

ĐẠI HỌC QUỐC GIA TP. HỒ CHÍ MINH

TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA

KHOA CƠ KHÍ

-----o0o-----



**ĐỒ ÁN HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG
HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG CON LẮN
HK211-L08**

GVHD: Ths. Thân Trọng Khánh Đạt

Sinh viên thực hiện

Mã số sinh viên

Võ Văn Nghĩa

1911693

Huỳnh Nguyễn Kha Nghi

1914298

Nguyễn Quang Lý

1914103

2021 – 2022

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

ĐỒ ÁN HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG

Học kỳ I / Năm học 2021-2022

Sinh viên thực hiện: Võ Văn Nghĩa

MSSV: 1911693

Huỳnh Nguyễn Kha Nghi

MSSV: 1914298

Nguyễn Quang Lý

MSSV: 1914103

Người hướng dẫn: Ths. Thân Trọng Khánh Đạt

Ký tên:

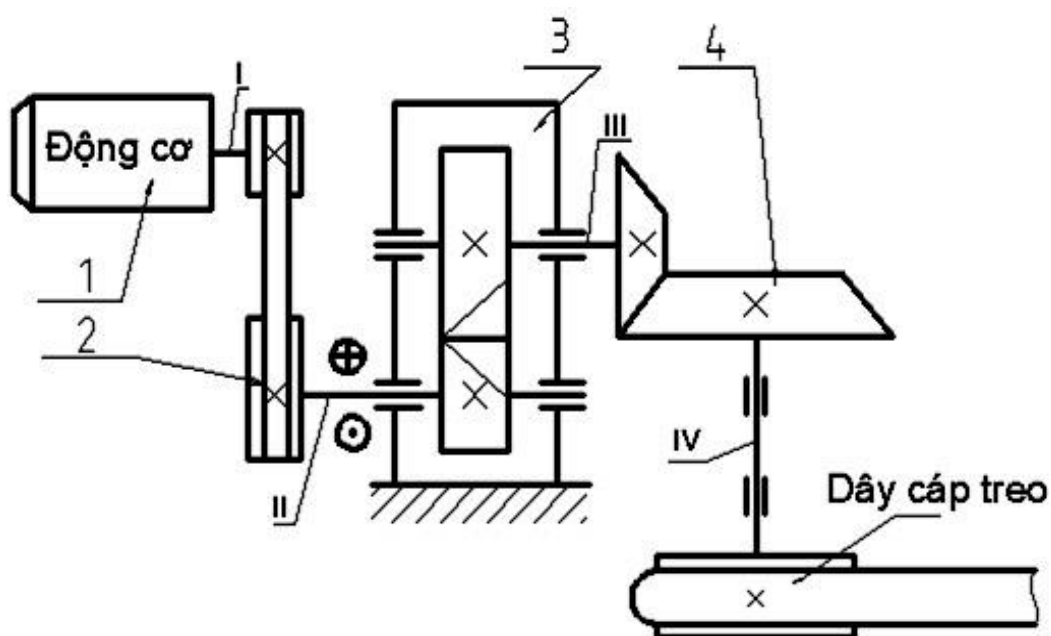
Ngày bắt đầu: 03/09/2021

Ngày kết thúc:

Ngày bảo vệ:

ĐỀ TÀI: THIẾT KẾ HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG CON LĂN

PHƯƠNG ÁN SỐ: 6



Hệ thống dẫn động gồm:

- 1: Động cơ điện
- 2: Bộ truyền đai thang các trục nằm trong mặt ngang
- 3: Hộp giảm tốc các trục nằm trong mặt đứng
- 4: Bộ truyền bánh răng côn răng thẳng
- 5: Dây cáp treo

Số liệu thiết kế:

Công suất trục cáp, P (kW): 5,3

Số vòng quay trục cáp, n (vòng/phút): 20

Thời gian phục vụ, L_a (năm): 5

Quay 1 chiều, làm việc 2 ca.

(Làm việc 300 giờ/năm, 8 giờ)

MỤC LỤC

| | |
|---|----|
| PHẦN MỞ ĐẦU: TÌM HIỂU HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG | 1 |
| CHƯƠNG 1: TÍNH CHỌN ĐỘNG CƠ VÀ PHÂN PHỐI TỈ SUẤT TRUYỀN | |
| 1.1 Chọn động cơ điện | 3 |
| 1.2 Phân phối tỷ số truyền | 3 |
| 1.3 Tính toán các thông số trên trục | 4 |
| 1.4 Bảng tính toán và phân phối tỷ số truyền | 5 |
| CHƯƠNG 2: TÍNH TOÁN CÁC BỘ TRUYỀN | |
| 2.1 Tính toán thiết kế bộ truyền đai | 6 |
| 2.1.1 Chọn dạng đai | 6 |
| 2.1.2 Tính toán các thông số bộ truyền đai | 6 |
| 2.1.3 Tính các lực của bộ truyền đai | 8 |
| 2.1.4 Bảng thông số bộ truyền đai | 8 |
| 2.2 Tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng nghiêng trong hộp giảm tốc | 9 |
| 2.2.1 Chọn vật liệu | 9 |
| 2.2.2 Xác định sơ bộ ứng suất cho phép | 9 |
| 2.2.3 Tính toán các thông số bộ truyền bánh răng nghiêng | 10 |
| 2.2.4 Kiểm nghiệm ứng suất tiếp xúc cho phép | 12 |
| 2.2.5 Kiểm nghiệm ứng suất uốn | 14 |
| 2.2.6 Tính toán các lực của bộ truyền | 15 |
| 2.2.7 Bảng thông số bộ truyền bánh răng nghiêng | 16 |
| 2.3 Tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng côn thẳng | 16 |
| 2.3.1 Chọn vật liệu | 16 |
| 2.3.2 Xác định sơ bộ ứng suất cho phép | 16 |
| 2.3.3 Tính toán các thông số của bộ truyền bánh răng côn | 17 |
| 2.3.4 Kiểm nghiệm ứng suất uốn | 20 |
| 2.3.5 Kiểm nghiệm ứng suất tiếp | 21 |
| 2.3.6 Tính toán các lực của bộ truyền | 23 |
| 2.3.7 Bảng thông số của bộ truyền bánh răng côn | 24 |
| CHƯƠNG 3: THIẾT KẾ TRỤC, THEN, Ổ LĂN | |
| 3.1 Thiết kế trục, then | 25 |
| 3.1.1 Chọn vật liệu | 25 |
| 3.1.2 Tính toán chiều dài trục | 25 |
| 3.1.3 Tính toán lực, vẽ biểu đồ moment và tính đường kính trục | 26 |
| 3.1.4 Kiểm nghiệm độ bền trục | 31 |

| | |
|---|-----------|
| 3.1.5 Kiểm nghiệm then | 35 |
| 3.2 Tính toán chọn ổ lăn | 36 |
| 3.2.1 Tính toán ổ lăn trục II | 36 |
| 3.2.2 Tính toán ổ lăn trục III | 37 |
| CHƯƠNG 4: THIẾT KẾ VỎ HỘP, CHỌN DẦU BÔI TRƠN, DUNG SAI VÀ LẮP GHÉP | |
| 4.1 Vỏ hộp giảm tốc đúc | 40 |
| 4.1.1 Chỉ tiêu của hộp giảm tốc đúc..... | 40 |
| 4.1.2 Tính toán kích thước vỏ hộp giảm tốc đúc..... | 40 |
| 4.2 Các chi tiết khác..... | 41 |
| 4.2.1 Vòng móc | 41 |
| 4.2.2 Chốt định vị..... | 41 |
| 4.2.3 Cửa thăm | 41 |
| 4.2.4 Nút thông hơi | 42 |
| 4.2.5 Nút tháo dầu | 42 |
| 4.2.6 Que thăm dầu | 43 |
| 4.2.7 Vòng phốt..... | 43 |
| 4.2.8 Vòng chắn dầu..... | 43 |
| 4.3 Chọn dầu bôi trơn và dung sai lắp ghép | 43 |
| 4.3.1 Chọn dầu bôi trơn cho hộp giảm tốc | 43 |
| 4.3.2 Lắp bánh răng lên trục và điều chỉnh sự ăn khớp | 43 |
| 4.3.3 Dung sai và lắp ghép | 43 |
| TÀI LIỆU THAM KHẢO | 46 |

MỞ ĐẦU: TÌM HIỂU HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG

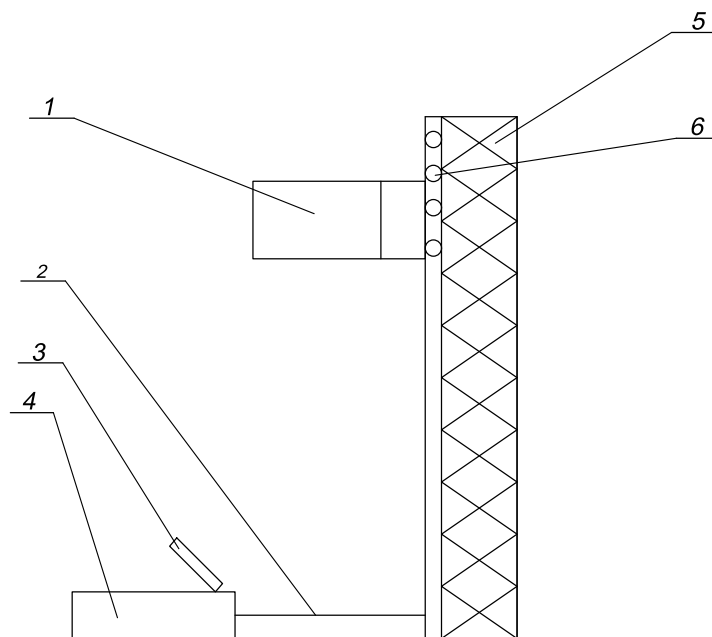
1. MỤC ĐÍCH CỦA HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG:

Nước ta đang nỗ lực và đang trong tiến trình phát triển lên nền công nghiệp hóa hiện đại hóa đất nước, việc phát triển và vận dụng máy móc giúp con người giảm được sức lao động, để nâng cao chất lượng sản xuất.

Máy tời được ứng dụng vào rất nhiều công việc ngành nghề. Mục đích của đề tài này là ứng dụng nó vào việc thi công xây dựng. Việc vận chuyển hàng hóa nặng lên các tầng cao của các tòa nhà đang thi công mà không ứng dụng máy móc là một công việc khá vất vả và tốn nhiều thời gian.

Đề tài là một trong nhiều ứng dụng của máy tời, chủ yếu không liên quan nhiều đến chuyên ngành nhưng các chi tiết của hệ thống truyền động này liên quan đến cơ khí như động cơ, bánh đai, dây cáp, hộp giảm tốc... tạo thành một hệ thống động. Ứng dụng máy tời mặt đất vào việc vận chuyển vật liệu xây dựng trong quá trình thi công nhằm giảm bớt công sức của người lao động. Từ đó các công trình sẽ rút ngắn thời gian thi công, sử dụng máy tời kéo giúp cho quá trình nâng hạ vật diễn ra nhanh chóng, giảm chi phí thuê nhân công, tiết kiệm cho chủ đầu tư làm việc với chất lượng cao hơn, hiệu quả công việc tốt hơn.

2. SƠ LƯỢC VỀ QUÁ TRÌNH HOẠT ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG:



Sơ đồ cáp kéo vật liệu xây dựng

1. Khung chứa

2. Cáp dây

3. Cản hãm

4. Máy kéo cáp (bộ phận công tác)

5. Trụ đứng

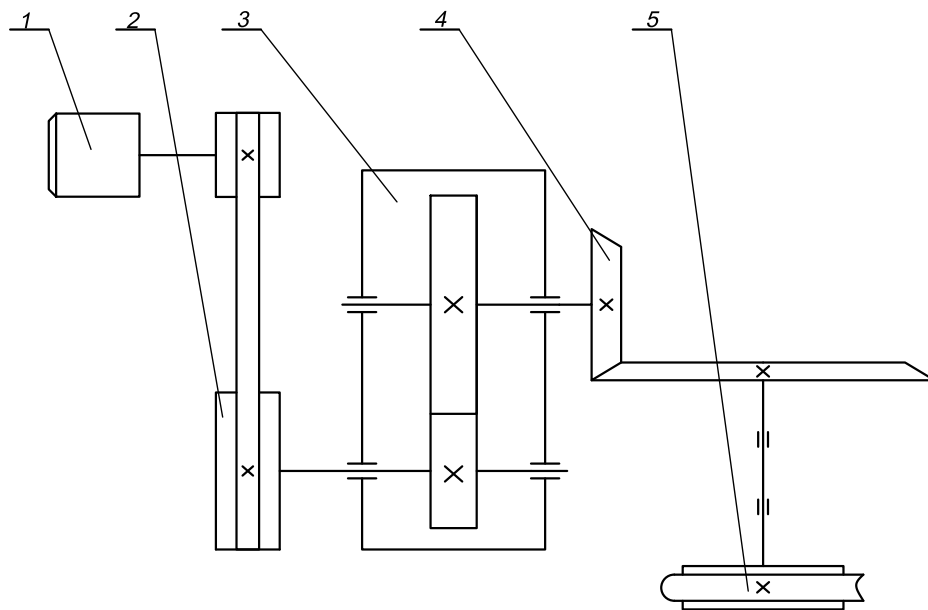
6. Puly

Hệ thống làm việc nhờ việc cung cấp lực kéo của cáp dưới bộ phận công tác (1). Trụ đứng (5) giúp đỡ khung chứa (2). Puly (3) gắn trực tiếp với cạnh khung chứa.

Đầu tiên động cơ cung cấp lực cho bộ phận công tác máy tời. Bộ phận công tác làm việc, kéo khung chứa lên xuống trượt trên Puly. Khi dây cáp của tời điện được nhả ra để kéo các vật thể nặng lên. Cần số được đẩy theo hướng ngược lại. Tang cuốn quay theo, dây cáp được cuộn trở lại. Làm cho các vật nặng được kéo đến đúng vị trí mong muốn một cách an toàn, nhẹ nhàng.

Tuy nhiên trọng lượng toàn bộ hệ thống tương đối nặng, tốc độ mặc định nên điều chỉnh tốc độ nâng khó khăn và khó thực hiện điều khiển tự động.

3. HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG CON LĂN:



1. Động cơ 2. Bánh đai 3. Hộp giảm tốc 1 cấp bánh răng trụ răng nghiêng
4. Bộ truyền bánh răng côn răng thẳng 5. Dây cáp (bộ phận công tác)

Đây là hệ thống cung cấp công suất cho tay quay máy tời ở bộ phận công tác, làm ổn định lực quay của trục, giúp cho dây cáp được kéo đi với lực mạnh, hệ thống làm việc ổn định và hiệu quả.

CHƯƠNG 1: TÍNH CHỌN ĐỘNG CƠ VÀ PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN

1.1 CHỌN ĐỘNG CƠ ĐIỆN:

❖ Tính công suất cần thiết:

➤ Công suất làm việc trên trục làm việc:

$$P_{lv} = 5,3 \text{ (kW)}$$

➤ Tính hiệu suất truyền động (bảng 3.3 trang 89 [1])

$$\eta = \eta_d \times \eta_h \times \eta_{brc} \times \eta_{ol}^3 = 0,96 \times 0,98 \times 0,94 \times 0,99^3 = 0,86$$

• Hiệu suất của bộ truyền đai thang: $\eta_d = 0,96$

• Hiệu suất của bộ truyền bánh răng trụ trong hộp giảm tốc một cấp:
 $\eta_h = 0,98$.

• Hiệu suất của bộ truyền bánh răng côn: $\eta_{brc} = 0,94$

• Hiệu suất của 3 cặp ổ lăn: $\eta_{ol} = 0,99$

➤ Công suất cần thiết của động cơ:

$$P_{ct} = \frac{P_{lv}}{\eta} = \frac{5,3}{0,86} = 6,16 \text{ (kW)}$$

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

➤ Số vòng quay của trục làm việc: $n_{lv} = 20$ (vòng/phút).

➤ Chọn tỷ số truyền sơ bộ của các bộ truyền (bảng 3.2 trang 88 [1]):

• Tỷ số truyền động của đai thang: $u_d = 3$

• Tỷ số truyền động bánh răng trụ của hộp giảm tốc 1 cấp: $u_h = 4$

• Tỷ số truyền truyền động bánh răng côn để hở: $u_{brc} = 3$

➤ Tính số vòng quay sơ bộ

$$n_{sb} = n_{lv} \times u_d \times u_h \times u_{brc} = 20 \times 4 \times 4 \times 3 = 720 \text{ (vòng/phút)}$$

❖ Chọn động cơ điện:

Tra bảng phụ lục 1.3 trang 237 [2], với $P_{dc} \geq P_{ct}$ và $n_{dc} \geq n_{sb}$, ta chọn động cơ với thông số như sau:

| Kiểu động cơ | Công suất (kW) | Vận tốc quay (vòng/phút) | $\cos\varphi$ | $\eta\%$ | $\frac{T_{max}}{T_{dn}}$ | $\frac{T_K}{T_{dn}}$ |
|--------------|----------------|--------------------------|---------------|----------|--------------------------|----------------------|
| 4A160S8Y3 | 7,5 | 730 | 0,75 | 86 | 2,2 | 1,4 |

1.2 PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN:

❖ Tính tỷ số truyền động chung:

$$u_{ch} = \frac{n_{dc}}{n_{lv}} = \frac{730}{20} = 36,5$$

❖ Phân phối tỷ số truyền theo i_{ch} (Bảng 3.2 trang 88 [1]):

➤ Chọn tỷ số truyền đai thang: $u_d = 3,15$

➤ Chọn tỷ số động bánh răng trụ của hộp giảm tốc: $u_h = 4$

- Tính tỷ số truyền động bánh răng côn để hỏ:

$$u_{brc} = \frac{u_{ch}}{u_d \times u_h} = \frac{36,5}{3,15 \times 4} = 2,90$$

- ❖ Kiểm tra về sai số tỷ số truyền:

$$\Delta u = \frac{u_d \times u_h \times u_{brc} - u_{ch}}{u_{ch}} \times 100\%$$

$$\Delta u = \frac{(3,15 \times 4 \times 2,9 - 36,5)}{36,5} \times 100\%$$

$$\Delta u = 0,109\% < 4\%$$

Vậy thỏa điều kiện về sai số cho phép.

1.3 TÍNH TOÁN CÁC THÔNG SỐ TRÊN TRỤC:

- ❖ Tính công suất trên các trục:

- Công suất trên trục làm việc:

$$P_{IV} = P_{lv} = 5,3 \text{ (kW)}$$

- Công suất trên trục III:

$$P_{III} = \frac{P_{IV}}{\eta_{ol} \times \eta_{brc}} = \frac{5,3}{0,99 \times 0,94} = 5,70 \text{ (kW)}$$

- Công suất trên trục II:

$$P_{II} = \frac{P_{III}}{\eta_{ol} \times \eta_h} = \frac{5,70}{0,99 \times 0,98} = 5,88 \text{ (kW)}$$

- Công suất trên trục I (trục động cơ):

$$P_{dc} = P_I = \frac{P_{II}}{\eta_{ol} \times \eta_d} = \frac{5,88}{0,99 \times 0,96} = 6,19 \text{ (kW)}$$

- ❖ Tính toán vận tốc quay trên các trục:

- Vận tốc quay trên trục động cơ:

$$n_{dc} = n_I = 730 \text{ (vòng/phút)}$$

- Vận tốc quay trên trục II:

$$n_{II} = \frac{n_I}{u_d} = \frac{730}{3,15} = 231,75 \text{ (vòng/phút)}$$

- Vận tốc quay trên trục III:

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{u_h} = \frac{231,75}{4} = 57,93 \text{ (vòng/phút)}$$

- Vận tốc quay trên trục làm việc:

$$n_{lv} = n_{IV} = \frac{n_{III}}{u_{brc}} = \frac{57,93}{2,9} = 20 \text{ (vòng/phút)}$$

- ❖ Tính moment xoắn trên các trục:

- Moment xoắn trên trục động cơ:

$$T_{dc} = T_I = 9,55 \times 10^6 \times \frac{P_{dc}}{n_{dc}} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{6,19}{730} = 80978,77 \text{ (Nmm)}$$

➤ Moment xoắn trên trục II:

$$T_{II} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{5,88}{231,75} = 242304,21 \text{ (Nmm)}$$

➤ Moment xoắn trên trục III:

$$T_{III} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{5,70}{57,93} = 939668,57 \text{ (Nmm)}$$

➤ Moment xoắn trên trục làm việc:

$$T_{lv} = T_{IV} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{P_{lv}}{n_{lv}} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{5,3}{20} = 2530750 \text{ (Nmm)}$$

1.4 BẢNG TÍNH TOÁN VÀ PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN:

| Trục Thông số | Động cơ (I) | II | III | Trục làm việc (IV) |
|----------------------|--------------|-----------|-----------------|-----------------------|
| Công suất (KW) | 6,19 | 5,88 | 5,70 | 5,3 |
| Tỷ số truyền | $u_d = 3,15$ | $u_h = 4$ | $u_{brc} = 2,9$ | |
| Số vòng quay (vg/ph) | 730 | 231,75 | 57,93 | 20 |
| Moment xoắn (Nmm) | 80978,77 | 242304,21 | 939668,57 | 2530750 |

CHƯƠNG 2: TÍNH TOÁN CÁC BỘ TRUYỀN

2.1 TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐAI:

❖ Thông số tính toán ban đầu

- Tỷ số truyền: $u_d = 3,15$
- Công suất truyền đến: $P_I = 6,19$ (kW)
- Vận tốc quay: $n_I = 730$ (vòng/phút)

2.1.1 Chọn dạng đai theo công suất P_I và n_I :

❖ Theo hình 4.22a và bảng 4.3 [1], ta chọn: loại đai B

$$d_{min} = 125 \text{ (mm)} ; h = 10,5 \text{ (mm)}$$

2.1.2 Tính toán các thông số của bộ truyền đai:

❖ Tính toán đường kính bánh đai nhỏ:

$$d_1 = 1,2d_{min} = 1,2 \times 125 = 150 \text{ (mm)}$$

Theo tiêu chuẩn chọn $d_1 = 160$ (mm)

❖ Tính toán vận tốc đai theo công thức:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_I}{60000} = \frac{\pi \times 160 \times 730}{60000} = 6,12 \text{ (m/s)} \leq [v] = 25 \text{ (m/s)}$$

❖ Tính toán đường kính bánh đai lớn:

$$d_2 = u_d d_1 (1 - \xi) = 3,15 \times 160 \times (1 - 0,01) = 498,96 \text{ (mm)}$$

- Theo tiêu chuẩn chọn $d_2 = 500$ (mm)
- Tính lại tỷ số truyền:

$$u_d = \frac{d_2}{d_1 (1 - \xi)} = \frac{500}{160 \times (1 - 0,01)} = 3,156$$

- Sai lệch so với giá trị chọn trước:

$$\frac{3,156 - 3,15}{3,15} \times 100\% = 0,208\% < 3\%$$

❖ Tính toán khoảng cách trục nhỏ nhất:

$$2(d_1 + d_2) \geq a \geq 0,55(d_1 + d_2) + h$$

$$2 \times (160 + 500) \geq a \geq 0,55 \times (160 + 500) + 10,5$$

$$1320 \geq a \geq 373,5 \text{ (*)}$$

Theo tiêu chuẩn, chọn sơ bộ $a = d_2 = 500$ (mm) khi $u_d = 3,15$

❖ Tính toán chiều dài đai:

$$L = 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$$

$$L = 2 \times 500 + \frac{\pi \times (160 + 500)}{2} + \frac{(500 - 160)^2}{4 \times 500} = 2094,52 \text{ (mm)}$$

Theo tiêu chuẩn, chọn $L = 2000$ (mm)

❖ Tính toán lại trục a theo $L = 2000$ (mm)

$$a = \frac{k + \sqrt{k^2 - 8\Delta^2}}{4} = \frac{963,27 + \sqrt{963,27^2 - 8 \times 170^2}}{4} = 449,49 \text{ (mm)}$$

(Thỏa mãn (*))

➤ Trong đó:

$$k = L - \frac{\pi \times (d_1 + d_2)}{2} = 2000 - \frac{\pi \times (160 + 500)}{2} = 963,27$$

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{500 - 160}{2} = 170$$

❖ Kiểm nghiệm số vòng quay i của đai trong 1 giây:

$$i = \frac{v_1}{L} = \frac{6,12}{2} = 3,06 < [i] = 10 \text{ s}^{-1}$$

Do đó điều kiện được thỏa

❖ Tính góc ôm đai:

$$\alpha_1 = 180 - 57 \times \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 57 \times \frac{500 - 160}{449,49} = 136,88^\circ \approx 2,39 \text{ (rad)}$$

❖ Tính toán các hệ số C_i :

➤ Hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc:

$$C_v = 1 - 0,05 \times (0,01v^2 - 1) = 1 - 0,05 \times (0,01 \times 6,12^2 - 1)$$

$$C_v = 1,0313$$

➤ Hệ số xét đến ảnh hưởng của góc ôm đai:

$$C_\alpha = 1,24 \times \left(1 - e^{-\frac{\alpha_1}{110}}\right) = 1,24 \times \left(1 - e^{-\frac{136,88}{110}}\right) = 0,8827$$

➤ Hệ số xét đến ảnh hưởng của tỷ số truyền u :

$$C_u = 1,14, \text{ với } u_d = 3,15$$

➤ Hệ số xét đến ảnh hưởng của chiều dài L :

$$C_L = \sqrt[6]{\frac{L}{L_0}} = \sqrt[6]{\frac{2000}{2240}} = 0,9812$$

Trong đó:

• $L = 2000 \text{ (mm)}$ là chiều dài thật của đai.

• $L_0 = 2240 \text{ (mm)}$ (bảng 4.8 [1], ứng với đai loại B,

➤ $v_1 = 6,12 \text{ (m/s)}$ và $d_1 = 160 \text{ (mm)}$ ta chọn $[P_0] = 2,2 \text{ (kW)}$ (bảng 4.21 [1]).

➤ Hệ số xét đến sự ảnh hưởng của sự phân bố không đều tải trọng giữa các dây đai:

• Chọn sơ bộ, $C_z = 1$

➤ Hệ số xét đến sự ảnh hưởng của chế độ tải trọng:

• Chọn sơ bộ, $C_r = 1$

❖ Số dây đai được xác định theo công thức:

$$z \geq \frac{P_I}{[P_0]C_\alpha C_v C_u C_L C_z C_r} = \frac{6,19}{2,2 \times 0,8827 \times 1,0313 \times 1,14 \times 0,9812 \times 1 \times 1}$$

$$z \geq 2,76$$

Ta chọn $z = 3$ (đai).

❖ Tính lại số đai với $C_z = 0,95$:

$$z \geq \frac{P_I}{[P_0]C_\alpha C_v C_u C_L C_z C_r}$$

$$z \geq \frac{6,19}{2,2 \times 0,8827 \times 1,0313 \times 1,14 \times 0,9812 \times 0,95 \times 1}$$

$$z \geq 2,91$$

Vậy $z = 3$ là thỏa mãn.

❖ Chiều rộng bánh đai:

$$B = (z - 1) \times t + 2e = (3 - 1) \times 19 + 2 \times 12,5 = 63 \text{ (mm)}$$

➤ Đường kính bánh đai ngoài:

$$d_\alpha = d_1 + 2h_0 = 160 + 2 \times 4,2 = 168,4 \text{ (mm)}$$

Trong đó: t, e và h_0 được chọn trong bảng 4.21 [2]

2.1.3 Tính các lực của bộ truyền đai:

❖ Lực căng đai ban đầu:

$$F_0 = zA[\sigma_0] = zA_1[\sigma_0] = 3 \times 138 \times 1,5 = 621 \text{ (N)}$$

Trong đó: $A_1 = 138 \text{ (mm}^2\text{)}; [\sigma_0] = 1,5$ (bảng 4.3 [2])

❖ Lực tác dụng lên trục:

$$F_r = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 621 \times \sin \frac{136,88}{2} = 1155,1 \text{ (N)}$$

2.1.4 Bảng tóm tắt thông số kỹ thuật:

| Thông số | Giá trị |
|---------------------------|---|
| Đường kính bánh đai nhỏ | $d_1 = 160 \text{ (mm)}$ |
| Đường kính bánh đai lớn | $d_2 = 500 \text{ (mm)}$ |
| Số đai | $z = 3$ (đai) |
| Chiều dài đai | $L = 2000 \text{ (mm)}$ |
| Khoảng cách trục | $a = 449,49 \text{ (mm)}$ |
| Góc ôm đai | $\alpha_1 = 136,88 \text{ (}^\circ\text{)}$ |
| Chiều rộng bánh đai | $B = 63 \text{ (mm)}$ |
| Đường kính bánh đai ngoài | $d_\alpha = 168,4 \text{ (mm)}$ |
| Lực tác dụng lên trục | $F_r = 1155,1 \text{ (N)}$ |

2.2 THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ RĂNG NGHIÊNG TRONG HỘP:

❖ Thông số cơ bản:

- $i_h = 4$
- $P_{II} = 5,88$ (kW)
- $T_{II} = 242304,21$ (N.mm)
- $n_{II} = n_d = 231,75$ (vòng/phút)
- $n_{III} = n_{bd} = 57,93$ (vòng/phút)
- $t_{lv} = 5 \times 2 \times 300 \times 8 = 24000$ (giờ)

2.2.1 Chọn vật liệu:

❖ Dựa vào phụ lục 5.2 [1], ta chọn:

- Bánh nhỏ (bánh dẫn): Chọn Mác thép C45 tôi cải thiện có độ rắn bề mặt $HB_1 = 280$, có $\sigma_{b1} = 850$ (MPa); $\sigma_{ch1} = 580$ (MPa)
- Bánh lớn (bánh bị dẫn): Chọn Mác thép C45 tôi cải thiện có độ rắn HB_2 thỏa mãn $HB_1 \geq HB_2 + (10 \div 15)HB$; chọn $HB_2 = 260$, có $\sigma_{b2} = 850$ (MPa); $\sigma_{ch1} = 580$ (MPa)

2.2.2 Xác định sơ bộ ứng suất cho phép:

❖ Ứng suất tiếp xúc cho phép:

- Giới hạn tiếp xúc tương ứng với chu kỳ cơ sở $\sigma_{0Hlim} = 2HB + 70$ (MPa) (phụ lục 5.1 [1])
 $\sigma_{0Hlim1} = 2HB_1 + 70 = 2 \times 280 + 70 = 630$ (MPa)
 $\sigma_{0Hlim2} = 2HB_2 + 70 = 2 \times 260 + 70 = 590$ (MPa)
- Số chu kỳ làm việc cơ sở: $N_{HO} = 30HB^{2,4}$ (công thức 6.33 [1])
 $N_{HO1} = 30HB_1^{2,4} = 30 \times 280^{2,4} = 2,24 \times 10^7$
 $N_{HO2} = 30HB_2^{2,4} = 30 \times 260^{2,4} = 1,88 \times 10^7$
- Số chu kỳ làm việc tương đương: $N_{HE} = 60c \times n \times t$ (công thức 6.38 [1])
 $N_{HE1} = 60 \times c \times n_d \times t = 60 \times 1 \times 231,75 \times 24000 = 3,33 \times 10^8$
 $N_{HE2} = 60 \times c \times n_{bd} \times t = 60 \times 1 \times 57,93 \times 24000 = 0,83 \times 10^8$
- Hệ số tuổi thọ: $K_{HL} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$ (công thức 6.34 [1])
 Trong đó $m_H = 6$ là bậc của đường cong mỏi
 Vì $N_{HE1} > N_{HO1}$, $N_{HE2} > N_{HO2}$ nên $K_{HL1} = K_{HL2} = 1$
- Tính sơ bộ ứng suất cho phép theo công thức 6.33 [1]:

$$[\sigma_H] = \sigma_{0Hlim} \frac{0,9K_{HL}}{S_H}$$

$$[\sigma_{H1}] = \sigma_{0Hlim1} \frac{0,9K_{HL1}}{S_H} = 630 \times \frac{0,9 \times 1}{1,1} = 515,45 \text{ (MPa)}$$

$$[\sigma_{H2}] = \sigma_{0Hlim2} \frac{0,9K_{HL2}}{S_H} = 590 \times \frac{0,9 \times 1}{1,1} = 482,73 \text{ (MPa)}$$

Trong đó $S_H = 1,1$ chọn theo bảng 6.13 [1]

- Ứng suất tiếp xúc cho phép tính toán:

$$[\sigma_H] = \sqrt{0,5([\sigma_{H1}]^2 + [\sigma_{H2}]^2)}$$

$$[\sigma_H] = \sqrt{0,5 \times (515,45^2 + 482,73^2)} = 499,36 \text{ (MPa)}$$

❖ Ứng suất uốn cho phép:

➤ Giới hạn mỏi uốn, tương ứng với chu kỳ cơ sở chọn theo bảng 6.13 [1]:

$$\sigma_{0Flim1} = 1,8 HB_1 = 1,8 \times 280 = 504 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_{0Flim2} = 1,8 HB_2 = 1,8 \times 260 = 468 \text{ (MPa)}$$

➤ Số chu kỳ làm việc cơ sở: $N_{FO1} = N_{FO2} = 5 \times 10^6$ cho tất cả các loại thép

➤ Số chu kỳ làm việc tương đương: $N_{FE} = 60c \times n \times t$ (công thức 6.38 [1])

$$N_{FE1} = 60 \times c \times n_d \times t = 60 \times 1 \times 231,75 \times 24000 = 3,33 \times 10^8$$

$$N_{FE2} = 60 \times c \times n_{bd} \times t = 60 \times 1 \times 57,93 \times 24000 = 0,83 \times 10^8$$

➤ Hệ số tuổi thọ $K_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$ (công thức 6.48 [1])

Vì $HB_1 = 280$; $HB_2 = 260$ nên chọn $m_F = 6$

Vì $N_{FE1} > N_{FO1}$, $N_{FE2} > N_{FO2}$ nên $K_{FL1} = K_{FL2} = 1$

➤ Ứng suất uốn được chọn sơ bộ theo công thức 6.47 [1]:

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

$$[\sigma_{F1}] = \sigma_{0Flim1} \frac{K_{FC} \times K_{FL1}}{S_F} = 504 \times \frac{1}{1,75} = 288 \text{ (MPa)}$$

$$[\sigma_{F2}] = \sigma_{0Flim2} \frac{K_{FC} \times K_{FL2}}{S_F} = 468 \times \frac{1}{1,75} = 267,43 \text{ (MPa)}$$

Trong đó:

- $K_{FC} = 1$ là hệ số ảnh hưởng khi quay 1 chiều đến độ bền mỏi
- $S_F = 1$ được chọn theo bảng 6.13 [1]

2.2.3 Tính toán các thông số bộ truyền bánh răng nghiêng:

❖ Xác định khoảng cách trục a_w :

$$a_w \geq 43(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u}}$$

(Công thức 6.90 [1])

$$a_w \geq 43 \times (4 + 1) \sqrt[3]{\frac{242304,21 \times 1,04}{0,4 \times 499,36^2 \times 4}} = 184,47 \text{ (mm)}$$

➤ Chọn cố định $a_w = 200$ (mm) theo tiêu chuẩn:

Trong đó:

- $\psi_{ba} = 0,3 \div 0,5$, chọn $\psi_{ba} = 0,4$ theo tiêu chuẩn bảng 6.15 [1]
- $T_1 = T_{II} = 242304,21$ (Nmm)

$$\psi_{ba} = \frac{\psi_{ba}(u + 1)}{2} = \frac{0,4(4 + 1)}{2} = 1$$

➤ Theo bảng 6.4[1], ta chọn $K_{H\beta} = 1,04$; $K_{F\beta} = 1,08$

❖ Xác định modun m :

$$m = (0,01 \div 0,02) a_w = (0,01 \div 0,02) \times 200 = (2 \div 4)$$

- Theo tiêu chuẩn chọn $m = 3$ (mm)
 - ❖ Tính số răng:
 - Theo tiêu chuẩn góc nghiêng β theo điều kiện: $20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ$

$$\cos 8^\circ \geq \cos \beta \geq \cos 20^\circ$$

$$\cos 8^\circ \geq \frac{m \times z_1 \times (u + 1)}{2a_w} \geq \cos 20^\circ$$

$$\cos 8^\circ \geq \frac{3 \times z_1 \times (4 + 1)}{2 \times 200} \geq \cos 20^\circ$$

$$26,4 \geq z_1 \geq 25,1$$
 - Vậy chọn:

$$z_1 = 26 \text{ (răng)}$$

$$z_2 = uz_1 = 4 \times 26 = 104 \text{ (răng)}$$
 - ❖ Tỷ số truyền thực tế:

$$u_{tt} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{104}{26} = 4$$

Vậy sai lệch tỉ số truyền:

$$\Delta_u = \frac{u_{tt} - u}{u} \times 100\% = \frac{4 - 4}{4} \times 100\% = 0\%$$
 - ❖ Tính lại góc nghiêng β :

$$\beta = \cos^{-1} \left(\frac{m(z_1 + z_2)}{2a_w} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{3 \times (26 + 104)}{2 \times 200} \right) = 12,84^\circ$$

Vậy $20^\circ \geq \beta = 12,84^\circ \geq 8^\circ$ (thỏa điều kiện)
 - ❖ Đường kính vòng chia:
 - Bánh dẫn:

$$d_1 = \frac{z_1 m}{\cos \beta} = \frac{26 \times 3}{\cos 12,84^\circ} = 80 \text{ (mm)}$$
 - Bánh bị dẫn:

$$d_2 = \frac{z_2 m}{\cos \beta} = \frac{104 \times 3}{\cos 12,84^\circ} = 320 \text{ (mm)}$$
 - ❖ Đường kính vòng đỉnh:
 - Bánh dẫn: $d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \times 3 = 86 \text{ (mm)}$
 - Bánh bị dẫn: $d_{a2} = d_2 + 2m = 320 + 2 \times 3 = 326 \text{ (mm)}$
 - ❖ Bề rộng răng:

$$b_w = \psi_{ba} \times a_w = 0,4 \times 200 = 80 \text{ (mm)}$$
 - ❖ Vận tốc vành răng:

$$v = \frac{\pi d_1 n_d}{60000} = \frac{\pi \times 80 \times 231,75}{60000} = 0,97 \text{ (m/s)}$$
- Theo bảng 6.3 [1] ta chọn cấp chính xác là 9 với vận tốc vòng giới hạn là $v_{gh} = 6 \text{ m/s}$.
- ❖ Hệ số tải trọng động và hệ số phân bố tải trọng không đều giữa các răng:
 - Hệ số tải trọng động, tra bảng 6.6[1] ta được: $K_{Hv} = 1,11$; $K_{Fv} = 1,22$

➤ Hệ số xét đến phân bố tải trọng không đều giữa các răng:

- Tra bảng 6.11 [1] ta được: $K_{H\alpha} = 1,13$
- Hệ số $K_{F\alpha}$ được xác định theo công thức 6.27 [1]:

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_a - 1)(n_{cx} - 5)}{4\varepsilon_a}$$

Khi $n_{cx} \geq 9$ chọn $K_{F\alpha} = 1$

2.2.4 Kiểm nghiệm ứng suất tiếp xúc cho phép:

❖ Xác định chính xác ứng suất tiếp xúc cho phép:

$$[\sigma_H] = \sigma_{0Hlim} \frac{K_{HL} Z_R Z_V K_l K_{xH}}{S_H}$$

➤ Trong đó:

- Hệ số xét đến sự ảnh hưởng của độ nhám bề mặt Z_R : chọn $Z_R = 0,95$ tương ứng với $R_a = 2,5 \div 1,25$ (μm)
- Hệ số ảnh hưởng đến vận tốc vòng:

$$Z_V = 0,85 v^{0,1} = 0,85 \times 0,97^{0,1} = 0,847$$

- Hệ số xét đến ảnh hưởng của điều kiện bôi trơn, chọn $K_l = 1$
- Hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước răng:

$$K_{xH1} = \sqrt{1,05 - \frac{d_1}{10^4}} = \sqrt{1,05 - \frac{80}{10^4}} = 1,02$$

$$K_{xH2} = \sqrt{1,05 - \frac{d_2}{10^4}} = \sqrt{1,05 - \frac{320}{10^4}} = 1,01$$

➤ Vậy ta được:

$$[\sigma_{H1}] = \sigma_{0Hlim1} \frac{K_{HL1} Z_R Z_V K_l K_{xH1}}{S_H}$$

$$[\sigma_{H1}] = 630 \times \frac{1 \times 0,95 \times 0,847 \times 1 \times 1,02}{1,1} = 470,06 \text{ (MPa)}$$

$$[\sigma_{H2}] = \sigma_{0Hlim2} \frac{K_{HL2} Z_R Z_V K_l K_{xH2}}{S_H}$$

$$[\sigma_{H2}] = 590 \times \frac{1 \times 0,95 \times 0,847 \times 1 \times 1,01}{1,1} = 435,9 \text{ (MPa)}$$

➤ Ứng suất tiếp xúc cho phép:

$$[\sigma_H] = \sqrt{0,5 \times ([\sigma_{H1}]^2 + [\sigma_{H2}]^2)}$$

$$[\sigma_H] = \sqrt{0,5 \times (479,06^2 + 435,9^2)} = 457,99 \text{ (MPa)}$$

❖ Ứng suất tiếp xúc trên mặt răng:

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2 \times 10^3 \times T_1 K_H (u \pm 1)}{b_w u}} \leq [\sigma_H]$$

Trong đó:

➤ Hệ số xét đến hình dạng của bề mặt tiếp xúc (công thức 6.87[1]):

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2\alpha_{tw}}}$$

Với:

- α_{tw} : là góc ăn khớp trong mặt ngang:

$$\alpha_{tw} = \tan^{-1} \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = \tan^{-1} \frac{\tan 20^\circ}{\cos 12,84^\circ} = 20,47^\circ$$

- β_b góc nghiêng răng trên hình trụ cơ sở:

$$\begin{aligned} \beta_b &= \tan^{-1}(\cos \alpha_{tw} \times \tan \beta) \\ &= \tan^{-1}[(\cos (20,47^\circ) \times \tan (12,84^\circ))] = 12,05^\circ \end{aligned}$$

Vậy:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2\alpha_{tw}}} = \sqrt{\frac{2 \cos 12,05^\circ}{\sin(2 \times 20,47^\circ)}} = 1,728$$

➤ Hệ số xét đến tổng chiều dài tiếp xúc Z_ε xác định theo công thức 6.88[1]:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,683}} = 0,77$$

Trong đó:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \times \left(\frac{1}{26} + \frac{1}{104} \right) \right] \times \cos 12,84^\circ = 1,683$$

➤ Hệ số $Z_M = 274 \text{ MPa}^{\frac{1}{3}}$ là hệ số xét đến cơ tính vật liệu thép

➤ Hệ số tải trọng tính ứng suất tiếp xúc:

$$K_H = K_{H\beta} K_{Hv} K_{H\alpha} = 1,04 \times 1,11 \times 1,13 = 1,304472 \text{ (Công thức 6.2[1])}$$

➤ Đường kính vòng lăn của bánh răng được xác định theo công thức 6.89 [1]:

$$d_{w1} = \frac{2 \times a_w}{u \pm 1} = \frac{2 \times 200}{4 + 1} = 80 \text{ (mm)}$$

➤ Vậy:

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

$$\sigma_H = \frac{274 \times 1,728 \times 0,77}{80} \times \sqrt{\frac{2 \times 242304,21 \times 1,304472 \times (4 + 1)}{80 \times 4}}$$

$$\sigma_H = 452,91 \text{ (Mpa)} < [\sigma_H] = 463,47 \text{ (MPa)} \text{ (Thỏa mãn)}$$

2.2.5 Kiểm nghiệm ứng suất uốn:

❖ Xác định chính xác ứng suất uốn cho phép:

$$[\sigma_F] = \sigma_{0Flim} \frac{K_{FC} \times K_{FL}}{S_F} Y_R Y_x Y_\delta$$

(Công thức 6.52[1])

➤ Trong đó:

- Hệ số xét đến sự ảnh hưởng của độ nhám Y_R : chọn $Y_R = 1$ khi phay và mài răng.
- Hệ số kích thước Y_x , khi tôi bề mặt và thấm nitơ:
Chọn $Y_x = 1,05 - 0,005m = 1,05 - 0,005 \times 3 = 1,035$
- Hệ số độ nhảy vật liệu bánh răng đến sự tập trung tải trọng:
Chọn $Y_\delta = 1,082 - 0,172 \log(m) = 1,082 - 0,172 \log(3) = 1$

➤ Ta được:

$$[\sigma_{F1}] = \sigma_{0Flim1} \frac{K_{FC} \times K_{FL1}}{S_F} Y_R Y_x Y_\delta$$

$$[\sigma_{F1}] = 504 \times \frac{1}{1,75} \times 1 \times 1,035 \times 1 = 298,08 \text{ (MPa)}$$

$$[\sigma_{F2}] = \sigma_{0Flim2} \frac{K_{FC} \times K_{FL2}}{S_F} Y_R Y_x Y_\delta$$

$$[\sigma_{F2}] = 468 \times \frac{1}{1,75} \times 1 \times 1,035 \times 1 = 276,79 \text{ (MPa)}$$

➤ Số răng tương đương:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{(\cos \beta)^3} = \frac{26}{(\cos 12,84)^3} = 28,1 \text{ (răng)}$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{(\cos \beta)^3} = \frac{104}{(\cos 12,84)^3} = 112,2 \text{ (răng)}$$

➤ Ứng suất uốn tại tiết diện nguy hiểm:

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_F Y_\varepsilon Y_\beta}{b_w m_n} \text{ (công thức 6.92[1])}$$

Trong đó:

- Hệ số xét đến sự ảnh hưởng của trùng khớp ngang:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,683} = 0,594$$

- Hệ số xét đến ảnh hưởng của góc nghiêng răng:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120} = 1 - 1,886 \times \frac{12,84}{120} = 0,8$$

$$\varepsilon_\beta = b_w \frac{\sin \beta}{\pi \times m_n} = 80 \times \frac{\sin(12,84)}{\pi \times 3} = 1,886$$

- Lực vòng trên bánh dẫn:

$$F_{t1} = \frac{2T_{II}}{d_1} = \frac{2 \times 242304,21}{80} = 6057,61 \text{ (N)}$$

- Hệ số tải trọng tính ứng suất uốn K_F :

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = 1 \times 1,08 \times 1,22 = 1,3176$$

- Hệ số dạng răng theo số răng tương đương:

$$Y_F = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - \frac{27,9x}{z_v} + 0,092x^2$$

Vì bánh răng nghiêng không dịch chỉnh nên $x = 0$:

$$Y_{F1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v1}} = 3,47 + \frac{13,2}{28,1} = 3,94$$

$$Y_{F2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v1}} = 3,47 + \frac{13,2}{112,2} = 3,59$$

- Lập tỷ số:

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{298,08}{3,94} = 75,65$$

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{276,79}{3,59} = 77,1$$

Ta sẽ tính theo bánh dẫn vì:

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} < \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}}$$

- Ta có ứng suất uốn tại tiết diện nguy hiểm:

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F1} F_t K_F Y_\epsilon Y_\beta}{b_w m_n} = \frac{3,94 \times 6057,61 \times 1,3176 \times 0,5934 \times 0,6}{80 \times 3}$$

$$\sigma_{F1} = 46,65 \text{ (MPa)} < [\sigma_{F1}] = 298,08 \text{ (MPa)} \text{ (Thỏa độ bền uốn)}$$

2.2.6 Tính toán các lực lên bộ truyền

- ❖ Lực vòng F_{t1} :

$$F_{t1} = \frac{2T_{II}}{d_1} = \frac{2 \times 242304,21}{80} = 6057,61 \text{ (N)}$$

- ❖ Lực dọc trục F_a :

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \tan \beta = 6057,61 \times \tan 12,84^\circ = 1380,7 \text{ (N)}$$

- ❖ Lực hướng tâm:

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \tan \alpha_{tw}}{\cos \beta} = \frac{6057,61 \times \tan 20,47^\circ}{\cos 12,84^\circ} = 2319,23 \text{ (N)}$$

2.2.7 Bảng thông số của bộ truyền

| Thông số | Giá trị |
|---------------------------|---|
| Khoảng cách trục | $a_w = 200 \text{ (mm)}$ |
| Modun pháp | $m = 3$ |
| Số răng | $z_1 = 26 \text{ (răng)}; z_2 = 104 \text{ (răng)}$ |
| Góc nghiêng | $\beta = 12,84(^{\circ})$ |
| Hệ số dịch chỉnh | $x_1 = 0; x_2 = 0$ |
| Đường kính vòng chia | $d_1 = 80 \text{ (mm)}; d_2 = 320 \text{ (mm)}$ |
| Đường kính vòng đỉnh răng | $d_{a1} = 86 \text{ (mm)}; d_{a2} = 326 \text{ (mm)}$ |
| Chiều rộng vành răng | $b_w = 80 \text{ mm}$ |
| Đường kính vòng chân răng | $d_{f1} = 72,5 \text{ (mm)}; d_{f2} = 312,5 \text{ (mm)}$ |

2.3 TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG CÔN THẲNG:

❖ Các thông số

- $P_3 = 5,7 \text{ (kW)}$
- $T_3 = 939668,57 \text{ (N.mm)}$
- $T_4 = 2530750 \text{ (N.mm)}$
- $n_4 = 20 \text{ (vòng/phút)}$
- $n_3 = 57,93 \text{ (vòng/phút)}$
- $u_{brc} = 2,9$

2.3.1 Chọn vật liệu:

- ❖ Chọn vật liệu thép 40Cr được tôi cải thiện để chế tạo bánh răng. Tra bảng 6.13 trang 223[1]. Vì $P = 5,3 \text{ (kW)}$ ở mức trung bình nên chọn độ rắn bánh răng có giá trị bé hơn 350. Vì vậy, chọn độ rắn trung bình đối với bánh dẫn $HB_1 = 346$, đối với bánh bị dẫn $HB_2 = 334$.

2.3.2 Xác định sơ bộ ứng suất cho phép:

❖ Tính ứng suất tiếp xúc cho phép:

- Giới hạn tiếp xúc tương ứng với chu kỳ cơ sở $\sigma_{0Hlim} = 2HB + 70 \text{ (MPa)}$

$$\sigma_{0Hlim1} = 2HB_1 + 70 = 2 \times 346 + 70 = 762 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_{0Hlim2} = 2HB_2 + 70 = 2 \times 334 + 70 = 738 \text{ (MPa)}$$
- Số chu kỳ làm việc cơ sở: $N_{HO} = 30HB^{2,4}$

$$N_{HO1} = 30 \times HB_1^{2,4} = 30 \times 346^{2,4} = 3,72 \times 10^7$$

$$N_{HO2} = 30 \times HB_2^{2,4} = 30 \times 334^{2,4} = 3,42 \times 10^7$$
- Số chu kỳ làm việc tương đương: $N_{HE} = 60 \times c \times n \times t$

$$N_{HE1} = 60 \times c \times n_3 \times t = 60 \times 1 \times 57,93 \times 24000 = 8,34 \times 10^7$$

$$N_{HE2} = 60 \times c \times n_4 \times t = 60 \times 1 \times 20 \times 24000 = 2,88 \times 10^7$$

- Hệ số tuổi thọ: $K_{HL} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$ (công thức 6.34 [1])

Trong đó $m_H = 6$ là bậc của đường cong mỏi

Vì $N_{HE1} > N_{HO1}$, $N_{HE2} > N_{HO2}$ nên $K_{HL1} = K_{HL2} = 1$

- Ứng suất tiếp xúc cho phép:

Tra bảng 6.13 trang 223[2], ta có: $S_H = 1,1$

$$[\sigma_{H1}] = \sigma_{0Hlim1} \frac{0,9 \times K_{HL1}}{S_H} = 762 \times \frac{0,9 \times 1}{1,1} = 623,45 \text{ (MPa)}$$

$$[\sigma_{H2}] = \sigma_{0Hlim2} \frac{0,9 \times K_{HL2}}{S_H} = 738 \times \frac{0,9 \times 1}{1,1} = 603,82 \text{ (MPa)}$$

- Ứng suất tiếp xúc cho phép tính toán:

$$[\sigma_H] = \min([\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}]) = 623,45 \text{ (MPa)}$$

❖ Tính ứng suất uốn cho phép:

- Giới hạn mỏi uốn, tương ứng với chu kỳ cơ sở chọn theo bảng 6.13 [1]

$$\sigma_{0F \lim 1} = 1,8HB_1 = 1,8 \times 346 = 622,8 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_{0F \lim 2} = 1,8HB_2 = 1,8 \times 334 = 601,2 \text{ (MPa)}$$

- Số chu kỳ làm việc cơ sở: $N_{FO1} = N_{FO2} = 5 \times 10^6$ cho tất cả các loại thép

- Số chu kỳ làm việc tương đương: $N_{FE} = 60 \times c \times n \times t$ (công thức 6.38 [1])

$$N_{FE1} = 60 \times c \times n \times t = 60 \times 1 \times 57,93 \times 24000 = 8,34 \times 10^7$$

$$N_{FE2} = 60 \times c \times n \times t = 60 \times 1 \times 20 \times 24000 = 2,88 \times 10^7$$

- Hệ số tuổi thọ $K_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$ (công thức 6.48 [1])

$m_F = 6$ là bậc của đường cong mỏi

Vì $N_{FE1} > N_{FO1}$, $N_{FE2} > N_{FO2}$ nên $K_{FL1} = K_{FL2} = 1$

- Ứng suất uốn được chọn sơ bộ theo công thức 6.47 [1]

$$[\sigma_{F1}] = \sigma_{0F1 \lim} \frac{0,9 \times K_{FL1}}{S_F} = 622,8 \times \frac{0,9 \times 1}{1,75} = 320,30 \text{ (MPa)}$$

$$[\sigma_{F2}] = \sigma_{0F2 \lim} \frac{0,9 \times K_{FL2}}{S_F} = 601,2 \times \frac{0,9 \times 1}{1,75} = 309,20 \text{ (MPa)}$$

Trong đó:

- $K_{FC} = 1$ là hệ số ảnh hưởng khi quay 1 chiều đến độ bền mỏi
- $S_F = 1,75$ được chọn theo bảng 6.13 [1]

2.3.3 Tính toán các thông số của bộ truyền bánh răng côn răng thẳng

Chọn góc biên dạng $\alpha = 20^\circ$

- ❖ Chọn số răng bánh dẫn $z_1 = 49$ (răng), số răng bánh bị dẫn:

$$z_2 = uz_1 = 49 \times 2,9 = 142,1, \text{ chọn } z_2 = 142 \text{ (răng)}$$

❖ Tính toán lại tỷ số truyền:

$$u' = \frac{z_2}{z_1} = \frac{142}{49} = 2,898$$

➤ Sai lệch tỷ số truyền:

$$\Delta_u = \left| \frac{u_{tt} - u}{u} \right| \times 100\% = \left| \frac{2,898 - 2,9}{2,9} \right| \times 100\% = 0,06\%$$

Vì sai lệch $\Delta u < (2\% \div 3\%)$ nên z_1, z_2 thỏa mãn.

❖ Góc mặt côn chia:

$$\delta_1 = \arctan \frac{1}{u_{brc}} = \arctan \frac{1}{2,9} = 19,03^\circ$$

Vì bánh răng côn truyền chuyển động giữa hai trục vuông góc nên ta có:

$$\delta_1 + \delta_2 = 90, \delta_2 = 70,97^\circ$$

❖ Xác định số răng tương đương của bánh răng:

➤ Bánh dẫn:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{49}{\cos(19,03)} = 51,83$$

Chọn $z_{v1} = 51$ (răng)

➤ Bánh bị dẫn:

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{142}{\cos(70,97)} = 435,50$$

Chọn $z_{v1} = 435$ răng

❖ Hệ số dạng răng Y_F :

$$Y_F = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - \frac{27,9x}{z_v} + 0,092x^2$$

$$Y_{F1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v1}} = 3,47 + \frac{13,2}{51} = 3,72$$

$$Y_{F2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v2}} = 3,47 + \frac{13,2}{435} = 3,50$$

❖ Đặc tính so sánh độ bền của các bánh răng (độ bền uốn):

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{320,3}{3,72} = 86,10$$

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{309,20}{3,5} = 88,34$$

Ta sẽ tính toán theo bánh răng dẫn vì đặc tính độ bền uốn của nó thấp hơn nên:

$$[\sigma_F] = [\sigma_{F1}] = 320,3 \text{ (MPa)}$$

❖ Chọn hệ số chiều rộng vành răng $\Psi_{be} = 0,285$; trục được lắp trên ổ đĩa côn.

$$\frac{\Psi_{be} u}{2 - \Psi_{be}} = \frac{0,285 \times 2,9}{2 - 0,285} = 0,48$$

Tra bảng 6.18 trang 249[2], ta có $K_{H\beta} = 1,30$

$$K_{F\beta} = 1 + (K_{H\beta} - 1) \times 1,5 = 1 + (1,3 - 1) \times 1,5 = 1,45$$

($K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$: hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng)

❖ Xác định modul vòng ngoài m_e :

$$m_e = \frac{m_m}{1 - 0,5\Psi_{be}}$$

Trong đó:

➤ m_m : Modul vòng trung bình (mm)

$$m_m = 1,4 \times \sqrt[3]{\frac{2 \times T_3 \times K_{F\beta} \times Y_{F1}}{0,85 \times \Psi_{bd} \times z_1^2 \times [\sigma_F]}}$$

- T_3 : Momen xoắn tại trục của bánh dẫn (N.mm)
- $K_{F\beta}$: hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng
- Y_F : Hệ số dạng răng
- $[\sigma_F]$: Ứng suất mỏi uốn cho phép tính toán (MPa)
- z_1 : Số răng bánh dẫn

$$\Psi_{bd} = \frac{\Psi_{be} \sqrt{u^2 + 1}}{2 \times (1 - 0,5\Psi_{be})} = \frac{0,285 \times \sqrt{2,9^2 + 1}}{2 \times (1 - 0,5 \times 0,285)} = 0,51$$

$$\begin{aligned} m_m &= 1,4 \times \sqrt[3]{\frac{2 \times T_3 \times K_{F\beta} \times Y_{F1}}{0,85 \times \Psi_{bd} \times z_1^2 \times [\sigma_F]}} \\ &= 1,4 \times \sqrt[3]{\frac{2 \times 939668,57 \times 1,45 \times 3,72}{0,85 \times 0,51 \times 49^2 \times 320,3}} = 4,37 \end{aligned}$$

$$m_e = \frac{m_m}{1 - 0,5\Psi_{be}} = \frac{4,37}{1 - 0,5 \times 0,285} = 5,09$$

➤ Theo tiêu chuẩn modul chọn $m_e = 5$

❖ Kích thước chủ yếu của bộ truyền bánh răng côn:

➤ Đường kính vòng chia ngoài của bánh răng dẫn:

$$d_{e1} = m_e z_1 = 5 \times 49 = 245 \text{ (mm)}$$

➤ Đường kính vòng chia ngoài của bánh răng bị dẫn:

$$d_{e2} = m_e z_2 = 5 \times 142 = 710 \text{ (mm)}$$

➤ Đường kính vòng chia trung bình của bánh răng dẫn:

$$d_{m1} = d_{e1} \times (1 - 0,5 \Psi_{be}) = 245 \times (1 - 0,5 \times 0,285) = 210,09 \text{ (mm)}$$

➤ Đường kính vòng chia trung bình của bánh răng bị dẫn:

$$d_{m2} = d_{e2} (1 - 0,5 \Psi_{be}) = 710 \times (1 - 0,5 \times 0,285) = 608,83 \text{ (mm)}$$

➤ Chiều dài côn ngoài:

$$R_e = 0,5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \times 5 \times \sqrt{49^2 + 142^2} = 375,54 \text{ (mm)}$$

➤ Chiều dài côn trung bình:

$$R_m = 0,5m_m\sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \times 4,37 \times \sqrt{49^2 + 142^2} = 328,22 \text{ (mm)}$$

- Đường kính tương đương của bánh răng dẫn:

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos\delta_1} = \frac{210,09}{\cos(19,03)} = 222,24 \text{ (mm)}$$

- Đường kính tương đương của bánh răng bị dẫn:

$$d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos\delta_2} = \frac{608,83}{\cos(70,97)} = 1867,21 \text{ (mm)}$$

- Chiều rộng vành răng:

$$b = R_e \Psi_{be} = 375,54 \times 0,285 = 107,03 \text{ (mm)}$$

- Chiều cao răng ngoài:

$$h_e = 2\cos\alpha m_e + 0,2 m_e = 2 \times \cos(20) \times 5 + 0,2 \times 5 = 10,40 \text{ (mm)}$$

- Chiều cao đầu răng ngoài:

$$h_{ae1} = (\cos\alpha + x_1 \times \cos\alpha) \times m_e$$

$$h_{ae1} = (\cos 20 + 0 \times \cos 20) \times 5 = 4,70 \text{ (mm)}$$

$$h_{ae2} = 2 \times \cos\alpha \times m_e - h_{ae1}$$

$$h_{ae2} = 2 \times \cos(20) \times 5 - 4,7 = 4,70 \text{ (mm)}$$

- Chiều cao chân răng ngoài:

$$h_{fe1} = h_e - h_{ae1} = 10,4 - 4,7 = 5,7 \text{ (mm)}$$

$$h_{fe2} = h_e - h_{ae2} = 10,4 - 4,7 = 5,7 \text{ (mm)}$$

- Đường kính đỉnh răng ngoài:

$$\begin{aligned} d_{ae1} &= d_{e1} + 2h_{ae1} \times \cos\delta_1 \\ &= 245 + 2 \times 4,7 \times \cos(19,03) = 253,89 \text{ (mm)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{ae2} &= d_{e2} + 2h_{ae2} \times \cos\delta_2 \\ &= 710 + 2 \times 4,7 \times \cos(70,97) = 713,06 \text{ (mm)} \end{aligned}$$

- ❖ Vận tốc quay của bánh răng côn:

$$v = \frac{\pi \times d_{m1} \times n_3}{60000} = \frac{\pi \times 210,09 \times 57,93}{60000} = 0,64 \text{ (m/s)}$$

Tra bảng 6.13 trang 105[1] ta chọn cấp chính xác cho bộ truyền bánh răng là 9

2.3.4 Kiểm nghiệm ứng suất uốn:

- ❖ Tính hệ số tải trọng K_{FV} :

$$K_{FV} = 1 + \frac{v_F b d_{m1}}{2T_3 K_{F\beta} K_{F\alpha}}$$

Trong đó:

- $\delta_F = 0,016$: Hệ số kể đến ảnh hưởng của sai số ăn khớp (Bảng 6.15[1])
- $g_0 = 82$: Hệ số kể đến ảnh hưởng của sai lệch bước răng (Bảng 6.16[1])

- Cường độ tải trọng động:

$$v_F = \delta_F g_0 v \sqrt{d_{m1} \frac{u+1}{u}}$$

$$v_F = 0,016 \times 82 \times 0,64 \sqrt{210,09 \times \frac{2,9+1}{2,9}} = 14,11 < V_{Fmax}$$

(Tra bảng 6.17 trang 107[1])

- $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1$ (vì là bộ truyền bánh răng côn thẳng): hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đôi răng đồng thời ăn khớp
 ➤ $K_{F\beta}$: hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng

$$K_{FV} = 1 + \frac{v_F b d_{m1}}{2T_3 K_{F\beta} K_{F\alpha}} = 1 + \frac{14,11 \times 107,03 \times 210,09}{2 \times 939668,57 \times 1,45 \times 1} = 1,12$$

❖ Ứng suất uốn:

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_F}{0,85 b m_m}$$

Trong đó:

- $K_F = K_{FV} K_{F\beta}$: hệ số tải trọng tính
 ➤ Y_F : Hệ số dạng răng tính theo số răng tương đương
 ➤ m_m : modul vòng trung bình (mm)
 ➤ F_t : lực vòng (N)

$$F_{t3} = \frac{2T_3}{d_{m1}} = \frac{2 \times 939668,57}{210,09} = 8945,39 \text{ (N)}$$

- b : Chiều rộng vành răng
 ➤ $K_F = K_{FV} \times K_{F\beta} = 1,12 \times 1,45 = 1,62$

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F1} F_{t1} K_F}{0,85 b m_m} = \frac{3,72 \times 8945,39 \times 1,62}{0,85 \times 107,03 \times 4,37} = 135,60 < [\sigma_{F1}]$$

$$[\sigma_{F1}] = 320,30 \text{ (MPa)}$$

(Thỏa độ bền uốn)

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2} F_{t2} K_F}{0,85 b m_m} = \frac{3,5 \times 8945,39 \times 1,62}{0,85 \times 107,03 \times 4,37} = 127,58 < [\sigma_{F2}]$$

$$[\sigma_{F2}] = 309,2 \text{ (MPa)} \text{ (Thỏa độ bền uốn)}$$

2.3.5 Kiểm nghiệm ứng suất tiếp xúc:

❖ Tính hệ số tải trọng K_{HV} :

Tra bảng 6.15[1], bảng 6.16[1]), ta được:

- $\delta_H = 0,006$; $\delta_F = 0,016$: hệ số kể đến ảnh hưởng của sai số ăn khớp
 ➤ $g_0 = 82$: hệ số kể đến ảnh hưởng của sai lệch bước răng
 ➤ Mức làm việc êm.

$$v_H = \delta_H g_0 v \sqrt{d_{m1} \frac{u+1}{u}}$$

$$v_H = 0,006 \times 82 \times 0,64 \sqrt{210,09 \times \frac{2,9+1}{2,9}} = 5,29 < V_{Hmax}$$

(V_{Hmax} : Tra bảng 6.17 trang 107[1])

$$K_{HV} = 1 + \frac{v_H b d_{m1}}{2 T_3 K_{H\beta} K_{H\alpha}} = 1 + \frac{5,29 \times 107,03 \times 210,09}{2 \times 939668,57 \times 1,3 \times 1} = 1,05$$

❖ Ứng suất tiếp xúc:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2 T_3 K_H \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 d_{m1}^2 b u}}$$

➤ Trong đó:

- K_H : Hệ số tải trọng tính

$$K_H = K_{H\beta} K_{HV} = 1,3 \times 1,05 = 1,37$$

- Z_H : Hệ số xét đến hình dạng của bề mặt tiếp xúc

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin(2 \alpha_w)}} = \sqrt{\frac{2}{\sin(2 \times 20)}} = 1,76$$

- Z_M : Hệ số xét đến cơ tính của vật liệu

$$Z_M = 275 \text{ (MPa}^{\frac{1}{2}}\text{)} \text{ (vì vật liệu làm bánh răng là thép)}$$

- Z_ε : Hệ số xét đến ảnh hưởng của tổng chiều dài tiếp xúc

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_w}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,2}{3}} = 0,97$$

Với ε_w là hệ số trùng khớp ngang có giá trị từ $1,2 \div 1,9$

Ta có ứng suất tiếp xúc:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2 T_3 K_H \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 d_{m1}^2 b u}}$$

$$\sigma_H = 1,76 \times 275 \times 0,97 \times \sqrt{\frac{2 \times 939668,57 \times 1,37 \sqrt{2,9^2 + 1}}{0,85 \times 210,09^2 \times 107,03 \times 2,9}}$$

$$\sigma_H = 386,64 \text{ (MPa)}$$

❖ Ứng suất tiếp xúc cho phép

$$[\sigma_H] = \sigma_{0H \lim} \frac{K_{HL} Z_R Z_V K_l K_{xH}}{S_H}$$

➤ Trong đó:

- $\sigma_{0H \lim}$: giới hạn mỏi tiếp xúc (MPa)

- K_{HL} : Hệ số tuổi thọ
- Z_R : Hệ số xét đến ảnh hưởng độ nhám bề mặt, ta chọn độ nhám bề mặt cho bánh răng $R_a = 2,5 \div 1,25 (\mu m)$ nên $Z_R = 1$
- Z_V : Hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc vòng
 $Z_{V1} = Z_{V2} = 0,85v^{0,1} = 0,85 \times 0,64^{0,1} = 0,81$
- K_l : Hệ số xét đến ảnh hưởng điều kiện bôi trơn, thường chọn $K_l = 1$
- K_{xH} : Hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước răng

$$K_{xH1} = \sqrt{1,05 - \frac{d_{e1}}{10^4}} = \sqrt{1,05 - \frac{245}{10^4}} = 1,01$$

$$K_{xH2} = \sqrt{1,05 - \frac{d_{e2}}{10^4}} = \sqrt{1,05 - \frac{710}{10^4}} = 0,99$$

➤ S_H : Hệ số an toàn

$$[\sigma_{H1}] = \sigma_{0H1} \lim \frac{K_{HL1} Z_R Z_V K_l K_{xH1}}{S_H}$$

$$[\sigma_{H1}] = 762 \times \frac{1 \times 1 \times 0,81 \times 1 \times 1,01}{1,1} = 566,72 \text{ (MPa)}$$

$$[\sigma_{H2}] = \sigma_{0H2} \lim \frac{K_{HL2} Z_R Z_V K_l K_{xH2}}{S_H}$$

$$[\sigma_{H2}] = 738 \times \frac{1 \times 1 \times 0,81 \times 1 \times 0,99}{1,1} = 538,00 \text{ (MPa)}$$

$$[\sigma_H] = 1,15 \min([\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}]) = 1,15 \times 538 = 618,70 \text{ (MPa)}$$

Ta thấy $\sigma_H = 386,64 < [\sigma_H] = 618,7$ (Thỏa điều kiện bền tiếp xúc)

2.3.6 Tính toán các lực của bộ truyền:

➤ Với bánh dẫn:

$$F_{t3} = \frac{2T_3}{d_{m1}} = \frac{2 \times 939668,57}{210,09} = 8945,39 \text{ (N)}$$

$$F_{n3} = \frac{F_{t3}}{\cos \alpha} = \frac{8945,39}{\cos(20)} = 10365,66 \text{ (N)}$$

$$F_{r3} = F_{t3} \times \tan \alpha \times \cos \delta_1 = 8945,39 \times \tan(20) \times \cos(19,03)$$

$$F_{r3} = 3077,92 \text{ (N)}$$

$$F_{a3} = F_{t3} \times \tan \alpha \times \sin \delta_1 = 8945,39 \times \tan(20) \times \sin(19,03)$$

$$F_{a3} = 1061,61 \text{ (N)}$$

➤ Với bánh bị dẫn, lực tác dụng có hướng ngược lại nên:

$$F_{a3} = F_{r3} = 3077,92 \text{ (N)}$$

$$F_{r3} = F_{a3} = 1061,61 \text{ (N)}$$

$$F_{t3} = F_{t3} = 8945,39 \text{ (N)}$$

2.3.7 Bảng tóm tắt thông số kỹ thuật

| Thông số | Giá trị |
|---------------------------------|--|
| Chiều dài côn ngoài | $R_e = 375,54 \text{ (mm)}$ |
| Chiều dài côn trung bình | $R_m = 328,22 \text{ (mm)}$ |
| Modun vòng ngoài | $m_e = 5 \text{ (mm)}$ |
| Modun vòng trung bình | $m_m = 4,37 \text{ (mm)}$ |
| Chiều rộng vành răng | $b = 107,03 \text{ (mm)}$ |
| Tỉ số truyền | $u = 2,9$ |
| Góc nghiêng răng | $\beta = 0 \text{ (}^\circ\text{)}$ |
| Số răng bánh răng | $z_1 = 49 \text{ (răng)}; z_2 = 142 \text{ (răng)}$ |
| Hệ số dịch chỉnh | $x_1 = -x_2 = 0 \text{ (mm)}$ |
| Đường kính vòng chia ngoài | $d_{e1} = 245 \text{ (mm)}; d_{e2} = 710 \text{ (mm)}$ |
| Góc côn chia | $\delta_1 = 19,03 \text{ (}^\circ\text{)}; \delta_2 = 70,97 \text{ (}^\circ\text{)}$ |
| Chiều cao răng ngoài | $h_e = 10,40 \text{ (mm)}$ |
| Chiều cao đầu răng ngoài | $h_{ae1} = 4,70 \text{ (mm)}; h_{ae2} = 4,70 \text{ (mm)}$ |
| Chiều cao chân răng ngoài | $h_{fe1} = 5,70 \text{ (mm)}; h_{fe2} = 5,70 \text{ (mm)}$ |
| Đường kính đỉnh răng ngoài | $d_{ae1} = 253,89 \text{ (mm)}; d_{ae2} = 713,06 \text{ (mm)}$ |
| Đường kính vòng chia trung bình | $d_{m1} = 210,09 \text{ (mm)}; d_{m2} = 608,83 \text{ (mm)}$ |

CHƯƠNG 3: THIẾT KẾ TRỤC, THEN VÀ Ổ LĂN

3.1 THIẾT KẾ TRỤC, CHỌN THEN:

3.1.1 Chọn vật liệu:

❖ Chọn vật liệu là thép C45 có:

- Giới hạn bền: $\sigma_b = 850$ (MPa)
- Giới hạn chảy: $\sigma_{ch} = 580$ (MPa); $t_{ch} = 324$ (MPa)
- Giới hạn mỏi: $\sigma_{-1} = 340$ (MPa); $t_{-1} = 210$ (MPa)
- Ứng suất dập cho phép: $[\sigma_d] = 150$ (MPa)
- Ứng suất cắt cho phép: $[\tau_c] = 90$ (MPa)
- Chọn sơ bộ ứng suất xoắn cho phép là $\tau = 20$ (MPa), với $\tau = 15 \div 30$.

3.1.2 Tính toán chiều dài trục:

❖ Xác định đường kính sơ bộ của trục:

Theo công thức 10.8 [1]:

➤ Trục II

$$d_1 \geq 10 \sqrt[3]{\frac{16T_1}{20\pi}} = 10 \sqrt[3]{\frac{16 \times 242,30424}{20\pi}} = 39,5 \text{ (mm)}$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn $d_1 = 40$ (mm)

➤ Trục III

$$d_2 \geq 10 \sqrt[3]{\frac{16T_1}{20\pi}} = 10 \sqrt[3]{\frac{16 \times 939,66857}{20\pi}} = 62,08 \text{ (mm)}$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn $d_2 = 65$ (mm)

❖ Chọn kích thước dọc trục:

➤ Trục II

- Chiều dài máyơ nổi bánh đai: $l_{m12} = 69$ (mm)
- Chiều dài máyơ bánh răng trụ dẫn: $l_{m13} = 80$ (mm)
- Chiều rộng ổ lăn $b_o = 33$ (mm)
- Khoảng cách trục chọn theo bảng 10.3[2]:
 $k_1 = 10$ (mm); $k_2 = 5$ (mm); $k_3 = 14$ (mm); $h_n = 15$ (mm)

• Vậy chiều dài trục II

$$l_{13} = 0,5(l_{m13} + b_o) + k_1 + k_2 = 0,5 \times (80 + 33) + 10 + 5$$

$$l_{13} = 71,5 \text{ (mm)}$$

$$l_{12} = 0,5(l_{m12} + b_o) + k_3 + h_n = 0,5 \times (69 + 33) + 14 + 15$$

$$l_{12} = 80 \text{ (mm)}$$

$$l_{11} = 2l_{13} = 2 \times 71,5 = 143 \text{ (mm)}$$

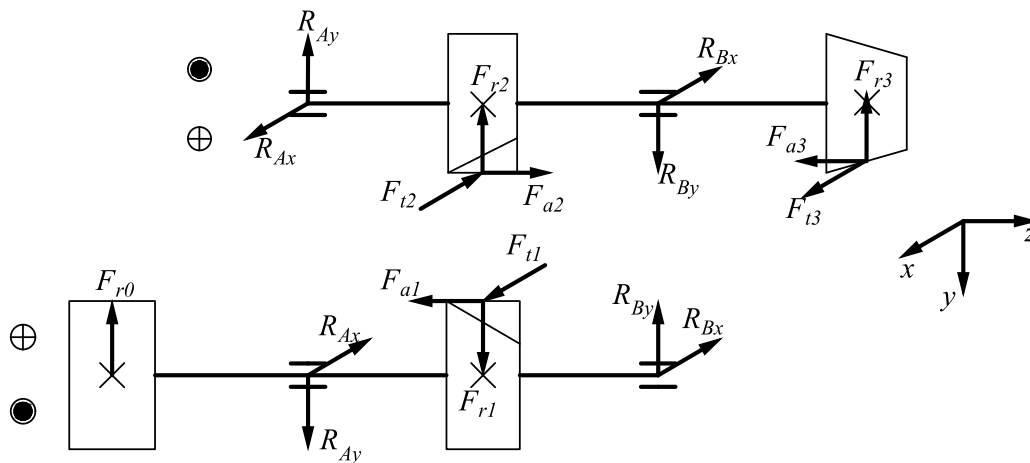
➤ Trục III

- Chiều dài máyơ bánh răng côn dẫn: $l_{m22} = 110$ (mm)

- Chiều dài mayơ bánh răng trụ bị dẫn: $l_{m23} = 80$ (mm)
- Chiều rộng ổ lăn $b_{o1} = 33$ (mm)
- Khoảng cách trục chọn theo bảng 10.3[2]:
 $k_1 = 10$ (mm); $k_2 = 5$ (mm); $k_3 = 14$ (mm); $h_n = 15$ (mm)
- Vậy chiều dài trục III:
 $l_{23} = 0,5(l_{m23} + b_o) + k_1 + k_2 = 0,5 \times (80 + 33) + 10 + 5$
 $l_{23} = 71,5$ (mm)
 $l_{22} = 0,5(l_{m22} + b_o) + k_3 + h_n = 0,5 \times (110 + 33) + 14 + 15$
 $l_{22} = 100,5$ (mm)
 $l_{21} = 2l_{23} = 2 \times 71,5 = 143$ (mm)

3.1.3 Tính toán lực, vẽ biểu đồ momen và tính đường kính trục:

❖ Sơ đồ phân tích lực:



❖ Độ lớn các lực tác dụng:

➤ Trục II

- Lực tác dụng lên trục của bánh đai: $F_{r0} = 1155,1$ (N)
- Lực vòng của bánh răng trụ dẫn: $F_{t1} = 6057,6$ (N)
- Lực dọc trục bánh răng trụ dẫn: $F_{a1} = 1380,7$ (N)
- Moment do lực dọc trục F_{a1} tác dụng lên trục:

$$M_{a1} = \frac{F_{a1} d_1 10^{-3}}{2} = \frac{1380,7 \times 80 \times 10^{-3}}{2} = 55,228 \text{ (Nm)}$$

- Lực hướng tâm của bánh răng trụ dẫn: $F_{r1} = 2319,23$ (N)
- Moment xoắn trên trục II: $T_{II} = 242304,24$ (Nmm)

➤ Trục III

- Lực vòng của bánh răng trụ bị dẫn: $F_{t2} = 6057,6$ (N)
- Lực dọc trục của bánh răng trụ bị dẫn: $F_{a2} = 1380,7$ (N)
- Moment do lực dọc trục F_{a2} tác dụng lên trục:

$$M_{a2} = \frac{F_{a2}d_2 \times 10^{-3}}{2} = \frac{1380,7 \times 320 \times 10^{-3}}{2} = 220,91 \text{ (Nm)}$$

- Lực hướng tâm của bánh răng trụ bị dẫn: $F_{r2} = 2319,23 \text{ (N)}$
- Moment xoắn trên trục III: $T_{III} = 939668,57 \text{ (Nmm)}$
- Lực vòng của bánh răng côn dẫn: $F_{t3} = 8945,39 \text{ (N)}$
- Lực dọc trục của bánh răng côn dẫn: $F_{a3} = 1061,61 \text{ (N)}$
- Lực hướng tâm của bánh răng côn dẫn: $F_{r3} = 3077,92 \text{ (N)}$
- Moment do lực dọc trục F_{a3} tác dụng lên trục:

$$M_{a3} = \frac{F_{a3}d_{m1}10^{-3}}{2} = \frac{1061,61 \times 210,09 \times 10^{-3}}{2} = 111,52 \text{ (Nm)}$$

❖ Phân tích lực tác dụng lên trục và vẽ biểu đồ moment:

➤ Trục II

Cân bằng lực theo Ozy và moment tại C ta có hệ phương trình:

$$\begin{cases} F_{r2} - R_{Ay} + R_{By} - F_{r1} = 0 \\ -R_{Ay} \times 0,08 + R_{By} \times 0,223 + M_{a1} = F_{r1} \times 0,1515 \end{cases}$$

$$\begin{cases} 1155,1 - R_{Ay} + R_{By} = 2319,23 \\ -R_{Ay} \times 0,08 + R_{By} \times 0,223 + 55,228 = 0,1515 \times 2319,23 \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_{Ay} = 255,485 \text{ (N)} \\ R_{By} = 1419,615 \text{ (N)} \end{cases}$$

Cân bằng lực theo Ozx và moment tại A ta có hệ phương trình:

$$\begin{cases} R_{Ax} + R_{Bx} = F_{t1} \\ F_{t1} \times 0,0715 = R_{Bx} \times 0,143 \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_{Ax} = 3028,8 \text{ (N)} \\ R_{Bx} = 3028,8 \text{ (N)} \end{cases}$$

➤ Trục III

Cân bằng lực theo Ozy và moment tại A ta có hệ phương trình:

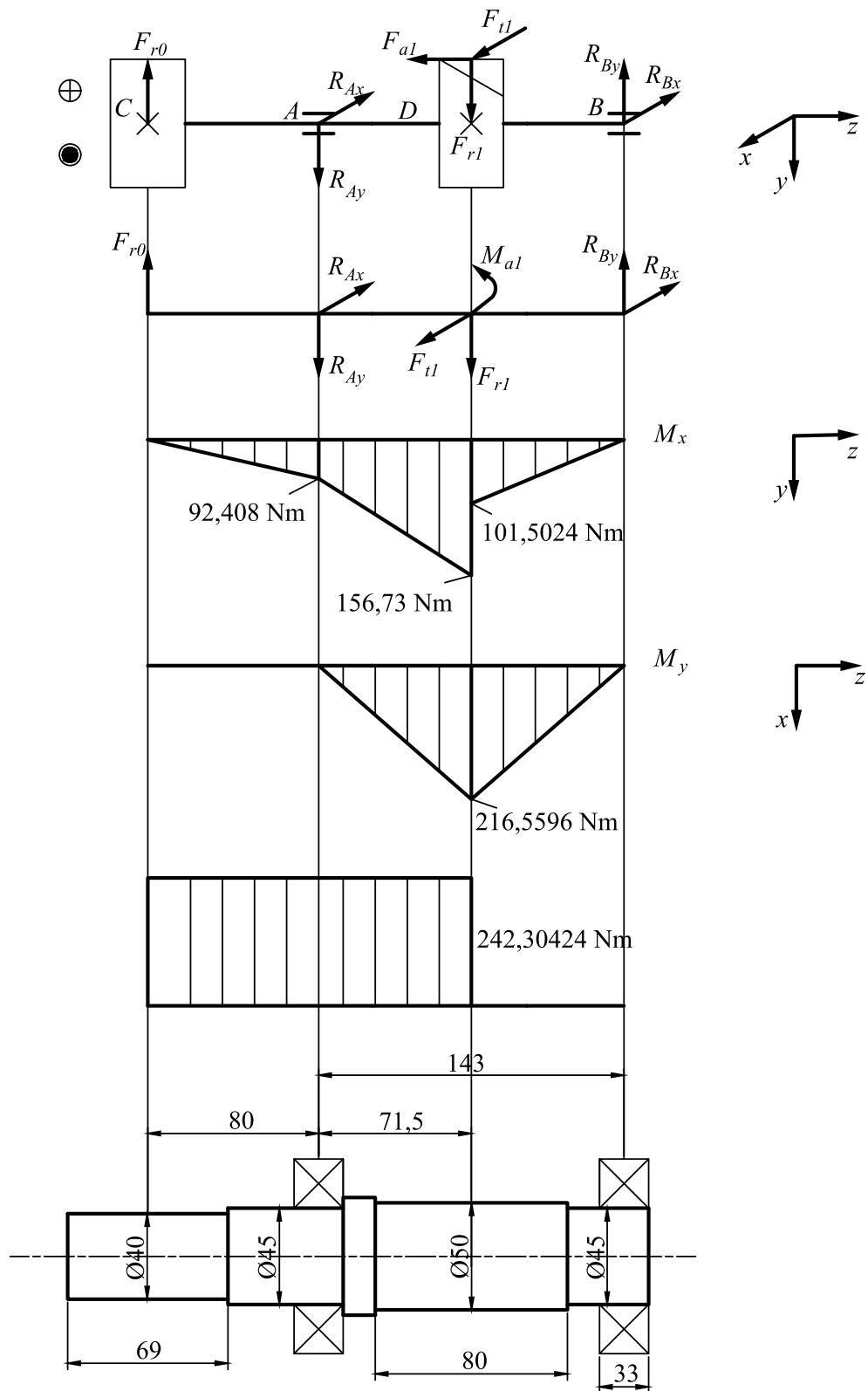
$$\begin{cases} F_{r2} + R_{Ay} - R_{By} + F_{r3} = 0 \\ -R_{By} \times 0,143 + M_{a2} + F_{r3} \times 0,2435 - M_{a3} + F_{r2} \times 0,0715 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_{Ay} = 1768,50 \text{ (N)} \\ R_{By} = 7165,65 \text{ (N)} \end{cases}$$

Cân bằng lực theo Ozx và moment A ta có hệ phương trình:

$$\begin{cases} -R_{Ax} + F_{t2} - F_{t3} + R_{Bx} = 0 \\ F_{t2} \times 0,0715 - F_{t3} \times 0,2435 + R_{Bx} \times 0,143 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_{Ax} = 9315,59 \text{ (N)} \\ R_{Bx} = 12203,38 \text{ (N)} \end{cases}$$



- ❖ Chọn đường kính của các tiết diện trên trục II: (Theo công thức 10.6 và 10.7 [1])

Chọn $[\sigma] = 50$ là ứng suất uốn cho phép được chọn theo bảng 10.2 [1].

- Moment tương đương tại A:

$$M_{tdA} = \sqrt{M_{xA}^2 + M_{yA}^2 + 0,75T^2}$$

$$M_{tdA} = \sqrt{92,408^2 + 0^2 + 0,75 \times 242,30424^2}$$

$$M_{tdA} = 229,2875 \text{ (Nm)}$$

- Đường kính trục tại A và B:

$$d_A \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{td} \times 10^3}{\pi \times [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 229,2875 \times 10^3}{\pi \times 50}} = 36,0199 \text{ (mm)}$$

$$\text{Chọn } d_A = 45 \text{ (mm); } d_B = 45 \text{ (mm)}$$

- Moment tương đương tại D:

$$M_{tdD} = \sqrt{M_{xD}^2 + M_{yD}^2 + 0,75 \times T^2}$$

$$M_{tdD} = \sqrt{156,73^2 + 216,5596^2 + 0,75 \times 242,30424^2}$$

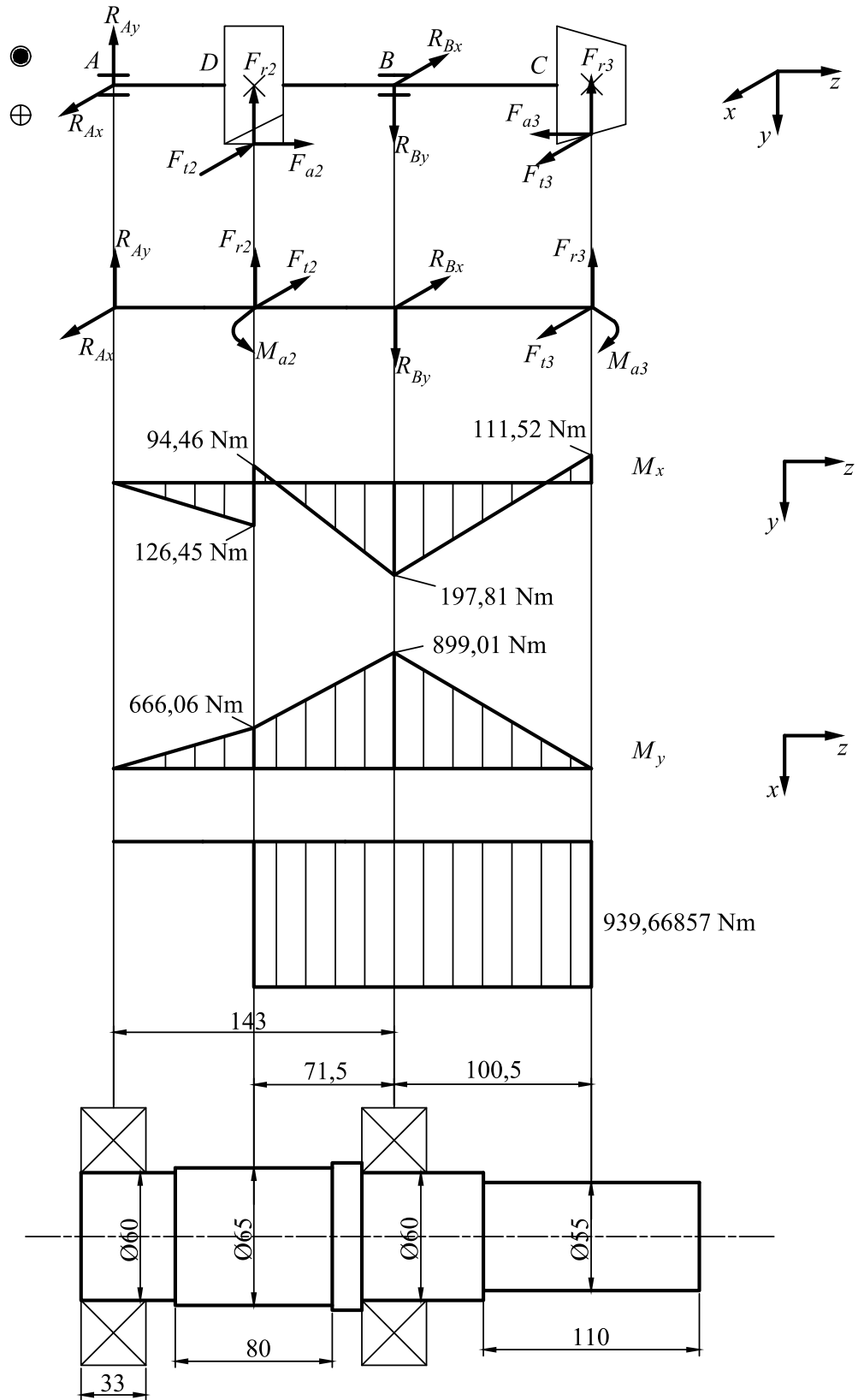
$$M_{tdD} = 339,847 \text{ (Nm)}$$

- Đường kính trục tại D:

$$d_D \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{td} \times 10^3}{\pi \times [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 339,847 \times 10^3}{\pi \times 50}} = 41,06873 \text{ (mm)}$$

$$\text{Theo tiêu chuẩn chọn } d_D = 50 \text{ (mm)}$$

- Đường kính trục tại C: $d_C = d_1 = 40 \text{ (mm)}$



- ❖ Chọn đường kính cho các tiết diện trên trục III:

Chọn $[\sigma] = 60$ là ứng suất uốn cho phép được chọn theo bảng 10.2 [2].

- Moment tương đương tại B:

$$M_{tdB} = \sqrt{M_{yB}^2 + M_{xB}^2 + 0,75 \times T^2}$$

$$M_{tdB} = \sqrt{197,81^2 + 899,01^2 + 0,75 \times 939,67^2}$$

$$M_{tdB} = 1228,65 \text{ (Nm)}$$

- Đường kính trục tại B và A:

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{td} \times 10^3}{\pi \times [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 1228,65 \times 10^3}{\pi \times 60}} = 59,31 \text{ (mm)}$$

Chọn $d_B = d_A = 60 \text{ (mm)}$

- Moment tương đương tại D:

$$M_{tdD} = \sqrt{M_{yD}^2 + M_{xD}^2 + 0,75 \times T^2}$$

$$M_{tdD} = \sqrt{126,45^2 + 666,06^2 + 0,75 \times 939,67^2}$$

$$M_{tdD} = 1059,18 \text{ (Nm)}$$

- Đường kính trục tại D:

$$d_D \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{td} \times 10^3}{\pi[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 1059,18 \times 10^3}{\pi \times 60}} = 56,44 \text{ (mm)}$$

Theo tiêu chuẩn chọn $d_D = 65 \text{ (mm)}$

- Moment tương đương tại C:

$$M_{tdC} = \sqrt{M_{yC}^2 + M_{xC}^2 + 0,75 \times T^2}$$

$$M_{tdC} = \sqrt{111,52^2 + 0^2 + 0,75 \times 939,67^2}$$

$$M_{tdC} = 821,38 \text{ (Nm)}$$

- Đường kính trục tại C:

$$d_C \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{td} \times 10^3}{\pi[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 821,38 \times 10^3}{\pi \times 60}} = 51,86$$

Chọn $d_C = 55 \text{ (mm)}$

3.1.4 Kiểm nghiệm độ bền của trục:

- ❖ Kiểm nghiệm độ bền mỏi:

- Xác định hệ số an toàn của trục II. Tại tiết diện nguy hiểm D:

- Momen uốn tại D:

$$M_D = \sqrt{M_{xD}^2 + M_{yD}^2} = \sqrt{156,7305^2 + 216,5596^2} = 267,3247 \text{ (Nm)}$$

- Momen xoắn tại D: $T = 242,30424 \text{ (Nm)}$

- Sau khi kiểm tra điều kiện bánh răng liên trục, với đường kính $d_D = 50$ (mm), ta chế tạo bánh răng liên trục.
- Theo bảng công thức 10.25[1] ta có:

Momen cản uốn:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \times 50^3}{32} = 12271,8463 \text{ (mm}^3\text{)}$$

Ứng suất pháp:

$$\sigma_a = \frac{M_D}{W} = \frac{267,3247}{12271,8463} \times 10^3 = 21,78 \text{ (MPa)}$$

Momen cản xoắn:

$$W_o = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \times 50^3}{16} = 24543,7 \text{ (mm}^3\text{)}$$

Ứng suất xoắn:

$$\tau = \frac{T}{W_o} \times 10^3 = \frac{242,30424}{24543,7} \times 10^3 = 9,87 \text{ (MPa)}$$

Ứng suất xoắn thay đổi theo chu kì mạch động:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{9,87}{2} = 4,935 \text{ (MPa)}$$

- Xác định hệ số an toàn tại D:

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

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \sigma_a}{\varepsilon_\sigma \beta} + \psi_\sigma \sigma_m} ; s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \tau_a}{\varepsilon_\tau \beta} + \psi_\tau \tau_m}$$

Trong đó:

$[s]$: hệ số an toàn cho phép nằm trong khoảng $1,5 \div 2,5$.

s_σ, s_τ : hệ số an toàn chỉ xét riêng cho ứng suất uốn hoặc ứng suất xoắn.

σ_{-1}, τ_{-1} : giới hạn mỏi của vật liệu.

$\sigma_a, \sigma_m, \tau_a, \tau_m$: biên độ và giá trị trung bình của ứng suất.

ψ_σ, ψ_τ : Hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình đến độ bền mỏi

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$: Hệ số kích thước.

β : Hệ số tăng bền bề mặt tra (phụ thuộc vào phương pháp gia công).

K_σ, K_τ : Hệ số xét đến ảnh hưởng của sự tập trung tải trọng đến độ bền mỏi.

- Theo bảng 10.4 [1] ta chọn $\varepsilon_\sigma = 0,84$; $\varepsilon_\tau = 0,78$.

Theo hình 2.11[1] ta có $\psi_\sigma = 0,1$; $\psi_\tau = 0,05$.

Theo bảng 10.5[1] chọn $\beta = 1,8$ với phương pháp tăng bền carbon.

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \sigma_a}{\varepsilon_\sigma \beta} + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{340}{\frac{0 \times 21,78}{0,84 \times 1,8} + 0,1 \times 0} = x(\infty)$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}\tau_a}{\varepsilon_{\tau}\beta} + \psi_{\tau}\tau_m} = \frac{210}{\frac{0 \times 4,935}{0,78 \times 1,8} + 0,05 \times 4,935} = 851$$

- Hệ số an toàn:

$$s = \frac{s_{\sigma}s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{851 \times x}{\sqrt{851^2 + x^2}} \gg 851 \geq [s] = 2,5$$

Do đó điều kiện bền mỏi tại tiết diện D được thỏa.

Tại A, B, C ta tính tương tự

Ta có bảng tóm tắt để kiểm nghiệm độ bền mỏi của trục

| Trục | Vị trí | W | W_o | ε_{σ} | ε_{τ} | σ_a | τ_a | s_{σ} | s_{τ} | s |
|------|---------|----------|----------|------------------------|----------------------|------------|----------|--------------|------------|------|
| II | C (Ø40) | 5364,435 | 11647,62 | 0,88 | 0,81 | 0 | 10,40 | | 14,2 | |
| | A (Ø45) | 8946,176 | 17892,35 | 0,84 | 0,78 | 10,33 | 13,54 | 22,62 | 10,52 | 9,53 |
| | D (Ø50) | 12271,84 | 24543,7 | 0,84 | 0,78 | 21,78 | 4,935 | | 42,13 | |
| | B (Ø45) | 8946,176 | 17892,35 | 0,84 | 0,78 | 0 | 0 | | | |

Tất cả các hệ số an toàn trong bảng đều lớn hơn $[s] = 2,5$. Vậy các trục thỏa mãn điều kiện bền mỏi.

- Xác định hệ số an toàn của trục III, tại tiết diện nguy hiểm B:

- Momen uốn tại B:

$$M_B = \sqrt{M_{xB}^2 + M_{yB}^2} = \sqrt{197,81^2 + 899,01^2} = 920,51 \text{ (Nm)}$$

- Momen xoắn tại B: $T = 939,66857 \text{ (Nm)}$
- Theo bảng công thức (10.22-10.25) [2] ta có:

Momen cản uốn:

$$W = 0,1d_B^3 = 0,1 \times 60^3 = 21600 \text{ (mm}^3\text{)}$$

Ứng suất pháp:

$$\sigma_a = \frac{M_B}{W} = \frac{920,51}{21600} \times 10^3 = 42,62 \text{ (MPa)}$$

Momen cản xoắn:

$$W_o = 0,2d_B^3 = 0,2 \times 60^3 = 43200 \text{ (mm}^3\text{)}$$

Ứng suất xoắn:

$$\tau = \frac{T}{W_o} \times 10^3 = \frac{939,66857}{43200} \times 10^3 = 21,75 \text{ (MPa)}$$

Ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{21,75}{2} = 10,88 \text{ (MPa)}$$

- Theo bảng 10.4 [1] ta chọn $\varepsilon_{\sigma} = 0,78$; $\varepsilon_{\tau} = 0,74$

Theo hình 2.11[1] ta có $\psi_{\sigma} = 0,1$; $\psi_{\tau} = 0,05$

Theo bảng 10.5[1] chọn $\beta = 1,8$ với phương pháp tăng bền carbon.

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}\sigma_a}{\varepsilon_{\sigma}\beta} + \psi_{\sigma}\sigma_m} = \frac{340}{\frac{0 \times 42,62}{1,8} + 0,1 \times 0} = \infty$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}\tau_a}{\varepsilon_{\tau}\beta} + \psi_{\tau}\tau_m} = \frac{210}{\frac{0 \times 21,75}{1,8} + 0,05 \times 10,88} = 386$$

- Hệ số an toàn:

$$s = \frac{s_{\sigma}s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{386 \times x}{\sqrt{386^2 + x^2}} \gg 386 \geq [s] = 2,5$$

Do đó điều kiện bền mỏi tại tiết diện B được thỏa.

Tại A, D, C tính tương tự, ta có bảng tóm tắt kiểm nghiệm độ bền mỏi của trục

| Trục | Vị trí | $W(\text{mm}^3)$ | $W_o(\text{mm}^3)$ | ε_{σ} | ε_{τ} | σ_a (MPa) | τ_a (MPa) | s_{σ} | s_{τ} | s |
|------|---------|------------------|--------------------|------------------------|----------------------|---------------------|-------------------|--------------|------------|-------|
| III | C (Ø55) | 14238,41 | 30572,24 | 0,81 | 0,76 | 7,83 | 30,74 | 27,71 | 4,4 | 4,345 |
| | B (Ø60) | 21600 | 43200 | 0,78 | 0,74 | 42,62 | 21,75 | | 386 | 386 |
| | D (Ø65) | 23700,75 | 50662,00 | 0,78 | 0,74 | 28,61 | 18,55 | 7,58 | 7,3 | 5,258 |

Tất cả các hệ số an toàn trong bảng đều lớn hơn $[s] = 2,5$. Vậy các trục thỏa mãn điều kiện bền mỏi.

- ❖ Kiểm nghiệm trục theo độ bền tĩnh:

- Trục II:

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 điều kiện: (công thức 10.26[1])

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]_{qt}$$

Trong đó: τ và σ là ứng suất xoắn và uốn

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W} = \frac{32M_{max} \times 10^3}{\pi d^3} = \frac{32 \times 267,3247 \times 10^3}{\pi \times 50^3} = 21,78 \text{ (MPa)}$$

$$\tau = \frac{T_{max}}{W} = \frac{16T_{max} \times 10^3}{\pi d^3} = \frac{16 \times 242,30424 \times 10^3}{\pi \times 50^3} = 9,87 \text{ (MPa)}$$

$$[\sigma]_{qt} = 0,8 \times \sigma_{ch} = 0,8 \times 540 = 270 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{21,78^2 + 3 \times 9,87^2} = 27,687 \text{ (MPa)}$$

Vậy ta có: $\sigma_{td} = 27,687 \text{ (MPa)} \leq [\sigma]_{qt} = 270 \text{ (MPa)}$ (thỏa điều kiện)

- Trục III:

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 điều kiện: (công thức 10.26[1])

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]_{qt}$$

Trong đó: τ và σ là ứng suất xoắn và uốn

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W} = \frac{M_{max} \times 10^3}{0,1d^3} = \frac{916,72 \times 10^3}{0,1 \times 60^3} = 42,44 \text{ (MPa)}$$

$$\tau = \frac{T_{max}}{W} = \frac{T_{max} \times 10^3}{0,2d^3} = \frac{939,67 \times 10^3}{0,2 \times 60^3} = 21,75 \text{ (MPa)}$$

$$[\sigma]_{qt} = 0,8 \times \sigma_{ch} = 0,8 \times 580 = 464 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{42,44^2 + 3 \times 21,75^2} = 56,75 \text{ (MPa)}$$

Vậy ta có: $\sigma_{td} = 56,75 \text{ (MPa)} \leq [\sigma]_{qt} = 464 \text{ (MPa)}$ (thỏa điều kiện)

3.1.5 Kiểm nghiệm then:

❖ Trục II:

➤ Kiểm nghiệm độ bền dập theo công thức 16.1[1]:

$$\sigma_d = \frac{F}{t_2 l_l} = \frac{2T \times 10^3}{t_2 d l_l} = \frac{2 \times 242,30424 \times 10^3}{3,2 \times 40 \times 44} = 86,1 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_d \leq [\sigma_d] = 150 \text{ (MPa)}$$

Trong đó:

$$l \leq 1,5d = 1,5 \times 40 = 60 \text{ (mm)}$$

Chọn $l = 56 \text{ (mm)}$ theo tiêu chuẩn

$$l_l = l - b = 56 - 12 = 44 \text{ (mm)} \text{ là chiều dài làm việc của then}$$

$$t_2 = 0,4h = 3,2 \text{ (mm)}, \text{ là chiều sâu rãnh then trên mayơ}$$

➤ Kiểm tra theo độ bền cắt theo công thức 16.2 [1]:

$$\tau_c = \frac{F}{bl} = \frac{2T \times 10^3}{b d l_l} = \frac{2 \times 242,30424 \times 10^3}{12 \times 40 \times 44} = 22,95 \text{ (MPa)}$$

$$\tau_c \leq [\tau_c] = 90 \text{ (MPa)}$$

Vậy then trên thỏa độ bền cắt và dập.

Tính toán tương tự ta có bảng tóm tắt kết quả kiểm nghiệm then:

| Trục | Đường kính d | $b \times h \times t_1$ | l_l | σ_d | τ_c |
|------|--------------|--------------------------|-------|------------|----------|
| II | Ø40 | $12 \times 8 \times 5,0$ | 44 | 86,1 | 22,945 |

Vậy tất cả các giá trị ứng suất đều thỏa mãn yêu cầu.

❖ Trục III:

➤ Kiểm nghiệm độ bền dập tại C (Ø55) theo công thức 16.1[1]:

$$\sigma_d = \frac{F}{t_2 l_l} = \frac{2T \times 10^3}{t_2 d l_l} = \frac{2 \times 939,67 \times 10^3}{4 \times 55 \times 64} = 133,48 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_d \leq [\sigma_d] = 150 \text{ (MPa)}$$

Trong đó:

$$l \leq 1,5d = 1,5 \times 55 = 82,50 \text{ (mm)}.$$

Theo tiêu chuẩn chọn $l = 80 \text{ (mm)}$

$$l_l = l - b = 80 - 16 = 64 \text{ (mm)}, \text{ là chiều dài làm việc của then}$$

$$t_2 = 0,4h = 4 \text{ (mm)}, \text{ là chiều sâu rãnh then trên mayơ}$$

➤ Kiểm tra theo độ bền cắt tại C (Ø55) theo công thức 16.2 [1]:

$$\tau_c = \frac{F}{bl} = \frac{2T \times 10^3}{bdl_l} = \frac{2 \times 939,67 \times 10^3}{16 \times 55 \times 64} = 33,36 \text{ (MPa)}$$

$$\tau_c \leq [\tau_c] = 90 \text{ (MPa)}$$

Vậy trên thỏa độ bền cắt và dập.

Tính toán tương tự ta có bảng tóm tắt kết quả kiểm nghiệm then:

| Trục | Đường kính d | $b \times h \times t_1$ | l_l | σ_d | τ_c |
|------|--------------|-------------------------|-------|------------|----------|
| III | Ø55 | $16 \times 10 \times 6$ | 64 | 133,48 | 33,36 |
| | Ø65 | $18 \times 11 \times 7$ | 52 | 91,265 | 22,31 |

Vậy tất cả các giá trị ứng suất đều thỏa mãn yêu cầu.

3.2 TÍNH TOÁN CHỌN Ổ LĂN:

3.2.1 Tính toán ổ lăn trục II:

❖ Thông số kỹ thuật:

- Số vòng quay $n_{II} = 231,75$ (vòng/phút)
- Đường kính ngõng trục: $d = 45$ (mm)
- Thời gian làm việc $L = 24000$ (giờ)
- Trục II chịu lực dọc trục $F_a = F_{a1} = 1380,7$ (N)

❖ Tải trọng tác dụng lên các ổ:

➤ Tại A:

$$F_{rA} = \sqrt{R_{xA}^2 + R_{yA}^2} = \sqrt{3028,8^2 + 255,485^2} = 3039,556 \text{ (N)}$$

➤ Tại B:

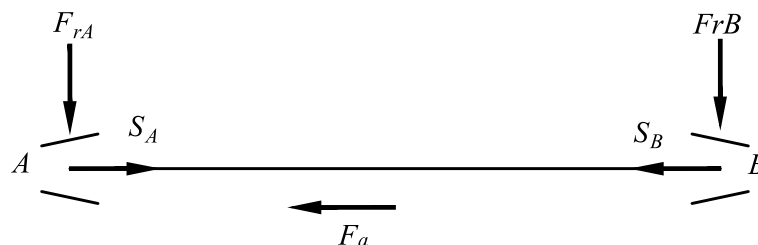
$$F_{rB} = \sqrt{R_{xB}^2 + R_{yB}^2} = \sqrt{3028,8^2 + 1419,61^2} = 3344,987 \text{ (N)}$$

❖ Chọn sơ bộ ổ bi đỡ chặn cỡ trung theo phụ lục 9.4 [1]:

| Ký hiệu | d, mm | D, mm | B, mm | r, mm | r1, mm | C, kN | Co, kN | $\alpha(^{\circ})$ |
|---------|-------|-------|-------|-------|--------|-------|--------|--------------------|
| 46309 | 45 | 100 | 25 | 2,5 | 1,2 | 48,1 | 37,7 | 12 |

❖ Theo bảng 11.3[1], hệ số tải trọng dọc trục: $e = 0,37$

❖ Thành phần lực dọc trục sinh ra do lực hướng tâm gây nên:



➤ Tính lực dọc trục phụ S_1, S_2 theo công thức:

$$S_A = eF_{rA} = 0,37 \times 3039,556 = 1124,64 \text{ (N)}$$

$$S_B = eF_{rB} = 0,37 \times 3344,987 = 1237,65 \text{ (N)}$$

➤ Ta có tổng lực dọc trục tại hai ổ:

$$F_{aA} = S_B + F_a = 1237,65 + 1380,7 = 2618,35 \text{ (N)}$$

$$F_{aB} = S_B = 1237,65 \text{ (N)}$$

Vậy ta kiểm nghiệm ổ tại A vì tải trọng tác dụng lớn hơn.

❖ Xét tỷ số:

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{2618,35}{3039,556} = 0,86 > e = 0,37$$

Do đó theo bảng 11.3 [1] ta có: $X = 0,45$; $Y = 1,46$

➤ Hệ số $K_\sigma = 1$ do tải trọng tĩnh, $K_\sigma = 1$ và $V = 1$ do vòng trong quay

➤ Tải trọng quy ước:

$$Q = (0,45 F_{rA} + 1,46 F_{aA}) \times 1 \times 1$$

$$Q = 0,45 \times 3039,556 + 1,46 \times 2618,35$$

$$Q = 5190,59 \text{ (N)}$$

❖ Tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay:

$$L = \frac{60 L_h n}{10^6} = \frac{60 \times 24000 \times 231,75}{10^6} = 333,72 \text{ (triệu vòng)}$$

❖ Khả năng tải động tính toán:

$$C_{tt} = Q \sqrt[m]{L} = 5190,59 \times \sqrt[3]{333,72} = 36003,45 \text{ (N)}$$

Vậy $C_{tt} = 36,00345 \text{ (kN)} < C = 48,1 \text{ (kN)}$ (thỏa khả năng tải động)

Với $m = 3$ là chỉ số mũ của ổ bi

❖ Tuổi thọ ổ xác định theo công thức:

$$L = \left(\frac{C}{Q}\right)^m = \left(\frac{48,1 \times 10^3}{5163,04}\right)^3 = 808,57 \text{ (triệu vòng)}$$

❖ Tuổi thọ tính bằng giờ:

$$L_h = \frac{L \times 10^6}{60 n} = \frac{808,57 \times 10^6}{60 \times 231,75} = 58149,58 \text{ (giờ)}$$

❖ Kiểm nghiệm khả năng tĩnh:

➤ Đối với ổ bi đỡ chặn, tra bảng 11.6 [1] ta có:

$$X_0 = 0,6; Y_0 = 0,5$$

➤ Tải trọng tĩnh quy ước:

$$Q_0 = 0,6 F_{rA} + 0,5 F_{aA} = 0,6 \times 3039,556 + 0,5 \times 2618,35$$

$$Q_0 = 3132,91 \text{ (N)}$$

$$C_0 = 37700 \text{ (N)} > Q_0 = 3132,91 \text{ (N)}$$

Vậy ổ thỏa khả năng tĩnh.

3.2.2 Tính toán ổ lăn trục III:

❖ Thông số cho trước:

➤ Số vòng quay: $n_{III} = 57,93 \text{ (vòng/phút)}$

➤ Đường kính trục ngõng trục: $d = 60 \text{ (mm)}$

➤ Thời gian làm việc: $L = 24000 \text{ (giờ)}$

➤ Lực dọc trục: $F_a = F_{a2} - F_{a3} = 1380,7 - 1061,61 = 319,09 \text{ (N)}$

❖ Xác định thành phần phản lực theo công thức 11.26[1] trang 397:

➤ Tại A:

$$F_{rA} = \sqrt{R_{xA}^2 + R_{yA}^2} = \sqrt{9315,59^2 + 1768,5^2} = 9481,97 \text{ (N)}$$

➤ Tại B:

$$F_{rB} = \sqrt{R_{xB}^2 + R_{yB}^2} = \sqrt{12203,38^2 + 7165,65^2} = 14151,644 \text{ (N)}$$

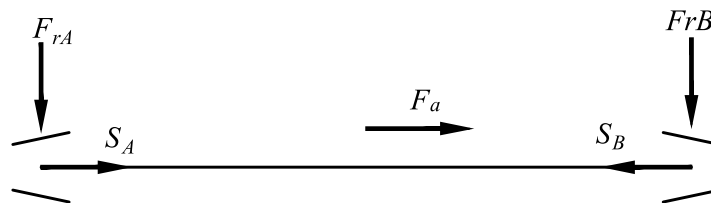
❖ Chọn sơ bộ kích thước ổ:

Tra bảng phụ lục 2.11[2] trang 260, ta chọn ổ bi đỡ chặn cỡ trung hẹp:

| Kí hiệu | d (mm) | D (mm) | B (mm) | r (mm) | r_l (mm) | C (kN) | C_0 (kN) | α° |
|---------|----------|----------|----------|----------|------------|----------|------------|----------------|
| 46312 | 60 | 130 | 31 | 3 | 1,5 | 78,8 | 66,6 | 12° |

❖ Hệ số tải trọng dọc trục theo bảng 11.3[1]: $e = 0,3$

❖ Thành phần lực dọc trục F_{aA}, F_{aB} do lực hướng tâm gây nên:



➤ Tính lực dọc trục phụ S_1, S_2 theo công thức:

$$S_A = eF_{rA} = 0,3 \times 9481,97 = 2844,591 \text{ (N)}$$

$$S_B = eF_{rB} = 0,3 \times 14151,644 = 4245,5 \text{ (N)}$$

➤ Ta có tổng lực dọc trục tại hai ổ:

$$F_{aA} = S_B - F_a = 4245,5 - 319,09 = 3926,41 \text{ (N)}$$

$$F_{aB} = S_B = 4245,5$$

Vậy ta kiểm nghiệm ổ tại B vì có tải trọng lớn hơn.

❖ Chọn các hệ số K_σ, K_t, V theo bảng 11.2[1] trang 394:

➤ $K_\sigma = 1$ do tải trọng tĩnh (Hệ số xét đến ảnh hưởng đặc tính tải trọng đến tuổi thọ ổ).

➤ $K_t = 1$ (Hệ số xét đến ảnh hưởng nhiệt độ t°C đến tuổi thọ ổ).

➤ $V = 1$ vì vòng trong quay (Hệ số tính đến vòng nào quay).

➤ Xác định hệ số tải trọng hướng tâm X và dọc trục Y theo bảng (11.3-11.4) [1] trang 395.

➤ Vì tỉ số:

$$\frac{F_{a2}}{F_{rB}} = \frac{4245,5}{14151,644} = 0,3 = e = 0,3$$

$$\text{nên } X = 0; Y = 0$$

- ❖ Tính tuổi thọ L (triệu vòng) và tải trọng quy ước tác dụng lên ổ:

$$L = \frac{60nL_h}{10^6}$$

Theo công thức 11.19[1] trang 393

Trong đó:

$n = 57,93$ (vòng/phút) là số vòng quay của ổ.

$L_h = 24000$ (giờ) là thời gian làm việc.

$$L = \frac{60nL_h}{10^6} = \frac{60 \times 57,93 \times 24000}{10^6} = 83,42 \text{ (triệu vòng)}$$

$$Q = (X \times F_{rB} + Y \times F_a) \times K_\sigma \times K_t \text{ (theo công thức 11.23[1] trang 394)}$$

$$Q = (1 \times 14151,644 + 0 \times 319,09) \times 1 \times 1 = 14151,644 \text{ (N)}$$

- ❖ Xác định khả năng tải động của ổ lăn C_{tt} :

$$C_{tt} = Q \sqrt[m]{L} \text{ theo công thức 11.20[1] trang 393.}$$

Trong đó: $m = 3$: bậc của đường cong mỗi khi thử về ổ lăn.

$$C_{tt} = Q \sqrt[m]{L} = 14151,644 \times \sqrt[3]{83,42} = 61843,42 \text{ (N)}$$

$C_{tt} < C = 78,8$ (kN), vậy ổ thỏa khả năng tải động.

- ❖ Tuổi thọ ổ:

$$L = \left(\frac{C}{Q}\right)^m = \left(\frac{78800}{14151,644}\right)^3 = 172,65 \text{ (triệu vòng)}$$

Tuổi thọ tính bằng giờ:

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{10^6 \times 172,65}{60 \times 57,93} = 49672,02 \text{ (giờ)}$$

- ❖ Kiểm nghiệm khả năng tĩnh của ổ:

Theo bảng 11.6[1] trang 399 ta có: $X_0 = 0,6, Y = 0,6$

$$Q_0 = X_0 F_{rB} + Y_0 F_a$$

$$= 0,6 \times 14151,644 + 0,5 \times 319,09$$

$$= 8650,53 \text{ (N)} < F_{rB} = 14151,644 \text{ (N)}$$

$$Q_0 = F_{rB} = 14151,644 \text{ (N)} < C_0 = 66600 \text{ (N)} \text{ (Thỏa mãn)}$$

CHƯƠNG 4: THIẾT KẾ VỎ HỘP GIẢM TỐC, CHỌN DẦU BÔI TRƠN, DUNG SAI VÀ LẮP GHÉP

4.1 HỘP GIẢM TỐC ĐÚC:

4.1.1 Chỉ tiêu của vỏ hộp giảm tốc đúc:

Vỏ hộp giảm tốc đúc có thể nhiều dạng khác nhau, song chúng đều có chung nhiệm vụ: bảo đảm vị trí tương đối giữa các chi tiết và bộ phận máy, tiếp nhận tải trọng do các chi tiết máy lắp trên bộ truyền đến, đựng dầu bôi trơn, bảo vệ các chi tiết máy tránh bụi bặm.

Chỉ tiêu cơ bản của hộp giảm tốc là độ cứng cao và khối lượng nhỏ.

Hộp giảm tốc bao gồm: thành hộp, nắp hoặc gân, mặt bích, gối đỡ...

Vật liệu phổ biến dùng để đúc hộp giảm tốc là gang xám GX15-32.

4.1.2 Tính toán kích thước hộp giảm tốc đúc:

| Tên gọi | Biểu thức tính toán |
|--|--|
| Chiều dày: - Thân hộp, δ - Nắp hộp, δ_1 | $\delta = 0,03a + 3 = 0,03 \times 200 + 3 = 9 \text{ (mm)}$ $\delta_1 = 0,9\delta = 8 \text{ (mm)}$ |
| Gân tăng cứng: - Chiều dày, e - Chiều cao, h - Độ dốc | $e = (0,8 \div 1)\delta = 8 \text{ (mm)}$ $h < 58 \text{ (mm)}$ khoảng 2° |
| Đường kính: - Bu lông nền, d_1 - Bu lông cạnh ổ, d_2 - Bu lông ghép bích nắp và thân, d_3 - Vít ghép nắp ổ, d_4 - Vít ghép nắp cửa thăm dò, d_5 | $d_1 > 0,04a + 10 > 12, d_1 = 20 \text{ (mm)}$ $d_2 = (0,7 \div 0,8)d_1 = 14 \text{ (mm)}$ $d_3 = (0,8 \div 0,9)d_2 = 12 \text{ (mm)}$ $d_4 = (0,6 \div 0,7)d_2 = 8 \text{ (mm)}$ $d_5 = (0,5 \div 0,6)d_2 = 4 \text{ (mm)}$ |
| 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 | $S_3 = (1,4 \div 1,8)d_3 = 17 \text{ (mm)}$ $S_4 = (0,9 \div 1)S_3 = 17 \text{ (mm)}$ $K_3 = K_2 - (3 \div 5) \text{ (mm)}$ |
| Kích thước gối trục: - Tâm lỗ bu lông cạnh ổ: E_2 và C (k là khoảng cách từ tâm bu lông đến mép lỗ) - Bề rộng mặt ghép bu lông cạnh ổ, K_2 - Chiều cao h . | $E_2 \approx 1,6d_2 = 22 \text{ (mm)}; R_2 \approx 1,3d_2 = 18 \text{ (mm)}$ $C \approx \frac{1}{2}D_3$; đảm bảo $k \geq 1,2d_2$ $K_2 = E_2 + R_2 + (3 \div 5) \text{ (mm)}$ Phụ thuộc tâm lỗ bu lông và kích thước mặt tựa. |

| | |
|--|--|
| <p>Mặt đế hộp:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Chiều dày: khi không có phần lồi, S_1 - Bề rộng mặt đế hộp: K_1, q | $S_1 \approx (1,3 \div 1,5)d_1 = 26 \text{ (mm)}$ $K_1 \approx 3d_1 = 60 \text{ (mm)};$ $q \geq K_1 + 2\delta$ $q \geq 78 \text{ (mm)}, \text{ chọn } q = 78 \text{ mm.}$ |
| <p>Khe hở giữa các chi tiết</p> <ul style="list-style-type: none"> - Giữa bánh răng với thành trong hộp - Giữa đỉnh bánh răng lớn với đáy hộp | $\Delta \geq (1 \div 1,2)\delta = 10 \text{ (mm)}$ $\Delta_1 \geq (3 \div 5)\delta = 40 \text{ (mm)}$ |
| <p>Số lượng bu lông nền, Z</p> | $Z = \frac{L + B}{200 \div 300} = 4$ L : chiều dài hộp 491 mm B : chiều rộng hộp 238 mm |

❖ **Kích thước gỏi đỡ:**

| Trục | D | D ₂ | D ₃ | D ₄ | d ₄ | Z |
|------|-----|----------------|----------------|----------------|----------------|---|
| II | 100 | 120 | 150 | 90 | M8 | 6 |
| III | 130 | 150 | 180 | 115 | M8 | 6 |

4.2 CÁC CHI TIẾT KHÁC:

4.2.1 Vòng móc: dùng để nâng và di chuyển hộp giảm tốc.

❖ Chiều dày vòng móc: $S = (2 \div 3)\delta = 18 \text{ (mm)}$

❖ Đường kính: $d = (3 \div 4)\delta = 27 \text{ (mm)}$

4.2.2 Chốt định vị:

❖ Đảm bảo vị trí tương đối giữa nắp và thân hộp trước và sau khi gia công cũng như khi lắp ghép, dùng 2 chốt định vị. Nhờ chốt định vị, khi siết bu lông không làm biến dạng vòng ngoài của ổ (do sai lệch vị trí tương đối của nắp và thân hộp), do đó làm loại trừ một trong các nguyên nhân làm ổ chóng hỏng.

❖ Chọn chốt côn: $d = 5 \text{ (mm)}; c = 0,8 \text{ (mm)}; l = 45 \text{ (mm)}$

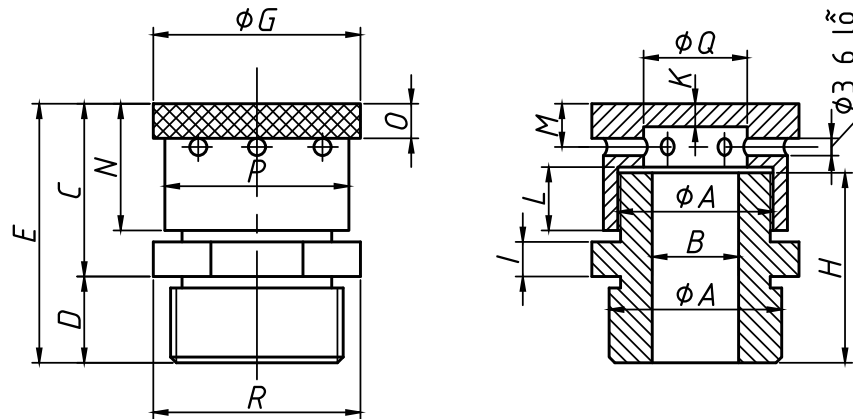
4.2.3 Cửa thăm:

❖ Để kiểm tra, quan sát các chi tiết máy trong hộp khi lắp ghép và để đổ dầu vào hộp, trên đỉnh hộp có làm cửa thăm. Cửa thăm được đậy bằng nắp. Trên nắp có lắp thêm nút thông hơi. Theo bảng 18.5[2], ta có kích thước của cửa thăm.

| A | B | A ₁ | B ₁ | C | K | R | Vít | Số lượng |
|-----|----|----------------|----------------|-----|----|----|-----|----------|
| 100 | 75 | 150 | 100 | 125 | 87 | 12 | M8 | 4 |

4.2.4 Nút thông hơi:

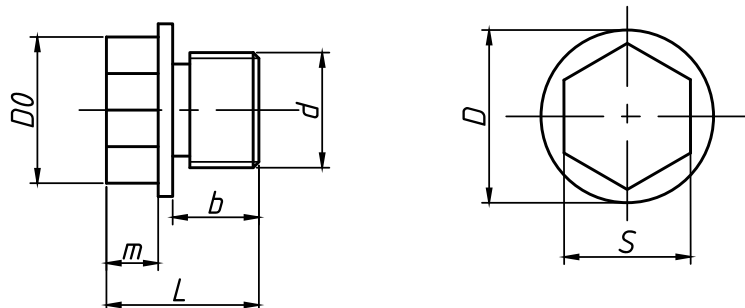
- ❖ Khi làm việc, nhiệt độ ở trong hộp tăng lên. Để giảm áp suất và điều hòa không khí bên trong và ngoài hộp. Ta dùng nút thông hơi. Nút thông hơi được lắp trên nắp cửa thăm. Theo bảng 18.6 [2], ta có kích thước nút thông hơi.



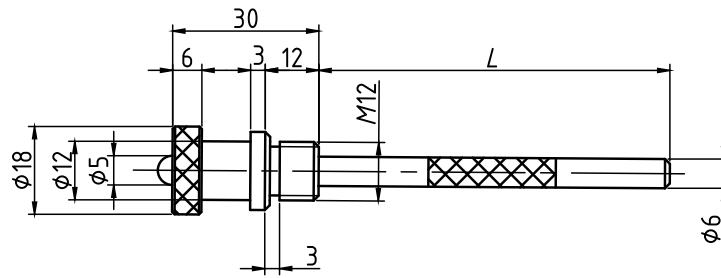
| A | B | C | D | E | G | H | I | K | L | M | N | O | P | Q | R | S |
|---------|----|----|----|----|----|----|---|---|----|---|----|---|----|----|----|----|
| M27 × 2 | 15 | 30 | 15 | 40 | 36 | 32 | 6 | 4 | 10 | 8 | 22 | 6 | 32 | 18 | 36 | 32 |

4.2.5 Nút tháo dầu:

- ❖ Sau một thời gian làm việc, dầu bôi trơn chứa trong hộp bị bẩn (do bụi bặm và do hạt mài) hoặc bị biến chất, do đó cần phải thay dầu mới. Để tháo dầu, ở đáy hộp có lỗ tháo dầu. Khi làm việc, lỗ được bít kín bằng nút tháo dầu. Theo bảng 18.7[2], ta có kích thước của nút tháo dầu.



| d | b | m | f | L | c | q | D | S | D ₀ |
|---------|----|---|---|----|-----|------|----|----|----------------|
| M20 × 2 | 15 | 9 | 3 | 28 | 2,5 | 17,8 | 30 | 22 | 25,4 |

4.2.6 Que thăm dầu: Để kiểm tra mức dầu trong hộp.**4.2.7 Vòng phốt:**

- ❖ Là loại lót kín động gián tiếp, nhằm bảo vệ ổ khỏi bụi bặm, chất bẩn, hạt cứng và các tạp chất khác xâm nhập vào ổ. Ngoài ra, còn ngăn dầu mỡ chảy ra ngoài. Nhược điểm của vòng phốt là chóng mài mòn và ma sát lớn khi bề mặt trục có độ nhám cao.

4.2.8 Vòng chắn dầu:

- ❖ Để ngăn cách mỡ trong ổ và dầu trong hộp, vòng gồm từ 2 đến 3 rãnh tiết diện tam giác. Cần lắp sao cho vòng cách mép trong thành hộp khoảng 1 đến 2 mm, khe hở giữa vỏ (hoặc ống lót) với mặt ngoài của vòng ren lấy khoảng 0,4 mm.

4.3 CHỌN DẦU BÔI TRƠN VÀ DUNG SAI LẮP GHÉP**4.3.1 Chọn dầu bôi trơn cho hộp giảm tốc:**

- ❖ Bánh răng lớn ngâm trong dầu tối thiểu là 10mm và tối đa 25 mm.
- ❖ Chọn độ nhớt phụ thuộc vào vận tốc vật liệu chế tạo bánh răng, tra theo bảng 18.11.
- ❖ Với vận tốc vòng trong khoảng 5 – 12,5 (m/s), vật liệu chế tạo bánh răng là thép C45 thì cải thiện ta tra được độ nhớt của dầu ở 50° là 57.
- ❖ Tra bảng 18-13 ta sử dụng loại dầu bôi trơn AK- 15.

4.3.2 Lắp bánh răng lên trục và điều chỉnh sự ăn khớp:

- ❖ Đối với bánh răng côn, việc điều chỉnh được tiến hành trên cả hai bánh răng dẫn và bị dẫn.
- ❖ Dịch chuyển trục cùng với các bánh răng đã cố định trên nó nhờ bộ đệm điều chỉnh có chiều dày khác nhau lắp giữa nắp ổ và vỏ hộp. Việc điều chỉnh như thế này khá thuận tiện. Dịch chuyển các bánh răng trên trục đã cố định, sau đó định vị lần lượt từng bánh một. Việc điều chỉnh này khá phức tạp.
- ❖ Lưu ý: Độ điều chỉnh phải đạt tối thiểu là 70% trên bề mặt răng.

4.3.3 Dung sai và lắp ghép:

- ❖ Chọn kiểu lắp:
 - Đối với bánh răng ta chọn kiểu lắp trung gian H7/k6.
 - Then lắp trung gian có độ dôi lớn trên trục với kiểu lắp N9/h9, lắp trung gian có độ dôi nhỏ trên bạc với kiểu lắp Js9/h9 để dễ dàng tháo lắp.
 - Đối với vòng trong ổ lăn chịu tải trọng tuần hoàn, để ổ không bị dịch chuyển khi làm việc, chọn lắp trung gian có độ dôi để duy trì tình trạng lực tác dụng

đều lên khắp đường lăn, làm cho vòng lăn mòn đều, nâng cao độ bền, chọn kiểu lắp k6.

- Đối với vòng ngoài ổ lăn không quay chịu tải cục bộ, lắp có độ hở để dưới tác động của va đập, chấn động vòng ổ lăn xê dịch đi, miễn chịu lực thay đổi, làm cho vòng lăn mòn đều hơn, nâng cao độ bền, chọn kiểu lắp H7.
- Đối với nắp ổ, để dễ dàng tháo lắp, chọn kiểu lắp lỏng H7/e8.
- Đối với vòng chấn dầu, để dễ dàng tháo lắp và không dịch chuyển khi làm việc, chọn kiểu lắp trung gian H7/js6.

❖ Bảng dung sai lắp ghép bánh răng:

| Mối lắp | Kích thước | Kiểu lắp | es (μm) | ei (μm) | ES (μm) | EI (μm) |
|----------------------|------------------|----------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| Bánh răng trụ bị dẫn | $\varnothing 65$ | H7/k6 | +21 | +2 | +30 | 0 |
| Bánh răng côn dẫn | $\varnothing 55$ | H7/k6 | +21 | +2 | +30 | 0 |
| Bánh đai | $\varnothing 40$ | H7/k6 | +18 | +2 | +25 | 0 |

❖ Bảng dung sai lắp ghép then:

| Kích thước tiết diện then $b \times h$ | Sai lệch giới hạn chiều rộng rãnh then | | Chiều sâu rãnh then | |
|---|--|------------------|-----------------------------------|----------------------------------|
| | Trên trục | Trên bạc | Sai lệch giới hạn trên trục t_1 | Sai lệch giới hạn trên bạc t_2 |
| | N9 | Js9 | | |
| 12×8 | 0 -0,043 | +0,021 -0,021 | 0,2 | 0,2 |
| 16×10 | 0 -0,043 | +0,021 -0,021 | 0,2 | 0,2 |
| 18×11 | 0 -0,043 | +0,021 -0,021 | 0,2 | 0,2 |

❖ Bảng dung sai lắp ghép ổ lăn:

| Mối lắp | Kiểu lắp | es (μm) | ei (μm) | ES (μm) | EI (μm) |
|-----------------------|---------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| Vòng trong ổ trục II | $\varnothing 45k6$ | +18 | +2 | | |
| Vòng trong ổ trục III | $\varnothing 60k6$ | +21 | +2 | | |
| Vòng ngoài ổ trục II | $\varnothing 100H7$ | | | +35 | 0 |
| Vòng ngoài ổ trục III | $\varnothing 130H7$ | | | +40 | 0 |

❖ Bảng dung sai các chi tiết khác:

| Mối lắp | Kích thước | Kiểu lắp | es (μm) | ei (μm) | ES (μm) | EI (μm) |
|------------------------|-------------------|----------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| Nắp ổ trục II | $\varnothing 100$ | H7/e8 | -72 | -126 | +35 | 0 |
| Nắp ổ trục III | $\varnothing 130$ | H7/e8 | -85 | -143 | +40 | 0 |
| Vòng chấn dầu trục II | $\varnothing 50$ | H7/js6 | +8 | -8 | +25 | 0 |
| Vòng chấn dầu trục III | $\varnothing 62$ | H7/js6 | +9,5 | -9,5 | +30 | 0 |

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Hữu Lộc, *Cơ sở thiết kế máy*, Nhà xuất bản Đại học Quốc gia Tp.HCM, năm 2004.
- [2] Trịnh Chắt – Lê Văn Uyển, *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, Tập 1*, Nhà xuất bản giáo dục, năm 2007.
- [3] Trịnh Chắt – Lê Văn Uyển, *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, Tập 2*, Nhà xuất bản giáo dục, năm 2007.
- [4] Ninh Đức Tồn, *Dung sai và lắp ghép*, Nhà xuất bản giáo dục, Hà Nội, 2001.