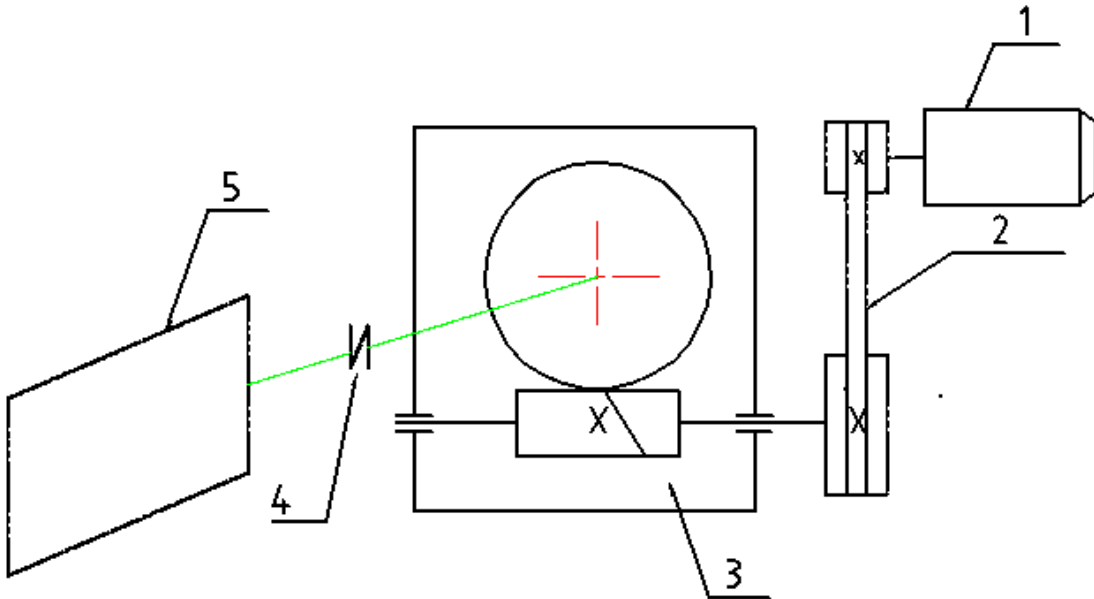


VÍ DỤ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HGT TRỰC VÍT

THIẾT KẾ HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG THANG MÁY



- Hệ thống dẫn động thang máy gồm: 1: Động cơ điện; 2: Bộ truyền đai thang; 3: Hộp giảm tốc trực vít 1 cấp; 4: Nối trục đàn hồi; 5: Tang trống của thang máy
- Số liệu thiết kế:
 - Công suất trên trục thang máy: $P = 2.5 \text{ KW}$
 - Số vòng quay trục thang máy: $n = 40 \text{ vg/ph}$
 - Thời gian làm việc cho đến khi hỏng: $L_h = 10000 \text{ giờ}$
 - Tải trọng tĩnh.

I. CHỌN ĐỘNG CƠ VÀ PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN

Số liệu thiết kế: Công suất trên trục công tác $P_{ct} = 2,5 \text{ kW}$, số vòng quay trục thang máy $n_v = 40 \text{ vg/ph}$.

1.1 CHỌN ĐỘNG CƠ :

1) Hiệu suất chung của hệ thống truyền động:

$$\eta_{ch} = \eta_x \eta_{br} \eta_{ol}^3 = 0,955 \cdot 0,82 \cdot 0,99^2 = 0,77$$

trong đĩ: hiệu suất bộ truyền đai $\eta_d = 0,955$

Hiệu suất bộ truyền trục vít $\eta_{nv} = 0,82$

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

2) Công suất cần thiết của động cơ:

$$P_{dc} = \frac{P_{ct}}{\eta_{ch}} = \frac{2,5}{0,77} = 3,25 \text{ kW}$$

3) Tỉ số truyền:

$$u_{ch} = u_h u_d = 16.2 = 32$$

trong đó:

- Chọn tỉ số truyền hộp giảm tốc là: $u_h = 16$
- Chọn tỉ số truyền bộ truyền đai thang là: $u_d = 2$

Vậy ta chọn động cơ $P_{dc} = 4 \text{ kW}$

| Động cơ | Số vịnh quay | Tỉ số truyền chung | Bộ truyền trục vít | Bộ truyền đai |
|------------|--------------|--------------------|--------------------|---------------|
| 4A100S2Y3 | 2880 | 72 | 24 | 3 |
| 4A100L4Y3 | 1420 | 35,5 | 16 | 2,22 |
| 4A112MB6Y3 | 950 | 23,75 | 10 | 2,375 |
| 4A132S8Y3 | 720 | 18 | 9 | 2 |

Vậy ta chọn động cơ 4A100L4Y3

$$n = 1420 \text{ vg/ph}; u_{ch} = 35,5; u_h = 16; u_d = 2,22$$

1.1 ĐẶC TÍNH KỸ THUẬT

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

| Thông số | Động cơ | I | II |
|-------------------------|----------|----------|----------|
| Công suất (KW), P | 4 | 3,11 | 3 |
| Tỷ số truyền, u | 2,22 | | 16 |
| Mômen xoắn (Nmm), T | 26901,41 | 46407,03 | 604037,5 |
| Số vòng quay (vg/ph), n | 1420 | 640 | 40 |

II. TÍNH TOÁN BỘ THIẾT KẾ CHI TIẾT MY

2.1 THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐAI

- Số liệu ban đầu:

| | |
|------------------------------------|------|
| Công suất P (kW) | 4 |
| Số vịnh quay bnh dẫn n_1 (vg/ph) | 1420 |
| Tỷ số truyền u | 2,22 |

- Tính toán thiết kế:

1) Chọn loại đai:

- Với công suất P = 4 kW và $n_1 = 1420$ vg/ph, dựa vào đồ thị trang 152 [5], ta chọn loại đai A với các thông số sau:

| Ký hiệu | b_f | b | h | y_o | A (mm^2) | d_1 | L (mm) |
|---------|-------|----|---|-------|--------------|---------|----------|
| A | 11 | 13 | 8 | 2,8 | 81 | 100-200 | 500-4000 |

2) Đường kính bánh đai nhỏ $d_1 = 1,2d_{\min} = 1,2.100 = 120mm$

Theo tiêu chuẩn, chọn $d_1 = 125$ mm

3) Vận tốc đai :

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 125 \cdot 1420}{60000} = 9,294 m/s.$$

4) Ta chọn hệ số trượt $\xi = 0,01$.

Đường kính bánh đai lớn: $d_2 = u \cdot d_1 \cdot (1 - \xi) = 2,22 \cdot 125 \cdot (1 - 0,01) = 274,725$ mm.

Theo tiêu chuẩn, ta chọn $d_2 = 280$ mm.

$$\text{Tỷ số truyền } u = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)} = \frac{280}{125 \cdot (1-0,01)} = 2,26$$

$$\text{Sai lệch } \Delta u = \frac{2,26 - 2,22}{2,26} = 1,77\% < 5\%$$

5) Khoảng cách trục a :

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

$$2(125 + 280) \geq a \geq 0,55(125 + 280) + 8$$

$$810 \geq a \geq 230,75$$

Ta chọn sơ bộ khoảng cách trục $a = d_2 = 280$ mm

6) Chiều dài tính toán của đai :

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

$$= 2.280 + \frac{\pi(125 + 280)}{2} + \frac{(125 - 280)^2}{4.280} = 1217,623 \text{ mm}.$$

Theo tiêu chuẩn chọn $L = 1250 \text{ (mm)} = 1,25 \text{ m}$.

7) Số vòng chạy của đai trong 1 giây :

$$i = \frac{v}{L} = \frac{9,294}{1,25} = 7,4352 < 10 \text{ s}^{-1} \text{ (thỏa điều kiện trượt)}.$$

8) Tính lại khoảng cách trục a :

$$a = \frac{k + \sqrt{k^2 - 8\Delta^2}}{4}$$

$$k = L - \pi \cdot \frac{(d_1 + d_2)}{2} = 1250 - \pi \cdot \frac{(125 + 280)}{2} = 613,83 \text{ mm}.$$

$$\Delta = \frac{(d_2 - d_1)}{2} = \frac{(280 - 125)}{2} = 77,5 \text{ mm}.$$

$$a = \frac{613,83 + \sqrt{(613,83^2 - 8.77,5^2)}}{4} = 296,8 \text{ mm}.$$

Giá trị của a nằm trong phạm vi cho phép đã trình bày ở trên.

9) Góc ôm đai bánh đai nhỏ :

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \cdot \frac{(d_2 - d_1)}{a} = 180^\circ - 57 \cdot \frac{(280 - 125)}{296,8} = 150,23^\circ = 2,622 \text{ rad}.$$

10) Các hệ số sử dụng :

- Hệ số xét đến ảnh hưởng góc ôm đai:

$$C_\alpha = 1,24 \cdot (1 - e^{-\alpha/110}) = 1,24 \cdot (1 - e^{-150,23/110}) = 0,9236$$

- Hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc:

$$C_v = 1 - 0,05 \cdot (0,01v^2 - 1) = 1 - 0,05 \cdot (0,01 \cdot 9,294^2 - 1) = 1,007$$

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

$$C_u = 1,13 \text{ vì } u = 2,22$$

- Hệ số xét đến ảnh hưởng của số dây đai C_Z , ta chọn sơ bộ bằng 1

- Hệ số xét đến ảnh hưởng của chế độ tải trọng: $C_r = 0,85$ (tải trọng tĩnh)

- Hệ số xét đến ảnh hưởng của chiều dài đai:

$$C_L = \sqrt[6]{\frac{L}{L_0}} = \sqrt[6]{\frac{1250}{1700}} = 0,95$$

Theo biểu đồ 4.21 (1) (trang 151), ta chọn $[P_0]=1,88$ KW khi $d=125$ mm với đai loại A.

Số dây đai được xác định theo công thức:

$$z \geq \frac{P_1}{[P_0] \cdot C_\alpha \cdot C_u \cdot C_L \cdot C_z \cdot C_r \cdot C_v} = \frac{4}{1,88 \cdot 0,9236 \cdot 1,13 \cdot 0,95 \cdot 1,0 \cdot 0,85 \cdot 1,007} = 2,51$$

Ta chọn $z = 3$ đai

11) Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục:

- Lực căng đai ban đầu:

$$F_0 = A \cdot \sigma_0 = z \cdot A_1 \cdot \sigma_0 = 3 \cdot 81 \cdot 1,5 = 364,5 \text{ N}$$

- Lực căng mỗi dây đai: $\frac{F_0}{3} = 121,5 \text{ N}$

- Lực vòng có ích: $F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{v_1} = \frac{1000 \cdot 4}{9,294} = 430,38 \text{ N}$

- Lực vòng trên mỗi dây đai: $\frac{F_t}{3} = 143,46 \text{ N}$

- Từ công thức:

$$F_0 = \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e^{f' \cdot \alpha} + 1}{e^{f' \cdot \alpha} - 1}$$

- Từ đây suy ra:

$$f' = \frac{1}{\alpha} \ln \frac{2 \cdot F_0 + F_t}{2 \cdot F_0 - F_t} = \frac{1}{1,622} \ln \frac{2 \cdot 364,5 + 430,38}{2 \cdot 364,5 - 430,38} = 0,52$$

- Hệ số ma sát nhỏ nhất để bộ truyền đai không bị trượt trơn là :

$$f_{\min} = f' \cdot \sin 20^\circ = 0,177$$

- Lực tác dụng lên trục :

$$F_r \approx 2F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 364,5 \sin \frac{150,32^\circ}{2} = 704,54 \text{ N}$$

12) Ứng suất lớn nhất trong dây đai ;

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \sigma_o + 0,5 \cdot \sigma_t + \sigma_v + \sigma_{ul} \\ &= \frac{121,5}{81} + \frac{143,46}{2 \cdot 81} + 1200 \cdot 9,294^2 \cdot 10^{-6} + \frac{2 \cdot 2,8 \cdot 100}{125} = 6,969 \text{ MPa} \end{aligned}$$

13) Tuổi thọ đai xác định theo công thức (4.37):

$$L_h = \frac{\left[\frac{\sigma_r}{\sigma_{\max}} \right]^m \cdot 10^7}{2.3600i} = \frac{\left[\frac{9}{6,969} \right]^8 \cdot 10^7}{2.3600 \cdot 7,4352} = 1445,27 \text{ h}$$

với $\sigma_r = 9 \text{ MPa}$, $i = 7,4352 \text{ (1/s)}$, $m=8$

2.2 THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT – BNH VÍT

- Số liệu ban đầu:

| | |
|-------------------------------------|----------|
| Công suất P (kW) | 3,11 |
| Mômen xoắn trục vít T_1 (Nmm) | 46407,03 |
| Mômen xoắn trục vít T_2 (Nmm) | 604037,5 |
| Số vòng quay trục vít n_1 (vg/ph) | 640 |
| Số vòng quay trục vít n_2 (vg/ph) | 40 |
| Tỷ số truyền u | 16 |

- Tính tốn thiết kế:

1. Dự đoán vận tốc trượt v_s theo công thức (7.8):

$$v_s = \frac{(3,7 \div 4,6)n_1}{10^5} \sqrt[3]{T_2} = \frac{(3,7 \div 4,6) \cdot 640}{10^5} \sqrt[3]{604037,5}$$

$$= (2,0017 \div 2,4886) = 2,3 \text{ m/s}$$

Tương ứng với vận tốc trượt $v_s = 2,3 \text{ m/s}$ ta chọn cấp chính xác là 8 (bảng 7.4).

Vì $v_s \leq 5 \text{ m/s}$, ta chọn đồng thanh không thiết BrAlFe9-4 đúc trong khuôn cát với $\sigma_b = 400 \text{ MPa}$ và $\sigma_{ch} = 200 \text{ MPa}$ làm bánh vít.

Chọn vật liệu cho trục vít là thép 40Cr được tôi với độ rắn $> 450 \text{ HRC}$, sau đó được mài và đánh bóng ren vít (bảng 7.8).

2. Ứng suất tiếp xúc cho phép bánh vít :

$$[\sigma_H] = (276 \div 300) - 25v_s = 218,5 \div 242,5 \text{ MPa}$$

Chọn $[\sigma_H] = 225 \text{ MPa}$

- Ứng suất uốn cho phép :

$$[\sigma_F] = (0,25\sigma_{ch} + 0,08\sigma_b) \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = (0,25 \cdot 200 + 0,08 \cdot 400) \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{24 \cdot 10^6}} = 57,6 \text{ MPa}$$

với $N_{FE} = 60 \cdot \sum \left(\frac{T_{2i}}{T_2}\right)^9 \cdot n_i \cdot t_i = 60 \cdot 40 \cdot 10000 = 24 \cdot 10^6$ (chu kỳ)

3. Chọn số môi ren $z_1 = 2$ với tỷ số truyền $u = 16$ (16,30)

- Số răng bánh vít $z_2 = uz_1 = 16 \cdot 2 = 32$ răng

- Chọn hệ số đường kính $q \approx 0,26z_2 = 0,26 \cdot 32 = 8,32$

Suy ra chọn $q = 10$ theo tiêu chuẩn.

4. Chọn sơ bộ η theo công thức (7.11):

$$\eta = 0,9 \left(1 - \frac{u}{200}\right) = 0,9 \left(1 - \frac{16}{200}\right) = 0,828$$

5. Tính khoảng cách trục:

$$a_w = \left(1 + \frac{q}{z_2}\right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{T_2 K_H}{(q/z_2)}} = \left(1 + \frac{10}{32}\right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{225}\right)^2 \frac{604037,5 \cdot 1,25}{(10/32)}} = 146,1 \text{ mm}$$

trong đó, hệ số tải trọng tính $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV} = 1,25$ với $K_{H\beta} = 1$; $K_{HV} = 1,25$ (bảng 7.6 [1])

- Tính môđun: $m = \frac{2a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 146,1}{32 + 10} = 6,95$

Chọn $m = 8$ theo tiêu chuẩn

- Khoảng cách trục $a_w = 0,5m(q + z_2) = 0,5 \cdot 8 \cdot (32 + 10) = 168 \text{ mm}$. Do không thể chọn hệ số dịch chỉnh để khoảng cách trục tiêu chuẩn nên ta có thể lấy khoảng cách trục này.

6. Xác định kích thước bộ truyền:

| Thông số hình học | Công thức |
|--------------------------|---|
| Trục vít | |
| Đường kính vòng chia | $d_1 = mq = 8 \cdot 10 = 80 \text{ mm}$ |
| Đường kính vòng đỉnh | $d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 8 = 96 \text{ mm}$ |
| Đường kính vòng đáy | $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 80 - 2,4 \cdot 8 = 60,8 \text{ mm}$ |
| Góc xoắn ốc vít γ | $\gamma = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg \frac{2}{10} = 11,31^\circ$ |
| Bánh vít | |

| | |
|------------------------------|---|
| Đường kính vòng chia | $d_2 = mz_2 = 8.32 = 256 \text{ mm}$ |
| Đường kính vòng đỉnh | $d_{a2} = m(z_2 + 2) = 8.(32 + 2) = 272 \text{ mm}$ |
| Đường kính vòng đáy | $d_{f2} = m(z_2 - 2,4) = 8.(32 - 2,4) = 236,8 \text{ mm}$ |
| Khoảng cách trục | $a_w = 0,5m(q + z_2) = 0,5.8.(10 + 32) = 168 \text{ mm}$ |
| Đường kính lớn nhất bánh vít | $d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 272 + \frac{6.8}{2 + 2} = 284,2 \text{ mm}$ |
| Chiều rộng bánh vít b_2 | $b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75.96 = 72 \text{ mm}$ |

7. Vận tốc trượt xác định theo công thức (7.7)

$$v_s = \frac{mn_1}{19500} \sqrt{z_1^2 + q^2} = \frac{8.640}{19500} \sqrt{2^2 + 10^2} = 2,677 \text{ m/s}$$

- Hệ số tải trọng tính theo bảng (7.6): $K_V = 1,25$; $K_\beta = 1$.

- Hiệu suất η theo công thức (7.9):

$$\eta = 0,95 \cdot \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')} = 0,95 \cdot \frac{\text{tg} 11,31^\circ}{\text{tg}(11,31^\circ + 1,9286^\circ)} = 0,81$$

$$\text{với } \rho' = \text{arctg} f' = \text{arctg} \left(\frac{0,048}{v_s^{0,36}} \right) = \text{arctg} \left(\frac{0,048}{2,677^{0,36}} \right) = 1,9286^\circ$$

8. Tính toán lại ứng suất cho phép :

$$[\sigma_H] = (276 \div 300) - 25v_s = (276 \div 300) - 25.2,11 = 225 \text{ MPa}$$

9. Xác định số răng tương đương bánh vít :

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{32}{\cos^3(11,31^\circ)} = 33,94$$

- Chọn hệ số $Y_{F2} \approx 1,67$ theo bảng 7.10

- Kiểm nghiệm độ bền uốn của bánh vít theo công thức (7.43)

$$\sigma_F = \frac{1,2.T_2.Y_F.K_F}{d_2.b_2.m} = \frac{1,2.604037,5.1,67.1,25}{256.87.8} = 8,49 \text{ MPa} < [\sigma_F]$$

$$= 57,6 \text{ MPa}$$

10. Tính toán nhiệt theo công thức (7.47):

$$t_1 = t_o + \frac{1000P_1(1-\eta)}{K_T A(1+\psi)}$$

$$= 30 + \frac{1000.3,11.(1-0,81)}{16.20.0,168^{1,7}(1+0,3)} = 59,471^\circ \leq [t_1] = 95^\circ$$

Nhiệt độ nằm trong phạm vi cho phép .

11. Giá trị của các lực :

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2.604037,5}{256} = 4719,043 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t2} \text{tg}(\gamma + \rho') = 4719,043 \text{tg}(11,31^\circ + 1,9286^\circ) = 1350,4 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \text{tg} \alpha = 4719,043 \text{tg} 20^\circ = 1717,6 \text{ N}$$

- Kiểm tra độ bền uốn của trục (theo bảng 7.11 chọn $[\sigma_F] = 80 \text{ MPa}$):

$$\sigma_F = \frac{32\sqrt{M_F^2 + 0,75T_1^2}}{\pi d_{f1}^3} = \frac{32\sqrt{221835,17^2 + 0,75 \cdot 46407,03^2}}{\pi \cdot 60,8^3}$$

$$= 10,217 \text{ MPa} < [\sigma_F] = 80 \text{ MPa}$$

$$\text{với } M_F = \sqrt{\left(\frac{F_{t1}l}{4}\right)^2 + \left(\frac{F_{r1}l}{4} + \frac{F_{a1}d_1}{4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{1350,4 \cdot 256}{4}\right)^2 + \left(\frac{1717,6 \cdot 256}{4} + \frac{4719,043 \cdot 80}{4}\right)^2}$$

$$= 221835,17 \text{ Nmm}$$

12. Kiểm tra độ cứng trục vít theo công thức (7.50):

$$f = \frac{l^3 \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2}}{48EI_e} = \frac{256^3 \cdot \sqrt{1717,6^2 + 1350,4^2}}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 913505,09}$$

$$= 0,00398 \text{ mm} < [f] = (0,1 \div 0,05) \text{ mm}$$

$$\text{với } I_e = \frac{\left(0,375 + \frac{0,625d_{a1}}{d_{f1}}\right) \pi d_{f1}^4}{64} = \frac{\left(0,375 + \frac{0,625 \cdot 96}{60,8}\right) \pi \cdot 60,8^4}{64}$$

$$= 913505,09 \text{ mm}^4$$

2.3 THIẾT KẾ TRỤC

D) TRỤC VÍT

- 1) Chọn vật liệu trục vít là thép 40Cr được tôi với độ rắn > 40 HRC sau đó được mài và đánh bóng ren vít. Chọn sơ bộ ứng suất cho phép $[\sigma] = 70 \text{ MPa}$.
- 2) Lực tác dụng lên bộ truyền trục vít là:

$$- F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 604037,5}{256} = 4719,043 \text{ N}$$

$$- F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot \text{tg}(\gamma + \rho') = 4719,043 \cdot \text{tg}(11,31^\circ + 1,9286^\circ) = 1350,4 \text{ N}$$

$$- F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \text{tg}\alpha = 4719,043 \cdot \text{tg}20^\circ = 1717,6 \text{ N}$$

- 3) Khoảng cách giữa hai ổ lăn của trục vít là:

$$l_{11} = (0,9 \dots 0,1) d_{aM2} = d_{aM2} = 284 \text{ mm}$$

- Khoảng cách từ tâm ổ lăn đến vị trí bánh đai là:

$$l_{12} = 0,5 \cdot (l_{m12} + b_o) + k_3 + h_n = 69,5 \text{ mm} \approx 70 \text{ mm}$$

với: l_{m12} là chiều dài mayơ của bánh đai chọn $l_{m12} = 50 \text{ mm}$.

b_o là chiều rộng của ổ lăn được xác định gần bằng 20 mm.

k_3 là khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến nắp ổ chọn bằng 20 mm

và chiều cao nắp ổ h_n chọn bằng 15 mm.

- Sau khi có kích thước ta tiến hành kiểm nghiệm độ bền trục:

Khoảng công xôn: $l_{c12} = 0,5 \cdot (l_{m12} + b_o) + k_3 + h_n = 0,5 \cdot (50 + 20) + 20 + 15 = 70 \text{ mm}$

- 4) Vẽ biểu đồ mômen uốn và mômen xoắn:

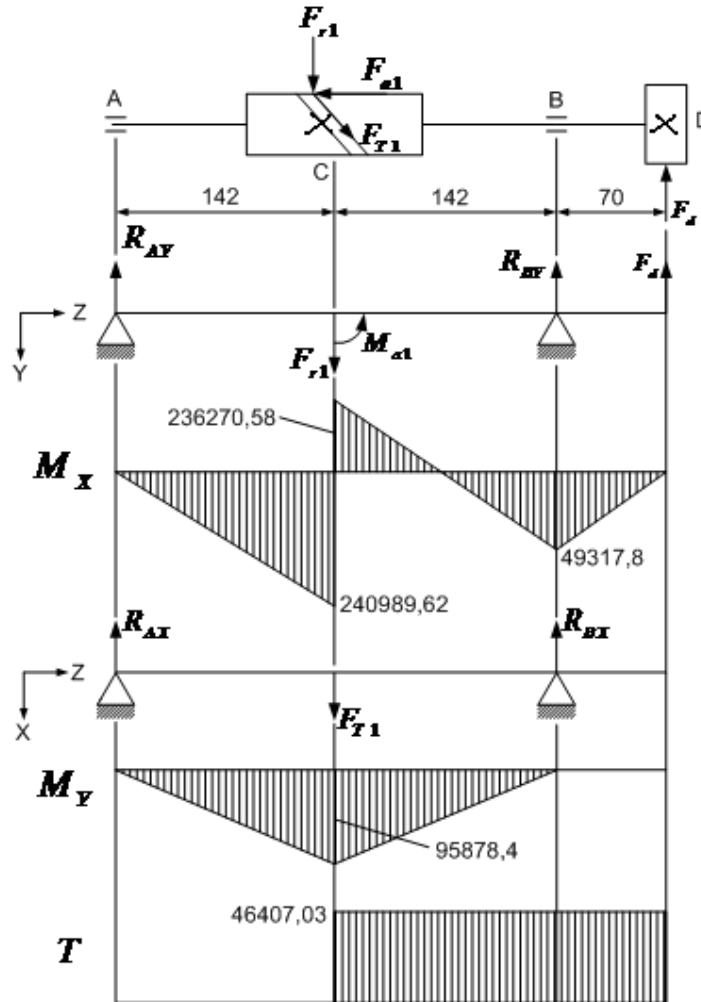
- Trong mặt phẳng đứng ZY, phương trình cân bằng mômen:

$$\sum M_A = M_{A1} + R_{BY} \cdot 284 + F_{dai} \cdot (284 + 70) - F_{R1} \cdot 142 = 0$$

Suy ra: $R_{BY} = -684,05 \text{ N}$

với $M_{a1} = F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 4719,043 \cdot \frac{80}{3} = 125841,173 \text{ N.mm}$ và $F_{dai} = 704,54 \text{ N}$, $F_{r1} = 1717,6 \text{ N}$

BIỂU ĐỒ LỰC



Ta có: $R_{ay} + R_{by} = F_{r1} - F_{dai} = 1717,6 - 704,54 = 1013,06 \text{ N}$

Suy ra: $R_{ay} = 1013,06 - R_{by} = 1013,06 + 684,05 = 1697,11 \text{ N}$

- Trong mặt phẳng ZX, phương trình cân bằng mômen:

$$\sum M_A = R_{bx} \cdot 142 \cdot 2 - F_{r1} \cdot 142 = 0$$

Vậy: $R_{ax} = R_{bx} = \frac{F_{r1}}{2} = 1350,4 \cdot \frac{1}{2} = 675,2 \text{ N}$

- Mômen xoắn $T = M_z = T_1 = 46407,03 \text{ Nmm}$

5) Kiểm tra điều kiện bền của trục vít

Các biểu đồ mômen thì tại tiết diện nguy hiểm nhất là điểm C

- Mômen uốn tại C: $M_C = \sqrt{(1697,11 \cdot 142)^2 + (675,2 \cdot 142)^2} = 259362,03 \text{ Nmm}$

- Mômen xoắn tại C: $T_C = 0$

- Mômen tác động: $M_{td} = M_C = 259362,03 \text{ Nmm}$

- Công thức xác định chính xác đường kính trục tại C

$$d_c \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{259362,03}{0,1 \cdot 70}} = 33,34 \text{ mm}$$

Chọn theo tiêu chuẩn ta có: $d_c = 34 \text{ mm}$

- Công thức xác định chính xác đường kính trục tại B (tiết diện lắp ổ lăn bên phải)

$$M_{td} = \sqrt{M_B^2 + 0,75.T_B^2} = \sqrt{49317,8^2 + 0,75.46407,03^2} = 63619,61 \text{ Nmm}$$

$$\text{Suy ra: } d_B \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = 20,87 \text{ mm}$$

Chọn theo tiêu chuẩn ta có: $d_A = d_B = 25 \text{ mm}$

- Công thức xác định chính xác đường kính trục tại D (tiết diện lắp bánh đai bên phải)

$$M_{td} = \sqrt{M_D^2 + 0,75.T_D^2} = \sqrt{0^2 + 0,75.46407,03^2} = 40189,67 \text{ Nmm}$$

$$\text{Suy ra: } d_D \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = 17,91 \text{ mm}$$

Chọn theo tiêu chuẩn ta có: $d_D = 18 \text{ mm}$

6) Chọn 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:

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

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

trong đó $[\sigma_d] = 100 \text{ MPa}$ ứng suất dập cho phép tra trong **bảng 9.5** [1] và cho phép lớn hơn giá trị cho phép 5% và $[\tau_c] = 40 \div 60 \text{ MPa}$ 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) | σ_d (MPa) | τ_c (MPa) |
|-----------------|-----------|-------|-----------------------|--|---------------|------------------|----------------|
| | b x h | t_1 | | | | | |
| Trục I 18(D) | 6x6 | 3,5 | 30 | 24 | 46407,03 | 89,52 | 35,81 |

7) Tính toán, kiểm nghiệm độ bền trục và độ bền mối

$$\sigma_b = 1000 \text{ Mpa}$$

với: $\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,5) \cdot \sigma_b = 450 \text{ MPa}$; $\tau_{-1} = 0,22 \sigma_b = 220 \text{ MPa}$

- Hệ số xét đến ảnh hưởng tập trung tải trọng: K_σ, K_τ

Tra bảng 10.8 [3] ta có: $K_\sigma = 1,6$

$$K_\tau = 1,4$$

- 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 _{xh} | t ₁ | | |
| Trục vít | 25(B) | | | 1562,5 | 3125 |
| | 34(C) | | | 3930,4 | 7860,8 |
| | 18(D) | 6x6 | 3,5 | 449,91 | 1022,46 |

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) | ϵ_{σ} | ϵ_{τ} | σ_a | τ_a | s_{σ} | s_{τ} | s | |
|------------------|---------------------|-------------------|------------|----------|--------------|------------|-------|------|
| Trục vít | 25(B) | 0,83 | 0,89 | 31,56 | 7,43 | 12,57 | 31,99 | 11,7 |
| | 34(C) | 0,77 | 0,81 | 65,89 | 0 | 5,59 | - | - |
| | 18(D) | 0,83 | 0,89 | 0 | 22,69 | - | 8,67 | - |

ϵ_{σ} , ϵ_{τ} là hệ số kích thước tra trong bảng 10.3 [3]

σ_a , τ_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_{σ} , s_{τ} là hệ số an toàn xét riêng cho ứng suất uốn và ứng suất xoắn:

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

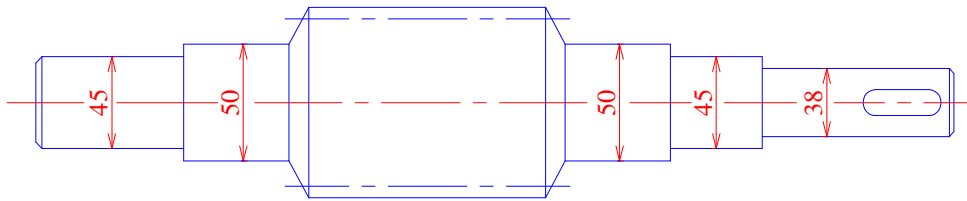
$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau} \tau_a}{\epsilon_{\tau} \beta} + \psi_{\sigma} \tau_m}$$

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.

Hình dạng trục như sau:



II) TRỤC BÁNH VÍT

1) Xác định sơ bộ trục bánh vít:

- Ta có: Chọn $[\tau] = 25 \text{ MPa}$, theo giả thuyết tính toán được thì $T = 604037,5$ Nmm

$$\text{Suy ra: } d \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{604037,5}{0,2 \cdot 25}} = 49,43 \text{ mm}$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn $d = 50 \text{ mm} \Rightarrow b_o = 27 \text{ mm}$ (chiều rộng ổ lăn) [3].

- Khoảng cách giữa các ổ trên trục bánh vít:
- Chiều dài máy của bánh vít là $l_{m22} = (1,2 \dots 1,8)d = 80 \text{ mm}$
- Khoảng cách từ mặt mút trong bánh vít đến thành trong của hộp bằng khoảng cách từ mặt mút ổ đến thành trong của hộp bằng $k_1 = k_2 = 8 \text{ mm}$

- Khoảng cách giữa hai ổ lăn trục bánh vít:

$$l_{21} = 2 \cdot l_{22} = 2 \cdot (0,5 \cdot (l_{m22} + b_o) + k_1 + k_2) = 146 \text{ mm}$$

- Chiều dài máy của nửa khớp nối:

$$l_{m23} = (1,4 \dots 2,5)d = 70 \text{ mm}$$

Chọn $k_3 = h = 15 \text{ mm} \Rightarrow l_{c23} = l_{m23} + k_3 + h = 70 + 15 + 15 = 100 \text{ mm}$ là khoảng công-xôn từ khớp nối đến ổ.

2) Lực tác dụng lên trục bánh vít:

- Trong mặt phẳng YZ, phương trình cân bằng mômen:

$$\sum M_A = R_{By} \cdot 73,2 + M_{a2} - F_{r2} \cdot 73 = 0$$

$$\text{Suy ra: } R_{By} = \frac{F_{r2} \cdot 73 - M_{a2}}{73,2} = \frac{1717,6 \cdot 73 - 172851,2}{73,2} = -325,11 \text{ N}$$

với: $M_{a2} = F_{a2} \cdot d_2 / 2 = 1350,4 \cdot 256 / 2 = 172851,2 \text{ Nmm}$

Ta có: $R_{AY} + R_{BY} = F_{r2}$

Suy ra: $R_{Ay} = F_{r2} - R_{By} = 1717,6 + 325,11 = 2042,71 N$

- Trong mặt phẳng XZ, phương trình cân bằng mômen:

$$\sum M_A = R_{Bx} \cdot 73,2 - F_{r2} \cdot 73 - F_{kn} \cdot 100 = 0$$

Suy ra: $R_{Bx} = \frac{F_{r2} \cdot 73 + F_{kn} \cdot 100}{73,2} = \frac{4719,043 \cdot 73 + 1510,1 \cdot 100}{73,2} = 3393,84 N$

Ta có: $R_{Ax} - R_{Bx} = F_{kn} - F_{t2}$

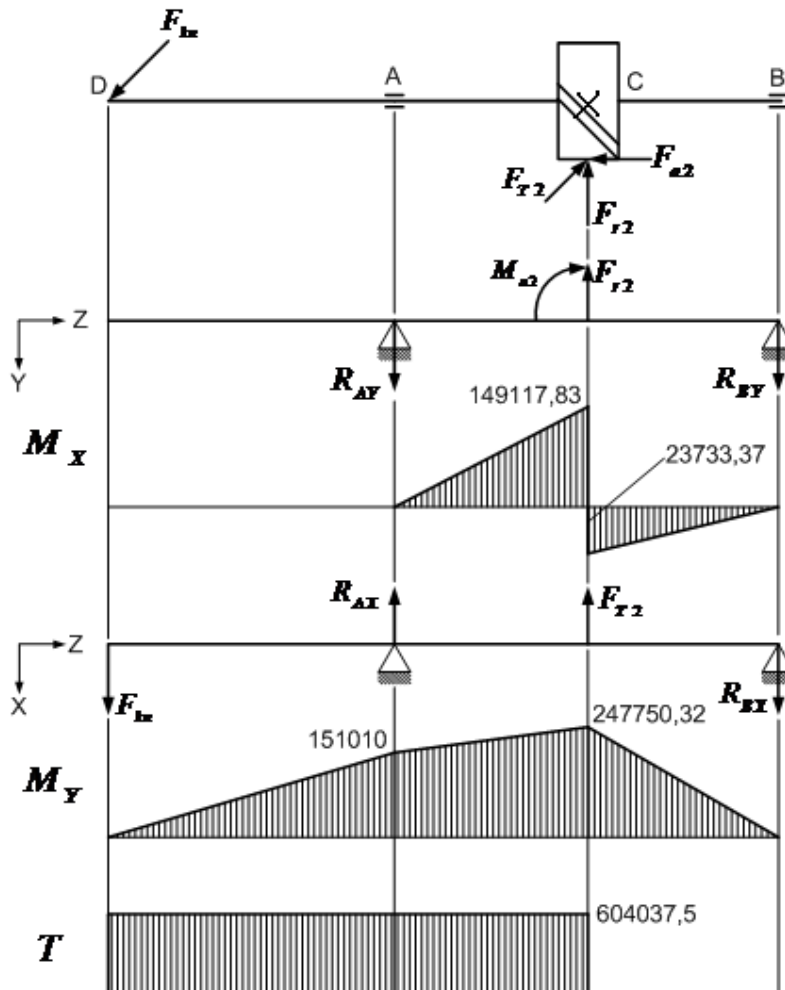
Mà $F_{kn} = (0,2 \dots 0,3) \cdot F_t = (0,2 \dots 0,3) \cdot \frac{2 \cdot T}{D_o}$

với D_o là đường kính vòng tròn qua tâm các chốt khi dùng nối trục đàn hồi. Chọn $D_o = 160 mm$ và T giới hạn là 1000 Nm thì

Vậy $F_{kn} = 0,2 \cdot \frac{2 \cdot 604037,5}{160} = 1510,1 N$

Suy ra: $R_{Ax} = R_{Bx} + F_{kn} - F_{t2} = 3393,84 + 1510,1 - 4719,043 = 184,9 N$

*Ta có biểu đồ nội lực như sau



3) Ta thấy tiết diện nguy hiểm là tại vị trí bánh vít:

- Tại C: $M_c = \sqrt{M_{Cx}^2 + M_{Cy}^2} = \sqrt{149117,83^2 + 247750,32^2} = 289164,92 Nmm$

$$\Rightarrow M_{Ctd} = \sqrt{M_C^2 + 0,75.T^2} = 597714,25 \text{ Nmm}$$

- Tại A: $M_A = \sqrt{M_{Ax}^2 + M_{Bx}^2} = \sqrt{0^2 + 151010^2} = 151010 \text{ Nmm}$

$$\Rightarrow M_{Atd} = \sqrt{M_A^2 + 0,75.T^2} = \sqrt{151010^2 + 0,75.604037,5} = 544472,2 \text{ Nmm}$$

- Tại D: $M_{Dtd} = \sqrt{0,75T^2} = 523111,82 \text{ N.mm}$

- Tại vị trí bánh vít ta có:

$$d_c \geq \sqrt[3]{\frac{M_{Ctd}}{0,1.[\sigma]}} = 44,04 \text{ mm} . \text{ Theo tiêu chuẩn chọn } d_c = 52 \text{ mm}$$

- Tại vị trí lắp ổ lăn ta có:

$$d_A \geq \sqrt[3]{\frac{M_{Atd}}{0,1.[\sigma]}} = 42,69 \text{ mm} . \text{ Theo tiêu chuẩn chọn } d_A = d_B = 50 \text{ mm}$$

- Tại vị trí lắp khớp nối ta có:

$$d_D \geq \sqrt[3]{\frac{M_{kn-tđ}}{0,1.[\sigma]}} = 42,12 \text{ mm} . \text{ Theo tiêu chuẩn chọn } d_D = 45 \text{ mm}$$

- 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:

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

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

trong đó $[\sigma_d] = 100 \text{ MPa}$ ứng suất dập cho phép tra trong **bảng 9.5** [1] và cho phép lớn hơn giá trị cho phép 5% và $[\tau_c] = 40 \div 60 \text{ MPa}$ 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) | σ_d (MPa) | τ_c (MPa) | |
|--------------------|-----------------|----------------|--------------------------|---|---------------------|---------------------|-------------------|-------|
| | b _{xh} | t ₁ | | | | | | |
| Trục | 52(C) | 16x10 | 6 | 80 | 64 | 604037,5 | 90,75 | 22,69 |
| bánh vít | 45(D) | 16x10 | 6 | 90 | 74 | 604037,5 | 90,7 | 22,67 |

5) Tính toán, kiểm nghiệm độ bền trục và độ bền mối

Vật liệu trục: 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_σ, K_τ

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 bánh vít | 52(C) | 16x10 | 6 | 11850,93 | 25655,09 |

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) | ϵ_{σ} | ϵ_{τ} | σ_a | τ_a | s_{σ} | s_{τ} | s |
|---------------------|---------------------|-------------------|------------|----------|--------------|------------|------|
| Trục bánh vít 52(C) | 0,81 | 0,76 | 24,4 | 11,77 | 9,36 | 10,96 | 7,12 |

ϵ_{σ} , ϵ_{τ} là hệ số kích thước tra trong bảng 10.3 [3]

σ_a , τ_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_{σ} , s_{τ} là hệ số an toàn xét riêng cho ứng suất uốn và ứng suất xoắn:

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

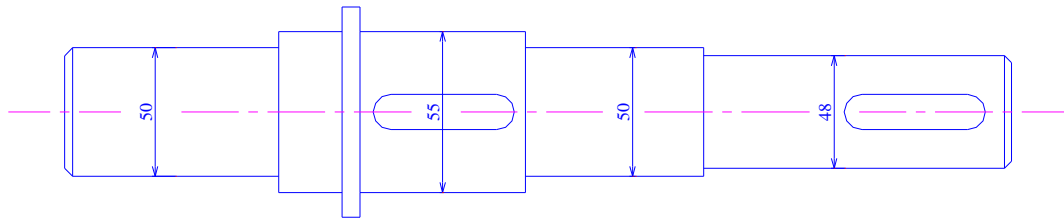
$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau} \tau_a}{\epsilon_{\tau} \beta} + \psi_{\sigma} \tau_m}$$

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.

Hình dạng trục bánh vít như sau



2.4 TÍNH TỐN CHỌN Ổ

I) LỰA CHỌN Ổ LĂN TRỤC VÍT

- Do trục vít chịu lực dọc trục và yêu cầu thiết kế về điều kiện bền thì ta chọn ổ ở trục vít như sau:

- Bên trái chọn hai ổ đĩa côn, bên phải chọn ổ bi đỡ. Đối với hai ổ đĩa côn thì ta lắp chúng đối xứng nhau tạo thành hình giống như O

1) Tính cho ổ đỡ bên phải với đường kính $d = 25$ mm.

- Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ:

$$F_r = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{675,2^2 + 684,05^2} = 961,16 \text{ N}$$

- Do không có lực dọc trục nên hệ số $X = 1; Y = 0$

- Các hệ số K_σ, K_τ và V chọn bằng 1.

- Tải trọng qui ước: $Q_r = (X.V.F_r + Y.F_a).K_\sigma.K_\tau = 961,16 \text{ N}$

- Số vòng quay trục vít: $n = 640$ v/ph

- Thời gian làm việc của ổ: $L_h = 10000h$

- Thời gian làm việc tính bằng triệu vòng quay:

$$L = \frac{60.n.L_h}{10^6} = \frac{60.640.10000}{10^6} = 384 \text{ triệu vòng quay}$$

- Khả năng tải động tính toán: $C_u = Q\sqrt[10]{L^3} = 961,16.\sqrt[10]{384^3} = 5729,21 \text{ N}$

- Tra bảng ta được cỡ ổ như sau:

| Ký hiệu ổ | d(mm) | D(mm) | B(mm) | r(mm) | C(KN) | C_o (KN) |
|-----------|-------|-------|-------|-------|-------|------------|
| 700105 | 25 | 47 | 8 | 0,5 | 6,57 | 4,24 |

2) Tính cho hai ổ đĩa côn bên trái với $d = 25$ mm

- Lực hướng tâm tác dụng lên 2 ổ:

$$F_{rA} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1697,11^2 + 675,2^2} = 1826,5 \text{ N}$$

$$\text{Suy ra: } F_{rA1} = F_{rA2} = \frac{1826,5}{2} = 913,25 \text{ N}$$

- Tải trọng dọc trục do trục vít gây ra: $F_a = 4719,043 \text{ N}$

- Chọn góc côn $\alpha = 14^\circ$. Theo bảng 11.3, hệ số tải trọng dọc trục:

$$e = 1,5 \tan \alpha = 1,5 \tan 14^\circ = 0,374$$

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

$$S_1 = S_2 = 0,83.e.F_{rA1} = 0,83.0,374.913,25 = 283,49 \text{ N}$$

Do $S_1 = S_2$ và $F_a > 0$, do đó tải trọng dọc trục tính toán đối với ổ bên trái:

$$F_{a1} = S_1 = 283,49 N$$

Đối với ổ phải:

$$F_{a2} = S_1 + F_a = 283,49 + 4719,043 = 5002,533 N$$

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

- Vì tỉ số: $\frac{F_{a2}}{F_{rB}} = \frac{5002,533}{913,25} = 5,47 > e = 0,374$

Do đó theo bảng 11.3 tra được: $X = 0,4$ và $Y = 0,4 \cdot \cotg 14^\circ = 1,6$

- Chọn $K_\sigma = 1$ do tải trọng tĩnh, $K_r = 1$ và $V = 1$ do vòng trong quay.

- Tải trọng động quy ước:

$$Q_r = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\sigma \cdot K_r = (0,4 \cdot 1 \cdot 913,25 + 1,6 \cdot 5002,533) \cdot 1 \cdot 1 = 8369,35 N$$

- Tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay:

$$L = \frac{60 L_h n}{10^6} = 192 \text{ triệu vòng quay}$$

- Khả năng tải động tính toán:

$$C_{rr} = Q_r^{10} \sqrt{L^3} = 8369,35^{10} \sqrt{192^3} = 40521,18 N$$

- Theo phụ lục (9.4) ta chọn ổ cỡ trung rộng với kí hiệu 7605, $\alpha = 14^\circ$, với các số liệu sau:

| Ký hiệu | d | D | T | B | c | r | r_1 | C (N) | C_o (N) |
|---------|----|----|-------|----|----|---|-------|-------|-----------|
| 7605 | 25 | 62 | 25,25 | 24 | 21 | 2 | 0,8 | 47500 | 36600 |

- Ta tính lại tuổi thọ của ổ

$$L = \left(\frac{C}{Q_r} \right)^{1/m} = \left(\frac{47500}{8369,35} \right)^{10/3} = 326,09 \text{ triệu vòng quay}$$

- Tuổi thọ tính bằng giờ:

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{10^6 \cdot 326,09}{60 \cdot 640} = 8491,93 \text{ giờ}$$

II) LỰA CHỌN Ổ CHO TRỤC BÁNH VÍT

- Ta chọn ổ đĩa côn với đường kính trong $d = 50 \text{ mm}$

- Lực hướng tâm tác dụng lên ổ A:

$$F_{rA} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{184,9^2 + 2042,71^2} = 2051,06 N$$

- Lực hướng tâm tác dụng lên ổ B:

$$F_{rB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{3393,84^2 + 325,11^2} = 3409,38 N$$

- Tải trọng dọc trục do bánh vít gây ra: $F_a = 1350,4 N$

- Chọn góc côn $\alpha = 14^\circ$. Theo bảng 11.3, hệ số tải trọng dọc trục:

$$e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha = 1,5 \operatorname{tg} 14^\circ = 0,374$$

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

$$S_1 = 0,83 \cdot e \cdot F_{rA} = 0,83 \cdot 0,374 \cdot 2051,06 = 636,69 N$$

$$S_2 = 0,83 \cdot e \cdot F_{rB} = 0,83 \cdot 0,374 \cdot 3409,38 = 1058,34 N$$

Do $S_1 < S_2$ và $F_a = 1350,4 N > S_2 - S_1 = 1058,34 - 636,69 = 421,65 N$, do đó tải trọng dọc trục tính toán đối với ổ bên trái:

$$F_{a1} = S_1 = 636,69 N$$

Đối với ổ phải:

$$F_{a2} = S_1 + F_a = 636,69 + 1350,4 = 1987,09 N$$

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

- Vì tỉ số: $\frac{F_{a2}}{F_{rB}} = \frac{1987,09}{3409,38} = 0,583 > e = 0,374$

Do đó theo bảng 11.3 tra được: $X = 0,4$ và $Y = 0,4 \cot 14^\circ = 1,6$

- Chọn $K_\sigma = 1$ do tải trọng tĩnh, $K_\tau = 1$ và $V = 1$ do vòng trong quay.

- Tải trọng động quy ước:

$$Q_r = (X.V.F_r + Y.F_a).K_\sigma.K_\tau = (0,4.3409,38 + 1,6.1987,09).1.1 = 4543,1 N$$

- Tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay:

$$L = \frac{60L_h n}{10^6} = 24 \text{ triệu vòng quay}$$

- Khả năng tải động tính toán:

$$C_{rr} = Q \sqrt[10]{L^3} = 4543,1 \sqrt[10]{24^3} = 11787,34 N$$

- Theo phụ lục (9.4) ta chọn ổ cỡ nhẹ với kí hiệu 7210, $\alpha = 14^\circ$, với các số liệu sau:

| Ký hiệu | d | D | T | B | c | r | r_1 | C(N) | $C_o(N)$ |
|---------|----|----|-------|----|----|---|-------|-------|----------|
| 7210 | 50 | 90 | 21,75 | 21 | 17 | 2 | 0,8 | 56000 | 40000 |

- Ta tính lại tuổi thọ của ổ:

$$L = \left(\frac{C}{Q_r} \right)^{1/m} = \left(\frac{56000}{4543,1} \right)^{10/3} = 4326,32 \text{ triệu vịnh quay}$$

- Tuổi thọ tính bằng giờ:

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{10^6.4326,32}{60.40} = 1802633,33 \text{ giờ}$$

2.6 LỰA CHỌN NỐI TRỤC:

Với $T = 604037,5 \text{ Nmm}$ ta chọn nối trục cỡ cc thông số chính sau $D_0 = 140 \text{ mm}$; $l_1 = 25 \text{ mm}$; $l_2 = 45 \text{ mm}$; $l_0 = 36 \text{ mm}$; $z = 8$; $l_c = 42 \text{ mm}$ và $d_c = 18 \text{ mm}$

- Điều kiện bền dập của vịnh đũa hồi:

$$\sigma_d = \frac{2kT}{zD_0d_c l_0} = \frac{2.1,25.604037,5}{8.140.18.36} = 2,081 \text{ MPa} < (2..3) \text{ MPa}$$

Vậy điều kiện bền dập của vịnh đũa hồi được thỏa.

- Điều kiện bền của chốt:

$$\sigma_F = \frac{l_c kT}{0,1d_c^3 D_0 z} = \frac{42.1,25.604037,5}{0,1.18^3.140.8} = 48,55 \text{ MPa} < [\sigma_F] = (60..80) \text{ MPa}$$

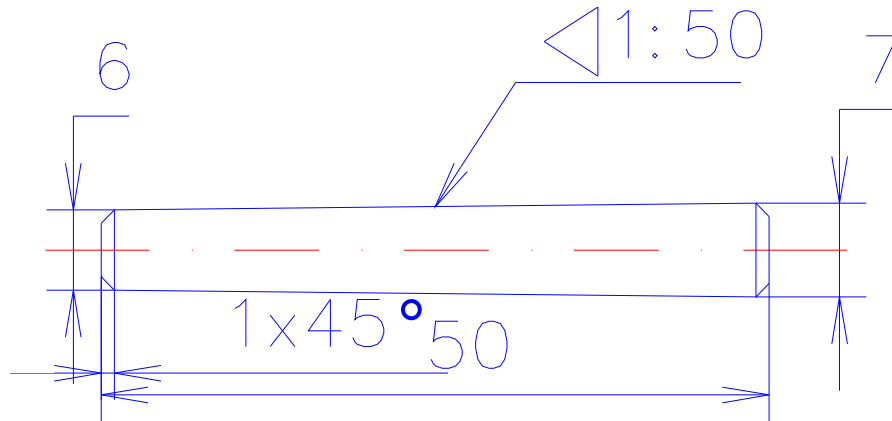
Vậy điều kiện bền của chốt được thỏa.

2.6 THIẾT KẾ VỎ HỘP:

| Tên gọi | Kích thước |
|---|---|
| Chiều dày: - Thân hộp δ - Nắp hộp δ_1 | $\delta = 8\text{mm}$ $\delta_1 = 8\text{mm}$ |
| Gân tăng cứng : - Chiều dày e - Chiều cao h - Độ dốc | e=8mm h<58mm khoảng 2độ |
| Đường kính bulông nền Đường kính bulông cạnh ổ Đường kính bulông vít nắp và thân Vít ghép nắp ổ Vít ghép nắp cửa thăm | M16 M14 M12 M8 M8 |
| Chiều dày bích thân hộp Chiều dày bích nắp hộp Bề rộng bích nắp và thân | 18mm 18mm 42mm |
| Đường kính ngoài tâm lỗ trục vít Bề rộng mặt ghép bulông cạnh ổ Tâm ổ bulông cạnh ổ | 125mm 46mm $E_2 = 22,5\text{mm}$ và $R_2 = 18,5\text{mm}$ C=60mm |
| Chiều cao gối trục h | h=18mm |
| Mặt đế hộp Chiều dày khi không có phần gối Bề rộng mặt đế hộp k_1 và q | $\delta_1 = 25\text{mm}$ $\delta_2 = 18\text{mm}$ $k_1 = 54\text{mm}$ và q = 72mm |
| Khe hở giữa bánh vít với thành trong của hộp | $\Delta = 10\text{mm}$ |
| Số lượng bulông nền z | Z=4 |

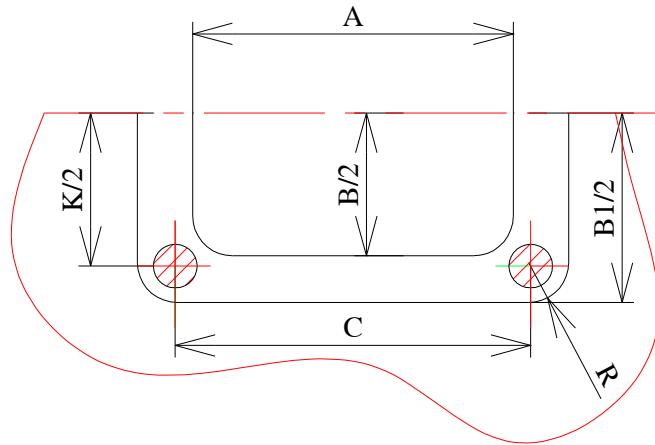
2.7 CÁC CHI TIẾT PHỤ:

1) Chốt định vị



2) Cửa thăm

Để kiểm tra xem xét các chi tiết trong hộp giảm tốc khi lắp ghép cũng như khi đổ dầu vào, trên đỉnh của hộp giảm tốc ta làm cửa thăm. Cửa này được đậy bằng nắp. Trên nắp có nút thông hơi. Kích thước được chọn như sau:

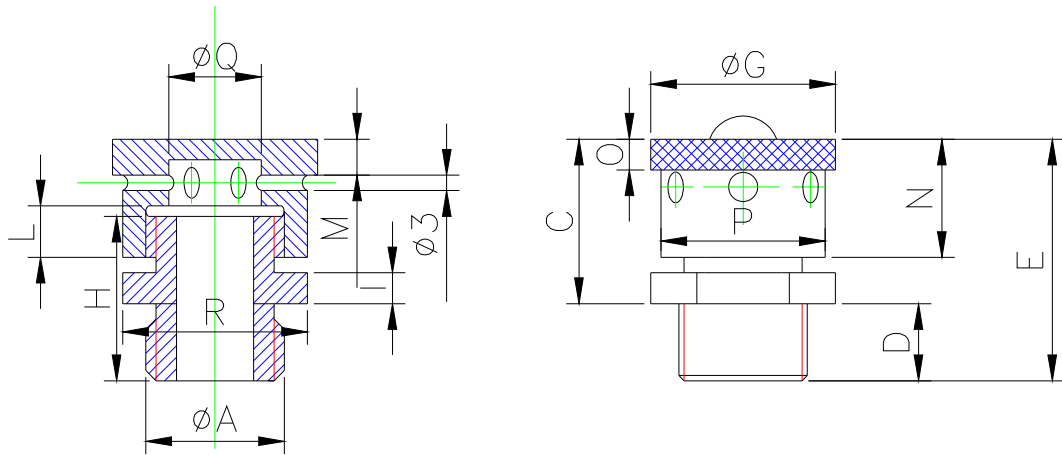


| R | A | A1 | B | B1 | C | K | Vít | Số lượng |
|----|-----|-----|----|-----|-----|----|-------|----------|
| 12 | 100 | 150 | 75 | 100 | 125 | 87 | M8x10 | 4 |

3) Nút thông hơi:

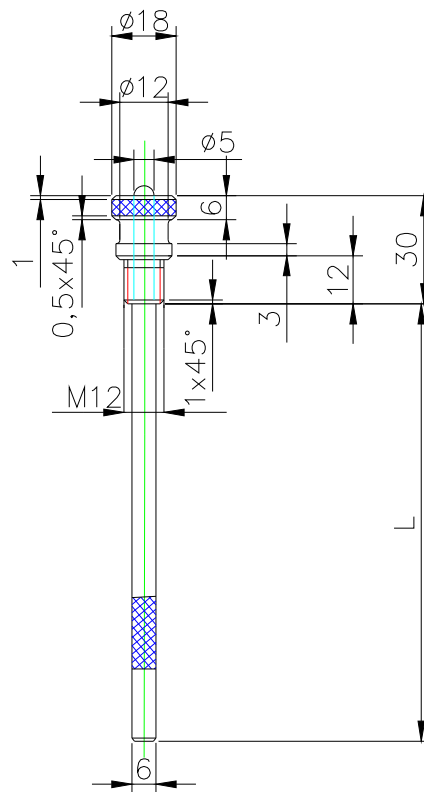
Khi làm việc thì nhiệt độ trong hộp tăng lên, để giảm áp suất và điều hòa không khí ở bên trong và ngoài hộp, người ta dùng nút thông hơi được lắp trên cửa thăm với các thông số như sau:

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



4) Que thăm dầu

Do vận tốc của trục vít $v=9,924\text{m/s}$ cho nên ta ngâm trục vít trong dầu. Chiều cao mức dầu trong hộp giảm tốc sẽ được kiểm tra qua que thăm dầu. Kích thước và hình dáng của nó được thể hiện như sau:

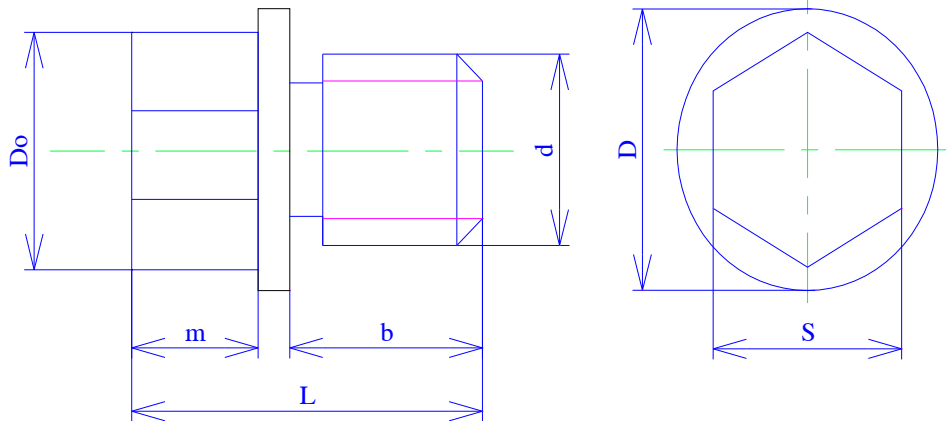


5) Nút tháo dầu:

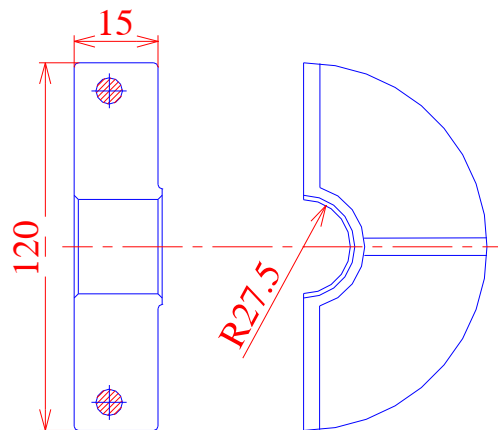
Để tháo dầu cũ, ở đáy hộp giảm tốc ta thiết kế sẽ có lỗ tháo dầu. Lúc làm việc lỗ được bịt kín bằng nút tháo dầu bởi vì sau thời gian làm việc dầu bôi trơn trong hộp bị bẩn hoặc bị biến chất do đó cần phải thay dầu mới. Ta chọn nút tháo dầu trụ với hình dáng và kích thước như sau:

| d | b | m | f | l | c | q | D | s | Do |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|----|
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|----|

| | | | | | | | | | |
|-------|----|---|---|----|-----|------|----|----|------|
| M20x2 | 15 | 9 | 3 | 28 | 2,5 | 17,8 | 30 | 22 | 25,4 |
|-------|----|---|---|----|-----|------|----|----|------|



6) Bành ta#c daàu



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 vít:

Chịu tải vừa, không đổi, va đập nhẹ 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 mỗi ghép k6, còn khi lắp ổ lăn vào vỏ thì ta chọn H7.

3) Dung sai khi lắp vòng chắn dầu, lót ổ:

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

4) Dung sai lắp then trên trục:

Theo chiều rộng chọn kiểu lắp trên trục là H9 và kiểu lắp trên bạc là D10
 Bảng dung sai lắp ghép bánh vít:

| Mối lắp | Sai lệch giới hạn của lỗ (μm) | | Sai lệch giới hạn của trục (μm) | | N_{\max} (μm) | S_{\max} (μm) |
|--------------------------------------|--|----|--|-----|------------------------------|------------------------------|
| | ES | EI | es | ei | | |
| $\varnothing 201\text{H}7/\text{p}6$ | +46 | 0 | +79 | +50 | 79 | 4 |
| $\varnothing 55\text{H}7/\text{k}6$ | +30 | 0 | +21 | +2 | 21 | 28 |

Bảng dung sai lắp ghép ổ lăn:

| Mối lắp | Sai lệch giới hạn của lỗ (μm) | | Sai lệch giới hạn của trục (μm) | | N_{\max} (μm) | S_{\max} (μm) |
|---------------------------|--|----|--|----|------------------------------|------------------------------|
| | ES | EI | es | ei | | |
| $\varnothing 45\text{k}6$ | - | 0 | +18 | +2 | 18 | - |
| $\varnothing 50\text{k}6$ | - | 0 | +18 | +2 | 18 | - |
| $\varnothing 75\text{H}7$ | +30 | 0 | 0 | - | 0 | - |
| $\varnothing 85\text{H}7$ | +35 | 0 | 0 | - | 0 | - |
| $\varnothing 90\text{H}7$ | +35 | 0 | 0 | - | 0 | - |

Bảng dung sai lắp ghép then:

| Kích thước tiết diện then B x h | Sai lệch giới hạn chiều rộng rãnh then | | Chiều sâu rãnh then | |
|---------------------------------|--|------------------|-----------------------------------|----------------------------------|
| | Trên trục | Trên bạc | Sai lệch giới hạn trên trục t_1 | Sai lệch giới hạn trên bạc t_2 |
| | H9 | D10 | | |
| 10 x 8 | +0,036 | +0,098 +0,040 | +0,2 | +0,2 |
| 16 x 10 | +0,043 | +0,12 +0,05 | +0,2 | +0,2 |

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Hữu Lộc, Cơ sở thiết kế máy, NXB ĐHQG TPHCM, 2004.
- [2] Nguyễn Hữu Lộc, Bài tập chi tiết máy, NXB ĐHQG TPHCM, 2005.
- [3] Trịnh Chất – Lê Văn Uyển, Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, tập 1 – 2, NXB Giáo Dục, 2003.
- [4] Nguyễn Hữu Lộc, Thiết kế cơ khí với AutoCAD Mechanical, NXB TPHCM, 2004.
- [6] Trần Hữu Quế, Vẽ kỹ thuật cơ khí, tập 1 -2, NXB Giáo Dục, 2003.
- [7] Ninh Đức Tôn, Nguyễn Trọng Hùng, Nguyễn Thị Cẩm Tú, Bài tập kỹ thuật đo, NXB Giáo dục, 2006.

