2 = (1 \div 1,1)d_1 = 18 \text{ mm}$ $K_1 = 3d_1 = 54 \text{ mm}$ $q \geq K_1 + 2\delta = 73 \text{ mm}$
Khe hở giữa các chi tiết: - Giữa bánh răng với thành trong hộp - Giữa đỉnh bánh răng lớn và đáy hộp	$\Delta \geq (1 \div 1,2)\delta = 9 \text{ mm}$ $\Delta_1 \geq (3 \div 5)\delta = 27 \text{ mm}$
Số lượng bulong nền, Z	$Z = 4$

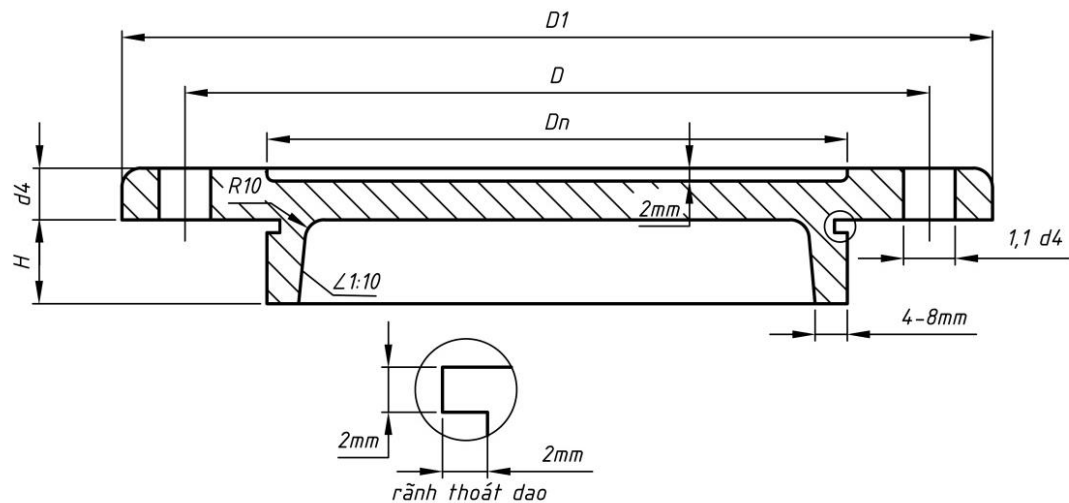
Kích thước gối trục: Đường kính ngoài và tâm lỗ vít

Trục	D	D_2	D_3
I	72	92	115
II	90	110	135

3.2 CÁC CHI TIẾT LIÊN QUAN ĐẾN KẾT CẤU VỎ HỘP:

3.2.1 Nắp ổ:

- Che chắn ổ lăn khỏi bụi từ bên ngoài vào.
 - Làm bằng vật liệu GX15-32.
 - Kết cấu các nắp ổ trong hộp giảm tốc:
- Chọn kích thước nắp ổ ghép vào vỏ hộp trục 1:



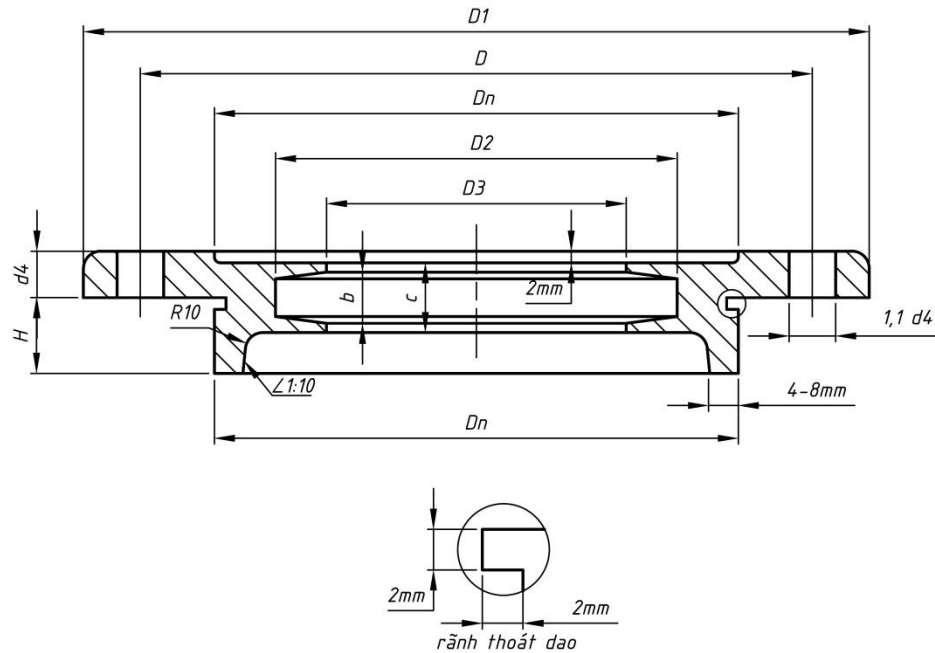
D_1	D	D_n	d_4	Số vít	H
117	92	67	M8	6	10

Chọn kích thước nắp ổ ghép vào vỏ hộp trục 2:

D_1	D	D_n	d_4	Số vít	H
135	10	85	M8	6	12

Chọn kích thước nắp ổ có vòng phốt trục 1:

D_1	D	D_n	d_4	d	D_2	D_3	a	b	c
117	92	67	M8	35	48	36	6,5	6	12

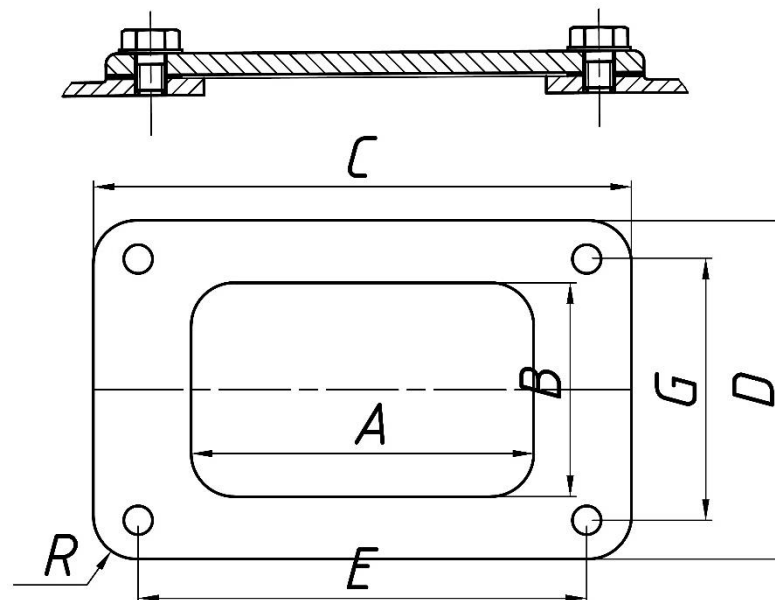


Chọn kích thước nắp ổ có vòng phốt trục 2:

D_1	D	D_n	d_4	d	D_2	D_3	a	b	c
135	110	85	M8	40	59	41	6,5	9	12

3.2.2 Nắp cửa thăm:

Để kiểm tra và quan sát các chi tiết máy trong hộp khi lắp ghép và để đổ dầu vào trong hộp, trên đỉnh hộp có làm cửa thăm. Cửa thăm được đậy bằng nắp. Trên nắp có lắp thêm nút thông hơi. Kích thước của cửa thăm được chọn theo bảng 18-5 tài liệu (*):

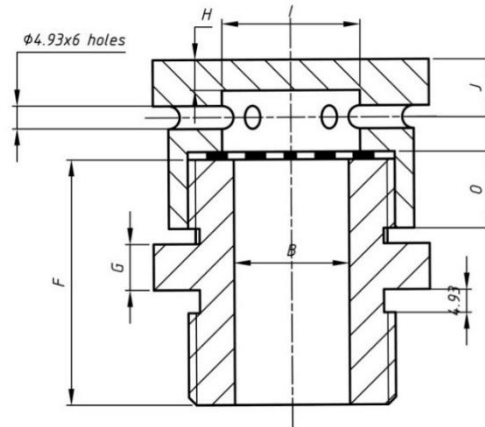


Chọn kích thước nắp cửa thăm:

A	B	C	D	E	F	G	R	Kích thước vít	Số lượng vít
100	75	150	100	125	-	87	12	M8	4

3.2.3 Nút thông hơi:

Khi làm việc, nhiệt độ trong hộp tăng lên. Để giảm áp suất và điều hòa không khí bên trong và bên ngoài hộp, người ta dùng nút thông hơi. Nút thông hơi được lắp trên nắp cửa thăm. Kích thước nút thông hơi tra bảng 18-6:

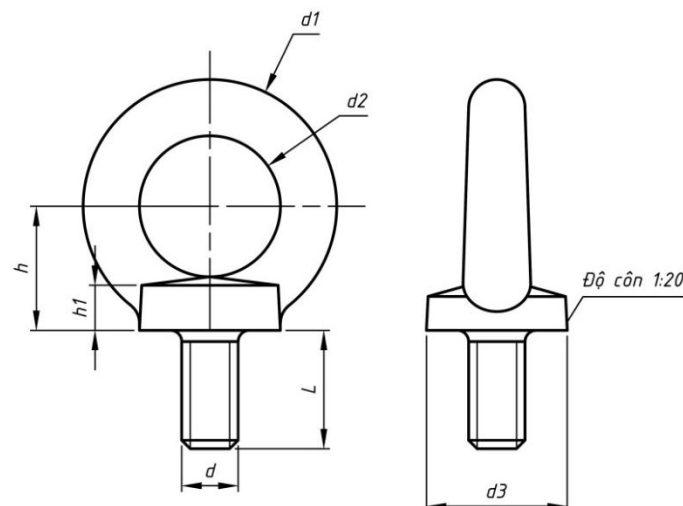


Chọn kích thước nút thông hơi có lưới chặn bụi:

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O
M27x2	15	30	15	36	32	6	4	18	8	6	22	36	32	10

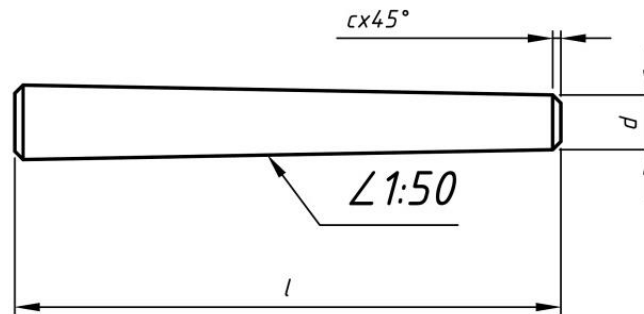
3.2.4 Bulong vòng:

- Để dễ dàng nâng và vận chuyển, ta gắn bulong vòng trên nắp hộp giảm tốc. Vật liệu bulong là thép 20 hoặc thép 25.



3.2.7 Chốt định vị:

Mặt ghép giữa nắp và thân nằm trong mặt phẳng chứa đường tâm các trục, Lỗ trụ (đường kính D) lắp ở trên nắp và thân hộp được gia công đồng thời. Để đảm bảo vị trí tương đối của nắp và thân trước và sau khi gia công cũng như lắp ghép, dùng 2 chốt định vị. Nhờ có chốt định vị, khi xiết bulong không làm biến dạng vòng ngoài ổ (do sai lệch vị trí tương đối của nắp và thân), do đó loại trừ được một trong những nguyên nhân làm ổ chong bị hỏng.



Chọn kích thước chốt định vị hình côn:

d	c	l
5	0,8	41

3.3 DUNG SAI VÀ LẮP GHÉP:

3.3.1 Chọn cấp chính xác:

- Đối với hệ thống trục, chọn cấp chính xác là 6. Vì gia công lỗ phức tạp hơn gia công trục, do đó chọn cấp chính xác gia công lỗ thấp hơn trục 1 cấp, ta chọn cấp 7.
- Đối với bánh răng, chọn cấp chính xác là 9 như đã tính toán.

3.3.2 Chọn kiểu lắp:

3.3.2.1 Bánh răng bị dẫn:

Chọn kiểu lắp H7/k6 vì là mối ghép không yêu cầu tháo lắp thường xuyên, khả năng định tâm của mối ghép cao hơn do chiều dài mayo lớn hơn 1,2 lần đường kính trục.

3.3.2.2 Ổ lăn:

Vì ổ lăn được sản xuất khối lớn và đã được nhà sản xuất tiêu chuẩn hóa nên khi lắp lên trục ta lắp theo hệ thống lỗ k6, lắp trung gian có độ dôi để mòn đều ổ. Khi lắp vào hộp thì ta lắp theo hệ thống trục H7, lắp trung gian để ổ có thể di chuyển dọc trục khi nhiệt độ tăng trong quá trình làm việc.

3.3.2.3 Then:

Trong mối ghép then, kích thước lắp ghép là bề rộng b của then. Lắp ghép bề rộng b giữa then với rãnh then trên trục ta chọn lắp theo hệ thống trục. Đối với trục, ta chọn kiểu lắp trung gian N9/h9. Đối với bạc, ta chọn kiểu lắp trung gian Js9/h9.

3.3.2.4 Vòng chắn dầu:

Vì vòng chắn dầu cần quay theo trục để dầu bên ngoài không bắn vào trong ổ lăn và dễ dàng tháo lắp nên ta chọn lắp trung gian H7/js6.

3.3.2.5 Bạc lót và nắp ổ:

Để mối ghép cố định khi làm việc nhưng các chi tiết dễ dàng dịch chuyển với nhau khi điều chỉnh nên ta chọn kiểu lắp hở H7/h6 cho nắp ổ lăn và H8/h6 cho bạc lót.

3.3.3 Bảng dung sai lắp ghép:

Chi tiết	Kích thước (mm)	Mối lắp	ES (μm)	EI (μm)	es (μm)	ei (μm)	Độ dôi lớn nhất (μm)	Độ hở lớn nhất (μm)
Bánh răng bị dẫn	48	H7/k6	+25	0	+18	+2	18	23
		Ổ bi đỡ chặn						
	d	Mặt trong ổ						
Trục 1	35	k6			+18	+2		
Trục 2	40	k6			+18	+2		
	d	Mặt ngoài ổ						
Trục 1	72	H7	+30	0				
Trục 2	90	H7	+35	0				
	$b \times h$	Then						
Trục 1	10 x 8	N9/h9	0	-36	0	-36	36	36
Trục 2	10 x 8	N9/h9	0	-36	0	-36	36	36
	14 x 9	N9/h9	0	-43	0	-43	43	43
Nối trục	10 x 8	Js9/h9	+18	-18	0	-36	54	18
Đĩa xích	10 x 8	Js9/h9	+18	-18	0	-36	54	18
Bánh răng bị dẫn	14 x 9	Js9/h9	+21,5	-21,5	0	-43	64,5	21,5
	d	Vòng chấn dẫu						
Trục 1	40	H7/js6	+25	0	+8	-8	8	33
Trục 2	44	H7/js6	+25	0	+8	-8	8	33
	d	Bạc lót						
Trục 1	32	H7/h6	+25	0	0	-16	0	41
Trục 2	36	H7/h6	+25	0	0	-16	0	41
	d	Nắp ổ lăn						
Trục 1	72	H7/h6	+30	0	0	-19	0	49
Trục 2	90	H7/h6	+35	0	0	-22	0	57

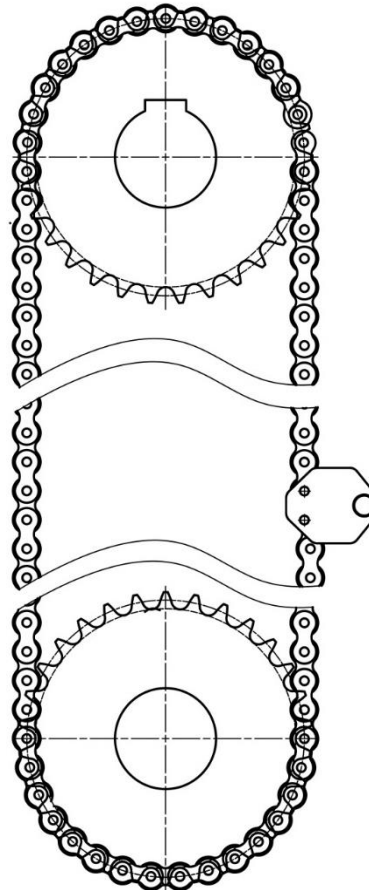
PHẦN 4: THIẾT KẾ HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG

4.1 Lựa chọn phương án thiết kế:

- Với tình hình hiện nay, công việc vận chuyển hàng hóa, vật phẩm từ thấp lên cao được thực hiện bằng đa dạng các phương pháp, một trong đó là sử dụng hệ thống xích tải để vận chuyển. Trong phạm vi đồ án hệ thống truyền động, ta sẽ có cái nhìn tổng quan về bộ phận công tác - hệ thống xích tải một cách ngắn gọn và đơn giản.
- Hệ thống xích tải được bố trí thẳng đứng với 2 bánh xích có kích thước giống nhau, khoảng cách 2 trục của 2 bánh xích là 2 m.

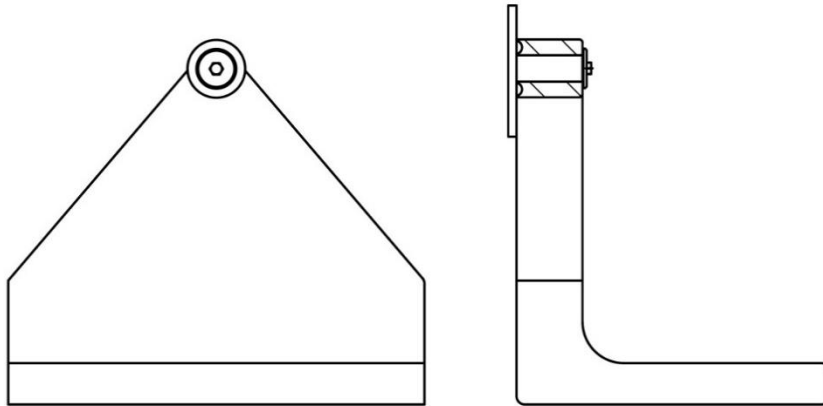
4.2 Xích tải:

- Lựa chọn hệ thống đĩa xích – dây xích:
- Xích tải công nghiệp KANA 50-8L-WK1.
- Đường kính vòng chia đĩa xích $D = 300$ mm.
- Khoảng cách trục 2000 mm.
- Bước xích: $p_c = 31,75$ mm.
- Chiều dài dây xích $L = 2300$ mm.



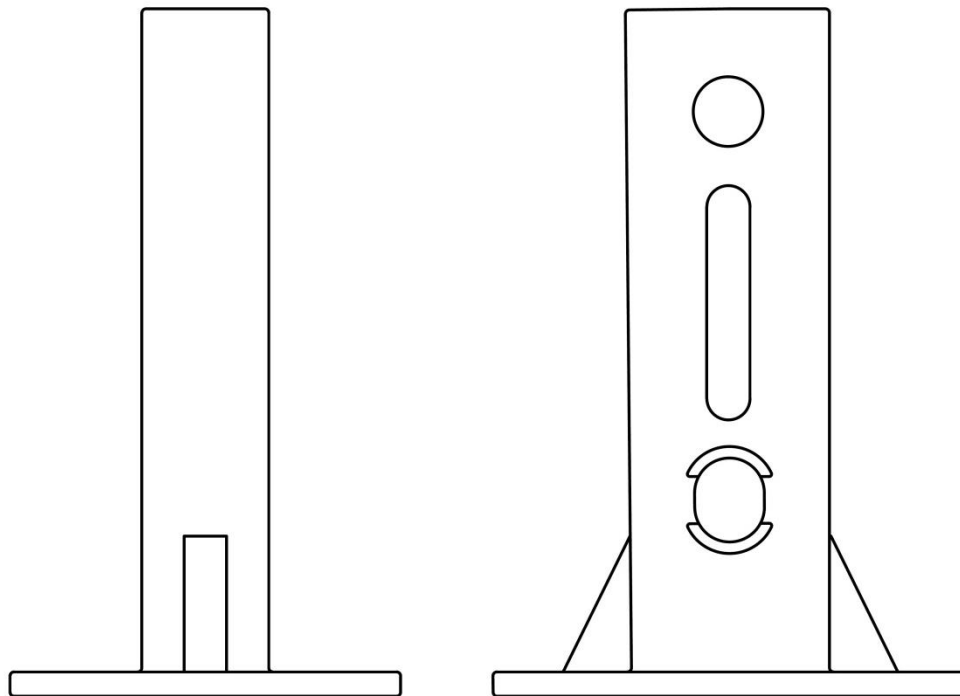
4.3 Thùng tải:

- Vật liệu: thép CT45.
- Kích thước: dài 250 mm, rộng 150 mm, cao 225 mm.
- Tùy theo nhu cầu và tính chất của đồ cần tải, sẽ có thiết kế thùng tải khác nhau. Ví dụ, vận chuyển vật phẩm dạng hình hộp chữ nhật, ta sẽ chọn hình dạng thùng tải đơn giản có kết cấu chữ L.



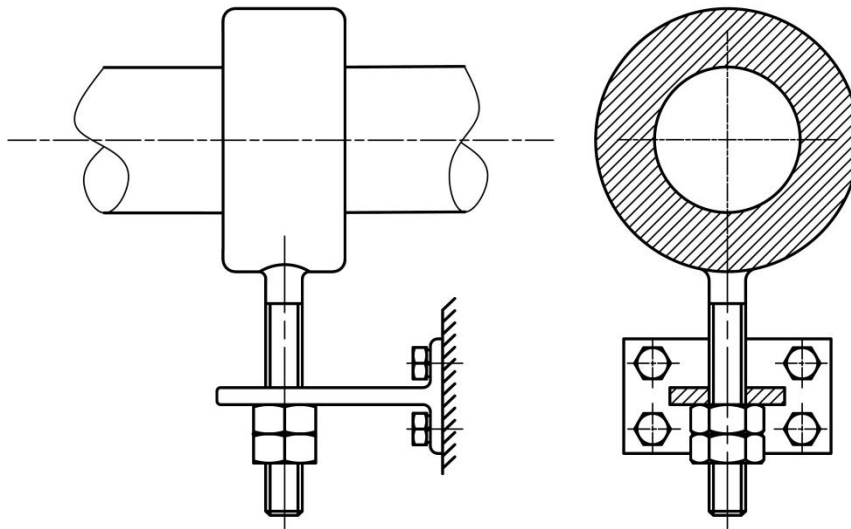
4.4 Giá đỡ bộ phận xích tải:

- Vật liệu: Gang GX15-32.
- Sử dụng phương pháp đúc để tạo hình khối như yêu cầu.
- Kích thước quan trọng: Dài 800 mm, rộng 520 mm, cao 1575 mm.



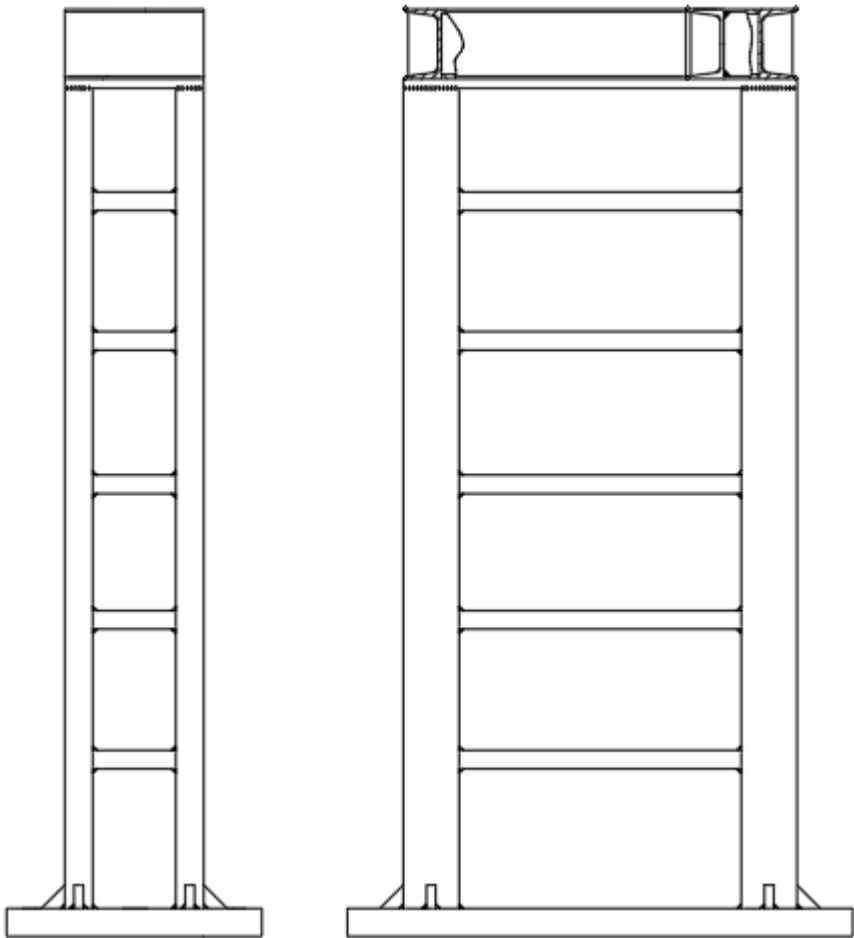
4.5 Bộ phận căng xích tải:

- Căng xích theo cơ chế tăng khoảng cách 2 trục đỡ 2 đĩa xích.
- Bộ phận căng xích bao gồm 4 bulong đầu lục giác chìm dùng để cố định trục, 2 ốc tăng xích được đặt trên trục, 2 giá chặn ốc tăng xích.
- Cơ chế hoạt động: Khi hoạt động nhiều, dây xích dẫn, ta tăng khoảng cách trục để căng xích bằng cách nới lỏng 4 bulong cố định trục, xiết đai ốc tăng xích sao cho trục được kéo ra xa, sau khi hoàn thành, ta vặn 4 bulong để cố định trục như ban đầu. Cơ chế tăng xích được mô tả cơ bản là giống với cơ chế tăng xích của xe máy.



4.6 Bộ đỡ động cơ và hộp giảm tốc

- Vật liệu: Thép cacbon.
- Sử dụng phương pháp hàn để tạo nên bộ đỡ, bộ được được hàn từ thép U200, thép hộp 60x120 và thép 40x80.
- Bộ đỡ được tăng cứng bằng các gân tăng cứng.
- Kích thước quan trọng: Dài 1090mm, rộng 550mm, cao 1990mm.



TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] PGS. TS. Trịnh Chất – TS. Lê Văn Uyển (2016), Tính toán thiết kế hệ dẫn động Cơ Khí tập 1 & 2. Hà Nội: Nxb Giáo dục Việt Nam.

[2] PGS. TS. Nguyễn Hữu Lộc (2018), Giáo trình Cơ sở Thiết kế máy. Nxb Đại học Quốc Gia Tp. Hồ Chí Minh.

[3] PGS. TS. Trần Thiên Phúc (2011), Thiết kế chi tiết máy công dụng chung. Nxb Đại học Quốc Gia Tp. Hồ Chí Minh.