

TRƯỜNG ĐẠI HỌC PHENIKAA  
KHOA CƠ KHÍ – CƠ ĐIỆN TỬ



# BÀI TẬP LỚN CHI TIẾT MÁY

Mã học phần: MEM703005

Mã đề: 1/CTM.N02.BTL.L1

Học kỳ 1 Năm học 2023-2024

## Sinh viên thực hiện

Họ tên: Lê Trọng An  
Lớp: K15-KTCĐT2  
Khóa: 15  
Mã lớp: Chi tiết máy-1-1-23(N02)

## Giảng viên hướng dẫn

Vũ Thị Liên

HÀ NỘI, 12/2023

**PHIẾU ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ BÀI TẬP LỚN**  
**HỌC PHẦN CHI TIẾT MÁY**  
**Mã học phần: MEM703005**

Họ và tên sinh viên: Lê Trọng An  
Mã số sinh viên: 21010389  
Mã đề: 1/CTM.N02.BTL.L1

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		
<b>Tổng</b>			<b>10,0</b>		

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

**Giảng viên đánh giá**  
(Ký và ghi rõ họ tên)

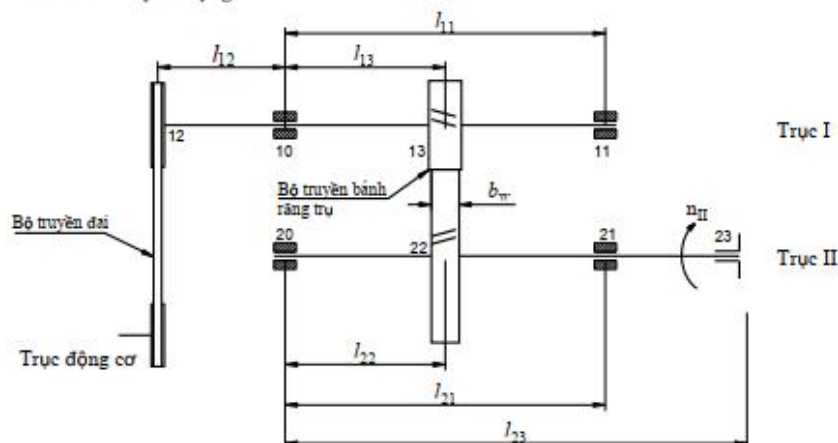
# ĐỀ BÀI TẬP LỚN

TRƯỜNG ĐẠI HỌC PHENIKAA  
KHOA CƠ KHÍ – CƠ ĐIỆN TỬ

ĐỀ BÀI TẬP LỚN  
Mã học phần: MEM703002  
Mã lớp: Chi tiết máy-1-1-23(N02)  
Học kỳ: 2023.1

Mã đề: 1/CTM.N02.BTL.L1

Cho sơ đồ truyền động:



- Cho biết các thông số điều kiện làm việc:

Thời hạn làm việc:  $L_h = 20000$  (giờ)  
Số ca làm việc: 2 (ca)  
Góc nghiêng đường nối tâm bộ truyền ngoài:  $85^\circ$  (Bộ truyền Đai thang)  
Đặc tính làm việc: Va đập nhẹ  
Lực khớp nối tác dụng lên trục:  $35.53$  (N)

Thông số \ Trục	Động cơ	I	II	Công tác
P (kW)	1.0	0.941	0.904	0.886
n (v/ph)	960	269.66	74.91	74.91
T (Nmm)	9947.9	33325.5	115247.6	112952.9
u		3.56	3.60	1

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

$$l_{12} = 5.b_w \quad l_{13} = l_{22} = 4.b_w \quad l_{11} = l_{21} = 2.l_{13} \quad l_{23} = l_{21} + 6.b_w$$

**Yêu cầu:**

- + Tính thiết kế các bộ truyền đai, bánh răng
- + Tính thiết kế trục: l
- + Trình bày thuyết minh trên giấy A4.

Sinh viên thực hiện: **Lê Trọng An**.....21010389

Lớp: **K15-KTCĐT2**

Giảng viên hướng dẫn: **Vũ Thị Liên**

TRƯỞNG KHOA  
(Ký và ghi rõ họ tên)

GIẢNG VIÊN RA ĐỀ  
(Ký và ghi rõ họ tên)

## MỤC LỤC

TÓM TẮT .....	2
LỜI NÓI ĐẦU .....	3
Chương 1: Tính thiết kế bộ truyền đai .....	4
1.1 Chọn loại đai .....	4
1.2 Tính toán các thông số bộ truyền đai .....	6
1.3 Xác định số đai $z$ .....	6
1.4 Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục .....	7
1.5 Ứng suất lớn nhất trong dây đai và tuổi thọ .....	8
Chương 2: Tính thiết kế bộ truyền bánh răng trụ .....	9
2.1 Chọn vật liệu .....	9
2.2 Xác định ứng suất cho phép .....	9
2.3 Xác định sơ bộ khoảng cách trục .....	12
2.4 Xác định các thông số ăn khớp .....	12
2.5 Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc .....	13
2.6 Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn .....	14
2.7 Tính lực ăn khớp .....	15
Chương 3: Tính thiết kế trục .....	17
3.1 Chọn vật liệu chế tạo trục .....	17
3.2 Tính tải trọng tác dụng lên trục .....	17
3.3 Tính khoảng cách giữa các điểm đặt lực .....	18
3.4 Tính phản lực tại các gối đỡ .....	18
3.5 Tính mômen tương đương .....	21
3.6 Thiết kế sơ bộ kết cấu trục .....	21
KẾT LUẬN .....	23
TÀI LIỆU THAM KHẢO .....	24

## 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

Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí là yêu cầu không thể thiếu đối với một kỹ sư ngành cơ khí, nhằm cung cấp các kiến thức cơ sở về máy và kết cấu máy.

Thông qua bài tập lớn môn học Chi tiết máy, mỗi sinh viên được hệ thống lại các kiến thức đã học nhằm tính toán thiết kế chi tiết máy theo các chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc, thiết kế kết cấu chi tiết máy và các số liệu tra cứu khác. Do đó khi thiết kế chi tiết máy phải tham khảo các giáo trình như Chi tiết máy, Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, Nguyên lý máy ...từng bước giúp sinh viên làm quen với công việc thiết kế và nghề nghiệp sau này của mình.

Lần đầu tiên làm quen với công việc thiết kế, với một khối lượng kiến thức tổng hợp lớn, và có nhiều phần em chưa nắm vững, dù đã tham khảo các tài liệu song khi thực hiện bài tập lớn, trong tính toán không thể tránh được những thiếu sót. Em mong được sự góp ý và giúp đỡ của các thầy cô.

Em xin chân thành cảm ơn các thầy cô đã hướng dẫn tận tình và cho em nhiều ý kiến quý báu cho việc hoàn thành bài tập lớn môn học này.

## Chương 1: Tính thiết kế bộ truyền đai

Thông số tính toán thiết kế bộ truyền đai:

- Công suất trên trục chủ động:  $P_1 = 1$  (kW)
- Mô men xoắn trên trục chủ động:  $T_1 = 9947.9$  (N.mm)
- Số vòng quay trên trục chủ động:  $n_1 = 960$  (vòng/phút)
- Tỷ số truyền của bộ truyền:  $u = 3.56 \times 3.60 \times 1 = 12.816$
- Góc nghiêng bộ truyền so với phương nằm ngang:

$$\beta = 90 - \alpha = 5^\circ$$

- Bộ truyền làm việc 2 ca
- Tải trọng tĩnh, làm việc va đập nhẹ

### 1.1 Chọn loại đai

Với  $P_1 = 1$  (kW) < 2 (kW),  $n_1 = 960$  (vòng/phút) ta chọn đai thang thường loại O.

Tra bảng ta có các thông số đai như bảng bên dưới:

Kí hiệu	Kích thước tiết diện (mm)				Diện tích tiết diện A (mm <sup>2</sup> )	Đường kính bánh đai nhỏ $d_1$ (mm)	Chiều dài giới hạn l (mm)
	$b_t$	b	h	$y_0$			
O	8.5	10	6	2.1	47	70÷140	400÷2500

Điều kiện làm việc va đập nhẹ nên ta chọn vật liệu đai là đai vải cao su.

- Chọn đường kính bánh đai nhỏ:

$$d_1 = 1.2 \times 70 = 84 \text{ (mm)}$$

Chọn  $d_1$  theo tiêu chuẩn  $d_1 = 90$  mm

- Kiểm tra vận tốc đai:

$$v_1 = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60000} = \frac{3.14 \times 90 \times 960}{60000} = 4.52 \text{ (m/s)} < v_{\max} \text{ (thoả mãn)}$$

- Chọn hệ số trượt tương đối  $\xi = 0.02$

- Đường kính bánh đai lớn:

$$d_2 = d_1(1 - \xi)u = 90 \times (1 - 0.02) \times 3.56 = 313.99 \text{ (mm)}$$

Chọn  $d_2$  theo tiêu chuẩn  $d_2 = 315 \text{ (mm)}$

- Tỷ số truyền thực tế:

$$u_t = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)} = \frac{315}{90 \times (1 - 0.02)} = 3.57$$

- Sai lệch tỷ số truyền:

$$\Delta u = \frac{u_t - u}{u} = \frac{3.57 - 3.56}{3.56} = 0.28\% < 4\%$$

- Khoảng cách trục:

Theo bảng 4.14[1]

**Bảng 4.14**

u	1	2	3	4	5	≥ 6
a/d <sub>2</sub>	1,5	1,2	1,0	0,95	0,9	0,85

Với  $u_t = 3.57$  ta có

$$\frac{a}{d_2} = 1 \Rightarrow a = d_2 = 315 \text{ (mm)}$$

Kiểm tra điều kiện a:

$$\begin{aligned} 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h &\leq a \leq 2(d_1 + d_2) \\ \Rightarrow 0,55 \cdot (90 + 315) + 6 &\leq a \leq 2 \cdot (90 + 315) \\ \Rightarrow 229 &\leq a \leq 810 \end{aligned}$$

Lấy  $a = 315 \text{ (mm)}$  thỏa mãn điều kiện

- Chiều dài dây đai:

$$\begin{aligned} L &= 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \\ &= 2 \times 315 + \frac{\pi(90 + 315)}{2} + \frac{(315 - 90)^2}{4 \times 315} = 1306.35 \text{ (mm)} \end{aligned}$$

Chọn chiều dài đai theo tiêu chuẩn là 1400 mm



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

$$i = \frac{v}{L} = \frac{4.52}{1400 \times 10^{-3}} = 3.23 < i_{\max} = 10 (v/s)$$

## 1.2 Tính toán các thông số bộ truyền đai

- Tính lại khoảng cách trục  $a$  theo chiều dài đai tiêu chuẩn  $L = 1400 \text{ mm}$ :

Với:

$$a = \frac{\lambda + \sqrt{(\lambda^2 - 8 \cdot \Delta^2)}}{4}$$

$$\lambda = L - \pi \frac{(d_1 + d_2)}{2} = 1400 - \pi \frac{(90 + 315)}{2} = 763.83$$

$$\Delta = \frac{(d_2 - d_1)}{2} = \frac{315 - 90}{2} = 112.5$$

Ta có

$$a = \frac{763.83 + \sqrt{763.83^2 - 8 \times 112.5^2}}{4} = 364.56 (\text{mm})$$

- Góc ôm:

$$\alpha_1 = 180 - \frac{57 \cdot (d_2 - d_1)}{a} = 180 - \frac{57}{364.56} (315 - 90) = 144.82^\circ$$

$\alpha_1 > \alpha_{\min} = 120^\circ$  thỏa mãn yêu cầu.

## 1.3 Xác định số đai $z$

- Tính hệ số góc ôm đai  $C_\alpha$ :

$$C_\alpha = 1.24(1 - e^{\frac{-\alpha_1}{110}}) = 1.24(1 - e^{\frac{-144.82}{110}}) = 0.91$$

- Tính hệ số ảnh hưởng của vận tốc  $C_v$ :

$$C_v = 1 - 0.05(0.01v^2 - 1) = 1.04$$

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

u	1	1,1	1,2	1,4	1,8	$\geq 2,5$
$C_u$	1	1,01	1,07	1,1	1,12	1,14

Tra bảng ta có  $C_u = 1.14$ .

- Hệ số xét đến ảnh hưởng của sự phân bố không đều tải trọng giữa các dây đai  $C_z$  :

Tra bảng 4.19[1],  $[P_0]=0.64$  kW. Từ đó ta có  $P_1/[P_0]=1.56$  nên  $C_z = 1$

- Hệ số xét đến ảnh hưởng của chế độ tải trọng  $C_r$  :

Tải trọng	Tĩnh	Dao động nhẹ	Dao động mạnh	Va đập
$C_r$	1÷0,85	0,9÷0,8	0,8÷0,7	0,7÷0,6

Với đặc tính làm việc có va đập nhẹ,  $C_r = 0.7$ .

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

$$C_L = \sqrt[6]{\frac{L}{L_0}} = \sqrt[6]{\frac{1400}{1320}} = 1.01$$

- Số đai z:

$$z \geq \frac{P_1}{[P_0]C_\alpha C_u C_L C_z C_r C_v} = \frac{1}{0.64 \times 0.91 \times 1.14 \times 1.01 \times 1 \times 0.7 \times 1.04}$$

$$\Rightarrow z \geq 2.05$$

Vậy chọn  $z = 3$ .

- Chiều rộng bánh đai B:

Tra bảng 4.21[1] ta có:

- Chiều rộng của đai:

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

chọn b theo tiêu chuẩn  $b = 40 \text{ mm}$

chọn bề rộng bánh đai theo tiêu chuẩn  $B = 50 \text{ mm}$

$$B = (z - 1)t + 2e = (3 - 1) \times 12 + 2 \times 8 = 40 (\text{mm})$$

- Đường kính ngoài của bánh đai:

$$d_a = d + 2h_0 = 90 + 2 \times 2.5 = 95 (\text{mm})$$

#### 1.4 Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục

- Lực căng đai ban đầu:

$$F_0 = z \times A \times \sigma_0 = 3 \times 47 \times 1.6 = 225.6 (N)$$

- Lực vòng có ích:

$$F_t = \frac{1000 P_1}{v} = \frac{1000 \times 1}{4.52} = 221.24 (N)$$

- Hệ số ma sát giữa đai và bánh đai:

$$f' = \frac{1}{\alpha} \ln \frac{2F_0 + F_t}{2F_0 - F_t} = \frac{1}{85} \ln \frac{2 \times 225.6 + 221.24}{2 \times 225.6 - 221.24} = 0.013$$

- Lực tác dụng lên trục:

$$F_r \approx 2F_0 \times \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 225.6 \times \sin \frac{144.82}{2}$$

$$\Rightarrow F_r \approx 430.10 (N)$$

### 1.5 Ứng suất lớn nhất trong dây đai và tuổi thọ

- Ứng suất lớn nhất trong dây đai:

Với  $\rho = 1400 kg / m^3$  (khối lượng riêng của vật liệu làm dây đai)

$E = 350 MPa$  (môđun đàn hồi đối với dây vải cao su)

$$\sigma_{\max} = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2A} + \rho v^2 \times 10^{-6} + \frac{2y_0}{d_1} E$$

$$= \frac{225.6}{47} + \frac{221.24}{2 \times 47} + 1400 \times 4.52^2 \times 10^{-6} + \frac{2 \times 2.1}{84} \times 350 = 17.82 (MPa)$$

- Tuổi thọ đai:

$$L_h = \left( \frac{\sigma_r}{\sigma_{\max}} \right)^m \times \frac{10^{-7}}{2 \times 600 \times i} = \left( \frac{\sigma_r}{17.82} \right)^m \times \frac{10^{-7}}{2 \times 600 \times 3.23} =$$

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

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

- Mô men xoắn trên bánh chủ động:  $T_1 = 33325.5 \text{ Nmm}$
- Tốc độ bánh răng chủ động:  $n_1 = 269.66 \text{ vòng/phút}$
- Tỷ số truyền của bộ truyền:  $u = 3.6$
- Thời gian phục vụ:  $L_h = 20000 \text{ giờ}$
- Bộ truyền làm việc 2 ca
- Tải trọng tĩnh, làm việc va đập nhẹ

### 2.1 Chọn vật liệu

Chọn vật liệu làm bánh răng:

- Vật liệu bánh răng nhỏ:

Nhãn hiệu thép: 45

Chế độ nhiệt luyện: Tôi cải thiện

Độ rắn:  $HB=192 \div 240 \Rightarrow$  chọn  $HB_1 = 230$

Giới hạn bền  $\sigma_{b_1} = 750 \text{ (MPa)}$

Giới hạn chảy  $\sigma_{ch_1} = 450 \text{ (MPa)}$

- Vật liệu bánh răng lớn:

Nhãn hiệu thép: 45

Chế độ nhiệt luyện: Tôi cải thiện

Độ rắn:  $HB=192 \div 240 \Rightarrow$  chọn  $HB_2 = 230$

Giới hạn bền  $\sigma_{b_2} = 750 \text{ (MPa)}$

Giới hạn chảy  $\sigma_{ch_2} = 450 \text{ (MPa)}$

### 2.2 Xác định ứng suất cho phép

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim}^0}{S_H} Z_R Z_v K_{xH} K_{HL}$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim}^0}{S_F} Y_R Y_S K_{xF} K_{FL}$$

Chọn sơ bộ

$$Z_R Z_v K_{xH} = 1$$

$$Y_R Y_S K_{xF} = 1$$

- $S_H, S_F$  : Hệ số an toàn khi tính về ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn. Tra bảng 6.2[1] (trang 94) được.

- Bánh chủ động:  $S_{H1} = 1.1$  ;  $S_{F1} = 1.75$

- Bánh bị động:  $S_{H2} = 1.1$  ;  $S_{F2} = 1.75$

- $\sigma_{H\lim}^0, \sigma_{F\lim}^0$  : Ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép ứng với số chu kỳ cơ sở.

$$\sigma_{H\lim}^0 = 2HB + 70$$

$$\sigma_{F\lim}^0 = 1.8HB$$

- Bánh chủ động:

$$\sigma_{H\lim1}^0 = 2HB_1 + 70 = 2 \times 230 + 70 = 530 \text{ (Mpa)}$$

$$\sigma_{F\lim1}^0 = 1.8HB_1 = 1.8 \times 230 = 414 \text{ (Mpa)}$$

- Bánh bị động:

$$\sigma_{H\lim2}^0 = 2HB_2 + 70 = 2 \times 230 + 70 = 530 \text{ (Mpa)}$$

$$\sigma_{F\lim2}^0 = 1.8HB_2 = 1.8 \times 230 = 414 \text{ (Mpa)}$$

- $K_{HL}, K_{FL}$  : Hệ số tuổi thọ

$$K_{HL} = m_H \sqrt{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}$$

$$K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}$$

- $m_H, m_F$  : Bậc của đường cong mỏi. Bánh răng có  $HB < 350$  có

$$m_H = m_F = 6$$

- $N_{H0}, N_{F0}$  : Số chu kỳ thay đổi ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn.

Bánh chủ động:

$$N_{H01} = 30HB_1^{2.4} = 30 \times 230^{2.4} = 13972305$$

$$N_{F01} = 4 \times 10^6$$

Bánh bị động:

$$N_{H02} = 30HB_2^{2.4} = 30 \times 230^{2.4} = 13972305$$

$$N_{F02} = 4 \times 10^6$$

-  $N_{HE}, N_{FE}$  : Số chu kỳ thay đổi ứng suất.

$$N_{HE} = N_{FE} = 60cnL_H$$

+ c: Số lần ăn khớp trong 1 vòng quay (c = 1)

+ n: Vận tốc vòng của bánh răng

+  $L_H$  : Thời gian làm việc của bánh răng

Bánh răng chủ động:

$$N_{HE1} = N_{FE1} = 60cnL_H = 60 \times 1 \times 269.66 \times 20000 = 3.24 \times 10^8$$

Bánh răng bị động:

$$N_{HE2} = N_{FE2} = \frac{N_{HE1}}{u} = \frac{3.24 \times 10^8}{3.60} = 9 \times 10^7$$

Bánh chủ động:

$$N_{HE1} > N_{H01} \text{ lấy } K_{HL1} = 1$$

$$N_{FE1} > N_{F01} \text{ lấy } K_{FL1} = 1$$

Bánh bị động:

$$N_{HE2} > N_{H02} \text{ lấy } K_{HL2} = 1$$

$$N_{FE2} > N_{F02} \text{ lấy } K_{FL2} = 1$$

Thay số vào công thức được:

- Bánh chủ động:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H\lim_1}^0}{S_{H1}} K_{HL1} = \frac{530}{1.1} \times 1 = 481.82 (MPa)$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F\lim_1}^0}{S_{F1}} K_{FL1} = \frac{414}{1.75} \times 1 = 236.57 (MPa)$$

- Bánh bị động:

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H \lim 2}^0}{S_{H2}} K_{HL2} = \frac{530}{1.1} \times 1 = 481.82 (MPa)$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F \lim 2}^0}{S_{F2}} K_{FL2} = \frac{414}{1.75} \times 1 = 236.57 (MPa)$$

Với bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng:

$$[\sigma_H]_{sb} = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2} = \frac{481.82 + 481.82}{2} = 481.82 (MPa)$$

### 2.3 Xác định sơ bộ khoảng cách trục

Khoảng cách trục được xác định theo công thức:

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

Trong đó:

- $K_a$  - Hệ số phụ thuộc vào vật liệu bánh răng và loại răng:  $K_a = 43 (MPa^{\frac{1}{3}})$
- $T_1$  - Moment xoắn trên trục chủ động:  $T_1 = 33325.5 (Nmm)$
- $[\sigma_H]_{sb}$  - Ứng suất tiếp xúc cho phép:  $[\sigma_H]_{sb} = 409.09 (MPa)$
- $u$ : Tỷ số truyền:  $u = 3.6$
- $\psi_{ba}, \psi_{bd}$  - Hệ số chiều rộng vành răng: Chọn  $\psi_{ba} = 0.3$

$$\psi_{bd} = 0.5 \psi_{ba} (u + 1) = 0.5 \times 0.3 \times (3.6 + 1) = 0.69$$

Chọn  $\psi_{bd} = 0.6$

- $K_{H\beta}$ . Hệ số xét đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng. Tra bảng 6.7[1] có  $K_{H\beta} = 1.02$

Thay số vào công thức:

$$a_w = 43 \times (3.6 + 1) \times \sqrt[3]{\frac{33325.5 \times 1.02}{400^2 \times 3.6 \times 0.3}} = 115.04 (mm)$$

Ta chọn  $a_w = 125 mm$

### 2.4 Xác định các thông số ăn khớp

- Chọn mô đun pháp:

$$m_n = (0.01 \div 0.02) a_w = (1.25 \div 2.5) \text{ (mm)}$$

- Theo bảng 6.8[1] chọn  $m_n = 1.25 \text{ mm}$
- Chọn sơ bộ góc nghiêng răng  $\beta = 20^\circ$
- Số răng bánh chủ động:

$$z_1 = \frac{2 \times a_w \times \cos(\beta)}{m_n \times (u+1)} = \frac{2 \times 125 \times \cos(20)}{1.25 \times (3.6+1)} = 41 \text{ (răng)}$$

- Số răng bánh bị động:

$$z_2 = z_1 \times u = 41 \times 3.6 = 148 \text{ (răng)}$$

- Tỷ số truyền thực tế:

$$u_t = \frac{z_2}{z_1} = \frac{148}{41} = 3.61$$

- Sai lệch tỷ số truyền

$$\Delta u = \frac{|u_t - u|}{u} \times 100\% = \frac{3.61 - 3.6}{3.6} \times 100\% = 0.3\%$$

- Góc nghiêng răng:

$$\beta = \arccos \frac{m_n \times (z_1 + z_2)}{2 \times a_w} = \arccos \frac{1.25 \times (41 + 148)}{2 \times 125} = 19.09^\circ$$

## 2.5 Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc

$$\sigma_H = \frac{Z_m Z_H Z_\epsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2 T_1 K_H (u_m + 1)}{b_w u}} \xi[\sigma_H]$$

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

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

$$\alpha_{tw} = \alpha_t = \arctg \frac{\tg \alpha}{\cos \beta} = \arctg \frac{\tg 20}{\cos 19.09} = 21.06^\circ$$

$$\tg \beta_b = \cos 21.06 \times \tg 19.09 \Rightarrow \beta_b = 17.90^\circ$$

$$Z_H = \sqrt{2 \cos \beta_b / \sin 2 \alpha_{tw}} = \sqrt{2 \cos(17.90) / \sin(2 \times 21.06)} = 1.68 \text{ (Mpa)}^{1/2}$$

- $Z_\epsilon$  - Hệ số kể đến sự trùng khớp của răng.



Hệ số trùng khớp dọc của răng:

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{m\pi} = \frac{37.5 \times \sin 19.09^\circ}{1.25\pi} = 3.12 > 1 (b_w = \psi_{ba} \times a_w = 0.3 \times 125 = 37.5)$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[ 1 - \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \times \cos \beta = \left[ 1 - \left( \frac{1}{41} + \frac{1}{148} \right) \right] \times \cos 19.09 = 0.92$$

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{1/\varepsilon_{\alpha}} = \sqrt{1/0.92} = 1.04$$

-  $d_w$  : Đường kính vòng lăn bánh nhỏ.

$$d_w = 2a_w / (u+1) = 2 \times 125 / (3.6+1) = 54.35 \text{ (mm)}$$

-  $b_w$  : Chiều rộng vành răng

$$b_w = \psi_{ba} \times a_w = 0.3 \times 125 = 37.5 \text{ (mm)}$$

-  $K_H$  : 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

$$v = \frac{\pi d_w n_1}{60000} = \frac{\pi \times 54.35 \times 269.66}{60000} = 0.77 \text{ (m/s)}$$

Theo bảng 6.13[1] chọn cấp chính xác 9. Theo bảng (6.14), (6.15), (6.16)[1] ta chọn được  $K_{H\alpha} = 1.13$ ,  $\delta_H = 0.002$ ,  $g_0 = 73$

$$v_H = \delta_H g_0 v \sqrt{a_w / u} = 0.002 \times 73 \times 0.77 \times \sqrt{125 / 3.6} = 0.66$$

Theo công thức (6.41)[1] ta có

$$K_{HV} = 1 + \frac{v_H b_w d_w}{2T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha}} = 1 + \frac{0.66 \times 37.5 \times 54.35}{2 \times 33325.5 \times 1.02 \times 1.13} = 1.02$$

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{HV} = 1.02 \times 1.13 \times 1.02 = 1.18$$

$\Rightarrow$  Ta tính được

$$\sigma_H = \frac{274 \times 1.68 \times 1.04}{54.35} \times \sqrt{\frac{2 \times 33325.5 \times 1.18 \times (3.6+1)}{37.5 \times 3.6}} = 455.98 \leq [\sigma_H] \text{ (MPa)}$$

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

## 2.6 Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn

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

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

Trong đó:

$$+ K_{Fa}=1.37$$

$$+ K_{Fb}=1.05$$

$$+ v_F = \delta_F g_0 v \sqrt{a_w/u} = 0,006 \times 73 \times 0.77 \times \sqrt{125/3.6} = 1.98$$

$$+ K_{Fv} = 1 + \frac{v_F b_w d_w}{2T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha}} = 1 + \frac{1.98 \times 37.5 \times 54.35}{2 \times 33325.5 \times 1.02 \times 1.13} = 1.05$$

$$+ Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{0.92} = 1.09$$

$$+ Y_\beta = 1 - \frac{\beta_b}{140} = 1 - \frac{17.90}{140} = 0.87$$

$$+ z_{v_2} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{41}{\cos^3 19.09} = 48.58 \Rightarrow Y_{F1} = 3.7$$

$$+ z_{v_2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{148}{\cos^3 19.09} = 175.37 \Rightarrow Y_{F2} = 3.6$$

$$\Rightarrow \sigma_{F1} = \frac{2 \times 33325.5 \times 1.37 \times 1.05 \times 1.05 \times 1.09 \times 0.87 \times 3.7}{37.5 \times 1.25 \times 54.35} = 138.65 \leq [\sigma_{F1}]$$

$$\Rightarrow \sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F1} Y_{F2}}{Y_{F1}} = \frac{138.65 \times 3.6}{3.7} = 134.90 \leq [\sigma_{F2}]$$

## 2.7 Tính lực ăn khớp

Lực vòng:

$$F_t = \frac{2 \times T_1}{d_{w1}} = \frac{2 \times 33325.5}{54.35} = 1226.33 \text{ (N)}$$

Lực hướng tâm:

$$F_r = F_t \tan \alpha_{tw} = F_t \frac{\tan \alpha_{nw}}{\cos \beta_w} = 1226.33 \times \frac{\tan 21.06}{\cos 19.09} = 499.69 \text{ (N)}$$

Lực dọc trục:

$$F_a = F_t \tan \beta_w = 472.22 \times \tan 19.09 = 424.41 \text{ N}$$

Tổng hợp các thông số của bộ truyền bánh răng:

Thông số	Kí hiệu	Giá trị
Khoảng cách trục chia	$a$	125 (mm)
Khoảng cách trục	$a_w$	125 (mm)
Số răng	$z_1$	41
	$z_2$	148
Đường kính vòng chia	$d_1$	54.23 (mm)
	$d_2$	195.77 (mm)
Đường kính vòng lăn	$d_{w1}$	54.35 (mm)
	$d_{w2}$	195.66 (mm)
Đường kính đỉnh răng	$d_{a1}$	56.73 (mm)
	$d_{a2}$	198.27 (mm)
Đường kính đáy răng	$d_{f1}$	51.11 (mm)
	$d_{f2}$	192.65 (mm)
Đường kính cơ sở	$d_{b1}$	50.96 (mm)
	$d_{b2}$	183.96 (mm)
Hệ số dịch chỉnh	$x_1$	0
	$x_2$	0
Góc profin gốc	$\alpha$	20°
Góc profin răng	$\alpha_t$	21.06°
Góc ăn khớp	$\alpha_{tw}$	21.06°
Hệ số trùng khớp ngang	$\varepsilon_\alpha$	0.92
Hệ số trùng khớp dọc	$\varepsilon_\beta$	3.12
Môđun pháp	$m$	1.25 (mm)
Góc nghiêng của răng	$\beta$	19.09°
Bề rộng răng	$b_w$	37.5 (mm)

### Chương 3: Tính thiết kế trục

Yêu cầu tính toán thiết kế trục:

- Trục yêu cầu: trục I
- Mô men xoắn trên trục:  $T_I = 33325.5 (Nmm)$

#### 3.1 Chọn vật liệu chế tạo trục

Trục ở hộp giảm tốc khi chịu tải trọng trung bình ta thường dùng thép 45 tôi thường hoá cho trục I có:

$$\sigma_{ch} = 340(MPa), \sigma_b = 600(MPa) .$$

Thép 45 tôi cải thiện cho trục II, III có:

$$\sigma_{ch} = 450 (MPa), \sigma_b = 750(MPa)$$

Ứng suất xoắn cho phép  $[\tau] = 12 \div 30 MPa$

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

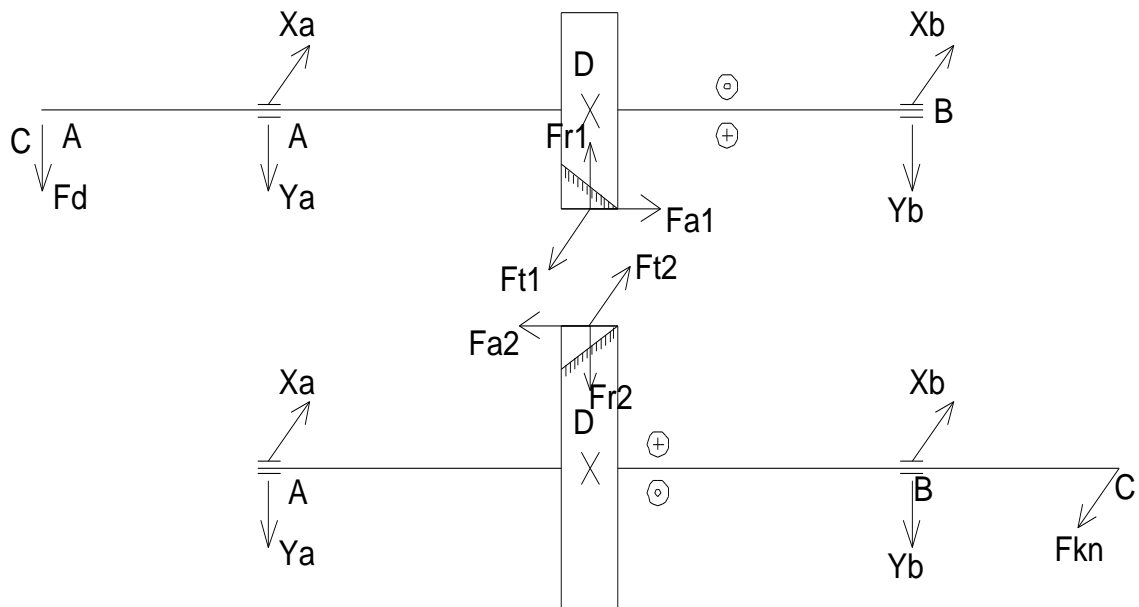
Xác định chiều và trị số của các lực từ các bộ truyền bánh răng:

Với hộp giảm tốc bánh răng trụ 1 cấp ta có:

$$T_1 = 33325,5(N.mm)$$

$d_{w1}$ - Đường kính vòng lăn bánh 1

$$d_{w1} = 54,35 (mm)$$



Sơ đồ chiều quay và phân tích lực

Các lực tác dụng từ bộ truyền:

- Lực vòng:

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{w1}} = \frac{2.33325,5}{54,35} = 1226,33(N)$$

- Lực hướng tâm:

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{t_w}}{\cos \beta} = \frac{1226,33 \cdot \operatorname{tg} 21,06^0}{\cos 19,09} = 499,69(N)$$

- Lực dọc trục:

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta = 1226,33 \cdot \operatorname{tg} 19,09 = 421,41 (N)$$

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

Đường kính trục được xác định theo mômen xoắn theo công thức:

$$d^{sb} = \sqrt[3]{\frac{T_i}{0,2[\tau]}}$$

Trong đó:

$T_i$ : mômen xoắn trên trục i (Nmm)

$[\tau]$ : ứng suất xoắn cho phép  $[\tau] = 12 \div 30(\text{MPa})$

$\Rightarrow$  chọn  $[\tau] = 20(\text{MPa})$  với trục I, II, III

$$d_i^{sb} \geq \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{33325,5}{0,2 \cdot 20}} = 20,27(\text{mm})$$

Ta có:

$$l_{12} = 5 \cdot b_w = 5 \cdot 37,5 = 187,5(\text{mm})$$

$$l_{13} = 4 \cdot b_w = 4 \cdot 37,5 = 150(\text{mm})$$

$$l_{11} = 2 \cdot l_{13} = 2 \cdot 150 = 300(\text{mm})$$

$$b_w = 37,5(\text{mm})$$

### 3.4 Tính phản lực tại các gối đỡ

- Lực từ bộ truyền đai tác dụng lên trục:

$$F_d = 430,1(N)$$

$T_1$  - Momen xoắn của trục I;  $T_1 = 33325,5 (N \cdot \text{mm})$

- Đặt lực  $F_{kn}$  theo phương x ngược chiều  $F_{t1}$  để làm tăng ứng suất và biến dạng do lực vòng trên chi tiết quay khác được lắp trên cùng một trục gây nên.

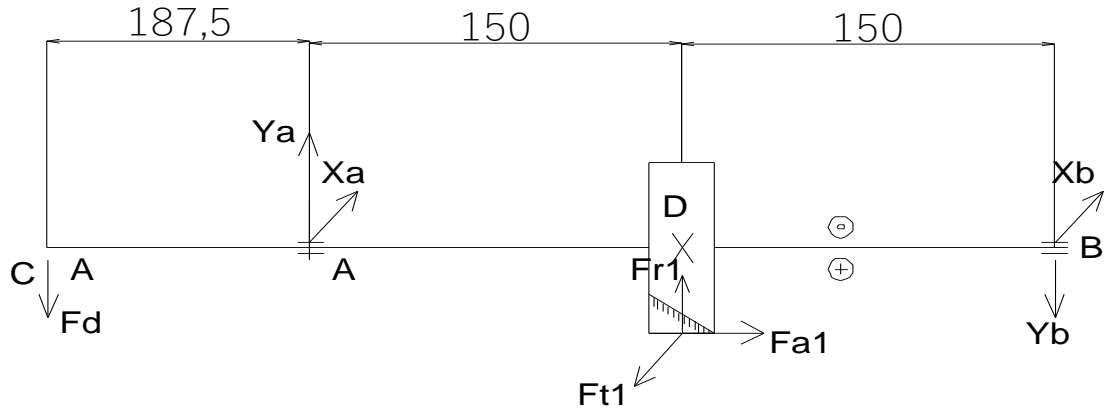
$$F_{t1} = 1226,33 \text{ (N.mm)} ;$$

$$F_{r1} = 499,69 \text{ (N.mm)} ;$$

$$F_{a1} = 421,41 \text{ (N.mm)}$$

$$M_{a1} = F_{a1} \cdot \frac{dw1}{2} = 421,41 \cdot 54,35 / 2 = 11451,82 \text{ (N.mm)}$$

- Giả sử các lực tác dụng lên trục như hình vẽ:



Biểu đồ phân tích các lực tác dụng lên trục I.

- Xác định các phản lực tại điểm A:  $F_{XA}$ ,  $F_{YA}$

$$F_X = X_a + X_b - F_t = 0$$

$$M_{Ax} = F_{t1} \cdot 150 - X_b \cdot 300 = 0$$

$$\Rightarrow X_b = \frac{1226,33 \cdot 150}{300} = 613,165 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow X_a = F_{t1} - X_b = 1226,33 - 613,165 = 613,165 \text{ (N)}$$

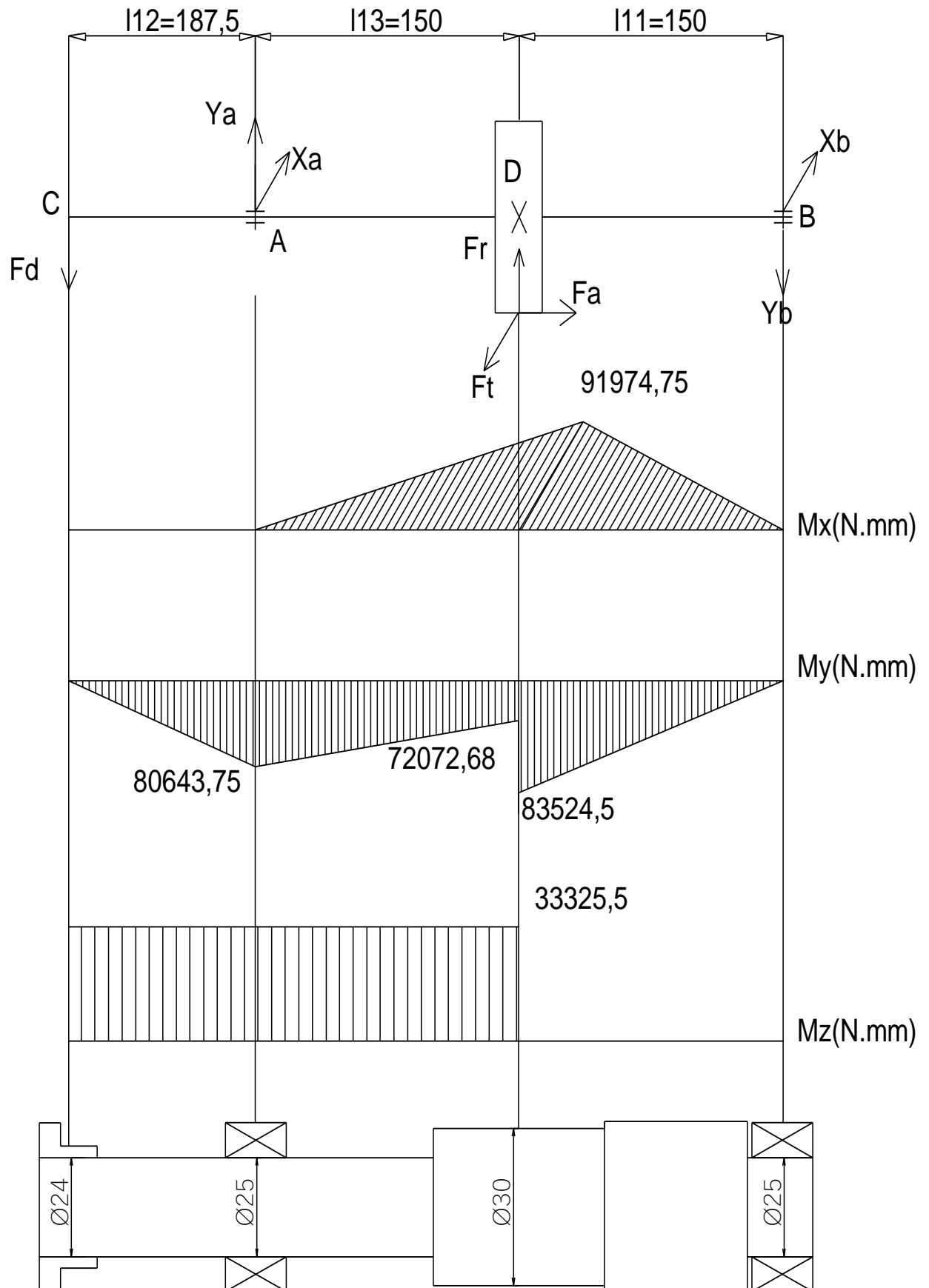
$$F_Y = Y_d + Y_b - Y_a - F_{r1} = 0$$

$$M_{Ay} = F_d \cdot 187,5 + 499,69 \cdot 150 + 11451,82 - Y_b \cdot 300 = 0$$

$$\Rightarrow Y_b = \frac{430,1 \cdot 187,5 + 499,69 \cdot 150 + 11451,82}{300} = 556,83 \text{ (N)}$$

$$Y_a = F_d + Y_b - F_{r1} = 430,1 + 556,83 - 499,69 = 487,24 \text{ (N)}$$

Ta có sơ đồ momen và trục như sau:



Biểu đồ momen trục I

### 3.5 Tính mômen tương đương

Xác định các mômen tương đương:  $M_A, M_B, M_C, M_D$ : Các mômen tại điểm A, B, C, D.

$$M_j = \sqrt{M_{jx}^2 + M_{jy}^2} \text{ (Nmm)}$$

$$M_{tdj} = \sqrt{M_j^2 + 0,75T_j^2} \text{ (Nmm)}$$

### 3.6 Thiết kế sơ bộ kết cấu trục

Trong đó:  $[\sigma]$  là ứng suất cho phép của thép chế tạo trục. Tra bảng 10.5 [I] ứng với  $d_1^{sb} = 25$ , thép 45 có  $\sigma_b = 600 \text{ Mpa}$ , chọn  $[\sigma_b] = 63 \text{ (MPa)}$

$M_{tdA}, M_{tdB}, M_{tdC}, M_{tdD}$ : Các mômen tương đương tại điểm A, B, C, D với:

$$M_{td1} = \sqrt{M_i^2 + 0,75T_i^2}$$

Vậy:

- Tại tiết diện A:

$$M_{tdA} = \sqrt{80643,75^2 + 0,75.33325,5^2} = 85652,53 \text{ N.mm}$$

$$d_A \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdA}}{0,1[\sigma_b]}} = \sqrt[3]{\frac{85652,53}{0,1.63}} = 23,86 \text{ (mm)}$$

- Tại tiết diện C:

$$M_{tdC} = \sqrt{0,75.33325,5^2} = 28860,73 \text{ N.mm}$$

$$d_C \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdC}}{0,1[\sigma_b]}} = \sqrt[3]{\frac{28860,73}{0,1.63}} = 16,6$$

Do tại C có rãnh then nên ta chọn đường kính tăng lên 4% để đảm bảo độ bền cứng:

$$\Rightarrow d_C' = 16,6 + 0,04.16,6 = 17,27 \text{ (mm)}$$

- Tại tiết diện D:

$$M_{tdD} = \sqrt{91974,75^2 + 72072,68^2 + 0,75.33325,5^2} = 120360,98 \text{ N.mm}$$

$$M_{tdD}^{ph} = \sqrt{91974,75^2 + 83524,5^2 + 0,75^2.0} = 124240,48 \text{ N.mm}$$

$$d_D \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdD}}{0,1[\sigma_b]}} = \sqrt[3]{\frac{124240,8}{0,1.63}} = 27,01 \text{ N.mm}$$



Do tại D có rãnh then nên ta chọn đường kính tăng lên 4% để đảm bảo độ bền cứng:

$$\Rightarrow d_D' = 27,01 + 0,04.27,01 = 28,09 \text{ (mm)}$$

Vậy theo tiêu chuẩn để đảm bảo tính công nghệ lắp ghép ta chọn:

$d_D' = 30 \text{ (mm)}$  , lắp bánh răng

$d_A' = d_B' = 25 \text{ (mm)}$  lắp ổ lăn

$d_C' = 24 \text{ (mm)}$  lắp khớp nối.

## KẾT LUẬN

Sau thời gian tìm hiểu, tính toán, thiết kế dưới sự hướng dẫn của cô Vũ Thị Liên và thầy Đinh Thế Hưng, bài tập lớn chi tiết máy của em đã hoàn thành các nhiệm vụ:

- Thiết kế bộ truyền đai
- Thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng
- Tính thiết kế trục

Lần đầu tiên làm quen với công việc thiết kế, với một khối lượng kiến thức tổng hợp lớn, và có nhiều phần em chưa nắm vững, dù đã tham khảo các tài liệu song khi thực hiện bài tập lớn, trong tính toán không thể tránh được những thiếu sót. Em mong được sự góp ý và giúp đỡ của các thầy cô.

## 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.