

TRƯỜNG ĐẠI HỌC PHENIKAA  
KHOA CƠ KHÍ – CƠ ĐIỆN TỬ



**BÀI TẬP LỚN**  
**CHI TIẾT MÁY**

**Mã học phần: MEM703002**

**Mã đề: 1/CTM.N02.BTL.L4**

Học kỳ 1 Năm học 2023-2024

**Sinh viên thực hiện**

Họ tên: Trần Hoàng Hà

Lớp: Cơ điện tử 2

Khóa: 15

Mã lớp: Chi tiết máy-1-1-23(N02)

**Giảng viên hướng dẫn**

Vũ Thị Liên

**HÀ NỘI, 9/2023**

# PHIẾU ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ BÀI TẬP LỚN

## HỌC PHẦN CHI TIẾT MÁY

Mã học phần: MEM703002

Họ và tên sinh viên: Trần Hoàng Hà

Mã số sinh viên: 21011448

Mã đề: 1/CTM.N02.BTL.L4

STT	CĐR	Nội dung đánh giá	Điểm tối đa	Điểm	Ghi chú
1	1.1	Thực hiện trình bày và nội dung tính toán đúng theo yêu cầu đề bài	4,0		
		Thực hiện tính toán, phân tích trung thực, đúng thông số	4,0		
2	2.1	Lựa chọn được các thông số hợp lý	2,0		
Tổng			10,0		

....., ngày ..... tháng ..... năm .....

**Giảng viên đánh giá**

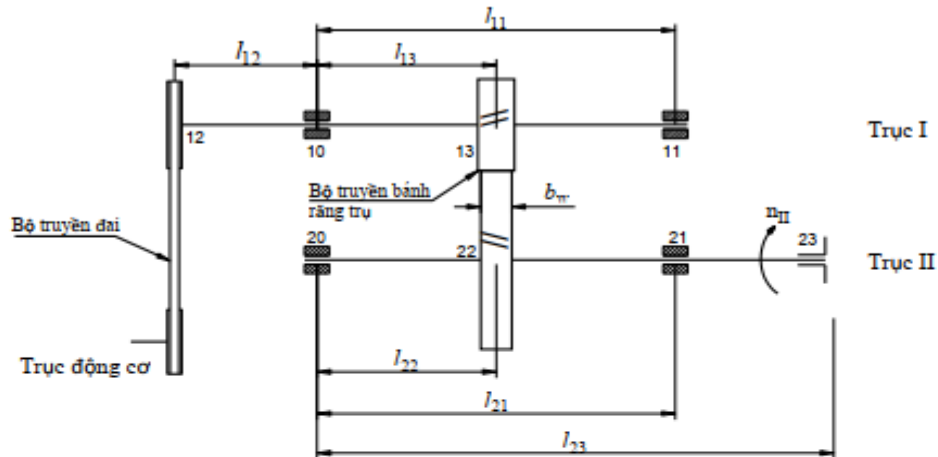
(Ký và ghi rõ họ tên)

## ĐỀ BÀI TẬP LỚN

Đề (bản gốc) có chữ ký của Giảng viên hướng dẫn đóng thay thế vào vị trí trang này

**Mã đề: 1/CTM.N02.BTL.L4**

**Cho sơ đồ truyền động:**



- Cho biết các thông số điều kiện làm việc:

Thời hạn làm việc:  $L_h = 18000$  (giờ)

Số ca làm việc: 2 (ca)

Góc nghiêng đường nối tâm bộ truyền ngoài:  $60^\circ$  (Bộ truyền Đai dẹt)

Đặc tính làm việc: Êm

Lực khớp nối tác dụng lên trục: 42.63 (N)

Trục Thông số	Động cơ	I	II	Công tác
P (kW)	0.9	0.846	0.812	0.796
n (v/ph)	720	321.43	89.29	89.29
T (Nmm)	11937.5	25135.5	86847.4	85136.1
u		2.24	3.60	1

- Khoảng cách giữa các điểm đặt lực lấy theo công thức sau:

$$l_{12} = 5.b_w$$

$$l_{13} = l_{22} = 4.b_w$$

$$l_{11} = l_{21} = 2.l_{13}$$

$$l_{23} = l_{21} + 6.b_w$$

<b>Mục lục</b>	
<b>TÓM TẮT .....</b>	<b>2</b>
<b>Lời nói đầu .....</b>	<b>3</b>
<b>Chương 1: Tính thiết kế bộ truyền đai .....</b>	<b>4</b>
1.1 Chọn loại đai .....	4
1.2 Tính toán bộ truyền đai .....	4
<b>Chương 2: Tính thiết kế bộ truyền bánh răng trụ.....</b>	<b>7</b>
2.1 Chọn vật liệu .....	7
2.2 Xác định ứng suất cho phép .....	7
2.3 Xác định sơ bộ khoảng cách trục .....	9
2.4 Xác định các thông số ăn khớp .....	10
2.5 Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc .....	10
2.6 Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn .....	12
2.7 Tính lực ăn khớp .....	13
<b>Chương 3: Tính thiết kế trục .....</b>	<b>15</b>
3.1 Chọn vật liệu chế tạo trục.....	15
3.2 Tính tải trọng tác dụng lên trục .....	15
3.3 Tính khoảng cách giữa các điểm đặt lực.....	16
3.4 Tính phản lực tại các gối đỡ.....	16
3.5 Vẽ biểu đồ momen uốn $M_x$ , $M_y$ và xoắn $T$ .....	17
<b>Kết luận .....</b>	<b>20</b>
<b>Kiến nghị .....</b>	<b>20</b>
<b>Tài liệu tham khảo .....</b>	<b>21</b>

## TÓM TẮT

Bài tập lớn môn "Chi tiết máy" là cung cấp cho sinh viên kiến thức và kỹ năng cần thiết để thiết kế, phân tích và hiểu về các chi tiết máy và cơ cấu máy móc. Bài tập bao gồm việc áp dụng các nguyên lý về cơ học, vật lý và kỹ thuật để giải quyết các vấn đề thực tế liên quan đến máy móc và cơ cấu.

Kết quả đạt được từ bài tập lớn môn này bao gồm:

1. Hiểu biết sâu rộng về nguyên tắc hoạt động của các chi tiết máy, cơ cấu, và hệ thống máy móc.
2. Kỹ năng thiết kế và tính toán các chi tiết máy móc, bao gồm kích thước, chất liệu, và các thông số kỹ thuật khác.
3. Kỹ năng trình bày báo cáo kỹ thuật.
4. Nắm vững các quy định an toàn và tiêu chuẩn trong thiết kế và sản xuất máy móc.
5. Hiểu về các vấn đề liên quan đến bảo trì và sửa chữa máy móc.

Bài tập lớn môn "Chi tiết máy" giúp sinh viên phát triển năng lực trong lĩnh vực cơ khí và kỹ thuật máy móc, và chuẩn bị họ cho công việc trong ngành công nghiệp sản xuất và thiết kế máy móc hoặc nghiên cứu và phát triển trong lĩnh vực này.

## **Lời nói đầu**

Bài tập lớn môn "Chi tiết máy" là cung cấp cho sinh viên kiến thức và kỹ năng cần thiết để thiết kế, phân tích và hiểu về các chi tiết máy và cơ cấu máy móc. Bài tập bao gồm việc áp dụng các nguyên lý về cơ học, vật lý và kỹ thuật để giải quyết các vấn đề thực tế liên quan đến máy móc và cơ cấu.

Trong chương trình đào tạo cho sinh viên, nhà trường đã tạo điều kiện cho chúng em được tiếp xúc và làm quen với việc nghiên cứu. Do lần đầu tiên làm quen thiết kế với khối lượng kiến thức tổng hợp, còn có những mảng chưa nắm vững cho nên dù đã cố gắng nhưng bài làm của em vẫn khó có thể tránh được những sai sót. Em rất mong được thầy cô đóng góp ý kiến để em có thể hoàn thiện hơn.

## Chương 1: Tính thiết kế bộ truyền đai

Thông số tính toán thiết kế bộ truyền đai:

- Công suất trên trục chủ động:  $P_1 = 0.9 \text{ (kW)}$
- Mô men xoắn trên trục chủ động:  $T_1 = 11937.5 \text{ (N.mm)}$
- Số vòng quay trên trục chủ động:  $n_1 = 720 \text{ (vòng/phút)}$
- Tỷ số truyền của bộ truyền:  $u = 2.24$
- Góc nghiêng bộ truyền so với phương nằm ngang:  $\beta=90-\alpha=30^\circ$
- Bộ truyền làm việc 2 ca
- Tải trọng tĩnh, làm việc êm

### 1.1 Chọn loại đai

Do điều kiện làm việc êm và tốc độ quay khá cao nên chọn đai vải cao su

### 1.2 Tính toán bộ truyền đai

- Đường kính bánh đai nhỏ:

$$d_1 = (1100 : 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 118.84 : 146.26 \text{ mm}$$

Chọn  $d_1$  theo tiêu chuẩn  $d_1 = 125 \text{ mm}$

- Vận tốc đai:

$$v_1 = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60000} = \frac{3.14 \times 125 \times 720}{60000} = 4.71 \text{ (m/s)} < v_{\max} \text{ (thoả mãn)}$$

- Chọn hệ số trượt tương đối  $\xi = 0.01$

- Đường kính bánh đai lớn:

$$d_2 = d_1(1 - \xi)u = 125 \times (1 - 0.01) \times 2.24 = 277.2 \text{ (mm)}$$

+ Chọn  $d_2$  theo tiêu chuẩn  $d_2 = 280 \text{ mm}$

- Tỷ số truyền chính xác:

$$u = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)} = \frac{280}{125 \times (1 - 0.01)} = 2.26$$

- Khoảng cách trục:

$$a = (1.5 : 2)(d_1 + d_2) = 607.5 : 800 \text{ mm}$$

Lấy  $a = 700 \text{ mm}$

- Chiều dài dây đai:

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

$$L = 2 \cdot 700 + \frac{3.14 \cdot (125 + 280)}{2} + \frac{(280 - 125)^2}{4 \cdot 700}$$

$$L = 2044.43 \text{ mm}$$

+ Để nối đai ta chọn chiều dài đai là  $2060 \text{ mm}$

- Số vòng chạy  $i$  của đai trong 1 giây:

$$i = \frac{v}{L} = \frac{4.71 \cdot 1000}{2060} = 2.29 < i_{\max} = 10 \text{ (v/s)}$$

- Góc ôm:

$$\alpha_1 = 180 - \frac{57 \cdot (d_2 - d_1)}{a} = 180 - \frac{57}{700} (280 - 125) = 167^\circ$$

$$\alpha_1 > \alpha_{\min} = 150^\circ$$

- Chiều dày tiêu chuẩn

Tỉ số  $\frac{d_1}{\delta} \geq 30$  nên chọn  $\delta < 4.17$ , dùng loại đai BKHPI-65-2

không có lớp lót, trị số  $\delta$  tiêu chuẩn là  $3 \text{ mm}$  (với số lớp tiêu chuẩn là 3)

- Tính các hệ số  $C_i$ :

$$C_\alpha = 1 - 0.003(180 - \alpha_1) = 1 - 0.003(180 - 167) = 0.96$$

$$C_v = 1 - c_v(0.01v^2 - 1) = 1 - 0.04(0.01 \cdot 4.71^2 - 1) = 1.03$$

$$C_0 = 1$$

$$C_r = 0.9 \text{ (do làm việc 2 ca -0.1)}$$

- Ứng suất có ích cho phép:

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 C_\alpha C_v C_0 C_r$$

+ Ghi chú dưới bảng 4.9 trong sách nên chọn  $\sigma_0 = 1.8 \text{ MPa}$

$$+ \text{ Theo đó } k_1 = 2.5 \text{ và } k_2 = 10 \text{ và } [\sigma_t]_0 = k_1 - k_2 \cdot \frac{\delta}{d_1} = 2.5 - 10 \cdot \frac{3}{125} = 2.26 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 C_\alpha C_v C_0 C_r = 2.26 \cdot 0.96 \cdot 1.03 \cdot 1 \cdot 0.9 = 2.01 \text{ MPa}$$

- Chiều rộng của đai:



$$b=1000 \frac{P_1}{\delta v [\sigma_t]} = 1000 * \frac{0.9}{3 * 4.71 * 201} = 36.69 \text{ mm}$$

+ chọn b theo tiêu chuẩn b=40mm

+ chọn bề rộng bánh đai theo tiêu chuẩn B=50mm

- Lực căng đai ban đầu:

$$F_0 = [\sigma_0] b \delta = 1.8 * 40 * 3 = 216 \text{ N}$$

- Lực tác dụng lên trục:  $F_r = 2F_0 \sin(\frac{\alpha_1}{2}) = 2 * 216 * \sin(167/2) = 418.8 \text{ N}$

- Lực vòng có ích:  $F_t = 1000 \frac{P_1}{v_1} = 1000 \frac{0.9}{4.71} = 191 \text{ N}$

- Hệ số ma sát nhỏ nhất giữa đai và bánh đai:

$$f_{\min} = \frac{1}{\alpha} \ln \left( \frac{2F_0 + F_t}{2F_0 - F_t} \right) = \frac{1}{60} \ln \left( \frac{2 * 216 + 191}{2 * 216 - 191} \right) = 0.016$$

- Ứng suất lớn nhất trong dây đai:

+ Chọn  $\rho = 1400 \text{ kg/m}^3$  (khối lượng riêng của vật liệu làm dây đai)

+ Chọn  $E = 350 \text{ MPa}$  (môđun đàn hồi đối với dây vải cao su)

$$\sigma_{\max} = \frac{F_0}{b \delta} + \frac{F_t}{2b \delta} + \rho v^2 * 10^{-6} + \frac{\delta}{d_1} E$$

$$\sigma_{\max} = \frac{216}{40 * 3} + \frac{191}{2 * 40 * 3} + 1400 * 4.71^2 * 10^{-6} + \frac{3}{125} * 350$$

$$\sigma_{\max} = 11.03 \text{ MPa}$$

- Tuổi thọ đai:

$$L_h = \frac{\sigma_r}{\sigma_{\max}}^m * \frac{10^{-7}}{2 * 3600 * i} = 18000$$

## Chương 2: Tính thiết kế bộ truyền bánh răng trụ

Thông số tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng/ngghiêng:

- Mô men xoắn trên bánh chủ động:  $T_1 = 21535.5 \text{ Nmm}$
- Tốc độ bánh răng chủ động:  $n_1 = 321.43 \text{ vòng/phút}$
- Tỷ số truyền của bộ truyền:  $u = 3.6$
- Thời gian phục vụ:  $L_h = 18000 \text{ giờ}$
- Bộ truyền làm việc 2 ca
- Tải trọng tĩnh, làm việc êm

### 2.1 Chọn vật liệu

Chọn vật liệu làm bánh răng:

- Vật liệu bánh răng nhỏ:

Nhãn hiệu thép: 45

Chế độ nhiệt luyện: Thường hóa

Độ rắn:  $HB=170 \div 217 \Rightarrow$  chọn  $HB1=190$

Giới hạn bền  $\sigma_{b1}=600(\text{MPa})$

Giới hạn chảy  $\sigma_{ch1}=340(\text{MPa})$

- Vật liệu bánh răng lớn:

Nhãn hiệu thép: 45

Chế độ nhiệt luyện: Thường hóa

Độ rắn:  $HB=170 \div 217 \Rightarrow$  chọn  $HB2=180$

Giới hạn bền  $\sigma_{b2}=600(\text{MPa})$

Giới hạn chảy  $\sigma_{ch2}=340(\text{MPa})$

### 2.2 Xác định ứng suất cho phép

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim}^0 \frac{K_{HL}}{S_H}$$

$$[\sigma_F] = \sigma_{Flim}^0 \frac{K_{FL}}{S_F}$$

+  $S_H, S_F$ : hệ số an toàn khi tính về ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn

+  $\sigma_{Hlim1}^0, \sigma_{Flim1}^0$  : ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép ứng với số cơ sở

- Tra bảng 6.2 ta được:

$$S_{H1}=1.1, S_{F1}=1.75$$

$$S_{H2}=1.1, S_{F2}=1.75$$

$$\sigma_{Hlim1}^0=2HB_1+70=2*190+70=450 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim2}^0=2HB_2+70=2*180+70=430 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Flim1}^0=1.8HB_1=1.8*190=342 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Flim2}^0=1.8HB_2=1.8*180=324 \text{ MPa}$$

- Theo công thức 6.4 ta có:

+  $K_{HL}, K_{FL}$  : hệ số tuổi thọ

$$K_{HL} = m_F \sqrt{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$$

$$K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$$

+  $m_F$  là bậc của đường cong mỏi

+  $N_{HE}$  là số chu kỳ thay đổi ứng suất tương đương

+  $N_{HO}$  là số chu kỳ thay đổi ứng suất cơ sở khi thử về tiếp xúc

+  $N_{FO}$  là số chu kỳ ứng suất cơ sở khi thử về uốn với thép

+  $N_{FE}$  là số chu kỳ thay đổi ứng suất tương đương

- Ta có:

$$m_F=6$$

$$N_{HO1}=30HB_1^{2.4}=30*190^{2.4}=8.83*10^6$$

$$N_{HO2}=30HB_2^{2.4}=30*180^{2.4}=7.76*10^6$$

$$N_{HE1}=N_{FE1}=60\text{cnt}_{\sum t_i}=60*1*321.43*18000=347.1*10^6$$

$$N_{HE2}=N_{FE2}=60\text{cnt}_{\sum t_i}=60*1*321.43/3.6*18000=96.4*10^6$$

$$N_{FO1}=N_{FO2}=4*10^6$$

- Ta tính được:

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{8.83 \cdot 10^6}{347.1 \cdot 10^6}} = 0.54$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{7.76 \cdot 10^6}{96.4 \cdot 10^6}} = 0.66$$

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO1}}{N_{FE1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{347.1 \cdot 10^6}} = 0.48$$

$$K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO2}}{N_{FE2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{96.4 \cdot 10^6}} = 0.59$$

- Suy ra :

$$[\sigma_{H1}] = \sigma_{Hlim1}^0 \frac{K_{HL1}}{S_{H1}} = 450 \cdot \frac{0.54}{1.1} = 220.9 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = \sigma_{Hlim2}^0 \frac{K_{HL2}}{S_{H2}} = 430 \cdot \frac{0.66}{1.1} = 258 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F1}] = \sigma_{Flim1}^0 \frac{K_{FL}}{S_F} = 342 \cdot \frac{0.48}{1.75} = 93.8 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F1}] = \sigma_{Flim1}^0 \frac{K_{FL}}{S_F} = 324 \cdot \frac{0.59}{1.75} = 109.2 \text{ MPa}$$

$$\text{Vì bộ truyền bánh răng trụ nên } [\sigma_H]_{sb} = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2} \approx 240 \text{ MPa}$$

### 2.3 Xác định sơ bộ khoảng cách trục

$$a_{w1} = K_a (u_1 + 1)^3 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u_1 \psi_{ba}}}$$

- Theo bảng 6.6 ta chọn  $\psi_{ba} = 0.3$
- Theo bảng 6.5 ta chọn  $k_a = 43$  (răng nghiêng)

$$\psi_{bd} = (u_1 + 1) \cdot 0.5 \psi_{ba} = (3.6 + 1) \cdot 0.5 \cdot 0.3$$

+  $k_{H\beta}$ : Hệ số xét đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng.

$$+ \text{Tra bảng 6.7} \Rightarrow k_{H\beta} = 1.02$$

- Với  $T_1 = 21535.5 \text{ N.mm}$  và  $u_1 = 3.6$  ta có

$$a_w = 43 \cdot (3.6 + 1) \sqrt[3]{\frac{21535.5 \cdot 1.02}{240^2 \cdot 3.6 \cdot 0.3}} = 139.8 \text{ mm}$$

- Ta chọn  $a_w = 160 \text{ mm}$

## 2.4 Xác định các thông số ăn khớp

- Chọn modul pháp:

$$m_n = (0.01 \div 0.02) a_w = (1.6 \div 3.2) (\text{mm})$$

- Chọn modul theo bảng 6.8  $m_n = 2.5 \text{ mm}$
- Số răng bánh nhỏ 1:
- Chọn sơ bộ góc nghiêng răng  $\beta = 15^\circ$
- Số răng bánh chủ động:

$$z_1 = \frac{2a_w \cdot \cos(\beta)}{m_n(u_1 + 1)} = \frac{2 \cdot 160 \cdot \cos(\beta)}{2.5(3.6 + 1)} = 27$$

$$\Rightarrow z_2 = z_1 \cdot u_1 = 27 \cdot 3.6 = 98$$

- Tỷ số truyền thực tế:  $u_t = z_2 / z_1 = 98 / 27 = 3.63$
- Sai lệch tỷ số truyền:  $\Delta u = \frac{|u_t - u|}{u} \cdot 100\% = \frac{3.63 - 3.6}{3.6} \cdot 100\% = 0.8\%$
- Góc nghiêng răng:

$$\beta = \arccos \frac{m^*(z_1 + z_2)}{2 \cdot a_w} = 12.4^\circ$$

## 2.5 Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc

$$\sigma_H = \frac{Z_m Z_H Z_\epsilon}{d_w} \sqrt{\frac{2T_1 K_H (u_m + 1)}{b_w u}} \leq [\sigma_H]$$

Trong đó:

+  $Z_m$  – Hằng số đàn hồi của vật liệu ta có  $Z_m = 274 \text{ (Mpa)}^{1/2}$

+  $Z_H$  – Hệ số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc

$$Z_H = \sqrt{2 \cos \beta_b / \sin 2\alpha_{tw}}$$

+ Răng nghiêng không dịch chỉnh

$$\alpha_{tw} = \alpha_t = \arctg \frac{\tg \alpha}{\cos \beta} = \arctg \frac{\tg 20}{\cos 12.4} = 20.44^\circ$$

$$\tg \beta_b = \cos(20.44) \cdot \tg 12.4 \Rightarrow \beta_b = 11.64$$

$$Z_H = \sqrt{2 \cos \beta_b / \sin 2\alpha_{tw}} = \sqrt{2 \cos 11.64 / \sin 2 \cdot 20.44} = 1.5$$

+  $Z_\varepsilon$  - Hệ số xét đến ảnh hưởng của trùng khớp.

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1 - \frac{1}{z_1} - \frac{1}{z_2} \right] * \cos \beta = 0.95$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha} = \sqrt{1/0.95} = 1.02$$

Hệ số trùng khớp dọc của răng:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{m\pi} = \frac{45 * \sin 12.4^\circ}{2.5 * \pi} = 1.23 > 1$$

+  $d_w$  đường kính vòng lăn bánh nhỏ.

$$d_w = 2a_w / (u+1) = 2.160 / (3.6+1) = 69.6(\text{mm})$$

+  $b_w$  chiều rộng vành răng

$$b_w = \psi_{ba} a_w = 0.3 * 160 = 48\text{mm}$$

+  $k_H$  - Hệ số tải trọng khi tính về tiếp xúc

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{HV}$$

Với  $K_{H\beta} = 1.02$

Vận tốc vành răng là

$$v = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60000} = \frac{\pi * 69.6 * 321.43}{60000} = 1.17(\text{m/s})$$

Theo bảng 6.13[1] chọn cấp chính xác 9 theo bảng (6.14), (6.15)[1]  
ta chọn được  $k_{H\alpha} = 1.13$ ,  $\delta_H = 0.002$ ,  $g_0 = 73$

$$v_H = \delta_H g_0 v \sqrt{a_w / u} = 0.002 * 73 * 1.17 \sqrt{160/3.6} = 1.14$$

Theo công thức (6.41) ta có

$$K_{HV} = 1 + \frac{v_H b_w d_w}{2T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha}} = 1 + \frac{1.14 * 48 * 69.6}{2 * 21535.5 * 1.02 * 1.13} = 1.08$$

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{HV} = 1.02 * 1.13 * 1.08 = 1.24$$

⇒ Ta tính được:

$$\sigma_H = \frac{274 * 1.5 * 1.02}{69.6} \sqrt{\frac{2 * 21535.5 * 1.24 * (3.6+1)}{48 * 3.6}} = 227.1 \leq [\sigma_H] = 240$$

Vậy bánh răng thỏa mãn điều kiện về độ bền tiếp xúc.

## 2.6 Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{Fa} \cdot K_{Fb} \cdot K_{Fv} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \cdot Y_F}{b_w \cdot m \cdot d_w} \leq [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F1} Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}]$$

Trong đó:

- $K_{Fa}$  là hệ số phân bố không đều tải trọng giữa các răng khi tính về độ bền uốn,  $K_{Fa}=1.37$
- $K_{Fb}$  là hệ số phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng khi tính về độ bền uốn,  $K_{Fb}=1.05$
- $K_{Fv}$  là hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp khi tính về uốn

$$K_{Fv} = 1 + \frac{v_F b_w d_w}{2 T_1 K_{F\beta} K_{Fa}} \text{ Với:}$$

$$v_F = \delta_F g_0 v \sqrt{a_w / u} = 0.006 * 73 * 1.17 \sqrt{160 / 3.6} = 3.42$$

Các hệ số  $\delta_F, g_0$  tra bảng 6.15 và 6.16,  $v$  tính theo 6.40

$$+ K_{Fv} = 1 + \frac{v_F b_w d_w}{2 T_1 K_{F\beta} K_{Fa}} = 1 + \frac{3.42 * 48 * 69.6}{2 * 21535.5 * 1.05 * 1.37} = 1.18$$

$$+ Y_\epsilon \text{ hệ số kể đến sự trùng khớp của răng với } Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon_\alpha} = \frac{1}{0.95} = 1.05$$

$$+ Y_\beta \text{ hệ số kể đến độ nghiêng của răng } Y_\beta = 1 - \frac{\beta_b}{140} = 1 - \frac{6.5}{140} = 0.95$$

$$+ Y_{F1} = 3.8 \text{ hệ số dạng răng của bánh 1, tra bảng 6.18}$$

$$+ Y_{F2} = 3.6 \text{ hệ số dạng răng của bánh 2, tra bảng 6.18}$$

$$\Rightarrow \sigma_{F1} = \frac{2 * 21535.5 * 1.37 * 1.05 * 1.18 * 1.05 * 0.95 * 3.8}{2.5 * 48 * 69.6} = 33.20 \leq [\sigma_{F1}]$$

$$\Rightarrow \sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F1} Y_{F2}}{Y_{F1}} = \frac{37.7 * 3.6}{3.8} = 31.45 \leq [\sigma_{F2}]$$

## 2.7 Tính lực ăn khớp

- Lực vòng:  $F_t = \frac{2 * T_1}{d_{w1}} = \frac{2 * 21535.5}{69.6} = 619 \text{ N}$
- Lực hướng tâm:  $F_r = F_t \tan \alpha_{tw} = F_t * \tan 20.44 = 230.7 \text{ N}$
- Lực dọc trục:  $F_a = F_t \tan \beta_w = 619 * \tan 12.4 = 136 \text{ N}$

Tổng hợp các thông số của bộ truyền bánh răng:

Thông số	Kí hiệu	Giá trị
Khoảng cách trục	$a_w$	160 (mm)
Số răng	$z_1$	27
	$z_2$	98
Đường kính vòng chia	$d_1$	67.5 (mm)
	$d_2$	245 (mm)
Đường kính vòng lăn	$d_{w1}$	69.6 (mm)
	$d_{w2}$	250.56 (mm)
Đường kính đỉnh răng	$d_{a1}$	72.5 (mm)
	$d_{a2}$	250 (mm)
Đường kính đáy răng	$d_{f1}$	61.25 (mm)
	$d_{f2}$	238.75 (mm)
Chiều rộng vành răng	$b_{w1}$	48 (mm)
	$b_{w2}$	48 (mm)
Hệ số dịch chỉnh	$x_1$	0
	$x_2$	0
Góc profin gốc	$\alpha$	20°
Góc profin răng	$\alpha_t$	20.44°
Hệ số trùng khớp ngang	$\varepsilon_\alpha$	0.95
Hệ số trùng khớp dọc	$\varepsilon_\beta$	1.23
Môđun pháp	$m$	2.5 (mm)
Góc nghiêng của răng	$\beta$	12.4°



Bề rộng răng	$b_w$	48 (mm)
Lực vòng	$F_t$	619 (N)
Lực hướng tâm	$F_r$	1026.1 (N)
Lực dọc trục	$F_a$	136 (N)

### Chương 3: Tính thiết kế trục

Yêu cầu tính toán thiết kế trục:

- Trục yêu cầu: trục I
- Mô men xoắn trên trục:  $T_I = 28536.1 \text{ Nmm}$

#### 3.1 Chọn vật liệu chế tạo trục

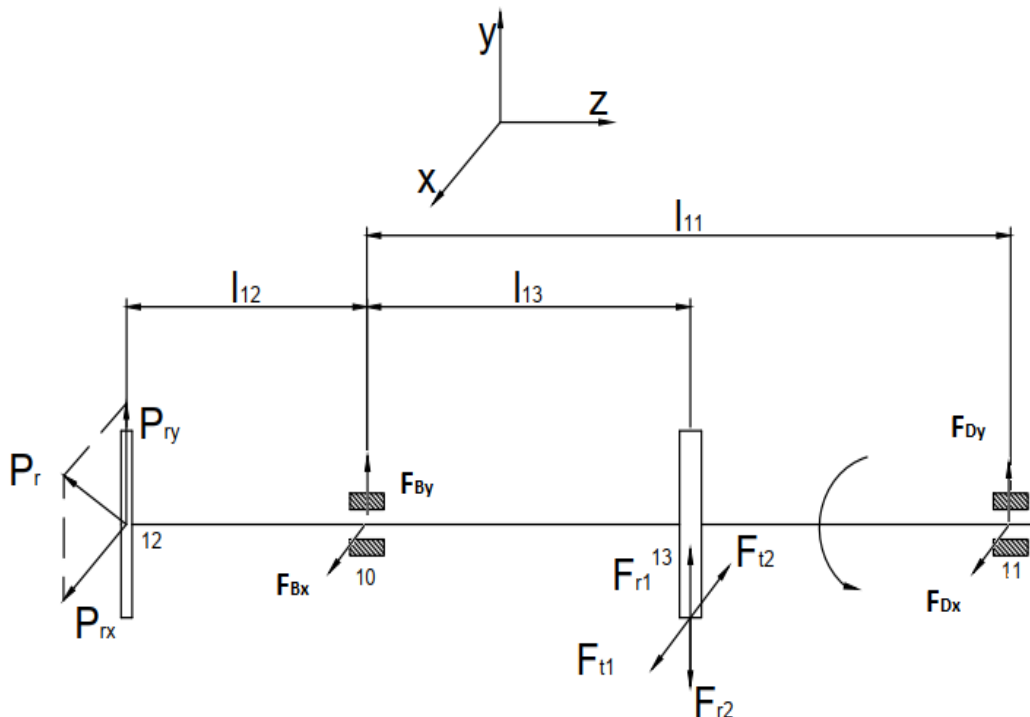
- Chọn vật liệu chế tạo trục là thép 45 thường hóa có  $\sigma_b = 600 \text{ (MPa)}$ , ứng suất xoắn cho phép  $[\tau] = 15 \dots 20 \text{ (MPa)}$
- Chọn  $[\tau]_1 = 15 \text{ MPa}$ ,  $[\tau]_2 = 20 \text{ MPa}$ .
- Tra bảng 10.5 có  $[\sigma] = 63 \text{ (MPa)}$

#### 3.2 Tính tải trọng tác dụng lên trục

- Đường kính sơ bộ của trục:  $d_{sb} = C \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 120 \sqrt[3]{\frac{0.812}{321.43}} = 16.34 \text{ mm}$

Theo tiêu chuẩn ta chọn  $d_{sb} = 17 \text{ mm}$ ,  $B = 14 \text{ mm}$

- Sơ đồ phân bố lực



- Với:

$$+P_{rx}=418.8*\cos(60)=209.4N$$

$$+P_{ry}=418.8*\sin(60)=362.7N$$

$$+F_{r1}=230.7N$$

$$+F_{t1}=619N$$

$$+F_{a1}=136N$$

### 3.3 Tính khoảng cách giữa các điểm đặt lực

$$l_{12}=5b_w=5*48=240mm$$

$$l_{13}=l_{22}=4*b_w=4*48=192mm$$

$$l_{11}=l_{21}=2l_{13}=2*192=384mm$$

$$l_{23}=l_{21}+6b_w=384+6*48=672mm$$

### 3.4 Tính phản lực tại các gối đỡ

- Dời lực ăn khớp đến điểm C có các mômen tương đương

$$M_{Fa1}=F_{a1}*d_1/2=136*67.5/2=4590Nmm$$

$$M_{Ft1}=F_{t1}*d_1/2=691*67.5/2=20891.25Nmm$$

- Xét mặt phẳng oyz:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_y = F_{yB} + F_{r1} + F_{yD} + P_{ry} \\ \sum M_B = P_{ry}l_{12} + F_{r1}l_{13} + F_{yD}l_{11} - M_{Fa1} \end{array} \right\}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_y = F_{yB} + 230.7 + F_{yD} + 362.7 = 0 \\ \sum M_B = -362.7*240 + 230.7*192 + F_{yD}*384 - 4590 = 0 \end{array} \right\}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{yB} = -716.7N \\ F_{yD} = 123.3N \end{array} \right\}$$

- Xét mặt phẳng oxz:

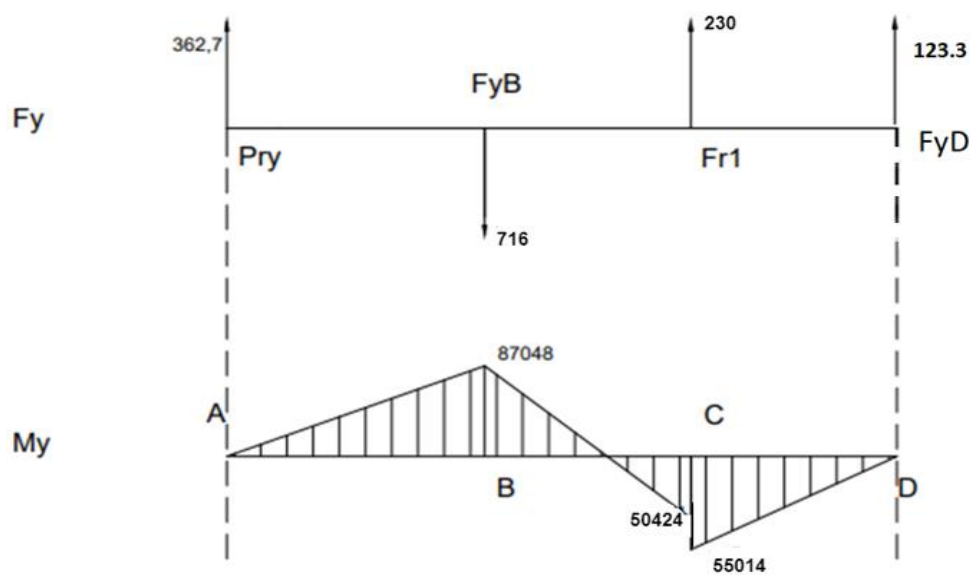
$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_x = F_{xB} + F_{t1} + F_{xD} + P_{rx} \\ \sum M_B = F_{t1}l_{13} + F_{xD}l_{11} - P_{rx} * l_{12} \end{array} \right\}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_x = F_{xB} + 619 + F_{xD} + 209.4 = 0 \\ \sum M_B = 619 * 192 + F_{xD} * 384 - 209.4 * 240 = 0 \end{array} \right\}$$

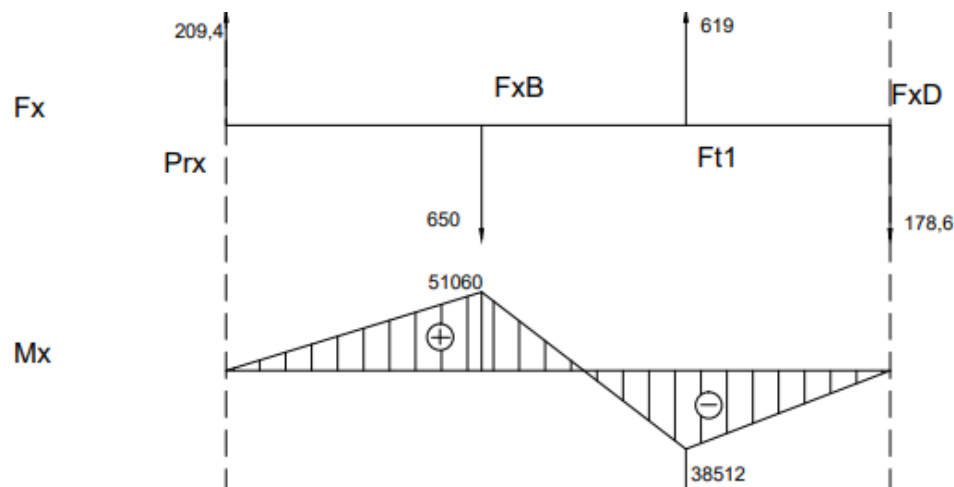
$$\left\{ \begin{array}{l} F_{xB} = -650N \\ F_{xD} = -178.6N \end{array} \right\}$$

### 3.5 Vẽ biểu đồ momen uốn $M_x$ , $M_y$ và xoắn $T$

Biểu đồ momen uốn  $M_y$



Biểu đồ momen uốn  $M_x$



Biểu đồ momen xoắn T



### 3.6 Tính mômen uốn tổng $M_{ij}$ và mômen tương đương $M_{tdij0}$

$$M_j = \sqrt{M_{xj}^2 + M_{yj}^2}$$

$$M_{tdj} = \sqrt{M_j^2 + 0.75 \cdot T_j^2}$$

- Mômen uốn tổng tại các điểm:

$$M_A = \sqrt{M_{xA}^2 + M_{yA}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_B = \sqrt{M_{xB}^2 + M_{yB}^2} = \sqrt{87048^2 + 51060^2} = 100918 \text{ Nmm}$$

$$M_C = \sqrt{M_{xC}^2 + M_{yC}^2} = \sqrt{67154^2 + 55014^2} = 67154 \text{ Nmm}$$

- Theo thuyết bền 4:  $M_{td} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0.75 M_z^2}$

$$M_{tdA} = \sqrt{0^2 + 0^2 + 0.75 \cdot 20891.25^2} = 18092.35 \text{ Nmm}$$

- Suy ra:  $M_{tdB} = \sqrt{87048^2 + 51060^2 + 0.75 \cdot 20891.25^2} = 102527 \text{ Nmm}$

$$M_{tdC} = \sqrt{38512^2 + 55014^2 + 0.75 \cdot 20891.25^2} = 69549 \text{ Nmm}$$

### 3.7 Thiết kế sơ bộ kết cấu trục

- Đường kính trục tại A

$$d_A \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdA}}{0.1[\sigma_b]}} = \sqrt[3]{\frac{18092.35}{0.1 \cdot 63}} = 14.2$$

Vì tại A có làm rãnh trục nên tăng thêm 7% đường kính trục

$$d_A \geq 14.2 + 14.2 \cdot 0.07 = 15.2$$

Chọn theo tiêu chuẩn lấy giá trị  $d_A = 18 \text{ mm}$

- Đường kính trục tại B

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdB}}{0.1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{102081}{0.1 \cdot 63}} = 25.3$$

Chọn theo tiêu chuẩn  $d_B = 28mm$

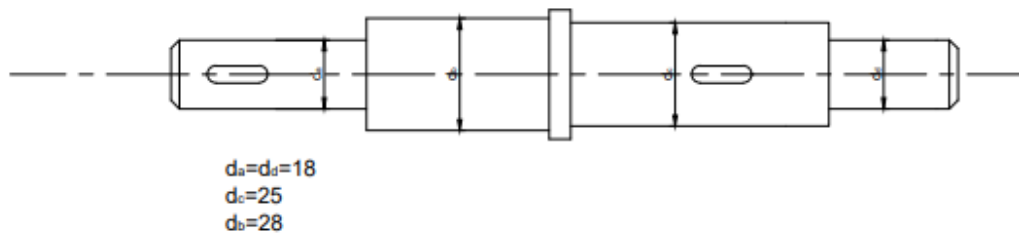
- Đường kính trục tại C

$$d_C \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdC}}{0.1[\sigma_b]}} = \sqrt[3]{\frac{73051}{0.1 \cdot 63}} = 22.63$$

Vì tại C có làm rãnh trục nên tăng thêm 7% đường kính trục

$$d_C \geq 22.63 + 22.63 \cdot 0.07 = 24.2$$

Chọn theo tiêu chuẩn lấy giá trị  $d_C = 25mm$



## **Kết luận**

Sau thời gian tìm hiểu, tính toán, thiết kế, dưới sự hướng dẫn của cô Liên, môn chi tiết máy:

- Tính thiết kế bộ truyền đai.
- Tính thiết kế bộ truyền trong hộp bánh răng trụ răng nghiêng.
- Tính thiết kế trục.

## **Kiến nghị**

Ngày nay, với sự phát triển nhanh chóng của khoa học kỹ thuật và đất nước ta đang có những cải tiến vượt bậc về công nghiệp. Với những kết quả đã thu được dù còn nhiều hạn chế nhưng em vẫn mong rằng hệ thống truyền động đã được thiết kế có khả năng đem vào sử dụng trong thực tế góp phần vào công cuộc công nghiệp hóa đất nước.

Em mong rằng thầy/cô hướng dẫn sẽ có thêm những tiêu chuẩn mới, những phương pháp mới để những khóa sau có thể đưa ra những thiết kế ngày một tốt hơn.

## Tài liệu tham khảo

1. Trịnh Chất, Lê Văn Uyển (2015). *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, Tập 1*. Nhà xuất bản Giáo dục. ISBN: 978-604-0-03754-1.
2. Trịnh Chất, Lê Văn Uyển (2015). *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, Tập 2*. Nhà xuất bản Giáo dục. ISBN: 978-604-0-06523-0.
3. Trần Văn Địch (2008). *Công nghệ chế tạo máy*. Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật.
4. Ninh Đức Tồn (2007). *Dung sai lắp ghép*. Nhà xuất bản Giáo dục.