

ĐẠI HỌC QUỐC GIA THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH

TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA

KHOA CƠ KHÍ

BỘ MÔN THIẾT KẾ MÁY

\*\*\*



## ĐỒ ÁN HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG ME3145

HỌC KÌ 211 – NĂM HỌC: 2021-2022

HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG THÙNG QUAY LÀM SẠCH BA VIA SAU KHI DẬP

Đề số 3 – Phương án 5

**GVHD:** ThS.Thân Trọng Khánh Đạt

**Sinh viên thực hiện:**

Nguyễn Tiến Phát

MSSV: 1914598

Nguyễn Lâm Phi

MSSV: 1914613

**Lớp:**

L08

TP. Hồ Chí Minh, tháng 12 năm 2021

ĐẠI HỌC QUỐC GIA THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH

TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA

KHOA CƠ KHÍ

BỘ MÔN THIẾT KẾ MÁY

## ĐỒ ÁN

### THIẾT KẾ HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG

(ME3145)

Học kỳ I / Năm học 2021-2022

Sinh viên I thực hiện: Nguyễn Tiến Phát

MSSV: 1914598

Sinh viên II thực hiện: Nguyễn Lâm Phi

MSSV: 1914613

Người hướng dẫn: ThS Thân Trọng Khánh Đạt

Ký tên bảo vệ:

Ngày bắt đầu: 03/09/2021

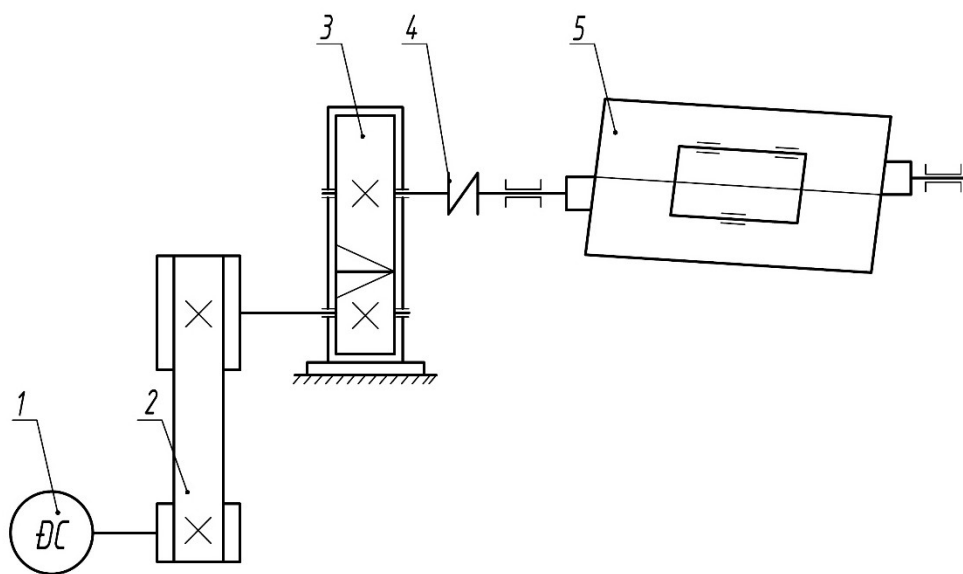
Ngày kết thúc:

Ngày bảo vệ:

## ĐỀ TÀI

**Đề số 3: THIẾT KẾ HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG THÙNG QUAY LÀM SẠCH BA VIA SAU KHI DẬP**

### Phương án số 5



**Hệ thống dẫn động gồm:**

1: Động cơ điện                      2: Bộ truyền đai thang                      3: Hộp giảm tốc bánh răng nghiêng 1 cấp

4: Nối trục xích 5: Thùng quay

**Số liệu thiết kế:**

Lực vòng trên thùng,  $F\text{ (N)}$ : 1700

Vận tốc vòng của thùng,  $v\text{ (m/s)}$ : 3,5

Đường kính thùng,  $D\text{ (mm)}$ : 600

Thời gian phục vụ,  $L\text{ (năm)}$ : 6

Quay 1 chiều, làm việc 2 ca (Làm việc 300 giờ/năm, 8 giờ/ca)

**Nội dung**

Tuần lễ	Nội dung thực hiện
1-2	Nhận đề tài, phổ biến nội dung Đồ án. Tìm hiểu truyền động cơ khí trong máy. Xác định công suất động cơ và phân phối tỉ số truyền.
2-4	Tính toán thiết kế các chi tiết máy: các bộ truyền, trục (bố trí các chi tiết lắp trên trục), chọn ổ, then, nối trục đàn hồi, thân hộp giảm tốc, các chi tiết khác của hệ thống truyền động, chọn bulông và các chi tiết phụ khác.
5-8	Vẽ phác thảo và hoàn chỉnh kết cấu trên bản vẽ phác.
5-9	Xác định dung sai lắp ghép.
8-14	Vẽ hoàn thiện bản vẽ lắp.
14-15	Vẽ bản vẽ chi tiết, hoàn thành tài liệu thiết kế (thuyết minh, bản vẽ). Người hướng dẫn ký duyệt.

## LỜI NÓI ĐẦU

Đất nước chúng ta đang ngày càng phát triển, mục tiêu trở thành một nước công nghiệp hóa, hiện đại hóa. Để thực hiện được mục tiêu đó thì khoa học kỹ thuật đóng vai trò rất quan trọng. Áp dụng những thành tựu khoa học kỹ thuật này giúp tăng năng suất lao động, thay thế sức lao động của con người. Vì vậy các hệ thống cơ khí chính là thành tựu điển hình và quan trọng nhất trong việc tự động hóa và cải thiện năng suất lao động.

Thiết kế và phát triển các hệ thống truyền động là vấn đề cốt lõi trong cơ khí. Nền công nghiệp hàng đầu phải luôn đi đôi với nền cơ khí hiện đại. Vì thế nên việc thiết kế và cải tiến những hệ thống truyền động là công việc rất quan trọng trong công cuộc công nghiệp hóa, hiện đại hóa đất nước. Trong cuộc sống ta có thể bắt gặp những hệ thống truyền động ở mọi nơi, có thể nói rằng nó đóng một vai trò quan trọng trong cuộc sống sinh hoạt và sản xuất của chúng ta. Hiểu biết, nắm vững và vận dụng tốt lý thuyết vào thiết kế các hệ thống truyền động là những yêu cầu rất cần thiết đối với sinh viên ngành cơ điện tử.

Đồ án Hệ Thống Truyền Động là một môn học giúp cho sinh viên ngành cơ điện tử có bước đi chập chững và làm quen với công việc thiết kế mà mỗi người kỹ sư cơ điện sẽ gắn cả cuộc đời của mình vào đó. Học tốt môn này sẽ giúp cho sinh viên có cái nhìn tốt về công việc trong tương lai, qua đó có cách nhìn nhận đúng đắn hơn về con đường học tập, đồng thời tăng thêm lòng nhiệt huyết, yêu nghề cho mỗi sinh viên. Không những thế thực hiện đồ án sẽ là thử thách thực sự đối với những kỹ năng mà sinh viên đã được học từ những kì trước như Vẽ Cơ Khí, kỹ năng sử dụng các phần mềm như Autocad Mechanical, Solidwork,... cùng với những kiến thức từ các môn học nền tảng như: Nguyên Lí Máy, Chi Tiết Máy, Cơ Lý Thuyết...

Trong quá trình thực hiện đồ án, chúng em nhận được sự chỉ dẫn rất tận tình của thầy **Thân Trọng Khánh Đạt** và các bạn trong Khoa Cơ Khí. Sự giúp đỡ của thầy là nguồn động lực lớn lao cổ vũ cho chúng em để hoàn thành Đồ án môn học.

Do đây là bản thiết kế kỹ thuật đầu tiên mà chúng em thực hiện với kiến thức còn hạn hẹp nên chắc chắn sẽ không tránh khỏi những thiếu sót. Chúng em rất mong nhận được sự góp ý chân thành từ phía các thầy cô và các bạn. Chúng em xin chân thành cảm ơn!

Sinh viên thực hiện

Nguyễn Lâm Phi – Nguyễn Tiến Phát

## MỤC LỤC

<b>Chương 1: TÍNH CHỌN CÔNG SUẤT ĐỘNG CƠ ĐIỆN VÀ PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN</b> .....	1
1.1. Chọn động cơ điện .....	1
1.2. Phân phối tỷ số truyền.....	2
1.3. Bảng phân phối tỉ số truyền .....	3
<b>Chương 2: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN NGOÀI</b> .....	4
2.1. Thông số ban đầu .....	4
2.2. Chọn loại đai .....	4
2.3. Chọn đường kính bánh đai .....	4
2.4. Tính tỉ số truyền thực tế $u$ .....	5
2.5. Tính khoảng cách trục và chiều dài tính toán của đai .....	5
2.6. Tính góc ôm bánh đai nhỏ.....	6
2.7. Số dây đai $Z$ .....	6
2.8. Xác định chiều rộng bánh đai .....	7
2.9. Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục: .....	8
2.10. Bảng thông số bộ truyền đai .....	9
<b>Chương 3: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN TRONG HỘP GIẢM TỐC</b> .....	10
3.1. Chọn vật liệu .....	10
3.2. Tính toán ứng suất cho phép .....	10
3.2.1. Chu kỳ làm việc cơ sở.....	10
3.2.2. Chu kỳ làm việc tương đương.....	10
3.2.3. Giới hạn mỏi tiếp xúc và giới hạn mỏi uốn.....	10
3.2.4. Ứng suất tiếp xúc cho phép sơ bộ .....	11
3.2.5. Ứng suất uốn cho phép sơ bộ .....	11

3.3. Tính toán các thông số bánh răng: .....	11
3.3.1. Hệ số phân bố không đều tải trọng.....	11
3.3.2. Khoảng cách trục.....	12
3.3.3. Môđun răng .....	12
3.3.4. Số răng theo điều kiện góc nghiêng .....	12
3.3.5. Góc nghiêng răng.....	12
3.3.6. Tỷ số truyền .....	12
3.3.7 Các thông số hình học của bộ truyền bánh răng .....	12
3.4. Tính toán kiểm nghiệm .....	13
3.4.1. Vận tốc vòng của bánh răng.....	13
3.4.2. Hệ số tải trọng .....	13
3.4.3. Kiểm nghiệm giá trị ứng suất tiếp xúc .....	13
3.4.4. Kiểm nghiệm giá trị ứng suất uốn.....	14
3.5. Lực tác dụng lên bộ truyền: .....	15
3.6. Kiểm định bôi trơn.....	15
3.6.1. Chọn dầu bôi trơn.....	15
3.6.2. Chọn mức dầu .....	15
3.7. Bảng thông số thiết kế bánh răng.....	16
<b>Chương 4: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ TRỤC VÀ THEN.....</b>	<b>17</b>
4.1. Thông số đầu vào .....	17
4.2. Chọn vật liệu .....	18
4.3. Đường kính trục sơ bộ.....	18
4.4. Xác định khoảng cách giữa các gối đỡ và điểm đặt lực.....	18
4.5. Tính toán trục I.....	20
4.6. Tính toán trục II .....	23

4.7. Chọn và kiểm nghiệm then .....	26
4.8. Kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi.....	27
4.9. Kiểm nghiệm trục về độ bền tĩnh.....	28
<b>Chương 5: CHỌN Ổ LĂN VÀ NÓI TRỤC .....</b>	<b>30</b>
5.1. Chọn ổ lăn trục I.....	30
5.1.1. Lực hướng tâm tác dụng lên ổ.....	30
5.1.2. Chọn cấp chính xác cho ổ lăn .....	30
5.1.3. Xác định lực dọc trục trên ổ:.....	30
5.1.4. Xác định tải trọng động quy ước.....	31
5.1.5. Tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay .....	32
5.1.6. Khả năng tải động .....	32
5.1.7. Kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh của ổ .....	33
5.2. Chọn ổ lăn trục II .....	33
5.2.1. Lực hướng tâm tác dụng lên ổ.....	33
5.2.2. Chọn cấp chính xác cho ổ lăn .....	34
5.2.3. Xác định lực dọc trục trên ổ.....	34
5.2.4. Xác định tải trọng động quy ước.....	35
5.2.5. Tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay .....	35
5.2.6. Khả năng tải động .....	36
5.2.7. Kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh của ổ .....	36
5.3. Chọn khớp nối.....	37
<b>Chương 6: CHỌN THÂN MÁY, BU LÔNG, CÁC CHI TIẾT PHỤ VÀ DUNG SAI .....</b>	<b>39</b>
6.1. Chọn thân máy .....	39
6.1.1. Yêu cầu.....	39
6.1.2. Xác định các kích thước cơ bản của vỏ hộp.....	39

6.1.3. Gối trục trên vỏ hộp .....	41
6.2. Một số kết cấu khác liên quan đến cấu tạo vỏ hộp.....	41
6.2.1. Bu lông vòng .....	41
6.2.2. Chốt định vị.....	42
6.2.3. Nắp ổ .....	43
6.2.4. Cửa thăm .....	43
6.2.5. Nút thông hơi .....	44
6.2.6. Nút tháo dầu .....	44
6.2.7. Que thăm dầu .....	45
6.3. Các chi tiết phụ khác .....	45
6.3.1. Vòng phốt.....	45
6.3.2. Vòng chắn mỡ .....	46
6.4. Bôi trơn hộp giảm tốc.....	46
6.5. Dung sai và lắp ghép .....	47
6.5.1. Dung sai ổ lăn .....	47
6.5.2. Lắp ghép bánh răng trên trục .....	47
6.5.3. Lắp ghép nắp ổ và thân hộp .....	47
6.5.4. Lắp ghép vòng chắn dầu trên trục .....	47
6.5.5. Lắp chốt định vị .....	47
6.5.6. Lắp ghép then.....	47
6.5.7. Bảng dung sai lắp ghép .....	47
<b>TÀI LIỆU THAM KHẢO .....</b>	<b>50</b>



**Chương 1: TÍNH CHỌN CÔNG SUẤT ĐỘNG CƠ ĐIỆN VÀ PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN****1.1. Chọn động cơ điện**

Hiệu suất truyền động:

Chọn:

Hiệu suất nối trục xích:  $\eta_{nt} = 0,99$

Hiệu suất của bộ truyền bánh răng nghiêng 1 cấp:  $\eta_{br} = 0,97$

Hiệu suất bộ truyền đai thang:  $\eta_{dt} = 0,96$

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

Hiệu suất của toàn bộ hệ thống:

$$\eta = \eta_{nt} \cdot \eta_{br} \cdot \eta_{dt} \cdot \eta_{ol}^3 = 0,99 \cdot 0,97 \cdot 0,96 \cdot 0,99^3 = 0,89$$

Công suất trên bộ phận công tác:

$$P_{lv} = \frac{F \cdot v}{1000} = \frac{1700 \cdot 3,5}{1000} = 5,95 \text{ kW}$$

Công suất cần thiết của động cơ điện:

$$P_{ct} = \frac{P_{lv}}{\eta} = \frac{5,95}{0,89} = 6,65 \text{ kW}$$

Số vòng quay trên bộ phận công tác:

$$n_{lv} = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 3,5}{\pi \cdot 600} = 111,41 \text{ vòng/phút}$$

Chọn tỉ số truyền sơ bộ của hệ thống:

- Tỉ số truyền của bộ truyền đai thang:  $u_d = 3,15$

- Tỉ số truyền của hộp giảm tốc bánh răng nghiêng 1 cấp:  $u_h = 4$

Tỉ số truyền sơ bộ của hệ thống:  $u_{sb} = u_d \cdot u_h = 3,15 \cdot 4 = 12,6$

Số vòng quay sơ bộ của động cơ:  $n_{sb} = u_{sb} \cdot n_{lv} = 12,6 \cdot 111,41 = 1403,77 \text{ vòng/phút}$

Vậy, ta chọn động cơ phải thỏa mãn điều kiện sau:

$$\begin{cases} P_{đc} \geq P_{ct} \\ n_{đc} \approx n_{sb} \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} P_{đc} \geq 6,65 \text{ kW} \\ n_{đc} \approx 1403,77 \text{ vòng/phút} \end{cases}$$

Dựa vào bảng P1.3 trang 237 tài liệu [1], ta chọn động cơ không đồng bộ 3 pha:

Tên động cơ	Công suất (kW)	Vận tốc quay (vòng/phút)	$\cos \varphi$	$\eta \%$	$\frac{T_{max}}{T_{min}}$	$\frac{T_k}{T_{dn}}$
4A132S4Y3	7,5	1455	0,86	87,5	2,2	2,0

## 1.2. Phân phối tỷ số truyền

- Tỉ số truyền thực sau khi chọn động cơ:

$$u_{ch} = \frac{n_{dc}}{n_{lv}} = \frac{1455}{111,41} = 13,06$$

Dựa vào bảng 2.4 tài liệu [1] chọn lại tỉ số truyền:

Tỉ số truyền của bộ truyền đai thang:  $u_d = 3,15$

Vậy tỉ số truyền của hộp giảm tốc bánh răng nghiêng 1 cấp là:

$$u_h = \frac{u_{ch}}{u_d} = \frac{13,06}{3,15} = 4,15$$

- Tính toán công suất trên các trục

$$P_{ctac} = P_{lv} = 5,95 \text{ kW}$$

$$P_{II} = \frac{P_{ctac}}{\eta_{nt} \cdot \eta_{ol}} = \frac{5,95}{0,99 \cdot 0,99} = 6,07 \text{ kW}$$

$$P_I = \frac{P_{II}}{\eta_{ol} \cdot \eta_{br}} = \frac{6,07}{0,99 \cdot 0,97} = 6,32 \text{ kW}$$

$$P_{đctt} = \frac{P_I}{\eta_{ol} \cdot \eta_{đt}} = \frac{6,32}{0,99 \cdot 0,96} = 6,65 \text{ kW}$$

- Tính toán số vòng quay trên các trục:

$$n_{dc} = 1455 \text{ vòng/phút}$$

$$n_I = \frac{n_{dc}}{u_{đt}} = \frac{1455}{3,15} = 461,9 \text{ vòng/phút}$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{u_h} = \frac{461,9}{4,15} = 111,3 \text{ vòng/phút}$$

$$n_{ctac} = \frac{n_{II}}{u_{nt}} = \frac{111,3}{1} = 111,3 \text{ vòng/phút}$$

$$\Delta n_{ctac} = \frac{|n_{ctac} - n_{lv}|}{n_{lv}} = \frac{|111,3 - 111,41|}{111,41} = 0,1\% < 3\%$$

Sai số là chấp nhận được, thỏa mãn điều kiện

• Tính toán moment xoắn trên các trục:

$$T_{dctt} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{dctt}}{n_{dc}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{6,65}{1455} = 43647,77 \text{ Nmm}$$

$$T_I = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_I}{n_I} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{6,32}{461,9} = 130668,98 \text{ Nmm}$$

$$T_{II} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{6,07}{111,3} = 520831,09 \text{ Nmm}$$

$$T_{ctac} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{ctac}}{n_{ctac}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{5,95}{111,3} = 510534,59 \text{ Nmm}$$

### 1.3. Bảng phân phối tỉ số truyền

Trục Thông số	Động cơ	Trục I	Trục II	Trục công tác
Tỉ số truyền $u$	3,15	4,15	1	
Số vòng quay (vòng/phút)	1455	461,9	111,3	111,3
Công suất (kW)	6,65	6,32	6,07	5,95
Moment xoắn (Nmm)	43647,77	130668,98	520831,09	510534,59

**Chương 2: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN NGOÀI****2.1. Thông số ban đầu**

**Thiết kế bộ truyền đai thang** với các thông số đầu vào:

Công suất động cơ  $P_{dc} = 6,65 \text{ kW}$

Số vòng quay động cơ  $n_{dc} = 1455 \text{ vòng/phút}$

Tỉ số truyền  $u = 3,15$

**2.2. Chọn loại đai**

Theo hình 4.1 tài liệu [1], phụ thuộc vào công suất động cơ 6,65 kW và số vòng quay  $n = 1455 \text{ vòng/phút}$ , ta chọn tiết diện đai thang loại B.

Theo bảng 4.13 tài liệu [1], ta chọn đai thang bình thường có kích thước tiết diện  $b_t = 14 \text{ mm}$ ;  $b = 17 \text{ mm}$ ;  $h = 10,5 \text{ mm}$ ;  $y_0 = 4 \text{ mm}$ ; diện tích tiết diện  $A = 138 \text{ mm}^2$ ; đường kính bánh đai nhỏ  $d_1 = 140 \div 180 \text{ mm}$ ; chiều dài đai  $L = 800 \div 6300 \text{ mm}$ .

**2.3. Chọn đường kính bánh đai**

Dựa vào bảng 4.13 tài liệu [1] và dãy đường kính bánh đai nhỏ  $d_1$  tham khảo ta chọn  $d_1 = 160 \text{ mm}$ .

Vận tốc đai:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 160 \cdot 1455}{60000} = 12,19 \text{ m/s}$$

Vận tốc đai nhỏ hơn vận tốc cho phép  $v_{max} = 25 \text{ m/s} \Rightarrow$  Thỏa mãn điều kiện

Theo công thức 4.2 tài liệu [1], đường kính bánh đai lớn:

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

Với  $\xi = 0,01$  là hệ số trượt tương đối.

Theo bảng 4.26 tài liệu [1] chọn đường kính tiêu chuẩn bánh đai lớn  $d_2 = 500 \text{ mm}$

## 2.4. Tính tỉ số truyền thực tế $u$

$$u_{tt} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)} = \frac{500}{160(1 - 0,01)} = 3,16$$

Chênh lệch tỉ số truyền thực tế so với giá trị ban đầu là:

$$\Delta_u = \frac{u_{tt} - u}{u} = \frac{3,16 - 3,15}{3,15} = 0.3\% < 3\%$$

=> Thỏa mãn điều kiện

## 2.5. Tính khoảng cách trục và chiều dài tính toán của đai

Khoảng cách trục  $a$  tính được cần thỏa mãn điều kiện:

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

$$\Leftrightarrow 0,55(160 + 500) + 10,5 \leq a \leq 2(160 + 500)$$

$$\Leftrightarrow 373,5 \text{ mm} \leq a \leq 1320 \text{ mm}$$

Dựa vào bảng 4.14 tài liệu [1] chọn sơ bộ khoảng cách trục  $a = d_2 = 500 \text{ mm}$  khi  $u = 3,15$

Theo công thức 4.4 tài liệu [1] chiều dài của đai là:

$$\begin{aligned} L &= 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \\ &= 2.500 + 0,5\pi(160 + 500) + \frac{(500 - 160)^2}{4.500} = 2094,52 \text{ mm} \end{aligned}$$

Theo bảng 4.13 tài liệu [1] ta chọn chiều dài đai tiêu chuẩn  $L = 2240 \text{ mm}$

Số vòng chạy của đai trong 1s:

$$i = \frac{v}{L} = \frac{12,19}{2,240} = 5,44 < i_{max} = 10s^{-1}$$

=> Do đó thỏa mãn điều kiện

Tính toán lại chính xác khoảng cách trục  $a$  theo chiều dài đai tiêu chuẩn  $L = 2240 \text{ mm}$

$$a = \frac{k + \sqrt{k^2 - 8\Delta^2}}{4} = \frac{1203,27 + \sqrt{1203,27^2 - 8 \cdot 170^2}}{4} = 576,57 \text{ mm}$$

Trong đó:

$$k = L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} = 2240 - \frac{\pi(160 + 500)}{2} = 1203,27$$

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

Kiểm tra điều kiện:  $373,5 \text{ mm} \leq a \leq 1320 \text{ mm}$  ta thấy giá trị  $a$  vẫn thỏa mãn.

## 2.6. Tính góc ôm bánh đai nhỏ

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{500 - 160}{576,57} = 146,39^\circ$$

$\alpha_1 = 146,39^\circ > 120^\circ$  thỏa mãn điều kiện không xảy ra hiện tượng trượt trơn.

## 2.7. Số dây đai Z

- Số đai  $z$  được xác định theo công thức 4.16 tài liệu [1]:

$$z = \frac{P_1 \cdot K_d}{[P_0] \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_u \cdot C_z}$$

Trong đó:

$P_1$  – Công suất trên trục bánh đai chủ động  $P_1 = P_{dc} = 6,65 \text{ kW}$

$K_d$  – Hệ số tải trọng ứng với tải trọng tĩnh, quay 1 chiều, làm việc 2 ca. Dựa theo bảng 4.7 tài liệu [1] ta chọn  $K_d = 1,2$

Tra bảng 4,19 tài liệu [1] với  $d_1 = 160 \text{ mm}$

Ta có bảng sau:

$d_1$	$v_1$	$v_2$
	10	15
125	2,25	2,61
160	$x$	$y$
180	3,38	4,61

Dùng nội suy ta được:

$$x = 2,25 + (160 - 125) \cdot \frac{3,38 - 2,25}{180 - 125} = 2,97$$

$$y = 2,61 + (160 - 125) \cdot \frac{4,61 - 2,61}{180 - 125} = 3,88$$

- Công suất cho phép  $[P_0]$

$$[P_0] = 2,97 + (12,19 - 10) \cdot \frac{3,88 - 2,97}{15 - 10} = 3,37 \text{ kW}$$

- Các hệ số sử dụng:

- Hệ số kể đến ảnh hưởng của góc ôm  $\alpha_1$ : Tra bảng 4.15 tài liệu [1]

Ta có:  $\alpha_1 = 146,39^\circ$  nên ta chọn  $C_\alpha = 0,92$

- Hệ số kể đến ảnh hưởng của chiều dài đai  $C_l$ :

Tra bảng 4.16 tài liệu [1], Với:

$$l_0 = 2240 \text{ mm}; l = 2000 \text{ mm} \rightarrow \frac{l}{l_0} = \frac{2240}{2240} = 1$$

Ta chọn  $C_l = 1,0$

- Hệ số kể đến ảnh hưởng của tỉ số truyền  $C_u$ :

Tra bảng 4.17 tài liệu [1], ta được  $C_u = 1,14$

- Hệ số kể đến ảnh hưởng của sự phân bố không đều tải trọng cho các dây đai:

$$\text{Với } z = \frac{P_{dc}}{[P_0]} = \frac{6,65}{3,37} = 1,97$$

Tra bảng 4.18 tài liệu [1] và sử dụng công thức nội suy ta được:

$$C_z = 1 + (1,97 - 1) \cdot \frac{0,95 - 1}{2 - 1} = 0,95$$

Với các thông số đã tính ở trên, thay vào công thức 4.16 tài liệu [1]:

$$z = \frac{P_1 \cdot K_d}{[P_0] \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_u \cdot C_z} = \frac{6,65 \cdot 1,2}{3,37 \cdot 0,92 \cdot 1,1 \cdot 1,14 \cdot 0,95} = 2,37$$

Ta chọn  $z = 3$  (đai)

- Kiểm nghiệm lại hệ số  $C_z$ : với  $z = 3$  đai thì  $C_z = 0,95$  giống như ta chọn lúc đầu nên thỏa mãn.

## 2.8. Xác định chiều rộng bánh đai

Tra bảng 4.21 tài liệu [1], ta có:

$$t = 19 \text{ mm}; e = 12,5 \text{ mm}; h_0 = 4,2 \text{ mm}$$

- Chiều rộng bánh đai:

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

- Xác định đường kính ngoài của bánh đai:

- Đường kính ngoài của bánh đai nhỏ:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_0 = 160 + 2 \cdot 4,2 = 168,4 \text{ (mm)}$$

- Đường kính ngoài của bánh đai lớn:

$$d_{a2} = d_2 + 2h_0 = 500 + 2 \cdot 4,2 = 508,4 \text{ (mm)}$$

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

- Theo công thức 4.19 tài liệu [1], lực căng trên 1 đai được xác định:

$$F_0 = \frac{780 \cdot P_{dc} \cdot K_d}{v \cdot C_\alpha \cdot z} + F_v$$

Trong đó  $F_v$  lực căng do lực li tâm sinh ra

- Định kì điều chỉnh lực căng nên ta có:

$$F_v = q_m \cdot v^2 = 0,178 \cdot 12,19^2 = 26,45 \text{ N}$$

Với  $q_m$  là khối lượng 1 mét chiều dài đai, theo bảng 4.22 tài liệu [1] chọn  $q_m = 0,178 \text{ kg/m}$

$$F_0 = \frac{780 \cdot P_{dc} \cdot K_d}{v \cdot C_\alpha \cdot z} + F_v = \frac{780 \cdot 6,65 \cdot 1,2}{12,19 \cdot 0,87 \cdot 3} + 26,45 = 222,09 \text{ N}$$

- Theo công thức 4.21 tài liệu [1], công thức tính lực tác dụng lên trục:

$$F_r = 2F_0 \cdot z \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 222,09 \cdot 3 \cdot \sin\left(\frac{146,39^\circ}{2}\right) = 1275,63 \text{ N}$$



**2.10. Bảng thông số bộ truyền đai**

Đường kính bánh đai nhỏ $d_1$ (mm)	160
Đường kính bánh đai lớn $d_2$ (mm)	500
Chiều dài đai $l$ (mm)	2240
Khoảng cách trục $a$ (mm)	576,57
Bề rộng của bánh đai $B$ (mm)	63
Góc ôm trên bánh đai nhỏ $\alpha_1$	146,39 <sup>0</sup>
Số đai $z$	3
Lực căng ban đầu $F_0$ (N)	222,09
Lực tác dụng lên trục $F_r$ (N)	1275,63

### Chương 3: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN TRONG HỘP GIẢM TỐC

#### 3.1. Chọn vật liệu

Chọn vật liệu thép 40Cr tôi cải thiện 6.13 tài liệu [1]:

Độ cứng bánh dẫn:  $HB1 = 300$ ;  $HB2 = 280$

#### 3.2. Tính toán ứng suất cho phép

##### 3.2.1. Chu kỳ làm việc cơ sở

$$N_{0H} = 30. HB^{2,4}$$

$$\text{Bán dẫn: } N_{0H1} = 30. HB_1^{2,4} = 30. 300^{2,4} = 2,64. 10^7$$

$$\text{Bánh bị dẫn: } N_{0H2} = 30. HB_2^{2,4} = 30. 280^{2,4} = 2,24. 10^7$$

$$N_{0F1} = N_{0F2} = 5. 10^6$$

##### 3.2.2. Chu kỳ làm việc tương đương

$$N_E = 60. c. n. L_n$$

$c$ : số lần va chạm răng trong 1 chu kỳ;  $c = 1$ ;

Vì máy làm việc 8 giờ / 1 ca, 2 ca / 1 ngày, 300 ngày / 1 năm, tuổi thọ 6 năm

$$\rightarrow L_n = 6.300.2.8 = 28800$$

$n$ : là vận tốc đầu vào;  $n = 461,9$  (vòng/phút)

$$\text{Bánh dẫn: } N_{HE1} = N_{FE1} = 60. c. n. L_n = 60.1.461,9.28800 = 79,81. 10^7$$

$$\text{Bánh bị dẫn: } N_{HE2} = N_{FE2} = \frac{N_{HE1}}{u} = \frac{N_{FE1}}{u} = \frac{79,81.10^7}{4,15} = 10,13. 10^7$$

Vì  $N_{HE1} > N_{HO1}$ ;  $N_{HE2} > N_{HO2}$ ;  $N_{FE1} > N_{FO1}$ ;  $N_{FE2} > N_{FO2}$  suy ra  $K_{HL1} = K_{HL2} = K_{FL1} = K_{FL2} = 1$ .

##### 3.2.3. Giới hạn mỏi tiếp xúc và giới hạn mỏi uốn

Công thức theo 6.13 tài liệu [1]

- Giới hạn mỏi tiếp xúc:  $\sigma_{0H \lim} = 2. HB + 70$

$$\text{Bánh dẫn: } \sigma_{0H1 \lim} = 2. HB_1 + 70 = 2.300 + 70 = 670 \text{ Mpa}$$

$$\text{Bánh bị dẫn: } \sigma_{0H2 \lim} = 2. HB_2 + 70 = 2.280 + 70 = 630 \text{ Mpa}$$

-Giới hạn mỏi uốn:  $\sigma_{0F \lim} = 1,8HB$

Bánh dẫn:  $\sigma_{0F1 \lim} = 1,8 \cdot HB_1 = 1,8 \cdot 300 = 540 \text{ MPa}$

Bánh bị dẫn:  $\sigma_{0F2 \lim} = 1,8 \cdot HB_2 = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ MPa}$

### 3.2.4. Ứng suất tiếp xúc cho phép sơ bộ

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{0H \lim} \cdot 0,9}{s_H} K_{HL}$$

Khi tôi cải thiện  $s_H = 1,1 - 6.13[1]$ , do đó:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{0H1 \lim} \cdot 0,9}{s_H} K_{HL1} = \frac{670 \cdot 0,9}{1,1} \cdot 1 = 548,18 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{0H2 \lim} \cdot 0,9}{s_H} K_{HL2} = \frac{630 \cdot 0,9}{1,1} \cdot 1 = 515,45 \text{ MPa}$$

Tính ứng suất cho phép cho hai bánh răng:

$$[\sigma_H] = 0,5 \cdot \sqrt{[\sigma_{H1}]^2 + [\sigma_{H2}]^2} \approx 0,45 \cdot ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) = 0,45 \cdot (548,18 + 515,45)$$

$$= 478,974 \text{ MPa} < [\sigma_{H \min}] = 515,45 \text{ MPa} \quad ([\sigma_{H \min}] = \min([\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}]))$$

➔ Chọn  $[\sigma_H] = [\sigma_{H \min}] = 515,45 \text{ MPa}$

### 3.2.5. Ứng suất uốn cho phép sơ bộ

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{0F \lim} \cdot 0,9}{s_F} K_{FL}$$

Khi tôi cải thiện  $s_F = 1,75 - 6.13[1]$ , do đó:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{0F1 \lim} \cdot 0,9}{s_F} K_{FL1} = \frac{549 \cdot 0,9}{1,75} \cdot 1 = 300 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{0F2 \lim} \cdot 0,9}{s_F} K_{FL2} = \frac{504 \cdot 0,9}{1,75} \cdot 1 = 280 \text{ MPa}$$

## 3.3. Tính toán các thông số bánh răng:

### 3.3.1. Hệ số phân bố không đều tải trọng

Theo 6.15 tài liệu [1] do bánh răng nằm đối xứng các ổ trục nên:

$\psi_{ba} = 0,3 \div 0,5$  ta chọn  $\psi_{ba} = 0,4$ .

$$\psi_{bd} = \frac{\psi_{ba}(u + 1)}{2} = \frac{0,4 \cdot (4,15 + 1)}{2} = 1,03$$

Với  $\psi_{bd} = 1,03$  ta chọn hệ số tải trọng không đều theo bảng 6.4 tài liệu [1]:

$$K_{H\beta} = 1,04$$

$$K_{F\beta} = 1,08$$

### 3.3.2. Khoảng cách trục

$$a_w = 43 \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{\psi_{ba} \cdot ([\sigma_H])^2 \cdot u}} = 43 \cdot (4,15 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{130668,98 \cdot 1,04}{0,4 \cdot (515,45)^2 \cdot 4,15}} = 149,57 \text{ mm}$$

Ta chọn theo tiêu chuẩn  $a_w = 160 \text{ mm}$

### 3.3.3. Môđun răng

$$m_n = (0,01 \div 0,02) a_w = 1,6 \div 3,2$$

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

### 3.3.4. Số răng theo điều kiện góc nghiêng

-Điều kiện răng nghiêng:  $8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$

$$\frac{2 \cdot a_w \cdot \cos 8^\circ}{m_n \cdot (u \pm 1)} \leq z_1 \leq \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos 20^\circ}{m_n \cdot (u \pm 1)}$$

$$\frac{2 \cdot 160 \cdot \cos 20^\circ}{2,5 \cdot (4,15 + 1)} \leq z_1 \leq \frac{2 \cdot 160 \cdot \cos 8^\circ}{2,5 \cdot (4,15 + 1)}$$

$$23,36 \leq z_1 \leq 24,61$$

→ Ta chọn:  $z_1 = 24$  răng thỏa điều kiện không cắt chân răng ( $z > 17$ )

Vậy  $z_2 = z_1 \cdot u = 24 \cdot 4,15 = 99,6 \rightarrow$  chọn  $z_2 = 100$  răng

### 3.3.5. Góc nghiêng răng

$$\beta = \arccos \left( \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot a_w} \right) = \arccos \left( \frac{2,5 \cdot (24 + 100)}{2 \cdot 160} \right) = 14,36^\circ$$

Thỏa điều kiện  $8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$ .

### 3.3.6. Tỷ số truyền

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{100}{24} = 4,16$$

### 3.3.7 Các thông số hình học của bộ truyền bánh răng

- Đường kính vòng chia:

$$d_1 = \frac{z_1 \cdot m_n}{\cos \beta} = \frac{24 \cdot 2,5}{\cos 14,36^\circ} = 61,9 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{z_2 \cdot m_n}{\cos \beta} = \frac{100 \cdot 2,5}{\cos 14,36^\circ} = 258,06 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng đỉnh:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 61,9 + 2 \cdot 2,5 = 66,9 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 258,06 + 2 \cdot 2,5 = 263,06 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng chân:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 61,9 - 2,5 \cdot 2,5 = 55,65 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 258,06 - 2,5 \cdot 2,5 = 251,81 \text{ mm}$$

- Chiều rộng vòng răng:

$$\text{Bánh bị dẫn: } b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 160 = 64 \text{ mm. Ta chọn } b_2 = 65 \text{ mm.}$$

$$\text{Bánh dẫn } b_1 = b_2 + 5 = 70 \text{ mm}$$

### 3.4. Tính toán kiểm nghiệm

#### 3.4.1. Vận tốc vòng của bánh răng

Cấp chính xác 6.3 tài liệu [1]:

Vận tốc vòng bánh răng;

$$v = \frac{\pi d_1 n}{60000} = \frac{3,14 \cdot 61,9 \cdot 9,461,9}{60000} = 1,62 \text{ (m/s)}$$

Theo tài liệu 6.3 [1], ta chọn cấp chính xác bằng 9.

#### 3.4.2. Hệ số tải trọng

Phụ lục 2.3/249[2] với cấp chính xác 9,  $v = 1,62 \text{ (m/s)}$ ,  $HB < 350$ :

$$K_{H\beta} = 1,04$$

$$K_{F\beta} = 1,08$$

#### 3.4.3. Kiểm nghiệm giá trị ứng suất tiếp xúc

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]$$

$$\frac{Z_m Z_H Z_\epsilon}{d_1} \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 K_H (u+1)}{b_w \cdot u}} \leq \frac{\sigma_{0H \text{ lim}} K_{HL} Z_R Z_V K_L K_{xH}}{s_H}$$

Trong đó:

$$Z_m = 274 : \text{hệ số cơ tính } 6.5[2]$$

$$Z_H = 1,72 : \text{hệ số kể đến hình dạng tiếp xúc củae bánh răng } (\alpha = 20^\circ, \beta = 14,36^\circ)$$

$$Z_\epsilon = 0,799 : \text{hệ số trùng hợp } (a_w = 160 \text{ mm} ; \psi_{ba} = 0,4 ; \beta = 14,36^\circ ; m_n = 2,5)$$

$$K_H = K_{Hv} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,2 \quad (K_{Hv} = 1,02; K_{H\alpha} = 1,13; K_{H\beta} = 1,04)$$

$$K_{HL}=1$$

$$Z_R = 0,9 : \text{hệ số nhám bề mặt}$$

$$Z_V = 0,85v^{0,1} = 0,892 : \text{hệ số kể đến vận tốc.}$$

$$K_l=1 : \text{hệ số bôi trơn (do bánh răng được làm việc trong điều kiện bôi trơn ngâm dầu)}$$

$$K_{xH}=1 \text{ do } (d < 700 \text{ mm})$$

Suy ra:

$$\frac{274.1.72.0.799}{61,9} \sqrt{\frac{2.130668.98.1.2. (4,15 + 1)}{70.4,15}} \leq \frac{630.1.0.9.0.892.1.1}{1,1}$$

$$453,584 \leq 459.785 \text{ (sai số xấp xỉ 1,3\%)}$$

Vậy thỏa điều kiện ứng suất tiếp xúc.

#### 3.4.4. Kiểm nghiệm giá trị ứng suất uốn

-Hệ số dạng răng:

$$Y_{F1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_1} = 3,47 + \frac{13,2}{24} \cdot \cos^3 14,36^\circ = 3,77$$

$$Y_{F2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_2} = 3,47 + \frac{13,2}{100} \cdot \cos^3 14,36^\circ = 3,59$$

-Đặc tính so sánh độ bền các bánh răng:

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{300}{3,77} = 79,58$$

$$\frac{[\sigma_2]}{Y_{F1}} = \frac{280}{3,59} = 77,99$$

Vậy kiểm nghiệm trên bánh răng bị dẫn có độ bền thấp.

-Kiểm nghiệm:

$$\sigma_F \leq [\sigma_F]$$

$$\frac{2 \cdot T_1 \cdot Y_{F2} \cdot K_H}{d_1 \cdot b_w \cdot m_n} \leq \frac{\sigma_{0F \lim} K_{FL} Y_R Y_\delta K_{FC} Y_x}{s_F}$$

Trong đó:  $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = 1,08 \cdot 1,06 \cdot 1 = 1.1448$

$$K_{FL} = 1; Y_R = 1; Y_\delta = 1; K_{FC} = 1; Y_x = 0,9$$

$$106,78 \leq 259$$

Thỏa điều kiện ứng suất uốn.

### 3.5. Lực tác dụng lên bộ truyền:

- Lực vòng

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 130668,98}{61,9} = 4221,94 \text{ N}$$

- Lực hướng tâm

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{4221,94 \cdot \tan 20}{\cos 14,36} = 1586,22 \text{ N}$$

- Lực dọc trục

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \tan \beta = 4221,94 \cdot \tan 14,36 = 1080,86 \text{ N}$$

### 3.6. Kiểm định bôi trơn

#### 3.6.1. Chọn dầu bôi trơn

Ta có loại vật liệu thép 40XH tôi cải thiện theo bảng 6.1 (Trình Chất) có  $\sigma_b = 850 \text{ Mpa}$

Vận tốc vòng:  $v = 1,62 \text{ m/s}$

Tra bảng 18.11(Trình Chất, lưu ý với  $\sigma_b > 800 \text{ Mpa}$  lùi lại một cột) ta có chỉ số độ nhớt:  $\frac{18}{11}$

Dựa vào chỉ số độ nhớt theo bảng 18.13 (Trình Chất) chọn loại dầu oto kéo AK-15.

#### 3.6.2. Chọn mức dầu

-Mức dầu thấp nhất  $h_{min} = (0,75 \div 2)h$  (h là chiều cao răng) nhưng không được bé hơn 10mm, ta tính toán cho bánh lớn suy ra  $h = h_2 = d_{a2} - d_{f2} = 263,06 - 251,81 = 11,25$

Ta có  $h_{min} = (0,75 \div 2) \cdot h = (0,75 \div 2) \cdot 11,25 = 8,44 \div 22,5 \text{ mm}$

-Mức dầu cao nhất không vượt quá một phần ba bán kính vòng đỉnh:  $h_{max} < \frac{1}{6} \cdot d_{a2} = \frac{1}{6} \cdot 263,03 = 43,84 \text{ Mpa}$ .

Phần ngâm dầu:  $H = h_{max} - h_{min} = (10 \div 15)$  nên ta chọn  $h_{min} = 22,5$ ;  $h_{max} = 37,5 \text{ mm}$

### 3.7. Bảng thông số thiết kế bánh răng

Thông số hình học			
Thông số	Giá trị	Thông số	Giá trị
Khoảng cách trục $a_w$ mm	160	Góc nghiêng răng $\beta$	$14,36^\circ$
Mô đun $m_n$ mm	2,5	Dạng răng	Bánh răng trụ răng nghiêng
Đường kính vòng chia		Đường kính vòng đỉnh	
Bánh dẫn $d_1$ mm	61,9	Bánh dẫn $d_{a1}$ mm	66,9
Bánh bị dẫn $d_2$ mm	258,06	Bánh bị dẫn $d_{a2}$ mm	263,06
Chiều rộng răng		Đường kính vòng chân	
Bánh dẫn $b_1$ mm	70	Bánh dẫn $d_{f1}$ mm	55,65
Bánh bị dẫn $b_2$ mm	65	Bánh bị dẫn $d_{f2}$ mm	251,81
Số răng			
Bánh dẫn $z_1$	24		
Bánh bị dẫn $z_2$	100		
Tính toán kiểm nghiệm			
Thông số	Giá trị cho phép	Giá trị tính toán	Kết quả
Ứng suất tiếp xúc $\sigma_H$ , MPa	459,78	453,584	Thỏa điều kiện bền tiếp xúc
Ứng suất uốn, MPa	300		Thỏa điều kiện bền uốn
	259	106,78	



## Chương 4: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ TRỤC VÀ THEN

### 4.1. Thông số đầu vào

Moment xoắn trục I:  $T_1 = 130668,98 \text{ Nmm}$

Moment xoắn trục II:  $T_2 = 520831,09 \text{ Nmm}$

Bộ truyền đai: Lực tác dụng lên trục  $F_r = 1275,63 \text{ N}$

Bộ truyền bánh răng trong hộp giảm tốc 1 cấp:

- Lực vòng:  $F_{t1} = F_{t2} = 4221,94 \text{ N}$

- Lực hướng tâm:  $F_{r1} = F_{r2} = 1586,23 \text{ N}$

- Lực dọc trục:  $F_{a1} = F_{a2} = 1080,86 \text{ N}$

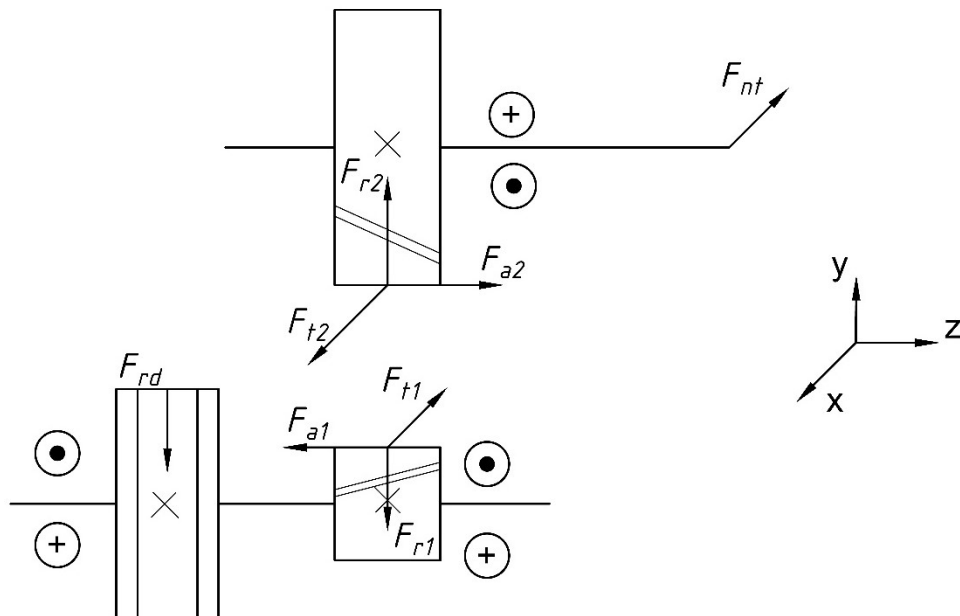
Lực tác dụng từ nối trục xích:  $T_2 = 520831,09 \text{ Nmm}$ , theo bảng 16.6 tài liệu [2] ta chọn  $D = 180 \text{ mm}$ .

Lực vòng trên nối trục:

$$F_t = \frac{2T_2}{D_t} = \frac{2 \cdot 520831,09}{180} = 5787,01 \text{ N}$$

Lực hướng tâm:

$$F_r = 0,2F_t = 0,2 \cdot 5787,01 = 1157,4 \text{ N}$$



#### 4.2. Chọn vật liệu

Vật liệu dùng để chế tạo trục cần có độ bền cao, ít nhạy cảm với sự tập trung ứng suất dễ gia công và có thể nhiệt luyện dễ dàng. Cho nên thép cacbon và thép hợp kim là những vật liệu chủ yếu để chế tạo trục. Việc lựa chọn thép hợp kim hay thép cacbon tùy thuộc điều kiện làm việc trục đó có chịu tải trọng lớn hay không.

Đối với trục của hộp giảm tốc làm việc trong điều kiện chịu tải trọng trung bình thì ta chọn vật liệu làm trục là thép 45 thường hoá có cơ tính như sau:

Giới hạn bền:  $\sigma_b = 600 \text{ MPa}$

Giới hạn chảy:  $\sigma_{ch} = 340 \text{ MPa}$

Chọn sơ bộ ứng suất xoắn cho phép trục 1:  $[\tau] = 20 \text{ Mpa}$

Chọn sơ bộ ứng suất xoắn cho phép trục 2:  $[\tau] = 20 \text{ Mpa}$

#### 4.3. Đường kính trục sơ bộ

- Trục I:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{T_I}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{130668,98}{0,2.20}} = 31,97 \text{ mm}$$

Theo tiêu chuẩn chọn  $d_1 = 35 \text{ mm}$

- Trục II:

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{T_{II}}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{520831,09}{0,2.20}} = 50,68 \text{ mm}$$

Theo tiêu chuẩn chọn  $d_2 = 50 \text{ mm}$

#### 4.4. Xác định khoảng cách giữa các gối đỡ và điểm đặt lực

Chiều rộng ổ lăn  $b_0$  theo bảng 10.2 tài liệu [1] ta có:

$$b_{01} = 21 \text{ mm}$$

$$b_{02} = 27 \text{ mm}$$

Chiều dài mayo của các chi tiết trên trục:

Chiều dài mayo của bánh răng trụ răng nghiêng bánh dẫn

$$l_{m13} = (1,2 \dots 1,5)d_1 = (1,2 \dots 1,5).35 = (42 \dots 52,5) \text{ mm}$$

Chọn  $l_{m13} = 70 \text{ mm}$

Chiều dài mayo của bánh răng trụ răng nghiêng bánh bị dẫn

$$l_{m23} = (1,2 \dots 1,5)d_2 = (1,2 \dots 1,5).50 = (60 \dots 75) \text{ mm}$$

Chọn  $l_{m23} = 65 \text{ mm}$

Chiều dài mayo của bánh đai:

$$l_{m12} = (1,2 \dots 1,5)d_1 = (1,2 \dots 1,5).35 = (42 \dots 52,5) \text{ mm}$$

Chọn  $l_{m12} = 65 \text{ mm}$

Chiều dài mayo của đĩa xích:

$$l_{m21} = (1,2 \dots 1,5)d_2 = (1,2 \dots 1,5).55 = (60 \dots 75) \text{ mm}$$

Chọn  $l_{m21} = 75 \text{ mm}$

Các kích thước khác liên quan đến chiều dài trục, theo bảng 10.3 tài liệu [1]:

- Khoảng cách giữa các chi tiết quay:  $k_1 = 10 \text{ mm}$
- Khoảng cách từ mặt mút ổ đến thành trong của hộp:  $k_2 = 8 \text{ mm}$
- Khoảng cách từ chi tiết quay đến nắp ổ:  $k_3 = 15 \text{ mm}$
- Chiều cao nắp ổ và đầu bulông:  $h_n = 20 \text{ mm}$
- Khoảng cách giữa các chi tiết trên trục:

#### - Trục I:

$$+ l_{12} = 0,5(l_{m12} + b_{01}) + k_3 + h_n = 0,5(65 + 21) + 15 + 20 = 78 \text{ mm}$$

$$+ l_{13} = 0,5(l_{m13} + b_{01}) + k_1 + k_2 = 0,5(70 + 21) + 10 + 8 = 64 \text{ mm}$$

$$+ l_{11} = 2l_{13} = 2.64 = 128 \text{ mm}$$

#### - Trục II:

$$l_{23} = 0,5(l_{m21} + b_{02}) + k_3 + h_n = 0,5(75 + 27) + 15 + 20 = 86 \text{ mm}$$

$$+ l_{21} = 0,5(l_{m23} + b_{02}) + k_1 + k_2 = 0,5(70 + 27) + 10 + 8 = 64 \text{ mm}$$

$$l_{22} = 2 l_{21} = 2.64 = 128 \text{ mm}$$

#### 4.5. Tính toán trục I

Lực tác dụng lên trục I:

Lực từ bộ truyền đai:  $F_r = 1275,63 \text{ N}$

Lực từ bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng:

+ Lực vòng:  $F_{t1} = 4221,94 \text{ N}$

+ Lực hướng tâm:  $F_{r1} = 1586,23 \text{ N}$

+ Lực dọc trục:  $F_{a1} = 1080,86 \text{ N}$

Moment do lực dọc trục tạo ra:

$$M_{a1} = F_{a1} \frac{d_1}{2} = 1080,86 \cdot \frac{66,9}{2} = 36154,77 \text{ Nmm}$$

Tổng hợp lực theo phương x ta được:

$$\sum F_X = 0 \Leftrightarrow R_{AX} + R_{BX} - F_{t1} = 0 \quad (1)$$

Tổng hợp lực theo phương y ta được:

$$\sum F_Y = 0 \Leftrightarrow -F_r + R_{AY} - F_{r1} + R_{BY} = 0 \quad (2)$$

Phương trình tổng hợp moment tại tâm quay A theo phương y:

$$\sum M_{X/A} = 0 \Leftrightarrow 64F_{t1} - 128R_{BX} = 0 \quad (3)$$

Phương trình tổng hợp moment tại tâm quay A theo phương x:

$$\sum M_{Y/A} = 0 \Leftrightarrow 78F_r - 64F_{r1} + M_{a1} - 128R_{BY} = 0 \quad (4)$$

Từ (1), (2), (3) và (4) suy ra:

$$\begin{cases} R_{AX} = 2110,97 \text{ N} \\ R_{AY} = 3128,54 \text{ N} \\ R_{BX} = 2110,97 \text{ N} \\ R_{BY} = 266,68 \text{ N} \end{cases}$$

• Moment uốn tổng tại từng tiết diện trục:

$$M_C = \sqrt{M_{X/C}^2 + M_{Y/C}^2} = 0$$

$$M_A = \sqrt{M_{X/A}^2 + M_{Y/A}^2} = \sqrt{99499,14^2 + 0} = 99499,14 \text{ Nmm}$$

$$M_D = \sqrt{M_{X/D}^2 + M_{Y/D}^2} = \sqrt{19087,1^2 + 135102,08^2} = 136443,72 \text{ Nmm}$$

$$M_B = \sqrt{M_{X/B}^2 + M_{Y/B}^2} = 0$$

• **Moment tương đương tại từng tiết diện trục:**

$$M_{tdC} = \sqrt{M_C^2 + 0,75 \cdot T_C^2} = \sqrt{0,75 \cdot 130668,98^2} = 113162,67 \text{ Nmm}$$

$$M_{tdA} = \sqrt{M_A^2 + 0,75 \cdot T_A^2} = \sqrt{99499,14^2 + 0,75 \cdot 130668,98^2} = 150684,66 \text{ Nmm}$$

$$M_{tdD} = \sqrt{M_D^2 + 0,75 \cdot T_D^2} = \sqrt{136443,72^2 + 0,75 \cdot 130668,98^2} = 177264,42 \text{ Nmm}$$

$$M_{tdB} = \sqrt{M_B^2 + 0,75 \cdot T_B^2} = 0 \text{ Nmm}$$

Theo bảng 10.5 tài liệu [1] với  $d_1 = 35 \text{ mm}$  ta chọn ứng suất cho phép  $[\sigma] = 63 \text{ MPa}$

$$d_C \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdC}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{113162,67}{0,1 \cdot 63}} = 26,19 \text{ mm}$$

$$d_A \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdA}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{150684,66}{0,1 \cdot 63}} = 28,1 \text{ mm}$$

$$d_D \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdD}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{177264,42}{0,1 \cdot 63}} = 30,42 \text{ mm}$$

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdB}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{0}{0,1 \cdot 63}} = 0 \text{ mm}$$

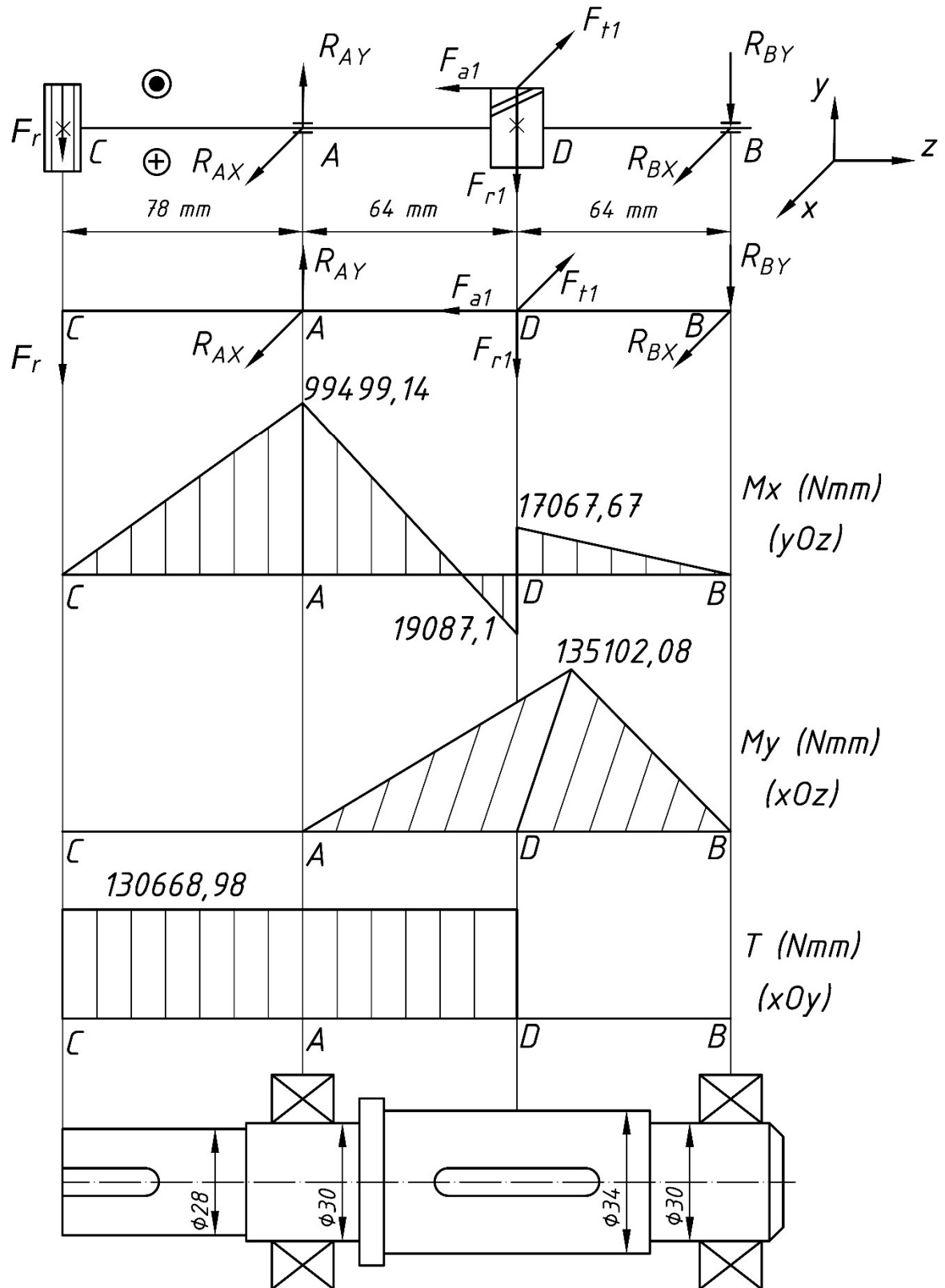
Do tại tiết diện C có gắn bánh đai và tiết diện D có gắn bánh răng nên sẽ có rãnh then. Để đảm bảo điều kiện bền thì đường kính tại các tiết diện này phải tăng thêm 5%

$$d_C \geq 26,19 \cdot 1,05 = 27,5 \text{ mm}$$

$$d_D \geq 30,42 \cdot 1,05 = 31,94 \text{ mm}$$

**Theo tiêu chuẩn ta chọn đường kính các đoạn trục như sau:**

$$d_A = d_B = 30 \text{ mm}; d_C = 28 \text{ mm}; d_D = 34 \text{ mm}$$



#### 4.6. Tính toán trục II

Lực tác dụng lên trục II:

• Lực từ bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng:

+ Lực vòng:  $F_{t2} = 4221,94 \text{ N}$

+ Lực hướng tâm:  $F_{r2} = 1586,23 \text{ N}$

+ Lực dọc trục:  $F_{a2} = 1080,86 \text{ N}$

• Lực tác dụng từ nối trục xích:  $F_{nt} = 1157,4 \text{ N}$

• Moment do lực dọc trục tạo ra:

$$M_{a2} = F_{a2} \frac{d_2}{2} = 1080,86 \cdot \frac{263,06}{2} = 142165,52 \text{ Nmm}$$

Tổng hợp lực theo phương x ta được:

$$\sum F_X = 0 \Leftrightarrow R_{EX} + R_{FX} - F_{t2} + F_r = 0 \quad (1)$$

Tổng hợp lực theo phương y ta được:

$$\sum F_Y = 0 \Leftrightarrow R_{EY} + F_{r2} - R_{FY} = 0 \quad (2)$$

Phương trình tổng hợp moment tại tâm quay A theo phương x:

$$\sum M_{X/E} = 0 \Leftrightarrow 64F_{t2} - 128R_{FX} - 214F_r = 0 \quad (3)$$

Phương trình tổng hợp moment tại tâm quay A theo phương y:

$$\sum M_{Y/E} = 0 \Leftrightarrow 64F_{r2} + M_{a2} - 128R_{FY} = 0 \quad (4)$$

Từ (1), (2), (3) và (4) suy ra:

$$\begin{cases} R_{EX} = 2888,6 \text{ N} \\ R_{EY} = 317,55 \text{ N} \\ R_{FX} = 175,94 \text{ N} \\ R_{FY} = 1903,78 \text{ N} \end{cases}$$

• Moment uốn tổng tại từng tiết diện trục:

$$M_E = \sqrt{M_{X/E}^2 + M_{Y/E}^2} = 0$$

$$M_G = \sqrt{M_{X/G}^2 + M_{Y/G}^2} = \sqrt{121842,32^2 + 184870,4^2} = 221410,51 \text{ Nmm}$$

$$M_F = \sqrt{M_{X/F}^2 + M_{Y/F}^2} = \sqrt{99536,64^2 + 0} = 99536,64 \text{ Nmm}$$

$$M_H = \sqrt{M_{X/H}^2 + M_{Y/H}^2} = 0 \text{ Nmm}$$

• **Moment tương đương tại từng tiết diện trục:**

$$M_{tdE} = \sqrt{M_E^2 + 0,75 \cdot T_E^2} = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{tdG} = \sqrt{M_G^2 + 0,75 \cdot T_G^2} = \sqrt{221410,51^2 + 0,75 \cdot 520831,09^2} = 502465,3 \text{ Nmm}$$

$$M_{tdF} = \sqrt{M_F^2 + 0,75 \cdot T_F^2} = \sqrt{99536,64^2 + 0,75 \cdot 520831,09^2} = 461905,1 \text{ Nmm}$$

$$M_{tdH} = \sqrt{M_H^2 + 0,75 \cdot T_H^2} = \sqrt{0,75 \cdot 520831,09^2} = 451052,96 \text{ Nmm}$$

Theo bảng 10.5 tài liệu [1] với  $d_2 = 50 \text{ mm}$  ta chọn ứng suất cho phép  $[\sigma] = 50 \text{ MPa}$

$$d_E \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdE}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{0}{0,1 \cdot 50}} = 0 \text{ mm}$$

$$d_G \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdG}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{502465,3}{0,1 \cdot 50}} = 46,49 \text{ mm}$$

$$d_F \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdF}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{461905,1}{0,1 \cdot 50}} = 45,2 \text{ mm}$$

$$d_H \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdH}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{451052,96}{0,1 \cdot 50}} = 44,85 \text{ mm}$$

Do tại tiết diện G có gắn bánh răng và tiết diện H có gắn nối trục xích nên sẽ có rãnh then. Để đảm bảo điều kiện bền thì đường kính tại các tiết diện này phải tăng thêm 5%

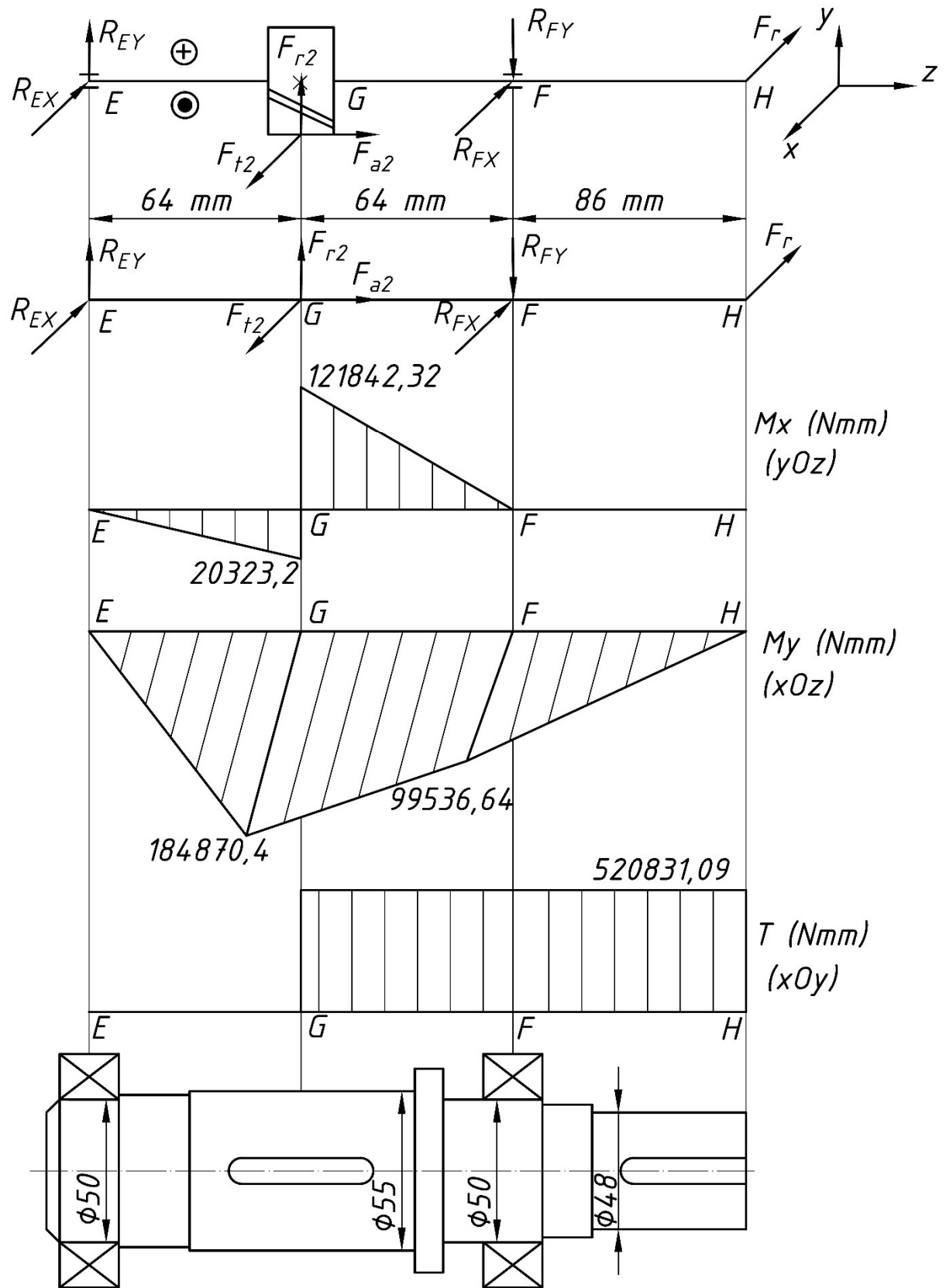
$$d_G \geq 46,49 \cdot 1,05 = 48,8 \text{ mm}$$

$$d_H \geq 44,85 \cdot 1,05 = 47,09 \text{ mm}$$

**Theo tiêu chuẩn ta chọn đường kính các đoạn trục như sau:**

$$d_E = d_F = 50 \text{ mm}; d_G = 55 \text{ mm}; d_H = 48 \text{ mm}$$





#### 4.7. Chọn và kiểm nghiệm then

Thông số của then được tra theo bảng 9.1a tài liệu [1]. Chọn chiều dài  $l_t$  của then theo tiêu chuẩn, thường lấy  $l_t = (0.8 \dots 0.9) l_m$ , chọn kích thước then bxx theo tiết diện lớn nhất của trục.

Điều kiện độ bền dập và độ bền cắt then bằng như sau:

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

$$\tau_c = \frac{2T}{bdl_t} \leq [\tau_c]$$

- $\sigma_d$  và  $\tau_c$  là ứng suất dập và ứng suất cắt tính toán, MPa
- $T$ : moment xoắn trên trục, Nmm
- $d$ : đường kính trục tại tiết diện sử dụng then, mm
- $h$ : chiều cao then, mm
- $t_1$ : chiều sâu rãnh then, mm
- $[\sigma_d]$ : ứng suất dập cho phép, theo bảng 9.5 tài liệu [1], ta chọn  $[\sigma_d] = 150\text{MPa}$
- $[\tau_c] = 40\text{ MPa}$ : ứng suất cắt cho phép

Theo mục 14.1.2 tài liệu [1] với  $X > 2,5m = 6,25\text{ mm}$  nên bánh răng không thỏa điều kiện liên trục.

Bảng thông số then:

Trục	Mặt cắt	Đường kính (mm)	$l_t$ (mm)	b (mm)	h (mm)	$t_1$ (mm)	T (Nmm)	$\sigma_d$ (MPa)	$\tau_c$ (MPa)
I	C	28	50	8	7	4	130668,98	62,22	23,33
	D	34	56	10	8	5	130668,98	45,75	13,73
II	H	48	63	14	9	5,5	520831,09	98,4	24,6
	G	55	50	16	10	6	520831,09	94,7	23,67

**Nhận xét:** Các mối ghép then đều đảm bảo yêu cầu về độ bền dập và độ bền cắt.

#### 4.8. Kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi

Kết cấu trục vừa thiết kế đảm bảo được độ bền mỏi nếu hệ số an toàn tại các tiết diện nguy hiểm thỏa mãn điều kiện sau:

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

Trong đó:

$[s]$  hệ số an toàn cho phép  $[s] = 1,5 \div 2,5$ , khi tăng độ cứng  $[s] = 2,5 \div 3$  như vậy có thể không cần kiểm nghiệm về độ cứng của trục.

$s_{\sigma}, s_{\tau}$  hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp, ứng suất tiếp

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

Trong đó:

- $\sigma_{-1}, \tau_{-1}$  giới hạn mỏi của vật liệu tính theo công thức:
- $\sigma_{-1} = 0,436 \sigma_b = 261,6 \text{ Mpa}$
- $\tau_{-1} = 0,58 \sigma_{-1} = 151,73 \text{ Mpa}$
- Tra bảng 10.8 tài liệu [2] ta có  $K_{\sigma} = 1,75; K_{\tau} = 1,5$
- $\sigma_a, \sigma_m, \tau_a, \tau_m$ : biên độ và giá trị của ứng suất. Vì tất cả các trục của hộp giảm tốc đều quay nên ứng suất thay đổi theo chu kỳ đối xứng:  $\sigma_m = 0, \sigma_a = \sigma_{max} = \frac{M}{W}$ , với M là momen uốn tương đương, W là momen chống uốn

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

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

Với  $W_0$  là moment cản xoắn, T là moment xoắn

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2}$$

- Đối với trục có hai then:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d - t_1)^2}{d}$$

$$W_0 = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d - t_1)^2}{d}$$

- $\psi_\sigma = 0,05$ ;  $\psi_\tau = 0$  tra bảng ta có hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình đến độ bền mỏi của vật liệu.
- $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$  hệ số kích thước tra theo bảng 10.3 tài liệu [2]
- $\beta$  hệ số tăng bền bề mặt. Tra bảng 10.5 tài liệu [2] ta được:  $\beta = 1,7$

Trục	Vị trí tiết diện	Then $b \times h \times t_l$	$W$	$W_0$	$\varepsilon_\sigma$	$\varepsilon_\tau$	$\sigma_a$	$\tau_a$	$s_\sigma$	$s_\tau$	s
I	A(30)	-	2650,72	5115,99	0,88	0,81	37,42	12,77	5,98	10,9	5,24
	B(30)	-	2650,72	5115,99	0,88	0,81	0	12,77	-	10,9	-
	C(28)	8x7x4	2136,85	4291,98	0,88	0,81	0	15,22	-	9,15	-
	D(34)	10x8x5	3821,90	7680,56	0,88	0,81	35,70	8,51	6,26	16,37	5,84
II	E(50)	-	12271,85	24543,69	0,81	0,76	0	10,61	-	12,32	-
	F(50)	-	12271,85	24543,69	0,81	0,76	8,11	10,61	25,38	12,32	11,08
	G(55)	16x10x6	16159,28	32493,1	0,81	0,76	13,70	8,01	15,02	16,32	11,05
	H(48)	14x9x5,5	10741,44	21598,79	0,81	0,76	0	12,06	-	10,84	-

**Nhận xét:** Các tiết diện trục đều thỏa mãn điều kiện bền mỏi

#### 4.9. Kiểm nghiệm trục về độ bền tĩnh

Để đề phòng khả năng bị biến dạng dẻo quá lớn hoặc phá hỏng do quá tải đột ngột (chẳng hạn khi mở máy) cần tiến hành kiểm nghiệm trục về độ bền tĩnh như sau:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] = 272 \text{ MPa}$$

Trong đó:

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

$$[\sigma] = 0,8\sigma_{ch} = 0,8.340 = 272 \text{ Mpa}$$

• Trục I:

Điểm D là tiết diện nguy hiểm nhất

$$\sigma_D = \frac{M_{max}}{0,1d_D^3} = \frac{136443,72}{0,1.34^3} = 34,7 \text{ Mpa}$$

$$\tau_D = \frac{T_{max}}{0,2d_D^3} = \frac{130668,98}{0,2.34^3} = 16,62 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma_D^2 + 3\tau_D^2} = \sqrt{34,7^2 + 16,62^2} = 38,47 \text{ MPa} \leq [\sigma] = 272 \text{ MPa}$$

• Trục II:

Điểm G là tiết diện nguy hiểm nhất

$$\sigma_G = \frac{M_{max}}{0,1d_G^3} = \frac{221410,51}{0,1.55^3} = 13,3 \text{ Mpa}$$

$$\tau_G = \frac{T_{max}}{0,2d_G^3} = \frac{520831,09}{0,2.55^3} = 15,65 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma_B^2 + 3\tau_B^2} = \sqrt{13,3^2 + 15,65^2} = 20,54 \text{ MPa} \leq [\sigma] = 272 \text{ MPa}$$

**Nhận xét:** Các tiết diện đều thỏa mãn điều kiện bền tĩnh

## Chương 5: CHỌN Ổ LĂN VÀ NÓI TRỤC

### 5.1. Chọn ổ lăn trục I

Thông số đầu vào:

- Số vòng quay ổ:  $n_1 = 461,9$  vòng/phút
- Đường kính vòng trong  $d = 30$  mm
- Thời gian làm việc:  $L_h = 28800$  giờ
- Lực hướng tâm:  $F_{r1} = 1586,23$  N = 1,58623 kN
- Lực dọc trục:  $F_{a1} = 1080,86$  N = 1,08086 kN

#### 5.1.1. Lực hướng tâm tác dụng lên ổ

- Ổ trục tại A:

$$F_{rA} = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{2110,97^2 + 3128,54^2} = 3774 \text{ N} = 3,774 \text{ kN}$$

- Ổ trục tại B:

$$F_{rB} = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{2110,97^2 + 266,68^2} = 2128 \text{ N} = 2,128 \text{ kN}$$

- Ổ lăn chịu đồng thời lực hướng tâm và lực dọc trục nên ta chọn sơ bộ ổ bi đỡ - chặn cỡ nặng hẹp với  $\alpha = 36^0$

Kí hiệu ổ	d, mm	D, mm	b = T, mm	r, mm	$r_1$ , mm	C, kN	$C_0$ , kN	$\alpha$
66406	30	90	23	2,5	1,2	38,4	28,1	$36^0$

#### 5.1.2. Chọn cấp chính xác cho ổ lăn

Do không có yêu cầu gì đặc biệt, để việc chế tạo và lắp ghép dễ dàng ta chọn cấp chính xác là 0.

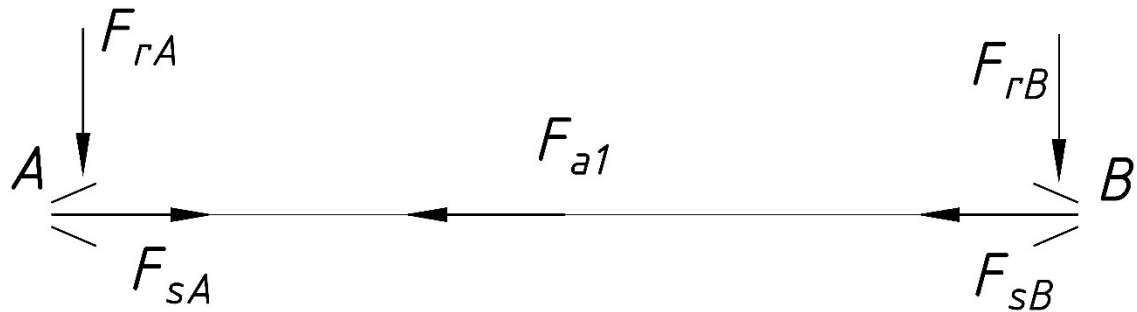
#### 5.1.3. Xác định lực dọc trục trên ổ:

Với góc tiếp xúc  $\alpha = 36^0$  theo bảng 11.4 tài liệu [1] ta chọn hệ số  $e = 0,95$

- Lực dọc trục của ổ A:  $F_{sA} = e \cdot F_{rA} = 0,95 \cdot 3,774 = 3,585$  kN

- Lực dọc trục của ổ B:  $F_{sB} = e \cdot F_{rB} = 0,95 \cdot 2,128 = 2,022 \text{ kN}$

Để dễ điều chỉnh, lắp, định vị và giảm chi phí chế tạo ta chọn lắp ổ lăn theo chữ “O”



- Tổng lực dọc trục tác dụng lên ổ A:

$$\sum F_{aA} = F_{sB} + F_{a1} = 2,022 + 1,08086 = 3,103 \text{ kN} \leq F_{sA}$$

Lấy:  $F_{aA} = F_{sA} = 3,585 \text{ kN}$

- Tổng lực dọc trục tác dụng lên ổ B:

$$F_{aB} = F_{sA} - F_{a1} = 3,585 - 1,08086 = 2,504 \text{ kN} \geq F_{sB}$$

Lấy:  $F_{aB} = 2,504 \text{ kN}$

#### 5.1.4. Xác định tải trọng động quy ước

Tải trọng động quy ước đối với ổ bi đỡ - chặn được tính theo công thức sau:

$$Q = (XV F_r + Y F_a) k_t k_d$$

Trong đó:

- $F_r, F_a$  là tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục, kN;
- Hệ số kể đến vòng nào quay: vòng trong quay nên chọn  $V=1$ ;
- Hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ:  $k_t = 1$ ;
- Hệ số kể đến đặc tính tải trọng, tra bảng 11.3 tài liệu [1]  $k_d = 1$ ;
- X: hệ số tải trọng hướng tâm;
- Y: hệ số tải trọng dọc trục;
- Xác định X, Y tra bảng 11.4 tài liệu [1]

Ổ tại A:

$$\frac{F_{aA}}{V \cdot F_{rA}} = \frac{3,585}{1,3,774} = 0,949 \leq e = 0,95$$

$$\text{Chọn } \begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases}$$

Ổ tại B:

$$\frac{F_{aB}}{V \cdot F_{rB}} = \frac{2,504}{1,2,128} = 1,177 > e = 0,95$$

$$\text{Chọn } \begin{cases} X = 0,37 \\ Y = 0,66 \end{cases}$$

$$\bullet Q_A = (XV F_{rA} + Y F_{aA}) k_t k_d = (1,1 \cdot 1,3,774 + 0,3,585) = 3,774 \text{ kN}$$

$$\bullet Q_B = (XV F_{rB} + Y F_{aB}) k_t k_d = (0,37 \cdot 1,2,128 + 0,66 \cdot 2,585) = 2,493 \text{ kN}$$

Xét ta thấy:  $Q_A > Q_B$  nên tính toán chọn ổ lăn theo A, chọn ổ B theo A.

### 5.1.5. Tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay

$$L = \frac{60 L_h n_1}{10^6} = \frac{60 \cdot 28800 \cdot 461,9}{10^6} \approx 798 \text{ triệu vòng}$$

### 5.1.6. Khả năng tải động

$$C_d = Q \cdot \sqrt[m]{L}$$

Trong đó:

Q tải trọng động quy ước, kN;

L tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay;

m=3: bậc của đường cong mỗi khi thử về ổ lăn

$$C_d = Q_A \cdot \sqrt[m]{L} = 3,774 \cdot \sqrt[3]{798} = 35 \text{ kN} \leq C = 38,4 \text{ kN}$$

⇒ Thỏa mãn điều kiện chọn ban đầu, chọn ổ bi đỡ chặn cỡ nặng hợp 66406

Tuổi thọ thực sự của ổ tính bằng giờ:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left( \frac{C}{Q} \right)^m = \frac{10^6}{60 \cdot 461,9} \cdot \left( \frac{38,4}{3,774} \right)^3 = 38009 \text{ h}$$

Số vòng quay tới hạn của ổ:

$$n_{gh} = [D_{pw} n] \cdot \frac{k_1 k_2 k_3}{D_{pw}} = 1,3 \cdot 10^5 \cdot \frac{1,0 \cdot 9,0 \cdot 8}{60} = 1560 \left( \frac{v}{p} \right) > 461,9 (v/p)$$



Theo bảng 11.7 tài liệu [1] với ổ bi đỡ chặn một dãy bôi trơn bằng mỡ dẻo có  $[D_{pw}n] = 1,3 \cdot 10^5$

$$D_{pw} = \frac{D + d}{2} = \frac{90 + 30}{2} = 60 \text{ mm}$$

$$k_1 = 1 \text{ do } D_{pw} < 100 \text{ mm}$$

$$k_2 = 0,8 \text{ ổ cỡ nặng, tra bảng 11.8 tài liệu [1]}$$

$$k_3 = 0,9 \text{ vì } L_h = 28800 \text{ giờ}$$

### 5.1.7. Kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh của ổ

Tải trọng quy ước  $Q_0$  được xác định theo công thức:

$$Q_0 = X_0 F_{rA} + Y_0 F_{aA} = 0,5 \cdot 3,774 + 0,28 \cdot 3,585 = 2,89 \text{ kN} < F_{rA} = 3,774$$

$$\text{Nên chọn } Q_0 = F_{rA} = 3,774 \leq C_0 = 28,1 \text{ kN}$$

⇒ Khả năng tải tĩnh của ổ được đảm bảo

Trong đó:  $X_0, Y_0$  là hệ số tải trọng hướng tâm và hệ số tải trọng dọc trục

$$\text{Tra bảng 11.6 tài liệu [1] với } \alpha = 36^\circ \text{ ta chọn } \begin{cases} X_0 = 0,5 \\ Y_0 = 0,28 \end{cases}$$

## 5.2. Chọn ổ lăn trục II

Thông số đầu vào:

- Số vòng quay ổ:  $n_2 = 111,3$  vòng/phút
- Đường kính vòng trong  $d = 50$  mm
- Thời gian làm việc:  $L_h = 28800$  giờ
- Lực hướng tâm:  $F_{r2} = 1586,23 \text{ N} = 1,58623 \text{ kN}$
- Lực dọc trục:  $F_{a2} = 1080,86 \text{ N} = 1,08086 \text{ kN}$

### 5.2.1. Lực hướng tâm tác dụng lên ổ

- Ổ trục tại E:

$$F_{rE} = \sqrt{R_{EX}^2 + R_{EY}^2} = \sqrt{2888,86^2 + 317,55^2} = 2906 \text{ N} = 2,906 \text{ kN}$$

- Ổ trục tại B:

$$F_{rF} = \sqrt{R_{FX}^2 + R_{FY}^2} = \sqrt{175,94^2 + 1903,78^2} = 1912 \text{ N} = 1,912 \text{ kN}$$

- Ổ lăn chịu đồng thời lực hướng tâm và lực dọc trục nên ta chọn ổ bi đỡ - chặn cỡ nhẹ hẹp

Kí hiệu ổ	d, mm	D, mm	b = T, mm	r, mm	$r_1$ , mm	C, kN	$C_0$ , kN	$\alpha$
46210	50	90	20	2,0	1,5	31,8	25,4	$12^0$

$$\bullet \frac{F_{a2}}{C_0} = \frac{1,08086}{25,4} = 0,043 \Rightarrow \text{chọn góc tiếp xúc } \alpha = 12^0 \text{ và } e = 0,37 \text{ theo bảng 11.4 tài liệu [1]}$$

### 5.2.2. Chọn cấp chính xác cho ổ lăn

Do không có yêu cầu gì đặc biệt, để việc chế tạo và lắp ghép dễ dàng ta chọn cấp chính xác là 0.

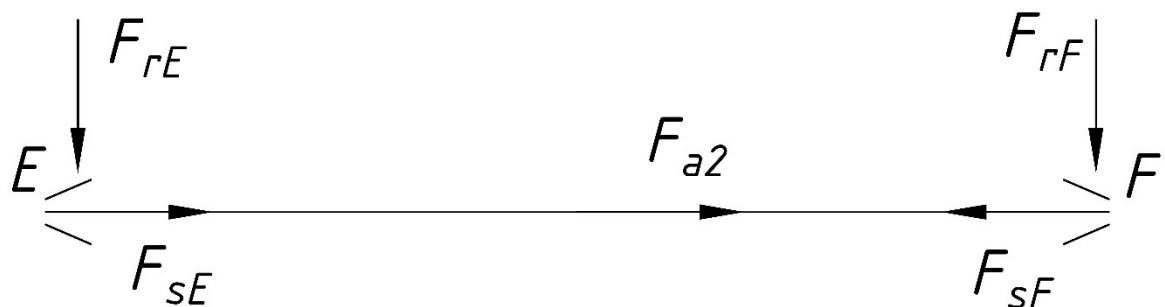
### 5.2.3. Xác định lực dọc trục trên ổ

Với góc tiếp xúc  $\alpha = 12^0$  theo bảng 11.4 tài liệu [1] ta chọn hệ số  $e = 0,37$

Lực dọc trục của ổ E:  $F_{sE} = e \cdot F_{rE} = 0,37 \cdot 2,906 = 1,075 \text{ kN}$

Lực dọc trục của ổ F:  $F_{sF} = e \cdot F_{rF} = 0,37 \cdot 1,912 = 0,707 \text{ kN}$

Để dễ điều chỉnh, lắp, định vị và giảm chi phí chế tạo ta chọn lắp ổ lăn theo chữ “O”



- Tổng lực dọc trục tác dụng lên ổ E:

$$\sum F_{aE} = |F_{sF} - F_{a2}| = |0,707 - 1,08086| = 0,373 < F_{sE}$$

Lấy:  $F_{aE} = F_{sE} = 1,075 \text{ kN}$

- Tổng lực dọc trục tác dụng lên ổ B:

$$\sum F_{aF} = F_{sE} + F_{a2} = 1,075 + 1,08086 = 2,156 \text{ kN} \geq F_{sF}$$

Lấy:  $F_{aF} = 2,156 \text{ kN}$

#### 5.2.4. Xác định tải trọng động quy ước

Tải trọng động quy ước đối với ổ bi đỡ - chặn được tính theo công thức sau:

$$Q = (XV F_r + Y F_a) k_t k_d$$

Trong đó:

- $F_r, F_a$  là tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục, kN;
- Hệ số kể đến vòng nào quay: vòng trong quay nên chọn  $V=1$ ;
- Hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ:  $k_t = 1$ ;
- Hệ số kể đến đặc tính tải trọng, tra bảng 11.3 tài liệu [1]  $k_d = 1$ ;
- X: hệ số tải trọng hướng tâm;
- Y: hệ số tải trọng dọc trục;
- Xác định X, Y tra bảng 11.4 tài liệu [1]

Ổ tại E:

$$\frac{F_{aE}}{V \cdot F_{rE}} = \frac{1,075}{1.2,906} = 0,369 \leq e = 0,37$$

$$\text{Chọn } \begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases}$$

Ổ tại F:

$$\frac{F_{aF}}{V \cdot F_{rF}} = \frac{2,156}{1.1,912} = 1,127 \geq e = 0,37$$

$$\text{Chọn } \begin{cases} X = 0,45 \\ Y = 1,46 \end{cases}$$

$$Q_E = (XV F_{rE} + Y F_{aE}) k_t k_d = (1.1.2,906 + 0.1,075) = 2,906 \text{ kN}$$

$$Q_F = (XV F_{rF} + Y F_{aF}) k_t k_d = (0,45.1.1,912 + 1,46.2,156) = 4 \text{ kN}$$

Xét ta thấy:  $Q_F > Q_E$  nên tính toán chọn ổ lăn theo F, chọn ổ E theo F.

#### 5.2.5. Tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay

$$L = \frac{60 L_h n_2}{10^6} = \frac{60.28800.111,3}{10^6} \approx 192 \text{ triệu vòng}$$

**5.2.6. Khả năng tải động**

$$C_d = Q \cdot \sqrt[m]{L}$$

Trong đó:

- Q tải trọng động quy ước, kN;
- L tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay;
- m=3: bậc của đường cong mỗi khi thử về ổ lăn

$$C_d = Q_F \cdot \sqrt[m]{L} = 4 \cdot \sqrt[3]{192} = 23,08 \text{ kN} \leq C = 31,8 \text{ kN}$$

**=> Thỏa mãn ổ bi đã chọn sơ bộ, ổ bi đỡ chặn cỡ nhẹ hợp 46210**

- Tuổi thọ thực sự của ổ:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left( \frac{C}{Q} \right)^m = \frac{10^6}{60 \cdot 111,3} \cdot \left( \frac{31,8}{4} \right)^3 = 75241,07 \text{ h}$$

- Số vòng quay tới hạn của ổ:

$$n_{gh} = [D_{pw}n] \cdot \frac{k_1 k_2 k_3}{D_{pw}} = 1,3 \cdot 10^5 \cdot \frac{1,0 \cdot 0,9 \cdot 0,9}{70} = 1504 \text{ (v/p)} > 461,9 \text{ (v/p)}$$

Theo bảng 11.7 tài liệu [1] với ổ bi đỡ chặn một dãy bôi trơn bằng mỡ dẻo có  $[D_{pw}n] = 1,3 \cdot 10^5$

$$D_{pw} = \frac{D + d}{2} = \frac{90 + 50}{2} = 70 \text{ mm}$$

$$k_1 = 1 \text{ do } D_{pw} < 100 \text{ mm}$$

$$k_2 = 0,9 \text{ ổ cỡ trung, tra bảng 11.8 tài liệu [1]}$$

$$k_3 = 0,9 \text{ vì } L_h = 28800 \text{ giờ}$$

**5.2.7. Kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh của ổ**

Tải trọng quy ước  $Q_o$  được xác định theo công thức:

$$Q_o = X_0 F_{rF} + Y_0 F_{aF} = 0,5 \cdot 1,912 + 0,47 \cdot 2,156 = 1,969 \text{ kN} \leq F_{rF} = 1,912$$

$$\text{Nên chọn } Q_o = 1,912 \leq C_o = 25,4 \text{ kN}$$

**=> Khả năng tải tĩnh của ổ được đảm bảo**

Trong đó:  $X_0, Y_0$  là hệ số tải trọng hướng tâm và hệ số tải trọng dọc trục

Tra bảng 11.6 tài liệu [1] với  $\alpha = 12^0$  ta chọn  $\begin{cases} X_0 = 0,5 \\ Y_0 = 0,47 \end{cases}$

### 5.3. Chọn khớp nối

Thông số đầu vào:

- Moment xoắn  $T = 520831,09 \text{ Nmm} = 520,83109 \text{ Nm}$
- Đường kính trục khớp nối:  $d = 48 \text{ mm}$
- Số vòng quay:  $n_{kn} = 111,3 \text{ vòng/phút}$

Ta chọn nối trục xích vì thường được chế tạo với đường kính trục từ  $18 \div 125 \text{ mm}$ , kết cấu đơn giản, thuận tiện khi lắp ghép (lắp không đòi hỏi phải di động trục theo phương dọc chiều trục).

Tra bảng 16-6 tài liệu [1] ta chọn nối trục xích ống con lăn một dãy với các thông số sau:

[T]	$n_{max}$	$d$	$D$	$L$	Khe hở lắp ghép $C$	Xích ống con lăn một dãy, mm					$G \cdot D^2$ N. m <sup>2</sup>
Nm	vg/ph	mm	mm	mm	mm	Đường kính chốt	Khoảng cách 2 má	Bước xích $t$	Tải trọng phá hỏng	$Z$	
600	1000	48	180	150	1,8	22	23,15	38,1	70000	10	0,96

#### • Kiểm nghiệm hệ số an toàn

Tra bảng 16-7 tài liệu [1] với bước xích  $p = 38,1 \text{ mm}$  và  $n = 111,3 \text{ vòng/phút}$  ta chọn hệ số an toàn cho phép của đĩa xích  $[S] = 8,5$

Lực vòng tác dụng lên đĩa xích:  $F_t = 5787,01 \text{ N}$

Kiểm nghiệm hệ số an toàn theo công thức:

$$S = \frac{Q}{1,2F_t} = \frac{70000}{1,2 \cdot 5787,01} = 10,08 \geq [S] = 8,5$$

⇒ Thỏa mãn điều kiện an toàn

## Chương 6: CHỌN THÂN MÁY, BU LÔNG, CÁC CHI TIẾT PHỤ VÀ DUNG SAI

### 6.1. Chọn thân máy

#### 6.1.1. Yêu cầu

- Chỉ tiêu cơ bản của hộp giảm tốc là độ cứng cao và khối lượng nhỏ.
- Vật liệu làm vỏ là gang xám GX15-32.
- Hộp giảm tốc bao gồm: thành hộp, nẹp hoặc gân, mặt bích, gối đỡ, ...
- Bề mặt ghép của vỏ hộp thường đi qua đường tâm các trục. Thường chọn bề mặt ghép song song với mặt đế.

#### 6.1.2. Xác định các kích thước cơ bản của vỏ hộp

Tên gọi	Biểu thức tính sơ bộ
Chiều dày thân HGT bánh răng trụ răng nghiêng 1 cấp	$e_1 = 0,025 \cdot A + 1 = 0,025 \cdot 160 + 1 = 5 < 8$ $\Rightarrow$ Chọn 9mm. Vì chiều dày tối thiểu phải lớn hơn 8mm
Chiều dày thành nắp HGT bánh răng trụ răng nghiêng 1 cấp	$e_2 = 0,02 \cdot A + 1 = 0,025 \cdot 160 + 1 = 4,2 < 8$ $\Rightarrow$ Chọn 9mm. Vì chiều dày tối thiểu phải lớn hơn 8mm
Chiều dày gân tăng cứng	$e_2 = e_3 = 9 \text{ mm}$
Chiều dày mặt bích	$e_4 = 1,5e_1 = 13,5$ chọn 14 mm
Chiều dày mặt đế	$e_5 = 2,4e_1 = 21,6$ chọn 22mm
Đường kính: + Bu lông nền	$A = 160 < 200$ chọn $d_1 = 16 \text{ mm}$ , $Z=4$ $d_2 = 0,7d_1 = 11,2 \text{ mm}$ chọn 12mm (M12)

+ Bu lông cạnh ổ + Bu lông ghép mặt bích + Vít ghép nắp ổ + Bu lông ghép nắp cửa thăm + Bu lông vòng	$d_3 = 0,6d_1 = 9,6 \text{ mm}$ chọn 10mm (M10) $d_4 = 8 \text{ mm}$ (M8) $d_5 = 6 \text{ mm}$ $d_6 = 8 \text{ mm}$ (M8)
Chiều sâu lỗ ren lắp vít $d_4$	$y_4 = (2,5 \div 4)d_4 = 30 \text{ mm}$
Chiều rộng mặt bích	$K_1 = e_1 + (1,3 \div 1,4) \cdot d_2 = 25 \text{ mm}$ $K_2 = (1,3 \div 1,4) \cdot d_2 + 5 = 20 \text{ mm}$ $K_3 = e_1 + (1,3 \div 1,4) \cdot d_3 = 22 \text{ mm}$ $K_4 = (1,3 \div 1,4) \cdot d_3 + 3 = 16 \text{ mm}$
Khoảng cách từ mép lắp ổ lăn tới tâm bu lông cạnh ổ $d_2$	$x_1 = d_2 = 12 \text{ mm}$
Đường kính phân bố vít ghép nắp ổ	$D = 110 \text{ mm}$
Đường kính ngoài nắp ổ	$D_1 = 135 \text{ mm}$
Khoảng cách giữa đỉnh răng và thành trong vỏ hộp	$a_1 = 7 \div 10 \text{ mm}$ chọn 8mm
Khoảng cách mặt bên bánh răng và thành trong vỏ hộp	$a_2 = 10 \text{ mm}$
Khoảng cách giữa đỉnh răng và thành trong đáy hộp	$a_3 = 5e_2 = 45 \text{ mm}$



Khoảng cách mặt bên bánh răng và thành trong đáy hộp	$a_1 = 7 \div 10 \text{ mm}$ chọn 8mm
Chiều cao h để lắp bu lông $d_2$	$h \geq 1,6\sqrt{d_4(D_n + 2,5d_4)}$ chọn 55 mm
Khoảng cách từ mặt ngoài thân hộp đến tâm bu lông nền $d_1$	$y_1 = 1,5d_1 = 24 \text{ mm}$
Khoảng cách từ tâm bu lông nền $d_1$ đến mép ngoài chân đế	$y_2 = 1,25d_1 = 20 \text{ mm}$
Bề rộng phần đế vỏ hộp	$y_3 = 3d_1 = 48 \text{ mm}$
Phần lồi vì lý do công nghệ	$e = 1 \div 2 \text{ mm}$ chọn 2mm
Độ dốc đúc, bán kính góc lượn	Tra bảng 17.2 17.1 Trịnh Chát tập 2/74-75

### 6.1.3. Gối trục trên vỏ hộp

Kích thước gối trục tra theo bảng 18-2 tài liệu [1]:

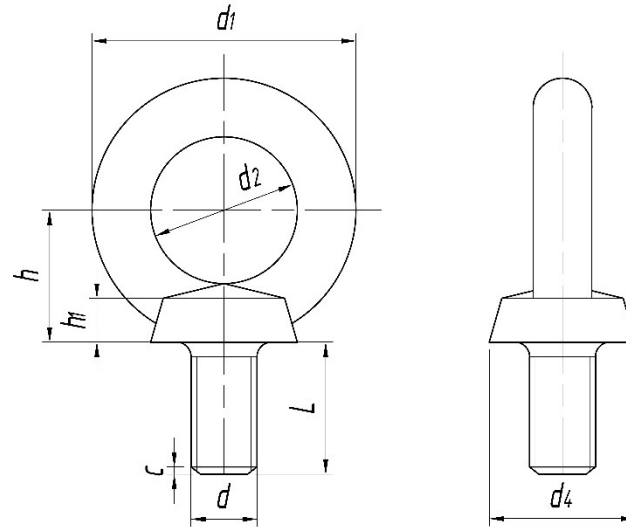
Nắp ổ trục	$D$ (mm)	$D_2$ (mm)	$D_3$ (mm)	$h$ (mm)	$Z$	Bu lông
I	90	110	135	12	6	M8
II	90	110	135	12	6	M8

## 6.2. Một số kết cấu khác liên quan đến cấu tạo vỏ hộp

### 6.2.1. Bu lông vòng

Để nâng và vận chuyển hộp giảm tốc, trên nắp và thân thường lắp thêm bu lông vòng.

Kích thước bu lông vòng chọn theo trọng lượng hộp giảm tốc. Trọng lượng hộp giảm tốc được xác định gần đúng theo khoảng cách trục. Tra bảng 18-3b tài liệu [1] với khoảng cách trục  $a = 160 \text{ mm}$  ta được trọng lượng hộp giảm tốc là  $Q = 80 \text{ kg}$

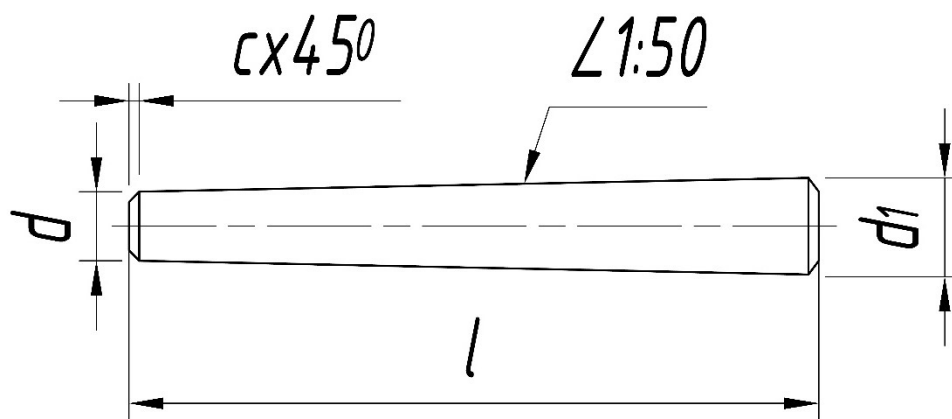


Kích thước bu lông vòng loại ren M8 như sau:

$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$d_5$	$h$	$f$	$r$	$r_1$	$r_2$
36	20	8	20	13	18	2	2	4	4

### 6.2.2. Chốt định vị

Để đảm bảo vị trí của nắp và thân trước và sau khi gia công cũng như khi lắp ghép tránh hiện tượng biến dạng ngoài của ổ khi xiết chặt bu lông, do đó loại trừ được một trong những nguyên nhân làm ổ nhanh bị hỏng. Ta chọn chốt định vị côn, dựa vào bảng 18-4b tài liệu [1]



Số lượng	$d$ (mm)	$c$ (mm)	$l$ (mm)
2	4	0,6	40

### 6.2.3. Nắp ổ

Công dụng: Che kín ổ, chống bụi bẩn và cố định vòng ngoài của ổ trên vỏ hộp

Ta sử dụng 2 loại nắp là:

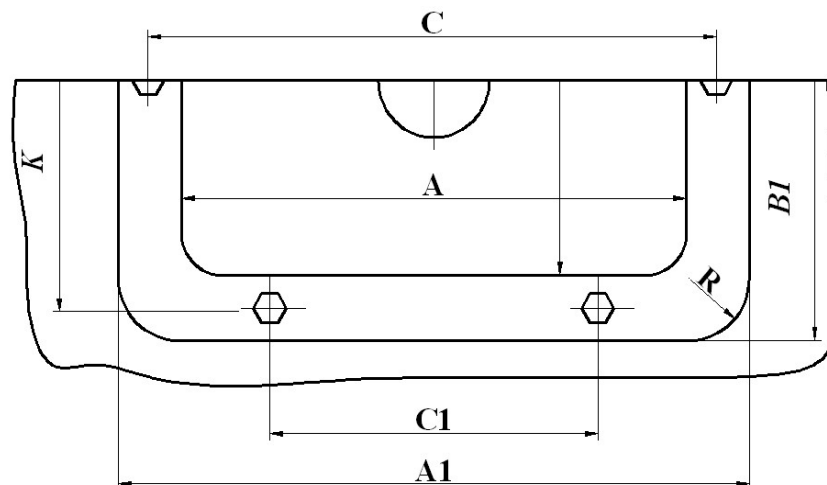
- + Loại I: Nắp kín dùng cho những đầu trục không thò ra ngoài
- + Loại II: Nắp ổ thùng có lỗ cho đầu trục xuyên ra ngoài

Nắp ổ đúc bằng gang xám GX15-32. Kích thước nắp ổ tra bảng 18-2 tài liệu [1] ta có:

Nắp ổ trục	$D$ (mm)	$D_2$ (mm)	$D_3$ (mm)	$D_4$ (mm)	$h$ (mm)	$Z$	$d_4$
I	90	110	135	85	12	6	M8
II	90	110	135	85	12	6	M8

### 6.2.4. Cửa thăm

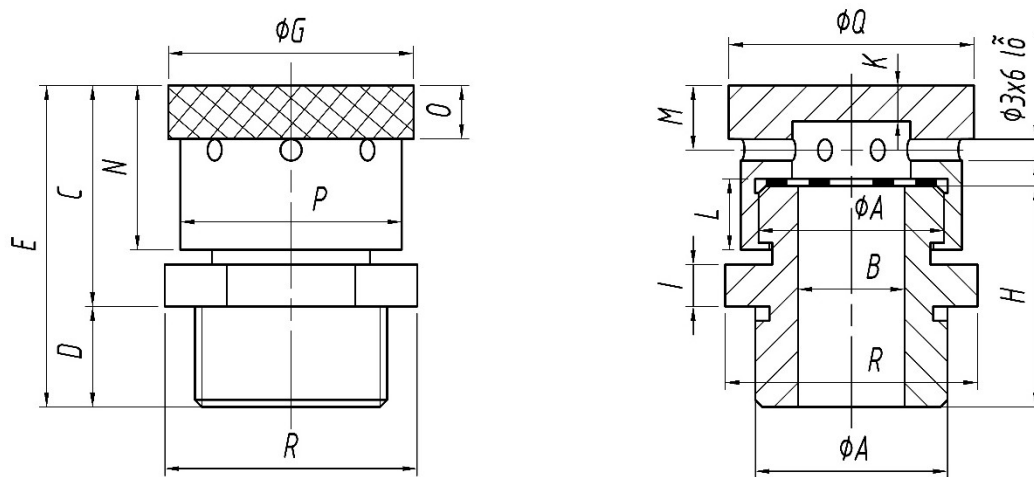
Để kiểm tra quan sát các chi tiết máy trong hộp khi lắp ghép và để đổ dầu vào hộp, trên đỉnh hộp có làm cửa thăm. Cửa thăm được đậy bằng nắp, trên nắp có nút thông hơi. Kích thước cửa thăm chọn theo bảng 18-5 tài liệu [1]:



$A$ (mm)	$B$ (mm)	$A_1$ (mm)	$B_1$ (mm)	$C$ (mm)	$C_1$ (mm)	$K$ (mm)	$R$ (mm)	Vít	Số lượng
100	75	150	100	125	-	87	12	M6	4

### 6.2.5. Nút thông hơi

Khi làm việc, nhiệt độ hộp tăng lên. Để giảm áp suất và điều hòa không khí bên trong và ngoài hộp, người ta dùng nút thông hơi. Nút thông hơi thường được lắp trên nắp cửa thăm hoặc ở vị trí cao nhất của nắp hộp.



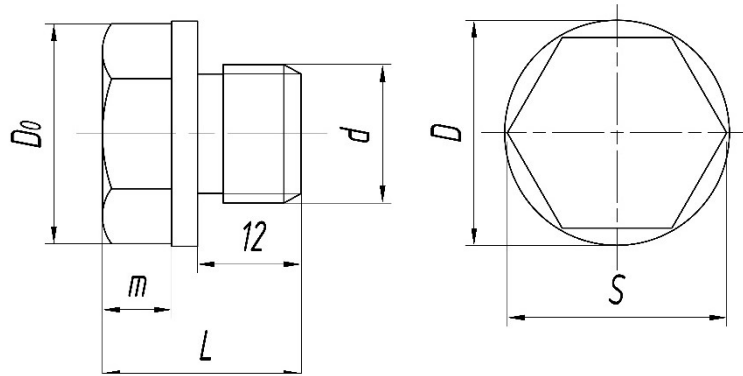
Tra bảng 18-6 tài liệu [1], kích thước nút thông hơi, mm:

A	B	C	D	E	G	H	I	K	L	M	N	O	P	Q	R	S
M27 x2	15	30	15	45	36	32	6	4	10	8	22	6	32	18	36	32

### 6.2.6. Nút tháo dầu

Sau một thời gian làm việc, dầu bôi trơn chứa trong hộp bị bẩn (do bụi bặm, hạt mài), hoặc bị biến chất, do đó cần 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.

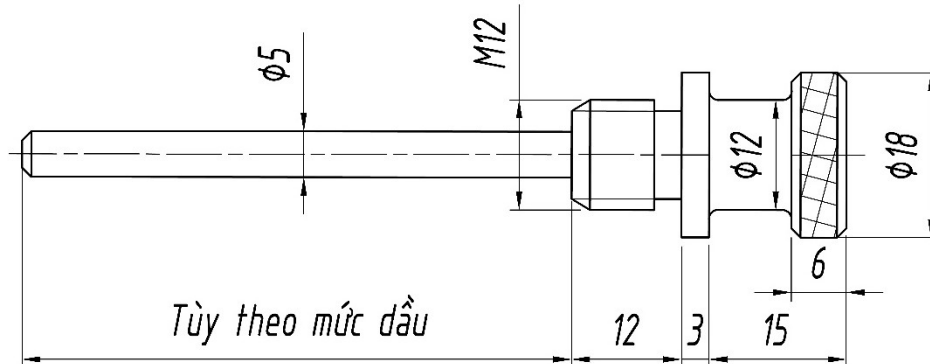
Kết cấu và kích thước của nút tháo dầu trụ (mm) tra trong bảng 18-7 tài liệu [1]:



$d$	$b$	$m$	$f$	$L$	$c$	$q$	$D$	$S$	$D_o$
M16x1,5	12	8	3	23	2	13,8	26	17	19,6

### 6.2.7. Que thăm dầu

Dùng que thăm dầu để kiểm tra mức dầu trong hộp giảm tốc. Nên kiểm tra mức dầu khi hộp giảm tốc không hoạt động.

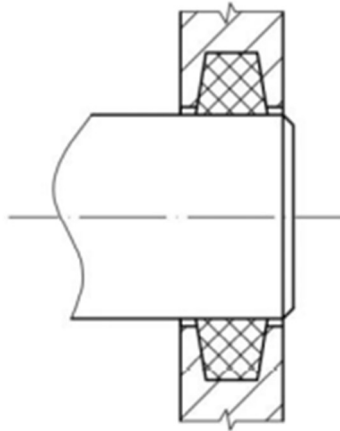


## 6.3. Các chi tiết phụ khác

### 6.3.1. Vòng phốt

Vòng phốt là loại lót kín động gián tiếp nhằm mục đích bảo vệ ổ khỏi bụi bặm, chất bẩn, hạt cứng và nhiều tạp chất khác xâm nhập vào ổ. Những chất này làm ổ nhanh chóng bị mài mòn và han gỉ. Ngoài ra, vòng phốt còn đề phòng dầu chảy ra ngoài. Tuổi thọ ổ lăn phụ thuộc rất nhiều vào vòng phốt.

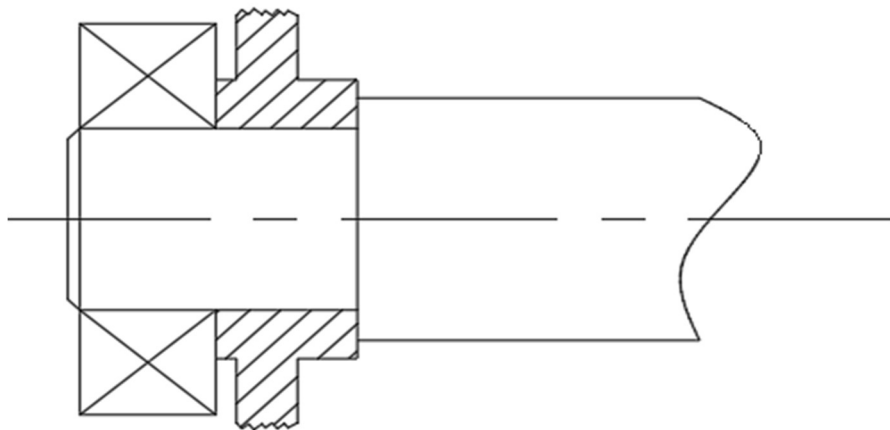
Vòng phốt được dùng khá rộng rãi do có kết cấu đơn giản, thay thế dễ dàng. Tuy nhiên có nhược điểm là nhanh mòn và ma sát lớn khi bề mặt trục có độ nhám cao.



### 6.3.2. Vòng chắn mỡ

Để ngăn mỡ trong bộ phận ổ với dầu trong hộp

Để ngăn cách mỡ trong bộ phận ổ với dầu trong hộp thì ta thường dùng các vòng chắn mỡ (dầu). Vòng này gồm 2 ÷ 3 rãnh có tiết diện tam giác đều. Vòng chắn dầu được lắp vào sao cho vòng cách mép trong thành hộp một khoảng 1 ÷ 2mm. Khe hở giữa vỏ (hoặc ống lót) với mặt ngoài vòng ren lấy khoảng 0,4mm.



### 6.4. Bôi trơn hộp giảm tốc

Bôi trơn để giảm bớt mất mát công vì ma sát, giảm mài mòn răng, đảm bảo thoát nhiệt tốt và đề phòng các chi tiết máy bị han gỉ. Cần phải bôi trơn liên tục các bộ truyền trong hộp giảm tốc.

Phương pháp bôi trơn: bôi trơn ngâm dầu. Dầu bôi trơn: dầu ô tô, máy kéo AK-15

Mức dầu thấp nhất  $h_{min} = (0,75 \div 2)h$  (h là chiều cao răng) nhưng không được bé hơn 10mm, ta tính toán cho bánh lớn suy ra  $h = h_2 = d_{a2} - d_{f2} = 263,06 - 251,81 = 11,25$

Ta có  $h_{min} = (0,75 \div 2) \cdot h = (0,75 \div 2) \cdot 11,25 = 8,44 \div 22,5 \text{ mm}$

Mức dầu cao nhất không vượt quá một phần ba bán kính vòng đỉnh:  $h_{max} < \frac{1}{6} \cdot d_{a2} = \frac{1}{6} \cdot 263,03 = 43,84 \text{ Mpa}$ .

Phần ngâm dầu:  $H = h_{max} - h_{min} = (10 \div 15)$  nên ta chọn  $h_{min} = 22,5$ ;  $h_{max} = 37,5 \text{ mm}$

## 6.5. Dung sai và lắp ghép

### 6.5.1. Dung sai ổ lăn

Vòng trong ổ lăn chịu tải tuần hoàn, chọn lắp ghép theo hệ thống trục lắp trung gian để vòng ổ không trượt trên bề mặt trục khi làm việc. Do đó ta phải chọn mối lắp k6, lắp trung gian có độ dôi tạo điều kiện mòn đều ổ (trong quá trình làm việc nó sẽ quay làm mòn đều).

Vòng ngoài ổ lăn không quay nên chịu tải cục bộ, ta lắp theo hệ thống lỗ. Để ổ có thể di chuyển dọc trục khi nhiệt độ tăng trong quá trình làm việc, ta chọn kiểu lắp trung gian H7.

### 6.5.2. Lắp ghép bánh răng trên trục

Bánh răng lắp trên trục chọn kiểu lắp H7/k6.

### 6.5.3. Lắp ghép nắp ổ và thân hộp

Để dễ dàng cho việc tháo lắp và điều chỉnh, ta chọn kiểu lắp lỏng H7/e8.

### 6.5.4. Lắp ghép vòng chắn dầu trên trục

Để dễ dàng cho tháo lắp, ta chọn kiểu lắp trung gian H7/js6

### 6.5.5. Lắp chốt định vị

Để đảm bảo độ đồng tâm và không bị sút, ta chọn kiểu lắp P7/h6

### 6.5.6. Lắp ghép then

Theo chiều rộng kiểu lắp trên trục là P9 kiểu lắp trên bạc là D10

### 6.5.7. Bảng dung sai lắp ghép

Chi tiết	Mối lắp	Sai lệch giới hạn trên ( $\mu\text{m}$ )		Sai lệch giới hạn dưới ( $\mu\text{m}$ )		$N_{max}$ ( $\mu\text{m}$ )	$S_{max}$ ( $\mu\text{m}$ )
		ES	es	EI	ei		
Bánh răng trục I	$\varnothing 34\text{H}7/\text{k}6$	+25	+18	0	+2	18	23
Bánh răng trục II	$\varnothing 55\text{H}7/\text{k}6$	+30	+21	0	+2	21	28
Vòng chấn mở trục I	$\varnothing 30\text{H}7/\text{js}6$	+21	+6,5	0	-6,5	6,5	27,5
Vòng chấn mở trục II	$\varnothing 50\text{H}7/\text{js}6$	+25	+8	0	-8	8	33
Ống lót trục I	$\varnothing 28\text{H}8/\text{e}8$	+33	-40	0	-73	-40	106
Ống lót trục II	$\varnothing 48\text{H}8/\text{e}8$	+39	-50	0	-89	-50	128
Bánh đai trục I	$\varnothing 28\text{k}6$	-	+15	-	+2	-	-
Nối trục xích trục II	$\varnothing 48\text{k}6$	-	+18	-	+2	-	-

**Bảng dung sai lắp ghép ổ bi đỡ chặn**

Ổ vòng trong					
Chi tiết	Mối lắp	Sai lệch giới hạn trên ( $\mu\text{m}$ )		Sai lệch giới hạn dưới ( $\mu\text{m}$ )	
		ES	es	EI	ei
Trục I	$\varnothing 30\text{k}6$	-	+15	-	+2
Trục II	$\varnothing 50\text{k}6$	-	+18	-	+2
Ổ vòng ngoài					
Chi tiết	Mối lắp	Sai lệch giới hạn trên ( $\mu\text{m}$ )		Sai lệch giới hạn dưới ( $\mu\text{m}$ )	
		ES	es	EI	ei
Trục I	$\varnothing 90\text{H}7$	+30	-	0	-



Trục II	$\varnothing 90H7$	+30	-	0	-
---------	--------------------	-----	---	---	---

**Bảng dung sai lắp ghép then**

Kích thước tiết diện then bxx	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 $t_2$
	P9	D10		
8x7	-0,015	+0,098 +0,040	+0,2	+0,2
10x8	-0,051	+0,098 +0,040	+0,2	+0,2
14x9	-0,061	+0,120 +0,050	+0,2	+0,2
16x10	-0,061	+0,120 +0,050	+0,2	+0,2

### **TÀI LIỆU THAM KHẢO**

- [1] Trịnh Chât – Lê Văn Uyển. (2007). *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, Tập 1&2*, Nhà xuất bản giáo dục.
- [2] Nguyễn Hữu Lộc. (2004). *Cơ sở thiết kế máy*, Nhà xuất bản Đại học Quốc gia Tp.HCM.
- [3] Nguyễn Hữu Lộc. (2008). *Bài tập Chi tiết máy*, Nhà xuất bản Đại học Quốc gia Tp.HCM.
- [4] Ninh Đức Tồn. (2001). *Dung sai và lắp ghép*, Nhà xuất bản giáo dục, Hà Nội.