

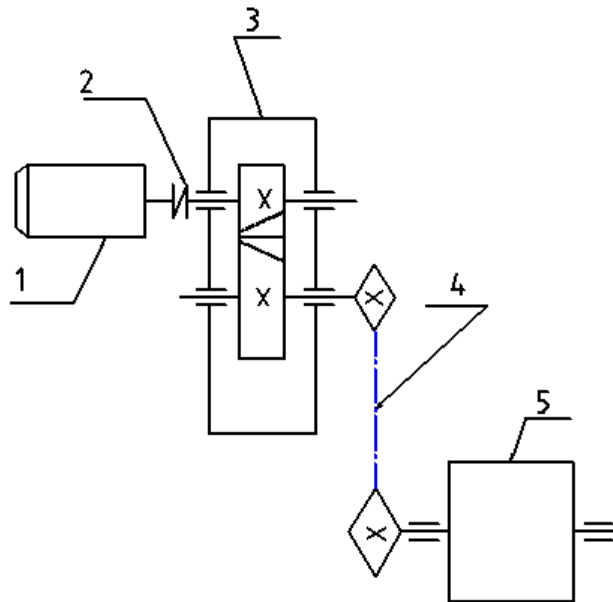
# **Ví dụ tính toán thiết kế hộp giảm tốc bánh răng trụ răng ngôi**

## MỤC LỤC

<b>Lời nói đầu</b> .....	2
 <b>PHẦN I: CHỌN ĐỘNG CƠ VÀ PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN</b>	
1.1 Chọn động cơ điện .....	4
1.2 Phân phối tỷ số truyền .....	5
 <b>PHẦN II: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CHI TIẾT MÁY</b>	
2.1 Thiết kế bộ truyền xích.....	6
2.2 Thiết kế bộ truyền bánh răng .....	10
2.3 Thiết kế trục .....	16
2.4 Tính toán và chọn ổ .....	30
2.5 Thiết kế vỏ hộp .....	35
2.6 Thiết kế các chi tiết phụ .....	36
2.7 Bảng dung sai lắp ghép.....	39

### 5.3.1 Số liệu thiết kế

- Lực vòng trên xích tải:  $F = 3000 \text{ N}$
- Vận tốc xích tải:  $v = 0,8 \text{ (m/s)}$
- Đường kính tang dẫn:  $D = 250 \text{ (mm)}$
- Thời gian phục vụ  $L(\text{năm})$ : 5
- Quay 1 chiều, làm việc 2 ca, tải va đập nhẹ.
- (1 năm làm việc 300 ngày, 1 ca làm việc 8 giờ)



### 5.3.2 Chọn động cơ và phân phối tỷ số truyền

Số liệu thiết kế: công suất trên trục công tác  $P_{ct} = 2,4 \text{ kW}$ , vận tốc vòng  $v = 0,8 \text{ m/s}$ .

#### 1.1 CHỌN ĐỘNG CƠ :

1. Công suất trên trục công tác của xích tải

$$P_{lv} = \frac{Fv}{1000} = \frac{3000 \cdot 0,8}{1000} = 2,4 \text{ kW}$$

2. Hiệu suất chung của hệ thống truyền động:

$$\eta_{ch} = \eta_x \eta_{br} \eta_{ol}^3 = 0,92 \cdot 0,97 \cdot 0,99^3 = 0,87$$

trong đó: hiệu suất bộ truyền xích  $\eta_x = 0,92$

Hiệu suất bộ truyền bánh răng  $\eta_{br} = 0,97$

Hiệu suất bộ truyền ô lăn  $\eta_{ol} = 0,99$

3. Công suất cần thiết của động cơ:

$$P_{dc} = \frac{P_{ct}}{\eta_{ch}} = \frac{2,4}{0,87} = 2,76 \text{ kW}$$

4. Số vòng quay bộ phận công tác:

$$n_{ct} = \frac{60000v}{z_p} = \frac{0,8.6000}{250\pi} = 61,12 \text{ vg/ph}$$

5. Chọn sơ bộ tỉ số truyền:

$$u_{ch} = u_{br} u_x = 5.3 = 15$$

Vậy ta chọn động cơ  $P_{dc} = 3 \text{ kW}$

Động cơ	Số vòng quay	Tỉ số truyền chung	Bộ truyền bánh răng	Bộ truyền xích
4A90L2Y3	2838	46,43	11,2	4,1
4A100S4Y3	1420	23,23	6,3	3,7
4A112MA6Y3	945	15,46	5	3,092
4A112MB8Y3	701	11,47	2,5	4,588

Vậy ta chọn động cơ 4A12MA6Y3 với

$$n = 945 \text{ vg/ph}; u_{ch} = 15,46; u_{br} = 5; u_x = 3,092$$

## 1.2 ĐẶC TÍNH KỸ THUẬT

Với các thông số vừa chọn, ta thiết lập bảng đặc tính kỹ thuật sau:

Trục	Động cơ	I	II	III
Công suất P(kW)	2,76	2,73	2,6	2,4
Tỉ số truyền u	1	5		3,092
Mômen xoắn T (N.mm)	27789	27589	131375,7	375123
Số vòng quay n (vg\ph)	945	945	189	61,12

## II. TÍNH TOÁN BỘ THIẾT KẾ CHI TIẾT MÁY

### 2.1 THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH

**- Số liệu ban đầu:**

Công suất P (kW)	2,6
Số vòng quay bánh dẫn $n_1$ (vg/ph)	189
Mômen xoắn $T_1$ (Nmm)	131375,7
Tỷ số truyền u	3,092
Góc nghiêng của trục chính so với phương ngang	$30^0$

Điều kiện làm việc: quay một chiều, làm việc 2 ca, tải va đập nhẹ, bôi trơn nhỏ giọt, trục đĩa xích điều chỉnh được.

**- Tính toán thiết kế:**

1. Chọn loại xích con lăn một dãy.
2. Chọn số răng đĩa xích dẫn theo công thức:

$$z_1 = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 3,092 \approx 23 \text{ răng}$$

3. Tính số răng đĩa xích lớn theo công thức:

$$z_2 = z_1 u = 23 \cdot 3,092 \approx 71 \text{ răng. Vậy thỏa điều kiện } Z_{\max} < (100 \text{ , } 130).$$

4. Khi đó tỷ số truyền chính xác bộ truyền xích :

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{71}{23} = 3,087$$

5. Ta có hệ số điều kiện sử dụng xích:

$$K = K_0 K_a K_{dc} K_b K_r K_{lv} = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,2 = 1,848$$

trong đó:  $K_0 = 1$  - hệ số kể đến ảnh hưởng của vị trí bộ truyền

$K_a = 1$  - hệ số kể đến khoảng cách trục và chiều dài xích

$K_{dc} = 1,1$  - hệ số kể đến ảnh hưởng của việc điều chỉnh lực căng xích

$K_b = 1,5$  - hệ số ảnh hưởng của bôi trơn, do bôi trơn định kỳ

$K_r = 1$  - hệ số tải trọng động, kể đến tính chất của tải trọng

$K_{lv} = 1,12$  - hệ số kể đến chế độ làm việc của bộ truyền, do làm việc 2 ca

$$\text{Hệ số } K_z = z_{01} / z_1 = 25 / 23 = 1,087$$

Hệ số  $K_n = n_{01} / n_1 = 200 / 189 = 1,058$

Do là xích con lăn một dãy nên  $K_x = 1$

6. Từ đó ta có công suất tính toán:

$$P_t = \frac{K K_z K_n P_1}{K_x} = \frac{1,848 \cdot 1,087 \cdot 1,058 \cdot 2,6}{1} = 5,526 \leq [P]$$

Theo bảng 5.4 [3] ứng với công suất cho phép  $[P] > P_t$  và số vòng quay thực nghiệm  $n_{01} = 200$  vg/ph ta có được bước xích  $p_c = 25,4$  mm.

Kiểm tra số vòng quay tối hạn ứng với bước xích  $p_c = 25,4$  mm tra từ bảng 5.2 [3] ta có  $n_{\text{tối hạn}} = 800$  vg/ph nên điều kiện  $n = 189$  vg/ph  $< n_{\text{th}}$  được thỏa.

7. Tiếp tục ta kiểm nghiệm bước xích theo công thức sau :

$$p_c \geq 600 \sqrt[3]{\frac{P_t K}{Z_1 n_1 [p_0] K_x}}$$

với  $[p_0] = 30 \text{ MPa}$  tra từ bảng 5.3 [3]

$$\text{Thế vào biểu thức trên ta có } p_c \geq 600 \sqrt[3]{\frac{P_t K}{Z_1 n_1 [p_0] K_x}} = 600 \sqrt[3]{\frac{2,6 \cdot 1,848}{23 \cdot 189 \cdot 30 \cdot 1}} = 19,965 \text{ mm}$$

Bước xích đã chọn thỏa mãn điều kiện trên.

8. Tính toán các thông số của bộ truyền xích vừa chọn :

- Vận tốc trung bình của xích:  $v = \frac{n_1 p_c Z_1}{60000} = \frac{189 \cdot 25,4 \cdot 23}{60000} = 1,84 \text{ m/s}$

- Lực vòng có ích :  $F_t = \frac{1000 P}{v} = \frac{1000 \cdot 2,6}{1,84} = 1412,87 \text{ N}$

- Chọn khoảng cách trục sơ bộ từ  $a = 40 p_c = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ mm}$  (từ  $a = (30 \div 50) p_c$ )

- Số mắt xích :

$$\begin{aligned} X &= \frac{2a}{p_c} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left( \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p_c}{a} \\ &= \frac{2 \cdot 1016}{25,4} + \frac{23 + 71}{2} + \left( \frac{71 - 23}{2\pi} \right)^2 \frac{25,4}{1016} \approx 128,46 \end{aligned}$$

Ta chọn  $X = 130$  mắt xích .

- Chiều dài xích:  $L = p_c X = 25,4 \cdot 130 = 3302 \text{ mm}$  .

9. Từ đó ta tính khoảng cách trục chính xác:

$$a = 0,25 p_c \left[ X - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left( X - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

$$= 1035,93 \text{ mm}$$

Và để bộ truyền xích làm việc bình thường ta giảm khoảng cách trục xuống một đoạn bằng  $(0,002 \div 0,004)a$

Do đó ta có khoảng cách trục tính toán là  $a = 1032 \text{ mm}$

- Lực tác dụng lên trục:  $F_r = K_m F_t = 1,15 \cdot 1412,867 = 1624,797 \text{ N}$

với  $K_m = 1,15$  do góc nghiêng giữa đường nối tâm 2 trục và phương ngang là  $30^\circ < 40^\circ$ .

- Đường kính đĩa xích :

Bánh dẫn:

$$d_1 = \frac{p_c Z_1}{\pi} = \frac{25,4 \cdot 23}{\pi} = 185,96 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = p_c (0,5 + \cotg(\pi / Z_1)) = 25,4 \cdot (0,5 + \cotg(\pi / 23)) = 197,5 \text{ mm}$$

Bánh bị dẫn:

$$d_2 = \frac{p_c Z_2}{\pi} = \frac{25,4 \cdot 71}{\pi} = 574,04 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = p_c (0,5 + \cotg(\pi / Z_2)) = 25,4 \cdot (0,5 + \cotg(\pi / 71)) = 586,37 \text{ mm}$$

10. Kiểm nghiệm số lần xích va đập trong 1 giây:

$$i = \frac{Z_1 n_1}{15 X} = \frac{23 \cdot 189}{15 \cdot 130} = 2,229 \leq [i] = 20$$

với  $[i] = 20$  tra bảng 5.6 [3]

11. Kiểm tra xích theo hệ số an toàn:

$$s = \frac{Q}{F_1 + F_v + F_o}$$

với  $Q = 50 \text{ (KN)}$  tra bảng 5.1 [1]

$$F_1 = F_t = 1412,867 \text{ N}$$

$$F_v = q_m v^2 = 2,6 \cdot 1,84023^2 = 8,805 \text{ N}$$

với  $q_m = 2,6 \text{ kg/m}$  tra bảng 5.2 [1]

$$F_0 = K_f a q_m g = 3.1,032.2,6.9,81 = 78,967 N$$

Hệ số độ võng  $K_f = 3$  vì góc nghiêng giữa đường tâm trục và phương nằm ngang nhỏ hơn  $40^\circ$ .

$$\text{Suy ra: } s = \frac{Q}{F_1 + F_v + F_0} = \frac{50000}{1412,867 + 8,805 + 78,967} = 33,319 \geq [s]$$

với  $[s] = (7,6 \div 8,9)$  bảng 5.7 [3].

Như vậy đã thỏa điều kiện an toàn

Thông số bộ truyền xích:

$Z_1$ (răng)	23	$d_{a2}$ (mm)	586,37
$d_1$ (mm)	185,96	a (mm)	1032
$d_{a1}$ (mm)	197,5	X (mắt xích)	130
$Z_2$ (răng)	71	$F_r$ (N)	1624,797
$d_2$ (mm)	574,04		

## 2.2 THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG

- Số liệu ban đầu:

Công suất P (kW)	2,73
Số vòng quay bánh dẫn n (vg/ph)	945
Mômen xoắn T (Nmm)	27589
Tỷ số truyền u	5
Tuổi thọ $L_h$ (giờ)	24000

Chế độ làm việc: quay một chiều, làm việc hai ca, tải va đập nhẹ, 1 năm làm việc 300 ngày, 1 ca làm việc 8 giờ.

- Chọn vật liệu chế tạo bánh răng :



Chọn thép 40 Cr được tôi cải thiện

Theo bảng 6.1 [1] ta chọn độ rắn trung bình:

$$\text{Bánh dẫn: } HB_1 = 300 \text{ HB}$$

$$\text{Bánh bị dẫn: } HB_2 = 200 \text{ HB}$$

**- Tính toán thiết kế:**

1. Số chu kỳ làm việc cơ sở.

$$N_{HO1} = 30HB_1^{2,4} = 30.300^{2,4} = 2,64.10^7 \text{ chu kỳ.}$$

$$N_{HO2} = 30HB_2^{2,4} = 30.200^{2,4} = 9,99.10^6 \text{ chu kỳ.}$$

$$\text{Và: } N_{FO1} = N_{FO2} = 5.10^6 \text{ chu kỳ}$$

2. Số chu kỳ làm việc tương đương:

$$N_{HE1} = 60.c.n_1.L_h = 60.1.945.24000 = 136,08.10^7 \text{ chu kỳ}$$

$$N_{HE2} = 60.c.n_2.L_h = 60.1.189.24000 = 2,7216.10^8 \text{ chu kỳ}$$

$$N_{FE1} = 60.c.n_1.L_h = 60.1.945.24000 = 136,08.10^7 \text{ chu kỳ}$$

$$N_{FE2} = 60.c.n_2.L_h = 60.1.189.24000 = 2,7216.10^8 \text{ chu kỳ}$$

$$\text{Vì: } N_{HE1} > N_{HO1}; N_{HE2} > N_{HO2}; N_{FE1} > N_{FO1}; N_{FE2} > N_{FO2}$$

$$\text{Nên ta có hệ số tuổi thọ: } K_{HL1} = K_{HL2} = K_{FL1} = K_{FL2} = 1$$

3. Theo 6.13 [3], ta chọn giới hạn mỏi tiếp xúc:

$$\sigma_{OH \text{ lim}} = 2HB + 70$$

$$\text{Bánh dẫn: } \sigma_{OH \text{ lim}1} = 2HB_1 + 70 = 670 \text{ MPa}$$

$$\text{Bánh bị dẫn: } \sigma_{OH \text{ lim}2} = 2HB_2 + 70 = 470 \text{ MPa}$$

4. Ta chọn giới hạn mỏi uốn:

$$\sigma_{OF \text{ lim}} = 1,75HB$$

$$\text{Bánh dẫn: } \sigma_{OF \text{ lim}1} = 1,75HB_1 = 525 \text{ MPa}$$

$$\text{Bánh bị dẫn: } \sigma_{OF \text{ lim}2} = 1,75HB_2 = 350 \text{ MPa}$$

5. Ứng suất tiếp xúc cho phép:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{OHlim} 0,9}{s_H} K_{HL} \text{ với } s_H = 1,1 \text{ tra bảng 6.13 [3]. Từ đây ta có:}$$

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{OHlim1} 0,9}{s_H} K_{HL1} = \frac{670.0,9}{1,1} .1 = 548,182 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{OHlim2} 0,9}{s_H} K_{HL2} = \frac{470.0,9}{1,1} .1 = 384,545 \text{ MPa}$$

Giá trị ứng suất tính toán:

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

$$\text{Do } [\sigma_H] \leq [\sigma_H]_{\min} = 384,545 \text{ MPa}$$

$$\text{Suy ra: } [\sigma_H] = 384,545 \text{ MPa}$$

6. Ứng suất uốn cho phép tính theo công thức sau:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{OFlim}}{s_F} K_{FL} \text{ với } s_F = 1,75 \text{ tra bảng 6.13 [3]. Từ đây ta có:}$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{OFlim1}}{s_F} K_{FL1} = \frac{525.1}{1,75} = 300 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{OFlim2}}{s_F} K_{FL2} = \frac{350.1}{1,75} = 200 \text{ MPa}$$

Vì hộp giảm tốc được bôi trơn tốt (hộp giảm tốc kín), do đó ta tính toán thiết kế theo độ bền tiếp xúc.

Theo bảng 6.15 [3] ta chọn  $\psi_{ba} = 0,315$  do bánh răng nằm đối xứng các ổ trục

$$\text{Khi đó: } \psi_{bd} = \frac{\psi_{ba}(u+1)}{2} = \frac{0,315.(5+1)}{2} = 0,945$$

Ứng với  $\psi_{bd}$  vừa chọn, tra bảng 6.4 [3] ta có :

$$K_{H\beta} = 1,07$$

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

7. Khi đó, khoảng cách trục bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng:

$$\begin{aligned} a_w &= 43(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u}} \\ &= 43(5+1) \sqrt[3]{\frac{27589.1,07}{0,315.(384,545)^2 .5}} \approx 129,6 \text{ mm} \end{aligned}$$

Theo tiêu chuẩn chọn:  $a_w = 160 \text{ mm}$ .

Với khoảng cách trục vừa chọn ta chọn môđun răng theo:

$$m_n = (0,01 \div 0,02)a_w \text{ (Ứng với HB}_1, \text{HB}_2 < 350\text{HB)}$$

Suy ra:  $m_n = 2 \div 4$  ta chọn  $m_n = 2$

Ta có do bánh răng trụ răng nghiêng nên  $8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$

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

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

$$\Rightarrow 26,4 \geq z_1 \geq 25,06$$

Ta chọn  $z_1 = 26$  răng  $> 17$  (thỏa điều kiện không cắt chân răng)

$$z_2 = u \cdot z_1 = 5 \cdot 26 = 130 \text{ răng}$$

8. Khi đó góc nghiêng răng là:

$$\beta = \arccos\left(\frac{m_n z_1 (u+1)}{2a_w}\right) = \arccos\left(\frac{2 \cdot 26 \cdot (5+1)}{2 \cdot 160}\right) = 12,84^\circ$$

9. Các thông số hình học của bộ truyền:

- Đường kính vòng chia:

$$d_1 = \frac{z_1 m}{\cos \beta} = \frac{26 \cdot 2}{\cos(12,84^\circ)} = 53,33 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{z_2 m}{\cos \beta} = \frac{130 \cdot 2}{\cos(12,84^\circ)} = 266,67 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng đỉnh:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 57,33 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 270,67 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng đáy:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 48,33 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 261,67 \text{ mm}$$

- Khoảng cách trục:  $a_w = 160 \text{ mm}$

- Chiều rộng vành răng:

Bánh bị dẫn:  $b_2 = \psi_{ba} a = 0,315.160 = 52 \text{ mm}$

Bánh dẫn: dựa vào  $b_2 = 52 \text{ mm}$  và để phù hợp kết cấu ta chọn

$$b_1 = 58 \text{ mm}$$

Vận tốc vòng bánh răng::

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi.53,33.945}{60000} = 2,639 \text{ m/s}$$

Theo bảng 6.3 [3] chọn cấp chính xác là 9, với vận tốc giới hạn  $v_{gh} = 6 \text{ m/s}$ .

Xác định giá trị các lực :

- Lực vòng :  $F_{t2} = F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2.27589}{53,33} = 1061,12 \text{ N}$
- Lực hướng tâm:  $F_{r2} = F_{r1} = \frac{F_{t1} \text{tg} \alpha_{nw}}{\cos \beta} = \frac{1061,12 \cdot \text{tg}(20^\circ)}{\cos(12,84^\circ)} = 396,12 \text{ N}$
- Lực dọc trục :  $F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \text{tg}(\beta) = 1061,12 \cdot \text{tg}(12,84^\circ) = 241,86 \text{ N}$

10. Tính toán kiểm nghiệm giá trị ứng suất tiếp xúc:

Theo bảng 6.6 [3], ta chọn hệ số tải trọng động :

$$K_{HV} = 1,06$$

$$K_{FV} = 1,11$$

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\epsilon}{d_1} \sqrt{\frac{2T_1 K_H (u+1)}{b_w u}} < [\sigma_H]$$

Ta có :  $Z_M = 275 \text{ MPa}^{1/2}$  do vật liệu là thép

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha_t}} \approx 1,73$$

$$Z_\# \# 0,96 \text{ (do lấy } \epsilon_\alpha = 1,2)$$

Ta có:  $b_w = b_2 = 52 \text{ mm}$

$$d_w = d_1 = 53,33 \text{ mm}$$

$$\text{Suy ra: } \sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\epsilon}{d_1} \sqrt{\frac{2T_1 K_{H\beta} K_{HV} (u+1)}{b_w u}} = 325,458 \text{ MPa} < [\sigma_H]$$

$$\text{với } [\sigma_H] = \sigma_{OH \text{ lim}} \frac{K_{HL} Z_R Z_V K_I K_{sH}}{s_H} = 470 \frac{1.0,9.0,937.1.1,022}{1,1} = 368,246 \text{ MPa}$$

trong đó:  $Z_R = 0,9$ ;  $K_l = 1$ .

$$Z_v = 0,85v^{0,1} = 0,85.2.639^{0,1} = 0,937$$

$$K_{xH} = \sqrt{1,05 - \frac{d}{10^4}} = \sqrt{1,05 - \frac{53,33}{10^4}} = 1,022$$

Do đó bánh răng thoả điều kiện ứng suất tiếp xúc.

11. Tiếp tục kiểm nghiệm theo độ bền uốn:

- Hệ số dạng răng:

$$\text{Bánh dẫn: } Y_{F1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v1}} = 3,47 + \frac{13,2 \cdot \cos^3(12,84^\circ)}{26} = 3,94$$

$$\text{Bánh bị dẫn: } Y_{F2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v2}} = 3,47 + \frac{13,2 \cdot \cos^3(12,84^\circ)}{130} = 3,56$$

- Đặc tính so sánh độ bền các bánh răng:

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{300}{3,94} = 76,142$$

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{200}{3,56} = 56,18$$

Vậy ta sẽ kiểm nghiệm bánh bị dẫn có độ bền thấp hơn.

- Ứng suất uốn tính toán:

$$\sigma_F = \frac{2Y_{F2}T_1K_{F\beta}K_{Fv}}{d_{w1}b_{w2}m_n} = \frac{2.3,56.27589.1.1.1,11}{53,33.52.2} \approx 11,535 \text{ MPa} < [\sigma_{F2}]$$

$$\text{với } [\sigma_F] = \sigma_{OF\lim} \frac{K_{FL}Y_R Y_x Y_\delta K_{FC}}{S_F} = 350 \frac{1.1.0,9.1.1}{1,75} = 180 \text{ MPa}$$

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

Do đó độ bền uốn được thoả

**Từ đó ta có bảng kết quả sau:** (đơn vị mm)

Thông số bánh răng	Bánh chủ động	Bánh bị động
Khoảng cách trục ( $a_w$ )	160	
Đường kính vòng chia ( $d$ )	53,33	266,67
Đường kính vòng đỉnh ( $d_a$ )	57,33	270,67
Đường kính vòng đáy ( $d_f$ )	48,33	261,67

Chiều rộng vành răng ( $b_w$ )	58	52
Góc profin gốc ( $\alpha$ )	20 <sup>o</sup>	

## 2.3 THIẾT KẾ TRỤC

Vật liệu chế tạo trục là thép C45 tôi cải thiện.

Giới hạn bền:  $\sigma_b = 850MPa$

Trị số của ứng suất uốn cho phép tương ứng với  $\sigma_b = 850(MPa)$  tra trong bảng 10.5 [1]:

$$[\sigma] = 67MPa$$

Ứng suất xoắn cho phép:

$$[\tau] = 20 \div 25 \text{ MPa đối với trục vào, ra}$$

Xác định sơ bộ đường kính trục theo công thức sau:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]}}$$

### A. Trục 1:

Với  $T_1 = 27589 \text{ Nmm}$

$$[\tau] = 20 \text{ MPa}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{27589}{0,2 \cdot 20}} = 19mm$$

Chọn sơ bộ đường kính các đoạn trục:

Tại vị trí nối trục  $d_0 = 20 \text{ mm}$

Tại vị trí ổ lăn  $d = 25 \text{ mm}$

Tại vị trí bánh răng  $d_1 = 30 \text{ mm}$

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

Theo [3] ta chọn

$$AD = 75 \text{ mm}$$

$$AC = CB = 60 \text{ mm}$$

Ta có lực tác dụng:

$$F_{T1} = 1061,12 \text{ N}$$

$$F_{R1} = 396,12 \text{ N}$$

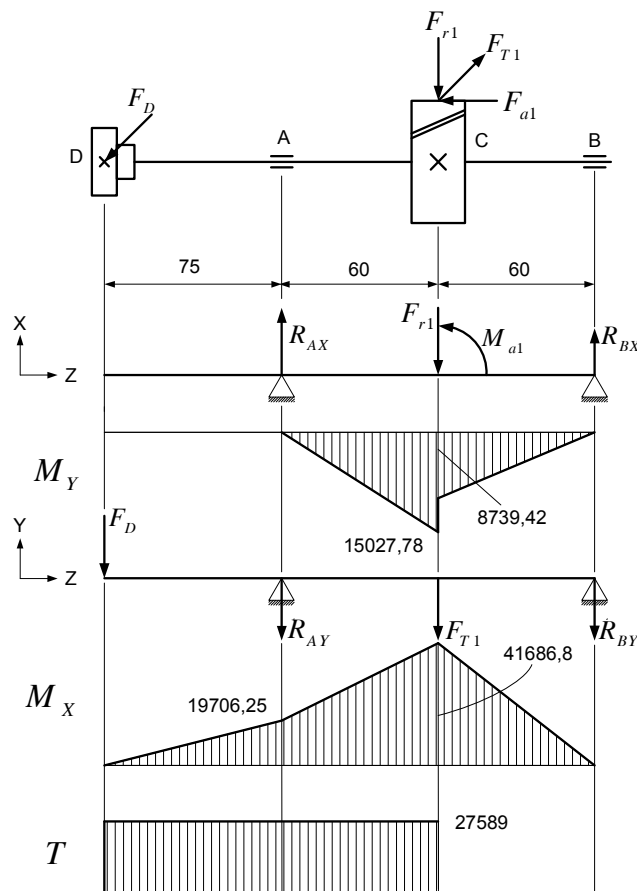
$$F_{a1} = 241,86 \text{ N}$$

Suy ra:  $M_{a1} = F_{a1} \frac{d_1}{2} = 241,86 \cdot \frac{52}{2} = 6288,36 \text{ Nmm}$

Ta có tại D là nối trục đàn hồi chọn theo sơ bộ. Suy ra  $D_{\text{nối trục}} = 63 \text{ mm}$

$$F_{kn} = (0,2..0,3) \frac{2T}{D} = (0,2..0,3) \frac{2 \cdot 27589}{63} \approx 262,75 \text{ N}$$

Biểu đồ mômen:



### 1. Tính phản lực tại các gối tựa:

- Trong mặt phẳng xz, ta có:

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow M_a + R_{Bx} \cdot AB - F_{R1} \cdot AC = 0$$

Suy ra:  $R_{Bx} = \frac{F_{R1} \cdot AC - M_a}{AB} = \frac{396,12 \cdot 60 - 6288,36}{120} = 145,657 \text{ N}$

Ta có :

$$R_{Ax} + R_{Bx} = F_{R1}$$

Vậy:  $R_{Ax} = F_{R1} - R_{Bx} = 396,12 - 145,657 = 250,463N$

$$R_{Az} = F_{a1} = 241,86N$$

- Trong mặt phẳng yz, ta có:

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow F_{kn} \cdot BD + R_{Ay} \cdot AB - F_{T1} \cdot BC = 0$$

Suy ra:  $R_{Ay} = \frac{F_{T1} \cdot BC - F_{kn} \cdot BD}{AB} = \frac{1061,12 \cdot 60 - 262,75 \cdot 195}{120} = 103,59N$

$$R_{By} = F_{T1} - R_{Ay} - F_{kn} = 1061,12 - 103,59 - 262,75 = 694,78N$$

## 2. Tính đường kính tại các đoạn trục:

Vậy tiết diện nguy hiểm là tại C:

$$M_{xC} = 41686,8 \text{ Nmm}$$

$$M_{yC} = 15027,78 \text{ Nmm}$$

$$T = 27589 \text{ Nmm}$$

Vậy:  $M = \sqrt{M_{xC}^2 + M_{yC}^2} = \sqrt{15027,78^2 + 41686,8^2} = 44312,79 \text{ Nmm}$

Tại C:  $M_{td} = \sqrt{M^2 + 0,75T^2} = \sqrt{44312,79^2 + 0,75 \cdot 27589^2} = 50343,7 \text{ Nmm}$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{50343,7}{0,1 \cdot 67}} = 19,59 \text{ mm}$$

Theo tiêu chuẩn và để phù hợp với kết cấu bánh răng ta chọn  $d_C = 30 \text{ mm}$ .

Tại các tiết diện khác ta có:

Tại A:  $M_{td} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75T^2} = 30970,97 \text{ Nmm}$

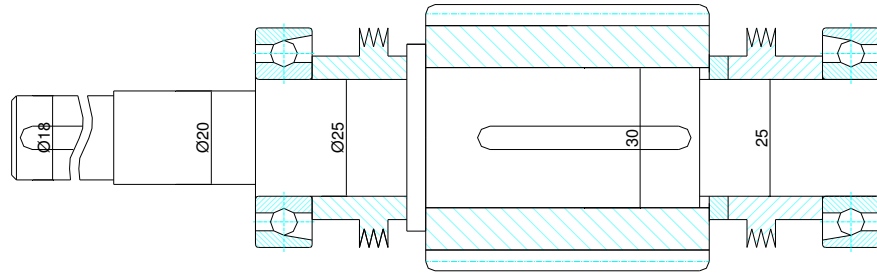
$$d_A \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}} \approx 16,66 \text{ mm}$$

Theo tiêu chuẩn và để đạt sự hài hòa về kết cấu ta chọn  $d_A = d_B = 25 \text{ mm}$

Tại D: chọn  $d_D = 18 \text{ mm}$

Vậy ta có trục 1 :





### 3. Kiểm nghiệm then

Kiểm nghiệm điều kiện bền dập và bền cắt đối với then bằng:

Với các tiết diện trục dùng mối ghép then cần tiến hành kiểm nghiệm mối ghép về độ bền dập và độ bền cắt theo công thức sau:

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

$$\tau_c = \frac{2T}{d l_t b} \leq [\tau_c]$$

trong đó  $[\sigma_d] = 100$  MPa ứng suất dập cho phép tra trong **bảng 9.5** [1] và cho phép lớn hơn giá trị cho phép 5% và  $[\tau_c] = 40 \div 60$  MPa là ứng suất cắt cho phép

Bảng kiểm nghiệm then:

Đường kính (mm)	Then (mm)		Chiều dài then l (mm)	Chiều dài làm việc của then $l_t$ (mm)	Mômen T (Nmm)	$\sigma_d$ (MPa)	$\tau_c$ (MPa)
	b x h	$t_1$					
Trục I	18	6x6	3,5	30	27589	51,09	19,28
	30	6x6	3,5	40	27589	21,64	8,4

### 4. Kiểm nghiệm theo hệ số an toàn

- Vật liệu trục: thép C45, tôi cải thiện.

$$\sigma_b = 850 \text{ MPa}$$

với  $\sigma_{-1} = 0,4\sigma_b = 340$  MPa;  $\tau_{-1} = 0,223\sigma_b = 189,66$  MPa

- Hệ số xét đến ảnh hưởng tập trung tải trọng:  $K_\sigma$ ,  $K_\tau$

Tra bảng 10.8 [3] ta có :  $K_\sigma = 2,05$

$$K_\tau = 1,9$$

- Hệ số tăng bền bề mặt:

$\beta = 1,7$  tra theo bảng 10.4 tài liệu [3] ứng với trường hợp phun bi.

- Hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình:

$$\psi_{\sigma} = 0,05 \text{ và } \psi_{\tau} = 0.$$

Bảng số liệu:

Thông số	Đường kính(mm)	Then		Mômen chống uốn W	Mômen cản xoắn $W_0$
		b x h	$t_1$		
Trục I	30(C)	6x6	3,5	2405,275	5056,338

trong đó:  $W = 0,1d^3$ ;  $W_0 = 0,2d^3$  khi trục đặc.

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}; \quad W_0 = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} \text{ khi trục có một then.}$$

Bảng kiểm nghiệm hệ số an toàn s :

(trong đó, [s] hệ số an toàn cho phép nằm trong khoảng  $1,5 \div 2,5$ ; khi  $[s] = 2,5 \div 3$  ta không cần kiểm nghiệm trục theo độ cứng.)

Đường kính d(mm)	$\epsilon_{\sigma}$	$\epsilon_{\tau}$	$\sigma_a$	$\tau_a$	$s_{\sigma}$	$s_{\tau}$	s
Trục I 30(C)	0,91	0,89	18,07	2,73	8,98	35,57	8,7

trong đó:

$\epsilon_{\sigma}, \epsilon_{\tau}$  là hệ số kích thước tra trong bảng 10.3 [3]

$\sigma_a, \tau_a$  là biên độ của ứng suất tính theo:

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M}{W}$$

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

$s_{\sigma}, s_{\tau}$  là hệ số an toàn xét riêng cho ứng suất uốn và ứng suất xoắn:

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

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

Khi đó hệ số an toàn kiểm nghiệm cho trục là :

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

Kết quả kiểm nghiệm hệ số an toàn cho thấy các đoạn trục đều thỏa mãn hệ số an toàn kiểm nghiệm trục theo độ bền mỏi. Ngoài ra trục còn đảm bảo về độ cứng.

### 5. Kiểm nghiệm nối trục đàn hồi:

Với  $T = 27589 \text{ Nmm}$  ta chọn nối trục có các thông số chính sau  $D_0 = 58 \text{ mm}$ ;  $l_1 = 15 \text{ mm}$ ;  $l_2 = 22 \text{ mm}$ ;  $l_0 = 15 \text{ mm}$ ;  $z = 4$ ;  $l_c = 19 \text{ mm}$  và  $d_c = 10 \text{ mm}$

- Điều kiện bền dập của vòng đàn hồi:

$$\sigma_d = \frac{2kT}{zD_0d_c l_0} = \frac{2.1,25.27589}{4.58.10.15} = 1,982 \text{ MPa} < (2..3) \text{ MPa}$$

Vậy điều kiện bền dập của vòng đàn hồi được thỏa.

- Điều kiện bền của chốt:

$$\sigma_F = \frac{l_c kT}{0,1d_c^3 D_0 z} = \frac{19.1,25.27589}{0,1.10^3 .58.4} = 28,243 \text{ MPa} < [\sigma_F] = (60..80) \text{ MPa}$$

Vậy điều kiện bền của chốt được thỏa.

### B. Trục 2 :

Với  $T_2 = 131375,7 \text{ Nmm}$

$$[\tau] = 20 \text{ MPa}$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{131375,7}{0,2.20}} = 32,025 \text{ mm}$$

Vậy chọn sơ bộ đường kính tại các đoạn trục:

Tại vị trí xích  $d_0 = 34 \text{ mm}$

Tại vị trí ổ lăn  $d = 40 \text{ mm}$

Tại vị trí bánh răng  $d_1 = 45 \text{ mm}$

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

$$AD = 90 \text{ mm}$$

$$AC = CB = 60 \text{ mm}$$

Ta có các lực :  $F_{t2} = 1061,12 \text{ N}$

$$F_{r2} = 396,12 \text{ N}$$

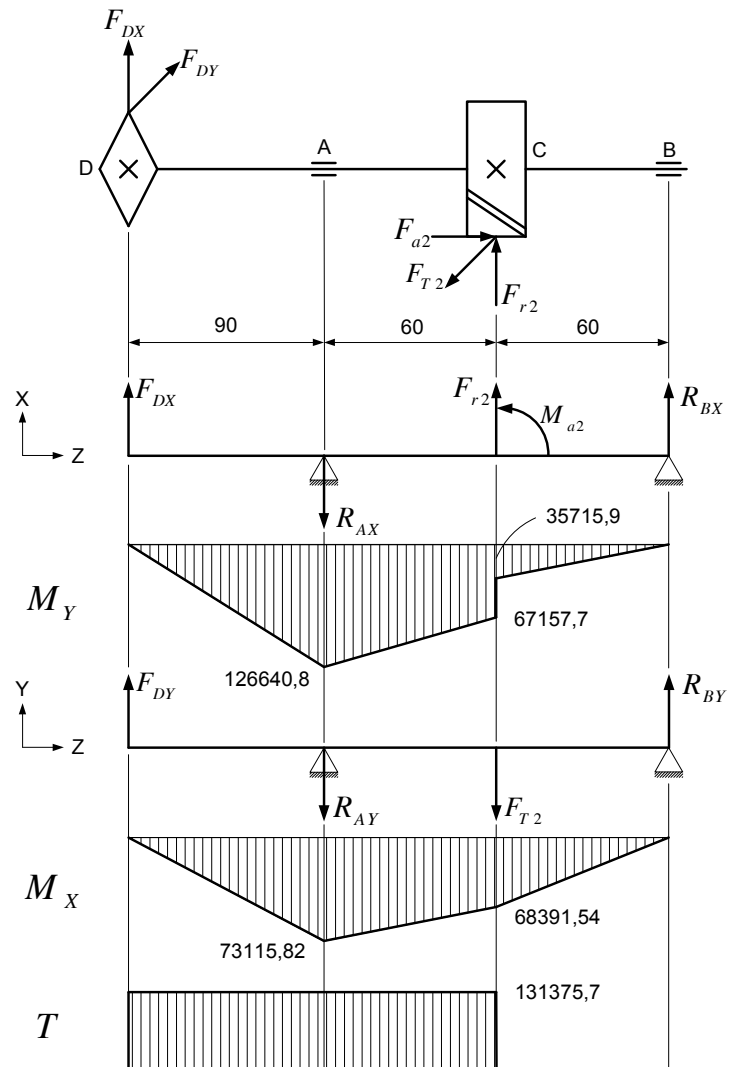
$$F_{a2} = 241,86 \text{ N}$$

$$\text{Suy ra: } M_{a2} = F_{a2} \frac{d_2}{2} = 241,86 \cdot \frac{260}{2} = 31441,8 \text{ Nmm}$$

$$\text{Tại vị trí xích: } F_{DX} = F_R \cos 30^\circ = 1624,797 \cdot \cos 30^\circ = 1407,12 \text{ N}$$

$$F_{DY} = F_R \sin 30^\circ = 1624,797 \cdot \sin 30^\circ = 812,398 \text{ N}$$

Biểu đồ mômen:



### 1. Tính phản lực tại các gối tựa:

- Trong mặt phẳng xz, ta có:

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow M_a + R_{BX} \cdot AB + F_{r2} \cdot AC - F_{DX} \cdot AD = 0$$

$$\text{Suy ra: } R_{BX} = \frac{F_{DX} \cdot AD - M_a - F_{r2} \cdot AC}{AB} = \frac{1407,12 \cdot 90 - 31441,8 - 396,12 \cdot 60}{120} \\ = 595,265 N$$

Ta có :

$$R_{AX} = F_{DX} + F_{r2} + R_{BX} = 1407,12 + 396,12 + 595,265 \\ = 2398,505 N$$

- Trong mặt phẳng yz, ta có:

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow F_{DY} \cdot AD - R_{BY} \cdot AB + F_{T2} \cdot AC = 0$$

$$\text{Vậy: } R_{BY} = \frac{F_{DY} \cdot AD + F_{T2} \cdot AC}{AB} = \frac{812,398 \cdot 90 + 1061,12 \cdot 60}{120} = 1139,859 N$$

$$\text{Vậy: } R_{AY} = F_{DY} + R_{BY} - F_{T2} = 812,398 + 1139,859 - 1061,12 \\ = 891,137 N$$

## 2. Tính đường kính tại các đoạn trục:

Vậy tiết diện nguy hiểm là tại A:

$$M_{xA} = 73115,82 \text{ Nmm}$$

$$M_{yA} = 126640,8 \text{ Nmm}$$

$$T_2 = 131375,7 \text{ Nmm}$$

$$\text{Suy ra: } M = \sqrt{M_{xA}^2 + M_{yA}^2} = \sqrt{126640,8^2 + 73115,82^2} = 146232,06 \text{ Nmm}$$

$$\text{Tại A: } M_{td} = \sqrt{M^2 + 0,75T^2} = \sqrt{146232,06^2 + 0,75 \cdot 131375,7^2} = 185280 \text{ Nmm}$$

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{185280}{0,1 \cdot 67}} \approx 30,24 \text{ mm}$$

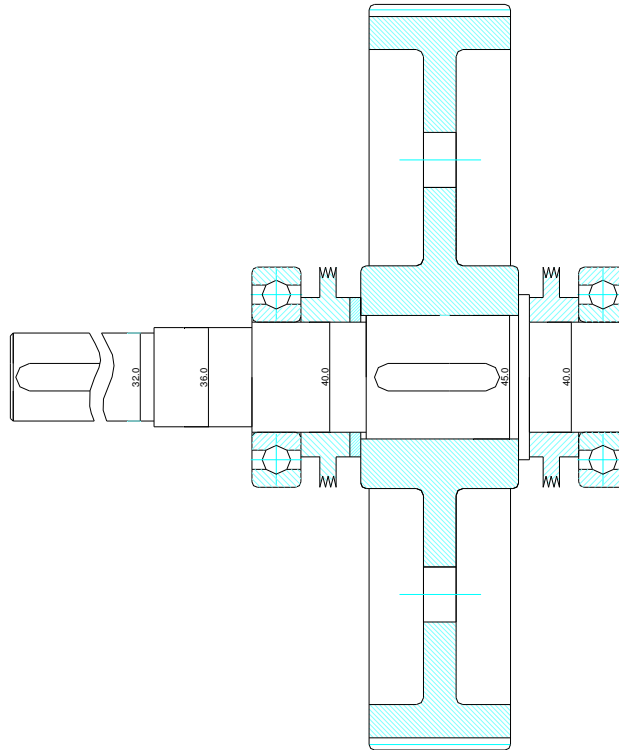
Chọn theo tiêu chuẩn và để cho cân đối với kết cấu của bánh răng ta chọn  $d_A = 40 \text{ mm}$ .

Tại các tiết diện khác ta có:

Tại C: ta chọn theo tiêu chuẩn và để cân đối với kết cấu của trục ta chọn  $d_C = 45 \text{ mm}$ .

Tại D: chọn  $d_D = 32 \text{ mm}$ .

Vậy trục 2 có dạng như sau:



### 3. Kiểm nghiệm then

Kiểm nghiệm điều kiện bền dập và bền cắt đối với then bằng:

Với các tiết diện trục dùng mỗi ghép then cần tiến hành kiểm nghiệm mỗi ghép về độ bền dập và độ bền cắt theo công thức sau:

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

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

trong đó  $[\sigma_d] = 100$  MPa ứng suất dập cho phép tra trong bảng 9.5 [1] và cho phép lớn hơn giá trị cho phép 5% và  $[\tau_c] = 40 \div 60$  MPa là ứng suất cắt cho phép.

Bảng kiểm nghiệm then:

Đường kính (mm)	Then (mm)		Chiều dài then $l$ (mm)	Chiều dài làm việc của then $l_t$ (mm)	Mômen T (Nmm)	$\sigma_d$ (MPa)	$\tau_c$ (MPa)
	b $\times$ h	$t_1$					
Trục II	45	10 $\times$ 8	5	45	131375,7	55,61	14,59
	32	10 $\times$ 8	5	40	131375,7	91,23	23,46

trong đó chiều dài then  $l$  (mm) chọn theo tiêu chuẩn ở bảng 9.1a [1].

#### 4. Kiểm nghiệm trực theo hệ số an toàn

- Vật liệu trực: thép C45, tôi cải thiện.

$$\sigma_b = 850 \text{ MPa}$$

với  $\sigma_{-1} = 0,4\sigma_b = 340 \text{ MPa}$ ;  $\tau_{-1} = 0,223\sigma_b = 189,66 \text{ MPa}$

- Hệ số xét đến ảnh hưởng tập trung tải trọng:  $K_\sigma, K_\tau$

Tra bảng 10.8 [3] ta có :  $K_\sigma = 2,05$

$$K_\tau = 1,9$$

- Hệ số tăng bền bề mặt:

$\beta = 1,7$  tra theo bảng 10.4 tài liệu [3] ứng với trường hợp phun bi.

- Hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình:

$$\psi_\sigma = 0,05 \text{ và } \psi_\tau = 0.$$

*Bảng số liệu:*

Thông số	Đường kính(mm)	Then		Mômen chống uốn $W$	Mômen cản xoắn $W_0$
		b $\times$ h	$t_1$		
Trục II	45(C)	10 $\times$ 8	5	8058,45	17005,78

trong đó:  $W = 0,1d^3$ ;  $W_0 = 0,2d^3$  khi trục đặc.

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}; \quad W_0 = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} \text{ khi trục có một then.}$$

*Bảng kiểm nghiệm hệ số an toàn  $s$  :*

(trong đó,  $[s]$  hệ số an toàn cho phép nằm trong khoảng  $1,5 \div 2,5$  ; khi  $[s] = 2,5 \div 3$  ta không cần kiểm nghiệm trực theo độ cứng.)

Đường kính $d$ (mm)	$\epsilon_\sigma$	$\epsilon_\tau$	$\sigma_a$	$\tau_a$	$s_\sigma$	$s_\tau$	$s$
Trục II 45(C)	0,88	0,81	12,75	3,86	20,92	22,91	15,4

trong đó:

$\epsilon_\sigma, \epsilon_\tau$  là hệ số kích thước tra trong bảng 10.3 [3]

$\sigma_a, \tau_a$  là biên độ của ứng suất tính theo:

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M}{W}$$

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

$s_\sigma, s_\tau$  là hệ số an toàn xét riêng cho ứng suất uốn và ứng suất xoắn:

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

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

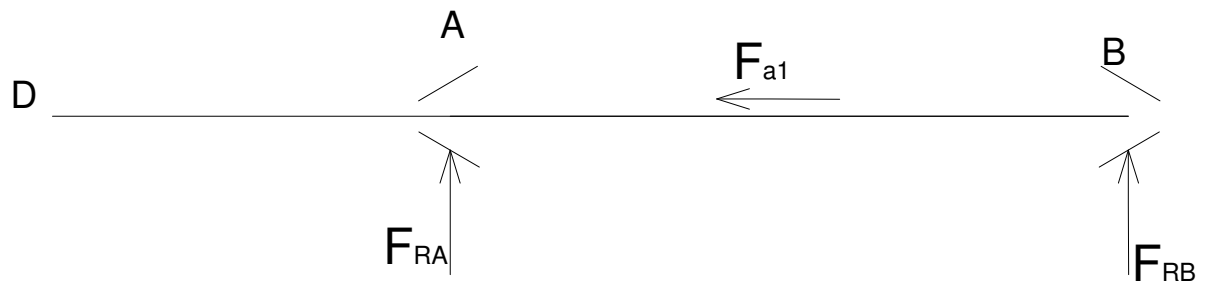
Khi đó hệ số an toàn kiểm nghiệm cho trục là :

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

Kết quả kiểm nghiệm hệ số an toàn cho thấy các đoạn trục đều thỏa mãn hệ số an toàn kiểm nghiệm trục theo độ bền mỏi. Ngoài ra trục còn đảm bảo về độ cứng.

## 2.4 TÍNH TOÁN CHỌN Ổ

### A. TRỤC 1:



Đường kính ngõng trục:  $d = 25\text{mm}$ .

Số vòng quay  $n = 945$  vg/ph.

1. Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ A:

$$F_{RA} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Ax}^2} = \sqrt{103,59^2 + 250,463^2} = 271,04\text{N}$$

Khi đó tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ B:



$$F_{RB} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bx}^2} = \sqrt{145,657^2 + 694,78^2} = 709,88N$$

Ta có lực tác dụng dọc trục  $F_{a1} = 241,86N$  là khá lớn so với  $F_R$  (ta có  $F_a / F_r = 241,86 / 271,04 = 0,89 > 0,3$ )  $\Rightarrow$  **ta chọn ổ bi đỡ chặn một dãy**

Ta chọn loại cỡ đặc biệt nhẹ với  $C = 11800N$ ,  $C_0 = 6290N$  và  $\alpha = 12^0$

Ta có  $F_a / C_0 = 241,86 / 6290 = 0,038$ , tra bảng 11.3 [3]. Suy ra:  $e = 0,35$

Ta có :

$$S_1 = e.F_{RA} = 0,35.271,04 = 94,864N$$

$$S_2 = e.F_{RB} = 0,35.709,88 = 248,458N$$

Vì  $S_1 < S_2$  và  $F_a = 241,86N > 248,458 - 94,864 = 153,594N$  nên theo bảng 11.5 [3] ta có:

$$F_{a1} = S_1 = 94,864N$$

$$F_{a2} = S_1 + F_a = 94,864 + 241,86 = 336,724N$$

Ta chọn ổ theo ổ bên phải vì tải trọng tác dụng lớn hơn.

Do tỉ số  $\frac{F_{a2}}{VF_{RB}} = \frac{336,724}{1.709,88} = 0,47 > 0,35$ . Suy ra:  $X = 0,45$  và  $Y = 1,57$

Tải trọng quy ước:

$$Q = (XVF_r + YF_a)K_\sigma K_t$$

với:  $V = 1$  ứng với vòng trong quay.

$K_t = 1$  hệ số xét đến ảnh hưởng nhiệt độ đến tuổi thọ ổ

$K_\sigma = 1$  hệ số xét đến ảnh hưởng đặc tính tải trọng đến tuổi thọ ổ

$$Q = (XVF_r + YF_a)K_\sigma K_t = (0,45.1.709,88 + 1,57.336,724).1.1 = 848,103N$$

2. Thời gian làm việc tính bằng triệu vòng quay:

$$L = \frac{60nL_h}{10^6} = \frac{60.945.5.300.8.2}{10^6} = 1360,8 \text{ triệu vòng quay}$$

3. Khả năng tải động tính toán:

$$C_{tt} = Q\sqrt[10]{L^3} = 848,103 \times \sqrt[10]{1360,8^3} = 7389,02N < C = 11800N$$

Theo [1] ta tiến hành chọn ổ lăn theo  $C_{tt} < C$  với  $C$  là giá trị tải trọng động của ổ tra trong phụ lục P2.8 [1].

Kí hiệu ổ	d,mm	D,mm	B,mm	r,mm	C,N	C <sub>0</sub> , N
36105	25	47	12	1	11800	6290

4. Khi đó tuổi thọ chính xác của ổ là:

$$L = \left( \frac{C}{Q} \right)^{10/3} = \left( \frac{11800}{848,103} \right)^{10/3} = 6478,06 \text{ triệu vòng}$$

5. Tuổi thọ ổ tính bằng giờ:

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{6478,06 \cdot 10^6}{60 \cdot 945} = 114251,5 \text{ giờ}$$

6. Kiểm tra khả năng tải tĩnh của ổ:

Chọn một trong hai giá trị lớn nhất

$$Q_0 = X_0 F_{RB} + Y_0 F_a = 0,6 \cdot 709,88 + 0,5 \cdot 241,86 = 546,858 N$$

(với:  $X_0 = 0,6$  và  $Y_0 = 0,5$  (bảng 11.6 [3]))

$$Q_0 = F_{RB} = 709,88 N$$

Ta thấy  $Q_0 = 709,88 N < C_0 = 6290 N$ , do đó ổ được chọn thoả mãn điều kiện bền tĩnh.

7. Xác định số vòng quay tới hạn của ổ:

Ta có:  $[D_{pw} n] \cdot 10^{-5} = 4,5$  (tra trong bảng 11.7 [3] khi bôi trơn bằng mỡ)

với  $D_{pw} = \frac{(D+d)}{2} = \frac{(25+47)}{2} = 36 \text{ mm}$  là đường kính tâm con lăn.

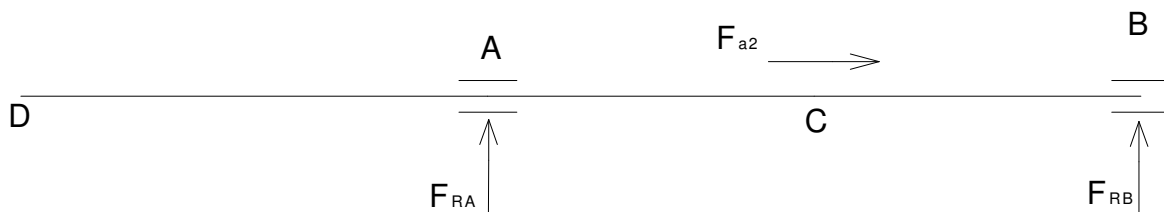
$$\text{Suy ra: } n_{gh} = \frac{4,5 \cdot 10^5}{36} = 12500 \text{ vg/ph} > n = 945 \text{ vg/ph}.$$

Do đó ổ được chọn thoả số vòng quay tới hạn.

## B. TRỤC 2:

Đường kính ngõng trục:  $d = 40 \text{ mm}$

Số vòng quay  $n = 189 \text{ vg/ph}$ .



1. Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ A:

$$F_{RA} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{AX}^2} = \sqrt{891,137^2 + 2398,505^2} = 2558,7N$$

Khi đó tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ B:

$$F_{RB} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{BX}^2} = \sqrt{1139,859^2 + 595,265^2} = 1285,93N$$

Ta có do  $F_{a2} = 241,86N$  là khá nhỏ so với  $F_R$  (ta có  $F_a / F_r = 241,86 / 1285,93 = 0,19 < 0,3$ )  $\Rightarrow$  **ta chọn ổ bi đỡ một dãy**

Vì  $F_{RA} > F_{RB}$  nên ta tính toán chọn ổ theo ổ A là ổ chịu lực lớn hơn.

## 2. Tải trọng quy ước:

Ta có: do  $F_{a2}$  là khá nhỏ nên hệ số  $X = 1$  và  $Y = 0$

$$Q = VF_{RA}K_{\sigma}K_t$$

với:  $V = 1$  ứng với vòng trong quay.

$K_t = 1$  hệ số xét đến ảnh hưởng nhiệt độ đến tuổi thọ ổ

$K_{\sigma} = 1$  hệ số xét đến ảnh hưởng đặc tính tải trọng đến tuổi thọ ổ

$$Q = VF_{RA}K_{\sigma}K_T = 1.2558,7.1.1 = 2558,7N$$

## 3. Thời gian làm việc tính bằng triệu vòng quay:

$$L = \frac{60nL_h}{10^6} = \frac{60.189.5.300.8.2}{10^6} = 272,16 \text{ triệu vòng quay}$$

## 4. Khả năng tải động tính toán:

$$C_{tt} = Q\sqrt[3]{L} = 2558,7\sqrt[3]{272,16} = 16581,64N$$

Theo [1] ta tiến hành chọn ổ lăn theo  $C_{tt} < C$  với  $C$  là giá trị tải trọng động của ổ tra trong phụ lục P2.7 [1]. Ta chọn ổ bi:

Kí hiệu ô'	d,mm	D,mm	B,mm	r,mm	C,KN	C <sub>0</sub> , KN
208	40	80	18	2	25,6	18,1

## 5. Khi đó tuổi thọ chính xác của ổ là:

$$L = \left(\frac{C}{Q}\right)^3 = \left(\frac{25600}{2558,7}\right)^3 = 1001,52 \text{ triệu vòng}$$

## 6. Tuổi thọ ổ tính bằng giờ:

$$L_h = \frac{10^6 L}{60.n} = \frac{10^6.1001,52}{60.189} = 88317,46 \text{ giờ}$$

7. Kiểm tra khả năng tải tĩnh của ổ:

Chọn một trong hai giá trị lớn nhất

$$Q_0 = X_0 F_{RA} + Y_0 F_a = 0,6.2558,7 + 0,5.241,86 = 1656,15N$$

(với:  $X_0 = 0,6$  và  $Y_0 = 0,5$  (bảng 11.6 [3]))

$$Q_0 = F_{RA} = 2558,7N$$

Ta thấy  $Q_0 = 2558,7N < C_0 = 18100N$ , do đó ổ được chọn thoả mãn điều kiện bền tĩnh.

8. Xác định số vòng quay tới hạn của ổ:

Ta có:  $[D_{pw}n].10^{-5} = 4,5$  (tra trong bảng 11.7 [3] khi bôi trơn bằng mỡ)

với  $D_{pw} = \frac{(D+d)}{2} = \frac{(80+40)}{2} = 60 \text{ mm}$  là đường kính tâm con lăn.

Suy ra:  $n_{gh} = \frac{4,5.10^5}{60} = 7500 \text{ vg/ph} > n = 189 \text{ vg/ph}$ .

Do đó ổ được chọn thoả số vòng quay tới hạn.

**2.5 THIẾT KẾ VỎ HỘP:**

- Vỏ hộp giảm tốc có nhiệm vụ đảm bảo vị trí tương đối giữa các chi tiết và các bộ phận của máy, tiếp nhận tải trọng do các chi tiết lắp trên vỏ truyền đế, đứng đầu bôi trơn và bảo vệ các chi tiết trnh bụi .
- Vật liệu l gang xám GX15-32 .
- Chọn bề mặt lắp ghép giữa nắp hộp và thân hộp đi qua các trục để lắp các chi tiết thuận tiện và dễ dàng hơn .
- Bề mặt lắp nắp và thân được cạo sạch hoặc mài, để lắp sít, khi lắp có một lớp sơn lỏng hoặc sơn đặc biệt.
- Mặt đáy hộp giảm tốc nghiêng về phía lỗ tháo dầu với độ dốc khoảng  $1^0$

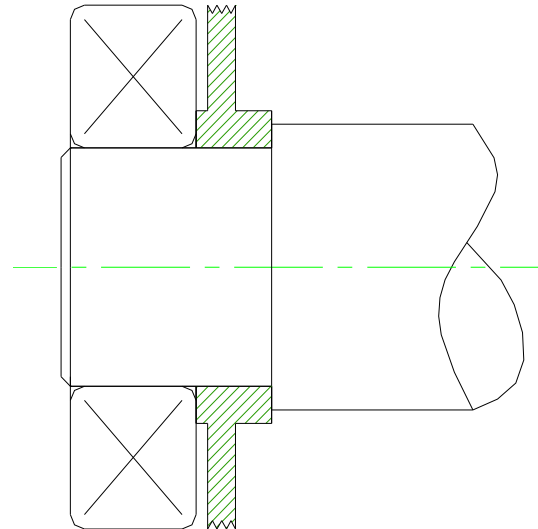
*Kết cấu hộp giảm tốc đúc, với các kích thước cơ bản như sau:*

Tên gọi	Số liệu
Chiều dày: Thân hộp	$\delta = 8\text{mm}$
Nắp hộp	$\delta_1 = 8\text{mm}$
Gân tăng cứng: chiều dày e	$e = 7\text{mm}$
Đường kính:	$d_1 = 18\text{mm}$
• Bulông nền $d_1$	$d_2 = 12\text{mm}$
• Bulông cạnh ổ $d_2$	$d_3 = 10\text{mm}$

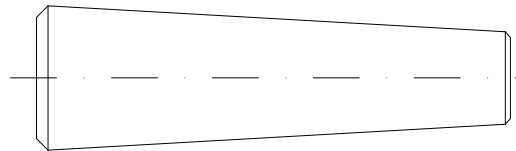
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bulông ghép bích nắp và thân <math>d_3</math></li> <li>• Vít ghép nắp ổ <math>d_4</math></li> <li>• Vít nắp cửa thăm</li> </ul>	$d_4 = 8\text{mm}$ $d_5 = 8\text{mm}$
Mặt bích ghép nắp và thân: Chiều dày bích thân hộp $S_3$ Chiều dày bích nắp hộp $S_4$ Bề rộng bích nắp và thân $K_3$	$S_3 = 16\text{mm}$ $S_4 = 15\text{mm}$ $K_3 = 38\text{mm}$
Mặt đế hộp: Chiều dày: khi không có phần lồi $S_1$	$S_1 = 22\text{mm}$
Số lượng bulông nền:	$Z = 4$

## 2.6 CÁC CHI TIẾT PHỤ:

Vòng chắn dầu: tác dụng ngăn không cho dầu mỡ tiếp xúc nhau.



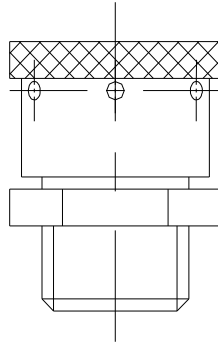
Chốt định vị hình côn loại 10x45:



Nắp quan sát ta lấy:

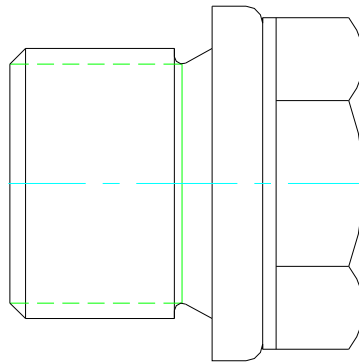
A (mm)	B (mm)	$A_1$ (mm)	$B_1$ (mm)	C (mm)	K (mm)	R (mm)	Vít	Số lượng vít
150	100	190	140	175	120	12	M8x20	4

Nút thông hơi: chọn M27x2 với các thông số.



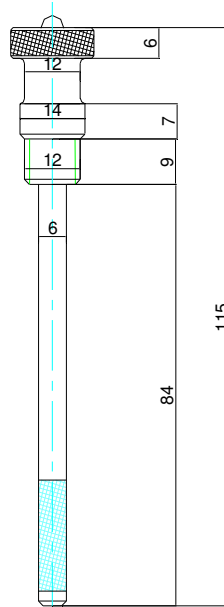
A	B	C	D	E	G	H	I	K	L	M	N	O	P	Q	R	S
M27	15	30	15	45	36	32	6	4	10	8	22	6	32	18	36	32

Nút tháo dầu: chọn M16x1,5. Các thông số tra trong bảng 18-7 [2].

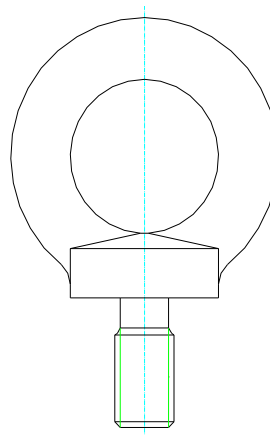


d	b	m	f	L	c	q	D	S	Do
M16x1,5	12	8	3	23	2	13.8	26	17	19,6

Que thăm dầu:



Vít vòng M10: giúp nâng và vận chuyển hộp giảm tốc (khi gia công ,khi vận chuyển.....).



### III. DUNG SAI 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 sau:

1. Dung sai và lắp ghép bánh răng:

Chịu tải vừa, va đập nhẹ và mối ghép không yêu cầu tháo lắp thường xuyên ta chọn kiểu lắp trung H7/k6

2. Dung sai và lắp ghép ổ lăn:

Khi lắp ghép ổ lăn ta lưu ý:

- Lắp vòng trong lên trục theo hệ thống lỗ, lắp vòng ngoài vào vỏ theo hệ thống trục.

- Để các vòng ổ không trơn trượt theo bề mặt trục hoặc lỗ hộp khi làm việc, cần chọn kiểu lắp trung gian có độ dôi cho các vòng quay.

- Đối với các vòng không quay ta sử dụng kiểu lắp có độ hở.

Chính vì vậy mà khi lắp ổ lăn lên trục ta chọn mối ghép k6, còn khi lắp ổ lăn vào vỏ thì ta chọn H7.

3. Dung sai khi lắp vòng chắn dầu:

Chọn kiểu lắp trung gian H7/js6 để thuận tiện cho quá trình tháo lắp.

4. Dung sai khi lắp vòng lò xo ( bạc chắn) trên trục tủy động:

Vì bạc chỉ có tác dụng chặn các chi tiết trên trục nên ta chọn chế độ lắp có độ hở H8/h7

5. Dung sai lắp then trên trục:

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

*Bảng dung sai lắp ghép bánh răng:*

Mối lắp	Sai lệch giới hạn trên ( $\mu\text{m}$ )		Sai lệch giới hạn dưới ( $\mu\text{m}$ )	
	ES	es	EI	ei
$\varnothing 30\text{H7/k6}$	+21	+15	0	+2
$\varnothing 45\text{H7/k6}$	+25	+18	0	+2

*Bảng dung sai lắp ghép ổ lăn*

Mối lắp	Sai lệch giới hạn trên ( $\mu\text{m}$ )		Sai lệch giới hạn dưới ( $\mu\text{m}$ )	
	ES	es	EI	ei
$\varnothing 25\text{k6}$	0	+15	-10	+2
$\varnothing 40\text{k6}$	0	+18	-12	+2

*Bảng dung sai lắp ghép then:*

Kích thước tiết diện then Bxh	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		



6x6	-0,042	+0,078 +0,030	+0,1	+0,1
10x8	-0,051	+0,098 +0,040	+0,2	+0,2