



# **Đồ án chi tiết máy**

## **Đề 2: Thiết kế hệ dẫn động băng tải**

GVHD: Trịnh Đồng Tính

SV: Nguyễn Văn Đoàn

### Lời Nói Đầu

Thiết Kế Đồ án Chi Tiết Máy là một môn học cơ bản của ngành cơ khí. Môn học này không những giúp cho sinh viên có một cái nhìn cụ thể hơn thực tế hơn đối với các kiến thức đã được học, mà nó còn là cơ sở rất quan trọng của các môn chuyên ngành sẽ được học sau này.

Đề tài mà em được giao là thiết kế hệ dẫn động băng tải gồm có bộ hộp giảm tốc bánh răng trụ răng nghiêng và bộ truyền đai. Trong quá trình tính toán và thiết kế các chi tiết máy cho hộp giảm tốc em đã sử dụng và tra cứu một số những tài liệu sau:

-Chi tiết máy tập 1 và 2 của GS.TS-Nguyễn Trọng Hiệp.

-Tính toán thiết kế hệ thống dẫn động cơ khí tập 1 và 2 của PGS.TS Trịnh Chất và TS Lê Văn Uyển.

Do là lần đầu làm quen với công việc thiết kế chi tiết máy, cùng với sự hiểu biết còn hạn chế cho nên dù đã rất cố gắng tham khảo các tài liệu và bài giảng của các môn có liên quan song bài làm của sinh viên chúng em không thể tránh khỏi những sai sót. Kính mong được sự hướng dẫn và chỉ bảo nhiệt tình của các thầy cô trong bộ môn giúp cho những sinh viên như chúng em ngày càng tiến bộ trong học tập.

Cuối cùng em xin chân thành cảm ơn các thầy trong bộ môn, đặc biệt là thầy **Trịnh Đồng Tính** đã trực tiếp hướng dẫn, chỉ bảo tận tình để em có thể hoàn thành tốt nhiệm vụ được giao. Em xin chân thành cảm ơn!

Sinh viên : Nguyễn Văn Đoàn

**ĐỒ ÁN CHI TIẾT MÁY****ĐỀ SỐ 2: THIẾT KẾ HỆ DẪN ĐỘNG BĂNG TẢI**

- Thông số đầu vào :**
1. Lực kéo băng tải  $F = 670\text{N}$
  2. Vận tốc băng tải  $v = 1,33 \text{ m/s}$
  3. Đường kính tang  $D = 380 \text{ mm}$
  4. Thời hạn phục vụ  $L_h = 7500 \text{ giờ}$
  5. Số ca làm việc: Số ca = 2 ca
  6. Góc nghiêng đường nối tâm của bộ truyền ngoài:  $180^\circ$
  7. Đặc tính làm việc: va đập vừa

**PHẦN 1: CHỌN ĐỘNG CƠ ĐIỆN VÀ PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN****1.1.Chọn động cơ điện****1.1.1.Xác định công suất yêu cầu của trục động cơ**

$$P_{yc} = \frac{P_{ct}}{\eta}$$

Trong đó  $P_{ct}$ : Công suất trên một trục công tác

$P_{yc}$ : Công suất trên trục động cơ

$$P_{ct} = \frac{F \cdot v}{1000} = \frac{670 \cdot 1,33}{1000} = 0,89 \text{ kW}$$

Hiệu suất của bộ truyền:

$$\eta = \eta_{ol}^3 \cdot \eta_{kn} \cdot \eta_d \cdot \eta_{br} \quad (1)$$

Tra bảng  $\frac{2.3}{19}[I]$  ta có:

Hiệu suất của một cặp ổ lăn :  $\eta_{ol} = 0,99$

Hiệu suất của bộ đai :  $\eta_d = 0,96$

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

Hiệu suất của khớp nối:  $\eta_{kn} = 1$

Thay số vào (1) ta có:

$$\eta = \prod \eta_i = \eta_{ol}^3 \cdot \eta_{kn} \cdot \eta_d \cdot \eta_{br} = 0,99^3 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 1 = 0,9$$

Vậy công suất yêu cầu trên trục động cơ là :

$$P_{yc} = \frac{P_{ct}}{\eta} = \frac{0,89}{0,9} = 0,99 \text{ kW}$$

### 1.1.2. Xác định số vòng quay của động cơ

Trên trục công tác ta có:

$$n_{lv} = \frac{60000 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60000 \cdot 1,33}{\pi \cdot 380} = 66,88$$

$$n_{dc(sb)} = n_{ct} \cdot u_{sb}$$

Trong đó :  $u_{sb} = u_d u_h$  (2)

Tra bảng B  $\frac{2.4}{21}[I]$  ta chọn được tỉ số truyền sơ bộ của:

Truyền động đai:  $u_d = 3$

Truyền động bánh răng trụ:  $u_h = 4$  (hộp giảm tốc một cấp)

Thay số vào (2) ta có:

$$u_{sb} = u_d u_h = 3.4 = 12$$

Suy ra :  $n_{dc(sb)} = n_{ct} \cdot u_{sb} = 66,88.12 = 802,56$  (v/ph)

Chọn số vòng quay đồng bộ của động cơ:  $n_{dc} = 750$ (v/ph)

### 1.1.3. Chọn động cơ

Từ  $P_{yc} = 0,99$ kW &  $n_{dc} = 750$  v/ph

Tra bảng phụ lục  $\frac{P1.3}{238}[I]$  ta có động cơ điện

Kiểu động cơ	$P_{dc}$ (KW)	d(mm)	$n_{dc}$ (v/ ph)
4A80B6Y3	1,1	22	920

### 1.2. Phân phối tỉ số truyền

### 1.2.1 Xác định tỉ số truyền chung của hệ thống

Theo tính toán ở trên ta có:

$$n_{dc} = 920(v/p)$$

$$n_{ct} = 66,88(v/ph)$$

Tỉ số truyền chung của hệ thống là :

$$u_{ch} = \frac{n_{dc}}{n_{ct}} = \frac{920}{66,88} = 13,76$$

### 1.2.2 Phân phối tỉ số truyền cho hệ

$$u_{ch} = \frac{n_{dc}}{n_{ct}} = \frac{920}{66,68} = 13,76$$

Chọn trước tỉ số truyền của bộ truyền trong  $u_{br} = 4$

$$u_d = \frac{u_{ch}}{u_{br}} = \frac{13,76}{4} = 3,44$$

## 1.3. Tính các thông số trên các trục

### 1.3.1. Số vòng quay

Theo tính toán ở trên ta có:  $n_{dc} = 920(vg/ph)$

Tỉ số truyền từ động cơ sang trục I qua đai là:  $u_d = 3,44$

$$n_I = \frac{n_{dc}}{u_d} = \frac{920}{3,44} = 267,44 \text{ (v/ph)}$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{u_{br}} = \frac{267,44}{4} = 66,86 \text{ v/ph}$$

Số vòng quay thực của trục công tác là:

$$n_{ct} = \frac{n_{II}}{u_{kn}} = \frac{66,86}{1} = 66,86 \text{ v/ph}$$

### 1.3.2. Công suất

Công suất trên trục công tác (tính ở trên) là:  $P_{ct} = 0,99 \text{ (KW)}$

Công suất trên trục II là :

$$P_{II} = \frac{P_{ct}}{\eta_{ol} \cdot \eta_{kn}} = \frac{0,89}{0,99 \cdot 1} = 1 \text{ kW}$$

Công suất trên trục I là :

$$P_I = \frac{P_{II}}{\eta_{ol} \cdot \eta_{br}} = \frac{1}{0,99 \cdot 0,97} = 1,04 \text{ kw}$$

Công suất thực của động cơ là:

$$P_{dc}^* = \frac{P_I}{\eta_d \cdot \eta_{ol}} = \frac{1,04}{0,99 \cdot 0,96} = 1,09 \text{ kW}$$

### 1.3.3. Mômen xoắn trên các trục

Mômen xoắn trên trục I là :

$$T_I = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_I}{\eta_I} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{1,04}{267,44} = 37137 \text{ N. mm}$$

Mômen xoắn trên trục II là :

$$T_{II} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{66,86} = 142836 \text{ N. mm}$$

Mômen xoắn trên trục công tác là:

$$T_{ct} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{ct}}{n_{ct}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,89}{66,88} = 127086 \text{ N. mm}$$

Mômen xoắn thực trên trục động cơ là :

$$T_{đc} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{đc}}{n_{đc}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{1,09}{920} = 11315 \text{ N. mm}$$



**1.3.4 Bảng thông số động học**

Thông số/Trục	Động Cơ	I	II	Công Tác
U	$U_d = 3,44$	$U_{br} = 4$		$U_{kn} = 1$
n(v/ph)	920	267,44	66,86	66,88
P(KW)	1,09	1,04	1	0,89
T(N.mm)	11315	37137	142836	127086

## PHẦN II: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN NGOÀI

### Tính toán thiết kế bộ truyền đai dẹt:

Thông số yêu cầu:

Công suất trên trục chủ động:  $P_1 = P_{dc} = 1,09(kW)$

Mô men xoắn trên trục chủ động:  $T_1 = T_{dc} = 11315(N.mm)$

Số vòng quay trên trục chủ động:  $n_1 = n_{dc} = 920(vg / ph)$

Tỉ số truyền bộ truyền đai:  $u = u_d = 3,44$

Góc nghiêng bộ truyền ngoài:  $\beta = 180^\circ$

#### 2.1. Chọn loại đai và tiết diện đai.

Chọn đai vải cao su.

#### 2.2. Chọn đường kính hai đai

$$d_1 = (5,2 \div 6,4) \cdot \sqrt[3]{T_1} = (5,2 \div 6,4) \sqrt[3]{11315} = (116,74 \div 143,68)(mm)$$

Chọn  $d_1$  theo tiêu chuẩn ta được  $d_1 = 140(mm)$

Kiểm tra về vận tốc đai :

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 140 \cdot 920}{60000} = 6,74(m/s) < v_{max} = 25(m/s) \Rightarrow \text{Thỏa mãn}$$

$$d_2 = u \cdot d_1 \cdot (1 - \varepsilon) = u \cdot d_1 \cdot (1 - 0,015) = 3,44 \cdot 140 \cdot 0,985 = 474,38(mm)$$

Trong đó hệ số trượt  $\varepsilon = 0,01 \div 0,02$ , ta chọn  $\varepsilon = 0,015$ .

Chọn  $d_2 = 450(mm)$

$$\text{Tỉ số truyền thực tế : } u_t = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{450}{140 \cdot (1-0,015)} = 3,31$$

Sai lệch tỉ số truyền :

$$\Delta u = \left| \frac{u_t - u}{u} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{3,31 - 3,44}{3,44} \right| \cdot 100\% = 3,38\% < 4\% \Rightarrow \text{Thỏa mãn.}$$

### 2.3. Xác định khoảng cách trục a.

Khoảng cách trục :

$$a = (1,5 \div 2,0)(d_1 + d_2) = (1,5 \div 2,0) \cdot (140 + 450) = (885 \div 1180)(mm)$$

Chọn a = 900 (mm)

Chiều dài đai :

$$L = 2 \cdot a + \pi \cdot \frac{d_1 + d_2}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} = 2 \cdot 900 + \pi \cdot \frac{140 + 450}{2} + \frac{(450 - 140)^2}{4 \cdot 900} = 2752,99$$

Dựa vào bảng B  $\frac{4.13}{59}$  [1] ta chọn L theo tiêu chuẩn : Chọn L = 2800 (mm)

$$\text{Số vòng chạy của đai trong } 1(s) \cdot i = \frac{v}{L} = \frac{6,74}{2800} = 0,0024 \left( \frac{1}{s} \right) < i_{\max} = (3 \div 5) \left( \frac{1}{s} \right)$$

$\Rightarrow$  Thỏa mãn.

Xác định góc ôm trên bánh đai nhỏ:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{450 - 140}{900} = 160,37^\circ > 150^\circ$$

Suy ra thỏa mãn

## 2.4 Xác định tiết diện đai và chiều rộng bánh đai

Diện tích đai :

$$A = b \cdot \delta = \frac{F_t \cdot K_d}{[\sigma_F]}$$

Trong đó :

$F_t$  : lực vòng

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{v} = \frac{1000 \cdot 1,09}{6,74} = 161,72 \text{ (N)}$$

$K_d$  : hệ số tải trọng động. Tra bảng B  $\frac{4.7}{55}$  [1] ta được :  $K_d = 1,2$

$\delta$  : chiều dày đai được xác định theo  $\frac{\delta}{d_1}$  tra bảng B  $\frac{4.8}{55}$  [1] với loại đai vải cao

su ta chọn  $[\frac{\delta}{d_1}]_{\max} = \frac{1}{40}$

Do vậy :

$$\delta \leq d_1 \cdot [\frac{\delta}{d_1}]_{\max} = 140 \cdot \frac{1}{40} = 3,5 \text{ (mm)}$$

Tra bảng B  $\frac{4.1}{51}$  [1] ta dùng loại đai BKHJI65 và BKHJI65-2 không có lớp lót , chiều

dày đai  $\delta = 3,5 \text{ (mm)}$ ,  $d_{\min} = \frac{180}{140}$

Kiểm tra :  $d_1 = 140 \geq d_{\min}$

⇒ Thỏa mãn

Ứng suất cho phép :

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 C_\alpha C_v C_\theta$$

$$[\sigma]_0 = K_1 - \frac{K_2 \delta}{d_1}$$

Trong đó:

$K_1$  và  $K_2$  là hệ số phụ thuộc vào ứng suất căng ban đầu  $\sigma_0$  và loại đai

Ta có : do góc nghiêng của bộ truyền  $\beta \leq 60^\circ$  và định kỳ điều chỉnh khoảng cách trục  $\Rightarrow \sigma_0 = 1,6$  (Mpa)

Tra bảng B  $\frac{4.9}{56}$  [1] với  $\sigma_0 = 1,6$  (Mpa) ta được  $\begin{cases} k_1 = 2,3 \\ k_2 = 9,0 \end{cases}$

$$[\sigma]_0 = K_1 - \frac{K_2 \delta}{d_1} = 2,3 - \frac{9,0 \cdot 3,5}{140} = 2,075 \text{ (Mpa)}$$

$C_\alpha$  : hệ số kể đến ảnh hưởng của góc ôm  $\alpha_1$

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0,003(180^\circ - 160,37^\circ) = 0,94$$

$C_v$  : hệ số kể đến ảnh hưởng của lực ly tâm đến độ bán của đai trên bánh đai

$$C_v = 1 - k_v(0,01V^2 - 1)$$

Do sử dụng đai vải cao su  $\Rightarrow k_v = 0,04$

$$C_v = 1 - 0,04(0,01 \cdot 10,40^2 - 1) = 0,997$$

$C_0$  : hệ số kể đến vị trí của bộ truyền và phương pháp căng đai. Tra bảng

B  $\frac{4.12}{57}$  [1] với góc nghiêng của bộ truyền  $\beta \leq 60^\circ$  ta được  $C_0 = 1$

Do vậy :

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 C_\alpha C_v C_\theta = 2,075.0,94.0,997.1 = 1,945(\text{Mpa})$$

Chiều rộng đai:

$$b = \frac{F_t K_t}{[\sigma_F] \delta} = \frac{161,72.1,0}{1,945.3,5} = 23,75(\text{mm})$$

Chiều rộng bánh đai B:

Tra bảng  $B \frac{4.1}{51}$  [1] với  $b=25(\text{mm})$  tra bảng  $B \frac{21.6}{164}$  [1] ta có  $B=32(\text{mm})$

### 2.5 Lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục

Lực căng ban đầu :

$$F_0 = \sigma_0 . \delta . b = 1,945.3,5.25 = 170,19(\text{N})$$

Lực tác dụng lên trục:

$$F_r = 2F_0 . \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2.170,19 . \sin\left(\frac{160,37^\circ}{2}\right) = 355,40(\text{N})$$

### 2.6 Bảng thông số

Thông số	Ký hiệu	Giá trị
Loại đai	BKHJI65	
Đường kính bánh đai nhỏ	$d_1$	140(mm)
Đường kính bánh đai lớn	$d_2$	450 (mm)
Chiều rộng đai	b	25(mm)

Chiều dày đai	$\delta$	3,5 (mm)
Chiều rộng bánh đai	B	32 (mm)
Chiều dài đai	L	2800 (mm)
Khoảng cách trục	a	900 (mm)
Góc ôm bánh đai nhỏ	$\alpha_1$	160,37
Lực căng ban đầu	$F_0$	170,19 (N)
Lực tác dụng lên trục	$F_r$	355,40 (N)

### PHẦN 3: THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN TRONG

Tính toán bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

Thông số đầu vào:

$P=P_1= 1,04 \text{ (KW)}$
$T_1=T_1= 37137 \text{ (N.mm)}$
$n_1=n_1= 267,44 \text{ (v/ph)}$
$u=u_{br}=4$
$L_h=7500 \text{ (h)}$

#### 3.1 Chọn vật liệu bánh răng

Tra bảng B  $\frac{6.1}{92}$  [1], ta chọn:

Vật liệu bánh răng lớn:

- Nhãn hiệu thép: 45
- Chế độ nhiệt luyện: Thường hóa
- Độ rắn:  $HB : 170 \div 217$  Ta chọn  $HB_2=180$
- Giới hạn bền  $\sigma_{b2}=600 \text{ (MPa)}$
- Giới hạn chảy  $\sigma_{ch2}=340 \text{ (MPa)}$

Vật liệu bánh răng nhỏ:

- Nhãn hiệu thép: 45
- Chế độ nhiệt luyện: tôi cải thiện
- Độ rắn:  $HB=192 \div 240$ , ta chọn  $HB_1= 190$
- Giới hạn bền  $\sigma_{b1}=750 \text{ (MPa)}$
- Giới hạn chảy  $\sigma_{ch1}=450 \text{ (MPa)}$



### 3.2 Xác định ứng suất cho phép

a. Ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép:

$$\begin{cases} [\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim}^0}{S_H} Z_R Z_v K_{xH} K_{HL} \\ [\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}^0}{S_F} Y_R Y_S K_{xF} K_{FL} \end{cases}, \text{ trong đó:}$$

Chọn sơ bộ:

$$\begin{cases} Z_R Z_v K_{xH} = 1 \\ Y_R Y_S K_{xF} = 1 \end{cases}$$

$S_H, S_F$  – Hệ số an toàn khi tính toán về ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn: Tra bảng B  $\frac{6.2}{94}$  [1] với:

➤ Bánh răng chủ động:  $S_{H1} = 1,1; S_{F1} = 1,75$

➤ Bánh răng bị động:  $S_{H2} = 1,1; S_{F2} = 1,75$

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

$$\begin{cases} \sigma_{H\lim}^0 = 2HB + 70 \\ \sigma_{F\lim}^0 = 1,8HB \end{cases} \Rightarrow$$

$$\text{Bánh chủ động: } \begin{cases} \sigma_{H\lim1}^0 = 2HB_1 + 70 = 2.190 + 70 = 450(MPa) \\ \sigma_{F\lim1}^0 = 1,8HB_1 = 1,8.190 = 342(MPa) \end{cases}$$

$$\text{Bánh bị động: } \begin{cases} \sigma_{H\lim2}^0 = 2HB_2 + 70 = 2.180 + 70 = 430(MPa) \\ \sigma_{F\lim2}^0 = 1,8HB_2 = 1,8.180 = 324(MPa) \end{cases}$$

$K_{HL}, K_{FL}$  – Hệ số tuổi thọ, xét đến ảnh hưởng của thời gian phục vụ và chế độ tải trọng của bộ truyền:

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{HL} = m_H \sqrt{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} \\ K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} \end{array} \right., \text{ trong đó:}$$

$m_H, m_F$  – Bạc của đường cong mỏi khi thử về ứng suất tiếp xúc. Do bánh răng có  $HB < 350 \Rightarrow m_H = 6$  và  $m_F = 6$

$N_{H0}, N_{F0}$  – Số chu kỳ thay đổi ứng suất khi thử về ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn:

$$\left\{ \begin{array}{l} N_{H0} = 30.H_{HB}^{2,4} \\ N_{H0} = 4.10^6 \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} N_{HO1} = 30.H_{HB1}^{2,4} = 30.190^{2,4} = 8,3.10^6 \\ N_{HO2} = 30.H_{HB2}^{2,4} = 30.180^{2,4} = 7,76.10^6 \\ N_{FO1} = N_{FO2} = 4.10^6 \end{array} \right.$$

$N_{HE}, N_{FE}$  – Số chu kỳ thay đổi ứng suất tương đương: Do bộ truyền chịu tải trọng tĩnh  $\Rightarrow N_{HE} = N_{FE} = 60c.n.t_\Sigma$ , trong đó:

$c$  – Số lần ăn khớp trong 1 vòng quay:  $c=1$

$n$  – Vận tốc vòng của bánh răng

$t_\Sigma$  – tổng số thời gian làm việc của bánh răng

$$\Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} N_{HE1} = N_{FE1} = 60.c.n_1.t_\Sigma = 60.1.267,44.7500 = 120.35.10^6 \\ N_{HE2} = N_{FE2} = 60.c.n_2.t_\Sigma = 60.c.\frac{n_1}{u}.t_\Sigma = 60.1.\frac{267,44}{4}.7500 = 30.10^6 \end{array} \right.$$

Ta có:  $N_{HE1} > N_{HO1} \Rightarrow$  lấy  $N_{HE1} = N_{HO1} \Rightarrow K_{HL1} = 1$

$N_{HE2} > N_{HO2} \Rightarrow$  lấy  $N_{HE2} = N_{HO2} \Rightarrow K_{HL2} = 1$

$N_{FE1} > N_{FO1} \Rightarrow$  lấy  $N_{FE1} = N_{FO1} \Rightarrow K_{FL1} = 1$

$N_{FE2} > N_{FO2} \Rightarrow$  lấy  $N_{FE2} = N_{FO2} \Rightarrow K_{FL2} = 1$

Do vậy ta có:

$$\begin{cases} [\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H\lim1}^0}{S_{H1}} Z_R Z_v K_{xH} K_{HL1} = \frac{450}{1,1} \cdot 1,1 = 409,10 (MPa) \\ [\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H\lim2}^0}{S_{H2}} Z_R Z_v K_{xH} K_{HL2} = \frac{430}{1,1} \cdot 1,1 = 390,91 (MPa) \\ [\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F\lim1}^0}{S_{F1}} Y_R Y_S K_{xF} K_{FL1} = \frac{342}{1,75} \cdot 1,1 = 195,43 (MPa) \\ [\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F\lim2}^0}{S_{F2}} Y_R Y_S K_{xF} K_{FL2} = \frac{324}{1,75} \cdot 1,1 = 185,14 (MPa) \end{cases}$$

Do đây là bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng  $\Rightarrow [\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2}$

$$\Rightarrow [\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2} = \frac{409,10 + 390,91}{2} = 400,01 (MPa)$$

b. Ứng suất cho phép khi quá tải

$$\begin{cases} [\sigma_H]_{\max} = 2,8 \cdot \max(\sigma_{ch1}, \sigma_{ch2}) = 2,8 \cdot 450 = 1260 (MPa) \\ [\sigma_{F1}]_{\max} = 0,8 \cdot \sigma_{ch1} = 0,8 \cdot 450 = 360 (MPa) \\ [\sigma_{F2}]_{\max} = 0,8 \cdot \sigma_{ch2} = 0,8 \cdot 340 = 272 (MPa) \end{cases}$$

### 3.3 Xác định sơ bộ khoảng cách trục

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

$K_a$  – hệ số phụ thuộc vật liệu làm bánh răng của cặp bánh răng: Tra bảng  
 $B \frac{6.5}{96} [1] \Rightarrow K_a = 43 \text{ MPa}^{1/3}$ .

$T_1$  – Moment xoắn trên trục chủ động:  $T_1 = 37175 \text{ (N.mm)}$

$[\sigma_H]$  - Ứng suất tiếp xúc cho phép:  $[\sigma_H] = 400,01 \text{ (MPa)}$

$u$  – Tỷ số truyền:  $u = 4$

$\psi_{ba}, \psi_{bd}$  – Hệ số chiều rộng vành răng:

Tra bảng B  $\frac{6.6}{97}$  [1] với bộ truyền đối xứng, HB < 350 ta chọn được  $\psi_{ba} = 0,4$

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u+1) = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (4+1) = 0,75$$

$K_{H\beta}$ ,  $K_{F\beta}$  – Hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng khi tính về ứng suất tiếp xúc và uốn: Tra bảng B  $\frac{6.7}{98}$  [1] với  $\psi_{bd} = 0,75$  và sơ đồ bố trí là sơ đồ 6 ta được:

$$\begin{cases} K_{H\beta} = 1,03 \\ K_{F\beta} = 1,07 \end{cases}$$

Do vậy:

$$a_w = K_a(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u \cdot \psi_{ba}}} = 43(4+1) \sqrt[3]{\frac{37137,1 \cdot 0,03}{400,01^2 \cdot 4 \cdot 0,3}} = 125,57(mm)$$

Chọn  $a_w = 125$  (mm)

### 3.4 Xác định các thông số ăn khớp

a. Mô đun pháp

$$m = (0,01 \div 0,02)a_w = (0,01 \div 0,02) \cdot 125 = 1,25 \div 2,5 \text{ (mm)}$$

Tra bảng B  $\frac{6.8}{99}$  [1] chọn m theo tiêu chuẩn:  $m = 2$  (mm).

b. Xác định số răng

$$\text{Chọn sơ bộ } \beta = 14^\circ \Rightarrow \cos\beta = 0,970296$$

Ta có:

$$Z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos\beta}{m(u+1)} = \frac{2 \cdot 125 \cdot \cos 14^\circ}{2(4+1)} = 24,26, \text{ lấy } Z_1 = 25$$

$$Z_2 = u \cdot Z_1 = 4 \cdot 24,26 = 97,04, \text{ lấy } Z_2 = 98$$