

VŨ NGỌC PI (chủ biên),
NGUYỄN THỊ QUỐC DUNG, LÊ XUÂN HÙNG,
NGUYỄN MẠNH CƯỜNG, TRẦN THỊ PHƯƠNG THẢO, NGÔ QUỐC HUY

BÀI TẬP CHI TIẾT MÁY

NHÀ XUẤT BẢN ĐẠI HỌC THÁI NGUYÊN

NĂM 2023

LỜI NÓI ĐẦU

Trong thời đại công nghệ ngày nay, các thiết bị cơ khí và máy móc đã trở thành một phần không thể thiếu trong cuộc sống của chúng ta. Từ những chiếc xe hơi, máy công cụ, đến các thiết bị dùng trong gia đình... tất cả đều được thiết kế thông qua việc thiết kế các chi tiết máy. Vì thế cho nên việc hiểu và nắm vững kiến thức của môn học chi tiết máy là rất quan trọng đối với sinh viên ngành cơ khí. Cuốn sách **BÀI TẬP CHI TIẾT MÁY** được biên soạn với mục đích giúp sinh viên hiểu rõ hơn về lý thuyết, cách giải các bài tập cũng như kỹ năng tính toán, thiết kế các chi tiết máy.

Nội dung cuốn sách này bao gồm các công thức cơ bản và số liệu, các bài tập mẫu và bài tập liên quan đến việc học tập môn học Chi tiết máy. Các bài tập được thiết kế để giúp sinh viên tăng cường kiến thức và kỹ năng của mình trong lĩnh vực này.

Cuốn **BÀI TẬP CHI TIẾT MÁY** bao gồm 11 chương, có nội dung phục vụ việc làm bài tập hoặc hỗ trợ làm đồ án của môn học Chi tiết máy của sinh viên ngành cơ khí. Cuốn sách này đã được trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên duyệt làm tài liệu giảng dạy cho môn học Chi tiết máy.

Cuốn sách này được biên soạn bởi các thầy cô đã có kinh nghiệm nhiều năm giảng dạy môn học Chi tiết máy của bộ môn Cơ sở Thiết kế Máy và Robot của trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên. Cụ thể như sau: các chương 1, 2 do PGS.TS. Vũ Ngọc Pi biên soạn; các chương 3, 4 do ThS. Ngô Quốc Huy biên soạn; các chương 5, 6 và 8 do ThS. Nguyễn Mạnh Cường và TS. Lê Xuân Hưng biên soạn; chương 7 do PGS.TS. Vũ Ngọc Pi và ThS. Ngô Quốc Huy biên soạn; các chương 9, 10, và 11 do TS. Nguyễn Thị Quốc Dung và ThS. Trần Thị Phương Thảo biên soạn.

Chúng tôi hy vọng rằng cuốn sách này sẽ giúp sinh viên hiểu rõ hơn về các chi tiết máy và nâng cao kỹ năng của mình trong việc tính toán, thiết kế các chi tiết máy. Việc biên soạn cuốn sách này không tránh khỏi còn nhiều thiếu sót. Rất mong bạn đọc đóng góp ý kiến để hoàn thiện hơn.

Các tác giả

Mục lục

Chương 1: TÍNH TOÁN ĐỘNG HỌC HỆ DẪN ĐỘNG CƠ KHÍ	7
1.1 Công thức và số liệu tính toán	7
1.1.1 Xác định công suất định mức của động cơ điện	7
1.1.2 Phân phối tỉ số truyền	8
1.1.3 Tính các thông số động học trên các trục	11
1.2 Bài tập	13
Chương 2: PHÂN TÍCH LỰC VÀ CHỌN CHIỀU NGHIÊNG HỢP LÝ CHO BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG VÀ BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT BÁNH VÍT	21
2.1 Ví dụ	21
2.2 Bài tập	22
Chương 3: BỘ TRUYỀN ĐAI	25
3.1 Công thức và số liệu tính toán	25
3.1.1 Bộ truyền đai dẹt	25
3.1.2 Bộ truyền đai thang	27
3.2 Bài tập	31
Chương 4: BỘ TRUYỀN XÍCH	39
4.1 Công thức và số liệu tính toán	39
4.2 Bài tập	42
Chương 5: TRỤC	45
5.1 Công thức và số liệu tính toán	45
5.1.1 Xác định đường kính trục	45

5.1.2 Tính hệ số an toàn cho trục.....	45
5.2 Bài tập.....	49
Chương 6: Ổ LĂN.....	60
6.1 Công thức và số liệu tính toán.....	60
6.1.1 Tính ổ lăn theo khả năng tải động.....	60
6.1.2 Tính ổ lăn theo khả năng tải tĩnh.....	66
6.2 Bài tập.....	67
Chương 7: NỐI TRỤC.....	72
7.1 Công thức và số liệu tính toán.....	72
7.1.1 Nối trục ống.....	72
7.1.2 Nối trục đĩa.....	73
7.1.3 Nối trục vòng đàn hồi.....	75
7.2 Bài tập.....	79
Chương 8: MỐI GHÉP THEN.....	85
8.1 Công thức và số liệu tính toán.....	85
8.2 Bài tập.....	87
Chương 9: MỐI GHÉP ĐINH TÁN.....	90
9.1 Công thức và số liệu tính toán.....	90
9.1.1 Điều kiện bền của đinh tán.....	90
9.1.2 Điều kiện bền của tấm ghép.....	91
9.2 Bài tập.....	92
9.2.1 Kiểm nghiệm cho mối ghép đinh tán.....	92
9.2.2 Xác định đường kính đinh tán.....	95
9.2.3 Xác định tải trọng cho phép của mối ghép đinh tán.....	98
Chương 10: MỐI GHÉP REN.....	102
10.1 Công thức và số liệu tính toán.....	102

10.2 Bài tập.....	104
10.2.1 Kiểm nghiệm cho mối ghép ren.....	104
10.2.2 Xác định đường kính bu lông.....	107
10.2.3 Xác định tải trọng cho phép của mối ghép bu lông.....	111
Chương 11: MỐI GHÉP HÀN.....	115
11.1 Công thức và số liệu tính toán.....	115
11.1.1 Mối hàn giáp mối.....	115
11.1.2 Mối hàn chồng.....	115
11.1.3 Mối hàn góc.....	118
11.2 Bài tập.....	120
11.2.1 Mối hàn giáp mối.....	120
11.2.2 Mối hàn chồng.....	121
11.2.3 Mối hàn góc.....	124
Tài liệu tham khảo.....	126

Chương 1

TÍNH TOÁN ĐỘNG HỌC HỆ DẪN ĐỘNG CƠ KHÍ

1.1 Công thức và số liệu tính toán

1.1.1 Xác định công suất định mức của động cơ điện

Công suất định mức của động cơ điện P_{dm}^{dc} được xác định theo công thức sau [1]:

$$P_{dm}^{dc} \geq P_t / \eta_{\Sigma} \quad (1.1)$$

Trong đó, P_t là công suất tính toán trên trục công tác (kW); η_{Σ} là hiệu suất chung của toàn hệ thống, được xác định theo công thức sau:

$$\eta_{\Sigma} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \quad (1.2)$$

Với, η_1 , η_2 , và $\eta_3 \dots$ là hiệu suất của các bộ truyền và các cặp ổ lăn trong hệ thống dẫn động. Các giá trị hiệu suất này được chọn theo bảng 1.1.

Bảng 1.1 Hiệu suất của các bộ truyền và ổ lăn [1]

Tên gọi	Giá trị hiệu suất của bộ truyền hoặc ổ	
	Được che kín	Đề hở
Bộ truyền bánh răng trụ	0,96-0,98	0,93-0,95
Bộ truyền bánh răng côn	0,95-0,97	0,92-0,94
Bộ truyền trục vít		
- Tự hãm		0,2-0,3
- Không tự hãm với $z_1=1$	0,70-0,75	
$z_1=2$	0,75-0,82	
$z_1=4$	0,87-0,92	
Bộ truyền xích	0,95-0,97	0,90-0,93
Bộ truyền đai		0,95-0,96
Một cặp ổ lăn	0,99-0,995	
Khớp nối		1

Chú thích: Trị số hiệu suất của các bộ truyền bánh răng cho trong bảng ứng với cấp chính xác 8 và 9. Với các bộ truyền cấp chính xác 6 hoặc 7 thì tăng trị số trong bảng lên 1-1,5%.

Công suất tính toán P_t khi động cơ làm việc ở chế độ dài hạn được xác định như sau [1]:

- Trường hợp tải trọng không đổi:

$$P_t = P_{lv}^{ct} \quad (1.3)$$

Với

$$P_{lv}^{ct} = \frac{F \cdot v}{1000} \quad (1.4)$$

Trong đó, P_{lv}^{ct} là công suất làm việc trên trục công tác (kW); F là lực kéo trên băng tải hoặc xích tải (N); v là vận tốc băng tải hoặc xích tải (m/s).

- Trường hợp tải trọng thay đổi:

$$P_t = P_{td}^{ct} \quad (1.5)$$

Với P_{td}^{ct} là công suất tương đương trên trục công tác (kW):

$$P_{td}^{ct} = P_i \cdot \sqrt{\sum_i \left(\frac{P_i}{P_1}\right)^2 \cdot \frac{t_i}{t_{ck}}} \quad (1.6)$$

Trong đó, P_i là công suất tác dụng của chế độ thứ i ; t_i và t_{ck} là thời gian làm việc và thời gian chu kỳ.

1.1.2 Phân phối tỉ số truyền

Tỉ số truyền chung của một hệ dẫn động cơ khí (hay của toàn hệ thống) u_Σ được xác định theo công thức sau:

$$u_\Sigma = \frac{n_{dc}}{n_{ct}} \quad (1.7)$$

Trong đó, n_{dc} là số vòng quay của động cơ điện (vòng/phút); n_{ct} là số vòng quay của trục công tác (vòng/phút).

Với hệ dẫn động gồm nhiều bộ truyền mắc nối tiếp với nhau, tỉ số truyền chung của hệ thống được tính như sau [1]:

$$u_\Sigma = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot \dots \quad (1.8)$$

Trong đó, $u_1, u_2, u_3 \dots$ là tỉ số truyền của các bộ truyền trong hệ thống.

Số vòng quay của trục công tác n_{ct} được xác định như sau:

- Với hệ dẫn động băng tải:

$$n_{ct} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot v}{\pi \cdot D} \quad (1.9)$$

Trong đó, D là đường kính tang dẫn của băng tải (mm); v là vận tốc vòng của băng tải (m/s).

- Với hệ dẫn động xích tải:

$$n_{ct} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot v}{z \cdot p} \quad (1.10)$$

Trong đó, z là số răng của đĩa xích tải (mm); p là bước của xích tải (mm) và v là vận tốc vòng của xích tải (m/s).

Khi hệ dẫn động gồm một bộ truyền ngoài hộp (bộ truyền đai hoặc xích) mắc nối tiếp với một hộp giảm tốc thì tỉ số truyền của bộ truyền ngoài hộp u_{ng} xác định theo kinh nghiệm như sau [2]:

- Trường hợp hộp giảm tốc 1 cấp mắc nối tiếp với 1 bộ truyền ngoài hộp [2]:

$$u_{ng} = (0,7 \div 0,75) \cdot u_h \quad (1.11)$$

Từ đó ta có:

$$u_{ng} = \sqrt{(0,7 \div 0,75) \cdot u_{\Sigma}} \quad (1.12)$$

- Trường hợp hộp giảm tốc bánh răng 2 cấp mắc nối tiếp với 1 bộ truyền ngoài hộp [2]:

$$u_{ng} = (0,1 \div 0,15) \cdot u_h \quad (1.13)$$

Khi này:

$$u_{ng} = \sqrt{(0,1 \div 0,15) \cdot u_{\Sigma}} \quad (1.14)$$

- Với hệ dẫn động gồm hộp giảm tốc trục vít 2 cấp, trục vít - bánh răng hoặc bánh răng - trục vít mắc nối tiếp với 1 bộ truyền ngoài hộp thì [2]:

$$u_{ng} = (0,025 \div 0,125) \cdot u_h \quad (1.15)$$

Do đó:

$$u_{ng} = \sqrt{(0,025 \div 0,125) \cdot u_{\Sigma}} \quad (1.16)$$

Chú ý: *Trị số nhỏ dùng khi u_h lớn.*

Tỉ số truyền của hộp giảm tốc nhiều cấp (hai, ba hoặc bốn cấp) có thể phân phối cho các cấp (gọi là phân phối tỉ số truyền) theo kinh nghiệm, theo đồ thị hoặc theo các công thức được xác định từ các bài toán tối ưu đơn và đa mục tiêu. Việc xác định tỉ số truyền tối ưu của các cấp nhờ công thức thu được từ kết quả giải các bài toán tối ưu đơn hoặc đa mục tiêu là phương pháp hiệu quả nhất. Theo phương pháp này, tỉ số truyền một số hộp giảm tốc thông dụng có thể xác định như sau:

Với hộp giảm tốc bánh răng trụ 2 cấp khai triển, để có được *Thế tích của hộp giảm tốc nhỏ nhất*, tỉ số truyền của bộ truyền cấp nhanh u_1 được xác định như sau [3]:

$$u_1 = 0,292 \cdot u_h + 0,36 \quad (1.17)$$

Với $u_h = u_1 \cdot u_2$ là tỉ số truyền của hộp giảm tốc.

Sau khi tính được u_1 , tỉ số truyền của bộ truyền cấp chậm u_2 dễ dàng tính được từ quan hệ $u_h = u_1 \cdot u_2$.

Chú ý: Công thức (1.17) sử dụng với các giá trị hệ số chiều rộng bánh răng cấp nhanh và cấp chậm tương ứng là $\psi_{ba1} = 0,33$ và $\psi_{ba2} = 0,32$.

Tỉ số truyền của bộ truyền cấp nhanh u_1 của hộp giảm tốc bánh răng trụ 2 cấp khai triển cũng có thể tính theo công thức sau để có *Tiết diện ngang của hộp giảm tốc nhỏ nhất* [4]:

$$u_1 = 0,2515 \cdot u_h + 1,1673 \quad (1.18)$$

Chú ý: Công thức (1.18) sử dụng với các giá trị hệ số chiều rộng bánh răng cấp nhanh và cấp chậm tương ứng là $\psi_{ba1} = 0,33$ và $\psi_{ba2} = 0,4$.

Với hộp giảm tốc bánh răng đồng trục, tỉ số truyền của bộ truyền cấp nhanh u_1 được xác định theo công thức sau [2]:

$$u_1 = 1,3494 \cdot \frac{u_h^{0,6677}}{(\psi_{ba2}/\psi_{ba1})^{0,6023}} \quad (1.19)$$

Với hộp giảm tốc bánh răng côn-trụ 2 cấp, tỉ số truyền của bộ truyền cấp chậm u_2 được xác định theo công thức sau [5]:

$$u_2 \approx 1,32 \cdot \sqrt{u_h} \quad (1.20)$$

Chú ý: Công thức (1.20) sử dụng với các giá trị hệ số chiều rộng bánh răng côn và hệ số chiều rộng bánh răng trụ tương ứng là $k_{be} = 0,3$ và $\psi_{ba2} = 0,4$.

Với hộp giảm tốc bánh răng cấp nhanh phân đôi, để có kích thước tiết diện ngang của hộp nhỏ nhất, tỉ số truyền của bộ truyền cấp chậm u_2 được xác định theo công thức sau [6]:

$$u_2 \approx 0,8055 \cdot \left[\frac{(1+1,3) \cdot \psi_{ba2}}{\psi_{ba1}} \right]^{1/3} \quad (1.21)$$

Với hộp giảm tốc bánh răng cấp chậm phân đôi, để nhận được kích thước tiết diện ngang của hộp nhỏ nhất, tỉ số truyền của bộ truyền cấp chậm u_2 được xác định theo công thức sau [7]:

$$u_2 \approx 1,2776 \cdot \left[\frac{(1+1,3) \cdot \psi_{ba2}}{\psi_{ba1}} \right]^{1/3} \quad (1.22)$$

Với hộp giảm tốc bánh răng trục vít, để bố trí hộp nhỏ gọn, tỉ số truyền của bộ truyền bánh răng u_1 được xác định theo công thức sau (dùng khi $u_h \leq 100$):

$$u_1 \approx u_h^{0,2} + 0,012 \cdot u_h - 0,17 \quad (1.23)$$

Với hộp giảm tốc trục vít 2 cấp, tỉ số truyền của bộ truyền trục vít-bánh vít cấp chậm u_2 được xác định công thức sau để kết cấu của hộp hợp lý:

$$u_2 \approx 30,97 \quad (1.24)$$

1.1.3 Tính các thông số động học trên các trục

Các thông số động học cần tính toán trên các trục gồm có công suất, số vòng quay, và mô men xoắn. Ký hiệu các chỉ số I, II, III và dc để chỉ các trục I, trục II, trục III.

+) Tính công suất trên các trục:

Với sơ đồ tải không đổi, công suất làm việc trên trục công tác P_{lv} (xác định theo công thức (1.4)) được dùng để phân phối trên các trục. Với sơ đồ tải

thay đổi, chọn công suất danh nghĩa là công suất lớn nhất và dùng công suất này để phân phối cho các trục. Khi này ta có:

- Công suất danh nghĩa trên trục động cơ xác định theo công thức (1.1) và (1.3):

$$P_{dc} = P_{lv}^{dc} = P_{lv}^{ct} / \eta_{\Sigma} \quad (1.25)$$

- Công suất danh nghĩa trên các trục I, II và III xác định theo các công thức sau:

$$P_I = P_{dc} \cdot \eta_{dc-I} \cdot \eta_o \quad (1.26)$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{I-II} \cdot \eta_o \quad (1.27)$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{II-III} \cdot \eta_o \quad (1.28)$$

+) Tính số vòng quay trên các trục:

- Tốc độ quay của trục I:

$$n_I = n_{dc} / u_{dc-I} \quad (1.29)$$

Với u_{dc-I} là tỉ số truyền của bộ truyền (hoặc khớp nối) nối động cơ với trục I.

- Tương tự, tốc độ quay của trục II và III:

$$n_{II} = n_I / u_{I-II} \quad (1.30)$$

$$n_{III} = n_{II} / u_{II-III} \quad (1.31)$$

Với u_{I-II} và u_{II-III} tương ứng là tỉ số truyền của bộ truyền nối trục I với trục II và trục II với trục III.

+) Tính mô men xoắn trên các trục:

Mô men xoắn trên trục thứ i (Nmm) được xác định theo công thức sau:

$$T_i = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_i}{n_i} \quad (1.32)$$

+) Lập bảng kết quả tính các thông số động học

Các kết quả tính toán các thông số động học được tổng hợp lại trong bảng 1.2.

Bảng 1.2 Các thông số động học trên các trục

Thông số	Trục				Công tác
	Động cơ	I	II	III	
Công suất (kW)					
Tỉ số truyền (-)					
Tốc độ quay (vòng/phút)					
Mô men xoắn (Nmm)					

1.2 Bài tập

Bài 1.1 Cho hệ dẫn động có sơ đồ như hình 1.1. Biết hệ số cản ban đầu $K_{bd} = 1,4$; lực vòng trên băng tải $F_t = 1200$ (N); vận tốc vòng trên băng tải $v = 1,3$ (m/s); đường kính tang dẫn băng tải $D = 400$ (mm); số vòng quay của động cơ là $n_{dc} = 1450$ (vòng/phút). Hãy xác định công suất định mức của động cơ; phân phối tỉ số truyền cho hệ dẫn động và tính toán các thông số động học trên các trục.

Bài giải:

+) **Xác định công suất định mức của động cơ:**

Công suất định mức của động cơ P_{dm}^{dc} được xác định theo công thức (1.1):

$$P_{dm}^{dc} \geq P_t / \eta_{\Sigma} \quad (1.33)$$

Với P_t được tính theo công thức (1.3) và (1.4) vì tải không đổi:

$$P_t = P_{lv} = \frac{F \cdot v}{1000} = \frac{1200 \cdot 1,3}{1000} = 1,56 \text{ (kW)} \quad (1.34)$$

Trong đó, η_{Σ} là hiệu suất chung của toàn hệ thống, được tính theo công thức (1.2):

$$\eta_{\Sigma} = \eta_{br}^2 \cdot \eta_{ol}^4 \cdot \eta_x \cdot \eta_k \quad (1.35)$$

Với,

η_{br} - hiệu suất của bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng; vì bộ truyền làm việc trong hộp kín nên ta có $\eta_{br} = 0,97$ (bảng 1.1);

η_{ol} - hiệu suất của một cặp ổ lăn; $\eta_{ol} = 0,992$ (bảng 1.1);

η_x - hiệu suất của bộ truyền xích; $\eta_x = 0,96$ (bảng 1.1);

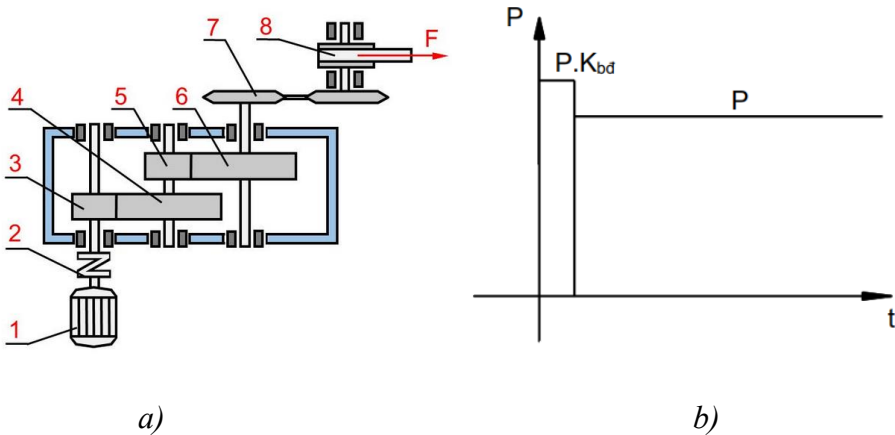
η_k - hiệu suất của khớp nối; $\eta_x = 1$ (bảng 1.1).

Thay các giá trị hiệu suất nói trên vào công thức (1.10) ta có:

$$\eta_{\Sigma} = 0,8747 \quad (1.36)$$

Thay các giá trị của P_t và η_{Σ} vào công thức (1.33) ta có:

$$P_{dm}^{dc} \geq P_{lv}^{dc} = \frac{1,56}{0,8747} = 1,78 \text{ (kW)} \quad (1.37)$$



Hình 1.1 a) Sơ đồ khai triển hệ dẫn động; b) Sơ đồ tải trọng

1-Động cơ điện; 2, 3- Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng; 4- Khớp nối; 5- Bộ truyền xích; 6-Băng tải.

+) Phân phối tỉ số truyền:

Tỉ số truyền chung của hệ xác định theo công thức (1.7):

$$u_{\Sigma} = \frac{n_{dc}}{n_{ct}}$$

Trong đó, $n_{dc} = 1450$ (vòng/phút) là số vòng quay định mức của động cơ; n_{ct} số vòng quay của trục công tác theo công thức (1.13):

$$n_{ct} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 1,3}{\pi \cdot 400} = 62,07 \text{ (vòng/phút)}$$

Thay các giá trị của n_{dc} và n_{ct} vào công thức (1.11) ta có:

$$u_{\Sigma} = \frac{1450}{62,07} = 23,3$$

Tỉ số truyền của bộ truyền xích được xác định theo công thức (1.14):

$$u_x = \sqrt{(0,1 \div 0,15) \cdot u_{\Sigma}} = \sqrt{(0,1 \div 0,15) \cdot 23,36} = (1,528-1,8719)$$

⇒ Chọn $u_x = 1,7$ và tính tỉ số truyền của hộp giảm tốc u_h :

$$u_h = \frac{u_{\Sigma}}{u_x} = \frac{23,36}{1,7} = 21,18$$

Với hộp bánh răng nghiêng 2 cấp khai triển, để có tiết diện ngang của hộp giảm tốc là nhỏ nhất, thay giá trị của u_h vào công thức (1.18) ta có tỉ số truyền cấp nhanh u_1 :

$$u_1 = 0,2515 \cdot 21,18 + 1,1673 = 6,49$$

Tỉ số truyền của bộ truyền cấp chậm u_2 được xác định theo:

$$u_2 = \frac{u_h}{u_1} = \frac{21,18}{6,49} = 3,26$$

+) Tính các thông số động học trên các trục:

- *Tính công suất trên các trục:*

Vì tải không đổi nên công suất danh nghĩa trên trục động cơ xác định như trên (xem (1.38)): $P_{dc} = P_{lv}^{dc} = 1,78$ (kW) được dùng để phân phối trên các trục.

- Công suất danh nghĩa trên các trục I, II và III xác định theo các công thức (1.26), (1.27) và (1.28) và ta có:

$$P_I = P_{dc} \cdot \eta_k \cdot \eta_o \quad (1.38)$$

Chọn hiệu suất của khớp nối $\eta_k = 1$, hiệu suất của một cặp ổ lăn $\eta_o = 0,992$ (bảng 1.1) và thay chúng cùng với $P_{dc} = 1,78$ vào công thức trên ta có $P_I = 1,77$ (kW). Tương tự ta có:

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{br} \cdot \eta_o \quad (1.39)$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{br} \cdot \eta_o \quad (1.40)$$

Chọn hiệu suất bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng $\eta_{br} = 0,97$; $\eta_o = 0,992$ (bảng 1.1) và thay chúng cùng với $P_I = 1,77$ vào công thức trên ta có $P_{II} = 1,70$ và $P_{III} = 1,64$ (kW).

- *Tính số vòng quay trên các trục:*

- Tốc độ quay của trục I được xác định theo công thức (1.33):

$$n_I = \frac{n_{dc}}{u_k} = 1450 \text{ (vòng/phút)} \quad (1.41)$$

Với $u_k = 1$ là tỉ số truyền của khớp nối.

- Tương tự ta có tốc độ quay của trục II và III:

$$n_{II} = n_I/u_1 \quad (1.42)$$

$$n_{III} = n_{II}/u_2 \quad (1.43)$$

Với u_1 và u_2 tương ứng là tỉ số truyền của bộ truyền bánh răng cấp nhanh và cấp chậm. Thay $u_1 = 6,49$ và $u_2 = 3,26$ và $n_I = 1450$ (vòng/phút) vào công thức (1.42) và (1.43) ta có $n_{II} = 223,42$ (vòng/phút) và $n_{III} = 68,53$ (vòng/phút).

- *Tính mô men xoắn trên các trục:*

Mô men xoắn trên các trục I, II, và III (Nmm) được xác định theo công thức (1.32). Cụ thể:

$$T_{dc} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{dc}}{n_{dc}} \quad (1.44)$$

$$T_I = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_I}{n_I} \quad (1.45)$$

$$T_{II} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{II}}{n_{II}} \quad (1.46)$$

$$T_{III} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{III}}{n_{III}} \quad (1.47)$$

$$T_{ct} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{lv}}{n_{ct}} \quad (1.48)$$

Thay $P_{dc} = 1,78$ (kW), $P_I = 1,77$ (kW), $P_{II} = 1,70$ (kW), $P_{III} = 1,64$ (kW) và $n_{dc} = n_I = 1450$ (vòng/phút), $n_{II} = 223,42$ (vòng/phút) và $n_{III} = 68,53$ (vòng/phút) vào các công thức trên ta được:

$T_{dc} = 11723$ (Nmm); $T_I = 11658$ (Nmm); $T_{II} = 72666$ (Nmm); $T_{III} = 228540$ (Nmm); $T_{ct} = 217390$ (Nmm).

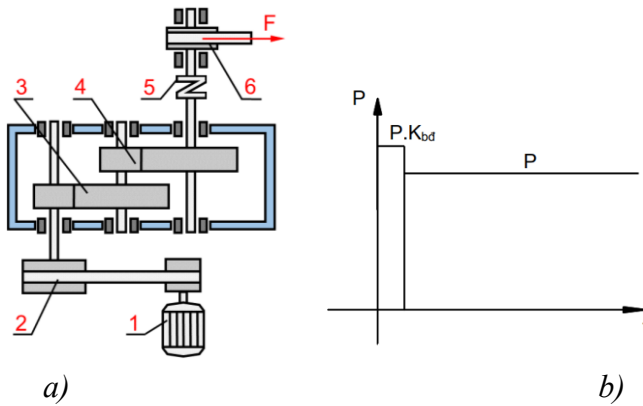
+) Lập bảng kết quả tính các thông số động học:

Các kết quả tính toán các thông số động học trên các trục ở trên được thống kê trong bảng 1.3:

Bảng 1.3 Kết quả tính toán các thông số động học

Thông số	Trục				Công tác
	Động cơ	I	II	III	
Công suất (kW)	1,78	1,77	1,70	1,64	1,56
Tỉ số truyền (-)	1	6,49	3,26	1,7	
Tốc độ quay (vòng/phút)	2450	2450	223,42	68,53	62,07
Mô men xoắn (Nmm)	11723	11658	72666	228540	217390

Bài 1.2 Cho hệ dẫn động có sơ đồ như hình 1.2. Biết hệ số cản ban đầu $K_{bd} = 1,35$; lực vòng trên băng tải $F_t = 1400$ (N); vận tốc vòng trên băng tải $v = 1,4$ (m/s); đường kính tang dẫn băng tải $D = 360$ (mm); số vòng quay của động cơ là $n_{đc} = 1450$ (vòng/phút). Hãy xác định công suất định mức của động cơ; phân phối tỉ số truyền cho hệ dẫn động và tính toán các thông số động học trên các trục.

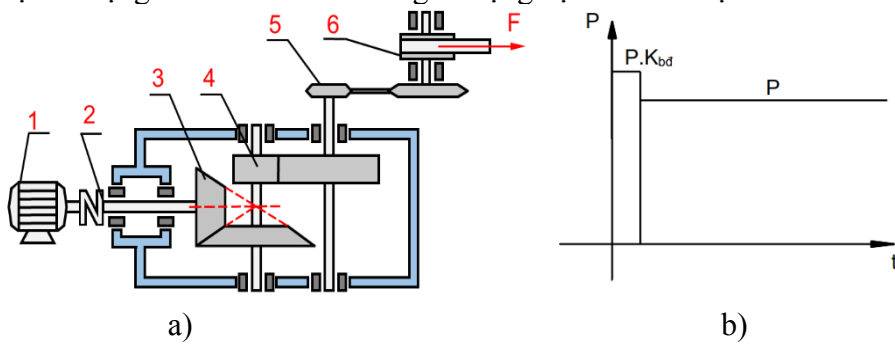


Hình 1.2 a) Sơ đồ khai triển hệ dẫn động; b) Sơ đồ tải trọng

1- Động cơ điện; 2- Bộ truyền đai; 3, 4- Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng; 5- Khớp nối; 6- Băng tải.

Bài 1.3 Cho hệ dẫn động có sơ đồ như hình 1.3. Biết hệ số cản ban đầu $K_{bd} = 1,3$; lực vòng trên băng tải $F_t = 1100$ (N); vận tốc vòng trên băng tải $v = 1,35$ (m/s); đường kính tang dẫn băng tải $D = 390$ (mm); số vòng quay của động cơ là $n_{đc} =$

1450 (vòng/phút). Xác định công suất định mức của động cơ, phân phối tỉ số truyền cho hệ dẫn động và tính toán các thông số động học trên các trục.

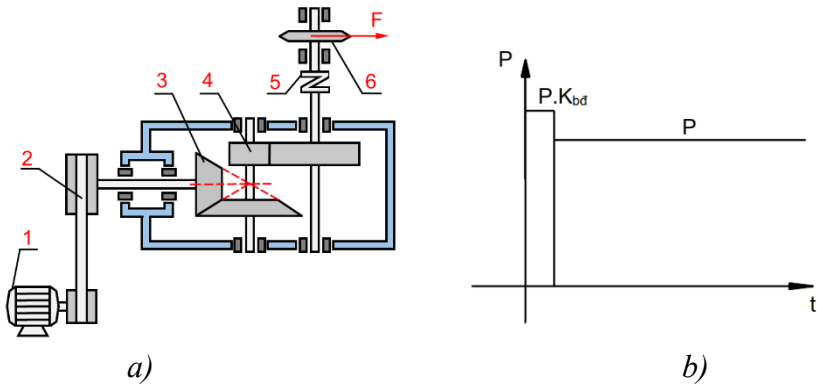


Hình 1.3 a) Sơ đồ khai triển hệ dẫn động; b) Sơ đồ tải trọng

1-Động cơ điện; 2- Khớp nối; 3-Bộ truyền bánh răng côn;

4- Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng; 5-Bộ truyền xích; 6-Băng tải.

Bài 1.4 Cho hệ dẫn động có sơ đồ như hình 1.4. Biết hệ số cản ban đầu $K_{bd} = 1,35$; lực vòng trên băng tải $F_t = 1250$ (N); vận tốc vòng trên băng tải $v = 1,6$ (m/s); số răng đĩa dẫn của xích tải $z = 44$; bước răng đĩa xích tải $p = 25,04$ (mm); số vòng quay của động cơ là $n_{đc} = 1450$ (vòng/phút). Hãy xác định công suất định mức của động cơ, phân phối tỉ số truyền cho hệ dẫn động và tính toán các thông số động học trên các trục.

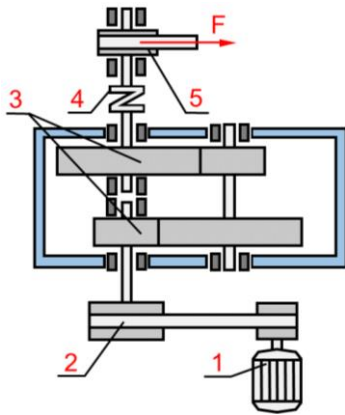


Hình 1.4 a) Sơ đồ khai triển hệ dẫn động; b) Sơ đồ tải trọng

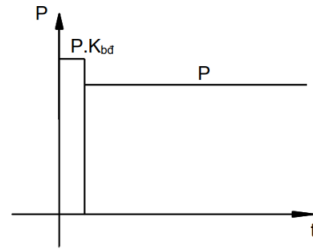
1-Động cơ điện; 2- Bộ truyền đai; 3- Bộ truyền bánh răng côn;

4-Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng; 5- Khớp nối; 6-Xích tải.

Bài 1.5 Cho hệ dẫn động có sơ đồ như hình 1.5. Biết hệ số cản ban đầu $K_{bd} = 1,4$; lực vòng trên băng tải $F_t = 1350$ (N); vận tốc vòng trên băng tải $v = 1,25$ (m/s); đường kính tang dẫn băng tải $D = 350$ (mm); số vòng quay của động cơ là $n_{đc} = 1450$ (vòng/phút). Hãy xác định công suất định mức của động cơ, phân phối tỉ số truyền cho hệ dẫn động và tính toán các thông số động học trên các trục.



a)

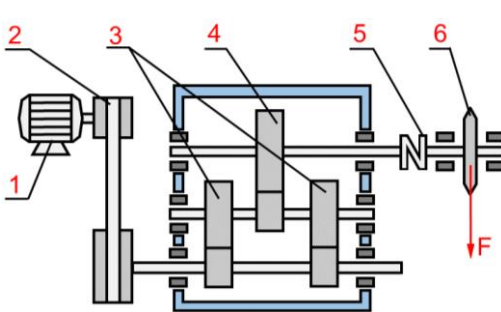


b)

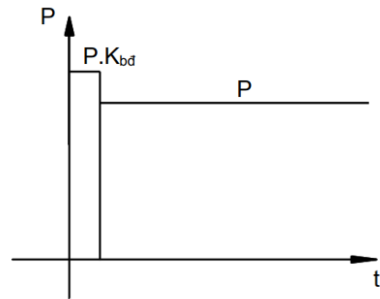
Hình 1.5 a) Sơ đồ khai triển hệ dẫn động; b) Sơ đồ tải trọng

1- Động cơ điện; 2- Bộ truyền đai; 3, 4- Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng; 5- Khớp nối; 6- Băng tải.

Bài 1.6 Cho hệ dẫn động có sơ đồ như hình 1.6. Biết hệ số cản ban đầu $K_{bd} = 1,45$; lực vòng trên băng tải $F_t = 1500$ (N); vận tốc vòng trên băng tải $v = 1,35$ (m/s); số răng đĩa dẫn của xích tải $z = 42$; bước răng đĩa xích tải $p = 31,75$ (mm); số vòng quay của động cơ là $n_{đc} = 1450$ (vòng/phút). Hãy xác định công suất định mức của động cơ, phân phối tỉ số truyền cho hệ dẫn động và tính toán các thông số động học trên các trục.



a)



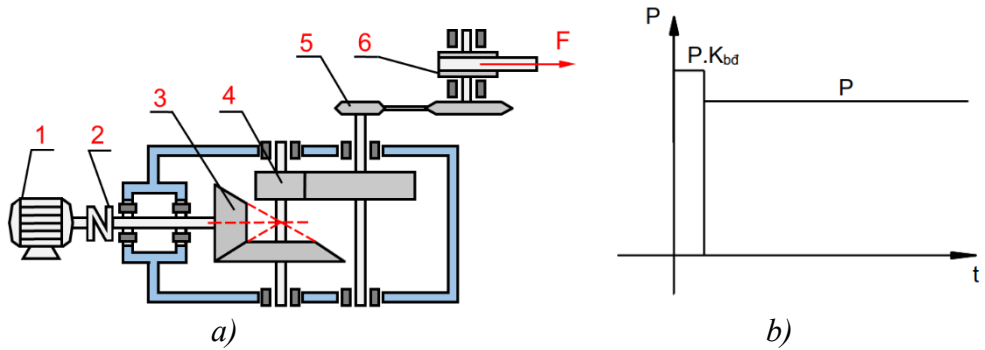
b)

Hình 1.6 a) Sơ đồ khai triển hệ dẫn động; b) Sơ đồ tải trọng

1- Động cơ điện; 2- Bộ truyền đai; 3- Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng; 4- Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng; 5- Khớp nối; 6- Xích tải.

Bài 1.7 Cho hệ dẫn động có sơ đồ như hình 1.7. Biết hệ số cản ban đầu $K_{bd} = 1,35$; lực vòng trên băng tải $F_t = 1400$ (N); vận tốc vòng trên băng tải $v = 1,15$ (m/s);

đường kính tang dẫn băng tải $D = 370$ (mm); số vòng quay của động cơ là $n_{đc} = 1450$ (vòng/phút). Hãy xác định công suất định mức của động cơ, phân phối tỉ số truyền cho hệ dẫn động và tính toán các thông số động học trên các trục.



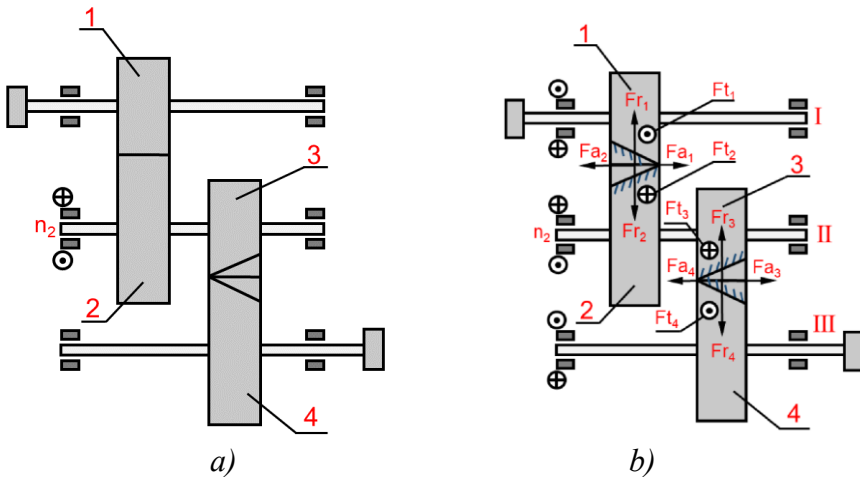
Hình 1.7 a) Sơ đồ khai triển hệ dẫn động; b) Sơ đồ tải trọng
 1-Động cơ điện; 2- Bộ truyền bánh răng côn; 3- Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng; 4- Khớp nối; 5-Bộ truyền xích; 6-Băng tải.

Chương 2

PHÂN TÍCH LỰC VÀ CHỌN CHIỀU NGHIÊNG HỢP LÝ CHO BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG VÀ BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT BÁNH VÍT

2.1 Ví dụ

Bài 2.1 Phân tích lực và chọn chiều nghiêng hợp lý cho bộ truyền bánh răng trụ nghiêng 1-2 trong sơ đồ trên hình 2.1a.



Hình 2.1

Bài giải:

- Xác định chiều quay của các trục từ chiều quay cho trước n_2 (như hình 2.1b).
- Giả sử cặp bánh răng 1-2 có chiều nghiêng như hình 2.1b. Tiến hành phân tích lực cho 2 cặp bánh răng (như hình 2.1b).
- Từ kết quả phân tích lực ta thấy chiều nghiêng đã giả sử là chiều nghiêng hợp lý. Sở dĩ như vậy là vì trên trục trung gian II là trục có 2 bánh răng, hai lực dọc trục \vec{F}_{a2} và \vec{F}_{a3} ngược chiều nhau. Do đó, tổng lực dọc trục tác dụng lên ổ trên trục này nhỏ. Dẫn tới kích thước ổ sẽ nhỏ và sẽ giảm được chi phí ổ.

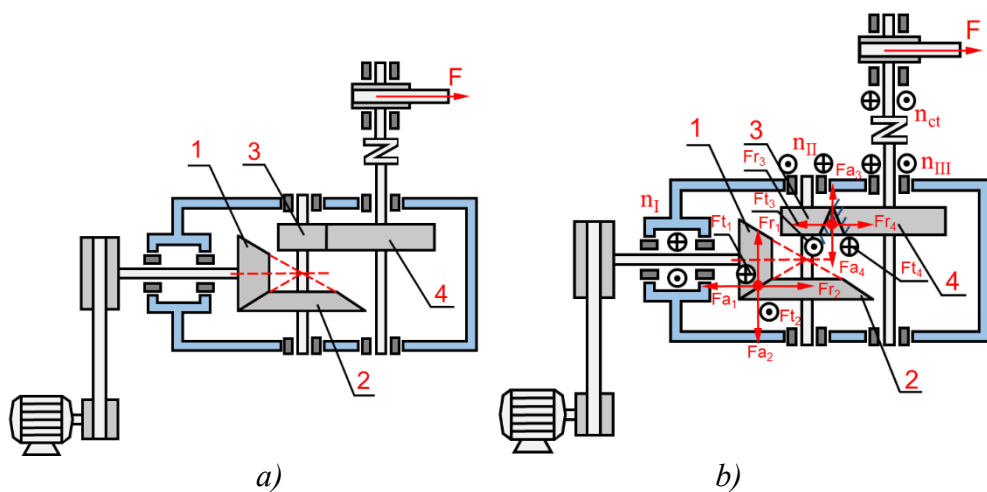
Bài 2.2 Cho hệ dẫn động cơ khí có sơ đồ hình 2.2a. Xác định chiều quay thích hợp, phân tích lực và chọn chiều nghiêng hợp lý cho bộ truyền bánh răng trụ số 3-4.

Bài giải:

- Xác định chiều quay của các trục của hệ thống: Chiều quay của trục công tác, là trục tang dẫn của băng tải, được chọn như hình vẽ để đảm bảo nhánh trên của băng tải là nhánh căng khi làm việc. Từ chiều quay này, chiều quay của các trục còn lại sẽ được xác định (theo nguyên tắc hai trục bánh răng ngoại tiếp quay ngược chiều nhau; hai trục của hai bánh đai quay cùng chiều nhau).

- Giả sử cặp bánh răng 3-4 có chiều nghiêng như hình 2.2b. Tiến hành phân tích lực cho 2 cặp bánh răng (như hình 2.2b).

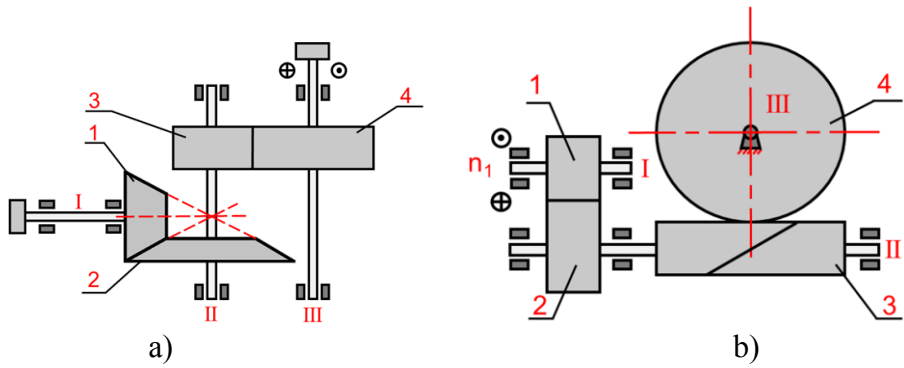
- Từ kết quả phân tích lực ta thấy chiều nghiêng đã giả sử là chiều nghiêng hợp lý. Sở dĩ như vậy là vì trên trục trung gian II là trục có 2 bánh răng 2 và 3, hai lực dọc trục \vec{F}_{a2} và \vec{F}_{a3} ngược chiều nhau. Do đó, tổng lực dọc trục tác dụng lên ổ trên trục này nhỏ. Dẫn tới kích thước ổ sẽ nhỏ và sẽ giảm được chi phí ổ.



Hình 2.2

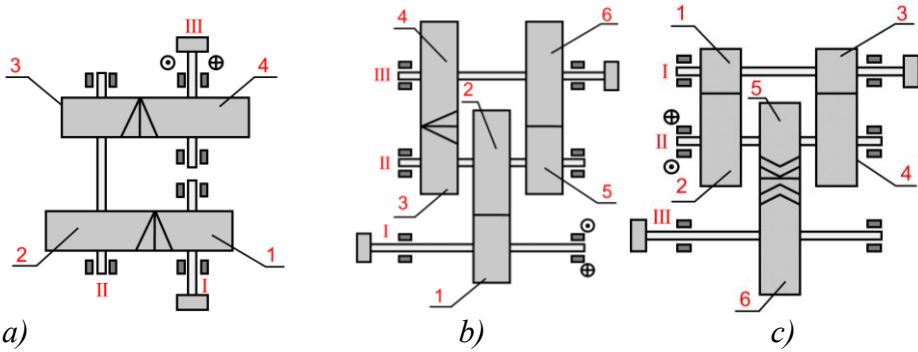
2.2 Bài tập

Bài 2.3 Phân tích lực và chọn chiều nghiêng hợp lý cho bộ truyền còn lại cho sơ đồ trên hình 2.3.



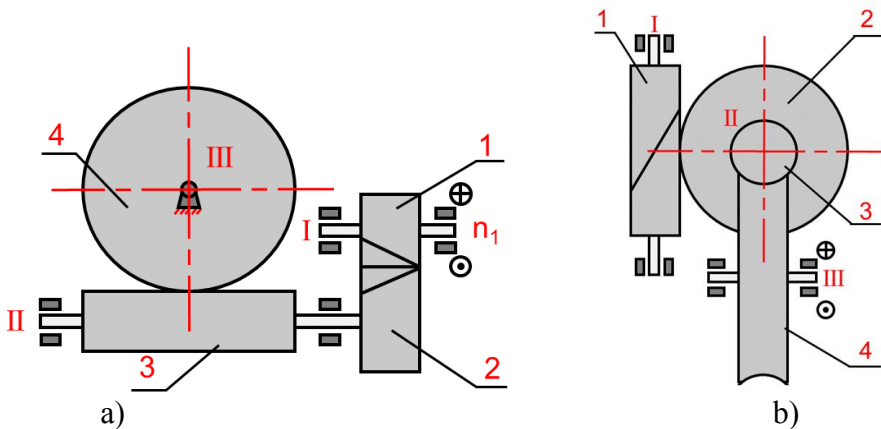
Hình 2.3

Bài 2.4 Phân tích lực và chọn chiều nghiêng hợp lý cho bộ truyền còn lại cho các sơ đồ trên hình 2.4. Chú ý cặp bánh răng 1-2 trong sơ đồ 2.4b là bánh răng trụ răng thẳng.



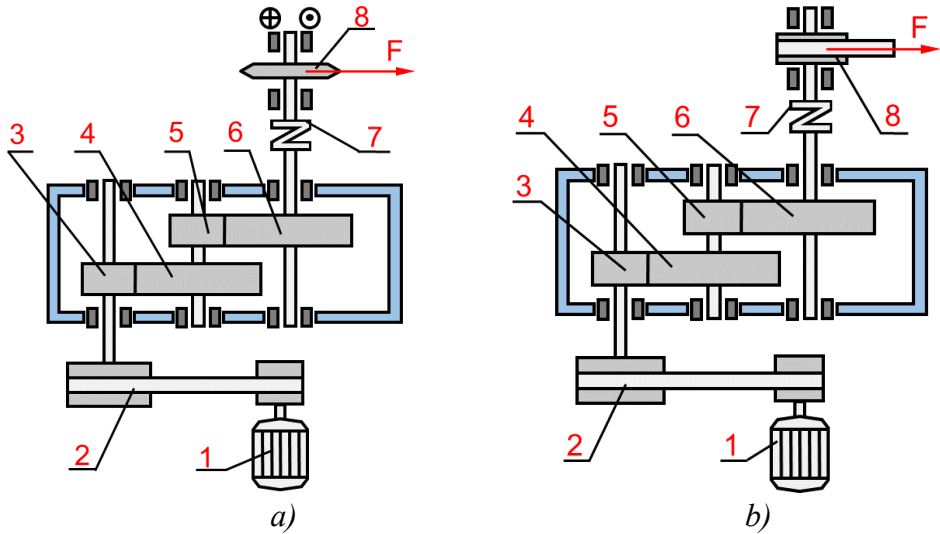
Hình 2.4

Bài 2.5 Phân tích lực và chọn chiều nghiêng hợp lý cho bộ truyền trục vít bánh vít còn lại trong sơ đồ trên hình 2.5.



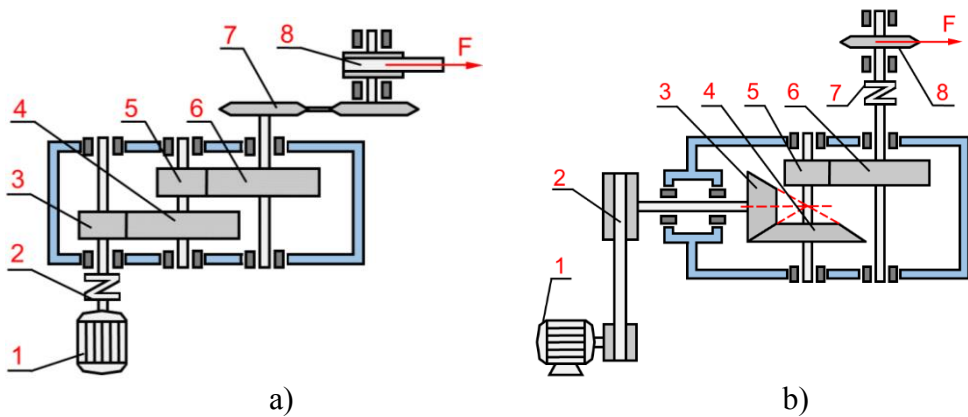
Hình 2.5

Bài 2.6 Cho hệ dẫn động cơ khí có sơ đồ trên hình 2.6. Xác định chiều quay hợp lý, phân tích lực và chọn chiều nghiêng hợp lý cho các bộ truyền bánh răng trụ nghiêng 3-4 và 5-6.



Hình 2.6

Bài 2.7 Cho hệ dẫn động cơ khí có sơ đồ trên hình 2.7. Xác định chiều quay hợp lý, phân tích lực và chọn chiều nghiêng hợp lý cho các bộ truyền bánh răng trụ nghiêng.

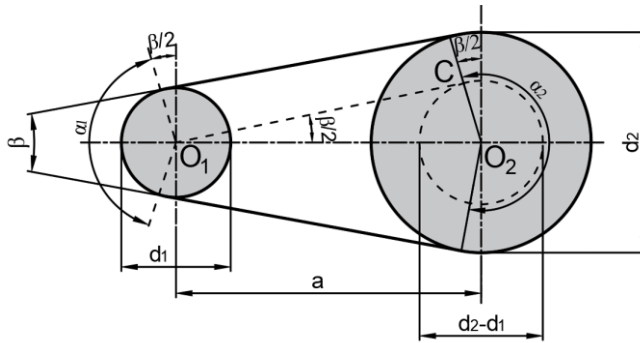


Hình 2.7

Chương 3 BỘ TRUYỀN ĐAI

3.1 Công thức và số liệu tính toán

3.1.1 Bộ truyền đai dẹt



Hình 3.1. Thông số hình học của bộ truyền đai

Các công thức xác định các thông số hình học chính của bộ truyền đai (hình 3.1):

- Đường kính bánh dẫn d_1 được xác định theo công thức sau [1]:

$$d_1 = (1100 \sqrt[4]{1300}) \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} \quad (3.1)$$

Trong đó, P_1 , n_1 , T_1 là công suất, số vòng quay và mô men xoắn trên trục dẫn.

Đường kính d_1 sau khi tính cần chọn theo dãy tiêu chuẩn sau: 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000.

Sau khi xác định được d_1 đường kính d_2 được xác định theo [1]:

$$d_2 = d_1 \cdot u \cdot (1 - \xi) \quad (3.2)$$

Với, u là tỉ số truyền của bộ truyền đai; ξ là hệ số trượt.

Đường kính d_2 sau khi tính cũng cần quy chuẩn theo dãy trên. Tuy nhiên cần đảm bảo sai số vận tốc và tỉ số truyền không vượt quá 4%.

- Góc ôm được xác định theo các công thức sau [1]:

$$\alpha_1 = 180^0 - 57^0 \cdot \frac{(d_2 - d_1)}{a} \quad \text{và} \quad \alpha_2 = 180^0 + 57^0 \cdot \frac{(d_2 - d_1)}{a} \quad (3.3)$$

Nếu α_1 nhỏ sẽ ảnh hưởng xấu đến khả năng kéo của đai, do đó đối với đai dẹt α_1 cần thoả mãn điều kiện $\alpha_1 \geq 150^0$.

- Chiều dài dây đai L được tính theo công thức:

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} \quad (3.4)$$

- Khoảng cách trục a cần đảm bảo điều kiện sau [1]:

$$a_{min} \geq (1,5 \div 2)(d_1 + d_2) \quad (3.5)$$

Trong công thức trên, trị số nhỏ khi vận tốc vòng lớn và trị số lớn khi vận tốc trung bình.

- Điều kiện số vòng chạy của đai trong 1 giây [1]:

$$i = \frac{v}{L} \leq [i] = 3 \div 5 \text{ s}^{-1} \quad (3.6)$$

- Khi cần tính lại khoảng cách trục a theo L bằng công thức [1]:

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\} \quad (3.7)$$

- Chiều dày dây đai δ được xác định theo điều kiện sau [1]:

$$\delta/d_1 < (\delta/d_1)_{max} \quad (3.8)$$

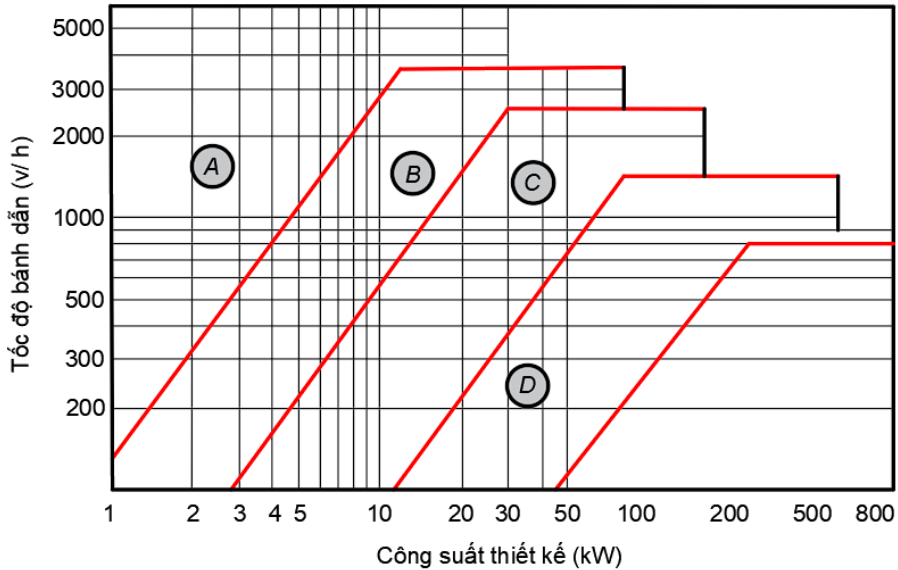
Trị số $(\delta/d_1)_{max}$ được cho trong bảng 3.1.

Bảng 3.1 Tỷ số chiều dày đai và đường kính bánh đai nhỏ [1]

Loại đai dẹt	Trị số $\left(\frac{\delta}{d_1}\right)_{max}$	
	Nên dùng	Cho phép
Đai vải cao su	1/40	1/30
Đai da	1/35	1/25
Đai sợi bông	1/30	1/25
Đai sợi len	1/30	1/25
Đai sợi tổng hợp	1/50 ... 1/70	1/100 ... 1/150

3.1.2 Bộ truyền đai thang

- Đường kính d_1 được chọn theo bảng 3.2, phụ thuộc tiết diện đai. Tiết diện dây đai được xác định theo đồ thị hình 3.2 căn cứ vào công suất cần truyền và tốc độ làm việc của bánh dẫn. Sau khi xác định d_1 , đường kính bánh đai lớn d_2 được tính theo công thức (3.2).



Hình 3.2 Đồ thị chọn tiết diện dây đai thang [1]

Bảng 3.2 Kích thước bản dây đai và đường kính bánh đai nên dùng [1]:

Loại bản đai	b_w	b	h	d_1 nên dùng	d_{1min}
Z	8.5	10	6	85	50
A	11	13	8	125	75
B	14	17	11	200	125
C	19	22	14	315	200
D	27	32	19	500	355
E	32	38	23	630	500

- Góc ôm được xác định theo công thức (3.3). Với đai thang, góc ôm α_1 cần thỏa mãn điều kiện $\alpha_1 \geq 120^\circ$.

- Chiều dài dây đai L theo lớp trung hòa được tính theo công thức (3.4). Với đai thang chiều dài đai L được tiêu chuẩn hoá, theo dãy sau [1]: 400, (425), 450, (475), 500, (530), 560, 630, (670), 710, (750), 800, (850), 900, (950), 1000,

(1060), 1120, (1180), 1250, (1320), 1400, (1500), 1600, (1700), 1800, (1900), 2000, (2120), 2240, (2360), 2500, (2650), 2800, (3000), 3150, (3350), 3550, (3750), 4000, (4250), 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000. Chú ý là trị số trong ngoặc ít dùng.

- Khoảng cách trục a cần đảm bảo điều kiện sau [1]:

$$0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h \leq a_{min} \leq 2 \cdot (d_1 + d_2) \quad (3.9)$$

Khi thiết kế, cần xác định khoảng cách trục a rồi tính chiều dài L theo công thức (3.4) và làm tròn theo tiêu chuẩn. Trị số a, L phải thỏa mãn điều kiện số vòng chạy của đai trong 1 giây theo công thức (3.6). Với đai thang, đai lược [i] = 10 ¼ 30 s⁻¹. Khi cần tính khoảng cách trục a theo L theo công thức (3.7).

- Số dây đai z: Để xác định số dây đai z, trước hết cần xác định z · C_z theo công thức:

$$6 \geq z \cdot C_z \geq \frac{P_1 \cdot K_d}{[P_0] \cdot C_\alpha \cdot C_u \cdot C_l} \quad (3.10)$$

Trong đó, P₁ là công suất trên bánh dẫn (kW); K_d là hệ số tải trọng động được xác định theo bảng 3.3; [P] là công suất có ích cho phép thực tế (kW); [P₀] là công suất có ích cho phép của một dây đai xác định bằng thực nghiệm; [P₀] xác định theo bảng 3.4 theo đường kính bánh đai nhỏ và chiều dài l_o lấy làm thí nghiệm; C_α là hệ số kể đến ảnh hưởng của góc ôm α₁ (bảng 3.5); C_l là hệ số kể đến ảnh hưởng của chiều dài đai, phụ thuộc tỉ số L/l_o (Tra bảng 3.6); C_u là hệ số kể đến ảnh hưởng của tỷ số truyền (Tra bảng 3.7); C_z là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải giữa các dây đai. Sau khi tính được trị số z · C_z, số dây đai z được xác định theo bảng 3.8 (được xây dựng với số liệu trong [1]).

- Quan hệ giữa lực căng trên các nhánh đai so với lực căng ban đầu và góc ôm bánh đai được thể hiện qua công thức Euler [1]:

$$\frac{F_1 - F_v}{F_2 - F_v} = e^{f' \alpha_1} \quad (3.11)$$

Trong đó, F_v = q_m · v² là lực căng phụ do lực ly tâm gây ra (N); q_m là khối lượng 1 mét dài dây đai (kg/m); v là vận tốc dây đai (m/s); α₁ là góc ôm bánh dẫn (rad); f' là hệ số ma sát tương đương được xác định theo công thức sau:

Bảng 3.3 Trị số tải trọng động K_d [1]

Đặc tính tải trọng	Loại máy	Hệ số K_d khi dẫn động bằng động cơ nhóm	
		I	II
Tải tĩnh, tải trọng mở máy đến 120% tải danh nghĩa	Máy phát điện, quạt, máy nén, bơm ly tâm, băng tải, máy tiện, máy khoan, máy mài	1,0	1,1
Tải trọng dao động nhẹ, tải trọng mở máy đến 150% tải danh nghĩa	Máy bơm, và máy nén khí có 3 xilanh trở lên, xích tải, máy phay, máy tiện ro-vônve	1,1	1,25
Tải trọng dao động mạnh, tải trọng mở máy đến 200% tải danh nghĩa	Thiết bị quay 2 chiều, máy bào, máy xọc, máy bơm, máy nén khí; vít vận chuyển, máng cài, máy ép kiểu vít và máy ép lệch tâm; máy kéo sợi, máy dệt.	1,25	1,5
Tải trọng va đập và không ổn định; tải mở máy đến 300% tải trọng danh nghĩa	Máy ép kiểu trục vít và máy ép lệch tâm có vô lăng nhẹ; máy nghiền đá; máy nghiền nghiền quặng; máy cắt tấ; máy búa; máy mài bi; cần trục; máy xúc đất	1,5...1,6	1,7

Chú thích: 1. Động cơ nhóm I gồm: động cơ một chiều; động cơ xoay chiều một pha; động cơ không đồng bộ kiểu lồng sóc; tuabin nước; tuabin hơi; Động cơ nhóm II gồm: động cơ xoay chiều đồng bộ, động cơ xoay chiều không đồng bộ kiểu dây quấn, động cơ đốt trong.

2. Trị số trong bảng ứng với chế độ làm việc 1 ca. Khi làm việc 2 ca lấy trị số trong bảng tăng thêm 0,1; Khi làm việc 3 ca tăng thêm 0,2.

$$f' = \frac{f}{\sin\left(\frac{\varphi}{2}\right)} \quad (3.12)$$

Với f là hệ số ma sát giữa dây đai và bánh đai; φ là góc rãnh đai.

Khi bỏ ảnh hưởng của lực li tâm, lực căng ban đầu F_0 phải đảm bảo điều kiện [1]:

$$F_t \leq 2 \cdot F_0 \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha} - 1}{e^{f \cdot \alpha} + 1} \quad (3.13)$$

Trong đó, F_t là lực vòng cần truyền (N); α là góc ôm giữa dây đai với bánh đai dẫn (rad).

Bảng 3.4 Trị số công suất cho phép $[P_o]$ với đai thang thường [1]

Kí hiệu tiết diện đai và chiều dài đai thí nghiệm l_0	Đường kính bánh đai nhỏ d_1	Vận tốc đai (m/s)					
		3	5	10	15	20	25
Z $l_0 = 1320$	63	0,33	0,49	0,83	1,04	1,04	-
	90	0,46	0,64	1,17	1,54	1,80	1,88
	112	0,48	0,75	1,33	1,78	2,12	2,30
	112	0,7	1,08	1,85	1,40	2,73	2,85
A $l_0 = 1700$	125	0,78	1,17	2,0	2,75	3,08	3,26
	140	0,80	1,25	2,20	2,92	3,44	3,75
	160	0,84	1,32	2,34	3,14	3,78	4,09
	180	0,88	1,38	2,47	3,37	4,06	4,46
	125	0,92	1,38	2,25	2,61	-	-
B $l_0 = 2240$	180	1,20	2,13	3,38	6,61	5,34	5,93
	224	1,35	2,30	4,0	5,53	6,46	7,08
	280	1,65	2,51	4,47	5,57	7,38	8,22
	200	1,83	2,73	4,55	5,75	6,28	-
	250	2,30	3,54	6,02	8,0	9,23	9,69
C $l_0 = 3750$	280	2,46	3,77	6,59	8,82	10,27	11,0
	315	2,63	3,88	7,39	9,71	11,33	12,27
	355	2,84	4,29	5,57	10,51	12,42	13,63

	450	3,08	4,74	8,54	11,53	14,15	15,62
	355	-	6,67	11,17	14,91	16,50	17,51
D	500	-	9,75	15,57	20,23	24,90	26,47
$l_0 = 6000$	630	-	10,76	17,46	23,60	27,89	32,19
	800	-	11,14	19,16	26,50	31,11	34,23

Bảng 3.5 Trị số của hệ số C_α [1]

α_1	18	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
	0											
C_α	1	0,9	0,9	0,9	0,8	0,8	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6	0,5
		8	5	2	9	6	2	8	3	8	2	6

Bảng 3.6 Trị số của hệ số C_l [1]

l/l_0	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,4
C_l	0,86	0,89	0,95	1,0	1,04	1,07	1,10	1,13	1,15	1,20

Bảng 3.7 Trị số của hệ số C_u [1]

u	1	1,2	1,6	1,8	2,2	2,4	≥ 3
C_u	1	1,07	1,11	1,12	1,13	1,135	1,14

Bảng 3.8 Quan hệ số dây đai z với $z \cdot C_z$

$z \cdot C_z$	1	1,9	2,85	3,6	4,5	5,1
z	1	2	3	4	5	6

3.2 Bài tập

Bài 3.1 Cho bộ truyền đai dẹt có công suất trên trục dẫn $P_1 = 4,5$ (kW); số vòng quay trên bánh dẫn $n_1 = 1450$ vòng/phút; tỉ số truyền $u = 3$; hệ số trượt $\xi = 0,01$; $[i] = 3$ (s^{-1}). Xác định đường kính bánh đai d_1 và d_2 , khoảng cách trục a, chiều dài của dây đai L, góc ôm α_1 và α_2 và kiểm tra số vòng chạy của đai trong 1 giây.

Bài giải:

- Đường kính bánh nhỏ d_1 xác định theo công thức (3.1):

$$d_1 = (1100 \sqrt[4]{1300}) \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = (160,5 \div 189,6) \text{ (mm)} \quad (3.14)$$

Chọn d_1 theo dãy tiêu chuẩn ta có: $d_1 = 180$ (mm).

- Đường kính bánh đai lớn d_2 xác định theo công thức (3.2):

$$d_2 = d_1 \cdot u \cdot (1 - \xi) = 180 \cdot 3 \cdot (1 - 0,01) = 534,6 \text{ (mm)} \quad (3.15)$$

Chọn theo dãy tiêu chuẩn ta được $d_2 = 560$ (mm).

- Tính vận tốc vòng của của bánh đai:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = 13,7 \text{ m/s} < 25 \div 30, \text{ m/s} \quad (3.16)$$

- Tính lại tỉ số truyền:

$$u = \frac{560}{180 \cdot (1 - 0,01)} = 3,14 \quad (3.17)$$

- Kiểm tra sai số tỉ số truyền:

$$\Delta u = \frac{3,14 - 3}{3,14} \cdot 100\% = 4,45\% < 5\% \quad (3.18)$$

Như vậy sai số tỉ số truyền nằm trong phạm vi sai lệch cho phép.

- Từ điều kiện hạn chế số vòng chạy i của dây đai trong 1 giây (công thức 3.6), với $i_{\max} = 3$, ta có:

$$L_{\min} \geq \frac{v}{i_{\max}} = \frac{13,7}{3} = 4,57 \text{ m} = 4570 \text{ (mm)} \quad (3.19)$$

Từ L_{\min} và các giá trị đường kính bánh đai, xác định a_{\min} theo công thức (3.7):

$$a_{\min} = \frac{1}{8} \left\{ 2L - \pi(d_2 + d_1) \sqrt{[2L - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\} \quad (3.20)$$

$$a_{\min} = 1693 \text{ (mm)}$$

Ta có $a_{\min} = 1693 > 2 \cdot (d_1 + d_2) = 1480$ (mm) nên điều kiện khoảng cách trục tối thiểu được đảm bảo.

Chọn $a = 1700$ (mm) và tính lại chiều dài của dây đai theo công thức (3.4):

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 4584 \text{ (mm)} \quad (3.21)$$

- Xác định góc ôm α_1 và α_2 theo công thức (3.3):

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 167,2^\circ > 150^\circ \quad (3.22)$$

$$\alpha_2 = 180^\circ + 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 192,8^\circ \quad (3.23)$$

- Kiểm nghiệm số vòng chạy của đai trong một giây theo công thức (3.6):

$$i = \frac{v}{L} = \frac{13,7}{4,584} = 2,99 \text{ (s}^{-1}\text{)} \leq [i] \quad (3.24)$$

Bài 3.2 Cho bộ truyền đai thang với các thông số sau: Công suất trên trục dẫn $P_1=5$ (kW); góc chêm đai $\gamma=36^\circ$; số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 1480$ (vòng/phút); số vòng quay bánh bị dẫn $n_2 = 500$ (vòng/phút); đường kính bánh dẫn $d_1 = 240$ (mm); khoảng cách trục $a=1250$ (mm); hệ số trượt $\xi = 0,01$; $[i]=10$ (s⁻¹). Xác định góc ôm α , vận tốc vòng v trên các bánh và kiểm tra số vòng chạy của dây đai qua bánh đai trong một giây.

Bài giải:

- Vận tốc vòng trên bánh dẫn:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 240 \cdot 1480}{60000} = 18,6 \text{ m/s} \quad (3.25)$$

- Tỷ số truyền của bộ truyền đai:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1480}{500} = 2,96 \quad (3.26)$$

- Đường kính bánh đai lớn d_2 xác định theo công thức (3.2):

$$d_2 = d_1 \cdot u \cdot (1 - \xi) = 240 \cdot 2,96 \cdot (1 - 0,01) = 703,3 \text{ (mm)} \quad (3.27)$$

Chọn theo tiêu chuẩn ta có $d_2 = 710$ (mm).

- Xác định góc ôm α_1 và α_2 theo công thức (3.3):

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 158,5^\circ > 120^\circ \quad (3.28)$$

$$\alpha_2 = 180^\circ + 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 201,5^\circ \quad (3.29)$$

- Chiều dài dây đai:

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 4036 \text{ (mm)}$$

- Kiểm tra số vòng chạy của dây đai trong 1 giây theo công thức (3.6):

$$i = \frac{v}{L} = \frac{18,6}{4,036} = 4,6 \text{ (s}^{-1}\text{)} \leq [i] = 10 \text{ (s}^{-1}\text{)} \quad (3.30)$$

Bài 3.3 Cho bộ truyền đai thang có các thông số sau: Dây đai kiểu A; công suất $P_1 = 2$ (kW); số vòng quay trục dẫn $n_1 = 1450$ (vòng/phút); tỉ số truyền $u = 3$; đường kính bánh đai nhỏ $d_1 = 112$ (mm); khoảng cách trục $a = 350$ (mm); tải trọng tĩnh; $[i] = 10 \text{ (s}^{-1}\text{)}$. Xác định số dây đai z .

Bài giải:

- Đường kính bánh lớn được xác định theo công thức (3.2):

$$d_2 = d_1 \cdot u \cdot (1 - \xi) = 112 \cdot 3 \cdot (1 - 0,01) = 332,6 \text{ (mm)} \quad (3.31)$$

Chọn theo dãy tiêu chuẩn ta có $d_2 = 350$ (mm).

- Góc ôm trên bánh dẫn xác định theo công thức (3.2):

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 141,2^\circ > 120^\circ \quad (3.32)$$

- Chiều dài đai L tính theo công thức (3.4):

$$L = 2 \cdot 350 + \frac{\pi}{2}(350 + 112) + \frac{(350 - 112)^2}{4a} = 1466,2 \text{ (mm)} \quad (3.33)$$

Chọn theo tiêu chuẩn L = 1500 (mm).

- Vận tốc vòng trên bánh dẫn:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 112 \cdot 1450}{60000} = 8,5 \text{ (m/s)} \quad (3.34)$$

- Số vòng chạy của đai trong một giây xác định theo công thức (3.6):

$$i = \frac{v}{L} = \frac{8,5}{1,5} = 5,6 \text{ (s}^{-1}\text{)} \leq [i] = 10 \text{ s}^{-1} \quad (3.35)$$

- Xác định $z \cdot C_z$ theo công thức (3.10) :

$$6 \geq z \cdot C_z \geq \frac{P_1 \cdot K_d}{[P_o] \cdot C_\alpha \cdot C_u \cdot C_l} \quad (3.36)$$

Trong đó, P_1 là công suất trên bánh dẫn, $P_1 = 2$ (kW) ; $K_d =$ là hệ số tải trọng động; Vì tải tĩnh nên tra bảng 3.3 được $K_d = 1$; $[P_o]$ là công suất có ích cho phép của đai xác định bằng thực nghiệm; Tra bảng 3.4 với $l_0 = 1700$ (mm); $d_1 = 112$ (mm); $v_1 = 8,5$ (m/s) ta được $[P_o] = 1,85$ (kW); C_α là hệ số kể đến ảnh hưởng của góc ôm trên bánh đai nhỏ; Với $\alpha_1 = 141,2^\circ$, tra bảng 3.5 ta được $C_\alpha = 0,89$; C_l là hệ số kể đến ảnh hưởng của chiều dài đai; Tra bảng 3.6 với $L/l_0 = 1500/1700 = 0,882$ được $C_l = 0,95$; C_u là hệ số kể đến ảnh hưởng của tỉ số truyền; với $u=3$, tra bảng 3.7 ta được $C_u = 1,14$. Thay các giá trị tìm được vào công thức trên ta có:

$$6 \geq z \cdot C_z \geq 1,12 \quad (3.37)$$

Tra bảng 3.8 ta dễ dàng xác định được số dây đai thang là $z = 2$.

Bài 3.4 Cho bộ truyền đai dẹt với các thông số sau: Đường kính bánh đai nhỏ $d_1 = 125$ (mm); tỉ số truyền $u = 2,5$; góc ôm trên bánh đai nhỏ $\alpha_1 = 160^\circ$. Xác định khoảng cách trục a và chiều dài dây đai L .

Bài 3.5 Cho một bộ truyền đai dẹt có các thông số sau : Công suất $P_1 = 9$ (kW); đường kính bánh dẫn $d_1 = 180$ (mm); đường kính bánh bị dẫn $d_2 = 360$ (mm); số vòng quay trên bánh dẫn $n_1 = 1420$ (vòng/phút); khoảng cách trục $a = 1200$ (mm); hệ số ma sát giữa dây đai và bánh đai $f = 0,3$; bỏ qua ảnh hưởng của lực ly tâm. Kiểm tra góc ôm tối thiểu của bộ truyền đai và xác định lực căng cần thiết ban đầu.

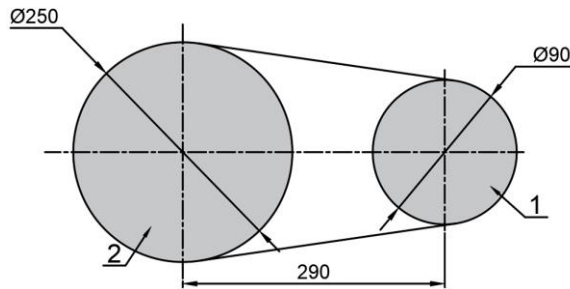
Bài 3.6 Cho bộ truyền đai dẹt có các thông số sau: Công suất trên trục dẫn $P_1 = 2,8$ (kW); số vòng quay trên bánh dẫn $n_1 = 1460$ (vòng/phút); tỉ số truyền $u = 2,4$; hệ số trượt $\xi = 0,01$; $[i] = 4$ (s^{-1}). Xác định đường kính bánh đai d_1 và d_2 , khoảng cách trục a , chiều dài của dây đai L ; góc ôm α_1 và α_2 và kiểm nghiệm số vòng chạy của đai trong 1 giây.

Bài 3.7 Cho bộ truyền đai dẹt với các thông số sau: Công suất trên trục dẫn $P_1 = 8$ (kW); số vòng quay bánh dẫn và bị dẫn $n_1 = 2880$ (vòng/phút) và $n_2 = 980$ (vòng/phút); đường kính bánh dẫn $d_1 = 180$ (mm); khoảng cách trục $a = 1800$ (mm); hệ số trượt $\xi = 0,01$; $[i] = 4$ s^{-1} . Xác định chiều dài dây đai, góc ôm trên các bánh đai và kiểm tra số vòng chạy i của đai trong một giây.

Bài 3.8 Cho bộ truyền đai dẹt có các thông số sau: Công suất trên trục dẫn $P_1 = 5,4$ (kW); số vòng quay trên bánh dẫn và bị dẫn $n_1 = 1460$ (vòng/phút) và $n_2 = 420$ (vòng/phút); hệ số trượt $\xi=0,01$; $[i] = 4$ (s^{-1}). Xác định các đường kính bánh đai d_1 và d_2 , khoảng cách trục a , chiều dài dây đai L , góc ôm α_1 và α_2 và kiểm tra số vòng chạy của đai trong 1 giây.

Bài 3.9 Cho bộ truyền đai thang có các thông số sau: Đường kính các bánh đai dẫn và bị dẫn $d_1 = 100$ (mm) và $d_2 = 220$ (mm); khoảng cách trục $a = 1,2 \cdot d_2$; hệ số trượt $\xi=0,01$; tốc độ quay trục dẫn $n_1 = 970$ (vòng/phút); $[i]=10$ (s^{-1}). Xác định góc ôm α_1 và α_2 , chiều dài dây đai, và kiểm tra số vòng chạy của dây đai trong một giây.

Bài 3.10 Cho bộ truyền đai có sơ đồ trên hình 3.3. Biết tốc độ bánh dẫn $n_1 = 1440$ (vòng/phút) ; $[i] = 15$ (s^{-1}); Hãy xác định giá trị góc ôm α_1, α_2 và chiều dài dây; kiểm tra điều kiện số vòng chạy của dây trong một giây.



Hình 3.3

Bài 3.11 Cho bộ truyền đai thang với các thông số sau: Dây đai ký hiệu B63; đường kính các bánh đai $d_1 = 112$ (mm) và $d_2 = 224$ (mm); chiều dài dây đai tính theo mặt trong $L = 1600$ (mm); độ chênh chiều dài đai đo theo mặt trong và theo mặt trung hòa của dây là $\Delta = 43$ (mm); tốc độ bánh dẫn $n_1 = 1460$ (vòng/phút); $[i]=10$ (s^{-1}). Xác định khoảng cách trục, góc ôm α_1 và α_2 và kiểm tra số vòng chạy của dây đai trong một giây.

Bài 3.12 Cho bộ truyền đai thang với các thông số sau: Dây đai ký hiệu B; công suất trên bánh dẫn $P_1 = 4,8$ (kW); số vòng quay trục dẫn $n_1 = 1450$ (vòng/phút); tỉ số truyền $u = 3$; đường kính bánh đai nhỏ $d_1 = 140$ (mm); khoảng cách trục $a = 550$ (mm); tải trọng tĩnh. Xác định số dây đai z .

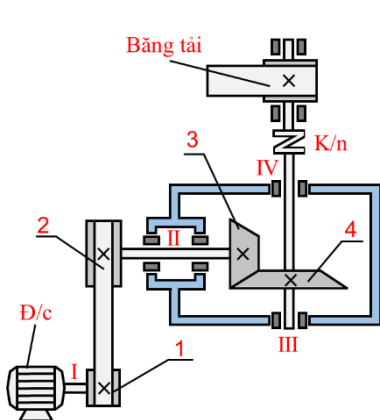
Bài 3.13 Cho bộ truyền đai thang với các thông số sau: Dây đai ký hiệu B; đường kính bánh dẫn $d_1 = 180$ (mm); $u = 3,15$; khoảng cách trục $a = 1480$ (mm); số

dây đai bằng 2 ; số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 980$ (vòng/phút); $[i]=15$ (s^{-1}); tải trọng tĩnh và bỏ qua hệ số trượt. Xác định góc ôm trên bánh dẫn, chiều dài dây đai, vận tốc vòng của dây đai, khả năng tải của bộ truyền (công suất P) và kiểm tra số vòng chạy của dây đai trong 1 giây.

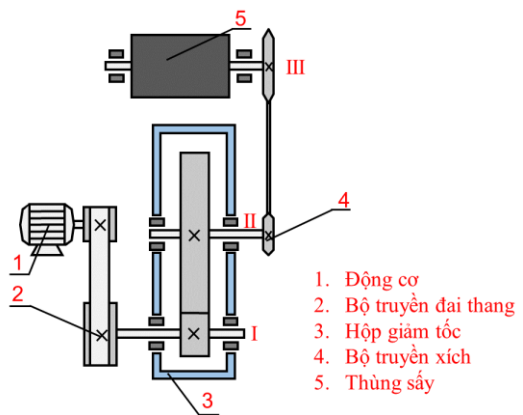
Bài 3.14 Cho bộ truyền đai thang với các thông số sau: Đường kính các bánh đai $d_1 = 200$ (mm) và $d_2 = 600$ (mm); công suất trên trục dẫn $P_1 = 10$ (kW); tải trọng tĩnh; góc ôm trên bánh dẫn $\alpha_1 = 157^\circ$; tốc độ quay bánh dẫn $n_1 = 1440$ (vòng/phút); $[i]=15$ (s^{-1}). Xác định khoảng cách trục, chiều dài dây đai, số dây đai và kiểm tra số vòng chạy của dây đai trong 1 giây.

Bài 3.15 Cho bộ truyền đai thang với các thông số sau: Công suất trên trục dẫn $P_1 = 6,5$ (kW); tốc độ bánh dẫn $n_1 = 2880$ (vòng/phút); tốc độ bánh bị dẫn $n_2 = 1440$ (vòng/phút); khoảng cách trục $a = 500$ (mm); đường kính bánh đai dẫn $d_1 = 140$ (mm); bỏ qua hệ số trượt; $[i]=20$ (s^{-1}). Xác định góc ôm trên bánh dẫn, chiều dài dây đai, số dây đai, bề rộng bánh đai và kiểm tra số vòng chạy của dây đai trong 1 giây.

Bài 3.16 Cho hệ dẫn động cơ khí có sơ đồ trên hình 3.4. Biết tốc độ quay của trục động cơ là $n_I = 960$ (vòng/phút); tốc độ quay, công suất trục số IV $n_{IV} = 30$ (vòng/phút) và $P_{IV} = 4,8$ (kW); đường kính các bánh đai $d_1 = 125$ (mm), $d_2 = 500$ (mm); hiệu suất của các bộ truyền và ở tra bảng 1.1; bỏ qua hệ số trượt; $[i]=10$ (s^{-1}). Xác định tỉ số truyền, công suất cần truyền của bộ truyền đai, khoảng cách trục, góc ôm trên bánh dẫn và kiểm tra số vòng chạy của dây đai trong 1 giây.



Hình 3.4



Hình 3.5

Bài 3.17 Cho hệ dẫn động thùng sáy (hình 3.5). Biết công suất làm việc của thùng sáy $P = 2,8$ (kW); số vòng quay của thùng sáy $n_{III} = 30$ (vòng/phút); tốc độ quay của trục động cơ là $n_{dc} = 960$ (vòng/phút); dây đai thang ký hiệu B ($b=17$ mm); tỉ số truyền của bộ truyền bánh răng trụ $u_{br} = 4$; tỉ số truyền bộ truyền xích $u_x = 3,1$; hiệu suất của các bộ truyền và ổ tra bảng 1.1; hệ số trượt $\xi=0,01$; $[i]=10$ (s^{-1}); tải trọng tĩnh. Xác định tỉ số truyền bộ truyền đai, công suất cần truyền trên trục động cơ, đường kính các bánh đai, khoảng cách trục, chiều dài dây đai, số dây đai, góc ôm trên bánh dẫn và kiểm tra số vòng chạy của dây đai trong 1 giây.

Bài 3.18 Cho hệ dẫn động dùng bộ truyền đai thang có sơ đồ hình 1.2. Biết hệ số cản ban đầu $K_{bd} = 1,35$; lực vòng trên băng tải $F_t = 1400$ (N); vận tốc vòng trên băng tải $v = 1,4$ (m/s); đường kính tang dẫn băng tải $D = 360$ (mm); số vòng quay của động cơ là $n_{dc} = 1450$ (vòng/phút); $[i]=10$ (s^{-1}). Xác định loại dây đai thang (ký hiệu), đường kính các bánh đai, khoảng cách trục, góc ôm trên bánh dẫn, chiều dài dây đai và kiểm tra số vòng chạy của dây đai trong một giây.

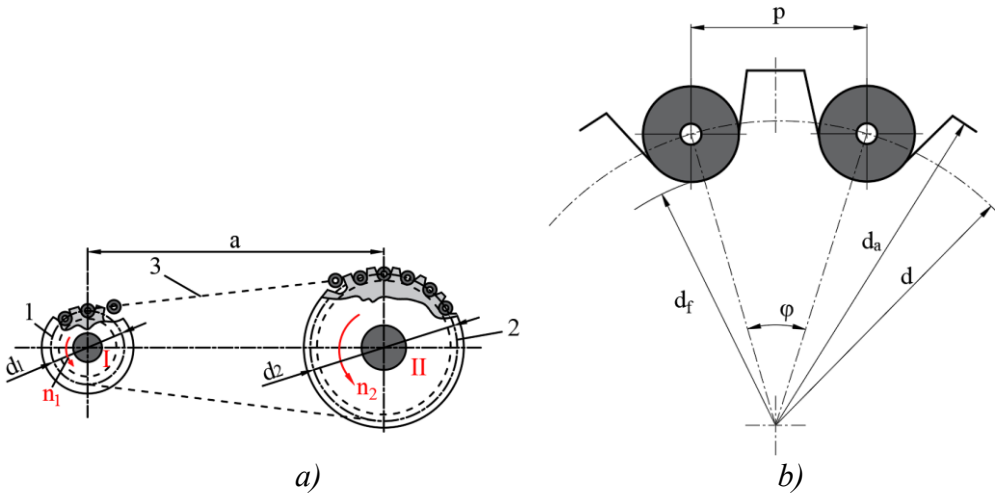
Bài 3.19 Cho hệ dẫn động dùng bộ truyền đai thang có sơ đồ hình 1.4. Biết hệ số cản ban đầu $K_{bd} = 1,35$; lực vòng trên băng tải $F_t = 1250$ (N); vận tốc vòng trên băng tải $v = 1,6$ (m/s); số răng đĩa dẫn của xích tải $z = 44$; bước răng đĩa xích tải $p = 25,04$ (mm); số vòng quay của động cơ là $n_{dc} = 1450$ (vòng/phút). Xác định loại dây đai thang (ký hiệu), đường kính các bánh đai, khoảng cách trục, chiều dài đai, góc ôm trên bánh dẫn và số dây đai cần thiết.

Chương 4

BỘ TRUYỀN XÍCH

4.1 Công thức và số liệu tính toán

Thông số hình học chính bộ truyền xích ống con lăn minh họa như hình 4.1.



Hình 4.1 Thông số hình học truyền động xích

- Tỷ số truyền của bộ truyền xích:

$$u = z_2/z_1 \quad (4.1)$$

Với z_1 là số răng đĩa xích dẫn; z_1 là số nguyên lẻ và phải lớn hơn $z_{1min} = 13 \div 17$ răng. z_1 được xác định theo công thức sau [1]:

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u \quad (4.2)$$

- Đường kính vòng chia các bánh xích $d_{1,2}$:

$$d_{1,2} = \frac{p}{\sin\left(\frac{\pi}{z_{1,2}}\right)} \quad (4.3)$$

Trong đó, p là bước xích (mm); p được tiêu chuẩn hóa.

- Chiều dài dây xích được xác định theo công thức sau [1]:

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \quad (4.4)$$

- Số mắt xích X được xác định theo công thức sau [1]:

$$X = \frac{L}{p} = \frac{2 \cdot a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2} \cdot \frac{p^2}{a} \quad (4.5)$$

Sau khi tính số mắt xích theo công thức cần làm tròn về số nguyên chẵn gần nhất và tính lại khoảng cách trục a theo công thức sau [1]:

$$a = 0,25 \cdot p \left[X - 0,5 \cdot (z_1 + z_2) + \sqrt{\{X - 0,5 \cdot (z_1 + z_2)\}^2 - 2 \frac{(z_2 - z_1)^2}{\pi^2}} \right] \quad (4.6)$$

- Để đảm bảo cho xích làm việc ổn định, không bị mòn quá một giá trị cho phép trước thời hạn quy định, áp suất sinh ra trong bản lề của xích con lăn phải thỏa mãn điều kiện:

$$p_0 \leq [p_0] \quad (4.7)$$

Điều kiện trên được đảm bảo khi công suất tính toán của bộ truyền xích P_t thỏa mãn điều kiện [1]:

$$P_t = \frac{P_1 \cdot K \cdot K_z \cdot K_n}{K_d} \leq [P_0] \quad (4.8)$$

Trong đó, K_d là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các dây; $K_d = 1; 1,7; 2,5$ và 3 khi số dây xích tương ứng là $1; 2; 3; 4$; $K_z = 25/z_1$ và $K_n = n_{01}/n_1$ là hệ số số răng và số vòng quay đĩa dẫn; $[p_0]$ là áp suất cho phép (MPa); $[P_0]$ là công suất cho phép của xích (MPa); K là hệ số sử dụng, được xác định theo công thức sau:

$$K = K_d \cdot K_a \cdot K_o \cdot K_{dc} \cdot K_{bt} \cdot K_c \quad (4.9)$$

Với, K_d là hệ số tải trọng động; K_a là hệ số kể đến ảnh hưởng của khoảng cách trục; K_o là hệ số kể đến ảnh hưởng của cách bố trí bộ truyền; K_{dc} là hệ số kể đến khả năng điều chỉnh lực căng xích; K_{bt} là hệ số kể đến ảnh hưởng của điều kiện bôi trơn; K_c là hệ số kể đến chế độ làm việc liên tục. Các trị số của các hệ số này được xác định theo bảng 4.1.

- *Kiểm nghiệm xích về quá tải*: Để đảm bảo cho xích không bị hỏng do quá tải, hệ số an toàn S phải thỏa mãn điều kiện [1]:

$$S = \frac{Q}{(K_t F_t + F_o + F_v)} \geq [S] \quad (4.10)$$

Trong đó, Q là tải trọng phá hỏng (tra bảng phụ thuộc loại xích và bước xích); K_{thlaf} hệ số tải trọng (tra bảng phụ thuộc vào chế độ làm việc); F_o là lực căng ban đầu; F_t là lực vòng; F_v là lực căng phụ; [S] là hệ số an toàn cho phép (tra bảng phụ thuộc loại xích và số vòng quay, bước xích).

Bảng 4.1 Trị số các hệ số thành phần của hệ số K [1]

Điều kiện làm việc		Trị số các hệ số
Đường nối hai tâm đĩa xích so với phương ngang		
Đến 60^0		$K_o = 1$
Trên 60^0		$K_o = 1,25$
Khoảng cách trục $a = (30 \div 50) \cdot p$		$K_a = 1$
$a \leq 25 \cdot p$		$K_a = 1,25$
$a \geq (60 \div 80) \cdot p$		$K_a = 0,8$
Vị trí trục được điều chỉnh bằng		
Một trong các đĩa xích		$K_{dc} = 1$
Đĩa căng hoặc con lăn căng xích		$K_{dc} = 1,1$
Vị trí trục không điều chỉnh được		$K_{dc} = 1,25$
Tải trọng tĩnh, làm việc êm		$K_d = 1$
Tải trọng va đập		$K_d = 1,2 \div 1,5$
Tải trọng va đập mạnh		$K_d = 1,8$
Làm việc 1 ca		$K_c = 1$
2 ca		$K_c = 1,25$
3 ca		$K_c = 1,45$
Môi trường làm việc	Bôi trơn theo chế độ	
Không bụi	I	$K_{bt} = 0,8$
	II	$K_{bt} = 1$
Có bụi	II	$K_{bt} = 1,3$
	III	$K_{bt} = 1,8$ khi $v < 4$ (m/s)
Bẩn		$K_{bt} = 3$ khi $v < 7$ (m/s)
	III	$K_{bt} = 3$ khi $v < 4$ (m/s)
		$K_{bt} = 6$ khi $v < 7$ (m/s)
	IV	$K_{bt} = 6$ khi $v < 4$ (m/s)

4.2 Bài tập

Bài 4.1 Cho bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: Bước xích $p = 12,7$ (mm); khoảng cách trục $a = 500$ (mm); số răng đĩa xích dẫn $z_1 = 21$; số vòng quay đĩa dẫn $n_1 = 1000$ (vòng/phút); số vòng quay đĩa bị dẫn $n_2 = 500$ (vòng/phút). Xác định số mắt xích X và đường kính vòng chia của các đĩa xích.

Bài giải:

Tỉ số truyền của bộ truyền xích u :

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (4.11)$$

$$\Rightarrow z_2 = z_1 \cdot \frac{n_1}{n_2} = 21 \cdot \frac{1000}{500} = 42 \quad (4.12)$$

Số mắt xích X được tính theo công thức (4.5):

$$X = \frac{L}{p} = \frac{2 \cdot a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2} \cdot \frac{p^2}{a} \quad (4.13)$$

Thay số ta được $X = 110,5$; Chọn $X = 110$.

Đường kính vòng chia đĩa xích: $d_1 = \frac{p}{\sin\left(\frac{\pi}{z_1}\right)} \approx 85,2(\text{mm})$

$$d_2 = \frac{p}{\sin\left(\frac{\pi}{z_2}\right)} \approx 170(\text{mm})$$

Bài 4.2 Cho bộ truyền xích ống con lăn 2 dãy có các thông số sau: Công suất trục dẫn $P = 5,16$ (kW); tỉ số truyền $u = 1,86$; tốc độ trục dẫn $n_1 = 52,2$ (vòng/phút); quay 1 chiều; làm việc 2 ca; tải va đập nhẹ; bộ truyền bố trí nằm ngang. Xác định số răng z_1, z_2 , công suất tính toán P_t , bước xích p , khoảng cách trục a , số mắt xích X và đường kính vòng chia của các đĩa xích.

Bài giải:

- Số răng đĩa xích dẫn xác định theo công thức (4.2):

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u \quad (4.14)$$

Thay $u = 1,86$ vào (4.14) ta được $z_1 = 29 - 2 \cdot 1,86 = 25,28$. Chọn $z_1 = 27$ răng.

- Số răng đĩa xích bị dẫn: $z_2 = u \cdot z_1 = 1,86 \cdot 27 = 50,22$. Chọn $z_2 = 52$ răng.

- Xác định công suất tính toán P_t theo công thức (4.8):

$$P_t = \frac{P_1 \cdot K \cdot K_z \cdot K_n}{K_d} \leq [P_0] \quad (4.15)$$

- Trong đó, K là hệ số sử dụng K, được xác định theo công thức (4.9):

$$K = K_d \cdot K_a \cdot K_o \cdot K_{dc} \cdot K_{bt} \cdot K_c \quad (4.16)$$

Tra bảng 4.1 ta xác định được các hệ số như sau: $K_d = 1,2$ (tải va đập nhẹ); $K_a = 1$ (khoảng cách trục $a = (30 \div 50) \cdot p$; $K_{dc} = 1$ (có thể điều chỉnh vị trí trục của một trong các đĩa xích); $K_{bt} = 1,3$ (làm việc trong môi trường có bôi trơn); $K_c = 1$ (làm việc hai ca); $K_o = 1$ (bộ truyền bố trí nghiêng với góc nhỏ hơn 40°).

Thay các giá trị thu được vào công thức trên ta được hệ số sử dụng $K = 1,95$;

Hệ số ảnh hưởng bởi số răng: $K_z = \frac{z_{01}}{z_1} = \frac{25}{27} = 0,93$; Hệ số ảnh hưởng bởi tốc độ quay (lấy $n_{01} = 50$ (vòng/phút): $K_n = \frac{n_{01}}{n_1} = \frac{50}{52,2} = 0,96$; Hệ số kể đến số dây xích $K_d = 1,7$ với xích 2 dây.

Thay số vào công thức (4.8) xác định được công suất tính toán:

$$P_t = \frac{5,16 \cdot 1,95 \cdot 0,93 \cdot 0,96}{1,7} = 5,28 \text{ kW} \quad (4.17)$$

Tra bảng (5.5)[1] được bước xích: $p = 31,75$ (mm) thỏa mãn $P_t < [P_0] = 5,83$ (KW)

Chọn khoảng cách trục $a = 30 \cdot p = 30 \cdot 31,75 = 952,5$ (mm).

- Tính số mắt xích X: thay giá trị của $a = 952,5$ (mm); $p = 31,75$ (mm); $z_1 = 27$; $z_2 = 52$ vào công thức (4.5) ta được $X = 100,03$. Lấy $X = 100$.

- Tính chính xác lại khoảng cách trục a theo công thức (4.6) được: $a = 952,05$ (mm).

Để xích không phải chịu lực căng quá lớn, rút bớt a đi một lượng $\Delta a = 0,003 \cdot a = 0,003 \cdot 952,05 = 2,85$ mm. Do đó khoảng cách trục lấy $a = 949$ (mm)

- Tính đường kính vòng chia các đĩa xích:

$$d_1 = \frac{p}{\sin\left(\frac{\pi}{z_1}\right)} = \frac{31,75}{\sin\left(\frac{3,14}{27}\right)} = 273,49 \text{ (mm)};$$

Tương tự ta được $d_2 = 525,85$ (mm).

Bài 4.3 Cho bộ truyền xích ống con lăn có các thông số như sau: Bước xích $p = 12,7$ (mm); khoảng cách trục $a = 500$ (mm); đĩa xích dẫn có số răng $z_1 = 21$; số vòng quay trục dẫn $n_1 = 450$ (vòng/phút); số vòng quay trục bị dẫn $n_2 = 150$ (vòng/phút). Xác định số mắt xích và đường kính vòng chia các đĩa xích.

Bài 4.4 Cho bộ truyền xích ống con lăn có các thông số như sau: Bước xích $p = 8$ (mm); số răng đĩa xích dẫn và bị dẫn lần lượt là $z_1 = 25$; $z_2 = 69$; khoảng cách trục $a = 160$ (mm). Xác định số mắt xích và đường kính vòng chia của các đĩa xích.

Bài 4.5 Cho bộ truyền xích ống con lăn có các thông số như sau: Bước xích $p = 12,7$ (mm); khoảng cách trục $a = 500$ (mm); số răng và tốc độ quay trục dẫn lần lượt là $z_1 = 21$ và $n_1 = 1000$ (vòng/phút); tốc độ quay trục bị dẫn $n_2 = 500$ (vòng/phút). Hãy xác định số mắt xích và đường kính vòng chia của các đĩa xích.

Bài 4.6 Cho bộ truyền xích ống con lăn có các thông số như sau: Công suất $9,5$ (kW); tốc độ quay trục dẫn là $n_1 = 900$ (vòng/phút); tốc độ quay trục bị dẫn $n_2 = 400$ (vòng/phút); khoảng cách trục sơ bộ 600 (mm). Xác định bước xích, số mắt xích, đường kính vòng chia các đĩa xích và khoảng cách trục.

Bài 4.7 Cho bộ truyền xích ống con lăn có các thông số như sau: $z_1 = 23$; $z_2 = 75$; $p = 15,87$ (mm); số mắt xích $X = 120$; vận tốc xích $v = 6,28$ (m/s); $[i] = 50$ (s^{-1}). Xác định khoảng cách trục, đường kính vòng chia của các đĩa xích và kiểm nghiệm số lần va đập của mắt xích trong một giây.

Bài 4.8 Cho bộ truyền xích ống con lăn làm việc hở. Biết công suất $P_1 = 2,5$ (kW); $n_1 = 150$ (vòng/phút); $u = 3$; đường tâm của đĩa xích hợp với phương ngang một góc 30° ; hệ số sử dụng $k = 1,8$. Xác định số răng của các đĩa xích, công suất tính toán, bước xích, khoảng cách trục, số mắt xích và đường kính vòng chia các đĩa xích.

Bài 4.9 Cho bộ truyền xích ống con lăn có các thông số như sau: Công suất $P = 4,2$ (kW); số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 200$ (vòng/phút); số vòng quay bánh bị dẫn $n_2 = 50$ (vòng/phút); số răng đĩa xích dẫn $z_1 = 25$; hệ số sử dụng $k = 1,85$; $[i] = 50$ (s^{-1}). Xác định bước xích, số mắt xích, đường kính chia các đĩa xích và kiểm tra số lần va đập của mắt xích trong một giây.

Chương 5

TRỤC

5.1 Công thức và số liệu tính toán

5.1.1 Xác định đường kính trục

- Đường kính tại tiết diện tại điểm A của trục được xác định theo công thức sau [1]:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdA}}{0,1 \cdot [\sigma]}} \quad (5.1)$$

Trong đó, M_{tdA} là mô men tương đương tại điểm A, có thể tính theo công thức sau:

$$M_{tdA} = \sqrt{M_{xA}^2 + M_{yA}^2 + 0,75 \cdot T_A^2} \quad (5.2)$$

Với, M_{xA} , M_{yA} và T_A tương ứng là mô men uốn theo phương x, mô men uốn theo phương y và mô men xoắn trên tiết diện trục tại điểm A (Nmm).

5.1.2 Tính hệ số an toàn cho trục

Trục sẽ đảm bảo được độ bền nếu hệ số an toàn tại các tiết diện ngang nguy hiểm thỏa mãn điều kiện sau [1]:

$$s \geq [s] \quad (5.3)$$

Với $[s]$ là hệ số an toàn cho phép; $[s] = 1,5 \div 2,5$ (khi cần có thể lấy $[s] = 2,5 \div 3$ và khi này có thể không cần kiểm tra độ cứng của trục); s là hệ số an toàn của trục, được xác định theo công thức sau:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \quad (5.4)$$

Trong đó, s_σ , s_τ là hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp và ứng suất tiếp. Các hệ số này được xác định như sau:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \quad (5.5)$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} \quad (5.6)$$

Trong các công thức trên, σ_{-1} , τ_{-1} là giới hạn mỏi uốn và xoắn trong chu trình đối xứng của mẫu nhẵn đường kính $7 \div 10$ mm, lấy gần đúng theo:

$$\sigma_{-1} = (0,4 \div 0,5) \cdot \sigma_b \quad (5.7)$$

$$\tau_{-1} = (0,23 \div 0,28) \cdot \sigma_b \quad (5.8)$$

σ_a , τ_a - biên độ ứng suất uốn và xoắn trong tiết diện trục;

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}; \tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \quad (5.9)$$

σ_m , τ_m - ứng suất trung bình pháp và tiếp;

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}; \tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} \quad (5.10)$$

Đối với trục quay, ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng:

$$\sigma_m = 0; \sigma_a = \sigma_{max} = M_u/W \quad (5.11)$$

Bảng 5.1 Công thức tính mô men cản uốn W_j và mô men cản xoắn W_{oj} [1]

Trục có tiết diện tròn	$W_j = \frac{\pi d_j^3}{32}$	$W_{oj} = \frac{\pi d_j^3}{16}$
Trục có lỗ ngang d_0	$W_j = \frac{\pi d_j^3}{32} \left(1 - 1,54 \frac{d_0}{d_j}\right)$	$W_{oj} = \frac{\pi d_j^3}{16} \left(1 - \frac{d_0}{d_j}\right)$
Trục có 1 rãnh then	$W_j = \frac{\pi d_j^3}{32} - \frac{bt_1(d_j - t_1)^2}{2d_j}$	$W_{oj} = \frac{\pi d_j^3}{16} - \frac{bt_1(d_j - t_1)^2}{2d_j}$
Trục có 2 rãnh then	$W_j = \frac{\pi d_j^3}{32} - \frac{bt_1(d_j - t_1)^2}{d_j}$	$W_{oj} = \frac{\pi d_j^3}{16} - \frac{bt_1(d_j - t_1)^2}{d_j}$

Trong đó b , t_1 tra bảng 5.1 theo d_j

Trục then hoa răng chữ nhật	$W_j = \xi \frac{\pi d_j^3}{32}$	$W_j = \xi \frac{\pi d_j^3}{16}$
	Với $\xi = 1,125$ với then hoa cỡ nhẹ, $\xi = 1,205$ với cỡ trung, $\xi = 1,265$ với cỡ nặng và d_j là đường kính trong.	
Trục then hoa răng thân khai	$W_j = \frac{\pi d_j^3}{32}$	$W_{0j} = \frac{\pi d_j^3}{16}$

Khi trục quay một chiều, ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động:

$$\tau_m = \tau_a = \tau_{\max}/2 = T/(2W_0) \quad (5.12)$$

Khi trục quay hai chiều, ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ đối xứng nên:

$$\tau_m = 0 ; \tau_a = \tau_{\max} = T/W_0 \quad (5.13)$$

Trong các công thức trên, W , W_0 là mô men cản uốn và mô men cản xoắn của tiết diện trục (bảng 5.1); ψ_σ , ψ_τ là các hệ số kể đến ảnh hưởng của trị số ứng suất trung bình pháp và tiếp đến độ bền môi (bảng 5.2); $K_{\sigma d}$, $K_{\tau d}$ là các hệ số, xác định theo công thức sau:

$$K_{\sigma d} = \frac{K_\sigma/\varepsilon_\sigma + K_x - 1}{K_y} ; K_{\tau d} = \frac{K_\tau/\varepsilon_\tau + K_x - 1}{K_y} \quad (5.14)$$

Bảng 5.2 Trị số của hệ số kể đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình đến độ bền môi [1]

Hệ số	Khi σ_b (MPa)			
	500 – 700	700 – 1000	1000 – 1200	1200 - 1400
ψ_σ	0,005	0,1	0,2	0,25
ψ_τ	0	0,05	0,1	0,15

Bảng 5.3 Trị số của hệ số tăng bền K_y [1]

Phương pháp tăng bền bề mặt	Giới hạn bền σ_b (MPa)	K_y đối với		
		Trục nhẵn	Trục tập trung ứng suất ít $K_\sigma =$ 1,5	Trục tập trung ứng suất nhiều

				$K_\sigma = 1,8 \div 2,0$
Tôi bằng	600 ÷ 800	1,5 ÷ 1,7	1,6 ÷ 1,7	2,4 ÷ 2,8
dòng điện tần số cao ⁽¹⁾	800 ÷ 1000	1,3 ÷ 1,5	-	-
Thấm nito ⁽²⁾	900 ÷ 1200	1,1 ÷ 1,25	1,5 ÷ 1,7	1,7 ÷ 2,1
Thấm cacbon	400 ÷ 600	1,8 ÷ 2,0	3	-
	700 ÷ 800	1,4 ÷ 1,5	-	-
	1000 ÷ 2000	1,2 ÷ 1,3	2	-
Phun bi	600 ÷ 1500	1,1 ÷ 1,25	1,5 ÷ 1,6	1,7 ÷ 2,1
Lăn nén	-	1,2 ÷ 1,3	1,5 ÷ 1,6	1,8 ÷ 2,0
Chú thích:	(1) Trị số đã cho khi mẫu có $d = (10 \div 20)$ (mm) và chiều sâu lớp tôi bằng $(0,05 \div 0,2) \cdot d$. Trục đường kính lớn K_F nhỏ hơn một ít;			
	(2) Lấy trị số nhỏ khi chiều dày lớp thấm nito bằng $0,01d$ lấy trị số lớn khi chiều dày lớp thấm nito bằng $(0,03 \div 0,04) \cdot d$			
	(3) Số liệu tìm được với mẫu thí nghiệm có đường kính $d = 8 \div 40$ (mm), trị số nhỏ dùng khi vận tốc phun nhỏ;			
	(4) Số liệu nhận được ở các mẫu 17 ÷ 130 (mm).			

Trong đó, K_y là hệ số tăng bền bề mặt (bảng 5.3); K_x là hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt, phụ thuộc vào phương pháp gia công và độ nhẵn bề mặt (bảng 5.4); khi không tăng bền thì $K_y = 1$; ε_σ , ε_τ là hệ số kích thước pháp và tiếp (bảng 5.5); K_σ , K_τ là hệ số tập trung ứng suất pháp và tiếp (bảng 5.6).

Bảng 5.4 Trị số của hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt K_x [1]

Phương pháp gia công và độ nhẵn bề mặt	Khi σ_b (MPa)			
	400	600	800	1200
Mài Ra 0,32 ... 0,16	1	1	1	1
Tiện Ra 2,5 ... 0,63	1,05	1,06	1,1	1,25
Tiện thô Rz 80 ... 20	1,2	1,2	1,25	1,5
Bề mặt không gia công	1,3	1,35	1,5	2,2

Bảng 5.5 Trị số của hệ số kích thước ε_σ và ε_τ [1]

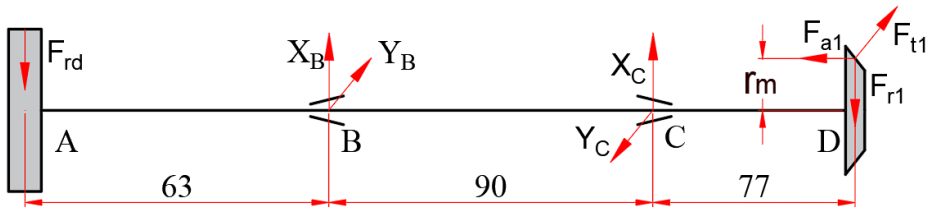
Dạng chịu tải	Vật liệu thực	Đường kính trục (mm)							
		15	20	30	40	50	70	80	100
Uốn ε_σ	Thép các bon	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,73	0,7
Uốn ε_σ	Thép hợp kim	0,87	0,83	0,77	0,73	0,7	0,66	0,64	0,62
Xoắn ε_τ	Thép các bon và hợp kim	0,92	0,89	0,81	0,78	0,76	0,73	0,71	0,7

Bảng 5.6 Trị số của hệ số tập trung ứng suất $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ và K_τ/ε_τ [1]

Đường kính trục d (mm)	Kiểu lắp	Giới hạn bền σ_b (MPa)							
		400	500	600	700	800	900	1000	1200
		$K_\sigma/\varepsilon_\sigma$							
<30...50	r6	2,25	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75	4,25
	k6	1,69	1,88	2,06	2,25	2,44	2,63	2,82	3,19
	h6	1,46	1,63	1,79	1,95	2,11	2,28	2,44	2,76
>50...100	s6	2,75	3,05	3,36	3,66	3,96	4,28	4,60	5,20
	k6	2,06	2,28	2,52	2,75	2,97	3,20	3,45	3,90
	h6	1,8	1,98	2,18	2,38	2,57	2,78	3,00	3,40
		K_τ/ε_τ							
<30...50	r6	1,75	1,90	2,05	2,20	2,35	2,50	2,65	2,95
	k6	1,41	1,53	1,64	1,75	1,86	1,98	2,09	2,31
	h6	1,28	1,38	1,47	1,57	1,67	1,77	1,86	2,06
>50...100	s6	2,05	2,23	2,52	2,60	2,78	3,07	2,26	3,62
	k6	1,64	1,87	2,03	2,15	2,28	2,42	2,57	2,74
	h6	1,48	1,60	1,71	1,83	1,95	2,07	2,20	2,42

5.2 Bài tập

Bài 5.1 Cho trục có sơ đồ hình 5.1. Biết $F_{t1} = F_{t2} = 2325$ (N); $F_{a1} = F_{r2} = 264$ (N); $F_{a2} = F_{r1} = 804$ (N); $F_{rd} = 1187$ (N); $r_m = 57,2$ (mm); ứng suất cho phép của vật liệu làm trục $[\sigma] = 63$ (Mpa). Tính đường kính trục tại các tiết diện A, B, C và D của trục.

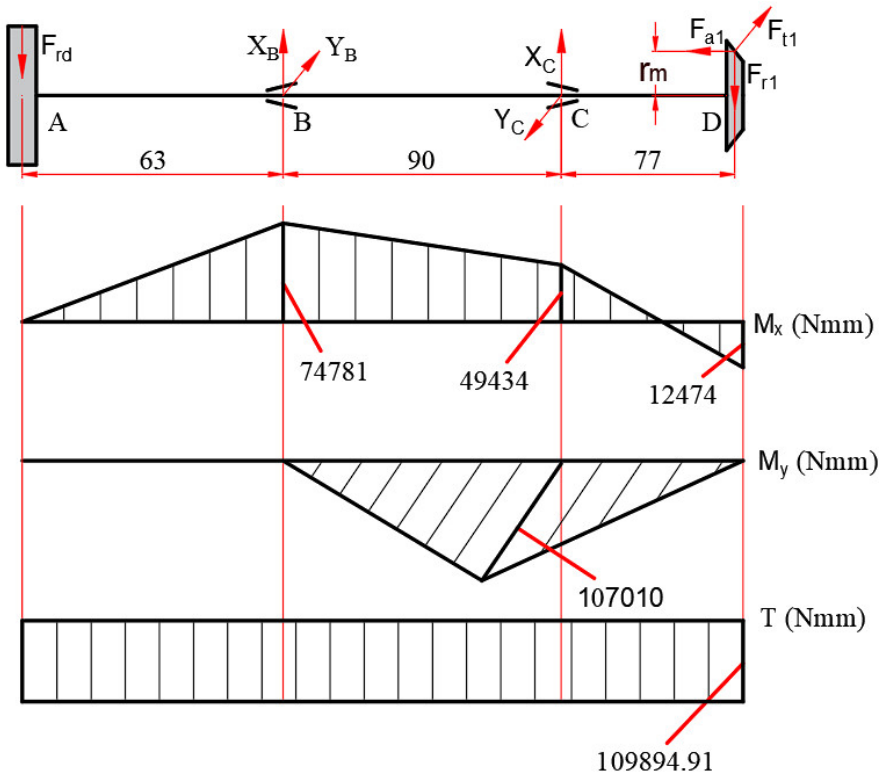


Hình 5.1

Bài giải:

+) Xác định phản lực tại các gối:

Giả sử phản lực tại các gối ở B và C là X_B, X_C, Y_B, Y_C như hình 5.2.



Hình 5.2 Sơ đồ phân tích lực và các biểu đồ mô men

- Tính phản lực theo phương X:

Lấy phương trình cân bằng mô men của các lực theo phương X với điểm B ta có:

$$\sum m_B(\vec{F}_x) = F_{rd} \cdot 63 + X_C \cdot 90 - F_{r1} \cdot (90 + 77) + F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} = 0 \quad (5.15)$$

Từ (5.15) ta có:

$$X_C = \frac{F_{r1c} - F_{a1} \cdot 57,2 - F_{rd} \cdot 63}{90} = 460 \text{ (N)} \quad (5.16)$$

\vec{X}_C có giá trị dương nên có chiều theo chiều đã giả sử.

Phương trình cân bằng lực theo phương X:

$$X_B + X_C - F_{rd} - F_{r1} = 0 \quad (5.17)$$

$$\Rightarrow X_B = F_{rd} + F_{r1} - X_C = 1531,43 \text{ (N)} \quad (5.18)$$

- *Tính phản lực theo phương Y*

Lấy phương trình cân bằng mô men của các lực theo phương Y với điểm B ta có:

$$\sum m_B(\vec{F}_y) = Y_C \cdot 90 - F_{t1} \cdot (90 + 77) = 0 \quad (5.19)$$

$$\Rightarrow Y_C = \frac{F_{t1} \cdot (90 + 77)}{90} = 4314 \text{ (N)} \quad (5.20)$$

\vec{Y}_C có giá trị dương nên có chiều theo chiều đã giả sử.

Phương trình cân bằng lực theo phương Y:

$$-Y_B + Y_C - F_{t1} = 0 \quad (5.21)$$

$$\Rightarrow Y_B = Y_C - F_{t1} = 1898 \text{ (N)} \quad (5.22)$$

\vec{Y}_B có giá trị dương nên có chiều theo chiều đã giả sử.

+) Vẽ biểu đồ mô men uốn M_X M_Y mô men xoắn T

Sau khi xác định được phản lực tại các gối B và C, ta vẽ các biểu đồ mô men uốn M_x , M_y và mô men xoắn T (hình 5.2).

+) *Tính đường kính trục tại các tiết diện:*

Từ các biểu đồ mô men trên trục (hình 5.2), ta xác định đường kính trục tại các điểm yêu cầu như sau:

+) *Tại điểm A:*

- Mô men tương đương tại điểm A được tính theo công thức (5.2):

$$M_{tdA} = \sqrt{M_{xA}^2 + M_{yA}^2 + 0,75 \cdot T^2} = \sqrt{0 + 0 + 0,75 \cdot 109894,91^2} \quad (5.23)$$

$$M_{tdA} = 95172 \text{ (Nmm)}$$

- Đường kính trục tại điểm A được xác định theo công thức (5.1):

$$d_A \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdA}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{95172}{0,1 \cdot 63}} = 24,72 \text{ (mm)} \quad (5.24)$$

Tại đây có gia công rãnh then ta tăng đường kính trục thêm 4% nên:

$$d_A = 24,72 \cdot 1,04 = 25,71 \text{ (mm)}.$$

+) *Tại vị trí ổ B:*

- Mô men tương đương tại điểm B được tính theo công thức (5.2):

$$M_{tdB} = \sqrt{M_{xB}^2 + M_{x_B}^2 + 0,75 \cdot T^2} = \sqrt{74781^2 + 0 + 0,75 \cdot 109894,91^2} \quad (5.25)$$

$$M_{tdB} = 121037 \text{ (Nmm)}$$

- Đường kính trục tại điểm B được xác định theo công thức (5.1):

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdB}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{121037}{0,1 \cdot 63}} = 26,78 \text{ (mm)} \quad (5.26)$$

+) *Tại điểm C :*

- Mô men tương đương tại điểm C được tính theo công thức (5.2):

$$M_{tdC} = \sqrt{M_{xC}^2 + M_{x_C}^2 + 0,75 \cdot T^2} = \sqrt{49434^2 + 107010^2 + 0,75 \cdot 109894,91^2} \quad (5.27)$$

$$M_{tdC} = 178914 \text{ (Nmm)}$$

- Đường kính trục tại điểm C được xác định theo công thức (5.1):

$$d_C \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdC}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{178914}{0,1 \cdot 63}} = 30,5 \text{ (mm)} \quad (5.28)$$

- *Tại điểm D:*

- Mô men tương đương tại điểm D được tính theo công thức (5.2):

$$M_{tdD} = \sqrt{M_{xD}^2 + M_{yD}^2 + 0,75 \cdot T^2} = \sqrt{12474^2 + 0 + 0,75 \cdot 109894,91^2} \quad (5.29)$$

$$M_{tdA} = 95986 \text{ (Nmm)}$$

- Đường kính trục tại điểm D được xác định theo công thức (5.1):

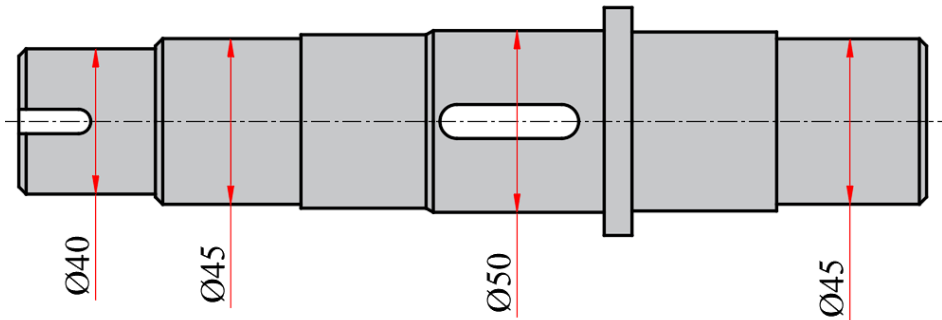
$$d_D \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdD}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{95986}{0,1 \cdot 63}} = 24,8 \text{ (mm)} \quad (5.30)$$

Tại đây có gia công rãnh then ta tăng đường kính trục thêm 4% nên:

$$d_A = 24,8 \cdot 1,04 = 25,8 \text{ (mm)}.$$

Xuất phát từ yêu cầu về độ bền, lắp ghép và công nghệ chọn đường kính các đoạn trục như sau: $d_B = d_C = 35 \text{ (mm)}$; $d_A = d_D = 30 \text{ (mm)}$.

Bài 5.2 Cho trục có kết cấu hình 5.3 với các thông số sau: Vật liệu trục là thép 45 có giới hạn bền $\sigma_b = 600 \text{ (MPa)}$; các kích thước rãnh then: $b = 14 \text{ (mm)}$; $h = 9 \text{ (mm)}$; $t_1 = 5,5 \text{ (mm)}$; $t_2 = 3,8 \text{ (mm)}$; $r_{\max} = 0,4 \text{ (mm)}$; $r_{\min} = 0,25 \text{ (mm)}$; tại tiết diện $\phi 50$ có mô men uốn $M_2 = 128.400 \text{ (Nmm)}$ và mô men xoắn $T = 323.539 \text{ (N.mm)}$. Tính hệ số an toàn bền tại tiết diện $\phi 50$.



Hình 5.3

Bài giải:

Hệ số an toàn tại tiết diện $\phi 50$ của trục đã cho được tính theo công thức (5.4):

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s] \quad (5.31)$$

Trong đó, $[s]$ là hệ số an toàn cho phép: $[s] = 1,5 \div 2,5$; s_σ, s_τ là hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp và ứng suất tiếp; các hệ số này được xác định theo công thức (5.5) và (5.6):

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad (5.32)$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} \quad (5.33)$$

Với, σ_{-1} và τ_{-1} là giới hạn mỏi uốn và xoắn trong chu trình đối xứng của mẫu nhẵn; chúng được xác định theo các công thức (5.7) và (5.8). Với $\sigma_b = 600$ (MPa) ta có:

$$\sigma_{-1} = (0,4 \div 0,5) \cdot \sigma_b = (0,4 \div 0,5) \cdot 600 = 240 \div 270 \text{ (MPa)} \quad (5.34)$$

$$\tau_{-1} = (0,23 \div 0,28) \cdot \sigma_b = (0,23 \div 0,28) \cdot 600 = 138 \div 168 \text{ (MPa)} \quad (5.35)$$

Chọn $\sigma_{-1} = 260$ (MPa) và $\tau_{-1} = 150$ (MPa).

$\sigma_{aj}; \tau_{aj}; \sigma_{mj}; \tau_{mj}$ là biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp và ứng suất tiếp tại tiết diện j , được xác định theo các công thức (5.9) và (5.10).

Đối với trục quay, ứng suất uốn thay đổi theo chu kì đối xứng, do đó: $\sigma_{mj} = 0$;

Với W_j là mômen chống uốn của trục lắp 2 rãnh then; Với $d_2 = 50$ (mm), ta có: $b = 14$; $h = 9$; $t_1 = 5,5$; $t_2 = 3,8$; $r_{\max} = 0,4$; $r_{\min} = 0,25$ thay vào công thức tính mô men chống uốn của trục II tại tiết diện tính toán (bảng 5.1) ta có:

$$W_2 = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_2 - t_1)}{32} = 4164,24 \text{ (mm}^3\text{)} \quad (5.36)$$

Do đó ta có biên độ ứng suất $\sigma_{a2} = M_2/W_2 = 28,72$ (MPa).

Khi trục quay đều ứng suất xoắn thay đổi theo chu kì mạch động do đó:

$$\tau_{mj} = 0; \tau_{aj} = \frac{\tau_{\max j}}{2} = \frac{T_j}{2 \cdot W_{0j}} \quad (5.37)$$

Trong đó, W_{0j} là mômen chống xoắn của trục xác định theo công thức:

$$W_{0j} = \frac{\pi \cdot d_j^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_j - t_1)^2}{d_j} = 7128,5 \text{ (mm}^3\text{)} \quad (5.38)$$

Mômen xoắn trục II: $T = 323539 \text{ (N.mm)} \Rightarrow \tau_{a2} = 12,74 \text{ (MPa)}$

ψ_σ, ψ_τ là hệ số kể đến ảnh hưởng trị số ứng suất trung bình đến giới hạn mỏi. Tra bảng 5.2 ta được: $\psi_\sigma = 0,05$; $\psi_\tau = 0$.

$K_{\sigma dj}, K_{\tau dj}$ là hệ số xác định theo công thức (5.14):

K_x là hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt, phụ thuộc vào phương pháp gia công và độ nhẵn bề mặt. Tra bảng 5.3 có $K_x = 1,06$;

K_y là hệ số tăng bền bề mặt trục; Tra bảng 5.4 được $K_y = 1$ (trục không được tăng bền).

ε_σ và ε_τ là hệ số kích thước kể đến ảnh hưởng kích thước tiết diện trục đến giới hạn mỏi; tra bảng 5.5 với vật liệu thép cacbon $d=35 \text{ (mm)}$ ta được $\varepsilon_\sigma = 0,88$; $\varepsilon_\tau = 0,81$.

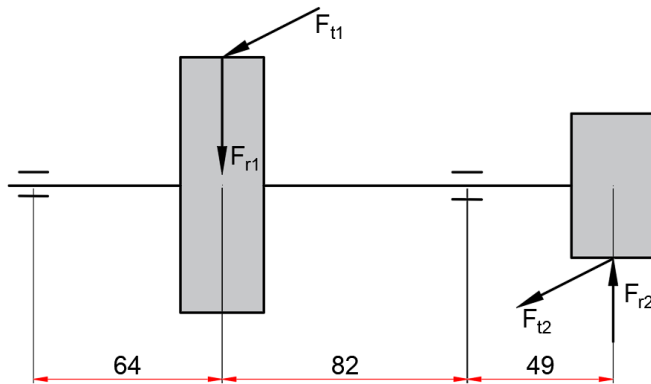
K_σ và K_τ là hệ số tập trung ứng suất thực tế khi uốn và xoắn, trị số phụ thuộc vào loại yếu tố gây tập trung suất. Tra bảng 5.6 ta được $K_\sigma/\varepsilon_\sigma = 1,79$; $K_\tau/\varepsilon_\tau = 1,47$ do đó ta có: $K_{\sigma d2} = 1,85$ và $K_{\tau d2} = 1,53$.

Thay các giá trị tìm được nêu trên vào (5.30) và (5.31) ta có: $s_{\sigma 2} = 4,04$ và $s_{\tau 2} = 7,78$.

Thay các giá trị s_σ và s_τ tìm được vào (5.29) ta được $s_2 = 3,6 > [s] = 2,5$.

Vậy điều kiện bền mỏi được thỏa mãn.

Bài 5.3 Cho trục chịu lực với sơ đồ hình 5.4. Biết $F_{t1} = 4000 \text{ (N)}$; $F_{r1} = 1456 \text{ (N)}$; $F_{t2} = 5000 \text{ (N)}$; $F_{r2} = 1820 \text{ (N)}$; vật liệu làm trục có giới hạn bền uốn tương đương $[\sigma_{td}] = 56 \text{ (MPa)}$. Xác định mô men tương đương và đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm.

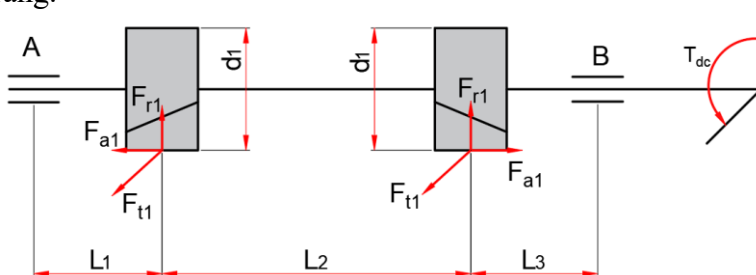


Hình 5.4

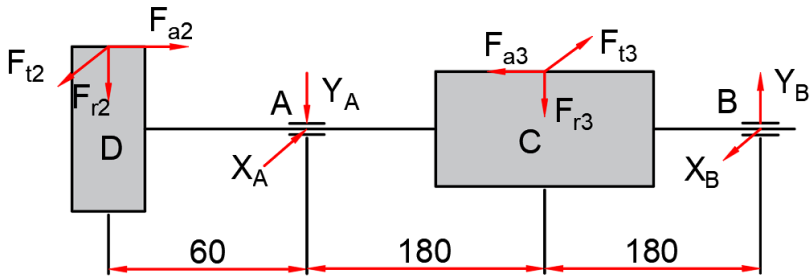
Bài 5.4 Cho trục chịu lực với sơ đồ hình 5.5. Biết $F_{t1} = 8.000$ (N), $F_{r1} = 2550$ (N), $F_{a1} = 5500$ (N), $T_{dc} = 1,5 \cdot 10^6$ (Nmm); $d_1 = 180$ (mm); $L_1 = L_3 = 100$ (mm); $L_2 = 200$ (mm); vật liệu chế tạo trục có giới hạn bền uốn tương đương $[\sigma_{td}] = 56$ (MPa). Tính mô men tương đương và đường kính trục tại các tiết diện nguy hiểm.

Bài 5.5 Cho trục chịu lực với sơ đồ hình 5.6. Biết $F_{t2} = 8000$ (N); $F_{r2} = 3008$ (N); $F_{a2} = 2144$ (N); $F_{t3} = 10000$ (N); $F_{r3} = 3760$ (N); $F_{a3} = 2690$ (N); ứng suất cho phép tương đương cả vật liệu làm trục là $[\sigma_{td}] = 56$ (MPa). Xác định đường kính trục tại các tiết diện nguy hiểm và tính kiểm nghiệm kết cấu trục về độ bền mỏi.

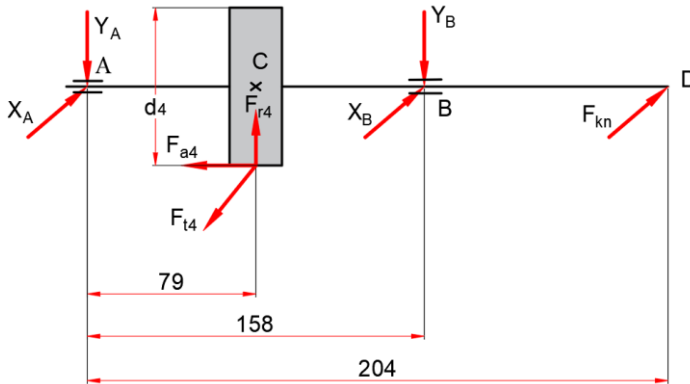
Bài 5.6 Cho trục chịu lực với sơ đồ hình 5.7. Biết lực vòng $F_{t4} = 6662$ (N); lực hướng tâm $F_{r4} = 2594$ (N); lực dọc trục $F_{a4} = 986$ (N); lực phụ của khớp nối $F_{knl} = 2150$ (N); đường kính vòng chia của bánh răng số 4 là $d_4 = 356,4$ (mm); ứng suất cho phép tương đương của vật liệu chế tạo trục là $[\sigma_{td}] = 56$ (MPa). Xác định mô men tương đương và đường kính trục tại các tiết diện lắp ổ lăn và lắp bánh răng.



Hình 5.5

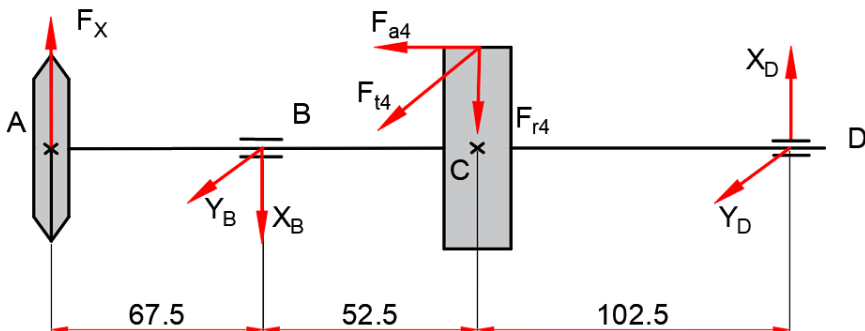


Hình 5.6



Hình 5.7

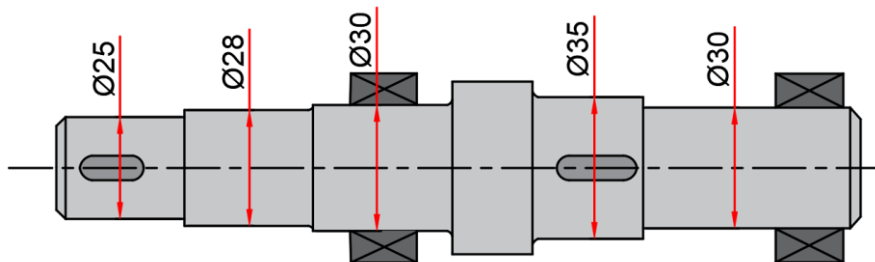
Bài 5.7 Cho trục chịu lực với sơ đồ như hình 5.8. Biết mô men xoắn $T = 3810$ (Nm); $F_{t4} = 2396,74$ (N); $F_{a4} = 658,37$ (N); $F_{r4} = 938,2$ (N); $F_x = 2827,36$ (N); ứng suất cho phép tương đương của vật liệu chế tạo trục là $[\sigma_{td}] = 56$ (MPa). Xác định mô men tương đương, đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm và kết cấu trục.



Hình 5.8

Bài 5.8 Tính hệ số an toàn bền mỏi tại tiết diện $\phi 35$ lắp bánh răng cho trục có kết cấu trên hình 5.9. Biết vật liệu làm trục là thép 45; giới hạn bền của vật liệu

$\sigma_b = 560$ (MPa); các kích thước rãnh then: $b = 10$ (mm); $h = 9$ (mm); $t_1 = 5$ (mm); $r_{max} = 0,4$ (mm); $r_{min} = 0,25$ (mm); tại tiết diện $\phi 35$ có mô men uốn là $M_2 = 43972$ (Nmm) và mô men xoắn $T = 63790$ (Nmm).

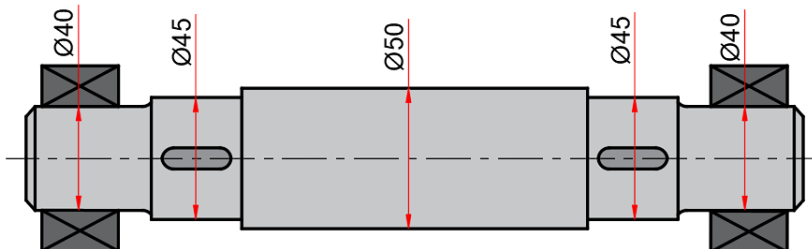


Hình 5.9

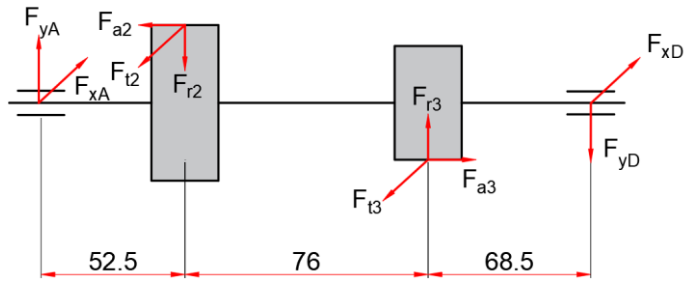
Bài 5.9 Tính kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi tại tiết diện $\phi 45$ bên trái cho trục có kết cấu trên hình 5.10. Biết trục làm bằng thép 45 có giới hạn bền của vật liệu $\sigma_b = 560$ (MPa); các kích thước rãnh then: $b = 8$ (mm); $h = 7$ (mm); $t_1 = 4$ (mm); $r_{max} = 0,4$ (mm); $r_{min} = 0,25$ (mm); tại tiết diện nói trên có các giá trị mô men uốn là $M_{2x} = 238200$ (Nmm), $M_{2y} = 354350$ (Nmm) và mô men xoắn là $T = 266493$ (Nmm).

Bài 5.10 Cho trục chịu lực có sơ đồ như hình 5.11. Biết $F_{t2} = 2566,19$ (N), $F_{a2} = 765,01$ (N), $F_{r2} = 1015,08$ (N), $T_2 = 305378,65$ (Nmm), $F_{t3} = 6560,29$ (N), $F_{a3} = 1014,41$ (N), $F_{r3} = 2464,92$ (N); đường kính trục tại vị trí lắp bánh răng số 2 là 48 (mm) và tại điểm D lắp ổ lăn là 35 mm. Hãy tính chuyển vị tại vị trí lắp bánh răng số 2 và góc xoay tại điểm D.

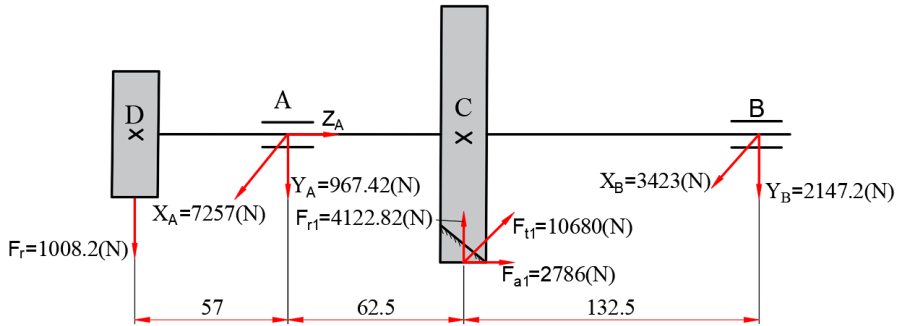
Bài 5.11 Cho trục chịu lực có sơ đồ như hình 5.12. Biết mô đun đàn hồi của vật liệu chế tạo trục là $E = 2.10^5$ (MPa); đường kính trục $d_D = 50$ (mm), $d_A = 45$ (mm). Hãy tính chuyển vị tại điểm lắp bánh răng D và tính góc xoay tiết diện trục tại chỗ lắp ổ A.



Hình 5.10

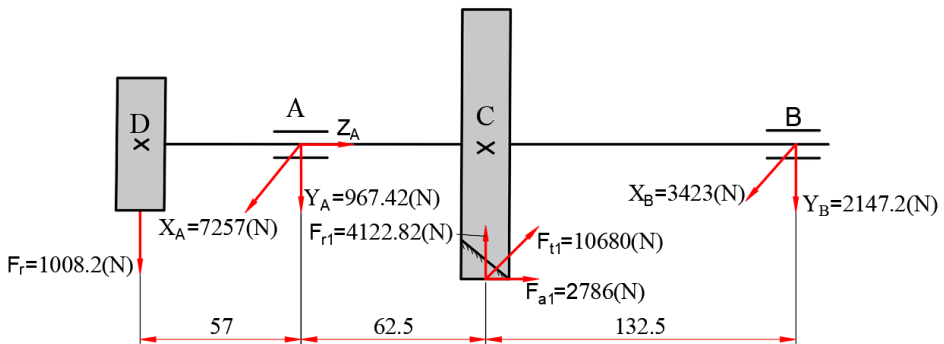


Hình 5.11



Hình 5.12

Bài 5.12 Cho trục chịu lực có sơ đồ như hình 5.13. Biết đường kính vòng chia bánh răng $d_{w1} = 74,8$ (mm); mô đun đàn hồi của vật liệu chế tạo trục là $E = 2.10^5$ (MPa); đường kính trục tại A và D là $d_D = 35$ (mm), $d_A = 40$ (mm). Tính chuyển vị tại vị trí lắp bánh đai D và góc xoay tại vị trí lắp ổ lăn A.



Hình 5.13

Chương 6

Ổ LĂN

6.1 Công thức và số liệu tính toán

6.1.1 Tính ổ lăn theo khả năng tải động

Khả năng tải động tính toán của ổ lăn C_d được xác định theo công thức [1]:

$$C_d = Q \cdot L^{1/m} \leq C_b \quad (6.1)$$

Trong đó, Q là tải trọng làm việc quy ước (kN); L là tuổi thọ cần thiết (triệu vòng); m là bậc của đường cong mỏi; $m = 3$ với ổ bi và $m = 10/3$ với ổ đĩa. Khi tuổi thọ tính bằng giờ, ký hiệu L_h , ta có:

$$L = 60 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot L_h \quad (6.2)$$

Tùy theo loại ổ, tải trọng quy ước Q được tính theo các công thức sau [1]:

+ Với ổ bi đỡ, ổ bi đỡ chặn và ổ đĩa côn:

$$Q = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_d \cdot K_t \quad (6.3)$$

+ Với ổ chặn đỡ:

$$Q = (X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_d \cdot K_t \quad (6.4)$$

+ Với ổ chặn:

$$Q = F_a \cdot K_d \cdot K_t \quad (6.5)$$

+ Với ổ đĩa trụ ngắn đỡ:

$$Q = V \cdot F_r \cdot K_d \cdot K_t \quad (6.6)$$

Trong các công thức trên,

V - hệ số ảnh hưởng của vòng nào khi quay, khi vòng trong quay $V = 1$; khi vòng ngoài quay $V = 1,2$;

K_d - hệ số xét đến ảnh hưởng của đặc tính tải trọng (bảng 6.1);

K_t - hệ số xét đến ảnh hưởng của nhiệt độ; $K_t = 1$ khi nhiệt độ $T \leq 105^{\circ}C$;
 $k_t = (108 + 0,4 \cdot T)/150$ khi $T = 105^{\circ} \div 250^{\circ}C$;

X, Y - hệ số tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục (bảng 6.2);

F_r - lực hướng tâm tác dụng lên ổ (kN);

F_a - lực dọc trục, phụ thuộc vào loại ổ (kN).

Bảng 6.1 Trị số của hệ số xét đến ảnh hưởng của đặc tính tải trọng [1]

Đặc tính tải trọng tác dụng lên ổ	K_d
Tải trọng tĩnh: Hộp giảm tốc công suất nhỏ, con lăn của băng tải	1
Va đập nhẹ, quá tải ngắn hạn tới 125%; máy cắt kim loại (trừ máy bào và máy xọc) động cơ điện công suất nhỏ và trung bình	1 ÷ 1,2
Va đập vừa và rung động quá tải ngắn hạn và tới 150% so với tải trọng tính toán: Hộp giảm tốc các kiểu, hộp tốc độ, máy ly tâm, máy điện, máy bào máy xọc, máy sàng	1,3 ÷ 1,8
Va đập mạnh, rung động, quá tải ngắn hạn tới 200%: quạt gió cỡ lớn, trục cán của máy cán cỡ vừa máy nghiền quặng nghiền đá	1,8 ÷ 2,5
Va đập mạnh, quá tải ngắn hạn tới 300%; máy rèn, máy cán thô, cửa gỗ	2,5 ÷ 3

Bảng 6.2 Trị số của các hệ số X, Y và e [1]

Góc tiếp xúc α°	$\frac{iF_a}{C_0}$	Ổ lăn một dãy				Ổ lăn hai dãy				e
		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Ổ bi đỡ một dãy										
0	0,014	1	0	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19
	0,028				1,99				1,99	0,22
	0,056				1,71				1,71	0,26
	0,084				1,55				1,55	0,28
	0,110				1,45				1,45	0,30
	0,170				1,31				1,31	0,34
	0,280				1,15				1,15	0,38
	0,420				1,04				1,04	0,42
	0,560				1,00				1,00	0,44

Ổ bi đỡ – chặn										
12	0,014	1	0	0,45	1,81	1	2,08	0,74	2,94	0,30
	0,028				1,62		1,84			0,34
	0,057				1,46		1,69			0,37
	0,085				1,34		1,52			0,41
	0,110				1,22		1,39			0,45
	0,170				1,13		1,30			0,48
	0,290				1,04		1,20			0,52
	0,430				1,01		1,16			0,54
	0,570				1,00		1,16			0,54
18; 19; 20	-	1	0	0,43	1,00	1	1,09	0,70	1,63	0,57
24; 25; 26	-	1	0	0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,41	0,68
30	-	1	0	0,39	0,76	1	0,78	0,63	1,24	0,80
35; 36	-	1	0	0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07	0,95
40	-	1	0	0,35	0,57	1	0,55	0,57	0,93	1,14
Ổ bi đỡ lòng cầu										
						1	0,42	0,65	0,65	1,5
							$\cot\alpha$	$\cot\alpha$	$\cot\alpha$	$\tan\alpha$
Ổ đĩa đỡ – chặn (ổ đĩa côn)										
		1	0	0,40	0,4	1	0,45	0,67	0,67	1,5
							$\cot\alpha$	$\cot\alpha$	$\cot\alpha$	$\tan\alpha$
Ổ bi chặn – đỡ										
45				0,66	1	1,18	0,59	0,66	1	1,25
60				0,92	1	1,90	0,54	0,92	1	2,17
75				1,66	1	3,89	0,52	1,66	1	4,67
Ổ đĩa chặn – đỡ										
				$\tan\alpha$	1	1,5	0,67	$\tan\alpha$	1	1,5
							$\tan\alpha$			$\tan\alpha$

Chú thích:

1. Đối với ổ đĩa đỡ - chặn khi $\alpha = 0^0$; $F_a = 0$; $Y = 1$

2. Đối với ổ bi chặn – đỡ khi $\alpha = 90^0$; $F_r = 0$; $Y = 1$

khi $\alpha = 0^0$; $F_a = 0$; $Y = 1$

3. Đối với ổ đĩa chặn – đỡ khi $\alpha = 90^0$; $F_a = 0$

4. Góc tiếp xúc đối với ổ bi đỡ - chặn, thông dụng như sau: $\alpha = 12^0$ đối với kiểu 36000; $\alpha = 26^0$ với kiểu 46000 với $\alpha = 36^0$ đối với kiểu 66000

a) Xác định lực dọc trục F_a

Đối với ổ bi đỡ, ổ bi đỡ lòng cầu hai dãy và ổ đĩa đỡ lòng cầu hai dãy, F_a là tổng lực dọc trục ngoài tác dụng lên trục và truyền đến ổ.

Đối với ổ đỡ chặn và ổ chặn đỡ do tồn tại góc tiếp xúc α , khi F_r tác dụng sẽ sinh ra lực dọc trục phụ F_s (Hình 6.1) tính theo các công thức sau [1]:

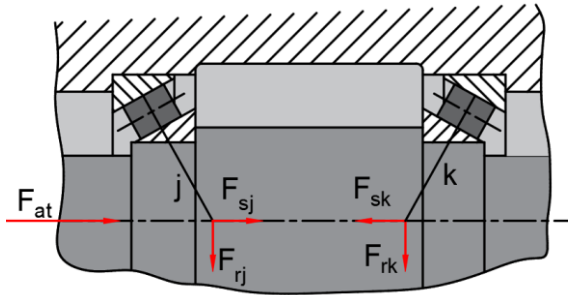
Với ổ đĩa côn:

$$F_s = 0,83 \cdot e \cdot F_r \quad (6.7)$$

Với ổ bi đỡ chặn:

$$F_s = e \cdot F_r \quad (6.8)$$

Trong các công thức trên, e là hệ số, phụ thuộc góc tiếp xúc của ổ (bảng 6.2); Riêng ổ bi đỡ và đỡ chặn có $\alpha = 12^\circ$ thì e phụ thuộc vào tỉ số iF_a/C_0 với F_a là tải trọng dọc trục tác dụng lên ổ; C_0 là khả năng tải tĩnh của ổ.



Hình 6.1 Sơ đồ xác định lực dọc trục phụ tác dụng lên ổ [1]

Lực dọc trục phụ F_s trên một ổ sẽ tác dụng lên trục và qua trục tác dụng lên ổ kia. Vì vậy, với ổ đỡ chặn, lực dọc trục tác dụng lên ổ F_{aj} được xác định như sau:

Gọi $\sum F_{zj}$ là tổng lực dọc trục tác động vào ổ đang xét j , bao gồm tổng lực dọc trục ngoài F_{at} và lực dọc trục phụ F_{sk} từ ổ kia (Hình 6.1). Khi này ta có:

$$\sum F_{zj} = F_{sk} \mp F_{at} \quad (6.9)$$

Trong công thức trên, dấu + khi F_{at} cùng chiều với F_{sk} và ngược lại.

Nếu F_{sj} của ổ đang tính j thoả mãn điều kiện $F_{sj} \geq \sum F_{zj}$ thì đối với ổ đang tính $F_{aj} = F_{sj}$; ngược lại nếu $F_{sj} < \sum F_{zj}$ thì $F_{aj} = \sum F_{zj}$. Hay $F_{aj} = \max(F_{sj}, \sum F_{zj})$.

Chú ý: Với ổ bi đỡ chặn loại 36000 ($\alpha = 12^\circ$), hệ số e phụ thuộc lực dọc trục tác dụng lên ổ F_a nhưng F_a lại chưa biết (đang cần tính). Do vậy, khi này làm như sau [1]:

+) Tính sơ bộ e theo công thức:

$$e = 0,574 \cdot (F_r/C_0)^{0,215} \quad (6.10)$$

nếu $e < 0,3$ thì lấy $e = 0,3$.

+) Dùng e vừa xác định để tính các lực F_{aj} cho ổ thứ j ;

+) Dùng F_{aj} để tính $i \cdot F_{aj}/C_0$ rồi tra e chính xác theo bảng 6.2; với i là số dãy con lăn.

b) Xác định các hệ số X, Y

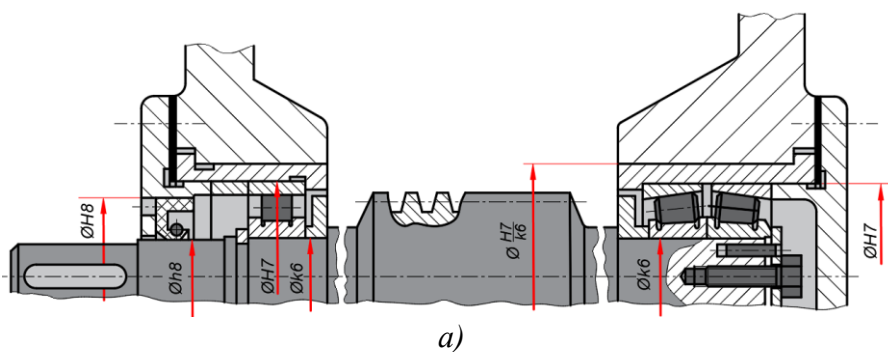
Các hệ số X, Y được tra bảng theo tỉ số $F_a/(V \cdot F_r)$ và e .

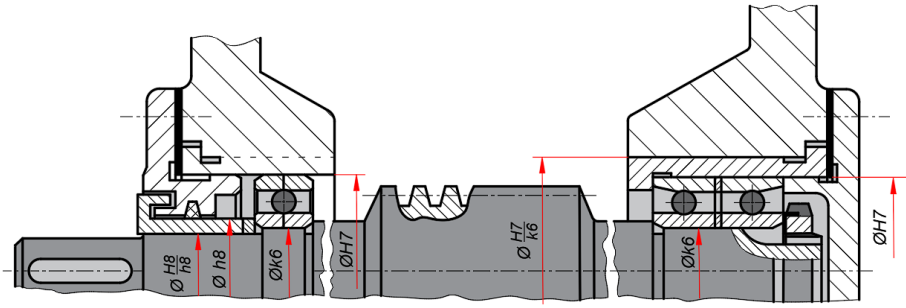
c) Chú ý

Với sơ đồ dùng gối kép (hình 6.2):

- Ổ tủy động (sử dụng ổ bi đỡ, ổ đĩa trụ ngắn đỡ kiểu 2000...) chỉ chịu lực hướng tâm (lực dọc trục tác dụng lên ổ bằng 0).

- Ổ của gối kép (gối cố định) chịu cả lực hướng tâm và lực dọc trục. Ổ kép có thể sử dụng một trong hai sơ đồ là sơ đồ thuận (hay sơ đồ chữ O) (hình 6.2a) và sơ đồ ngược (hay sơ đồ chữ X) (hình 6.2b).





b)

Hình 6.2 Kết cấu ổ kép: a) Sơ đồ thuận; b) Sơ đồ ngược [1]

- Việc tính ổ kép theo khả năng tải động hoặc tải tĩnh được tiến hành như đối với ổ 2 dãy. Khi tính toán cần chú ý [1]:

+ Tải trọng dọc trục tác dụng lên ổ chỉ có tải trọng ngoài (bỏ qua lực dọc trục phụ).

+ Khả năng tải động trong bảng của ổ kép được tra trong các bảng trong các sổ tay vòng bi, hoặc xác định như sau:

Với ổ bi:

$$C = 2^{7/10} \cdot C_{b1} \approx 1,6 \cdot C_{b1} \quad (6.11)$$

Với ổ đĩa:

$$C = 2^{7/9} \cdot C_{b1} \approx 1,7 \cdot C_{b1} \quad (6.12)$$

Trong đó, C_{b1} là khả năng tải động của ổ một dãy cùng loại.

- Khả năng tải tĩnh trong bảng của ổ kép được tra trong các bảng trong các sổ tay vòng bi, hoặc xác định như sau:

$$C_0 = 2 \cdot C_{01} \quad (6.13)$$

Trong đó: C_{01} là khả năng tải tĩnh của ổ một dãy cùng loại.

d) Trường hợp ổ lăn chịu tải thay đổi

Khi này tải trọng quy ước Q được thay bằng tải trọng tương đương Q_E [1]:

$$Q_E = \sqrt[m]{\frac{\sum Q_i^m \cdot L_i}{\sum L_i}} \quad (6.14)$$

Trong đó, $m = 3$ với ổ bi và $m = 10/3$ với ổ đĩa; Q_i là tải trọng quy ước khi chịu tải trọng tĩnh ở chế độ thứ i (xác định theo công thức 6.3 đến công thức 6.6 tùy thuộc loại ổ); L_i là số triệu vòng quay ở chế độ thứ i ; nếu tuổi thọ tính bằng giờ L_{hi} thì:

$$L_i = 60 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot L_{hi} \quad (6.15)$$

6.1.2 Tính ổ lăn theo khả năng tải tĩnh

Với các ổ lăn không quay hoặc quay với số vòng quay rất nhỏ ($n < 1$ vòng/ph), như ổ chặn của cần trục, móc treo, kích, thiết bị ép..., ổ lăn được chọn theo khả năng tải tĩnh để tránh biến dạng dư quá trị số cho phép theo điều kiện [1]:

$$Q_t \leq C_0 \quad (6.15)$$

Trong đó: C_0 khả năng tải tĩnh của ổ (kN) - tra bảng trong sổ tay; Q_t là tải trọng quy ước, xác định như sau [1]:

+ Với ổ đỡ và đỡ chặn:

$$Q_t = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \quad (6.16)$$

Nếu $Q_t < F_r$ thì $Q_t = F_r$.

+ Với ổ chặn và chặn đỡ:

$$Q_t = F_a + 2,3 \cdot F_r \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (6.17)$$

nhưng khi $\alpha = 90^\circ$ thì $Q_t = F_a$.

Trong đó, X_0, Y_0 là hệ số tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục tĩnh (bảng 6.3); F_a là lực dọc trục (xác định như phần trên).

Bảng 6.3 Trị số của các hệ số X_0, Y_0 [1]

Loại ổ	Một dãy		Hai dãy	
	X_0	Y_0	X_0	Y_0
Ổ bi đỡ	0,6	0,50	0,6	0,50
Ổ bi đỡ lòng cầu	0,5	$0,22 \cot \alpha$	1,0	0,44
Ổ bi đỡ - chặn với $\alpha =$	0,5	0,47	1,0	$\cot \alpha$
12°	0,5	0,37	1,0	0,94
$\alpha =$	0,5	0,28	1,0	0,74
26°	0,5	$0,22 \cot \alpha$	1,0	0,56

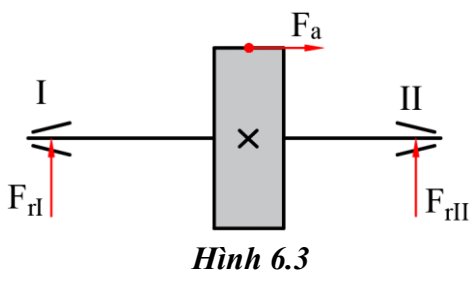
Chuyển lực ngang & l để về trục & z về

$\alpha =$	0,44
36°	$\cot \alpha$
Ồ đĩa côn	
<i>Chú thích:</i> Đối với ổ đỡ - chặn kép, lấy giá trị X_0, Y_0 như đối với ổ đỡ - chặn hai dãy	

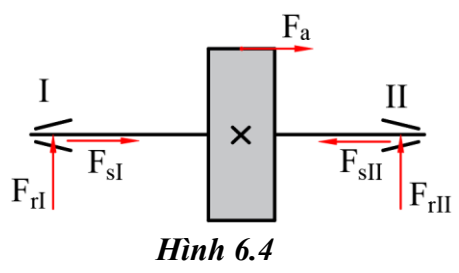
Cũng lấy bảng 6.2

6.2 Bài tập

Bài 6.1 Tính tải trọng qui ước Q để kiểm nghiệm khả năng tải động cho ổ lăn trong sơ đồ hình 6.3. Biết $F_{rI} = 1300$ (N); $F_{rII} = 800$ (N); $F_a = 900$ (N); ổ bi đỡ chặn có góc tiếp xúc $\alpha = 36^{\circ}$; hệ số $e = 0,95$; ổ có vòng trong quay, chịu tải không đổi và nhiệt độ làm việc nhỏ hơn $100^{\circ}C$.



Hình 6.3



Hình 6.4

Bài giải:

Đặt các lực dọc trục phụ vào các ổ, ta có sơ đồ tính như trên hình 6.4. Vì ổ lăn là ổ bi đỡ chặn nên tải trọng quy ước Q được tính theo công thức (6.3). Cụ thể như sau:

Với ổ I:

$$Q_I = (X_I \cdot V \cdot F_{rI} + Y_I \cdot F_{aI}) \cdot K_d \cdot K_t \tag{6.18}$$

Trong đó, F_{aI} là tổng lực dọc trục tác dụng lên ổ I và được tính như sau:

$$F_{aI} = \max(F_{sI}, \sum F_{zI}) \tag{6.19}$$

$$\text{Trong đó, } F_{sI} = e \cdot F_{rI} = 0,95 \cdot 1300 = 1235 \text{ (N)} \tag{6.20}$$

$$\sum F_{zI} = F_{sII} - F_a = e \cdot F_{rII} - F_a = 0,86 \cdot 800 - 900 = -140 \text{ (N)} \tag{6.21}$$

Thay (6.20) và (6.21) vào (6.19) ta có:

$$\Rightarrow F_{aI} = \max(F_{sI}, \sum F_{zI}) = \max(1230, -140) = 1235 \text{ (N)} \quad (6.22)$$

Các hệ số X_I, Y_I được tra bảng (6.2) theo tỉ số $\frac{F_{aI}}{V \cdot F_{rI}} = \frac{1230}{1.1300} = 0.95 = e$

$$\Rightarrow X_I = 1; Y_I = 0$$

Thay các F_a và giá trị đã biết vào (6.18) ta được:

$$Q_I = (1 \cdot 1 \cdot 1300 + 0 \cdot 0,1235) \cdot 1 \cdot 1 = 1300 \text{ (N)} \quad (6.23)$$

Với ổ II:

$$Q_{II} = (X_{II} \cdot V \cdot F_{rII} + Y_{II} \cdot F_{aII}) \cdot K_d \cdot K_t \quad (6.24)$$

Trong đó, F_{aII} là tổng lực dọc trục tác dụng lên ổ II và được tính như sau:

$$F_{aII} = \max(F_{sII}, \sum F_{zII}) \quad (6.26)$$

$$\text{Trong đó, } F_{sII} = e \cdot F_{rII} = 0,95 \cdot 800 = 760 \text{ (N)} \quad (6.27)$$

$$\sum F_{zII} = F_{sI} + F_a = 1235 + 900 = 2315 \text{ (N)} \quad (6.28)$$

Thay (6.27) và (6.28) vào (6.26) ta có:

$$\Rightarrow F_{aII} = \max(760, 2315) = 2315 \text{ (N)} \quad (6.29)$$

Các hệ số X_{II}, Y_{II} được tra bảng (6.2) theo tỉ số $\frac{F_{aII}}{V \cdot F_{rII}} = \frac{2315}{1.800} = 2,67 > e$

$$\Rightarrow X_{II} = 0,37; Y_{II} = 0,66.$$

Thay các F_a và giá trị đã biết vào (6.24) ta được:

$$Q_{II} = (0,37 \cdot 1 \cdot 800 + 0,66 \cdot 2315) \cdot 1 \cdot 1 = 1705,1 \text{ (N)} \quad (6.30)$$

Như vậy, $Q_{II} = 1705,1 \text{ (N)} > Q_I = 1300 \text{ (N)}$ và vì 2 ổ giống nhau nên ta dùng Q_{II} là giá trị lớn hơn làm tải trọng quy ước để chọn ổ lăn cho trục.

Bài 6.2 Tính tải trọng quy ước Q để kiểm nghiệm ổ lăn theo khả năng tải động cho các ổ trong sơ đồ hình 6.5. Biết $F_{rI} = 3500 \text{ (N)}$; $F_{rII} = 1500 \text{ (N)}$; $F_{a2} = 500 \text{ (N)}$; $F_{a3} = 6000 \text{ (N)}$; ổ sử dụng cho gối I là ổ đĩa trụ ngắn đỡ có $C = 40 \text{ (kN)}$; $C_0 = 28 \text{ (kN)}$; ổ sử dụng cho gối II ổ kép gồm 2 ổ đĩa côn cỡ trung có $C = 60 \text{ (kN)}$;

$C_0 = 37\text{kN}$; góc tiếp xúc $\alpha = 12,6^0$; thời gian làm việc của ổ $L_h = 20000$ (giờ); ổ có vòng trong quay với tốc độ $n = 2930$ (vòng/phút), chịu tải không đổi và nhiệt độ làm việc nhỏ hơn 100^0C .

Bài giải:

Vì sử dụng 2 ổ khác nhau nên cần tính tải trọng quy ước riêng cho từng ổ. Cụ thể như sau:

- Tải trọng quy ước Q_I của ổ đỡ trụ ngắn đỡ được xác định theo công thức (6.6):

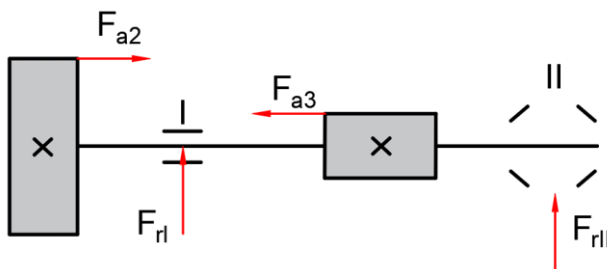
$$Q_I = V \cdot F_r \cdot K_d \cdot K_t \tag{6.31}$$

Thay các giá trị đã cho vào (6.25) ta có:

$$Q_I = 1 \cdot 3500 \cdot 1 \cdot 1 = 3500 \text{ (N)} \tag{6.32}$$

- Tải trọng quy ước Q_{II} của ổ đỡ côn được tính theo công thức (6.3):

$$Q_{II} = (X_{II} \cdot V \cdot F_{rII} + Y_{II} \cdot F_{aII}) \cdot K_d \cdot K_t \tag{6.33}$$



Hình 6.5

Trong đó:

+) F_a là tổng lực dọc trục ngoài tác dụng lên ổ kép

$$F_a = F_{a3} - F_{a2} = 6000 - 500 = 5500 \text{ (N)} \tag{6.34}$$

+) X_{II}, Y_{II} là các hệ số được xác định theo bảng 6.2 theo tỉ số:

$$\frac{F_{aII}}{V \cdot F_{rII}} = \frac{5500}{1.1500} = 3,67 \tag{6.35}$$

Với ổ đỡ côn hệ số e được xác định như sau (bảng 6.2):

$$e = 1,5 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1,5 \cdot \operatorname{tg} 12,6^{\circ} = 0,3352 \quad (6.36)$$

Từ (6.35) và (6.36) có: $\frac{F_{aII}}{V \cdot F_{rII}} = 3,67 > e$, tra bảng (6.2) được:

$$X_{II} = 0,67; Y_{II} = 0,67 \cdot \operatorname{cotg} \alpha = 0,67 \cdot \operatorname{cotg} 12,6^{\circ} = 2,9974 \quad (6.37)$$

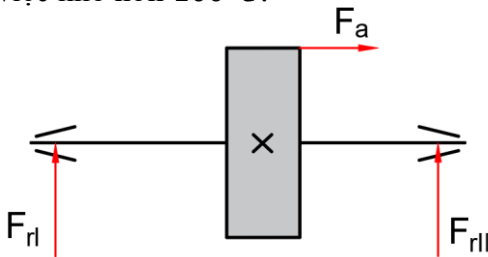
Thay các giá trị tìm được vào (6.33) ta có:

$$Q_{II} = (1 \cdot 0,67 \cdot 1500 + 2,9974 \cdot 5500) \cdot 1 \cdot 1 = 1749 \text{ (N)} \quad (6.38)$$

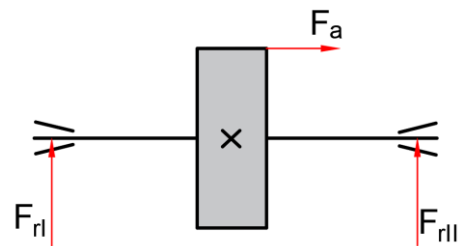
Bài 6.3 Tính tải trọng qui ước Q để kiểm nghiệm khả năng tải động cho ổ lăn trong sơ đồ hình 6.7. Biết $F_a = 800 \text{ (N)}$; $F_{rI} = 1500 \text{ (N)}$; $F_{rII} = 600 \text{ (N)}$; sử dụng ổ bi đỡ chặn có góc tiếp xúc $\alpha = 36^{\circ}$, hệ số $e = 0,95$; ổ có vòng trong quay, chịu tải không đổi và nhiệt độ làm việc nhỏ hơn 100°C .

Bài 6.4 Tính tải trọng qui ước Q để kiểm nghiệm khả năng tải động cho ổ lăn trong sơ đồ hình 6.8. Biết $F_{rI} = 2900 \text{ (N)}$; $F_{rII} = 1400 \text{ (N)}$; $F_a = 1000 \text{ (N)}$; sử dụng ổ bi đỡ chặn có góc tiếp xúc $\alpha = 26^{\circ}$, hệ số $e = 0,68$; ổ có vòng trong quay, chịu tải không đổi và nhiệt độ làm việc nhỏ hơn 100°C .

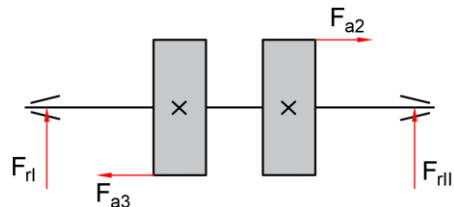
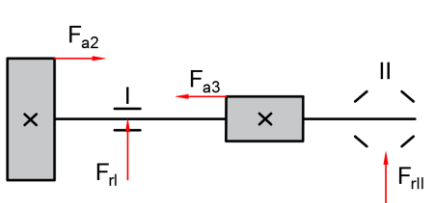
Bài 6.5 Tính tải trọng qui ước Q để tính ổ lăn theo khả năng tải động cho sơ đồ trên hình 6.9. Biết $F_{rI} = 3500 \text{ (N)}$; $F_{rII} = 1500 \text{ (N)}$; $F_{a2} = 500 \text{ (N)}$; $F_{a3} = 6000 \text{ (N)}$; ổ sử dụng cho gối I là ổ đĩa trụ ngắn đỡ có $C = 40 \text{ (kN)}$; $C_0 = 28 \text{ (kN)}$; ổ sử dụng cho gối II là ổ kép gồm 2 ổ đĩa côn cỡ trung có $C = 60 \text{ (kN)}$, $C_0 = 37 \text{ (kN)}$, góc tiếp xúc $\alpha = 12,6^{\circ}$; thời gian làm việc của ổ $L_h = 20000 \text{ (giờ)}$; ổ có vòng trong quay với tốc độ $n = 2930 \text{ (vòng/phút)}$, chịu tải không đổi và nhiệt độ làm việc nhỏ hơn 100°C .

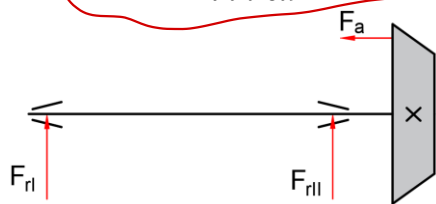


Hình 6.7

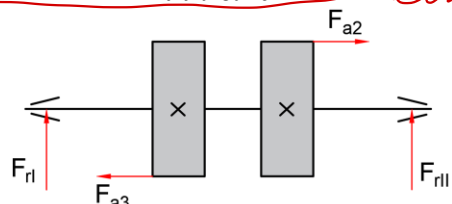


Hình 6.8





Hình 6.11



Hình 6.12

↑ chuyển lên trạng thái

Bài 6.6 Tính tải trọng qui ước Q để kiểm nghiệm khả năng tải động cho ổ lăn có sơ đồ trên hình 6.10. Biết $F_{rI} = 1700$ (N); $F_{rII} = 940$ (N); $F_{a2} = 600$ (N); $F_{a3} = 1200$ (N); ổ sử dụng là ổ bi đỡ chặn có góc tiếp xúc $\alpha = 26^\circ$, hệ số $e = 0,68$; ổ có vòng trong quay, chịu tải không đối và nhiệt độ làm việc nhỏ hơn $100^\circ C$.

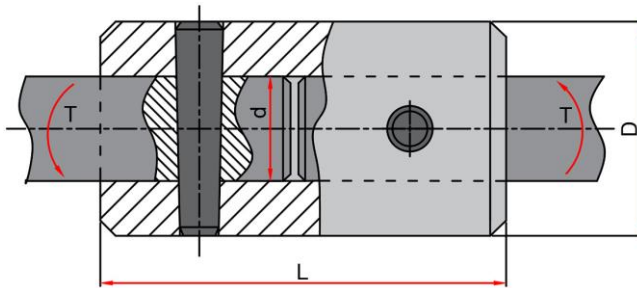
Bài 6.7 Tính tải trọng qui ước Q để tính ổ lăn theo khả năng tải động cho trục trên hình 6.11. Biết $F_{rI} = 500$ (N); $F_{rII} = 700$ (N); $F_a = 600$ (N); ổ sử dụng là ổ đĩa côn có góc tiếp xúc $\alpha = 12,5^\circ$, hệ số $e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha$; ổ có vòng trong quay, chịu tải không đối và nhiệt độ làm việc nhỏ hơn $100^\circ C$.

Bài 6.8 Tính tải trọng quy ước Q để chọn ổ lăn theo khả năng tải động cho trục trên hình 6.12. Biết phản lực tại hai gối ổ là $F_{rI} = 2000$ (N); $F_{rII} = 1500$ (N); lực dọc trục trên hai bánh răng là $F_{a1} = 700$ (N); $F_{a2} = 1000$ (N); ổ sử dụng là ổ đĩa côn có góc tiếp xúc $\alpha = 12,5^\circ$, hệ số $e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha$; ổ có vòng trong quay với tốc độ $n = 630$ (vòng/phút), chịu tải không đối và nhiệt độ làm việc nhỏ hơn $100^\circ C$.

Chương 7 NỐI TRỤC

7.1 Công thức và số liệu tính toán

7.1.1 Nối trục ống



Hình 7.1 Nối trục ống [1]

Nối trục ống gồm ống bằng thép hoặc gang (dùng khi trục quay chậm) được lồng vào đoạn cuối của hai trục và được ghép với trục bằng chốt (hình 7.1). Các kích thước cơ bản của nối trục ống như sau (hình 7.1): $D = (1,5 \div 1,8) \cdot d$ (mm); $L = (2 \div 4) \cdot d$; $e = 0,75 \cdot d$; $d_c = (0,25 \div 4) \cdot d$ với d là đường kính trục (mm) và d_c là đường kính chốt.

Nối trục ống được chọn theo giá trị của mô men xoắn tính toán T_t và đường kính trục d . Mô men xoắn tính toán được xác định theo công thức sau [1]:

$$T_t = k \cdot T \leq [T] \quad (7.1)$$

Trong đó, T là mô men xoắn danh nghĩa cần truyền (Nm); k là hệ số kể đến chế độ làm việc, phụ thuộc vào loại máy công tác (bảng 7.1); $[T]$ là mô men xoắn cho phép của nối trục (Nmm).

- Đường kính trục d có thể xác định theo công thức sau [1]:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau_c]}} \quad (7.2)$$

Trong đó, T là mô men xoắn trên trục (Nmm); $[\tau_c]$ là ứng suất cắt cho phép của vật liệu trục (MPa); $[\tau_c] = 0,25 \cdot \sigma_{ch}$ (MPa) với σ_{ch} là giới hạn chảy của vật liệu trục (MPa).

Ứng suất xoắn của ống τ_t và ứng suất cắt của chốt phải thỏa mãn điều kiện sau [1]:

$$\tau_t = \frac{k \cdot T \cdot D}{0,2 \cdot (D^4 - d^4)} \leq [\tau_x] \quad (7.3)$$

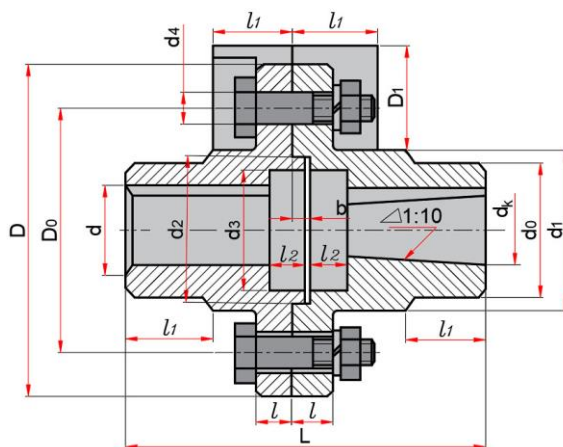
$$\tau_c = \frac{4 \cdot k \cdot T}{\pi \cdot d_c^2 \cdot d} \leq [\tau_c] \quad (7.4)$$

Trong đó, T là mô men xoắn cần truyền (N.mm); $[\tau_x]$ là ứng suất xoắn cho phép của vật liệu làm ống; $[\tau_x] = (0,3 \div 0,4) \cdot \sigma_{ch}$ (MPa); $[\tau_c]$ là ứng suất cắt cho phép của vật liệu làm chốt; $[\tau_c] = 0,25 \cdot \sigma_{ch}$ (MPa) với σ_{ch} là giới hạn chảy của vật liệu chốt (MPa).

Bảng 7.1 Hệ số chế độ làm việc [1]

Loại máy công tác	k
- Băng tải, quạt gió, máy cắt kim loại có chuyển động liên tục	1,2 ÷ 1,5 1,5 ÷ 2
- Xích tải, vít tải, bơm ly tâm	1,5 ÷ 2,5
- Máy cắt kim loại có chuyển động tịnh tiến đảo chiều	2 ÷ 3
- Máy nghiền, máy búa, máy cắt li tâm, máy cán	3 ÷ 4
- Giường tải, máy trục, thang máy	

7.1.2 Nối trục đĩa



Hình 7.2 Nối trục đĩa [1]

Hình 7.2 minh họa cấu tạo của nối trục đĩa. Các kích thước chính của nối trục đĩa được tra bảng (7.2). Cụ thể gồm: Đường kính trục hay đường kính trong của moay ơ khớp nối d; Đường kính ngoài của moay ơ khớp $D = 2 \cdot d$; Chiều dài moay ơ $L = 1,5 \cdot d$; Đường kính đi qua tâm các bulông $D_1 = 3 \cdot dD$; Đường

kính ngoài của bích nối $D_1 = 4 \cdot dD$; Chiều dày mặt bích nối $t_f = 0,5 \cdot d$; Kích thước gờ bảo vệ $t_p = 0,25 \cdot d$; Số lượng bu lông lắp ghép $n = 3$ khi $d \leq 40$ (mm); $n = 4$ khi $40 < d \leq 100$ (mm) và $n = 6$ khi $100 < d \leq 180$ (mm).

Bảng 7.2 Kích thước của nối trục đĩa [1]

[T] (Nm)		d		D	D ₀	L	d ₄	Z	GD ² (Nm ²)
Đĩa thép	Đĩa gang	Dãy 1	Dãy 2						
16	8,0	16;18	12; 14	80	60	60	9	4	0,027
31,5	16,0	16;18; 20;	19	90	65	80	9	4	0,029
63	31,5	22	24	100	75	100	9	4	0,08
		20; 22;							
125	63	24; 28	30; 35	110	80	120	9	4	0,18
250	125	25; 28; 32	35;	140	110	160	9	4	0,39
		32; 40;	38;						
400	200	45	42	150	115	170	11	4	0,39
		35;	38;	150	115	230	11	4	1,06
		40;45;	42;						
630	315	50	48	170	120	170	13	4	2,07
1000	500	50; 55; 60	56	180	145	170	13	4	2,17
		50; 55;	56;	180	145	230	13	4	-
1600	800	60; 65; 70	63	190	150	170	13	6	-
		55;	56;	190	150	230	13	6	4,73
		60; 65;	63; 71						
		70; 75; 80							

- Kích thước nối trục đĩa được xác định theo bảng 7.2, tra theo mômen xoắn T_t (công thức 7.1) và đường kính trục d (công thức 7.2). Sau khi chọn nối trục cần tính đường kính các bu lông.

- Khi bu lông lắp có khe hở (nửa dưới hình 7.2), lực xiết cần thiết với mỗi bu lông được xác định theo công thức sau [1]:

$$V \geq \frac{z \cdot k \cdot T}{z \cdot f \cdot D_0} \quad (7.5)$$

Trong đó, D_0 là vòng tròn qua tâm các bu lông (mm) (bảng 7.2); z là số bu lông; $f = 0,15 \div 0,2$ là hệ số ma sát.

Sau khi xác định được lực xiết V , điều kiện bền kéo của bu lông được kiểm tra theo công thức sau [1]:

$$[\sigma_k] \geq \frac{1,3 \cdot 4 \cdot V}{\pi \cdot d_1^2} \quad (7.6)$$

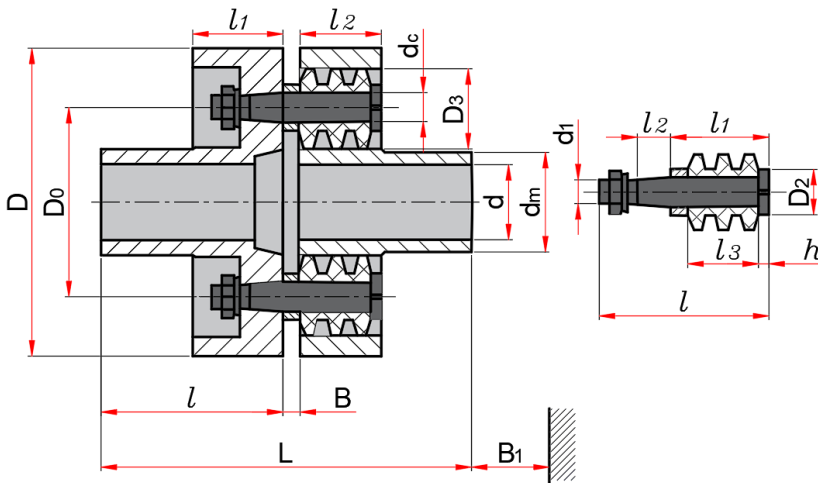
Với d_1 là đường kính chân ren của bu lông (mm); $[\sigma_k]$ là ứng suất kéo cho phép của vật liệu bu lông (MPa).

- Khi dùng bu lông lắp không có khe hở (như trên hình 7.2), cần kiểm nghiệm điều kiện bền cắt cho bu lông theo công thức sau [1]:

$$\tau_c = \frac{2 \cdot k \cdot T}{z \cdot D_0 \cdot \pi \cdot \frac{d_4^2}{4}} \leq [\tau_c] \quad (7.7)$$

Trong đó, d_4 là đường kính thân bu lông (mm) (hình 7.3); $[\tau_c]$ là ứng suất cắt cho phép, $[\tau_c] = 0,25 \cdot \sigma_{ch}$ với σ_{ch} là giới hạn chảy của vật liệu bu lông (MPa).

7.1.3 Nối trục vòng đàn hồi



Hình 7.3 Nối trục vòng đàn hồi [1]

Bảng 7.3 Kích thước nội trục vòng đàn hồi [1]

[T] (Nm)	d	D	d _m	L	l	d ₁	D ₀	Z	n _{max}	B	B ₁	l ₁	D ₂	l ₂												
6,3	1	67	20	51	24	22	45	3	880	3	2	1	1	1												
	0														24	63	30	25	50	4	760	0	6	7	2	
	1																									
	1																									
	2																									
4																										
16,0	1	71	28	83	40	30	63	6	650	4	2	2	2	2												
	2														36	10	50	36	71	6	570	8	1	0	0	
	1																									
	4																									
	6																									
8																										
31,5	1	90	36	10	50	36	71	6	650	4	2	2	2	2												
	6														50	12	60	45	90	4	460	5	4	3	2	3
	1																									
	8																									
	2																									
2																										
63	2	100	50	12	60	45	90	4	460	5	4	3	2	3												
	0														45	60	45	90	4	460	5	4	3	2	3	
	2																									
	2																									
	2																									
8																										
125	2	125	14	5	5	45	90	4	460	5	4	3	2	3												
	5														0	2	0	8	2							

	2				50														
	8																		
	3		65	16	80	56													
	2			5															
	3					60													
	6																		
250	3	14			11	56	10	6	380										
	2	0			0		5		0										
	3					63													
	6																		
	4		80	17		71													
	0			5															
	4					75													
	5																		
500	4	17				71	13	8	360										
	0	0					0		0										
	4		95			80													
	5																		
	5					90													
	0																		
	5					95													
	6																		
1000	5	21				90	16		285	6		4	3	4					
	0	0					0		0			0	6	0					
	5					10													
	6					0													
	6		12		14	11													
	3		0		0	0													
2000	6	26				11	20		230	8	7	4	4	4					
	3	0				0	0		0		0	8	8	8					
	7					12													
	1					5													
	8		16		17	14													
	0		0		0	0													
	9					15													
	0					0													

Nổi trục vòng đàn hồi có cấu tạo như nổi trục đĩa nhưng thay bu lông bằng chốt có bọc vòng đàn hồi (hình 7.3). Mỗi nổi trục có từ 4 đến 10 chốt.

Các kích thước của nổi trục vòng đàn hồi được tra bảng (bảng 7.3) theo mômen xoắn T_t (công thức 7.1) và đường kính trục d (công thức 7.2). Kích thước cơ bản của vòng đàn hồi cho trong bảng 7.4.

Bảng 7.4 Kích thước cơ bản của vòng đàn hồi [1]

$[T]$ (Nm)	d_c	d_1	D_2	l	l_1	l_2	l_3	h
6,3	8	M6	12	28	14	8	10	1
16	-	-	-	-	-	-	-	-
31,5	10	M8	15	42	20	10	15	1,5
63	-	-	-	-	-	-	-	-
125	14	M10	20	62	34	15	28	-
250	-	-	-	-	-	-	-	-
500	-	-	-	-	-	-	-	-
1000	18	M12	25	80	42	20	36	2
2000	24	M16	32	95	52	24	44	-
4000	30	M24	38	110	65	30	56	3

Kiểm nghiệm điều kiện bền của vòng đàn hồi và chốt.

- Kiểm nghiệm sức bền dập của vòng đàn hồi theo công thức [1]:

$$\sigma_d = \frac{2 \cdot k \cdot T}{Z \cdot D_0 \cdot d_c \cdot l_3} \leq [\sigma_d] \quad (7.8)$$

- Kiểm nghiệm sức bền uốn của chốt theo công thức sau [1]:

$$\sigma_u = \frac{k \cdot T \cdot l_0}{0,1 \cdot D_0 \cdot d_c^3 \cdot Z} \leq [\sigma_u] \quad (7.9)$$

Trong đó, $[\sigma_d] = (2 \div 4)$ (MPa) là ứng suất dập cho phép của vòng cao su; $[\sigma_u] = (60 \div 80)$ (MPa) là ứng suất uốn cho phép của chốt; $l_0 = l_1 + \frac{l_2}{2}$ với l_1 và l_2 là các kích thước của chốt (hình 7.3).

7.2 Bài tập

Bài 7.1 Thiết kế nối trục ống dùng chốt để nối hai đầu trục của một hệ dẫn động băng tải. Biết công suất cần truyền $P = 4$ (kW), tốc độ quay $n = 350$ (vòng/phút), vật liệu của ống và chốt là thép 45 có giới hạn chảy $\sigma_{ch} = 350$ (MPa).

Bài giải:

- Mô men xoắn cần truyền của nối trục chốt được xác định theo công thức (7.1):

$$T_t = k \cdot T \leq [T] \quad (7.10)$$

Trong đó, k là hệ số chế độ làm việc; với băng tải, tra bảng 7.1 ta có $k=1,2 \div 1,5$; chọn $k=1,3$. T là mô men xoắn danh nghĩa cần truyền (Nmm), xác định theo công thức:

$$T = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P}{n} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{4}{350} = 109140 \text{ (Nmm)} \quad (7.11)$$

Thay $k=1,3$ và T tính được ở trên vào (7.10) ta có $T_t = 204282$ (Nmm).

- Xác định đường kính trục d theo công thức (7.2):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau_c]}} = \sqrt[3]{\frac{204282}{0,2 \cdot 87,5}} = 22,68 \text{ (mm)} \quad (7.12)$$

Với $[\tau_c]$ là ứng suất cắt cho phép của vật liệu làm ống: $[\tau_c] = 0,25 \cdot \sigma_{ch} = 0,25 \cdot 350 = 87,5$ (Mpa);

Chọn $d = 25$ (mm).

- Đường kính ngoài của ống nối: $D = (1,5 \div 1,8) \cdot d = (1,5 \div 1,8) \cdot 25 = 37,5 \div 40$ (mm) Chọn $D = 40$ (mm).

- Chiều dài của ống nối $L = (2 \div 4) \cdot d = (2 \div 4) \cdot 25 = 50 \div 100$ mm. Chọn $L = 80$ (mm).

- Các kích thước khác: $e = 0,75 \cdot d = 0,75 \cdot 25 = 18,75$;

- Đường kính chốt: $d_c = (0,25 \div 0,4) \cdot d = (0,25 \div 0,4) \cdot 25 = 6,25 \div 10$ (mm); chọn $d_c = 10$ (mm).

- Kiểm tra điều kiện bền xoắn cho ống nối theo công thức (7.3):

$$\tau_t = \frac{k \cdot T \cdot D}{0,2 \cdot (D^4 - d^4)} \leq [\tau_x] \quad (7.13)$$

Với $[\tau_x]$ là ứng suất xoắn cho phép của vật liệu làm ống:

$$[\tau_x] = (0,3 \div 0,4) \cdot \sigma_{ch} = (0,3 \div 0,4) \cdot 350 = 105 \div 140 \text{ (MPa)};$$

Thay các giá trị của các thông số đã xác định ở trên vào (7.13) ta có:

$$\tau_t = \frac{k \cdot T \cdot D}{0,2 \cdot (D^4 - d^4)} = \frac{1,3 \cdot 157140 \cdot 40}{0,2 \cdot (40^4 - 25^4)} = 18,83 < [\tau_x] = 105 \text{ (MPa)} \quad (7.14)$$

Như vậy ống nối đảm bảo điều kiện chịu xoắn.

- Kiểm tra điều kiện bền cắt của chốt theo công thức (7.4):

$$\tau_c = \frac{4 \cdot k \cdot T}{\pi \cdot d_c^2 \cdot d} \leq [\tau_c] \quad (7.15)$$

Với $[\tau_c]$ là ứng suất cắt cho phép của vật liệu làm chốt:

$$[\tau_c] = 0,25 \cdot \sigma_{ch} = 0,25 \cdot 350 = 87,5 \text{ (MPa)};$$

Thay các giá trị của các thông số đã xác định ở trên vào (7.15) ta có:

$$\tau_c = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot 157140}{\pi \cdot 8^2 \cdot 25} = 123,97 > [\tau_c] = 87,5 \quad (7.16)$$

Như vậy điều kiện bền cắt của chốt không thỏa mãn. Do đó ta tăng đường kính trục lên $d = 30$ (mm). Tính lại các thông số ta được $D = (1,5 \div 1,8) \cdot d = (1,5 \div 1,8) \cdot 30 = 45,5 \div 54$ (mm) Chọn $D = 50$ (mm); $L = (2 \div 4) \cdot d = (2 \div 4) \cdot 30 = 60 \div 120$ mm; chọn $L = 100$ (mm); $e = 0,75 \cdot d = 0,75 \cdot 30 = 22,5$; đường kính chốt: $d_c = (0,25 \div 0,4) \cdot d = (0,25 \div 0,4) \cdot 30 = 7,5 \div 12$ (mm); chọn $d_c = 12$ (mm).

- Kiểm tra lại điều kiện bền xoắn cho ống nối theo công thức (7.3):

$$\tau_t = \frac{k \cdot T \cdot D}{0,2 \cdot (D^4 - d^4)} \leq [\tau_x] \quad (7.17)$$

$$\tau_t = \frac{k \cdot T \cdot D}{0,2 \cdot (D^4 - d^4)} = \frac{1,3 \cdot 157140 \cdot 50}{0,2 \cdot (50^4 - 30^4)} = 9,39 < [\tau_x] = 105 \text{ (MPa)} \quad (7.18)$$

Như vậy ông nói đảm bảo điều kiện chịu xoắn.

- Kiểm tra lại điều kiện bền cắt của chốt theo công thức (7.4):

$$\tau_c = \frac{4 \cdot k \cdot T}{\pi \cdot d^2 \cdot d} \leq [\tau_c] \quad (7.19)$$

$$\tau_c = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot 157140}{\pi \cdot 12^2 \cdot 30} = 60,21 \leq [\tau_c] = 87,5 \text{ (MPa)} \quad (7.20)$$

Như vậy điều kiện bền cắt của chốt được đảm bảo.

Bài 7.2 Thiết kế nối trục đĩa dùng bu lông lắp không có khe hở để nối hai đầu trục cho hệ dẫn động máy nghiền. Biết công suất cần truyền $P = 10$ (kW); tốc độ $n = 120$ (vòng/phút); vật liệu của trục và bu lông là thép các bon có giới hạn chảy $\sigma_{ch} = 300$ (MPa).

Bài giải:

- Mô men xoắn cần truyền của nối trục đĩa được xác định theo công thức (7.1):

$$T_t = k \cdot T \leq [T] \quad (7.21)$$

Trong đó, k là hệ số chế độ làm việc; với máy nghiền, tra bảng 7.1 ta có $k = 2 \div 3$; chọn $k = 2,5$; T là mô men xoắn danh nghĩa cần truyền (Nmm), xác định theo công thức:

$$T = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P}{n} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{10}{120} = 458330 \text{ (Nmm)} \quad (7.22)$$

Thay $k = 2,5$ và T tính được ở trên vào (7.21) ta có $T_t = 1145825$ (Nm).

- Xác định đường kính trục d theo công thức (7.2):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_t}{0,2 \cdot [\tau_c]}} = \sqrt[3]{\frac{1145825}{0,2 \cdot 87,5}} = 40,31 \text{ (mm)} \quad (7.23)$$

Với $[\tau_c]$ là ứng suất cắt cho phép của vật liệu làm ông, $[\tau_c] = 0,25 \cdot \sigma_{ch} = 0,25 \cdot 300 = 75$ (MPa).

Với $d \geq 40,31$ (mm) và $T_t = 1145,8$ (Nm) tra bảng (7.2) ta có các kích thước của nối trục đĩa như sau: Nối trục đĩa thép, $[T] = 1600$ (Nm); $d = 55$ (mm); $D = 190$

(mm); $D_0=150$ (mm); $L=170$ (mm); đường kính bu lông $d_4=13$ (mm); số bu lông $z=6$.

- Vì khớp nối dùng bu lông lắp không có khe hở nên cần kiểm nghiệm điều kiện bền cắt cho bu lông theo công thức (7.7):

$$\tau_c = \frac{2 \cdot k \cdot T}{z \cdot D_0 \cdot \pi \cdot \frac{d_4^2}{4}} = \frac{2 \cdot 2,5 \cdot 458330}{6 \cdot 150 \cdot \pi \cdot \frac{13^2}{4}} = 19,18 \leq [\tau_c] = 75 \quad (7.24)$$

Với $[\tau_c]$ là ứng suất cắt cho phép của vật liệu làm ống, $[\tau_c] = 0,25 \cdot \sigma_{ch} = 0,25 \cdot 300 = 75$ (MPa).

Như vậy điều kiện bền cắt của bu lông lắp khớp nối đã được đảm bảo.

Bài 7.3 Thiết kế nối trục vòng đàn hồi để nối hai đầu trục của hệ dẫn động xích tải. Biết công suất cần truyền $P = 6,4$ (kW); tốc độ $n = 1450$ (vòng/phút); vật liệu của trục là thép 35 có giới hạn chảy $\sigma_{ch} = 310$ (MPa).

Bài giải :

- Mô men xoắn cần truyền của nối trục vòng đàn hồi được xác định theo công thức (7.1):

$$T_t = k \cdot T \leq [T] \quad (7.25)$$

Trong đó, k là hệ số chế độ làm việc; với xích tải, tra bảng 7.1 ta có $k=1,5 \div 2$; chọn $k=1,75$. T là mô men xoắn danh nghĩa (Nmm), xác định theo công thức:

$$T = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P}{n} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{6,4}{1450} = 42152 \text{ (Nmm)} \quad (7.26)$$

Thay $k=1,75$ và T tính được ở trên vào (7.21) ta có $T_t = 73766$ (Nmm).

- Xác định đường kính trục d theo công thức (7.2):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau_c]}} = \sqrt[3]{\frac{73766}{0,2 \cdot 77,5}} = 16,82 \text{ (mm)} \quad (7.27)$$

Với $[\tau_c]$ là ứng suất cắt cho phép của vật liệu làm trục, $[\tau_c] = 0,25 \cdot \sigma_{ch} = 0,25 \cdot 310 = 77,5$ (MPa).

Với $d \geq 16,82$ (mm) và $T_t = 73766$ (Nmm) tra bảng (7.3) ta có các kích thước của nối trục vòng đàn hồi như sau: mô men xoắn cho phép bằng $[T] = 125$ (Nm); $d=25$ (mm); $D=125$ (mm); $d_m=65$ (mm); $L=145$ (mm); $d_1=45$ (mm); $D_0=90$ (mm); số chốt $Z=4$; $d_c=14$ (mm); $l_1=34$ (mm); $l_2=15$ (mm); $l_3=28$ (mm).

- Kiểm nghiệm sức bền dập của vòng đàn hồi theo công thức (7.8):

$$\sigma_d = \frac{2 \cdot k \cdot T}{Z \cdot D_0 \cdot d_c \cdot l_3} = \frac{2 \cdot 1,75 \cdot 73766}{4 \cdot 90 \cdot 14 \cdot 28} = 1,83 \leq [\sigma_d] = 2 \text{ (MPa)} \quad (7.28)$$

- Kiểm nghiệm sức bền uốn của chốt theo công thức sau (7.9):

$$\sigma_u = \frac{1,75 \cdot 73766 \cdot 41,5}{0,1 \cdot 90 \cdot 14^3 \cdot 4} = 54,23 \leq 60 \text{ (MPa)} \quad (7.29)$$

Trong đó, $\sigma_d = (2 \div 4)$ (MPa) là ứng suất dập cho phép của vòng cao su; $\sigma_u = (60 \div 80)$ (MPa) là ứng suất dập cho phép của chốt; $l_0 = l_1 + \frac{l_2}{2} = 34 + \frac{15}{2} = 41,5$ (mm).

Bài 7.4 Thiết kế nối trục ống dùng chốt để nối hai đầu trục của hệ dẫn động máy nghiền. Biết công suất cần truyền $P = 3,7$ (kW); tốc độ quay $n = 200$ (vòng/phút); vật liệu của ống và chốt là thép 35 có giới hạn chảy $\sigma_{ch} = 320$ (MPa).

Bài 7.5 Thiết kế nối trục ống dùng chốt để nối hai đầu trục của hệ dẫn động xích tải. Biết công suất cần truyền $P = 7,7$ (kW); tốc độ quay $n = 160$ (vòng/phút); vật liệu của ống và chốt là thép 45 có giới hạn chảy $\sigma_{ch} = 350$ (MPa).

Bài 7.6 Thiết kế nối trục ống dùng chốt để nối hai đầu trục của hệ dẫn động vít tải. Biết công suất cần truyền $P = 2,4$ (kW); tốc độ quay $n = 1450$ (vòng/phút); vật liệu của ống và chốt là thép 45 có giới hạn chảy $\sigma_{ch} = 350$ (MPa).

Bài 7.7 Thiết kế nối trục đĩa dùng bu lông lắp có khe hở để nối hai đầu trục của hệ dẫn động gầu tải. Biết công suất cần truyền $P = 4,7$ (kW); tốc độ $n = 230$ (vòng/phút); vật liệu của trục và bu lông là thép 45 có giới hạn chảy $\sigma_{ch} = 350$ (MPa).

Bài 7.8 Thiết kế nối trục đĩa dùng bu lông lắp không có khe hở để nối hai đầu trục của hệ dẫn động gầu tải. Biết công suất cần truyền $P = 2,3$ (kW); tốc độ $n = 1450$ (vòng/phút); vật liệu của trục và bu lông là thép 35 có giới hạn chảy $\sigma_{ch} = 310$ (MPa).

Bài 7.9 Thiết kế nối trục đĩa dùng bu lông lắp có khe hở để nối hai đầu trục của hệ dẫn động quạt gió. Biết công suất cần truyền $P = 5,2$ (kW); tốc độ $n = 1480$ (vòng/phút); vật liệu của trục và bu lông là thép các bon có giới hạn chảy $\sigma_{ch} = 300$ (MPa).

Bài 7.10 Thiết kế nối trục vòng đàn hồi để nối hai đầu trục của hệ dẫn động gầu tải. Biết công suất cần truyền $P = 1,4$ (kW); tốc độ $n = 1420$ (vòng/phút); vật liệu của trục là thép 45 có giới hạn chảy $\sigma_{ch} = 350$ (MPa).

Bài 7.11 Thiết kế nối trục vòng đàn hồi để nối hai đầu trục của hệ dẫn động máy nghiền. Biết công suất cần truyền $P = 7,9$ (kW); tốc độ $n = 1450$ (vòng/phút); vật liệu của trục là thép 35 có giới hạn chảy $\sigma_{ch} = 310$ (MPa).

Bài 7.12 Thiết kế nối trục vòng đàn hồi để nối hai đầu trục của hệ dẫn động thang máy. Biết công suất cần truyền $P = 6,4$ (kW); tốc độ $n = 1450$ (vòng/phút); vật liệu của trục là thép 45 có giới hạn chảy $\sigma_{ch} = 350$ (MPa).

Chương 8

MỐI GHÉP THEN

8.1 Công thức và số liệu tính toán

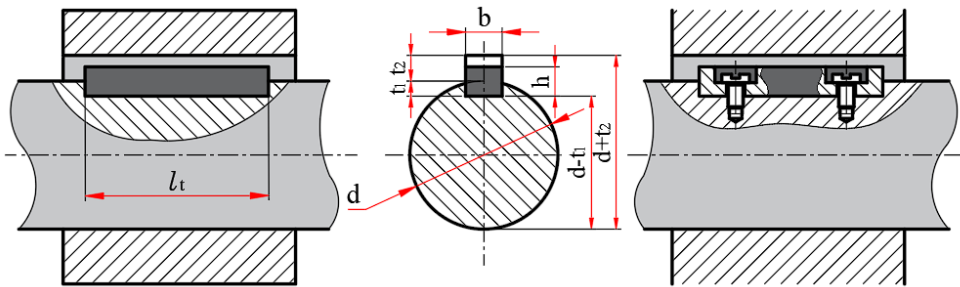
- Điều kiện bền dập của then bằng [1]:

$$\sigma_d = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_t \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_d] \quad (8.1)$$

- Điều kiện bền cắt của then bằng [1]:

$$\tau_c = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_t \cdot b} \leq [\tau_c] \quad (8.2)$$

Bảng 8.1 Các thông số của then bằng [1]



Theo TCVN 2261-77; kích thước: mm

Đường kính trục d, mm	Kích thước tiết diện then		Chiều sâu rãnh then		Bán kính góc lượn của rãnh r	
	b	h	Trên trục	Trên lỗ	Nhỏ nhất	Lớn nhất
			t ₁	t ₂		
1	2	3	4	5	6	7
6 ... 8	2	3	1,2	1		
> 8...10	3	3	1,8	1,4	0,08	0,16
> 10...12	4	4	2,5	1,8		
> 12...17	5	5	3	2,3		
> 17...22	6	6	3,5	2,8	0,16	0,25
> 22...30	8	7	4	2,8		
> 30...38	10	8	5	3,3		
> 38...44	12	8	5	3,3	0,25	0,4
> 44...50	14	9	5,5	3,8		

1	2	3	4	5	6	7
> 50...58	16	10	6	4,3		
> 58...65	19	11	7	4,4	0,25	0,4
> 65...75	20	12	7,5	4,9		
> 75...85	22	14	9	5,4		
> 85...95	25	14	9	5,4	0,4	0,6
> 95...110	28	16	10	6,4		
>	32	18	11	7,4	0,4	0,6
110...130						
>	36	20	12	8,4		
130...150						
>	40	22	13	9,4		
150...170						
>	45	25	15	10,4	0,7	1
170...200						
>	50	28	17	11,4		
200...230						
>	56	32	20	12,4		
230...260						
>	70	36	22	14,4		
260...290					1,2	1,6
>	70	36	22	14,4		
290...330						
>	80	40	25	15,4		
330...380						
>	90	45	28	17,4		
380...440					2	2,5
>	100	50	31	19,5		
440...500						

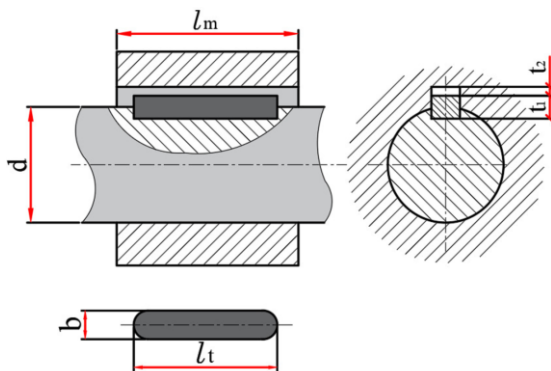
Chú thích: Chiều dài then bằng chọn theo dãy sau: 6, 8, 10, 12, 14, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500.

Trong đó, σ_d và τ_c là ứng suất dập và cắt tính toán (MPa); d là đường kính trục (mm); T là mômen xoắn cần truyền (Mmm); b, h, t_1 là các kích thước then (bảng 8.1); $[\sigma_d]$ và $[\tau_c]$ là ứng suất dập và cắt cho phép; với tải trọng tĩnh có thể lấy $[\sigma_d] = 150$ (MPa), $[\tau_c] = 60 \div 90$ (MPa); l'_t là chiều dài phần làm việc của then (mm) [1]:

$$l'_t = l_t - 2 \cdot r = l_t - b \quad (8.3)$$

8.2 Bài tập

Bài 8.1 Kiểm nghiệm bền cho mối ghép then bằng trong hình 8.1. Biết đường kính trục $d = 20$ (mm); chiều dài may $\sigma l_m = 50$ (mm); mô men xoắn cần truyền $T_1 = 22616,7$ (N.mm).



Hình 8.1

Bài giải:

Tra bảng 8.1 ta có các kích thước bề rộng và chiều cao then là: $b \times h = 6 \times 6$; Chiều sâu rãnh then trên trục: $t_1 = 3,5$; $r_{\min} = 0,16$ (mm); Chiều sâu rãnh then trên lỗ: $t_2 = 2,8$; $r_{\max} = 0,25$ (mm);

Với $l_t = (0,8 \div 0,9) \cdot l_m = (0,8 \div 0,9) \cdot 50 = (40 \div 50)$. Ta chọn bằng $l_t = 45$ (mm) nên chiều dài phần làm việc của then: $l_t = l_t - b = 39$ (mm).

Kiểm nghiệm độ bền dập của then:

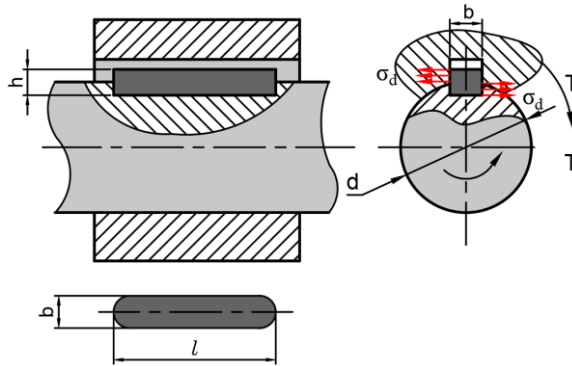
$$\sigma_d = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_t' \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 22616,7}{20 \cdot 39 \cdot (6 - 3,5)} = 22,197 < [\sigma_d] = 150 \text{ (MPa)} \quad (8.4)$$

Kiểm nghiệm độ bền cắt:

$$\tau_c = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_t' \cdot b} = \frac{2 \cdot 22616,7}{20 \cdot 3,5 \cdot 6} = 9,665 \leq [\tau_c] = 60 \text{ (MPa)} \quad (8.5)$$

Vậy then của khớp nối thỏa mãn điều kiện bền dập và điều kiện bền cắt

Bài 8.2 Xác định mô men xoắn cho phép của mối ghép then bằng hình 8.1. Biết chiều cao bề mặt dập bằng nửa chiều cao then; ứng suất cắt cho phép $[\tau_c] = 60$ (MPa); ứng suất dập cho phép $[\sigma_d] = 120$ (MPa).

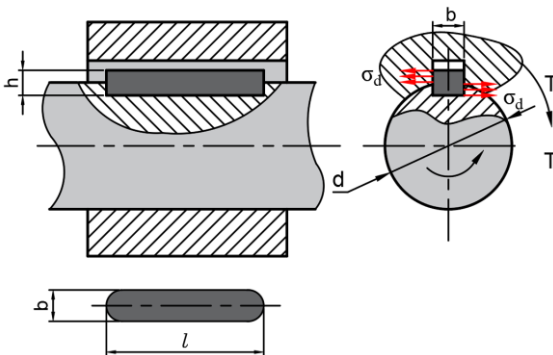


Hình 8.2

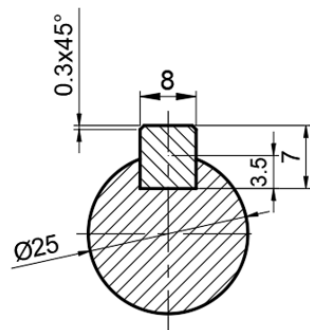
Bài 8.3 Thiết kế mối ghép then bằng dùng để ghép bánh răng với trục có đường kính $d = 50$ (mm) như trên hình 8.2. Biết vật liệu bánh răng là thép 40Cr; vật liệu then là thép C45; chiều dài mayơ $l = 70$ (mm); mô men xoắn cần truyền là 500000 (Nmm); tải trọng va đập nhẹ.

Bài 8.4 Cho mối ghép then bằng như trong bài 8.1 với mô men xoắn cần truyền bằng 1,2 lần mô men xoắn xác định được như ở bài 8.1. Kích thước của trục và mayơ không thay đổi; chiều dài then $l_{then} = 0,8 \cdot l_m$ với l_m là chiều dài mayơ. Kiểm nghiệm bền mối ghép then và nêu biện pháp xử lý nếu điều kiện bền không thỏa mãn.

Bài 8.5 Bánh răng truyền lực vòng $F_t = 4$ (KN), lắp trên trục $d = 45$ (mm) nhờ một then bằng như trên hình 8.3. Hãy xác định chiều dài cần thiết của then. Biết đường kính vòng chia của bánh răng $d_{w1} = 150$ (mm); vật liệu bánh răng là thép 45Cr; vật liệu then là thép CT6; chịu tải va đập nhẹ.



Hình 8.3



Hình 8.4

Bài 8.6 Xác định ứng suất dập đối với mối ghép then bằng (hình 8.4). Biết chiều dài tính toán của mối ghép bằng 30 (mm) và mô men xoắn cần truyền $T = 120000$ (Nmm).

Bài 8.7 Xác định giá trị mô men xoắn cho phép cho mối ghép then bằng có kích thước $24 \times 14 \times 100$ (mm^3) lắp trong mối ghép tang trống với trục. Biết vật liệu then là thép CT45; đường kính trục $d = 80$ (mm); vật liệu của trục là thép 45; vật liệu tang trống là gang; tải trọng va đập.

Bài 8.8 Mối ghép hình trụ đường kính $d = 70$ (mm) và chiều dài 95 (mm) cần phải truyền mô men xoắn cố định $T = 1030000$ (Nmm). Biết vật liệu của trục là thép 45; vật liệu may ơ là GX 28-48. Chọn và kiểm tra then bằng theo tiêu chuẩn.

Chương 9

MỐI GHÉP ĐÌNH TÁN

9.1 Công thức và số liệu tính toán

9.1.1 Điều kiện bền của đỉnh tán

- Điều kiện bền cắt của đỉnh tán được xác định theo công thức sau [8]:

$$\tau_c = \frac{4 \cdot F_i}{i \cdot \pi \cdot d^2} \leq [\tau_c] \quad (9.1)$$

Trong đó, i là số mặt cắt của đỉnh; F_i là lực tác dụng lên mỗi đỉnh (N); d là đường kính đỉnh tán (mm); $[\tau_c]$ là ứng suất cắt cho phép của đỉnh tán (MPa).

- Theo điều kiện bền cắt, đường kính đỉnh tán của mối ghép được xác định theo công thức sau:

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{max}}{\pi \cdot i \cdot [\tau_c]}} \quad (9.2)$$

Với, F_{max} là lực tác dụng lên đỉnh chịu lực lớn nhất (N).

- Điều kiện bền dập mối ghép đỉnh tán được xác định theo công thức sau [8]:

$$\sigma_d = \frac{F_i}{s_{min} \cdot d} \leq [\sigma_d] \quad (9.3)$$

Với s_{min} là chiều dày của bề mặt chịu dập nhỏ nhất (mm); $[\sigma_d]$ là ứng suất cắt cho phép của đỉnh tán (MPa).

- Theo điều kiện bền dập, đường kính đỉnh tán được xác định theo công thức sau:

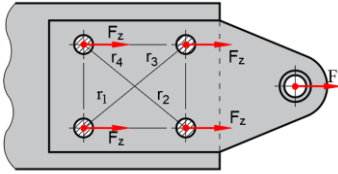
$$d \geq \frac{F_{max}}{s_{min} \cdot [\sigma_d]} \quad (9.4)$$

+) Xác định lực tác dụng lên mỗi đỉnh tán:

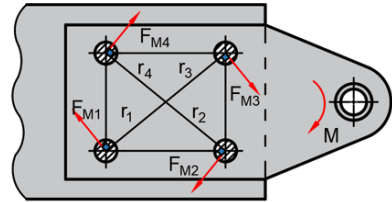
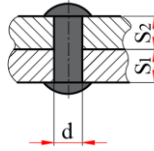
- Khi mối ghép chịu lực F đi qua trọng tâm của mối ghép (Hình 9.1): Khi này mỗi đỉnh tán chịu 1 lực \vec{F}_z như nhau; lực này có phương và chiều theo chiều của lực \vec{F} ; có trị số xác định theo:

$$F_z = F/z \quad (9.5)$$

Trong đó, z là số đỉnh tán của mỗi ghép;



Hình 9.1



Hình 9.2

- Mỗi ghép chịu mô men M nằm trong mặt phẳng tấm ghép (hình 9.2): Khi này mỗi đỉnh chịu một lực \vec{F}_{Mi} có phương vuông góc với bán kính từ trọng tâm tấm ghép đến tâm đỉnh tán; có chiều theo chiều quay của mô men M ; có trị số xác định theo:

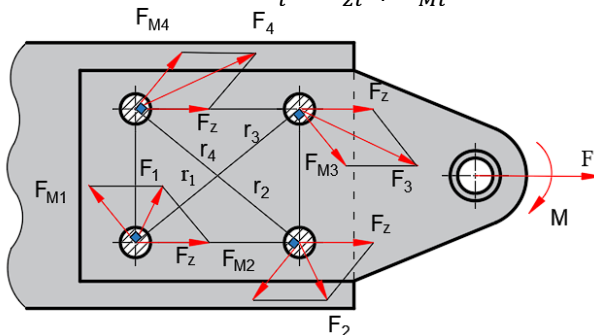
$$F_{Mi} = \frac{M \cdot r_i}{\sum r_i^2} \quad (9.6)$$

Trong đó, r_i là khoảng cách từ tâm đỉnh thứ i đến trọng tâm mỗi ghép (mm).

- Mỗi ghép chịu cả lực F và mô men M nằm trong mặt phẳng tấm ghép (hình 9.3):

- Mỗi ghép chịu cả lực F và mô men M : áp dụng nguyên lý cộng tác dụng để xác định lực tác dụng lên đỉnh tán:

$$\vec{F}_i = \vec{F}_{zi} + \vec{F}_{Mi} \quad (9.7)$$



Hình 9.3

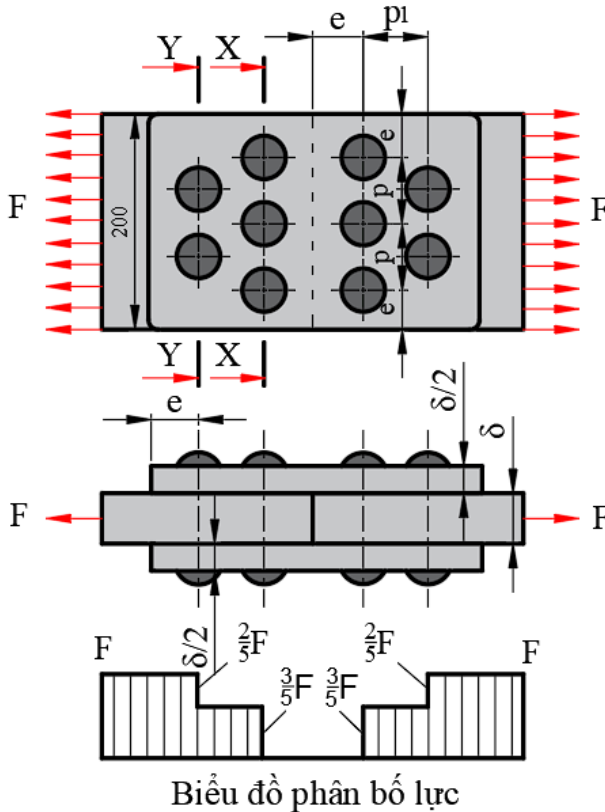
9.1.2 Điều kiện bền của tấm ghép

- Điều kiện bền kéo của tấm được xác định theo công thức:

$$\sigma_k = \frac{F_{ti}}{A} \leq [\sigma_k] \quad (9.8)$$

Trong đó, F_{ti} là lực tác dụng lên tấm ghép tại hàng đỉnh đang xét (N); A là diện tích tiết diện chịu lực của tấm ghép tại hàng đỉnh đang xét (là diện tích tấm đã trừ phần lỗ) (mm^2).

Cách xác định lực tác dụng lên tấm ghép tại hàng đinh đang xét F_{ti} : Lực tác dụng lên tấm ghép là F thì hàng đinh trước sẽ chịu tải trọng là F ; hàng đinh sau chịu lực bớt đi một lượng bằng $\frac{z_1}{z} \cdot F$ với z_1 là số đinh của hàng đinh trước. Ví dụ như trên hình 9.4.



Hình 9.4

9.2 Bài tập

9.2.1 Kiểm nghiệm cho mỗi ghép đinh tán

Bài 9.1 Cho mỗi ghép đinh tán như hình 9.5a. Biết $F = 9$ (KN); $d = 12$ (mm); $S_1 = S_2 = 8$ (mm); $a = 900$ (mm); $b = 250$ (mm); $L = a$; $[\sigma_a] = 110$ (MPa); $[\tau_c] = 90$ (MPa). Kiểm tra điều kiện bền cho mỗi ghép.

Bài giải:

- Dời lực \vec{F} về trọng tâm mỗi ghép ta được 1 mô men M và 1 lực $\vec{F}' = \vec{F}$. Ta có:

$$F' = F = 9 \text{ (kN)} = 9000 \text{ (N)} \quad (9.9)$$

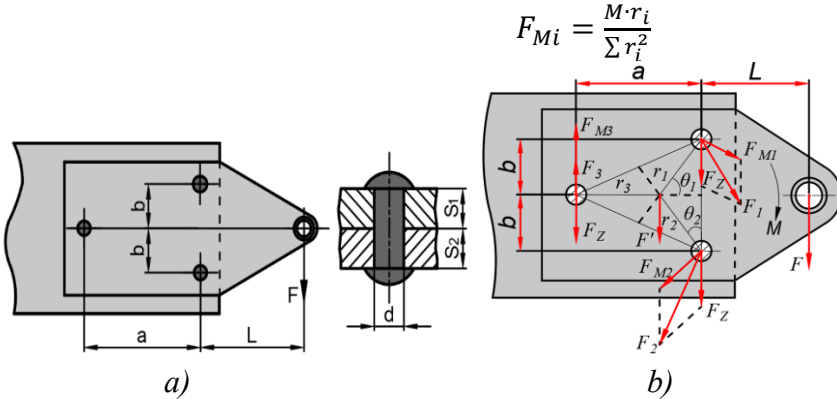
$$M = (a/3 + L) \cdot F = \left(\frac{600}{3} + 600\right) \cdot 9000 = 7200000 \text{ (Nmm)} \quad (9.10)$$

- Dưới tác dụng của lực \vec{F}' , mỗi đỉnh tán chịu 1 lực \vec{F}_Z có trị số bằng:

$$F_Z = \frac{F}{3} = \frac{9000}{3} = 3000 \text{ (N)} \quad (9.11)$$

- Dưới tác dụng của mômen M, các đỉnh chịu các lực tương ứng \vec{F}_{M1} , \vec{F}_{M2} , và \vec{F}_{M3} có trị số:

$$F_{Mi} = \frac{M \cdot r_i}{\sum r_i^2} \quad (9.12)$$



Hình 9.5

Với r_i là bán kính từ trọng tâm tấm ghép đến đỉnh tán thứ i. Ta có:

$$r_1 = r_2 = \sqrt{b^2 + \left(\frac{1}{3}a\right)^2} = \sqrt{250^2 + 300^2} = 390,5 \text{ (mm)} \quad (9.13)$$

$$r_3 = \frac{2}{3}a = 600 \text{ (mm)} \quad (9.14)$$

$$\Rightarrow \sum r_i^2 = r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 = 664980,5 \text{ (mm}^2\text{)} \quad (9.15)$$

Thay (9.13), (9.14) và (9.15) vào (9.12) ta có:

$$F_{M1} = F_{M2} = \frac{7200000 \cdot 390,5}{664980,5} = 4228,094 \text{ (N)} \quad (9.16)$$

$$F_{M3} = \frac{7200000 \cdot 600}{664980,5} = 6496,4 \text{ (N)} \quad (9.17)$$

- Từ hình 9.5b ta có hợp lực tác dụng lên các đỉnh tán:

$$F_1 = F_2 = \sqrt{F_Z^2 + F_{M1}^2 + 2 \cdot F_Z \cdot F_{M1} \cdot \cos(\vec{F}_Z, \vec{F}_{M1})} \quad (9.18)$$

$$\text{Với } \cos(\vec{F}_Z, \vec{F}_{M1}) = \frac{a}{3 \cdot r_1} = \frac{600}{3 \cdot 390,5} = 0,51256 \quad (9.19)$$

$$\Rightarrow F_1 = F_2 = 6315,04 \text{ (N)} \quad (9.20)$$

$$F_3 = F_{M3} - F_Z = 6494,6 - 3000 = 3494,4 \text{ (N)} \quad (9.21)$$

- Kiểm tra điều kiện bền cắt cho mỗi ghép theo công thức (9.1) (với $i=1$):

$$\tau_c = \frac{4 \cdot F_i}{i \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 6315,04}{1 \cdot \pi \cdot 12^2} = 55,08 < [\tau_c] = 90 \text{ (MPa)} \quad (9.22)$$

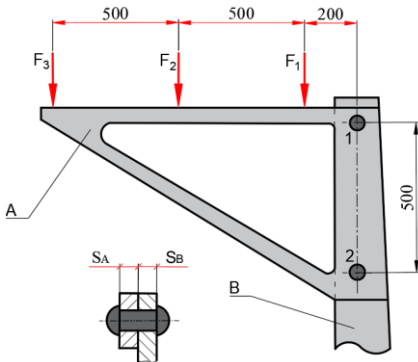
Như vậy mỗi ghép thỏa mãn điều kiện bền cắt.

- Kiểm tra điều kiện bền dập cho mỗi ghép theo công thức (9.2):

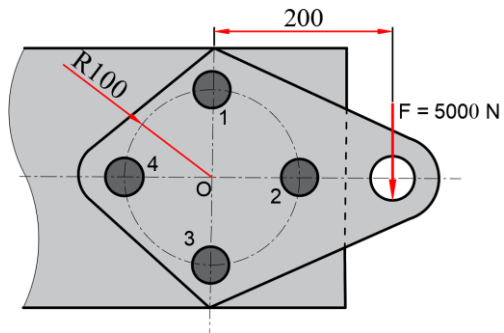
$$\sigma_d = \frac{F_i}{S_{\min} \cdot d} = \frac{6315,04}{8 \cdot 12} = 65,78 < [\sigma_d] = 110 \text{ (MPa)} \quad (9.23)$$

Như vậy mỗi ghép thỏa mãn điều kiện bền dập.

Bài 9.2 Cho mỗi ghép đỉnh tán chịu lực như hình 9.6. Kiểm nghiệm điều kiện bền cho mỗi ghép, biết $F_1 = 3$ (kN); $F_2 = 8$ (kN); $F_3 = 1,5$ (kN); đỉnh tán làm bằng thép CT3 có ứng suất dập cho phép $[\sigma_d] = 100$ (MPa); ứng suất cắt cho phép $[\tau_c] = 95$ (MPa); đường kính đỉnh $d = 10$ (mm); $S_A = 10$ (mm); $S_B = 12$ (mm).



Hình 9.6

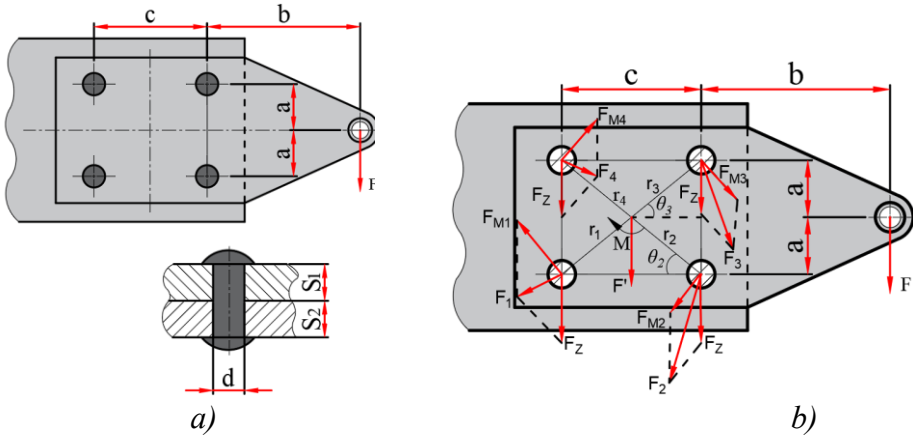


Hình 9.7

Bài 9.3 Cho mỗi ghép đỉnh tán chịu lực như hình 9.7. Biết ứng suất dập và cắt cho phép của mỗi ghép $[\sigma_d] = 75$ (MPa); $[\tau_c] = 60$ (MPa); đường kính đỉnh tán $d = 8$ (mm). Kiểm tra khả năng chịu tải của mỗi ghép.

9.2.2 Xác định đường kính đinh tán

Bài 9.4 Tính đường kính đinh tán của mỗi ghép trên hình 9.8a. Biết $F = 6500$ (N); $a=250$ (mm); $b=625$ (mm); $c=1000$ (mm); ứng suất dập và cắt cho phép của mỗi ghép $[\sigma_d] = 100$ (MPa); $[\tau_c] = 95$ (MPa); chiều dày các tấm ghép $S_1 = 12$ (mm); $S_2 = 15$ (mm).



Hình 9.8

Bài giải:

Dời lực F về trọng tâm mỗi ghép ta được một mô men M và 1 lực $\vec{F}' = \vec{F}$.

$$F' = F = 6500 \text{ (N)} \quad (9.24)$$

$$M = F \cdot (b + c/2) = 6500 \cdot (625 + 1000/2) = 7312500 \text{ (Nmm)} \quad (9.25)$$

- Dưới tác dụng của lực \vec{F}' , mỗi đinh tán chịu 1 lực \vec{F}_z có trị số bằng:

$$F_z = \frac{F}{4} = \frac{6500}{4} = 1625 \text{ (N)} \quad (9.26)$$

- Dưới tác dụng của mômen M , các đinh chịu các lực tương ứng $\vec{F}_{M1}, \vec{F}_{M2}, \vec{F}_{M3}$ và \vec{F}_{M4} có trị số:

$$F_{Mi} = \frac{M \cdot r_i}{\sum r_i^2} \quad (9.27)$$

Với r_i là bán kính từ trọng tâm tấm ghép đến đinh tán thứ i . Ta có:

$$r_1 = r_2 = r_3 = r_4 = \frac{\sqrt{c^2 + (2 \cdot a)^2}}{2} = \frac{\sqrt{1000^2 + 2 \cdot 250^2}}{2} = 559 \text{ (mm)} \quad (9.28)$$

Thay (9.13), (9.14) và (9.15) vào (9.12) ta có:

$$F_{M1} = F_{M2} = F_{M3} = F_{M4} = \frac{7312500 \cdot 559}{4 \cdot 559^2} = 3270,3 \text{ (N)} \quad (9.29)$$

- Từ hình 9.8b ta thấy hợp lực tác dụng lớn nhất lên đỉnh tán là $\vec{F}_2 = \vec{F}_3$ với trị số là:

$$F_2 = F_3 = \sqrt{F_Z^2 + F_{M3}^2 + 2 \cdot F_Z \cdot F_{M3} \cdot \cos(\vec{F}_Z, \vec{F}_{M3})} = 4778,7 \text{ (N)} \quad (9.30)$$

- Theo điều kiện bền cắt, đường kính đỉnh tán của mối ghép được xác định theo công thức (9.2):

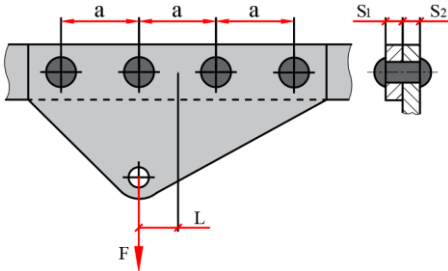
$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{max}}{\pi \cdot i \cdot [\tau_c]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4778,7}{\pi \cdot 1,95}} = 8,002 \text{ (mm)} \quad (9.31)$$

- Theo điều kiện bền dập, đường kính đỉnh tán được xác định theo công thức (9.4):

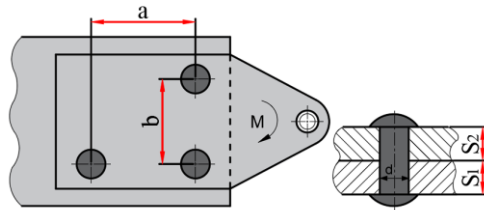
$$d \geq \frac{F_{max}}{S_{min} \cdot [\sigma_d]} = \frac{4778,7}{12 \cdot 100} = 3,98 \text{ (mm)} \quad (9.32)$$

Từ (9.31) và (9.32) ta có đường kính đỉnh tán phải chọn là $d \geq 8,002$ (mm). Do đó ta chọn $d=10$ (mm).

Bài 9.5 Cho mối ghép đỉnh tán như hình 9.9. Biết tải trọng $F=75000$ (N) không đi qua trọng tâm; $a = 100$ (mm); $L = 480$ (mm); $S_1 = S_2 = 10$ (mm); $[\sigma_d] = 105$ (MPa); $[\tau_c] = 85$ (MPa). Xác định đường kính đỉnh tán.



Hình 9.9



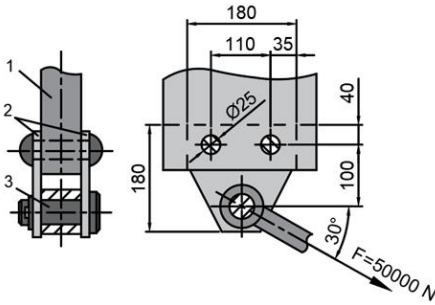
Hình 9.10

Bài 9.6 Xác định đường kính đỉnh tán cho mối ghép như hình 9.10. Biết $M=2500$ (Nm); $a=400$ (mm); $b=500$ (mm); $[\sigma_d] = 110$ (MPa); $[\tau_c] = 90$ (MPa); $S_1 = 20$ (mm); $S_2 = 22$ (mm).

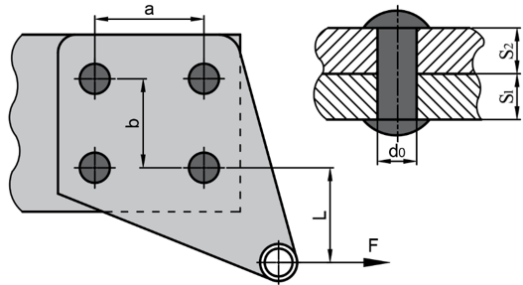
Bài 9.7 Ghép hai bản nối 2 mang bản lẻ 3 vào chi tiết 1 (hình 9.11). Biết chiều dày tấm 2 và 3 là $S_2 = 8$ (mm) và $S_3 = 20$ (mm). Ứng suất dập và cắt cho phép

của mối ghép là $[\sigma_d] = 75 \text{ (MPa)}$ và $[\tau_c] = 60 \text{ (MPa)}$. Xác định đường kính đinh tán.

Bài 9.8 Cho mối ghép đinh tán hình 9.12. Biết $F = 20000 \text{ (N)}$; $a = 300 \text{ (mm)}$; $b = 150 \text{ (mm)}$; $L = 100 \text{ (mm)}$; chiều dày các tấm ghép $S_1 = 8 \text{ (mm)}$; $S_2 = 10 \text{ (mm)}$; ứng suất cho phép là $[\sigma_d] = 110 \text{ (MPa)}$; $[\tau_c] = 80 \text{ (MPa)}$. Xác định lực tác dụng lên đinh tán chịu lực lớn nhất và đường kính của đinh tán.

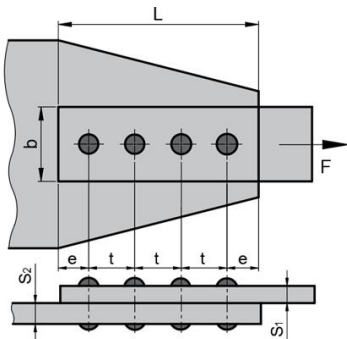


Hình 9.11

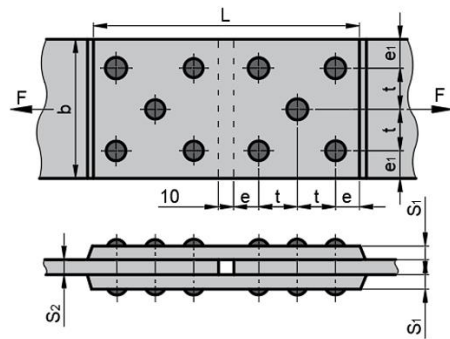


Hình 9.12

Bài 9.9 Cho mối ghép đinh tán như hình 9.13. Biết mỗi ghép có z đinh được xếp dọc theo chiều lực tác dụng; $F = 230000 \text{ (N)}$; $S_1 = 10 \text{ (mm)}$; $S_2 = 10 \text{ (mm)}$; vật liệu tấm có $[\sigma_{kt}] = 160 \text{ (MPa)}$; vật liệu đinh tán CT2 có $[\sigma_d] = 280 \text{ (MPa)}$ và $[\tau_c] = 140 \text{ (MPa)}$. Xác định đường kính đinh tán, số đinh tán z cần thiết và các kích thước b và L của mối ghép.



Hình 9.13

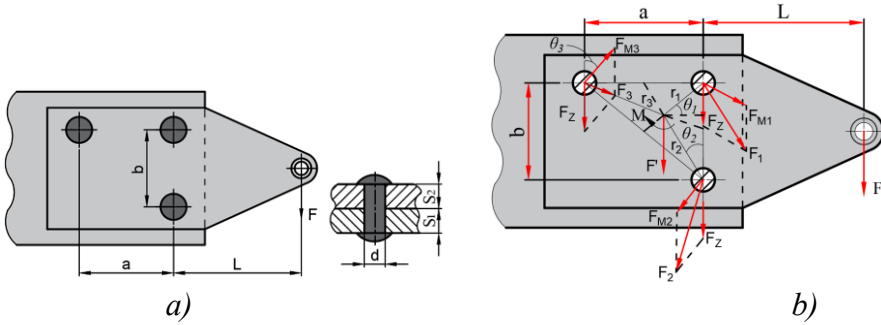


Hình 9.14

Bài 9.10 Cho mối ghép đinh tán chịu lực như hình 9.14. Biết tải trọng $F = 320 \text{ (kN)}$; vật liệu của tấm có $[\sigma_{kt}] = 160 \text{ (MPa)}$; vật liệu của đinh tán có $[\sigma_d] = 280 \text{ (MPa)}$; $[\tau_c] = 140 \text{ (MPa)}$; $S_1 = 10 \text{ (mm)}$; $S_2 = 12 \text{ (mm)}$; $b = 260 \text{ (mm)}$. Xác định đường kính đinh tán, số đinh tán và các kích thước của mối ghép.

9.2.3 Xác định tải trọng cho phép của mối ghép đinh tán

Bài 9.11 Xác định tải trọng F lớn nhất mà mối ghép đinh tán hình 9.15a có thể chịu được. Biết $d = 10$ (mm); $b = 300$ (mm); $a = 600$ (mm); $L = 600$ (mm); ứng suất dập cho phép của mối ghép $[\sigma_d] = 120$ (MPa); ứng suất cắt cho phép của đinh tán $[\tau_c] = 90$ (MPa); chiều dày các tấm ghép $S_1 = 10$ (mm); $S_2 = 15$ (mm).



Hình 9.15

Bài giải:

- Dời lực \vec{F} về trọng tâm mối ghép ta được 1 mô men M và 1 lực $\vec{F}' = \vec{F}$. Ta có:

$$M = (a/3 + L) \cdot F = \left(\frac{600}{3} + 600\right) \cdot F = 800 \cdot F \text{ (Nmm)} \quad (9.33)$$

- Dưới tác dụng của lực \vec{F}' , mỗi đinh tán chịu 1 lực \vec{F}_Z có trị số bằng:

$$F_Z = F/3(N) \quad (9.34)$$

- Dưới tác dụng của mômen M , các đinh chịu các lực \vec{F}_{M1} , \vec{F}_{M2} , và \vec{F}_{M3} có trị số:

$$F_{Mi} = \frac{M \cdot r_i}{\sum r_i^2} \quad (9.35)$$

Với r_i là bán kính từ trọng tâm tấm ghép đến đinh tán thứ i . Ta có:

$$r_1 = \frac{1}{3} \cdot \sqrt{a^2 + b^2} = \frac{1}{3} \cdot \sqrt{600^2 + 300^2} = 223,6 \text{ (mm)} \quad (9.36)$$

$$r_2 = \sqrt{\left(\frac{1}{3}a\right)^2 + \left(\frac{2}{3}b\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{1}{3}600\right)^2 + \left(\frac{2}{3}300\right)^2} = 82,843 \text{ (mm)} \quad (9.37)$$

$$r_3 = \sqrt{\left(\frac{2}{3}a\right)^2 + \left(\frac{1}{3}b\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{2}{3}600\right)^2 + \left(\frac{1}{3}300\right)^2} = 12,31 \text{ (mm)} \quad (9.38)$$

$$\sum r_i^2 = r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 = 223,6^2 + 82,843^2 + 12,31^2 = 299996,66 \text{ (mm}^2\text{)} \quad (9.39)$$

Thay các giá trị r_i ở trên vào (9.35) ta được:

$$F_{M1} = \frac{800 \cdot F \cdot 223,6}{299996,66} = 0,596 \cdot F \text{ (N)} \quad (9.40)$$

$$F_{M2} = \frac{800 \cdot F \cdot 82,843}{299996,66} = 0,754 \cdot F \text{ (N)} \quad (9.41)$$

$$F_{M3} = \frac{800 \cdot F \cdot 12,31}{299996,66} = 1,1 \cdot F \text{ (N)} \quad (9.42)$$

- Từ hình 9.11b ta có lực tổng hợp tác dụng lên các đỉnh tán:

$$F_1 = \sqrt{F_Z^2 + F_{M1}^2 + 2 \cdot F_Z \cdot F_{M1} \cdot \cos(\vec{F}_Z, \vec{F}_{M1})} \quad (9.43)$$

$$F_1 = \sqrt{\left(\frac{1}{3}F\right)^2 + (0,596 \cdot F)^2 + 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot F \cdot 0,596 \cdot F \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot a/r_1\right)} = 0,77 \cdot F \quad (9.44)$$

$$F_2 = \sqrt{F_Z^2 + F_{M2}^2 + 2 \cdot F_Z \cdot F_{M2} \cdot \cos(\vec{F}_Z, \vec{F}_{M2})} \quad (9.45)$$

$$F_2 = \sqrt{\left(\frac{1}{3}F\right)^2 + (0,754 \cdot F)^2 + 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot F \cdot 0,754 \cdot F \cdot 200/282,843} = 0,894 \cdot F \quad (9.46)$$

$$F_3 = \sqrt{F_Z^2 + F_{M3}^2 + 2 \cdot F_Z \cdot F_{M3} \cdot \cos(\vec{F}_Z, \vec{F}_{M3})} \quad (9.47)$$

$$F_3 = \sqrt{\left(\frac{1}{3}F\right)^2 + (1,1 \cdot F)^2 + 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot F \cdot 1,1 \cdot F \cdot 400/412,31} = 1,352 \cdot F \quad (9.48)$$

Từ các kết quả trên ta có:

$$F_{max} = \max(F_1, F_2, F_3) = \max(0,77 \cdot F; 0,894 \cdot F; 1,352 \cdot F) = 1,352 \cdot F \quad (9.49)$$

- Từ điều kiện bền cắt của đỉnh tán (công thức 9.1), với $i=1$, ta có:

$$\tau_c = \frac{4 \cdot F_i}{i \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 1,352 \cdot F}{i \cdot \pi \cdot d^2} \leq [\tau_c] \quad (9.50)$$

$$\Rightarrow F \leq \frac{\pi \cdot d^2 \cdot [\tau_c]}{4 \cdot 1,352} = \frac{\pi \cdot 10^2 \cdot 90}{4 \cdot 1,352} = 5225,59 \text{ (N)} \quad (9.51)$$

- Từ điều kiện bền dập mối ghép đỉnh tán (công thức 9.3) ta có:

$$\sigma_d = \frac{F_{max}}{S_{min} \cdot d} = \frac{1,352 \cdot F}{S_{min} \cdot d} \leq [\sigma_d] \quad (9.52)$$

$$F \leq \frac{S_{min} \cdot d \cdot [\sigma_d]}{1,352} \quad (9.53)$$

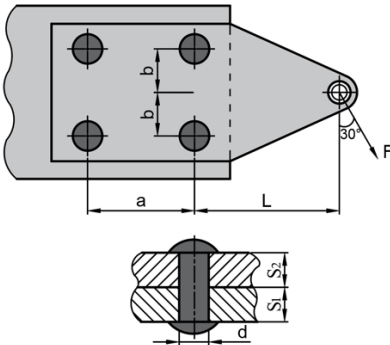
Trong đó,

$$S_{min} = \min(S_1, S_2) = \min(10, 15) = 10 \text{ (mm)} \quad (9.54)$$

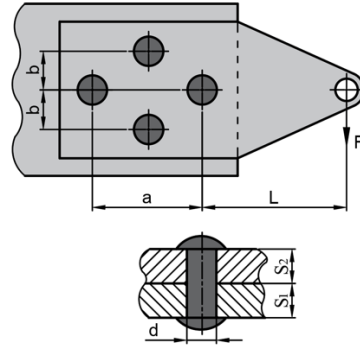
Thay (9.54) và các giá trị đã biết vào (9.53) ta có:

$$F \leq \frac{10 \cdot 10 \cdot 120}{1,352} = 8875,74 \text{ (N)} \quad (9.55)$$

Từ (9.51) và (9.55) ta có $[F] = 5225,59 \text{ (N)}$.



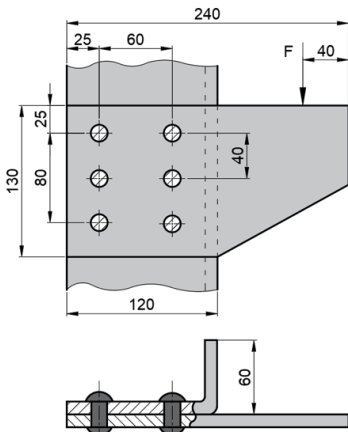
Hình 9.16



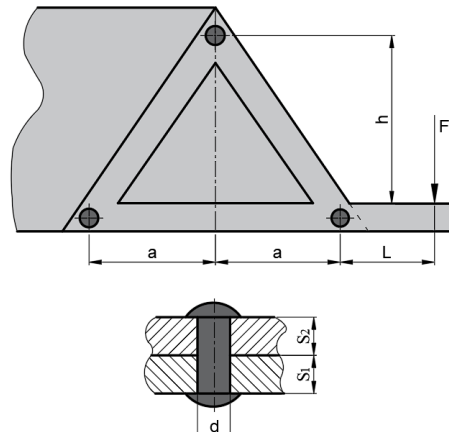
Hình 9.17

Bài 9.12 Cho mỗi ghép đinh tán như hình 9.16. Biết $b = 200 \text{ (mm)}$; $L = 600 \text{ (mm)}$; $S_1 = 12 \text{ (mm)}$; $S_2 = 10 \text{ (mm)}$; $[\sigma_d] = 120 \text{ (MPa)}$; $[\tau_c] = 95 \text{ (MPa)}$. Xác định tải trọng cho phép của mỗi ghép.

Bài 9.13 Cho mỗi ghép đinh tán như hình 9.17. Biết $d=12 \text{ (mm)}$; $a=500 \text{ (mm)}$; $L=550 \text{ (mm)}$; $b=250 \text{ (mm)}$; $S_1 = 8 \text{ (mm)}$; $S_2 = 10 \text{ (mm)}$; ứng suất cho phép $[\sigma_d] = 100 \text{ (MPa)}$ và $[\tau_c] = 90 \text{ (MPa)}$. Xác định lực tác dụng lên đinh tán chịu lực lớn nhất và tải trọng cho phép của mỗi ghép.



Hình 9.18



Hình 9.19

Bài 9.14 Cho mối ghép đinh tán như hình 9.18. Biết đường kính đinh tán $d=12$ (mm); $[\sigma_d] = 100$ (MPa); $[\tau_c] = 75$ (MPa); chiều dày tấm ghép $S_1 = 10$ (mm); $S_2 = 10$ (mm). Xác định tải trọng cho phép của mối ghép.

Bài 9.15 Xác định tải trọng cho phép của mối ghép đinh tán hình 9.19. Biết $d = 12$ (mm); $a=350$ (mm); $L =175$ (mm); $h =700$ (mm); $S_1 = 20$ (mm); $S_2 = 20$ (mm); $[\sigma_d] = 120$ (MPa); $[\tau_c] = 80$ (MPa).

Chương 10 MỐI GHÉP REN

10.1 Công thức và số liệu tính toán

- Điều kiện bền kéo của bu lông lắp lỏng, chịu lực dọc trục [8] :

$$\sigma_k = \frac{4 \cdot F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_k] \quad (10.1)$$

Trong đó, F là lực tác dụng dọc trục bu lông (N); d_1 là đường kính chân ren của bu lông (mm); $[\sigma_k]$ là ứng suất kéo cho phép của bu lông (MPa).

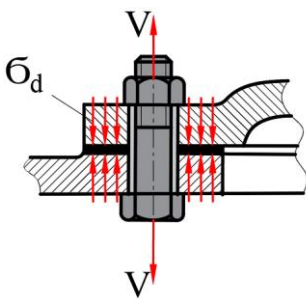
- Điều kiện bền mối ghép bu lông xiết chặt không chịu lực ngoài (hình 10.1) [8]:

$$\sigma_{td} \approx 1,3 \cdot \sigma_k = \frac{1,3 \cdot 4 \cdot V}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_k] \quad (10.2)$$

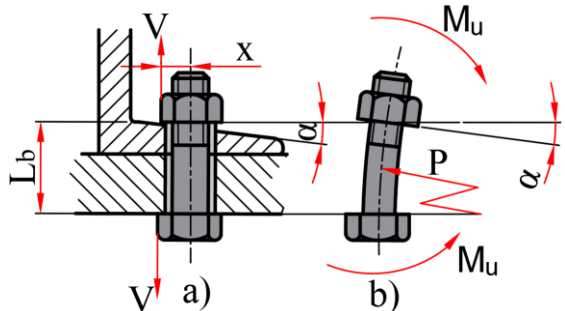
- Điều kiện bền khi bu lông chịu lực lệch tâm (hình 10.2) :

$$\sigma_{td} = \sigma_{ktd} + \sigma_u \approx \frac{1,3 \cdot 4 \cdot V}{\pi d_1^2} + \frac{32 \cdot V}{\pi d_1^2} = \frac{9,3 \cdot 4 \cdot V}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_k] \quad (10.3)$$

Với V là lực xiết bu lông (N).



Hình 10.1



Hình 10.2

- Bu lông xiết chặt chịu lực ngoài đi qua trọng tâm tấm ghép (hình 10.3):

- Mỗi bu lông sẽ chịu một lực F_z có trị số xác định theo:

$$F_z = \frac{F}{z} \quad (10.4)$$

- Khi bu lông lắp có khe hở, điều kiện bền của bu lông như sau:

$$\sigma_{td} \approx 1,3 \cdot \sigma_k = \frac{1,3 \cdot 4 \cdot V}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_k] \quad (10.5)$$

Trong đó, f là hệ số ma sát; với các tấm thép hoặc gang có thể lấy $f = 0,15 \div 0,20$; s là hệ số an toàn, thường lấy $s = 1,3 \div 1,5$; i là số bề mặt tiếp xúc giữa các tấm ghép; V là lực xiết đai ốc tác dụng lên bulông (N):

$$V = \frac{s \cdot F_z}{i \cdot f} \quad (10.6)$$

- Khi bu lông lắp không có khe hở, bu lông được tính theo điều kiện bền cắt và bền dập:

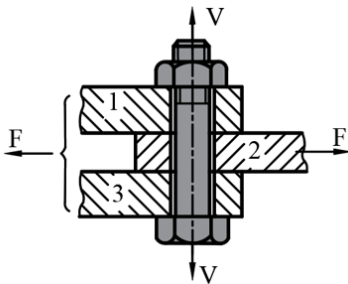
+) Điều kiện bền cắt:

$$\tau_c = \frac{4 \cdot F_z}{\pi d_0^2 \cdot i} \leq [\tau_c] \quad (10.7)$$

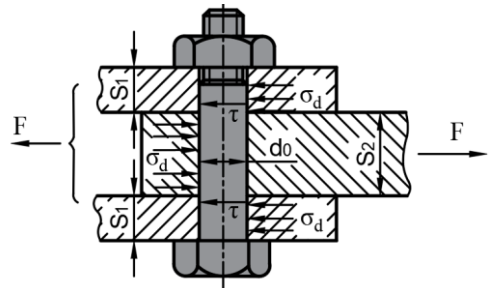
+) Điều kiện bền dập:

$$\sigma_d = \frac{F_z}{S_{min} \cdot d_0} \leq [\sigma_d] \quad (10.8)$$

Trong các công thức trên, d_0 là đường kính thân bu lông (mm); i là số bề mặt chịu cắt của thân bu lông (ví dụ trên hình 10.4 có $i = 2$); $[\tau_c]$ là ứng suất cắt cho phép của thân bu lông (MPa). S_{min} là trị số nhỏ trong hai trị số $S_1 + S'_1$ và S_2 (nếu vật liệu các tấm giống nhau); $[\sigma_d]$ là ứng suất dập cho phép của mối ghép bu lông (MPa).



Hình 10.3: Bu lông lắp có khe hở



Hình 10.4: Bu lông lắp không khe hở

- Bu lông chịu mô men M nằm trong mặt phẳng tấm ghép:

+) Khi bu lông lắp có khe hở, điều kiện bền của bu lông như sau [8]:

$$\sigma_{td} \approx 1,3 \cdot \sigma_k = \frac{1,3 \cdot 4 \cdot V}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_k] \quad (10.9)$$

Với V là lực xiết cần thiết của đai ốc, xác định như sau: Coi hợp lực ma sát sinh ra do xiết bu lông tập trung tại tâm bu lông, lực xiết V khi này được xác định theo [8]:

$$V = \frac{s \cdot M}{f \cdot \sum_k r_i \cdot z_i} \quad (10.10)$$

Trong đó, f là hệ số ma sát; $s = 1,5 \div 2,5$ là hệ số an toàn;

- Khi bu lông lắp không có khe hở, bu lông được tính theo điều kiện bền cắt và dập:

+) Điều kiện bền cắt [8]:

$$\tau_c = \frac{4 \cdot F_{max}}{\pi d_0^2 \cdot i} \leq [\tau_c] \quad (10.11)$$

+) Điều kiện bền dập [8]:

$$\sigma_d = \frac{F_{max}}{s_{min} \cdot d_0} \leq [\sigma_d] \quad (10.12)$$

Trong đó, F_{max} là lực tác dụng lên bu lông chịu lực lớn nhất (N), được xác định theo:

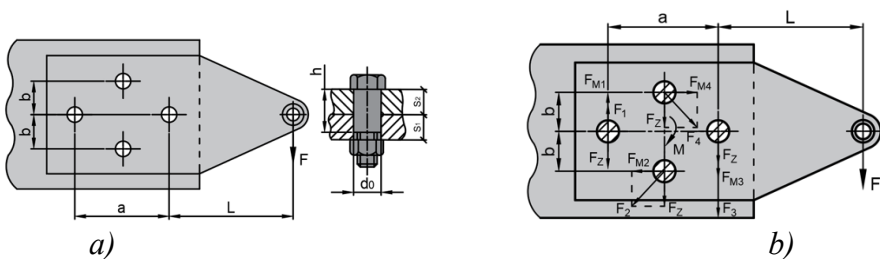
$$F_{max} = \frac{M \cdot r_{max}}{\sum_k r_i \cdot z_i^2} \quad (10.13)$$

- Chịu đồng thời cả lực và mô men nằm trong mặt phẳng tấm ghép:

Trường hợp này, áp dụng nguyên lý cộng tác dụng để xác định lực tác dụng lên bu lông chịu tải lớn nhất F_{max} và dùng lực này để tính bền cho thân bu lông.

10.2 Bài tập

10.2.1 Kiểm nghiệm cho môi ghép ren



Hình 10.7

Bài 10.1 Kiểm tra bền cho môi ghép bu lông không có khe hở trên hình 10.7a. Biết $F = 10000$ (N); $d_0 = 14$ (mm); $a = 300$ (mm); $b = 210$ (mm); $L = 450$ (mm); $h = 34$ (mm); $S_1 = 20$ (mm); $S_2 = 18$ (mm); ứng suất cho phép $[\sigma_d] = 115$ (MPa); $[\tau_c] = 95$ (MPa).

Bài giải:

- Rời lực \vec{F} về trọng tâm mỗi ghép ta được 1 mô men M và 1 lực $\vec{F}' = \vec{F}$. Ta có:

$$F' = F = 10000 \text{ (N)} \quad (10.14)$$

$$M = (a/2 + L) \cdot F = \left(\frac{300}{2} + 450\right) \cdot 10000 = 6000000 \text{ (Nmm)} \quad (10.15)$$

- Dưới tác dụng của lực \vec{F}' , mỗi bu lông chịu 1 lực \vec{F}_z có trị số bằng:

$$F_z = \frac{F}{4} = \frac{10000}{4} = 2500 \text{ (N)} \quad (10.16)$$

- Dưới tác dụng của mômen M, các bu lông chịu các lực tương ứng \vec{F}_{M1} , \vec{F}_{M2} , \vec{F}_{M3} và \vec{F}_{M4} có trị số:

$$F_{Mi} = \frac{M \cdot r_i}{\sum r_i^2} \quad (10.17)$$

Với r_i là bán kính từ trọng tâm tâm ghép đến tâm bu lông thứ i. Ta có:

$$r_1 = r_3 = a/2 = 300/2 = 150 \text{ (mm)} \quad (10.18)$$

$$r_2 = r_4 = b = 210 \text{ (mm)} \quad (10.19)$$

$$\Rightarrow \sum r_i^2 = r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 + r_4^2 = 133200 \text{ (mm}^2\text{)} \quad (10.20)$$

Thay (10.18), (10.19) và (10.20) vào (10.17) ta có:

$$F_{M1} = F_{M3} = \frac{6000000 \cdot 150}{133200} = 6756,8 \text{ (N)} \quad (10.21)$$

$$F_{M2} = F_{M4} = \frac{6000000 \cdot 210}{133200} = 9459,5 \text{ (N)} \quad (10.22)$$

- Từ hình 10.7 dễ thấy rằng lực tác dụng lên bu lông chịu lực lớn nhất là một trong 2 lực \vec{F}_2 hoặc \vec{F}_3 . Ta có:

$$F_2 = F_4 = \sqrt{F_z^2 + F_{M2}^2} = \sqrt{2500^2 + 9459,5^2} = 9784,3 \text{ (N)} \quad (10.23)$$

$$F_3 = F_{M3} + F_z = 6756,8 + 2500 = 9256,8 \text{ (N)} \quad (10.24)$$

Từ (10.24) và (10.25) ta có $F_{max} = F_2 = 9784,3 \text{ (N)}$.

- Kiểm tra điều kiện bền cắt cho mỗi ghép theo công thức (10.11) (với $i=1$) ta có:

$$\tau_c = \frac{4 \cdot F_{max}}{\pi d_0^2 \cdot i} = \frac{4 \cdot 9784,3}{\pi \cdot 14^2 \cdot 1} = 63,56 < [\tau_c] = 95 \text{ (MPa)} \quad (10.25)$$

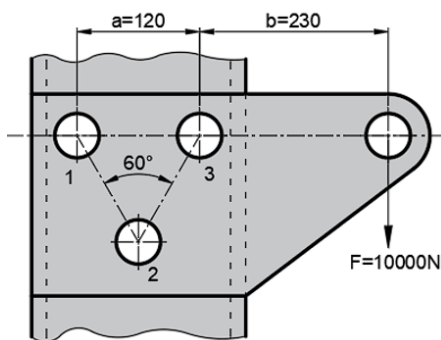
Như vậy mỗi ghép thỏa mãn điều kiện bền cắt.

- Kiểm tra điều kiện bền dập cho mỗi ghép theo công thức (10.12) ta có:

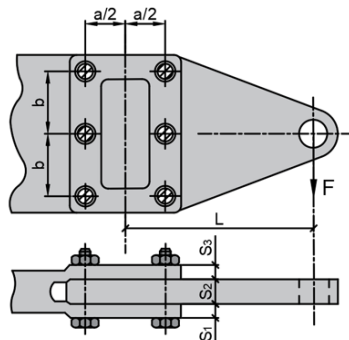
$$\sigma_d = \frac{F_{max}}{S_{min} \cdot d_0} = \frac{7565,2}{14 \cdot 14} = 49,9 < [\sigma_d]_{1105} \text{ (MPa)} \quad (10.26)$$

Với $S_{min} = \min(S_1; h - S_1) = \min(20; 34 - 20) = 14 \text{ (mm)}$.

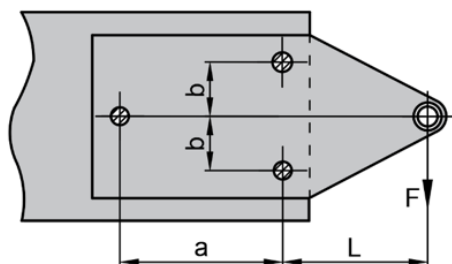
Như vậy mỗi ghép thỏa mãn điều kiện bền dập.



Hình 10.8



Hình 10.9



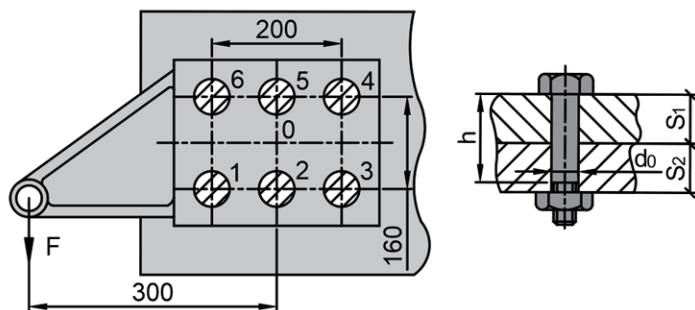
Hình 10.10

Bài 10.2 Một giá đỡ chịu tác dụng tải trọng $F = 10000 \text{ (N)}$ được giữ chặt bằng nhóm 3 bu lông lắp có khe hở như hình 10.8. Kiểm tra bền cho mỗi ghép khi sử dụng bu lông M20.

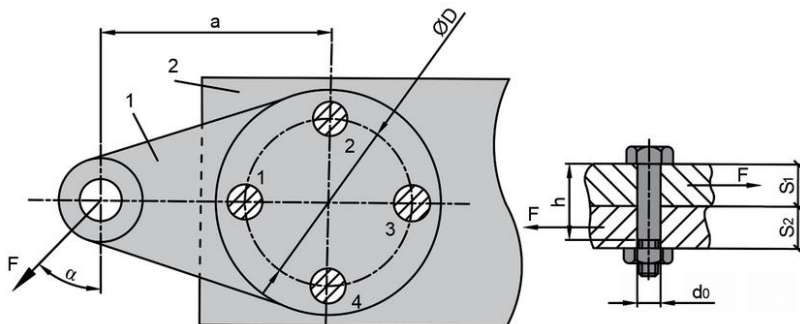
Bài 10.3 Kiểm tra sức bền cho mỗi ghép bu lông lắp có khe hở hình 10.9. Biết $F = 8000 \text{ (N)}$; bu lông M22; $a = 120 \text{ (mm)}$; $L = 600 \text{ (mm)}$; $b = 120 \text{ (mm)}$; hệ số ma sát $f = 0,15$; hệ số an toàn $k = 1,5$; ứng suất cho phép của bu lông $[\sigma_k] = 120 \text{ (MPa)}$.

Bài 10.4 Kiểm nghiệm bền cho mỗi ghép bu lông không có khe hở hình 10.10. Biết $F = 10000 \text{ (N)}$; $d_0 = 14 \text{ (mm)}$; $a = 300 \text{ (mm)}$; $b = 210 \text{ (mm)}$; $L = 450 \text{ (mm)}$; $h = 34 \text{ (mm)}$; $S_1 = 20 \text{ (mm)}$; $S_2 = 18 \text{ (mm)}$; ứng suất cho phép $[\sigma_d] = 115 \text{ (MPa)}$; $[\tau_c] = 95 \text{ (MPa)}$.

Bài 10.5 Một thanh ngang chịu tải trọng tĩnh $F=12000$ (N) được giữ chặt bằng 6 bu lông như hình 10.11. Biết vật liệu bu lông là thép CT3 có $\sigma_{ch}=200$ (MPa); hệ số an toàn của vật liệu bu lông $[s]=3$; hệ số an toàn của mỗi ghép $k=1,3$; hệ số ma sát giữa các tấm ghép $f=0,15$; chiều dày tấm ghép $S_1 = 18$ (mm); $S_2 = 20$ (mm); $h= 34$ (mm). Kiểm tra bền cho mỗi ghép trong trường hợp mỗi ghép có khe hở với bu lông M45 và kiểm tra bền cho mỗi ghép trong trường hợp mỗi ghép không có khe hở với bu lông M42.



Hình 10.11



Hình 10.12

Bài 10.6 Cho tấm 1 chịu tác dụng lực $F = 12000$ (N) được giữ bởi nhóm 4 bu lông với thanh ngang 2 như hình 10.12. Biết mỗi ghép dùng bu lông M32 lắp không có khe hở; ứng suất cho phép của vật liệu bu lông $[\sigma_k] = 120$ (MPa); $[\tau_c] = 100$ (MPa); ứng suất dập cho phép $[\sigma_d] = 140$ (MPa); hệ số ma sát $f=0,25$; hệ số an toàn $k=1,4$; $a=500$ (mm); $D= 250$ (mm), $\alpha = 30^0$; $S_1 = S_2 = 15$ (mm); $h = 26$ (mm); $d_0 = d$. Kiểm tra bền cho mỗi ghép.

10.2.2 Xác định đường kính bu lông

Bài 10.7 Tính đường kính của bu lông trong mỗi ghép có khe hở hình 10.13a. Biết $L = 300$ (mm); $a=250$ (mm); $b = 150$ (mm); $F = 10000$ (N); hệ số ma sát f

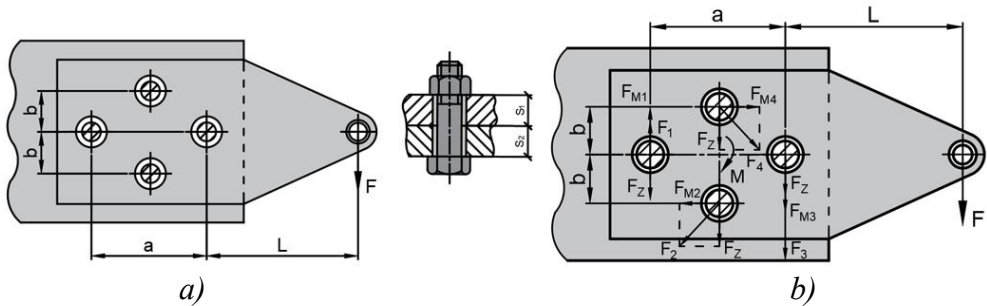
= 0,15; hệ số an toàn $k = 1,6$; ứng suất kéo cho phép của bu lông $[\sigma]_k = 110$ (MPa).

Bài giải:

- Rời lực \vec{F} về trọng tâm mỗi ghép ta được 1 mô men M và 1 lực $\vec{F}' = \vec{F}$. Ta có:

$$F' = F = 10000 \text{ (N)} \quad (10.27)$$

$$M = (a/2 + L) \cdot F = \left(\frac{250}{2} + 300\right) \cdot 10000 = 4250000 \text{ (Nmm)} \quad (10.28)$$



Hình 10.13

- Dưới tác dụng của lực \vec{F}' , mỗi bu lông chịu 1 lực \vec{F}_Z có trị số bằng:

$$F_Z = \frac{F}{4} = \frac{10000}{4} = 2500 \text{ (N)} \quad (10.29)$$

- Dưới tác dụng của mômen M , các bu lông chịu các lực \vec{F}_{M1} , \vec{F}_{M2} , \vec{F}_{M3} và \vec{F}_{M4} có trị số:

$$F_{Mi} = \frac{M \cdot r_i}{\sum r_i^2} \quad (10.30)$$

Với r_i là bán kính từ trọng tâm tâm ghép đến tâm bu lông thứ i . Ta có:

$$r_1 = r_3 = a/2 = 250/2 = 125 \text{ (mm)} \quad (10.31)$$

$$r_2 = r_4 = b = 150 \text{ (mm)} \quad (10.32)$$

$$\Rightarrow \sum r_i^2 = r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 + r_4^2 = 76250 \text{ (mm}^2\text{)} \quad (10.33)$$

Thay (10.31), (10.32) và (10.33) vào (10.30) ta có:

$$F_{M1} = F_{M3} = \frac{4250000 \cdot 125}{76250} = 6967,2(N) \quad (10.34)$$

$$F_{M2} = F_{M4} = \frac{4250000 \cdot 150}{76250} = 8360,7(N) \quad (10.35)$$

- Từ hình 10.13 dễ thấy rằng lực tác dụng lên bu lông chịu lực lớn nhất là một trong 2 lực \vec{F}_2 hoặc \vec{F}_3 . Ta có:

$$F_2 = F_4 = \sqrt{F_Z^2 + F_{M2}^2} = \sqrt{2500^2 + 8360,7^2} = 8726,5(N) \quad (10.36)$$

$$F_3 = F_{M3} + F_Z = 6967,2 + 2500 = 9467,2(N) \quad (10.37)$$

Từ (10.36) và (10.37) ta có $F_{max} = F_3 = 9467,2(N)$.

Từ điều kiện bền kéo của bu lông:

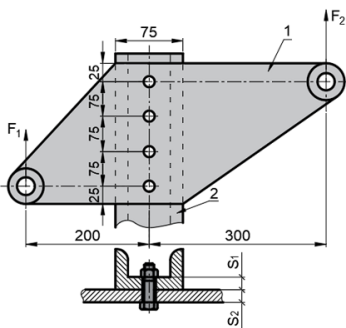
$$\sigma_k = \frac{1,3.4.V}{\pi.d_1^2} \leq [\sigma_k] \quad (10.38)$$

Trong đó, V là lực xiết bu lông (N), xác định theo công thức:

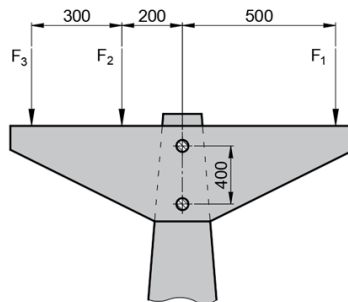
$$V = \frac{k \cdot F_{max}}{i \cdot f} \quad (10.39)$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3.4.V}{\pi.[\sigma_k]}} = \sqrt{\frac{1,3.4}{\pi.[\sigma_k]} \cdot \frac{k \cdot F_{max}}{i \cdot f}} = \sqrt{\frac{1,3.4}{\pi \cdot 110} \cdot \frac{1,6 \cdot 9467,2}{1 \cdot 0,15}} = 38,98(mm) \quad (10.40)$$

Từ (10.40) ta chọn bu lông có đường kính chân ren $d_1 = 40(mm)$.



Hình 10.14



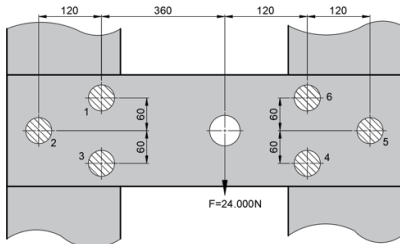
Hình 10.15

Bài 10.8 Giá đỡ 1 chịu tải tĩnh với các lực tác dụng $F_1=3000(N)$, $F_2=6000(N)$ và được giữ trên cột thép chữ U 2 bằng bốn bu lông (hình 10.14). Biết các bu lông có các ứng suất cho phép $[\sigma_k] = 100(MPa)$ và $[\tau_c] = 120(MPa)$; ứng suất dập cho phép $[\sigma_d] = 240(MPa)$; thanh thép chữ U có chiều dày $s_1 = 20(mm)$; giá đỡ 1 có

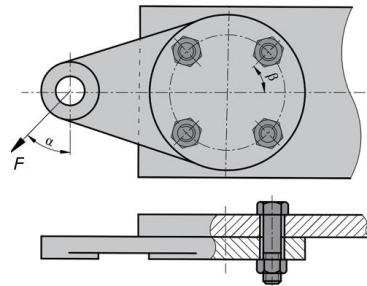
chiều dày 18 (mm); hệ số ma sát giữa các tấm ghép $f=0,3$; hệ số an toàn $k=1,4$. Xác định đường kính bu lông của mỗi ghép khi lắp có và không có khe hở.

Bài 10.9 Giá đỡ chịu lực như hình 10.15. Biết bu lông làm bằng thép CT3 có ứng suất kéo cho phép $[\sigma_k] = 100$ (MPa); ứng suất cắt cho phép $[\tau_c] = 120$ (MPa); ứng suất dập cho phép $[\sigma_d] = 240$ (MPa); hệ số ma sát giữa các tấm ghép $f = 0,2$; hệ số an toàn $k = 1,5$; chiều dày tấm 22 (mm). Các lực tác dụng gồm $F_1 = 6000$ (N); $F_2 = F_3 = 3000$ (N). Xác định đường kính bu lông của mỗi ghép khi lắp có và không có khe hở.

Bài 10.10 Một thanh ngang chịu tác dụng của tải trọng $F = 24000$ (N) được giữ chặt bằng nhóm 6 bu lông như hình 10.16. Vật liệu bu lông là thép CT20 có giới hạn bền kéo cho phép $[\sigma_{ch}] = 240$ (MPa). Hệ số ma sát giữa các tấm thép $f = 0,15$; hệ số an toàn $k = 1,2$. Xác định đường kính bu lông của mỗi ghép khi lắp có và không có khe hở.



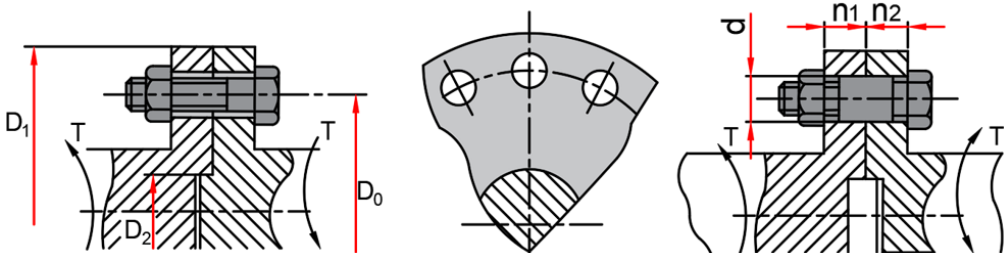
Hình 10.16



Hình 10.17

Bài 10.11 Cho mỗi ghép bu lông có khe hở như hình 10.17. Biết $F = 16000$ (N); $[\tau_c] = 90$ (MPa); $[\sigma_d] = 120$ (MPa); $a = 500$ (mm); $\alpha = 45^\circ$; $s_1 = 0,8 \cdot s_2 = 16$ (mm); $h = 32$ (mm); $\beta = 45^\circ$. Xác định đường kính bu lông của mỗi ghép.

Bài 10.12 Một nối trục đĩa sử dụng 6 bu lông như hình 10.18. Biết công suất cần truyền $P=50$ (kW); số vòng quay nối trục $n=1000$ (vòng/phút); $D_0 = 250$ (mm); $D_1 = 300$ (mm); $D_2 = 200$ (mm); hệ số ma sát giữa hai đĩa $f=0,2$; tải trọng không đổi; giới hạn chảy của vật liệu bu lông $[\sigma_{ch}] = 240$ (MPa); hệ số an toàn của vật liệu bu lông $[s] = 3$; hệ số an toàn của mỗi ghép $k = 1,3$; chiều dày 2 đĩa $h_1 = h_2 = 20$ (mm). Xác định đường kính bu lông khi lắp có và không có khe hở.



Điểm lên trong 110 để làm hình 10.18 về trong 119.

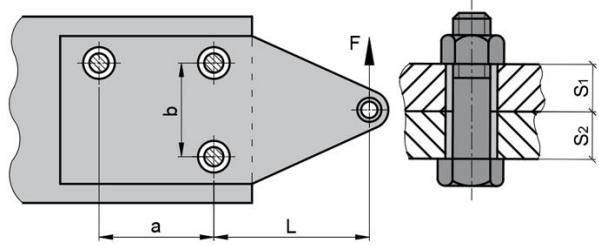
a)

b)

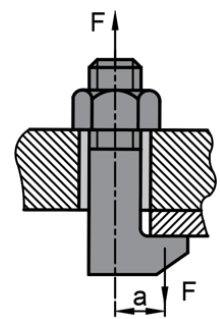
Hình 10.18

Bài 10.13 Xác định đường kính bu lông trong mối ghép bu lông có khe hở trên hình 10.19. Biết $F = 12000$ (N); $a = 400$ (mm); $b = 300$ (mm); $L = 300$ (mm); hệ số ma sát giữa hai tấm ghép $f = 0,25$; hệ số an toàn $k = 1,5$; ứng suất kéo cho phép của bulông $[\sigma_k] = 95$ (MPa).

Bài 10.14 Cho bu lông có đầu lệch tâm chịu tải trọng $F = 12500$ (N) (hình 10.20). Biết độ lệch tâm $e = 0,7 \cdot d_1$; ứng suất kéo cho phép $[\sigma_k] = 90$ (MPa). Xác định đường kính bu lông.



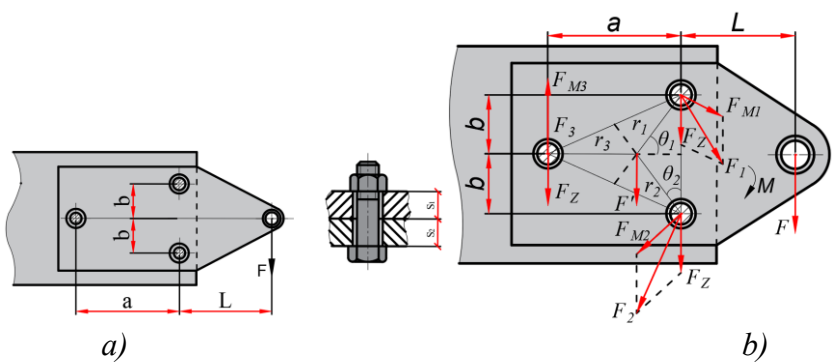
Hình 10.19



Hình 10.20

10.2.3 Xác định tải trọng cho phép của mối ghép bu lông

Bài 10.15 Xác định tải trọng cho phép của mối ghép bu lông hình 10.21a. Biết $d_1 = 25$ (mm); $a = 300$ (mm); $b = 120$ (mm); $L = 450$ (mm); hệ số ma sát $f = 0,12$; hệ số an toàn $k = 2$; $[\sigma_k] = 110$ (MPa).



Hình 10.21

Bài giải:

- Dời lực \vec{F} về trọng tâm mối ghép ta được 1 mô men M và 1 lực $\vec{F}' = \vec{F}$. Ta có:

$$F' = F \quad (10.41)$$

$$M = (a/3 + L) \cdot F = \left(\frac{300}{2} + 450\right) \cdot F = 550 \cdot F \text{ (Nmm)} \quad (10.42)$$

- Dưới tác dụng của lực \vec{F}' , mỗi bu lông chịu 1 lực \vec{F}_z có trị số bằng:

$$F_z = F/3 \text{ (N)} \quad (10.43)$$

- Dưới tác dụng của mômen M, các bu lông chịu các lực \vec{F}_{M1} , \vec{F}_{M2} , và \vec{F}_{M3} , có trị số:

$$F_{Mi} = \frac{M \cdot r_i}{\sum r_i^2} \quad (10.44)$$

Với r_i là bán kính từ trọng tâm tấm ghép đến tâm bu lông thứ i. Ta có:

$$r_1 = r_2 = \sqrt{b^2 + \left(\frac{1}{3}a\right)^2} = \sqrt{120^2 + 100^2} = 156,2 \text{ (mm)} \quad (10.45)$$

$$r_3 = \frac{2}{3}a = 200 \text{ (mm)} \quad (10.46)$$

$$\Rightarrow \sum r_i^2 = r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 = 88796,88 \text{ (mm}^2\text{)} \quad (10.47)$$

Thay (10.45), (10.46) và (10.47) vào (10.44) ta có:

$$F_{M1} = F_{M2} = \frac{550 \cdot F \cdot 156,2}{88796,88} = 0,9675 \cdot F \text{ (N)} \quad (10.48)$$

$$F_{M2} = F_{M4} = \frac{550 \cdot F \cdot 200}{88796,88} = 1,24 \cdot F \text{ (N)} \quad (10.49)$$

- Từ hình 10.21b dễ thấy rằng lực tác dụng lên bu lông chịu lực lớn nhất là một trong 2 lực \vec{F}_2 hoặc \vec{F}_3 . Ta có:

$$F_1 = F_2 = \sqrt{F_z^2 + F_{M2}^2 + 2 \cdot F_z \cdot F_{M2} \cdot \cos(\vec{F}_z; \vec{F}_{M2})} = 1,21 \cdot F \text{ (N)} \quad (10.50)$$

Thay $\cos(\vec{F}_z; \vec{F}_{M2}) = \frac{1}{3} \cdot \frac{a}{r_1} = \frac{100}{156,2} = 0,64$ và (10.43) và (10.48) vào (10.50) ta có:

$$F_1 = F_2 = 1,21 \cdot F \text{ (N)} \quad (10.51)$$

$$F_3 = F_{M3} - F_z = 1,24 \cdot F - F/3 = 0,907 \cdot F \text{ (N)} \quad (10.52)$$

Từ (10.51) và (10.52) ta có $F_{max} = F_2 = 1,21 \cdot F \text{ (N)}$.

Từ điều kiện bền kéo của bu lông (công thức 10.9) ta có:

$$\sigma_{td} = \frac{1,3 \cdot 4 \cdot V}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_k] \quad (10.53)$$

Trong đó, V là lực xiết bu lông (N), xác định theo công thức:

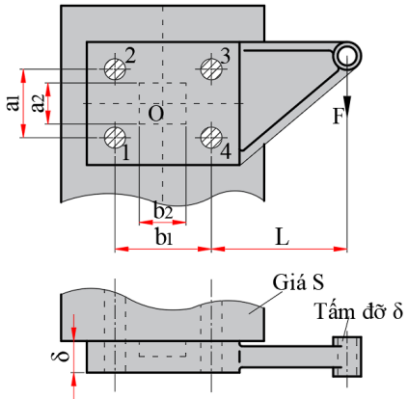
$$V = \frac{k \cdot F_{max}}{i \cdot f} \quad (10.54)$$

$$\Rightarrow \frac{1,3 \cdot 4}{\pi d_1^2} \cdot \frac{k \cdot 1,21 \cdot F}{i \cdot f} \leq [\sigma_k] \quad (10.55)$$

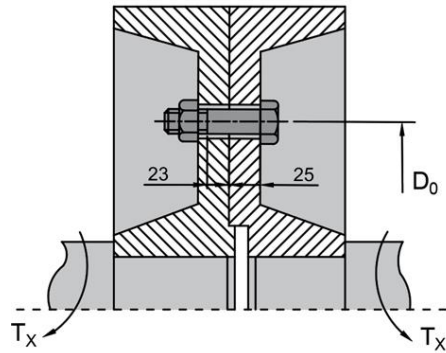
Từ (10.55) ta có:

$$F \leq \frac{[\sigma_k] \cdot i \cdot f \cdot \pi d_1^2}{1,3 \cdot k \cdot 1,21} = 4117,133 \text{ (N)} \quad (10.56)$$

Từ (10.56) ta có tải trọng cho phép đặt lên mỗi ghép bu lông là $F \leq 4117,133 \text{ (N)}$.



Hình 10.22

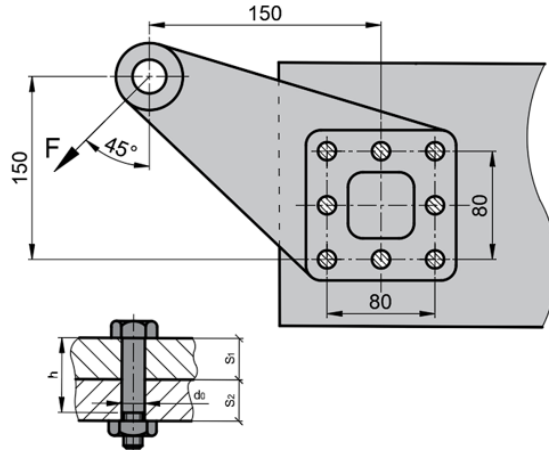


Hình 10.23

Bài 10.16 Xác định tải trọng cho phép của mỗi ghép bu lông có khe hở trên hình 10.22. Biết $a_1 = 400 \text{ (mm)}$; $a_2 = 240 \text{ (mm)}$; $b_1 = 450 \text{ (mm)}$; $b_2 = 300 \text{ (mm)}$; $\delta = 20 \text{ (mm)}$; $L = 500 \text{ (mm)}$; vật liệu bu lông có $[\sigma_{kt}] = 180 \text{ (MPa)}$; hệ số ma sát giữa tấm đỡ và giá là $f = 0,25$; tải trọng tĩnh; hệ số an toàn khi xiết chặt $k = 1,5$.

Bài 10.17 Nối trục đĩa có kết cấu như hình 10.23. Biết nối trục sử dụng 6 bu lông M12 (có đường kính chân ren $d_1 = 10,863 \text{ (mm)}$) lắp có khe hở; đường kính vòng tròn qua tâm bu lông $D_0 = 80 \text{ mm}$; vật liệu bu lông có $[\sigma_{kt}] = 150 \text{ (MPa)}$; hệ số ma sát $f = 0,2$; hệ số an toàn $k = 1,5$. Xác định mô men xoắn cho phép của nối trục.

Bài 10.18 Xác định tải trọng cho phép của mỗi ghép hình 10.9 khi dùng bu lông lắp không có khe hở. Biết $s_1 = s_3 = 8 \text{ (mm)}$; $s_2 = 12 \text{ (mm)}$; chiều dài phần thân bu lông không có ren $h = 24 \text{ (mm)}$.



Hình 10.24

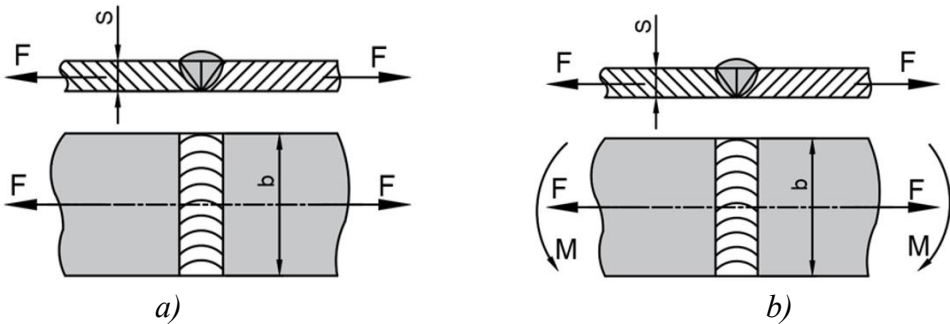
Bài 10.19 Một giá đỡ chịu tải trọng không đổi F như hình 10.24. Biết giá đỡ sử dụng 8 bu lông M24; vật liệu bu lông có $[\sigma_{ch}] = 300$ (MPa); hệ số an toàn của vật liệu bu lông $[s]=3$; hệ số an toàn của mối ghép $k= 1,3$; hệ số ma sát giữa các tấm ghép $f=0,18$; $s_1 = 22$ (mm); $s_2 = 25$ (mm); $h= 42$ (mm). Xác định tải trọng cho phép của mỗi ghép khi dùng bu lông lắp có và không có khe hở.

Chương 11

MỐI GHÉP HÀN

11.1 Công thức và số liệu tính toán

11.1.1 Mối hàn giáp mối



Hình 11.1

- Trường hợp mối hàn chịu lực kéo (nén) F nằm trong mặt phẳng ghép [8]:

$$\sigma_F = \frac{F}{b \cdot S} \leq [\sigma]' \quad (11.1)$$

Trong đó $[\sigma]'$ là ứng suất cho phép của mối hàn.

- Trường hợp mối hàn chịu mô men M nằm trong mặt phẳng ghép [8]:

$$\sigma_M = \frac{6 \cdot M}{b^2 \cdot S} \leq [\sigma]' \quad (11.2)$$

- Trường hợp mối hàn chịu cả lực kéo (nén) và mô men trong mặt phẳng của tấm ghép [8]:

$$\sigma_\Sigma = \frac{6 \cdot M}{b^2 \cdot S} \pm \frac{F}{b \cdot S} \leq [\sigma]' \quad (11.3)$$

11.1.2 Mối hàn chồng

a- Mối hàn chồng dọc

- Khi chịu lực kéo F (hình 11.2) [8]:

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot l \cdot 0,7 \cdot k} \leq [\tau]' \quad (11.4)$$

- Khi chịu mô men M nằm trong mặt phẳng tấm ghép (Hình 11.3) [8]:

$$\tau = \frac{M}{W_0} \leq [\tau]' \quad (11.5)$$

Trong đó, W_0 là mô men chống xoắn của mối hàn tại tiết diện nguy hiểm.

- Khi chịu cả F và mô men M nằm trong mặt phẳng tấm ghép: áp dụng nguyên lý cộng tác dụng để tính:

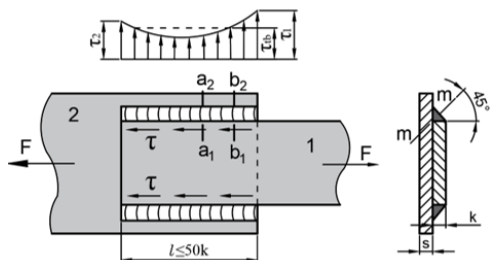
$$|\overline{\tau_{max}}| = |\overline{\tau_F} + \overline{\tau_{Mmax}}| \leq [\tau]' \quad (11.6)$$

Chú ý: - Khi các đường hàn không đối xứng nhau qua đường tác dụng của lực (hình 11.4), từ điều kiện sức bền đều của hai đường hàn, ta có quan hệ [8]:

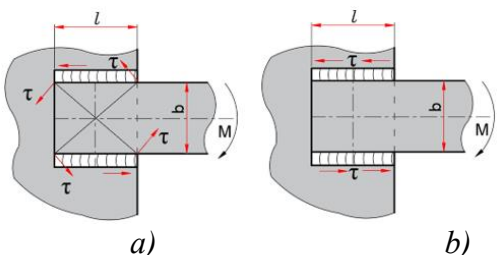
$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{e_2}{e_1} \quad (11.7)$$

- Với mỗi hàn tương đối ngắn ($l < b$), quy ước ứng suất có phương dọc theo mỗi hàn và được phân bố đều theo chiều dài mỗi hàn (hình 11.3b). Như vậy các ứng suất trong mỗi hàn tính theo công thức gần đúng [8]:

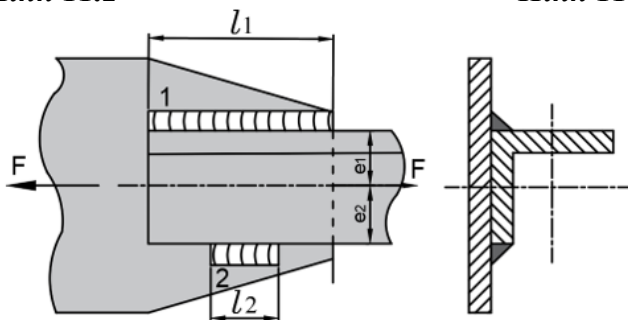
$$\tau = \frac{M}{0,7 \cdot k \cdot l} \leq [\tau]' \quad (11.8)$$



Hình 11.2



Hình 11.3



Hình 11.4

b. Mối hàn ngang

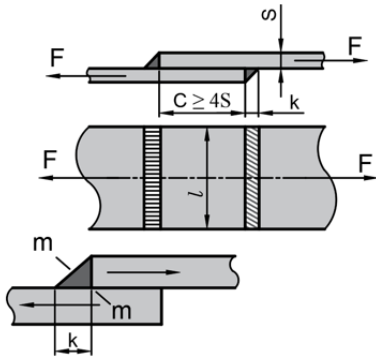
- Khi chịu lực kéo F (hình 11.5):

Nếu hàn một mối [8]:

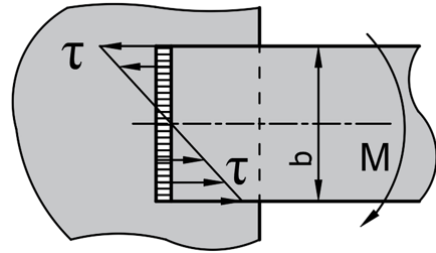
$$\tau = \frac{F}{0,7 \cdot k \cdot l} \leq [\tau]' \quad (11.9)$$

Nếu hàn hai mối [8]:

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot 0,7 \cdot k \cdot l} \leq [\tau]' \quad (11.10)$$



Hình 11.5



Hình 11.6

- Khi chịu mô men M (Hình 11.6):

Nếu hàn một mối [8]:

$$\tau_M = \frac{M}{W_u} = \frac{M}{\frac{1}{6} \cdot 0,7 \cdot k \cdot b^2} \leq [\tau]' \quad (11.11)$$

Nếu hàn hai mối [8]:

$$\tau_M = \frac{M}{W_u} = \frac{M}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot 0,7 \cdot k \cdot b^2} \leq [\tau]' \quad (11.12)$$

- Khi chịu cả F và mô men M nằm trong mặt phẳng tấm ghép: áp dụng nguyên lý cộng tác dụng để tính [8]:

$$\tau_{max} = \tau_M + \tau_{Mmax} \leq [\tau]' \quad (11.13)$$

c. Mối hàn hỗn hợp

- Khi chịu lực kéo F (hình 11.7a) [8]:

$$\tau = \frac{F}{0,7 \cdot k \cdot (2 \cdot l_d + l_n)} \leq [\tau]' \quad (11.14)$$

- Khi chịu mô men M (Hình 11.7b) [8]:

$$\tau_{Mmax} = \frac{M}{J_0} \cdot \rho_{max} \quad (11.15)$$

Với J_0 mô men quán tính độc cực của tiết diện nguy hiểm của mối hàn đối với trọng tâm của diện tích này; ρ_{max} khoảng cách từ trọng tâm tiết diện nguy hiểm đến điểm xa nhất trên tiết diện nguy hiểm.

- Khi chịu cả F và mô men M nằm trong mặt phẳng tấm ghép:

$$|\overrightarrow{\tau_{max}}| = |\overrightarrow{\tau_F} + \overrightarrow{\tau_{Mmax}}| \leq [\tau]' \quad (11.16)$$

Chú ý: Khi mối hàn dọc khá ngắn so với mối hàn ngang ($l_d \leq 0,5l_n$) và chiều rộng cạnh hàn nhỏ so với kích thước b, ta có thể coi như ứng suất tiếp τ_d sinh ra

trong mối hàn dọc có phương song song với mối hàn này và phân phối đều trên suốt chiều dài mối hàn. Khi này điều kiện bền sẽ là:

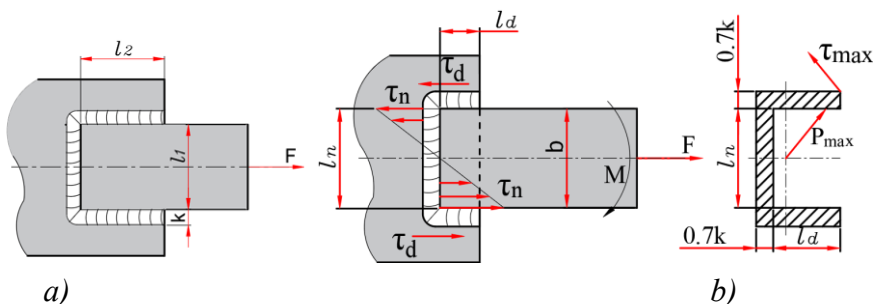
Khi mối hàn chịu mômen M [8]:

$$\tau = \frac{M}{0,7 \cdot k \cdot l_n \cdot l_d + \frac{0,7 \cdot k \cdot l_n^2}{6}} \leq [\tau]' \quad (11.17)$$

Khi mối hàn chịu cả lực và mômen trong mặt phẳng ghép [8]:

$$\tau = \frac{F}{0,7 \cdot k \cdot L} + \frac{M}{0,7 \cdot k \cdot l_n \cdot l_d + \frac{0,7 \cdot k \cdot l_n^2}{6}} \leq [\tau]' \quad (11.18)$$

Với $L = 2 \cdot l_d + l_n$.



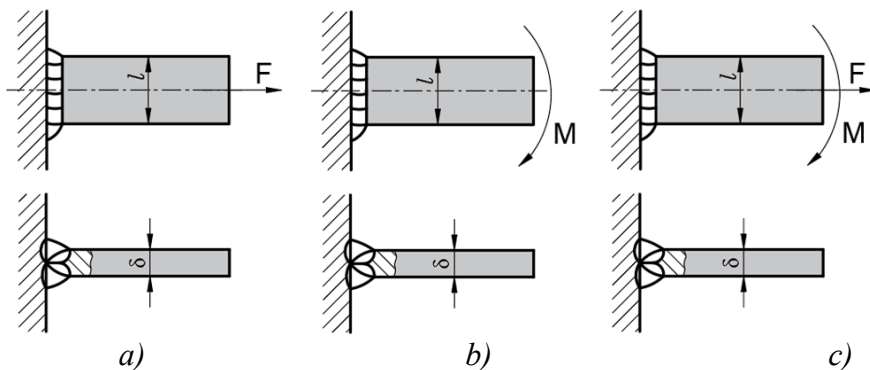
Hình 11.7

11.1.3 Mối hàn góc

a. Trường hợp mối hàn chữ Y hoặc chữ K: tính toán như đối với hàn giáp môi.

- Khi chịu lực F nằm trong mặt phẳng ghép (hình 11.8a) [8]:

$$\sigma_F = \frac{F}{l \cdot s} \leq [\sigma]' \quad (11.19)$$



Hình 11.8

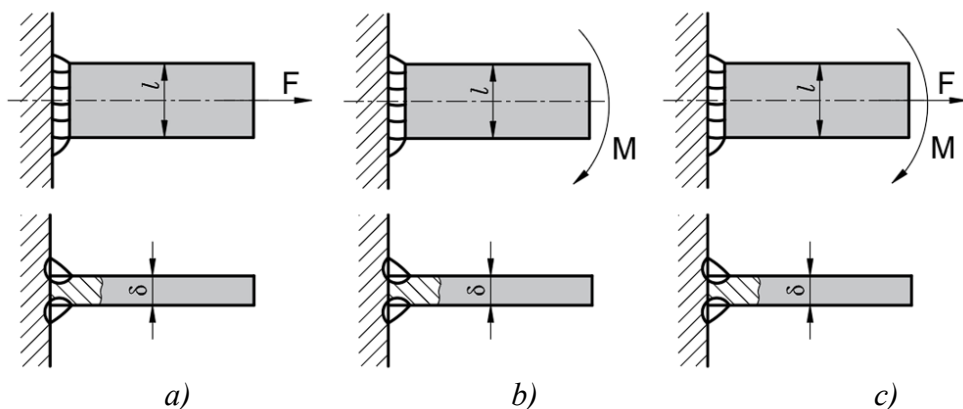
- Khi chịu mô men M nằm trong mặt phẳng ghép (hình 11.8b) [8]:

$$\sigma_M = \frac{6 \cdot M}{l^2 \cdot s} \leq [\sigma]' \quad (11.20)$$

- Khi chịu cả lực F và mômen M trong mặt phẳng của tấm ghép (hình 11.8c) [8] :

$$\sigma_\Sigma = \frac{6 \cdot M}{l^2 \cdot s} \pm \frac{F}{l \cdot s} \leq [\sigma]' \quad (11.21)$$

b. Trường hợp mối hàn không vát mép: Tính toán như mối hàn chông; tiết diện nguy hiểm là tiết diện phân giác đường hàn.



Hình 11.9

- Khi chịu lực F nằm trong mặt phẳng ghép (hình 11.9a) [8]:

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot 0,7 \cdot k \cdot l} \leq [\tau]' \quad (11.22)$$

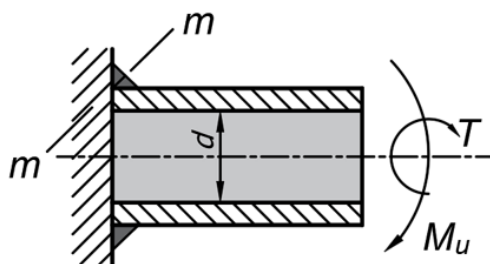
- Khi chịu mô men M nằm trong mặt phẳng ghép (hình 11.9b): Tính quy ước theo ứng suất cắt [8]:

$$\tau_M = \frac{\sigma_u}{2} = \frac{6 \cdot M}{2 \cdot 2 \cdot 0,7 \cdot k \cdot l^2} \leq [\sigma]' \quad (11.23)$$

- Khi chịu cả lực F và mômen M trong mặt phẳng của tấm ghép (hình 11.9c) [8]:

$$\tau = \tau_F + \tau_M = \frac{F}{2 \cdot 0,7 \cdot k \cdot l} + \frac{6 \cdot M}{2 \cdot 2 \cdot 0,7 \cdot k \cdot l^2} \leq [\sigma]' \quad (11.24)$$

c. Mối hàn góc chịu mômen uốn và mômen xoắn



Hình 11.10

Khi mối hàn góc chịu cả mô men uốn và mô men xoắn (hình 11.10), điều kiện bền là [8]:

$$\tau = \sqrt{\tau_x^2 + \tau_u^2} \leq [\tau]' \quad (11.25)$$

Trong đó, τ_x và τ_u là ứng suất do mô men uốn M_u và mô men xoắn T gây nên, được xác định theo các công thức sau [8]:

$$\tau_x = \frac{2 \cdot T}{0,7 \cdot k \cdot \pi \cdot d^2} \quad (11.26)$$

$$\tau_u = \frac{M_u}{W_u} \approx \frac{4 \cdot M_u}{0,7 \cdot k \cdot \pi \cdot d^2} \quad (11.27)$$

Ứng suất cho phép của mối hàn khi tải trọng tĩnh lấy theo bảng 11.1.

Bảng 11.1 Ứng suất cho phép của mối hàn khi tải trọng tĩnh [8]

Phương pháp hàn	Khi kéo	Khi nén	Khi cắt
	$[\sigma_k]'$	$[\sigma_n]'$	$[\tau]'$
Hàn tự động, bán tự động, hàn bằng tay dùng que hàn $\varnothing 42A$ và $\varnothing 50A$	$[\sigma_k]$	$[\sigma_k]$	$0,65 \cdot [\sigma_k]$
Hàn bằng tay với que hàn chất lượng bình thường $\varnothing 42, \varnothing 50$	$0,9 \cdot [\sigma_k]$	$[\sigma_k]$	$0,6 \cdot [\sigma_k]$

11.2 Bài tập

11.2.1 Mối hàn giáp mối

Bài 11.1 Tính lực kéo cho phép của mối hàn giáp mối trên hình 11.11. Biết tấm thép có tiết diện $b \times \delta = 200 \times 12$ (mm^2) với vật liệu là CT3 có ứng suất cho

phép $[\sigma_k] = 160$ (MPa); hàn bằng tay dùng que hàn $\varnothing 42$; ứng suất kéo cho phép của mối hàn $[\sigma_k]' = 0,9 \cdot [\sigma_k]$.

Bài giải:

Mối hàn giáp mối chịu lực kéo F nên ứng suất sinh ra trên mối hàn tính theo công thức (11.1):

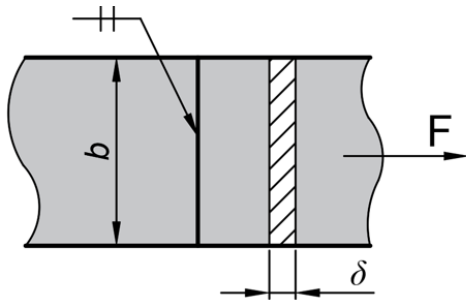
$$\sigma_F = \frac{F}{b \cdot \delta} \leq [\sigma]' \tag{11.28}$$

$$\Rightarrow F \leq b \cdot \delta \cdot [\sigma]' \tag{11.29}$$

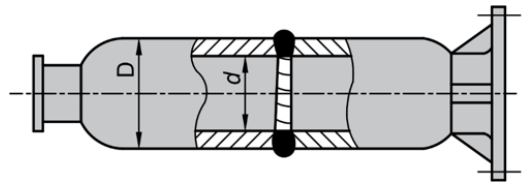
$$\Rightarrow F \leq 200 \cdot 12 \cdot 0,9 \cdot 160 = 345600 \text{ (N)} \tag{11.30}$$

Kết luận: tải trọng lớn nhất mà mối hàn chịu được là: $F_{max} = 345600$ (N).

Bài 11.2 Với mối hàn giáp mối cho ở bài 11.1, thiết kế đường hàn để lực kéo cho phép của tấm tăng lên 1,2 lần.



Hình 11.11

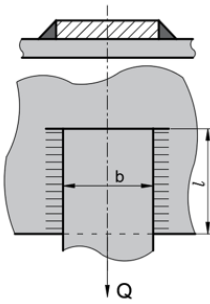


Hình 11.12

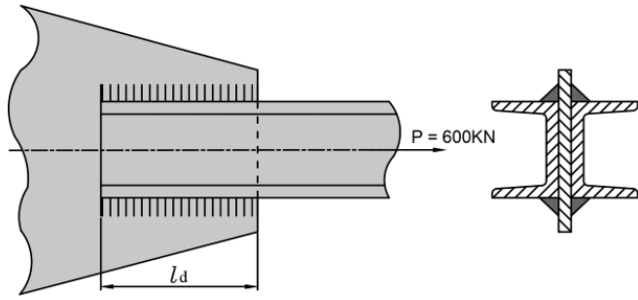
Bài 11.3 Một bình chứa khí được ghép bằng hàn như hình 11.12. Biết đường kính $D = 320$ (mm); $d = 300$ (mm); vật liệu làm bình là thép 14Г2 có ứng suất kéo cho phép $[\sigma_k] = 190$ (MPa); hàn bằng tay và sử dụng que hàn $\varnothing 42$. Xác định áp suất cho phép của bình chứa.

11.2.2 Mối hàn chông

Bài 11.4 Xác định tỉ số l/b cho mối hàn dọc trên hình 11.13. Biết chiều cao tiết diện hàn bằng chiều dày tấm ghép; vật liệu tấm hàn là thép ít cacbon; hàn hồ quang bằng tay với que hàn $\varnothing 42$.



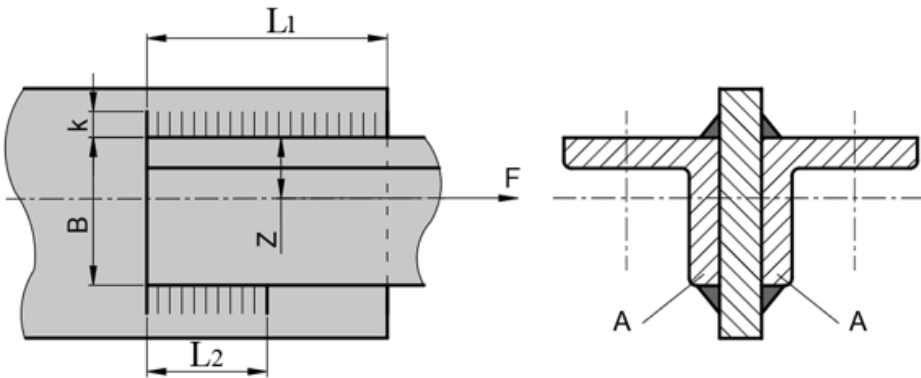
Hình 11.13



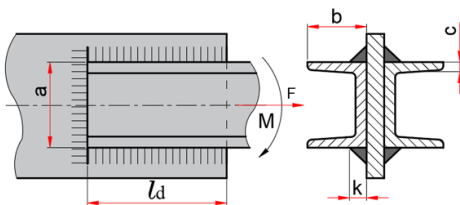
Hình 11.14

Bài 11.5 Cho mỗi ghép hàn như hình 11.14. Biết $P=600$ (kN); vật liệu hai tấm thép chữ U là CT3 có ứng suất kéo cho phép $[\sigma_K] = 117$ (MPa); hàn tự động dưới lớp thuốc hàn; chiều rộng cạnh hàn $k=8$ (mm). Xác định tiết diện ngang của thanh thép chữ U và chiều dài của mỗi hàn.

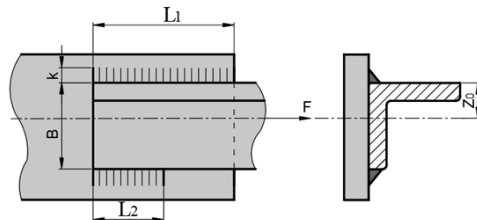
Bài 11.6 Cho mỗi ghép hàn như hình 11.15. Biết diện tích tiết diện thanh thép góc $A = 19,1$ (cm²); $B = 120$ (mm); $z_0 = 7,5$ (cm); $k = 12$ (mm); ứng suất cắt cho phép của mỗi hàn: $[\tau_c]' = 0,65 \cdot [\sigma_{kt}]$ với $[\sigma_{kt}]$ là ứng suất kéo cho phép của tấm ghép. Tính chiều dài L_1, L_2 để khả năng tải của mỗi hàn và thanh thép góc là như nhau.



Hình 11.15



Hình 11.16



Hình 11.17

Bài 11.7 Xác định tải trọng của mỗi ghép hàn bài 11.5 biết ứng suất của mỗi hàn $[\tau_c]' = 96$ (MPa).

Bài 11.8 Tính chiều dài l_d cần thiết của mỗi ghép hàn trên hình 11.16. Biết thanh thép chữ U có diện tích tiết diện $A = 20,7$ (cm²); kích thước $a \times b \times c = 180 \times 70 \times 5,1$ (mm³); mỗi hàn chịu lực $F = 260$ (kN); mô men $M = 6,5$ (Nm); ứng suất cắt cho phép của mỗi hàn: $[\tau_c]' = 120$ (MPa).

Bài 11.9 Tính chiều dài L_1, L_2 của mỗi ghép hàn hình 11.17. Biết tải trọng $F = 49000$ (N); $B = 12,5$ (cm); $Z_0 = 4,1$ (cm); $[\tau_c]' = 80$ (MPa); bề rộng cạnh hàn $k = 10$ (mm).

Bài giải:

Từ điều kiện bền của mỗi hàn (công thức 11.14):

$$\tau = \frac{F}{0,7 \cdot k \cdot (L_1 + L_2)} \leq [\tau_c]' \quad (11.31)$$

$$L_1 + L_2 \geq \frac{F}{0,7 \cdot k \cdot [\tau_c]'} = \frac{49000}{0,7 \cdot 10 \cdot 80} = 87,5 \text{ (mm)} \quad (11.32)$$

Theo điều kiện sức bền đều (11.7) ta có:

$$\frac{L_1}{L_2} = \frac{B - Z_0}{Z_0} = \frac{12,5 - 4,1}{4,1} = 2,05 \quad (11.33)$$

Từ (11.33) ta có:

$$L_1 = 2,05 \cdot L_2 \quad (11.34)$$

Từ (11.32) và (11.34) ta có: $L_1 = 58,8$ (mm) và $L_2 = 28,7$ (mm).

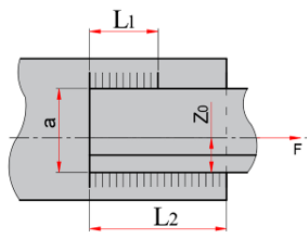
Bài 11.10 Cho mỗi ghép hàn như hình 11.18. Biết thanh thép góc có diện tích tiết diện $A = 19,7$ (cm²); kích thước: $a \times b \times c = 125 \times 80 \times 10$ (mm³); $Z_0 = 4,1$ (cm); chiều rộng cạnh hàn $k = 10$ (mm); ứng suất cắt cho phép của mỗi hàn: $[\tau_c]' = 0,65 \cdot [\sigma_{kt}]$ với $[\sigma_{kt}]$ ứng suất kéo cho phép của tấm ghép. Tính chiều dài L_1, L_2 để khả năng tải của mỗi hàn và thanh thép góc là như nhau.

Bài 11.11 Xác định tải trọng cho phép của mỗi ghép hàn trong bài 11.10 biết ứng suất của mỗi hàn $[\tau_c]' = 120$ (MPa).

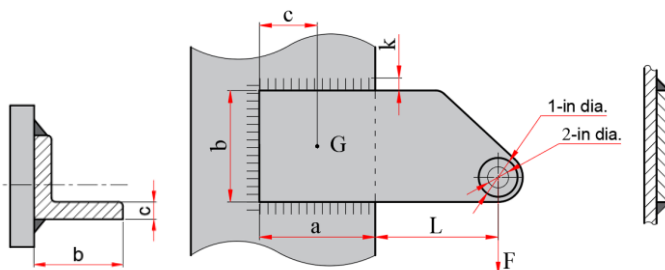
Bài 11.12 Cho mỗi ghép hàn như hình 11.19. Biết ứng suất cho phép của mỗi hàn $[\tau_c]' = 120$ (MPa); $b = 200$ (mm); $a = 90$ (mm); $L = 170$ (mm); chiều rộng cạnh hàn $k = 6$ (mm); trọng tâm của mỗi hàn G được xác định bởi $c = \frac{a^2}{b+2 \cdot a}$. Xác định tải trọng cho phép của mỗi hàn.

Bài 11.13 Cho mối ghép hàn như hình 11.20. Biết $k = 6$ (mm); $h = 60$ (mm); $L = 600$ (mm); bề rộng tấm hàn $b = 12$ (mm); ứng suất cho phép của tấm hàn là $[\sigma_{kt}] = 140$ (MPa); ứng suất cắt phép của mối hàn $[\tau_c]' = 0,6 \cdot [\sigma_{kt}]$; ứng suất kéo cho phép của mối hàn là $0,9 \cdot [\sigma_{kt}]$. Xác định lực F cho phép của mối ghép.

Bài 11.14 Xác định lực F cho phép của mối ghép hàn trên hình 11.21. Biết các thông số giống như trong bài 11.13.

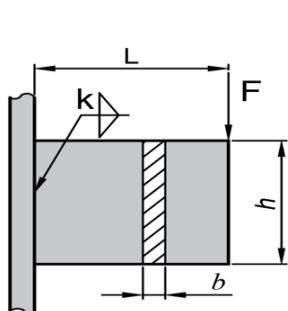


Hình 11.18

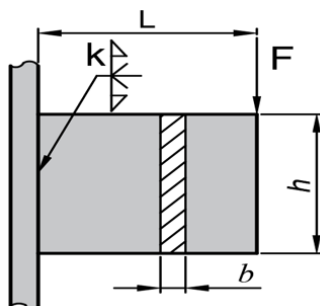


Hình 11.19

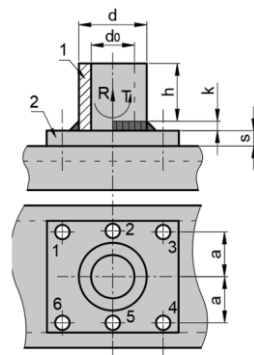
11.2.3 Mối hàn góc



Hình 11.20



Hình 11.21



Hình 11.22

Bài 11.15 Cho mối ghép hàn như hình 11.22. Ống 1 được hàn với tấm 2 có chiều dày $s = 8$ (mm) bằng mối hàn chùng có bề rộng cạnh hàn k , chịu ngoại lực $R = 40000$ (N) và mô men xoắn $T = 1,75 \cdot 10^3$ (Nmm); ống có đường kính ngoài $d = 100$ (mm); đường kính trong $d_0 = 68$ (mm); $h = 200$ (mm). Xác định kích thước cạnh hàn k , biết ứng suất cắt cho phép của mối hàn: $[\tau_c]' = 120$ (MPa).

Bài giải:

Đây là mối hàn góc chịu lực và mô men xoắn nên điều kiện bền được xác định theo:

$$\tau = \sqrt{\tau_R^2 + \tau_T^2} \leq [\tau]' \quad (11.35)$$

Trong đó, τ_R và τ_u là ứng suất do lực kéo R và mô men xoắn T gây nên, được xác định theo công thức:

$$\tau_R = \frac{R}{0,7 \cdot k \cdot \pi \cdot d} \quad (11.36)$$

$$\tau_u = \frac{M_u}{W_u} \approx \frac{2 \cdot T}{0,7 \cdot k \cdot \pi \cdot d^2} \quad (11.37)$$

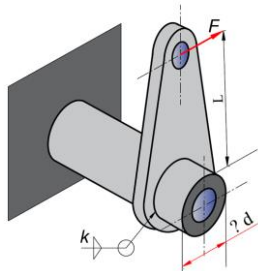
Thay (11.36) và (11.37) vào (11.35) ta có:

$$\tau = \sqrt{\left(\frac{R}{0,7 \cdot k \cdot \pi \cdot d}\right)^2 + \left(\frac{2 \cdot T}{0,7 \cdot k \cdot \pi \cdot d^2}\right)^2} \leq [\tau]' \quad (11.38)$$

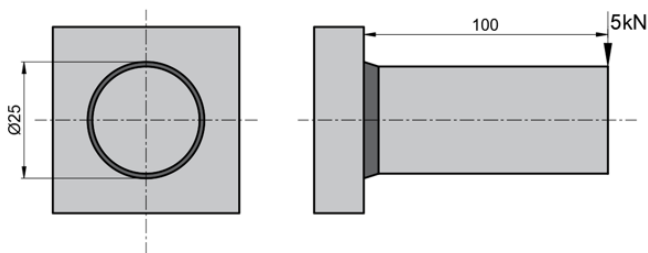
$$k \geq \frac{\sqrt{R^2 + \left(\frac{2 \cdot T}{d}\right)^2}}{\pi \cdot d \cdot 0,7 \cdot [\tau]'} = \frac{\sqrt{(4 \cdot 10^4)^2 + \left(\frac{2 \cdot 1,75 \cdot 10^3}{100}\right)^2}}{\pi \cdot 100 \cdot 0,7 \cdot 120} = 1,52 \text{ (mm)} \quad (11.39)$$

Vậy bề rộng mối hàn tối thiểu $k = 1,52$ (mm).

Bài 11.16 Cho kết cấu ghép bằng hàn như hình 11.23. Biết $F=5$ (KN); $L=120$ (mm); $d= 30$ (mm); ứng suất cho phép của mối hàn $[\tau_c]' = 100$ (MPa). Xác định kích thước cạnh hàn.



Hình 11.23



Hình 11.24

Bài 11.17 Một trục tròn được hàn cứng với giá đỡ bằng mối hàn góc như hình 11.24. Xác định kích thước mối hàn nếu ứng suất cắt cho phép của mối hàn $[\tau_c]' = 100$ (MPa).

Tài liệu tham khảo

1. Trịnh Chất, Lê Văn Uyển, *Tính toán thiết kế Hệ dẫn động cơ khí, Tập 1*. Nhà xuất bản Giáo dục, Hà Nội, 2008.
2. Vũ Ngọc Pi, Nguyễn Văn Dự, *Hướng dẫn Đồ án Chi tiết máy, 2013, Tài liệu lưu hành nội bộ, Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên*.
3. Tran Huu Danh, Nguyen Hong Linh, Bui Thanh Danh, Tran Minh Tan, Nguyen Van Trang, Tran Thi Phuong Thao, Nguyen Manh Cuong, *Effect of Main Design Factors on Two-Stage Helical Gearbox Length*. in *Advances in Engineering Research and Application: Proceedings of the International Conference on Engineering Research and Applications, ICERA 2022*, Springer.
4. Do Quang Khai, Tran Huu Danh, Bui Thanh Danh, Tran Minh Tan, Nguyen Manh Cuong, Le Xuan Hung, Vu Ngoc Pi, Tran Thi Phuong Thao, *Determination of Optimum Main Design Parameters of a Two-Stage Helical Gearbox for Minimum Gearbox Cross-Section Area*. in *Advances in Engineering Research and Application: Proceedings of the International Conference on Engineering Research and Applications, ICERA 2022*, Springer.
5. Vu Ngoc Pi, *A new and effective method for optimal calculation of total transmission ratio of two step bevel-helical gearboxes*. in *Proceedings of the International Colloquium on Mechannics of Solids, Fluids, Structures & Interaction, Nha Trang 2000*.
6. Vu Ngoc Pi, *Optimal Calculation of Partial Transmission Ratios of Helical Gearboxes with First-Step Double Gear-Sets*, ACOMP 2008.
7. Vu Ngoc Pi, *A study on optimal determination of partial transmission ratios of helical gearboxes with second-step double gear-sets*. *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*, 2008. **2**(1): p. 26-29.
8. Nguyễn Trọng Hiệp, *Chi tiết máy, Tập 1, Nhà xuất bản Giáo dục, Hà Nội, 2006*.

NHÀ XUẤT BẢN ĐẠI HỌC THÁI NGUYÊN

Địa chỉ: Phường Tân Thịnh - Thành phố Thái Nguyên - Tỉnh Thái Nguyên

Điện thoại: 0208 3546116; Fax: 0208 3840017

Website: nxb.tnu.edu.vn * E-mail: nxb.dhtn@gmail.com

BÀI TẬP CHI TIẾT MÁY

Chịu trách nhiệm xuất bản:

TS. PHẠM QUỐC TUẤN

Giám đốc - Tổng biên tập

Biên tập: DƯƠNG MINH NHẬT

Thiết kế bìa: THÀNH NGUYỄN

Chế bản: DƯƠNG MINH NHẬT

Liên kết xuất bản:

PGS.TS Vũ Ngọc Pi

(Địa chỉ: Trường Đại học Kỹ thuật công nghiệp - Đại học Thái Nguyên)

ISBN: 978-604-350-241-1

In 100 cuốn, khổ 17 x 24cm, tại Xưởng in - Nhà xuất bản Đại học Thái Nguyên (Địa chỉ: Phường Tân Thịnh - Thành phố Thái Nguyên - Tỉnh Thái Nguyên). Giấy phép xuất bản số: 1086-2023/CXBIPH/3-51/ĐHTN. Quyết định xuất bản số: 04LK-TN/QĐ-NXBĐHTN, ngày .../.../2023. In xong và nộp lưu chiểu quý năm 2023.