

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO

TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA TP HCM



ĐỒ ÁN

THIẾT KẾ HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG

GIẢNG VIÊN PHỤ TRÁCH: THÂN TRỌNG KHÁNH ĐẠT

Nhóm : L02-D

A handwritten signature in blue ink, likely belonging to the lecturer or a group member, written in a cursive style.

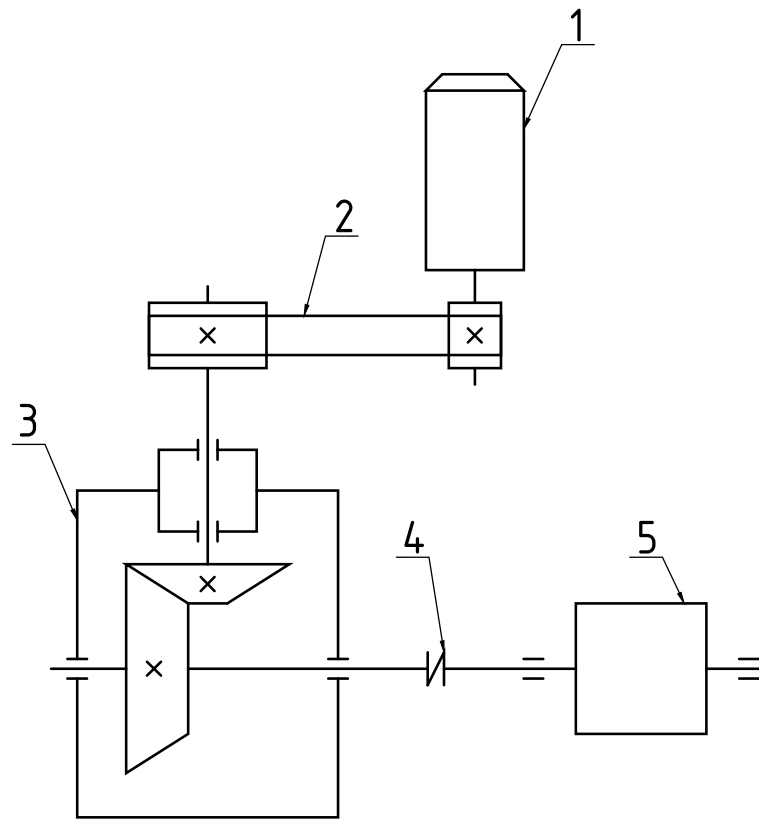
Sinh viên thực hiện:

Phan Minh Phát

1910433

Lưu Gia Phát

1914588

Đề số 16: THIẾT KẾ HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG THÙNG TRỘN**Phương án số: 3****Hệ thống dẫn động gồm**

- 1: Động cơ điện
- 2: Bộ truyền đai dẹt
- 3: Hộp giảm tốc bánh răng côn răng thẳng 1 cấp
- 4: Nối trục đàn hồi
- 5: Thùng trộn

Số liệu thiết kế:

Công suất trên thùng trộn, P (kW): 3.5 kW

Số vòng quay trục thùng trộn, n (vòng/phút): 180 vòng/phút

Thời gian làm việc cho đến khi hỏng, $L_h=10000$ (giờ)

Tải trọng tĩnh.

MỤC LỤC

LỜI NÓI ĐẦU	1
Chương I: TÍNH CHỌN CÔNG SUẤT ĐỘNG CƠ ĐIỆN VÀ PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN	2
1.1. Tính công suất động cơ điện	2
1.2. Phân phối tỷ số truyền	2
1.3. Tính toán công suất, số vòng quay và moment xoắn cho các trục.....	3
Chương II: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN.....	4
2.1. Thông số thiết kế	4
2.1. Tính toán thiết kế bộ truyền đai dẹt.....	4
Chương III: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN TRONG HỘP GIẢM TỐC	9
3.1. Thông số đầu vào:.....	9
3.2. Chọn vật liệu và tính toán sơ bộ ứng suất cho phép của các bộ truyền bánh răng.....	9
3.3. Tính bộ truyền bánh răng côn răng thẳng:	10
3.3.1 Xác định chiều dài côn ngoài	10
3.3.2 Xác định các thông số ăn khớp:.....	10
3.3.3. Kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc	11
3.3.4. Kiểm nghiệm bánh răng về độ bền uốn	12
3.3.5. Tính toán lực tác dụng lên trục của các bánh răng.....	13
3.3.6. Bảng thông số hình học bánh răng côn	14
3.3.7. Điều kiện bôi trơn ngâm dầu của hộp giảm tốc bánh răng côn:	15
Chương IV: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ TRỤC VÀ THEN.....	16
4.1. Thông số đầu vào.....	16
4.2. Chọn vật liệu và tính toán sơ bộ kích thước trục.....	16
4.3. Tính then:	22
Chương V: TÍNH CHỌN Ổ LĂN VÀ NỐI TRỤC	26
5.1. Tính chọn ổ lăn trục 1:.....	26
5.2. Tính chọn ổ lăn trục 2:.....	28
5.3. Tính chọn nối trục đàn hồi.....	30
Chương VI: THIẾT KẾ VỎ HỘP VÀ CHỌN CÁC CHI TIẾT PHỤ	31
6.1. Thiết kế vỏ hộp giảm tốc:.....	31
6.2. Thiết kế các chi tiết phụ	32

Chương VII: BÔI TRƠN NGÂM DẦU	35
Chương VIII: CHỌN DUNG SAI LẮP GHÉP	36
8.1. Chọn cấp chính xác.....	36
8.2. Chọn kiểu lắp ghép	36
TÀI LIỆU THAM KHẢO	40

LỜI NÓI ĐẦU

Việc thiết kế và phát triển hệ thống truyền động là một trong những vấn đề cốt lõi trong lĩnh vực Cơ khí của ngành Cơ điện tử. Mặt khác, với một nền công nghiệp tiên tiến và phát triển thì không thể nào thiếu đi một nền cơ khí hiện đại. Vì vậy, việc thiết kế và cải tiến những hệ thống truyền động là công việc rất quan trọng trong quá trình công nghiệp hóa – hiện đại hóa đất nước. Với một sinh viên cơ điện tử và tương lai là một người kỹ sư cơ điện tử thì việc hiểu biết, nắm vững và vận dụng tốt lý thuyết vào quá trình thiết kế các hệ thống truyền động và những yêu cầu rất cần thiết.

Trong cuộc sống hằng ngày, ta có thể bắt gặp hệ thống truyền động ở khắp nơi. Có thể nói rằng nó đóng vai trò quan trọng trong sản xuất nói riêng cũng như cuộc sống nói chung.

Đồ án Hệ thống truyền động giúp ta tìm hiểu và thiết kế hộp giảm tốc trong hệ thống truyền động, qua đó ta có thể củng cố lại kiến thức trong các môn học cơ sở ngành đã học trước đó như Chi tiết máy, Vẽ kỹ thuật cơ khí, Sức bền vật liệu,... Đối với các hệ thống truyền động thường gặp thì hộp giảm tốc là một bộ phận không thể thiếu, giúp chúng ta làm quen với các chi tiết cơ bản như bánh răng, ổ lăn, nối trục,...

Sau khi hoàn thành bài tập lớn, sinh viên sẽ có thêm những kiến thức hỗ trợ tốt cho môn học Đồ án hệ thống truyền động, sau đó sinh viên có khả năng lựa chọn phương án, tính toán thiết kế, thực hiện các bản vẽ, lập tài liệu thiết kế các chi tiết và hệ thống truyền động cơ khí hoặc máy.

Em xin chân thành cảm ơn sự giúp đỡ tận tình của Thầy Thân Trọng Khánh Đạt cũng như quý Thầy Cô trong khoa Cơ khí và các bạn trong lớp đã giúp em hoàn thành đồ án này.

Chương I. TÍNH CHỌN CÔNG SUẤT ĐỘNG CƠ ĐIỆN VÀ PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN

1.1. Tính công suất động cơ điện

- Xác định công suất động cơ:
 - + Công suất động cơ phải lớn hơn công suất trên trục công tác

$$P_{dc} \geq P_{ct} = 3.5 \text{ kW}$$

Với :

$$P_{ct} = \frac{P}{\eta_{ch}}$$

- + Hiệu suất chung của bộ truyền là: $\eta_{ch} = \eta_{br} \cdot \eta_{ol} \cdot \eta_d \cdot \eta_k$, trong đó:

η_{br} : hiệu suất của bộ truyền bánh răng côn răng thẳng.

η_{ol} : hiệu suất của ổ lăn (3 cặp ổ lăn).

η_d : hiệu suất của bộ truyền đai.

η_k : hiệu suất của khớp nối trục đàn hồi.

- + Tra các giá trị hiệu suất trong bảng 2.3/trang 21 của tài liệu [1], ta có được các số liệu sau:

$$\eta_{br} = 0,95 ; \eta_{ol} = 0,99 ; \eta_d = 0,95 ; \eta_k = 0,99$$

nên:

$$\eta_{ch} = 0,99 \cdot 0,95 \cdot 0,99 \cdot 0,99^3 = 0,8669$$

- + Công suất trên trục công tác:

$$P_{ct} = \frac{3,5}{0,8669} = 4,04 \text{ kW}$$

1.2. Phân phối tỷ số truyền

Tỷ số truyền chung của bộ truyền:

- + Đối với truyền ngoài, tỷ số truyền ngoài u_{ng} là tỷ số truyền của bộ truyền đai được chọn trong khoảng $2 \div 4$.
- + Đối với hộp giảm tốc, tỷ số truyền u_{hgt} là tỷ số truyền của cặp bánh răng côn được chọn trong khoảng $2 \div 4$.
- + Vậy tỷ số truyền chung u_{ch} được chọn là một giá trị trong khoảng $4 \div 16$.
- + Chọn tỷ số truyền cho hộp giảm tốc là: $u_{hgt} = 3$

+ Chọn tỉ số truyền của đai là: $u_d = 2,5$

Từ đó ta có: $u_{ch} = u_d \cdot u_{hgt}$

+ Số vòng quay sơ bộ của động cơ:

$$n_{sb} = n_{ct} \cdot u_{ch}$$

với $n_{ct} = 180$ vòng/phút

Ta có được số vòng quay sơ bộ của động cơ :

$$n_{sb} = n_{ct} \cdot u_{ch} = 180 \cdot 2,5 \cdot 3 = 1350 \text{ (vòng/phút)}$$

+ Chọn động cơ với điều kiện:

$$\begin{cases} P_{dc} \geq P_{ct} = 4,04 \text{ kW} \\ n_{dc} \geq n_{sb} = 1350 \text{ vg/ph} \end{cases}$$

+ Từ bảng **P1.3** của tài liệu [1] ta chọn được động cơ có thông số sau:

Kiểu động cơ	Công suất (kW)	Vận tốc quay (vòng/phút)	$\cos \varphi$	$\eta\%$	$\frac{T_{\max}}{T_{dn}}$	$\frac{T_K}{T_{dn}}$
4A112M4Y3	5.5	1425	0,85	84	2,2	2,0

1.3. Tính toán công suất, số vòng quay và moment xoắn cho các trục

Tỉ số truyền chung:

$$u_{ch} = \frac{1425}{180} = 7,9$$

- Phân phối lại tỉ số truyền cho bộ truyền:

+ Chọn tỉ số truyền của hộp giảm tốc là:

$$u_h = 3,15$$

+ Từ đó tỉ số truyền của đai là:

$$u_d = \frac{7,9}{3,15} = 2,51$$

Tính số vòng quay:

$$n_I = \frac{n_{dc}}{u_d} = \frac{1425}{2,51} = 567,73 \text{ (vg/ph)} \quad n_{II} = \frac{n_I}{u_h} = \frac{567,73}{3,15} = 180,23 \text{ (vg/ph)}$$

Tính công suất:

$$P_{II} = \frac{P_{ct}}{\eta_{ol} \times \eta_k} = \frac{3,5}{0,99 \times 0,99} = 3,57 \text{ (kW)}; \quad P_I = \frac{P_{II}}{\eta_{ol} \times \eta_{br}} = \frac{3,57}{0,99 \times 0,95} = 3,80 \text{ (kW)}$$

$$P_{dc} = \frac{P_I}{\eta_{ol} \times \eta_d} = \frac{3,57}{0,99 \times 0,95} = 4,04 \text{ (kW)}$$

Tính momen xoắn:

$$T_{dc} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{P_{dc}}{n_{dc}} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{4,04}{1425} = 27075,09 \text{ (N.mm)}$$

$$T_{ct} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{P_{ct}}{n_{ct}} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{3,5}{180} = 185694,44 \text{ (N.mm)}$$

$$T_{II} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{3,57}{180,23} = 189166,62 \text{ (N.mm)}$$

$$T_I = 9,55 \times 10^6 \times \frac{P_I}{n_I} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{3,8}{567,73} = 63921,23 \text{ (N.mm)}$$

Bảng thông số tính toán:

Thông số \ Trục	Trục động cơ		Trục I		Trục II		Trục công tác	
Tỷ số truyền		2.51		3.15		1		
Số vòng quay (vòng/phút)	1425		567,73		180,23		180	
Công suất (kW)	4,04		3,80		3,57		3,5	
Momen xoắn (Nmm)	27075,09		63921,23		189166,62		185694,44	

Chương II: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN

2.1. Thông số thiết kế

- Công suất trục chủ động: 4,04 (kW)
- Số vòng quay bánh dẫn: 1425 (vòng/phút)
- Tỉ số truyền: 2,51
- Momen xoắn trên trục chủ động: 27075,09 (Nmm)

2.1. Tính toán thiết kế bộ truyền đai dẹt

2.1.1. Chọn loại đai:

Do công suất động cơ $P_{ct} = 4,04$ KW và $u_d = 2,51$ và yêu cầu làm việc va đập nhẹ nên ta hoàn toàn có thể chọn đai dẹt.

Ta chọn loại đai bằng vải cao su vì chất liệu vải cao su có thể làm việc trong điều kiện môi trường ẩm ướt (vải cao su ít chịu ảnh hưởng của nhiệt độ và độ ẩm), lại có sức bền và tính đàn hồi cao.

2.1.2. Xác định các thông số của bộ truyền:

- Đường kính bánh đai nhỏ được xác định theo (4.1) [1]:

$$d_1 = (5,2 \div 6,4) \cdot \sqrt[3]{T_1} = (5,2 \div 6,4) \cdot \sqrt[3]{27075,09} = (156 \div 192) \text{ mm}$$

Chọn d_1 tiêu chuẩn $d_1 = 160$ mm, trong đó $T_1 = T_{dc} = 27075,09$ N.mm

- Vận tốc:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = 11,94 \text{ m/s}$$

- Đường kính bánh đai lớn được xác định theo công thức:

$$d_2 = u \cdot d_1 \cdot (1 - \varepsilon) = 2,51 \cdot 160 \cdot (1 - 0,01) = 397,58 \text{ mm}$$

trong đó: u là tỉ số truyền của đai

$$\varepsilon = 0,01 \div 0,02 \text{ là hệ số trượt}$$

Chọn d_2 tiêu chuẩn $d_2 = 400$ mm.

- Tỉ số truyền thực tế:

$$u_t = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} = \frac{400}{160(1 - 0,01)} = 2,53$$

- Sai lệch tỉ số truyền:

$$\Delta u = \frac{u_t - u}{u} = \frac{2,53 - 2,51}{2,51} \cdot 100\% = 0,8\% < 4\%$$

- Khoảng cách trục được xác định theo công thức (4.3)[1]:

$$a = (1,5 \div 2)(d_1 + d_2) = (1,5 \div 2)(160 + 400) = 840 \div 1120 \text{ mm}$$

Lấy $a = 900 \text{ mm}$.

- Chiều dài đai được xác định theo công thức (4.4)[1]:

$$L = 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \cdot 1000 + \frac{\pi(160 + 400)}{2} + \frac{(400 - 160)^2}{4a} \\ = 2695,65 \text{ mm}$$

Cộng thêm 100 – 400 tùy theo cách nối đai, ta chọn $L = 2800 \text{ mm}$.

- Số vòng chạy của đai:

$$i = \frac{v}{L} = \frac{11,94}{2,8} = 4,26 \text{ (1/s)} < i_{\max} = 3 \div 5 \text{ (1/s)}$$

- Xác định lại khoảng cách trục a theo công thức (4.6)[1]:

$$a = \frac{\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2}}{4} = 952 \text{ mm}$$

trong đó $\lambda = L - 0,5\pi(d_1 + d_2) = 1920$; $\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = 120$.

- Góc ôm được xác định theo công thức (4.7)[1]:

$$\alpha_1 = 180 - \frac{57(d_2 - d_1)}{a} = 166^\circ > \alpha_{\min} = 150^\circ$$

2.1.3. Xác định tiết diện đai và chiều rộng bánh đai:

- Theo công thức (4.9)[1], ta có:

$$F_t = \frac{1000P_1}{v} = \frac{1000 \cdot 4,04}{11,94} = 338,36 \text{ N}$$

- Theo bảng 4.8[1] tỉ số $(\delta / d_1)_{\max}$ nên dùng là 1/40 (đai vải cao su), do đó:

$$\delta = \frac{d_1}{40} = \frac{160}{40} = 4 \text{ mm}$$

- Theo bảng 4.1[1] dùng loại đai **BKHI-65** không có lớp lót, trị số δ tiêu chuẩn là $\delta = 4 \text{ mm}$ (với số lớp là 4)

- Ứng suất có ích cho phép, theo công thức (4.10)[1]:

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_0 = 2,25 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 1 = 2,14 \text{ MPa}$$

trong đó với bộ truyền đặt nằm ngang, điều chỉnh định kì lực căng, chọn $\sigma_0 = 1,8 \text{ MPa}$, theo bảng 4.9[1] có $k_1 = 2,5$; $k_2 = 10$ do đó:

$$[\sigma_F]_0 = k_1 - \frac{k_2 \delta}{d_1} = 2,5 - \frac{10 \cdot 4}{160} = 2,25 \text{ MPa}$$

Theo bảng 4.10[1] có: $C_\alpha = 0,97$

Theo bảng 4.11[1] có: $C_v = 0,98$

Theo bảng 4.12[1] có: $C_0 = 1$

- Theo công thức (4.8)[1], ta có:

$$b = \frac{F_t \cdot K_d}{[\sigma_F] \cdot \delta} = \frac{338,36 \cdot 1,1}{2,14 \cdot 4} = 43,48 \text{ mm}$$

trong đó $K_d = 1,1$ (bảng 4.7[1])

- Theo bảng 4.1, lấy trị số tiêu chuẩn $b = 50 \text{ mm}$. Chiều rộng bánh đai $B = 63 \text{ mm}$ (bảng 4.5[2])

2.1.4. Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục:

- Lực căng ban đầu được xác định theo công thức (4.12)[1]:

$$F_0 = \sigma_0 \cdot b \cdot \delta = 1,8 \cdot 50 \cdot 4 = 360 \text{ N}$$

- Lực tác dụng lên trục được xác định theo công thức (4.13)[1]:

$$F_r = 2F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 360 \cdot \sin\left(\frac{166}{2}\right) = 714,63 \text{ N}$$

2.1.5. Xác định hệ số ma sát tối thiểu giữa đai và bánh đai:

- Từ điều kiện để không xảy ra trượt trên:

$$F_0 \geq \frac{F_t(e^{f\alpha} + 1)}{2(e^{f\alpha} - 1)}$$

- Suy ra hệ số ma sát tối thiểu giữa đai và bánh đai:

$$f_{\min} = \frac{1}{\alpha_1} \cdot \ln \frac{2F_0 + F_t}{2F_0 - F_t} = \frac{1}{165,63} \cdot \ln \frac{2 \cdot 360 + 338,36}{2 \cdot 360 - 338,36} = 0,35$$

2.1.6. Xác định ứng suất lớn nhất trong dây đai:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{F1} = \sigma_0 + \frac{\sigma_t}{2} + \sigma_v + \sigma_{F1}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{360}{4,50} + \frac{338,36}{2,4 \cdot 50} + 1200 \cdot 11,94^2 \cdot 10^{-6} + 100 \cdot \frac{4}{160} = 5,317 \text{ MPa}$$

Với đai dệt có: $\rho = (1100 \div 1200) \text{ kg/m}^3$

$$E = (100 \div 350) \text{ MPa}$$

2.1.7. Xác định tuổi thọ của đai:

$$L_h = \frac{\left(\frac{\sigma_r}{\sigma_{\max}}\right)^m \cdot 10^7}{2,3600 \cdot i} = \frac{\left(\frac{6}{5,317}\right)^5 \cdot 10^7}{2,3600 \cdot 4,26} = 596,60 \text{ giờ}$$

Trong đó: $\sigma_r = 6 \text{ MPa}$; $i = 4,26 \text{ 1/s}$; $m = 5$

2.1.8. Bảng kết quả tính toán:

Thông số	Giá trị
Đường kính bánh đai nhỏ d_1 (mm)	160
Đường kính bánh đai lớn d_2 (mm)	400
Chiều rộng bánh đai B (mm)	63
Chiều dài đai L (mm)	3150
Tiết diện đai $b \times \delta$ (mm)	50 x 4
Khoảng cách trục a (mm)	952
Góc ôm đai nhỏ α_1 (°)	166
Lực tác dụng lên trục F_r (N)	714,63

Chương III: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN TRONG HỘP GIẢM TỐC

3.1. Thông số đầu vào:

- Công suất trên trục dẫn: $P = P_I = 8,42 \text{ (kW)}$
- Tỷ số truyền: $3,83$
- Momen xoắn trên trục dẫn: 55152 (Nmm)
- Số vòng quay trên trục dẫn: 1458 (vòng/phút)
- Tổng số giờ làm việc: $L_h = 4 \cdot 280 \cdot 2 \cdot 8 = 17920 \text{ h}$

3.2. Chọn vật liệu và tính toán sơ bộ ứng suất cho phép của các bộ truyền bánh răng

Chọn vật liệu

- Do bộ truyền có tải trọng trung bình, không có yêu cầu gì đặc biệt. Theo bảng 6.1[1] ta chọn vật liệu cặp bánh răng như sau:
 - + Bánh chủ động: thép 45 tôi cải thiện đạt độ rắn HB 241 ... 285 có $\sigma_{b1} = 850 \text{ MPa}$, $\sigma_{ch1} = 580 \text{ MPa}$, ta chọn độ rắn bánh nhỏ $HB_1 = 245 \text{ HB}$.
 - + Bánh bị động: thép 45 tôi cải thiện đạt độ rắn HB 192 ... 240 có $\sigma_{b2} = 750 \text{ MPa}$, $\sigma_{ch2} = 450 \text{ MPa}$, ta chọn độ rắn bánh nhỏ $HB_2 = 230 \text{ HB}$.

Xác định ứng suất cho phép:

- Theo bảng 6.2[1] với thép 45, tôi cải thiện đạt độ rắn HB 180 ... 350:

$$\sigma_{H \lim 1}^0 = 2HB + 70 ; s_H = 1,1 ; \sigma_{F \lim 1}^0 = 1,8HB ; s_F = 1,75$$

với $HB_1 = 245 \text{ HB}$, $HB_2 = 230 \text{ HB}$, ta có:

$$\sigma_{H \lim 1}^0 = 2HB + 70 = 2 \cdot 245 + 70 = 560 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F \lim 1}^0 = 1,8HB = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{H \lim 2}^0 = 2HB + 70 = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F \lim 2}^0 = 1,8HB = 1,8 \cdot 230 = 414 \text{ MPa}$$

- Theo công thức 6.5[1], $N_{HO} = 30HB^{2,4}$, do đó:

$$N_{HO1} = 30 \cdot 245^{2,4} = 1,6 \cdot 10^7 ; N_{HO2} = 30 \cdot 230^{2,4} = 1,39 \cdot 10^7$$

- Theo công thức 6.6[1], ở đây ta có tải trọng tĩnh nên:

$$N_{HE1} = N_{FE1} = 60cn_1L_h = 60 \cdot 1 \cdot 567,73 \cdot 10000 = 3,4 \cdot 10^8$$

$$N_{HE2} = N_{FE2} = 60cn_2L_h = 60 \cdot 1 \cdot \frac{567,73}{3,15} \cdot 10000 = 1,08 \cdot 10^8$$

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

Do $N_{FE1} > N_{FO1}$ nên $K_{FL1} = 1$, $N_{FE2} > N_{FO2}$ nên $K_{FL2} = 1$ với $N_{FO1} = N_{FO2} = N_{FO} = 4 \cdot 10^6$.

- Như vậy, theo công thức 6.1a[1] sơ bộ xác định được:

$$[\sigma_H]_1 = \sigma_{H\lim 1}^0 \cdot \frac{0,9K_{HL1}}{s_H} = 560 \cdot \frac{0,9 \cdot 1}{1,1} = 458,2 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \sigma_{H\lim 2}^0 \cdot \frac{0,9K_{HL2}}{s_H} = 530 \cdot \frac{0,9 \cdot 1}{1,1} = 433,6 \text{ MPa}$$

Với bánh côn răng thẳng, ta có:

$$[\sigma_H] = \min([\sigma_H]_1; [\sigma_H]_2) = 433,6 \text{ MPa}$$

- Theo công thức 6.2a[1] với bộ truyền quay 1 chiều $K_{FC} = 1$, ta được:

$$[\sigma_F]_1 = \sigma_{F\lim 1}^0 \cdot \frac{K_{FL1}}{s_F} = 441 \cdot \frac{1}{1,75} = 252 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = \sigma_{F\lim 2}^0 \cdot \frac{K_{FL2}}{s_F} = 414 \cdot \frac{1}{1,75} = 236,6 \text{ MPa}$$

- Ứng suất quá tải cho phép:

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \cdot \sigma_{ch2} = 2,8 \cdot 450 = 1260 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_{1\max} = 0,8 \cdot \sigma_{ch1} = 0,8 \cdot 580 = 464 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_{2\max} = 0,8 \cdot \sigma_{ch2} = 0,8 \cdot 450 = 360 \text{ MPa}$$

3.3. Tính bộ truyền bánh răng côn răng thẳng:

3.3.1 Xác định chiều dài côn ngoài

- Ta có

$$R_e = K_R \cdot \sqrt{u^2 + 1} \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{(1 - K_{be}) \cdot K_{be} \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}}$$

Với bộ truyền răng thẳng bằng thép $K_R = 0,5K_d = 0,5 \cdot 100 = 50 \text{ MPa}^{1/3}$, chọn $K_{be} = 0,285$ theo bảng 6.21[1] với

$$\frac{K_{be} \cdot u}{2 - K_{be}} = \frac{0,285 \cdot 3,15}{2 - 0,285} = 0,52$$

trục bánh côn lắp trên ổ đĩa, sơ đồ I, HB < 350 ta tra được

$$K_{H\beta} = 1,13 ; T_1 = 63921,23 \text{ N.mm}.$$

- Do đó:

$$R_e = 50 \cdot \sqrt{3,15^2 + 1} \cdot \sqrt{\frac{63921,23 \cdot 1,13}{(1 - 0,285) \cdot 0,285 \cdot 3,15 \cdot 433,6^2}} = 139,67 \text{ mm}$$

3.3.2 Xác định các thông số ăn khớp:

- Đường kính chia sơ bộ bánh nhỏ:

$$d_{e1} = \frac{2R_e}{\sqrt{1 + u_2}} = \frac{2 \cdot 139,66}{\sqrt{1 + 3,15^2}} = 84,52 \text{ mm}$$

Tra bảng 6.22 tài liệu [1] chọn $z_{1p} = 19$ răng

- Do độ cứng của vật liệu làm bán răng < 350 HB

$$z_1 = 1,6 \cdot z_{1p} = 1,6 \cdot 19 = 30,4 \text{ răng; chọn } z_{1p} = 30 \text{ răng}$$

- Đường kính trung bình

$$d_{m1} = (1 - 0,5 \cdot K_{be}) \cdot d_{e1} = (1 - 0,5 \cdot 0,285) \cdot 84,52 = 72,47 \text{ mm}$$

- Modun trung bình

$$m_{tm} = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{72,47}{30} = 2,42 \text{ mm}$$

- Modun vòng ngoài

$$m_{te} = \frac{m_{tm}}{1 - 0,5 \cdot K_{be}} = \frac{2,42}{1 - 0,5 \cdot 0,285} = 2,82 \text{ mm}$$

Theo bảng 6.8 tài liệu [1] lấy trị số tiêu chuẩn $m_{te} = 3$ mm, do đó

$$m_{tm} = m_{te} \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be}) = 3 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,285) = 2,57 \text{ mm}$$

$$z_1 = \frac{d_{m1}}{m_{tm}} = \frac{72,47}{2,57} = 28,20$$

Lấy $z_1 = 28$ răng

Số bánh răng lớn $z_2 = u \cdot z_1 = 3,15 \cdot 28 = 88,2$. Lấy $z_2 = 88$ răng

- Do đó tỉ số truyền

$$u_m = \frac{z_2}{z_1} = \frac{88}{28} = 3,1428 \text{ (Sai số } 0,2\% < 4\%, \text{ chấp nhận)}$$

- Góc chia côn

$$\delta_1 = \arctan\left(\frac{z_1}{z_2}\right) = \arctan\left(\frac{28}{88}\right) = 17,65^\circ$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 17,65^\circ = 72,35^\circ$$

Theo bảng 6.20 tài liệu [1], với chọn hệ số dịch chỉnh đều

$$x_1 = 0,31; x_2 = -0,31$$

- Đường kính trung bình của bánh đai nhỏ

$$d_{m1} = z_1 \cdot m_{tm} = 28 \cdot 2,57 = 71,96 \text{ mm}$$

- Chiều dài côn ngoài

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 3 \cdot \sqrt{28^2 + 88^2} = 138,52 \text{ mm}$$

3.3.3. Kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_H \cdot \sqrt{u_m^2 + 1}}{0,85 \cdot b \cdot d_{m1}^2 \cdot u_m}}$$

- Theo bảng 6.5 tài liệu [1], $Z_M = 274 \text{ MPa}^{1/3}$
- Theo bảng 6.12 tài liệu [1] với $x_t = x_1 + x_2 = 0$; $Z_H = 1,76$
- Ta có

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,726}{3}} = 0,871$$

Trong đó

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) = 1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{28} + \frac{1}{88} \right) = 1,726$$

- Ta có

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

- + Với bánh răng côn răng thẳng $K_{H\alpha} = 1$.

$$K_{Hv} = 1 + \frac{v_H \cdot b \cdot d_{m1}}{2T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha}}$$

- + Với:

$$v_H = \delta_H g_o v \sqrt{\frac{d_{m1}(u_m + 1)}{u_m}} = 0,006 \cdot 56 \cdot 2,16 \cdot \sqrt{\frac{71,96(3,1428 + 1)}{3,1428}} = 7,07 \text{ m/s}$$

Trong đó:

- Vận tốc vòng $v = 2,16 \text{ m/s}$; theo bảng 6.13 tài liệu [1], dung cấp chính xác 8.
- Theo bảng 6.15 tài liệu [1], $\delta_H = 0,006$; theo bảng 6.16, $g_o = 56$.

$$b = R_e \cdot K_{be} = 139,67 \cdot 0,285 = 39,81$$

Chọn $b = 40 \text{ mm}$

Do đó: $K_{Hv} = 1,14$

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} = 1 \cdot 1,13 \cdot 1,14 = 1,299$$

- Thay các giá trị vừa tính được, ta có kết quả

$$\sigma_H = 274 \cdot 1,76 \cdot 0,871 \cdot \sqrt{\frac{2,63921 \cdot 23 \cdot 1,299 \cdot \sqrt{3,143^2 + 1}}{0,85 \cdot 40 \cdot 71,96^2 \cdot 3,143}} = 417,89 \text{ MPa}$$

- Do $\sigma_H = 417,89 \text{ MPa} < [\sigma_H] = 433,63 \text{ MPa}$ nên thỏa điều kiện bền.

3.3.4. Kiểm nghiệm bánh răng về độ bền uốn

$$\sigma_{F1} = \frac{2T_1 K_F Y_\varepsilon Y_\beta Y_{F1}}{0,85 b \cdot m_{tm} \cdot d_{m1}}$$

- Với: $K_{be} = 0,285$; $\frac{K_{be} \cdot u}{2 - K_{be}} = 0,52$
- Tra bảng 6.21 tài liệu [1] ta được $K_{F\beta} = 1,25$

$$v_F = \delta_F g_o v \sqrt{\frac{d_{m1}(u_m + 1)}{u_m}} = 0,016.56.2,16 \cdot \sqrt{\frac{71,96.(3,1428 + 1)}{3,1428}} = 18,84$$

trong đó: Theo bảng 6.15 tài liệu [1], $\delta_F = 0,016$; theo bảng 6.16, $g_o = 56$.

- Do đó

$$K_{Fv} = 1 + \frac{v_F \cdot b \cdot d_{m1}}{2T_1 K_{F\beta} K_{F\alpha}} = 1 + \frac{18,91.40.71,96}{2.63921,23.1,25.1} = 1,33$$

$$K_F = K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{Fv} = 1,25.1.1,326 = 1,71$$

- Với răng thẳng: $Y_\beta = 1$

$$\varepsilon_\alpha = 1,726 \text{ nên } Y_\varepsilon = \frac{1}{1,726} = 0,579$$

- Với: $z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{28}{\cos 17,65^\circ} = 29,38$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{88}{\cos 72,35^\circ} = 290,24$$

Hệ số dịch chỉnh $x_1 = 0,31$; $x_2 = -0,31$. Tra bảng 6.18 tài liệu [1] được $Y_{F1} = 3,54$; $Y_{F2} = 3,63$

- Thay các giá trị vào tính, ta được

$$\sigma_{F1} = \frac{2T_1 K_F Y_\varepsilon Y_\beta Y_{F1}}{0,85 b \cdot m_{im} d_{m1}} = \frac{2.63921,23.1,71.0,579.1,3.54}{0,85.40.2,42.71,96} = 70,85 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F1} \cdot Y_{F2}}{Y_{F1}} = \frac{70,85.3,63}{3,54} = 72,65 \text{ MPa}$$

⇒ Như vậy điều kiện uốn được đảm bảo.

3.3.5. Tính toán lực tác dụng lên trục của các bánh răng

- Lực vòng

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2.63921,23}{71,96} = 1776,57 \text{ N}$$

- Lực hướng tâm

$$F_{r1} = F_{\alpha 2} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1 = 1776,57 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 17,65^\circ = 616,18 \text{ N}$$

- Lực dọc trục

$$F_{r2} = F_{\alpha1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_1 = 1776,57 \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin 17,65^\circ = 196,06 \text{ N}$$

Đối với bánh răng côn, ta không kiểm tra quá tải vì hệ thống thùng trộn làm việc với chế độ tải trọng không đổi. Tốc độ quay là cố định và khả năng xảy ra quá tải là không cao. Vì lý do đó, trong phạm vi đồ án này ta không xét đến trạng thái quá tải của các cặp bánh răng..

3.3.6. Bảng thông số hình học bánh răng côn

Thông số	Bánh dẫn	Bánh bị dẫn
Chiều dài côn ngoài	$R_e = 138,52 \text{ mm}$	
Chiều rộng vành răng	$b = 40 \text{ mm}$	
Modun vòng ngoài	$m_{te} = 3 \text{ mm}$	
Tỉ số truyền	$u_{br} = 3,1428$	
Đường kính chia ngoài	$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 = 3 \cdot 28 = 84 \text{ mm}$	$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2 = 3 \cdot 88 = 264 \text{ mm}$
Góc côn chia	$\delta_1 = 17,65^\circ$	$\delta_2 = 72,35^\circ$
Chiều cao răng	$h_e = 2,2 \cdot m_{te} = 2,2 \cdot 3 = 6,6 \text{ mm}$	
Chiều cao đầu răng ngoài	$h_{ae1} = (h_e + x_1 \cdot \cos b) \cdot m_{te} = 3,93$	$h_{ae2} = 2h_{te} \cdot m_{te} - h_{ae1} = 2,07$
Chiều cao chân răng ngoài	$h_{fe1} = h_e - h_{ae1} = 6,6 - 3,93 = 2,67 \text{ mm}$	$h_{fe2} = h_e - h_{ae2} = 6,6 - 2,07 = 4,53 \text{ mm}$
Đường kính vòng đỉnh	$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1 = 88,49 \text{ mm}$	$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2 = 265,26 \text{ mm}$
Vận tốc trung bình	$v_1 = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_{m1}}{60000} = \frac{\pi \cdot 567,73 \cdot 72,47}{60000} = 2,16 \text{ m/s}$	

3.3.7. Điều kiện bôi trơn ngâm dầu của hộp giảm tốc bánh răng côn:

- Bánh răng côn cần được ngâm hết chiều rộng bánh răng lớn h trong dầu
- Khoảng cách giữa mức dầu cao nhất và thấp nhất:

Xét bánh răng côn bị dẫn:

- Chọn chiều cao bánh răng côn bị dẫn cần phải ngâm trong dầu là 12,5 mm.
- Như vậy, chiều cao tối đa mà bánh răng côn cần phải ngâm trong dầu là 27,5 mm.

Chương IV. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ TRỤC VÀ THEN

4.1. Thông số đầu vào

- Momen xoắn trên trục I: 63921,23 Nmm
- Momen xoắn trên trục II: 189166,62 Nmm

4.2. Chọn vật liệu và tính toán sơ bộ kích thước trục

4.2.1. Chọn vật liệu

- Chọn vật liệu chế tạo các trục là thép 45 thường hóa. Các thông số là:
 - + Giới hạn bền: $\sigma_b = 600$ MPa
 - + Giới hạn chảy: $\sigma_{ch} = 340$ MPa
 - + Ứng suất xoắn cho phép: $[\tau] = 12 \div 20$ MPa

4.2.2. Chọn sơ bộ đường kính trục:

- Theo công thức 10.9[1], ta chọn sơ bộ đường kính trục:

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

với $k = 1; 2$ là số thứ tự trục, $T_1 = 63921,23$ Nmm ; $T_2 = 189166,62$ Nmm ,

ta có:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2(12 \div 20)}} = 25,19 \div 29,86 \text{ mm}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2(12 \div 20)}} = 36,16 \div 42,88 \text{ mm}$$

- Theo bảng 10.2[1], ta chọn được sơ bộ đường kính trục theo dãy tiêu chuẩn là :

$$d_1 = 30 \text{ mm} ; d_2 = 40 \text{ mm} ; b_1 = 19 \text{ mm} ; b_2 = 23 \text{ mm} .$$

4.2.3. Xác định khoảng cách gối đỡ, điểm đặt lực:

- Theo bảng 10.3[1], ta chọn các kích thước:
 - + $k_1 = 10$ mm : khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến thành trong của hộp hoặc khoảng cách giữa các chi tiết quay.
 - + $k_2 = 10$ mm : khoảng cách từ mặt mút ổ đến thành trong của hộp.
 - + $k_3 = 15$ mm : khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến nắp ổ.
 - + $h_n = 17$ mm : chiều cao nắp ổ và đầu bu-lông.

- Theo bảng 10.4[1] đối với hộp giảm tốc bánh răng côn thẳng, ta tính toán được các khoảng cách gối đỡ:

Trục 1:

Với $d_1 = 30 \text{ mm}$; $b_1 = 19 \text{ mm}$, ta có:

$$+ \quad l_{11} = (2,5 \div 3)d_1 = 75 \div 90 \text{ mm}$$

chọn $l_{11} = 80 \text{ mm}$

$$\begin{aligned} + \quad l_{12} &= -l_{c12} = 0,5(l_{m12} + b_0) + k_3 + h_n + \delta + 1 \\ &= 0,5(45 + 19) + 15 + 17 + 8 + 1 = 73 \text{ mm} \end{aligned}$$

chọn $l_{12} = 74 \text{ mm}$

với: $l_{m12} = (1,2 \div 1,5)d_1 = 36 \div 45 \text{ mm}$, chọn $l_{m12} = 45 \text{ mm}$

$$b_0 = b_1 = 19 \text{ mm}$$

Độ dày cốc lót $\delta = 1 \text{ mm}$

$$\begin{aligned} + \quad l_{13} &= l_{11} + k_1 + k_2 + l_{m13} + 0,5(b_0 - b_{13} \cdot \cos \delta_1) \\ &= 80 + 10 + 10 + 42 + 0,5(19 - 40 \cdot \cos(17,65^\circ)) \\ &= 132,44 \text{ mm} \end{aligned}$$

chọn $l_{13} = 135 \text{ mm}$

với: $b_{13} = 40 \text{ mm}$, $\delta_1 = 17,65^\circ$

$$l_{m13} = (1,2 \div 1,4)d_1 = 36 \div 42 \text{ mm} , \text{ chọn } l_{m13} = 42 \text{ mm}$$

Trục 2:

Với $d_2 = 40 \text{ mm}$; $b_2 = 23 \text{ mm}$ ta có:

$$\begin{aligned} + \quad l_{21} &= l_{m22} + l_{m23} + b_0 + 2k_1 + 2k_2 \\ &= 90 + 56 + 23 + 2 \cdot 10 + 2 \cdot 10 \\ &= 209 \text{ mm} \end{aligned}$$

chọn $l_{21} = 210 \text{ mm}$

với: $b_0 = b_2 = 23 \text{ mm}$

$$l_{m22} = (1,5 \div 2,5)d_2 = 64 \div 100 \text{ mm} , \text{ chọn } l_{m22} = 90 \text{ mm}$$

$$l_{m23} = (1,2 \div 1,4)d_2 = 48 \div 56 \text{ mm} , \text{ chọn } l_{m23} = 56 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} + \quad l_{23} &= l_{m22} + 0,5 \cdot b_{13} \cdot \cos \delta_2 + k_1 + k_2 \\ &= 90 + 0,5 \cdot 40 \cdot \cos(72,35^\circ) + 10 + 10 \\ &= 116,06 \text{ mm} \end{aligned}$$

chọn $l_{23} = 116 \text{ mm}$

$$\begin{aligned} + \quad l_{kn} &= 0,5(l_{mkn} + b_0) + k_3 + h_n \\ &= 0,5(64 + 23) + 15 + 17 \\ &= 75,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

chọn $l_{kn} = 76 \text{ mm}$

với: $l_{mkn} = (1,5 \div 2,5)d_2 = 64 \div 100 = 64 \text{ mm}$ (mayơ nửa khớp nối trục đàn hồi).

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

Trục 1:

- Lực tác dụng lên bánh răng côn:

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 63921,23}{71,96} = 1776,58 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1 = 1776,58 \cdot \tan(20^\circ) \cdot \cos(17,65^\circ) = 616,18 \text{ N}$$

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_1 = 1776,58 \cdot \tan(20^\circ) \cdot \sin(17,65^\circ) = 196,06 \text{ N}$$

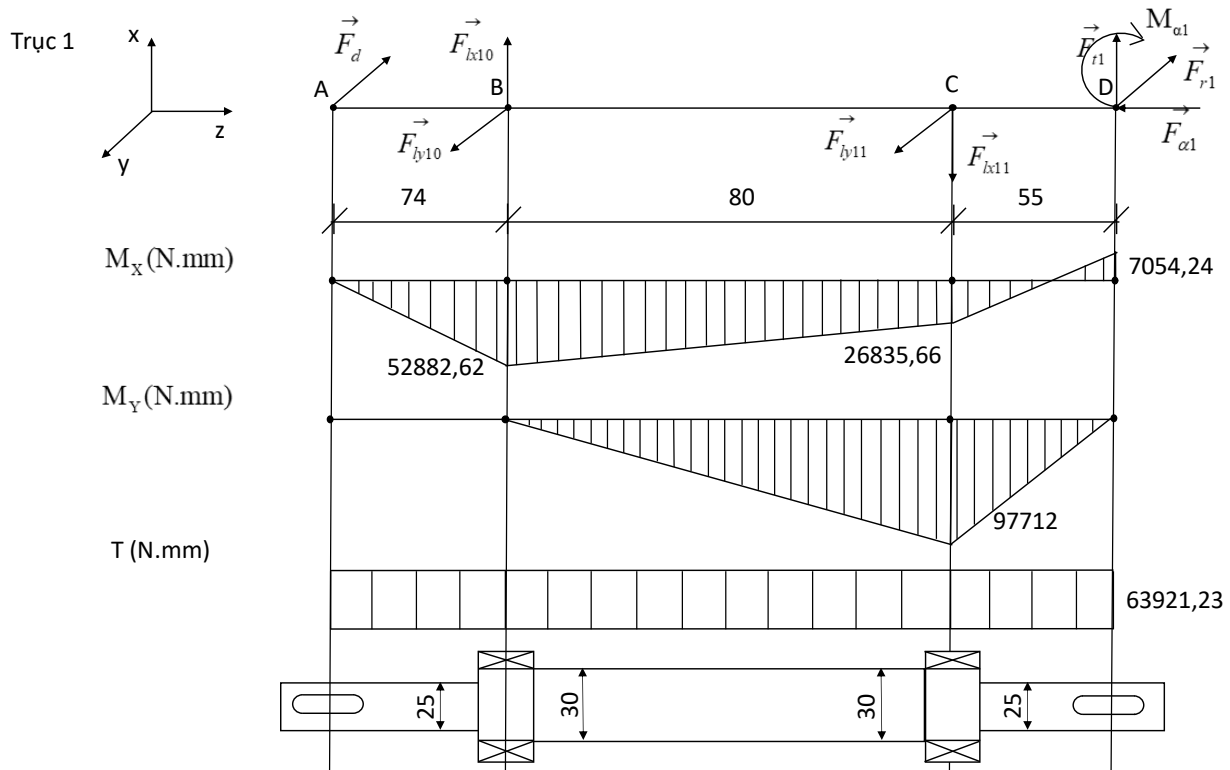
- Lực tác dụng lên bánh đai:

$$F_d = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 360 \cdot 1 \cdot \sin\left(\frac{166}{2}\right) = 714,63 \text{ N}$$

- Momen do lực dọc F_{a1} gây ra:

$$M_{Fa1} = F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} = 196,06 \cdot \frac{71,96}{2} = 7054,24 \text{ Nmm}$$

- Phân tích lực và biểu đồ momen của trục 1:



- Chiều lên mặt phẳng Oyz:

$$\begin{cases} \sum F_y = F_d - F_{ly10} - F_{ly11} + F_{r1} = 0 \\ \sum M_{/A} = 74 \cdot F_{ly10} + 154 \cdot F_{ly11} - 209 \cdot F_{r1} + M_{a1} = 0 \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} F_{ly10} = 1040,22 \text{ N} \\ F_{ly11} = 290,6 \text{ N} \end{cases}$$

- Chiều lên mặt phẳng Oxz:

$$\begin{cases} \sum F_x = F_{lx10} - F_{lx11} + F_{r1} = 0 \\ \sum M_{/B} = 80 \cdot F_{lx11} - 135 \cdot F_{r1} = 0 \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} F_{lx10} = 1221,4 \text{ N} \\ F_{lx11} = 2997,98 \text{ N} \end{cases}$$

- Tính toán đường kính trục:

$$\begin{aligned} d_{A1} &= \sqrt[3]{\frac{M_{tdA1}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_{xA1}^2 + M_{yA1}^2 + 0,75 \cdot T_{A1}^2}}{0,1 \cdot [\sigma]}} \\ &= \sqrt[3]{\frac{\sqrt{0 + 0 + 0,75 \cdot 63921,23^2}}{0,1 \cdot 63}} = 20,64 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$d_{B1} = \sqrt[3]{\frac{M_{tdB1}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_{xB1}^2 + M_{yB1}^2 + 0,75 \cdot T_{B1}^2}}{0,1 \cdot [\sigma]}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{\sqrt{52882,6^2 + 0 + 0,75 \cdot 63921,23^2}}{0,1 \cdot 63}} = 23 \text{ mm}$$

$$d_{C1} = \sqrt[3]{\frac{M_{tdC1}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_{xC1}^2 + M_{yC1}^2 + 0,75 \cdot T_{C1}^2}}{0,1 \cdot [\sigma]}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{\sqrt{26835,42^2 + 97712,1^2 + 0,75 \cdot 63921,23^2}}{0,1 \cdot 63}} = 26,37 \text{ mm}$$

$$d_{D1} = \sqrt[3]{\frac{M_{tdD1}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_{xD1}^2 + M_{yD1}^2 + 0,75 \cdot T_{D1}^2}}{0,1 \cdot [\sigma]}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{\sqrt{7054,24^2 + 0 + 0,75 \cdot 63921,23^2}}{0,1 \cdot 63}} = 20,69 \text{ mm}$$

- Chọn đường kính các đoạn trục theo dãy tiêu chuẩn:

$$d_{A1} = 25 \text{ mm} ; d_{B1} = 30 \text{ mm} ; d_{C1} = 30 \text{ mm} ; d_{D1} = 25 \text{ mm}$$

Trục 2:

- Lực tác dụng lên bánh răng côn bị dẫn:

$$F_{t2} = F_{t1} = 1776,58 \text{ N}$$

$$F_{r2} = F_{a1} = 196,06 \text{ N}$$

$$F_{a2} = F_{r1} = 616,18 \text{ N}$$

- Momen do lực dọc trục F_{a2} tác dụng:

$$M_{a2} = F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} = 616,18 \cdot \frac{226,16}{2} = 69677,63 \text{ Nmm}$$

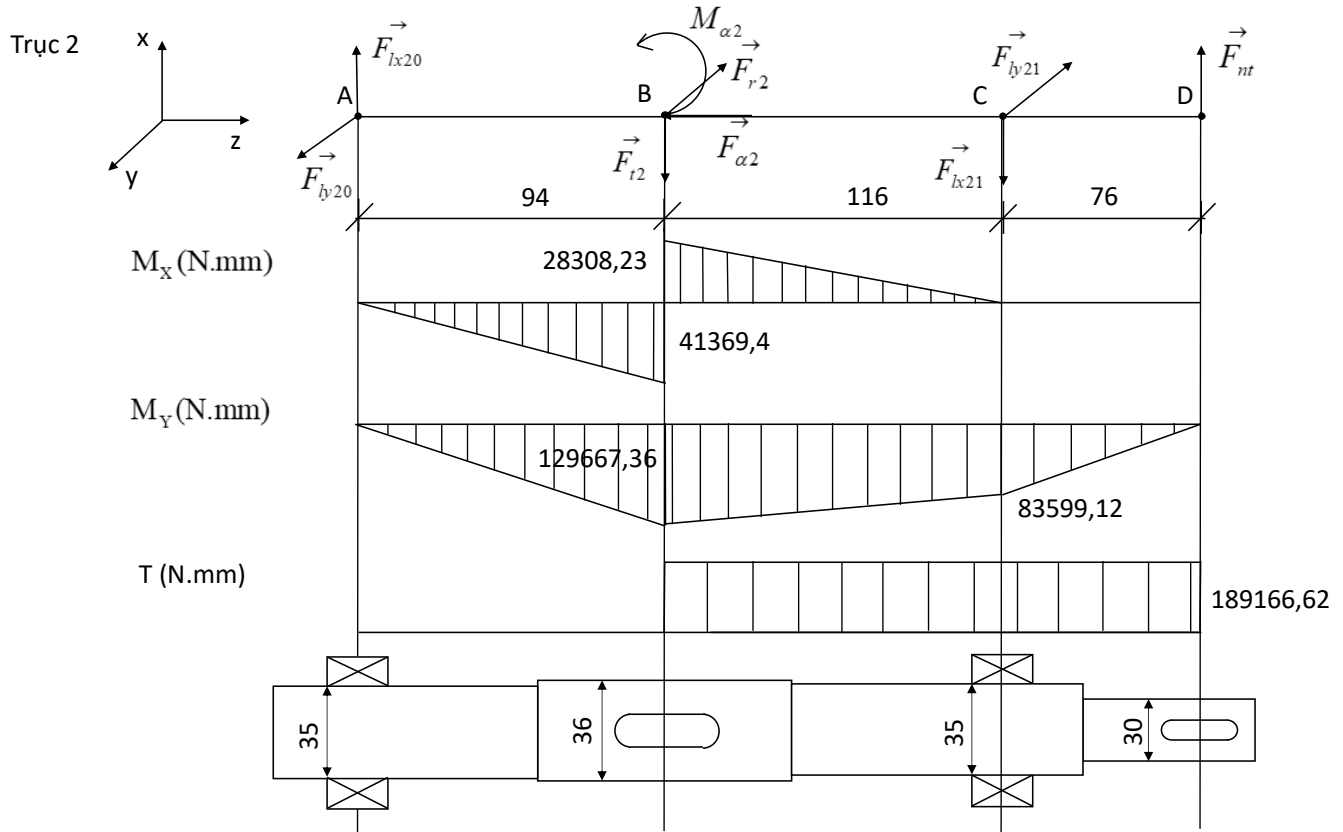
- Lực nối trục (tra bảng 16.10a[1]):

$$F_{nt} = (0,2 \div 0,3) \cdot F_k = (0,2 \div 0,3) \cdot \frac{2T_2}{D_i}$$

$$= (0,2 \div 0,3) \cdot \frac{2 \cdot 189166,62}{105} = 720,63 \div 1080,95 \text{ N}$$

chọn $F_{nt} = 1100 \text{ N}$

- Phân tích lực và biểu đồ momen của trục 2:



- Chiều lên mặt phẳng Oyz:

$$\begin{cases} \sum F_y = F_{ly20} - F_{ly21} - F_{r2} = 0 \\ \sum M_{/A} = -210 \cdot F_{ly21} - 94 \cdot F_{r2} + M_{\alpha2} = 0 \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} F_{ly20} = 440,1 \text{ N} \\ F_{ly21} = 224,04 \text{ N} \end{cases}$$

- Chiều lên mặt phẳng Oxz:

$$\begin{cases} \sum F_x = F_{Lx20} - F_{Lx21} - F_{t2} + F_{nt} = 0 \\ \sum M_{/A} = 94 \cdot F_{t2} + 210 \cdot F_{Lx21} - 286 \cdot F_{nt} = 0 \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} F_{Lx20} = 1379,44 \text{ N} \\ F_{Lx21} = 702,86 \text{ N} \end{cases}$$

- Tính toán đường kính trục:

$$d_{A2} = \sqrt[3]{\frac{M_{tdA2}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_{xA2}^2 + M_{yA2}^2} + 0,75 \cdot T_{A2}^2}{0,1 \cdot [\sigma]}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{\sqrt{0+0+0,75 \cdot 0^2}}{0,1 \cdot 63}} = 0 \text{ mm}$$

$$d_{B2} = \sqrt[3]{\frac{M_{tdB2}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_{xB2}^2 + M_{yB2}^2 + 0,75 \cdot T_{B2}^2}}{0,1 \cdot [\sigma]}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{\sqrt{41369,4^2 + 129667,36^2 + 0,75 \cdot 189166,62^2}}{0,1 \cdot 63}} = 32,33 \text{ mm}$$

$$d_{C2} = \sqrt[3]{\frac{M_{tdC2}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_{xC2}^2 + M_{yC2}^2 + 0,75 \cdot T_{C2}^2}}{0,1 \cdot [\sigma]}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{\sqrt{0^2 + 83599,12^2 + 0,75 \cdot 189166,62^2}}{0,1 \cdot 63}} = 30,79 \text{ mm}$$

$$d_{D2} = \sqrt[3]{\frac{M_{tdD2}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_{xD2}^2 + M_{yD2}^2 + 0,75 \cdot T_{D2}^2}}{0,1 \cdot [\sigma]}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{\sqrt{0+0+0,75 \cdot 189166,62^2}}{0,1 \cdot 63}} = 29,63 \text{ mm}$$

- Chọn đường kính các đoạn trục theo dãy tiêu chuẩn:

$$d_{A2} = 35 \text{ mm} ; d_{B2} = 40 \text{ mm} ; d_{C2} = 35 \text{ mm} ; d_{D2} = 32 \text{ mm}$$

4.3. Tính then:

4.3.1. Kiểm nghiệm theo độ bền mỏi:

Ta kiểm nghiệm hệ số an toàn:

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

- Trong đó:
 - + $[s]$ là hệ số an toàn cho phép. Thông thường $[s] = 1,5 \dots 2,5$ (khi tăng độ cứng $[s] = 2,5 \dots 3$, như vậy không cần kiểm nghiệm về độ cứng trục)
 - + $s_{\sigma j} ; s_{\tau j}$ là hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp, ứng suất tiếp:

$$s_{\sigma j} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma dj} \cdot \sigma_{aj} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_{mj}}$$

$$s_{\tau j} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau dj} \cdot \sigma_{aj} + \psi_{\tau} \cdot \tau_{mj}}$$

+ σ_{-1} ; τ_{-1} lần lượt là giới hạn mỏi uốn và giới hạn mỏi xoắn của vật liệu thép cacbon được tính theo công thức:

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

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 151,73 \text{ MPa}$$

với $\sigma_b = 600 \text{ MPa}$ là giới hạn bền của vật liệu thép 45 thường hóa.

+ $K_\sigma = 1,75$; $K_\tau = 1,5$: hệ số xét đến sự ảnh hưởng của sự tập trung ứng suất đến độ bền mỏi (tra bảng 10.8[1])

+ Vì trục là trục quay nên ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng nên:

- Giá trị trung bình của ứng suất pháp tại tiết diện j là $\sigma_{mj} = 0$.
- Biên độ ứng suất pháp tại tiết diện j là:

$$\sigma_{aj} = \sigma_{\max j} = \frac{M_j}{W_j}$$

với: $M_j = \sqrt{M_{xj}^2 + M_{yj}^2}$, theo công thức 10.15[1]

W_j là momen cản uốn, được tính theo bảng 10.6[1] đối với trục có 2 rãnh then :

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

với giá trị b, t_1 được tra theo d_j trong bảng 9.1[1].

+ Do trục quay 1 chiều nên ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động nên:

$$\tau_{mj} = \tau_{aj} = \frac{\tau_{\max j}}{2} = \frac{T_j}{2W_{0j}}$$

trong đó: T_j là momen xoắn tại tiết diện j

W_{0j} là momen cản xoắn, được tính theo bảng 10.6[1] đối với trục có 2 rãnh then:

$$W_{0j} = \frac{\pi d_j^3}{16} - \frac{bt_1(d_j - t_1)^2}{d_j}$$

với giá trị b, t_1 được tra theo d_j trong bảng 9.1[1].

+ ψ_σ ; ψ_τ là hệ số ảnh hưởng của trị số trung bình đến độ bền mỏi, tra bảng 10.7[1] ta có: $\psi_\sigma = 0,05$; $\psi_\tau = 0$.

+ $K_{\sigma dj}$; $K_{\tau dj}$ – hệ số, được xác định theo các công thức 10.25[1] và 10.26[1]:

$$K_{\sigma dj} = \frac{\frac{K_\sigma}{e_\sigma} + K_x - 1}{K_y} ; K_{\tau dj} = \frac{\frac{K_\tau}{e_\tau} + K_x - 1}{K_y}$$

trong đó: K_x – hệ số tập trung ứng suất cho trạng thái bề mặt: $K_x = 1,06$ (tra bảng 10.8[1])

K_y – hệ số tăng bền bề mặt trục: $K_y = 2$ (tra bảng 10.9[1] với bề mặt trục được thấm Cacbon)

+ ε_{σ} ; ε_{τ} – hệ số kích thước kể đến ảnh hưởng của kích thước tiết diện trục đến giới hạn mỏi, được tra theo bảng 10.10[1].

+ K_{σ} ; K_{τ} – hệ số tập trung ứng suất thực tế khi uốn và xoắn, tra bảng 10.12[1] với rãnh then được cắt bằng dao phay ngón, ta có: $K_{\sigma}=1,76$; $K_{\tau} = 1,54$.

– Từ đó ta lập được bảng kiểm nghiệm độ bền mỏi của trục như sau:

Trục	Vị trí tiết diện	Then b x h x t _l	W _j	W _{0j}	ε_{σ}	ε_{τ}	σ_a	$\tau_a = \tau_m$	s_{σ}	s_{τ}	s
I	A ₁ (25)	8 x 7 x 4	970	2503	0,9	0,85	0	12,77	x	12,7	x
	B ₁ (30)	x	2651	5301	0,88	0,81	20	6,03	12,7	25,7	28,67
	C ₁ (30)	x	2651	5301	0,88	0,81	38,2	6,03	6,6	25,7	26,5
	D ₁ (25)	8 x 7 x 4	970	2503	0,9	0,85	7,3	12,77	35,6	12,7	37,8
II	A ₂ (35)	x	4209	8418	0,87	0,8	0	0	x	x	x
	B ₂ (40)	12 x 8 x 5	4446	10728	0,85	0,78	30,6	8,82	8,28	17,06	19
	C ₂ (35)	x	4209	8418	0,87	0,8	19,9	11,23	12,6	13,6	18,5
	D ₂ (32)	10 x 8 x 5	2078	5295	0,88	0,81	0	17,8	x	8,6	x

⇒ Như vậy, tất cả hệ số an toàn s đều lớn hơn 3. Trục thỏa điều kiện bền mỏi.

4.3.2. Kiểm tra trục về độ bền tĩnh:

Công thức kiểm nghiệm được tính như sau:

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

với:

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{0,1d^3} ; \tau = \frac{T_{\max}}{0,2d^3}$$

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

Trục 1:

$$\sigma_1 = \frac{M_c}{0,1 \cdot 30^3} = 37,53 \text{ MPa} ; \tau_1 = \frac{T_{\max}}{0,2 \cdot 30^3} = 11,84 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{td1} = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau_1^2} = 42,77 \text{ MPa} \leq [\sigma] = 272 \text{ MPa}$$

Trục 2:

$$\sigma_2 = \frac{M_B}{0,1 \cdot 40^3} = 21,26 \text{ MPa} ; \tau_2 = \frac{T_{\max}}{0,2 \cdot 36^3} = 14,77 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{td2} = \sqrt{\sigma_2^2 + 3\tau_2^2} = 33,26 \text{ MPa} \leq [\sigma] = 272 \text{ MPa}$$

⇒ Vậy các trục thỏa độ bền tĩnh.

4.3.3. Kiểm nghiệm then:

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

$$\sigma_d = \frac{2T}{d \cdot l_t \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_d] = 150 \text{ MPa}$$

$$\tau_c = \frac{2T}{d \cdot l_t \cdot b} \leq [\tau_c] = 60 \text{ MPa}$$

với: T là momen xoắn trên trục

d là đường kính trục tại tiết diện sử dụng then

chiều dài then $l_t = 0,8 \cdot l_m$; h là chiều cao then ; t_1 là chiều sâu rãnh then.

- Ta có bảng kiểm nghiệm sau:

Trục	Đường kính d	b x h x t ₁	l _t	σ_d	τ_c
I	25	8 x 7 x 4	28	60,88	30,44
	25	8 x 7 x 4	28	60,88	30,44
II	40	12 x 8 x 5	38,4	82,1	20,53
	32	10 x 8 x 5	44,8	87,97	26,4

⇒ Vậy các then đều thỏa điều kiện

Chương V. TÍNH CHỌN Ổ LĂN VÀ NỐI TRỤC

- Thời gian làm việc:

$$L_h = 10000 \text{ h}$$

- Tải trọng tĩnh.

5.1. Tính chọn ổ lăn trục 1:

- Đường kính vòng trong: $d_1 = 30 \text{ mm}$
- Số vòng quay: $n_1 = 567,73 \text{ vòng/phút}$
- Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ B₁:

$$F_{rB1} = \sqrt{R_{xB1}^2 + R_{yB1}^2} = \sqrt{1221,4^2 + 1040,22^2} = 1604,33 \text{ N}$$

- Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ C₁:

$$F_{rC1} = \sqrt{R_{xC1}^2 + R_{yC1}^2} = \sqrt{2997,98^2 + 290,6^2} = 3012,03 \text{ N}$$

- Lực dọc trục:

$$F_{a1} = 196,06 \text{ N}$$

- Trục 1 là trục đầu vào, làm việc ở tốc độ quay cao, lại có bánh răng côn nên ưu tiên dùng ổ đĩa côn. Tra bảng P2.11[1] ta chọn sơ bộ:

Số hiệu	d (mm)	D (mm)	B (mm)	T (mm)	r (mm)	α	C (kN)	C_0 (kN)
7206	30	62	16	17,25	1,5	13,67	29,8	22,3

- Theo bảng 11.4[1], ta có:

$$e = 1,5 \cdot \tan \alpha = 1,5 \cdot \tan(13,67) = 0,36$$

- Tổng lực dọc trục tác dụng lên các ổ:

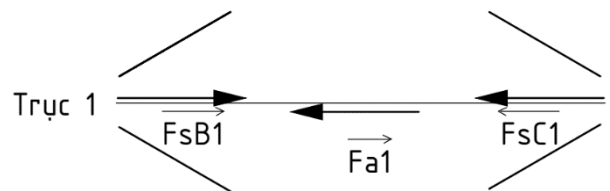
Tại B:

$$\begin{aligned} \sum F_{aB1} &= F_{sC1} - F_{a1} = 0,83 \cdot e \cdot F_{rC1} + F_{a1} \\ &= 0,83 \cdot 0,36 \cdot 3012,03 + 196,06 \\ &= 1096,05 \text{ N} \end{aligned}$$

và:

$$F_{sB1} = 0,83 \cdot e \cdot F_{rB1} = 0,83 \cdot 0,36 \cdot 1604,33 = 479,37 \text{ N}$$

$$\text{Do } \sum F_{aB1} > F_{sB1} \text{ nên } F_{sB1} = F_{aB1} = 1096,05 \text{ N}$$



Tại C:

$$\begin{aligned}\sum F_{\alpha C1} &= F_{sB1} - F_{\alpha 1} \\ &= 479,37 - 196,06 \\ &= 283,31 \text{ N}\end{aligned}$$

Và

$$F_{sC1} = 0,83.e.F_{rC1} = 0,83.0,36.3012,03 = 890 \text{ N}$$

$$\text{Do } \sum F_{\alpha C1} < F_{sC1} \text{ nên } F_{sC1} = F_{\alpha C1} = 890 \text{ N}$$

- Như vậy $F_{sB1} > F_{sC1}$ nên ta tính toán ổ theo thông số tại B1
- Xét $\frac{F_{\alpha B1}}{V.F_{rB}} = \frac{1096,05}{1.1604,33} = 0,68 > e$ ($V = 1$ do vòng trong quay)

Tra bảng 11.4 tài liệu [1] nên $X = 0,4$; $Y = 0,4.\cotg(\alpha) = 0,4.\cotg(13,67) = 1,64$

- Tải trọng quy ước trên ổ:
 $Q_{B1} = (XVF_{rB1} + YF_{\alpha B1})K_t K_d = (0,4.1.1604,33 + 1,64.1096,05).1.1,2 = 2921,2 \text{ N}$

Với: $V = 1$: Vòng quay trong

$K_t = 1$: Hệ số ảnh hưởng nhiệt độ

$K_d = 1,2$: Áp dụng cho chế độ làm việc tải va đập nhẹ, quá tải ngắn hạn, tra bảng

11.3 tài liệu [1]

- Thời gian làm việc của ổ đĩa côn là: $L_h = 10000 \text{ h}$
- Thời gian làm việc tính bằng triệu vòng:

$$L = \frac{60.n_1.L_h}{10^6} = \frac{60.567,73.10000}{10^6} = 340,64 \text{ tr}$$

- Khả năng tải động:

$$C_m = Q_{B1} \cdot \sqrt[m]{L} = 2921,2 \cdot \sqrt[10]{340,64} = 16797,71 \text{ N} < C = 29,8 \text{ kN}$$

trong đó $m = \frac{10}{3}$: do sử dụng ổ đĩa

- Tuổi thọ thật sự của ổ:

$$L = \left(\frac{C}{Q} \right)^m = \left(\frac{29800}{3614,44} \right)^{\frac{10}{3}} = 3304,1 \text{ tr}$$

$$L_h = \frac{10^6.L}{60.n_1} = 96997 \text{ h}$$

Kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh:

- Đối với ổ đĩa ta tra bảng 11.6 tài liệu [1] ta có:

$$X_0 = 0,5 ; Y_0 = 0,22 \cdot \cotg(\alpha) = 0,22 \cdot \cotg(13,67) = 0,9$$

$$Q_{0C1} = X_0 \cdot F_{rC1} + Y_0 \cdot F_{\alpha C1} = 0,5 \cdot 3012,03 + 0,9 \cdot 890 = 2307 \text{ N} < F_{rB1}$$

Như vậy $Q_{0C1} = 2307 \text{ N} < C_0 = 22300 \text{ N}$

Vậy ổ thỏa điều kiện tải tĩnh.

5.2. Tính chọn ổ lăn trục 2:

- Đường kính vòng trong: $d_2 = 35 \text{ mm}$
- Số vòng quay: $n_2 = 180,23 \text{ vòng/phút}$
- Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ B₁:

$$F_{rA2} = \sqrt{R_{xA2}^2 + R_{yA2}^2} = \sqrt{1379,44^2 + 440,1^2} = 1447,94 \text{ N}$$

- Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ C₁:

$$F_{rC2} = \sqrt{R_{xC2}^2 + R_{yC2}^2} = \sqrt{702,86^2 + 224,04^2} = 737,7 \text{ N}$$

- Lực dọc trục:

$$F_{\alpha 2} = 616,18 \text{ N}$$

- Trục 1 là trục đầu vào, làm việc ở tốc độ quay cao, lại có bánh răng côn nên ưu tiên dùng ổ đĩa côn. Tra bảng **P2.11[1]** ta chọn sơ bộ:

Số hiệu	d (mm)	D (mm)	B (mm)	T (mm)	r (mm)	α	C (kN)	C_0 (kN)
2007107	35	62	17	18	1,5	10,25	25,6	23

- Theo bảng **11.4[1]**, ta có:

$$e = 1,5 \cdot \tan \alpha = 1,5 \cdot \tan(13,83) = 0,27$$

- Tổng lực dọc trục tác dụng lên các ổ:

Tại A:

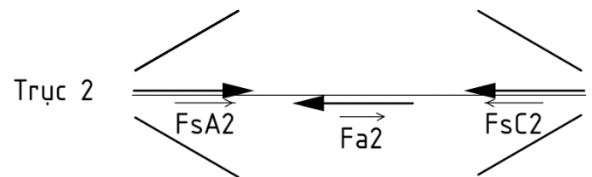
$$\begin{aligned} \sum F_{\alpha A2} &= F_{sC1} + F_{\alpha 1} = 0,83 \cdot e \cdot F_{rC2} + F_{\alpha 2} \\ &= 0,83 \cdot 0,27 \cdot 737,7 + 616,18 \\ &= 781,5 \text{ N} \end{aligned}$$

và:

$$F_{sA2} = 0,83 \cdot e \cdot F_{rA2} = 0,83 \cdot 0,27 \cdot 1447,94 = 324,48 \text{ N}$$

$$\text{Do } \sum F_{\alpha B1} > F_{sB1} \text{ nên } F_{sA2} = F_{\alpha A2} = 781,5 \text{ N}$$

Tại C:



$$\begin{aligned}\sum F_{\alpha C2} &= F_{sA2} + F_{\alpha 2} \\ &= 324,41 - 616,18 \\ &= -291,77\text{N}\end{aligned}$$

Và

$$F_{sC2} = 0,83.e.F_{rC2} = 0,83.0,27.737,7 = 165,32\text{ N}$$

$$\text{Do } \sum F_{\alpha C2} < F_{sC2} \text{ nên } F_{sC2} = F_{\alpha C2} = 165,32\text{N}$$

- Như vậy $F_{sA2} > F_{sC2}$ nên ta tính toán ổ theo thông số tại A2

$$\text{Xét } \frac{F_{\alpha A2}}{V.F_{rA2}} = \frac{781,5}{1.1447,94} = 0,54 > e \quad (V = 1 \text{ do vòng trong quay})$$

Tra bảng 11.4 tài liệu [1] nên $X = 0,4$; $Y = 0,4.\cotg(\alpha) = 0,4.\cotg(10,25) = 2,21$

- Tải trọng quy ước trên ổ:

$$Q_{A2} = (XVF_{rA2} + YF_{\alpha A2})K_t K_d = (0,4.1.1447,94 + 2,21.781,5).1.1,2 = 2767,55\text{N}$$

Với: $V = 1$: Vòng quay trong

$K_t = 1$: Hệ số ảnh hưởng nhiệt độ

$K_d = 1,2$: Áp dụng cho chế độ làm việc tải va đập nhẹ, quá tải ngắn hạn, tra bảng

11.3 tài liệu [1]

- Thời gian làm việc của ổ đĩa côn là: $L_h = 10000\text{ h}$

- Thời gian làm việc tính bằng triệu vòng:

$$L = \frac{60.n_2.L_h}{10^6} = \frac{60.180,23.10000}{10^6} = 108,14\text{ tr}$$

- Khả năng tải động:

$$C_m = Q_{A2} \cdot \sqrt[m]{L} = 2767,55 \cdot \sqrt[10]{108,14} = 11280\text{N} < C = 25,6\text{kN}$$

trong đó $m = \frac{10}{3}$: do sử dụng ổ đĩa

- Tuổi thọ thật sự của ổ:

$$L = \left(\frac{C}{Q} \right)^m = \left(\frac{25600}{2767,55} \right)^{\frac{10}{3}} = 1661,43\text{ tr}$$

$$L_h = \frac{10^6.L}{60.n_2} = 153639,60\text{ h}$$

Kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh:

- Đối với ổ đĩa ta tra bảng 11.6 tài liệu [1] ta có:

$$X_0 = 0,5 ; Y_0 = 0,22 \cdot \cotg(\alpha) = 0,22 \cdot \cotg(10,25) = 1,2$$

$$Q_{0C2} = X_0 \cdot F_{rC2} + Y_0 \cdot F_{aC2} = 0,5 \cdot 737,7 + 1,2 \cdot 940,59 = 1497,56 \text{ N} > F_{rC2}$$

Như vậy $Q_{0C2} = 1497,56 \text{ N} < C_0 = 23000 \text{ N}$

Vậy ổ thỏa điều kiện tải tĩnh.

5.3. Tính chọn nối trục đàn hồi

- Momen xoắn trục 2: $T_2 = 189166,62 \text{ Nmm} = 189,167 \text{ Nm}$
- Đường kính trục 2: $d_2 = 30 \text{ mm}$
- Tra bảng 16.10a[1], ta có được kích thước cơ bản của nối trục vòng đàn hồi sau:

T, Nm	d	D	d _m	L	l	d ₁	D ₀	Z	n _{max}	B	B ₁	l ₁	D ₃	l ₂
250	32	140	65	165	110	56	105	6	3800	5	42	30	28	32

- Tra bảng 16.10b[1], ta được kích thước cơ bản của vòng đàn hồi sau:

T, Nm	d _c	d ₁	D ₂	l	l ₁	l ₂	l ₃	h
250	14	M10	20	62	34	15	28	1,5

- Kiểm nghiệm sức bền dập:

$$\sigma_d = \frac{2kT}{ZD_0d_c l_3} = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 189166,62}{6 \cdot 105 \cdot 14 \cdot 28} = 1,84 \text{ MPa} < [\sigma_d]$$

trong đó $k = 1,2$: hệ số chế độ làm việc

$$[\sigma_d] = 2 \div 4 \text{ MPa : ứng suất dập cho phép của vòng cao su}$$

⇒ Nối trục thỏa sức bền dập

- Kiểm tra sức bền của chốt:

$$\sigma_u = \frac{k \cdot T \cdot l_0}{0,1 \cdot d_c^3 \cdot D_0 \cdot Z} = \frac{1,2 \cdot 189166,62 \cdot 41,5}{0,1 \cdot 14^3 \cdot 105 \cdot 6} = 54,5 \text{ MPa} < [\sigma_u]$$

$$\text{trong đó } l_0 = l_1 + \frac{l_2}{2} = 34 + \frac{15}{2} = 41,5$$

$$[\sigma_u] = 60 \div 80 \text{ MPa : ứng suất cho phép của chốt}$$

⇒ Chốt thỏa điều kiện bền

Chương VI. THIẾT KẾ VỎ HỘP VÀ CHỌN CÁC CHI TIẾT PHỤ

6.1. Thiết kế vỏ hộp giảm tốc:

- Yêu cầu:
 - + Chỉ tiêu cơ bản của vỏ 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 liệu dùng để đúc hộp giảm tốc là gang xám GX15-32.
 - + Chọn bề mặt ghép song song với mặt đế.
 - + Bề mặt ghép nắp và thân được mài hoặc cạo để lắp sát.
 - + Mặt đáy hộp nghiêng một góc từ 1-2° về phía lỗ tháo dầu nhằm thuận tiện hơn trong việc tháo dầu.
- Bảng kích thước cơ bản của vỏ hộp:

Tên gọi	Biểu thức tính toán
Chiều dày: Thân hộp, δ Nắp hộp, δ_1	$\delta = 0,03d_{e2} + 3 = 7 \text{ mm}$ $\delta_1 = 0,9\delta = 6,3 \text{ mm}$
Gân tăng cứng: Chiều dày, e Chiều cao, h Độ dốc	$e = (0,8 \div 1)\delta = 6 \text{ mm}$ $h < 58$ khoảng 2°
Đường kính: Bulông nền, d_1 Bulông cạnh ổ, d_2 Bulông ghép bích nắp và thân, d_3 Vít ghép nắp ổ, d_4 Vít ghép nắp cửa thăm, d_5	$d_1 > 0,04d_{e2} + 10 > 12 = 16 \text{ mm}$ $d_2 = (0,7 \div 0,8)d_1 = 12 \text{ mm}$ $d_3 = (0,8 \div 0,9)d_2 = 10 \text{ mm}$ $d_4 = (0,6 \div 0,7)d_2 = 8 \text{ mm}$ $d_5 = (0,5 \div 0,6)d_2 = 7 \text{ mm}$
Mặt bích ghép và nắp thân: Chiều dày bích thân hộp, S_3 Chiều dày bích nắp hộp, S_4 Bề rộng bích nắp và thân, K_3	$S_3 = (1,4 \div 1,8)d_3 = 16 \text{ mm}$ $S_4 = (0,9 \div 1)S_3 = 15 \text{ mm}$ $K_3 \approx K_2 - (3 \div 5) = 37$
Kích thước gối trục: Đường kính ngoài và tâm lỗ vít: D_3, D_2 Bề rộng mặt ghép bulông cạnh ổ: K_2	(*) $K_2 = E_2 + R_2 + (3 \div 5) = 41$

Tâm lỗ bulông cạnh ổ: E_2 và C (k là khoảng cách từ tâm bulông đến mép lỗ) Chiều cao h	$E_2 \approx 1,6d_2 = 20 \text{ mm}$ $R_2 \approx 1,3d_2 = 17 \text{ mm}$ h xác định theo kết cấu, phụ thuộc tâm lỗ bulông và kích thước mặt tựa
Mặt đế hộp: Chiều dày: khi không có phần lồi S_1 khi có phần lồi: D_d , S_1 và S_2 Bề rộng mặt đế hộp, K_1 và q	$S_1 \approx (1,3 \div 1,5)d_1 = 23 \text{ mm}$ D_d xác định theo đường kính dao khoét $S_1 \approx (1,4 \div 1,7)d_1 = 27 \text{ mm}$ và $S_2 \approx (1 \div 1,1)d_1 = 17 \text{ mm}$ $K_1 \approx 3d_1 = 48 \text{ mm}$ và $q \geq K_1 + 2\delta = 62 \text{ mm}$
Khe hở giữa các chi tiết: Giữa bánh răng với thành trong hộp Giữa đỉnh bánh răng lớn với đáy hộp Giữa mặt bên các bánh răng với nhau	$\Delta \geq (1 \div 1,2)\delta = 8 \text{ mm}$ $\Delta_1 \geq (3 \div 5)\delta = 35 \text{ mm}$ $\Delta \geq \delta = 7 \text{ mm}$
Số lượng bulông nền Z	$Z = \frac{L+B}{200 \div 300} = 4$

(*) Tra bảng [3] ta có được kích thước gối trục đường kính ngoài và tâm lỗ vít:

Trục	D	D_2	D_3	h	d_4	Z
I	62	86	110	8	M8	6
II	62	86	110	8	M8	6

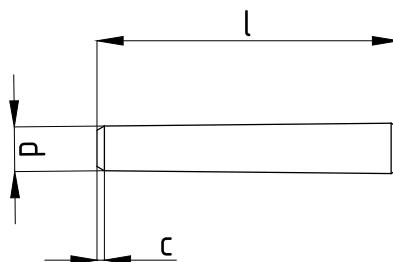
6.2. Thiết kế các chi tiết phụ

6.2.1. Bu lông vòng:

- Vật liệu: thép 25
- Tra bảng 18.3a[1] và 18.b[2] ta chọn được kích thước bu lông vòng như sau:

Ren d	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	h	h_1	h_2	Trọng lượng nâng được a
M8	36	20	8	20	13	18	6	5	120

6.2.2. Chốt định vị:



- Sử dụng chốt định vị hình côn.
- Tra bảng 18.4b[1], ta có được kích thước của chốt định vị sau:

d	c	l
6	1	50

6.2.3 Cửa thăm:

- Để kiểm tra, 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 đẩy bằng nắp. Trên nắp có lắp thêm nút thông hơi.
- Kích thước cửa thăm được chọn theo bảng 18-5 [1] như sau:

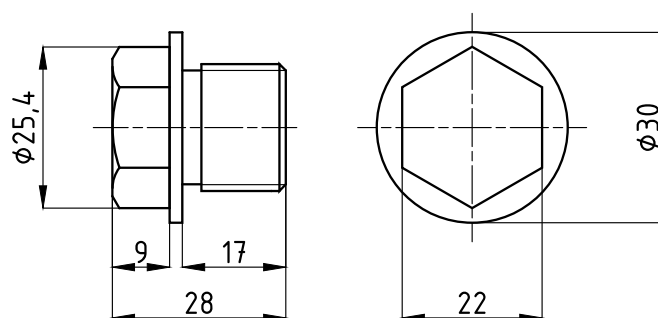
A	B	A1	B1	C	C1	K	R	Vít	Số lượng
100	75	150	100	125	130	87	12	M8x16	4

6.2.4 Nút thông hơi

- Khi làm việc, nhiệt độ trong hộp tăng lên. Để giảm áp suất và điều hòa không khí bên trong và 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 [1]):

A	B	C	D	E	G	H	I	K	L	M	N	O	P	Q	R	S
M27x2	15	30	15	45	36	32	6	4	10	8	22	6	32	18	36	32

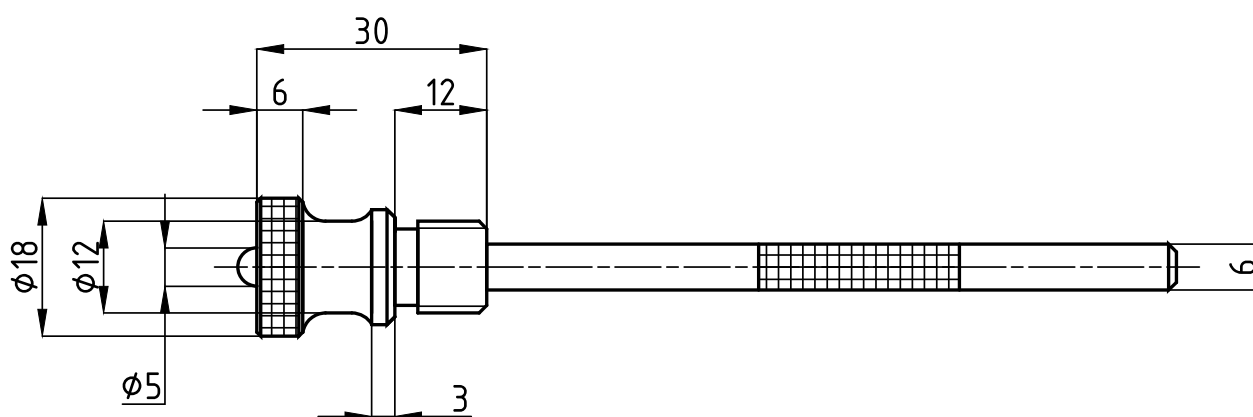
6.2.5 Nút tháo dầu



- Sau một thời gian làm việc, dầu bôi trơn chứa trong hộp bị bẩn (do bụi và do hạt mài) hoặc bị biến chất, do đó cần phải thay dầu mới. Để tháo dầu cũ, ở đáy hộp có lỗ tháo dầu. Lúc làm việc, lỗ được bịt kín bằng nút tháo dầu. Kết cấu và kích thước của nút tháo dầu tra trong bảng 18-8 [1] (nút tháo dầu trụ) như sau:

d	b	m	f	L	c	q	D	S	D ₀
M20x2	15	9	3	28	2,5	17,8	30	22	25,4

6.2.6 Kiểm tra mức dầu



- Ta sử dụng que thăm dầu có kết cấu kích thước như hình để kiểm tra mức dầu:

Chương VII. BÔI TRƠN NGÂM DẦU

- Với vận tốc bánh răng nhỏ ($v \leq 12$ m/s), ta thiết kế HGT được bôi trơn theo phương pháp ngâm dầu để tránh mất mát công suất do khuấy dầu, do tăng nhiệt độ và oxy hóa dầu.
- Chọn dầu bôi trơn: Chọn độ nhớt để bôi trơn phụ thuộc vào vận tốc, vật liệu chế tạo bánh răng theo bảng 18-11 tài liệu [2]: Với vận tốc vòng của HGT trong khoảng 2-2,5 m/s, vật liệu bánh răng là thép C45 tôi cải thiện, ta tra được độ nhớt của dầu ở 50°C là 186 theo chỉ số Centistock. Sau đó tra bảng 18-13 tài liệu [2] có được loại dầu thích hợp để bôi trơn HGT là dầu ô tô máy kéo AK-20.

Chương VIII. CHỌN DUNG SAI LẮP GHÉP

8.1. Chọn cấp chính xác

- Đối với bánh răng chọn cấp chính xác là như đã tính toán
- Đối với trục là 6.
- Then và các rãnh then chọn cấp chính xác là 9
- Đối với gia công các lỗ chọn cấp chính xác là 7.
- Đối với các chi tiết khác chọn cấp chính xác cho sự sai lệch của độ song song, độ vuông góc, độ nghiêng, độ đảo mặt mút, độ đảo mặt mút toàn phần là 8
- Đối với sự sai lệch của độ đảo hướng kính và độ đảo hướng kính toàn phần, độ đồng trục, độ đối xứng, độ giao trục ta chọn cấp chính xác là 8.

8.2. Chọn kiểu lắp ghép

- Dựa vào kết cấu và yêu cầu làm việc, chế độ tải của các chi tiết trong hộp giảm tốc mà ta chọn các kiểu lắp ghép như sau:
- **Dung sai lắp ghép bánh răng:** Bánh răng côn yêu cầu có độ đồng tâm cao, chịu tải trọng va đập lớn, đề phòng quay và di trượt $H7/k6$.
- **Dung sai lắp ghép ổ lăn:** Lắp vòng trong lên trục theo hệ thống lỗ, lắp vòng ngoài vào vỏ hộp theo hệ thống trục.

Vòng trong ổ lăn chịu tải tuần hoàn, ta chọn kiểu lắp trung gian có độ dôi, để khi làm việc vòng ổ không bị trượt theo bề mặt trục. Vì vậy, chọn kiểu lắp $k6$ để tạo điều kiện cho ổ mòn đều hơn. Vòng ngoài ổ lăn không quay nên chịu tải cục bộ. Để ổ có thể di chuyển dọc trục khi nở nhiệt trong quá trình làm việc, tránh cho ổ bị kẹt bị, ta chọn kiểu lắp $H7$.

- **Dung sai lắp ghép vòng chắn dầu:** Để đề phòng quay và di trượt, khả năng định tâm và không yêu cầu tháo lắp thường xuyên $H7/js6$
- **Dung sai lắp ghép mối ghép then:** Theo chiều rộng b , chọn kiểu lắp trên trục là $N9/h9$ và kiểu lắp trên bạc là $Js9/h9$
- **Dung sai lắp ghép nắp ổ và ống lót:** Để dễ dàng tháo lắp và dịch chuyển dọc trục, ta chọn kiểu lắp $H7/h6$ cho nắp ổ và ống lót.

Sau khi chọn lắp ghép, tra bảng 1,2 phụ lục 1 tài liệu [4], bảng 20-6 và bảng phụ lục P4.3 tài liệu [1] ta có bảng dung sai lắp ghép như sau: (Các sai lệch giới hạn, độ hở lớn nhất và độ dôi

lớn nhất lấy đơn vị là μm)

Bảng dung sai lắp ghép:

	Lắp ghép		Sai lệch giới hạn của lỗ (μm)	Sai lệch giới hạn của trục (μm)
Lắp bánh răng lên trục	Trục 1	$\phi 25 \frac{H7}{k6}$	+21 0	+15 +2
	Trục 2	$\phi 40 \frac{H7}{k6}$	+25 0	+18 +2
Lắp ổ lăn lên trục (vòng trong)	Trục 1	$\phi 30k6$		+15 +2
	Trục 2	$\phi 35k6$		+15 +2
Lắp ổ lăn lên trục (vòng ngoài)	Trục 1	$\phi 62H7$	+30 0	
	Trục 2	$\phi 62H7$	+30 0	
Lắp vòng chắn dầu lên trên trục	Trục 1	$\phi 25 \frac{H7}{js6}$	+21 0	+6,5 -6,5
	Trục 2	$\phi 35 \frac{H7}{js6}$	+25 0	+8 +8
Lắp then trên trục	Trục 1	$8 \frac{N9}{h9}$ (8x7x4)	0 -36	0 -36

		$8 \frac{N9}{h9}$ (8x7x4).	0 -36	0 -36
	Trục 2	$12 \frac{N9}{h9}$ (12x8x5).	0 -43	0 -43
		$10 \frac{N9}{h9}$ (10x8x5).	0 -36	0 -36
Lắp then trên bạc	Trục 1	$8 \frac{Js9}{h9}$ (8x7x4).	+18 -18	0 -36
		$8 \frac{Js9}{h9}$ (8x7x4).	+18 -18	0 -36
	Trục 2	$12 \frac{Js9}{h9}$ (12x8x5).	+21 -21	0 -43
		$10 \frac{Js9}{h9}$ (10x8x5).	+18 -18	0 -36
Lắp nắp ổ lên vỏ hộp	Trục 1	$\phi 62 \frac{H7}{h6}$	+30 0	0 -19
	Trục 1	$\phi 62 \frac{H7}{h6}$	+30 0	0 -19

		$\phi 62 \frac{H7}{h6}$	+30 0	0 -19
Lắp ống lót lên vỏ hộp	Trục 1	$\phi 78 \frac{H7}{h6}$	+30 0	0 -19
	Trục 2	$\phi 78 \frac{H7}{h6}$	+30 0	0 -19

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Trịnh Chất – Lê Văn Uyển, Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, tập 1 và Nhà xuất bản giáo dục, 2003.
- [2]. Trịnh Chất – Lê Văn Uyển, Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, tập 2 và Nhà xuất bản giáo dục, 2003.
- [3]. Nguyễn Hữu Lộc, Cơ sở thiết kế máy. Nhà xuất bản Đại học quốc gia TP. Hồ Chí Minh, 2004.
- [4] Nguyễn Hữu Lộc, Thiết kế máy và chi tiết máy, Nhà xuất bản Đại học quốc gia Tp.HCM, 2020.
- [5]. Ninh Đức Tồn, Dung sai và lắp ghép. Nhà xuất bản Giáo dục Hà Nội, 2001.