

ĐỒ ÁN MÔN HỌC
THIẾT KẾ HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG CƠ KHÍ

Sinh viên thực hiện :

MSSV : 1210432

Ngành đào tạo : **Chế Tạo Máy**

Người hướng dẫn :

Ký tên :

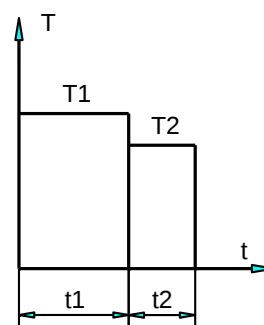
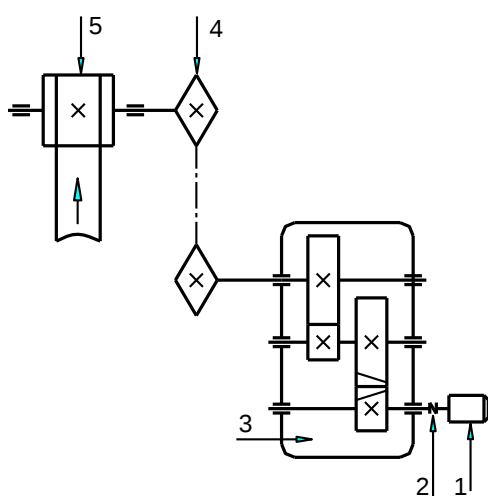
Ngày bắt đầu :

Ngày kết thúc :

Ngày bảo vệ :

ĐỀ TÀI

ĐỀ số 2 (phương án 1): THIẾT KẾ HỆ DẪN ĐỘNG XÍCH TẢI



Sơ đồ tải trọng

Hệ dẫn động xích tải gồm:

1. Động cơ điện 3 pha không đồng bộ.
2. Nối trục đàn hồi.
3. Hộp giảm tốc bánh răng trụ hai cấp khai triển.
4. Bộ truyền xích ống con lăn.
5. Băng tải.

Số liệu thiết kế:

- Lực vòng trên xích tải F (N): 2000
- Vận tốc xích tải V (m/s): 1,1
- Đường kính tang dẫn, D (mm): 400
- Thời gian phục vụ L (năm): 6

Quay một chiều, làm việc hai ca, tải va đập nhẹ.

(1 năm làm việc 300 ngày, 01 ca làm việc 8 giờ.

Chế độ tải: $T_1 = T$; $T_2 = 0,85T$;

$t_1 = 58s$; $t_2 = 14s$;

Lời mở đầu

Thiết kế chi tiết máy là một môn học nhằm củng cố những kiến thức các môn học như: Sức bền, Vẽ kỹ thuật, Vật liệu, Nguyên lý chi tiết máy... và phát huy tính sáng tạo cho sinh viên trong việc thiết kế các cơ cấu máy. Là cơ sở vững chắc cho sinh viên khi liên hệ thực tế sản xuất.

Trong đồ án này, tôi được phân công thiết kế hệ dẫn động xích tải với hộp giảm tốc bánh răng trụ hai cấp khai triển.

Trong quá trình thực hiện đồ án, được sự giúp đỡ hướng dẫn nhiệt tình của Thầy . Song do kiến thức còn hạn chế nên không tránh khỏi thiếu sót, rất mong sự đóng góp ý kiến của quý thầy cô và các bạn học viên

Phần I: Tìm hiểu hệ thống truyền động máy :

Đây là hệ thống truyền động xích tải : Từ động cơ truyền vào trục I hộp giảm tốc nhờ bộ truyền đai thang, trục I truyền qua trục II nhờ bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng, trục II truyền qua trục III nhờ bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, trục III truyền ra ngoài hệ thống xích tải nhờ nối trục đàn hồi.

Phần II: Xác định công suất động cơ và phân bố tỉ số truyền cho hệ thống truyền động

I. Xác định công suất động cơ

1. Tính toán các thông số trên xích tải

1.1. Công suất bộ phận xích tải

$$P_{xt} = \frac{FV}{1000} = \frac{2000 \times 1,1}{1000} = 2,2(Kw)$$

1.2. Công suất tải trọng thay đổi

$$P_{td} = \sqrt{\frac{\sum_1^n P_i^2 t_i}{\sum_1^n t_i}} = P \sqrt{\frac{\sum_1^n \left(\frac{T_i}{T}\right)^2 t_i}{\sum_1^n t_i}} \approx 2,2 \sqrt{\frac{1^2 \times \frac{58}{72} t_{ck} + 0,85^2 \times \frac{14}{72} t_{ck}}{t_{ck}}} = 2,2 \cdot 0,973 = 2,14(Kw)$$

1.3. Số vòng quay của xích tải

$$n_{xt} = \frac{60000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{60000 \cdot 1,1}{3,14 \cdot 400} = 52,5(v/p)$$

2. Tính hiệu suất chung cho toàn hệ thống (η_{ch})

- Hiệu suất xích chọn ($\eta_x = 0,93$)
- Hiệu suất 1 cặp ổ lăn chọn ($\eta_o = 0,99$)
- Hiệu suất bánh răng chọn ($\eta_{Br} = 0,97$)
- Hiệu suất khớp nối ($\eta_{Kn} = 1$)

$$\eta_{ch} = \eta_x \times \eta_o^4 \times \eta_{Br}^2 \times \eta_{Kn} = 0,93 \times 0,99^4 \times 0,97^2 \times 1 = 0,84$$

3. Tính công suất cần thiết để chọn động cơ:

$$P_{dc} \geq P_{ct} = \frac{P_{td}}{\eta_{ch}} = \frac{2,14}{0,84} = 2,55(Kw)$$

Hiện nay có hai loại động cơ một chiều và xoay chiều. Để thuận tiện, phù hợp với lưới điện hiện nay ta chọn loại động cơ điện xoay chiều. Trong số động cơ xoay chiều ta chọn động cơ ba pha không đồng bộ kiểu rôto lồng sóc.

Với hệ dẫn động cơ khí (hệ dẫn động băng tải, xích tải, vít tải... dùng với các hộp giảm tốc) nên sử dụng loại động cơ điện xoay chiều ba pha rôto lồng sóc. Vì kết cấu đơn giản, dễ bảo quản, giá thành thấp, làm việc tin cậy, có thể mắc trực tiếp vào lưới điện ba pha không cần biến đổi dòng điện

Chọn sơ bộ số vòng quay đồng bộ của động cơ n_{đb} = 1500 v/ph. Ta chọn động cơ 4A100S4Y3 có công suất: 3 (Kw), Số vòng quay: 1420 (v/p)

II. Phân bố tỉ số truyền cho hệ thống truyền động

1. Tỉ số truyền của hệ thống truyền động máy (u_{Σ})
- 2.

$$u_{\Sigma} = \frac{n_{dc}}{n_{xt}} = \frac{1420}{52,5} = 27$$

Mà $u_{\Sigma} = u_h \times u_{ng}$

Với u_h – tỉ số truyền của hộp giảm tốc

u_{ng} – tỉ số truyền ngoài hộp giảm tốc

$u_{ng} = u_{Kn} \times u_x$

u_{Kn} – tỉ số truyền của khớp nối ($u_{Kn} = 1$)

$$\Rightarrow u_{ng} = u_x$$

theo thực nghiệm ta có thể chọn $u_x = 2 \div 5$

Do vậy ở đây ta chọn $u_x = 3$

$$\Rightarrow u_h = \frac{u_{\Sigma}}{u_x} = \frac{27}{3} = 9$$

Mà $u_h = u_{cn} \times u_{cc}$

Với u_{cn} – tỉ số truyền của bộ truyền bánh răng cấp nhanh

u_{cc} – tỉ số truyền của bộ truyền bánh răng cấp chậm

theo thực nghiệm ta có thể chọn $u_{cn} = (1,2 \div 1,3) u_{cc}$

Do vậy ở đây ta chọn $u_{cn} = (1,2) u_{cc}$

$$\Rightarrow u_h = u_{cn} \times u_{cc} = 1,2 u_{cc} \times u_{cc} = 9$$

$$\Rightarrow u_h = 1,2 u_{cc} \times u_{cc} = 9$$

$$\Rightarrow u_{cc} = \sqrt{\frac{9}{1,2}} = 2,74$$

$$\Rightarrow u_{cn} = 1,2 \times 2,74 = 3,29$$

2. Tính số vòng quay trên từng trục

- Số vòng quay trên trục I: $u_{kn} = \frac{n_{dc}}{n_1} \Rightarrow n_1 = \frac{1420}{1} = 1420$ v/ph

- Số vòng quay trên trục II: $u_{cn} = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{1420}{3,29} = 431,6$ v/ph

- Số vòng quay trên trục III: $u_{cc} = \frac{n_2}{n_3} \Rightarrow n_3 = \frac{431,61}{2,74} = 157,5$ v/ph

- Số vòng quay trên trục công tác: $u_x = \frac{n_3}{n_t} \Rightarrow n_4 = \frac{157,52}{3} = 52,5$ v/ph

3. Tính công suất trên từng trục

$$P_{ct} = 2,55(\text{kw})$$

- Công suất trên trục I:

$$P_1 = P_{ct} \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_{Kn} = 2,55 \cdot 0,99 \cdot 1 = 2,52(\text{Kw})$$

- Công suất trên trục II:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_{Br} = 2,52 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 2,42(\text{Kw})$$

- Công suất trên trục III:

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_{Br} = 2,42 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 2,32(\text{Kw})$$

- Công suất trên trục công tác:

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_x = 2,32 \cdot 0,99 \cdot 0,93 = 2,14(\text{Kw})$$

4. Tính mômen trên từng trục

$$\text{Theo công thức: } T = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P}{n} (\text{Nmm})$$

- Mômen xoắn trên trục động cơ:

$$T_{dc} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_{ct}}{n_{dc}} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{2,55}{1420} = 17149,65(\text{Nmm})$$

- Mômen xoắn trên trục I:

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{2,52}{1420} = 16947,89(\text{Nmm})$$

- Mômen xoắn trên trục II:

$$T_2 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_2}{n_2} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{2,42}{431,61} = 53546,02(\text{Nmm})$$

- Mômen xoắn trên trục III:

$$T_3 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_3}{n_3} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{2,32}{157,52} = 140655,15(\text{Nmm})$$

- Mômen xoắn trên trục công tác:

$$T_4 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_4}{n_{xt}} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{2,14}{52,5} = 389276,19(\text{Nmm})$$

Trục \	Đ/cơ	I	II	III	Công tác
Công suất (kw)	2,55	2,52	2,42	2,32	2,14
Tỷ số truyền (-)	$u_{Kn} = 1$	$u_{cn} = 3,29$	$u_{cc} = 2,74$	$u_x = 3$	
Số vòng quay(v/ph)	1420	1420	431,6	157,5	52,5
Mô men (Nmm)	17149,65	16947,89	53546,02	140655,15	389276,19

Phần III: Tính toán thiết kế bộ truyền xích

3.1 Theo lược đồ hệ dẫn động xích tải thì thiết kế bộ truyền xích phụ thuộc vào công suất $P_3 = 2,32 \text{ Kw}$ và số vòng quay trục 3, $n_3 = 157,5 \text{ v/ph}$, và $u_x = 3$

Chọn loại xích ống con lăn.

3.2 Chọn số răng của đĩa xích dẫn theo công thức:

$$z_1 = 29 - 2.3 = 23 \text{ răng}$$

3.3 Tính số răng đĩa xích lớn theo công thức:

$$z_2 = u.z_1 = 3.23 = 69 \text{ răng}$$

3.4 Xác định các hệ số điều kiện sử dụng xích K theo công thức (5.22)

$$K = K_r.K_\alpha.K_0.K_{dc}.K_b.K_{lv} = 1.1.1.1.1.1,2 = 1,12$$

Trong đó:

K_r - hệ số tải trọng động và tải trọng ngoài tác động lên bộ truyền tương đối êm thì $K_r = 1$

K_α - hệ số sét đến ảnh hưởng của khoảng cách trục $= (30 \div 50).p_c$ thì $K_\alpha = 1$

K_0 - hệ số sét đến ảnh hưởng của cách bố trí bộ truyền, khi đường nối hai tâm đĩa xích hợp với đường nằm ngang một góc nhỏ hơn 60° thì $K_0 = 1$

K_{dc} - hệ số sét đến ảnh hưởng của khả năng điều chỉnh lực căng xích, nếu trục điều chỉnh được thì $K_{dc} = 1$

K_b - hệ số sét đến điều kiện bôi trơn, bôi trơn nhỏ giọt $= 1$

K_{lv} - hệ số sét đến chế độ làm việc, làm việc hai ca $= 1,12$

Hệ số $K_n = n_{01}/n_1 = 200/157,5 = 1,27$

Hệ số $K_z = z_{01}/z_1 = 25/23 = 1,09$

Chọn xích một dãy, cho nên $K_x = 1$

3.5 Tính công suất tính toán P_t ;

$$P_t = \frac{KK_z K_n P_3}{K_x} = \frac{1,12.1,09.1,27.2,32}{1} = 3,60 \text{ kw}$$

Theo bảng 5.4, theo cột $n_{01} = 200 \text{ v/ph}$, ta chọn bước xích $P_c = 19,05 \text{ mm}$.

3.6 Theo bảng 5.2 số vòng quay tới hạn tương ứng bước xích $19,05 \text{ mm}$ là

$n_{th} = 900$ v/ph nên điều kiện $n < n_{th}$ được thỏa.

3.7 Xác định vận tốc trung bình v của xích theo công thức (5.10):

$$v = \frac{n \cdot \pi \cdot d}{60000} = \frac{n \cdot z \cdot p_c}{60000} = \frac{157,5 \cdot 23 \cdot 19,05}{60000} = 1,15 \text{ m/s}$$

Lực vòng có ích:

$$F_t = \frac{1000P}{v} = \frac{1000 \cdot 3.60}{1,15} = 3130,43 \text{ N}$$

3.8 Tính toán kiểm nghiệm bước xích p_c theo công thức (5.26) với $[p_0]$ chọn theo bảng (5.3) là 30 MPa:

$$p_c \geq 600 \sqrt[3]{\frac{P_3 \cdot K}{z_1 \cdot n_1 \cdot [p_0] \cdot K_x}} = 600 \sqrt[3]{\frac{2,32 \cdot 1,12}{23 \cdot 157,5 \cdot 30 \cdot 1}} = 17,28 \text{ mm}$$

Do $p_c = 19,05 \text{ mm}$ nên điều kiện trên được thỏa.

3.9 Chọn khoảng cách trục sơ bộ $a = (30 \div 50) \cdot p_c = 40 \cdot 19,05 = 762 \text{ mm}$

Số mắt xích X theo công thức (5.8):

$$X = \frac{L}{p_c} = \frac{2a}{p_c} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p_c}{a}$$

$$X = \frac{L}{p_c} = \frac{2 \cdot 762}{19,05} + \frac{23 + 69}{2} + \left(\frac{69 - 23}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{19,05}{762} = 127,3$$

Chọn $X = 130$ mắt xích.

Chiều dài xích $L = p_c \cdot X = 19,05 \cdot 130 = 2476,5 \text{ mm}$

Tính chính xác khoảng cách trục theo công thức (5.9):

$$a = 0,25 \cdot p_c \left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right)$$

$$a = 0,25 \cdot 19,05 \left(130 - \frac{23 + 69}{2} + \sqrt{\left(130 - \frac{23 + 69}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{23 - 69}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right) = 748,04$$

Ta chọn $a = 746 \text{ mm}$ (giảm khoảng cách trục $(0,002 \div 0,004)a$)

3.10 Số lần va đập trong 1 giây theo công thức (5.27):

$$i = \frac{4v}{L} = \frac{z_1 \cdot n_1}{15 \cdot X} = \frac{23 \cdot 157,5}{15 \cdot 130} = 1,86 \leq [i] = 25$$

Theo bảng (5.6) với bước xích $p_c = 19,05 \text{ mm}$ ta chọn $[i] = 25$

Kiểm tra xích theo hệ số an toàn theo công thức (5.28):

$$s = \frac{Q}{F_1 + F_v + F_0} \geq [s]$$

Trong đó:

Q - tải trọng phá hủy cho phép của xích, tra theo bảng (5.1)

Chọn $Q = 29500N$, ứng với $p_c = 19,05mm$,

F_1 - Lực trên nhánh căng:

$$F_1 = F_t = 3130,43 N$$

F_v - Lực căng do lực ly tâm gây nên, xác định theo công thức (5.16):

$$F_v = q_m \cdot v^2$$

Với q_m - khối lượng của một mét xích kg/m , tra bảng (5.1)

Chọn $q_m = 1,6kg/m$

$$\Rightarrow F_v = q_m \cdot v^2 = 1,6 \cdot 1,15^2 = 2,1N$$

F_0 - Lực căng ban đầu của xích, xác định theo công thức (5.17)

$$F_0 = K_f \cdot a \cdot q_m \cdot g$$

Chọn $K_f = 6$ xích nằm ngang.

$$a = 0,746m, \quad g = 9,81m/s^2$$

$$\Rightarrow F_0 = K_f \cdot a \cdot q_m \cdot g = 6 \cdot 0,746 \cdot 1,6 \cdot 9,81 = 70,3N$$

Thế số vào công thức tính hệ số an toàn:

$$s = \frac{Q}{F_1 + F_v + F_0} \geq [s] \Leftrightarrow \frac{29500}{3130,43 + 2,1 + 70,3} \geq [s] \quad 9,21 \geq [s]$$

Bảng 5.7 hệ số an toàn cho phép $[s] = [7,5 \div 8,4]$

$$s = 9,21 \geq [7,5 \div 8,5]$$

Hệ số an toàn s thỏa mãn điều kiện cho phép.

3.11 Tính lực tác dụng lên trục công thức (5.19):

$$F_r = K_m \cdot F_t$$

Trong đó: K_m - hệ số trọng lượng xích. $K_m = 1,15$ xích nằm ngang.

$$\Rightarrow F_r = K_m \cdot F_t = 1,15 \cdot 3130,43 = 3599,99 N$$

3.12 Đường kính đĩa xích

$$d_1 \approx \frac{p_c \cdot z_1}{\pi} \approx \frac{19,05 \cdot 23}{3,14} \approx 139,54 mm; \quad d_2 \approx \frac{p_c \cdot z_2}{\pi} \approx \frac{19,05 \cdot 69}{3,14} \approx 418,61 mm$$

$$d_{a1} = d_1 + 0,7 p_c = 139,54 + 0,7 \cdot 19,05 = 152,88 mm$$

$$d_{a2} = d_2 + 0,7 p_c = 418,61 + 0,7 \cdot 19,05 = 431,95 mm$$

Phần IV: Tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng

I. Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng (cấp nhanh)

1 . Momen xoắn trên trục của bánh dẫn $T_1 = 16947,89(Nmm)$ tỉ số truyền $u_{CN} = 3,29$

số vòng quay $n_1 = 1420(v/ph)$, công suất $P_1 = 2,52(kw)$.

2 . Chọn vật liệu cho bánh dẫn và bánh bị dẫn chọn thép C45 được tôi cải thiện theo bảng 6.13 đối với bánh dẫn ta chọn độ rắn trung bình $HB_1 = 250$, đối với bánh bị dẫn ta chọn $HB_2 = 228$.

3 . Số chu kì làm việc cơ sở :

$$NH_{o1} = 30.HB_1^{2,4} = 30.250^{2,4} = 1,71.10^7 (chukì)$$

$$NH_{o2} = 30.HB_2^{2,4} = 30.228^{2,4} = 1,37.10^7 (chukì)$$

4 . số chu kì làm việc tương đương theo công thức (6.36) và (6.49) ta có:

$$N_{HE1} = 60.1.1420(1^3.0,81 + 0,85^3.0,19).28800 = 227,3859518.10^7$$

$$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{u_{CN}} = \frac{227,3859518..10^7}{3,29} = 69,11427108.10^7$$

$$N_{FE1} = 60.1.1420(1^6.0,81 + 0,85^6.0,19).28800 = 216,3378135.10^7$$

$$N_{FE2} = \frac{N_{FE1}}{u_{CN}} = \frac{216,3378135.10^7}{3,29} = 65,75617432.10^7$$

Vì: $N_{HE1} > N_{HO1}$; $N_{HE2} > N_{HO2}$; $N_{FE1} > N_{FO1}$; $N_{FE2} > N_{FO2}$

Cho nên $K_{HL1} = K_{HL2} = K_{FL1} = K_{FL2} = 1$

4 . Theo bảng 6.13 giới hạn mỗi tiếp xúc và uốn các bánh răng xác định như sau:

$$\begin{aligned}
\sigma_{OH \lim 1} &= 2.HB_1 + 70 \\
\Rightarrow \sigma_{OH \lim 1} &= 2.250 + 70 = 570(MPa) \\
\sigma_{OH \lim 2} &= 2.HB_2 + 70 \\
\Rightarrow \sigma_{OH \lim 2} &= 2.228 + 70 = 526(MPa) \\
\sigma_{OF \lim 1} &= 1,8.HB_1 \\
\Rightarrow \sigma_{OF \lim 1} &= 1,8.250 = 450(MPa) \\
\sigma_{OF \lim 2} &= 1,8.HB_2 \\
\Rightarrow \sigma_{OF \lim 2} &= 1,8.228 = 410,4(MPa)
\end{aligned}$$

6 . Ứng suất tiếp xúc cho phép theo công thức (6.33) và (6.39):

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{OH \lim} . Z_R . Z_v . K_L . K_{XH} . K_{HL}}{S_H} = \frac{\sigma_{OH \lim} . 0,9}{S_H} . K_{HL}$$

Khi tôi cải thiện $S_H = 1,1$

$$\begin{aligned}
[\sigma_{H1}] &= \frac{570.0,9}{1,1} = 466,4(MPa) \\
[\sigma_{H2}] &= \frac{526.0,9}{1,1} = 430,4(MPa)
\end{aligned}$$

ứng suất tiếp xúc tính toán cho phép :

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H2}] = 430,4(MPa)$$

7 . Ứng suất uốn cho phép:

$$\begin{aligned}
[\sigma_F] &= \frac{\sigma_{OF \lim}}{S_F} . K_{FL} \\
cho, S_F &= 1,75 \\
[\sigma_{F1}] &= \frac{450}{1,75} . 1 = 257(MPa) \\
[\sigma_{F2}] &= \frac{410,4}{1,75} . 1 = 234,5(MPa)
\end{aligned}$$

8 . Theo bảng 6.15 , Bánh răng không đối xứng qua các ổ trục nên ta chọn

$$\begin{aligned}
\psi_{ba} &= 0,3 \\
\psi_{bd} &= \frac{\psi_{ba} . (u + 1)}{2} = \frac{0,3 . (3,29 + 1)}{2} = 0,644
\end{aligned}$$

Theo bảng 6.4 ta chọn : $K_{H\beta} = 1,04$
 $K_{F\beta} = 1,07$

9 .Khoảng cách trục bộ truyền bánh răng nghiêng xác định theo công thức (6.67):

$$a_w = 43.(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{\psi_{ba} \cdot [\sigma_H]^2 \cdot u}}$$

$$a_w = 43.(3,29+1) \sqrt[3]{\frac{16947,89 \cdot 1,04}{0,3 \cdot (430,4)^2 \cdot 3,29}} = 84,58(mm)$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn $a_w = 100(mm)$

10 .Modun răng

$$m_n = (0,01 \div 0,02) \cdot a_w = (0,01 \div 0,02) \cdot 100 = (1 \div 2)$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn $m_n = 2(mm)$

11 .Từ ĐK. $20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ$

$$\Rightarrow \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos 8^\circ}{m_n \cdot (u+1)} \geq Z_1 \geq \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos 20^\circ}{m_n \cdot (u+1)}$$

$$\Leftrightarrow \frac{2 \cdot 100 \cdot \cos 8^\circ}{2 \cdot (3,29+1)} \geq Z_1 \geq \frac{2 \cdot 100 \cdot \cos 20^\circ}{2 \cdot (3,29+1)}$$

$$\Rightarrow 23,08 \geq Z_1 \geq 21,9$$

Ta chọn $Z_1 = 23$ răng

$\Rightarrow$ số răng bánh bị dẫn $Z_2 = 23 \cdot 3,29 = 75,67$ răng chọn $Z_2 = 76$

Tỉ số truyền sau khi chọn số răng :

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{76}{23} = 3,3$$

Góc nghiêng răng

$$\beta = \arccos \frac{2 \cdot 23 \cdot (3,3+1)}{2 \cdot 100} = 8,5^\circ$$

12 Thông số hình học chủ yếu

- Đường kính vòng chia :

$$d_1 = Z_1 \cdot m = 23 \cdot 2 = 46(mm)$$

$$d_2 = Z_2 \cdot m = 76 \cdot 2 = 152(mm)$$

- Đường kính vòng đỉnh

$$d_{a1} = d_1 + 2.m = 46 + 2.2 = 50(mm)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2.m = 152 + 2.2 = 156(mm)$$

- Khoảng cách trục:

$$a_w = \frac{m.Z_1.(1+u)}{2} = \frac{2.23.(1+3,3)}{2} = 98,9(mm)$$

Chọn $a_w = 100(mm)$

- Chiều rộng vành răng

$$b_2 = \psi_{ba}.a_w = 0,3.100 = 30(mm)$$

$$b_1 = b_2 + 5 = 30 + 5 = 35(mm)$$

13 . Vận tốc bánh răng

$$v = \frac{\pi.d_1.n_1}{60000} = \frac{\pi.46.1420}{60000} = 3,42(m/s)$$

14 .theo bảng 6.3 ta chọn cấp chính xác 9 với $v_{gh} = 6(m/s)$

15 .Hệ số tải trọng theo bảng 6.5

$$K_{HV} = 1,1 \text{ và } K_{FV} = 1,2$$

16 .Tình toán kiểm nghiệm giá trị ứng suất tiếp xúc

$$\sigma_H = \frac{Z_M.Z_H.Z_C}{d_{w1}} \cdot \sqrt{\frac{2.T_1.K_{H\beta}.K_{HV}.(u+1)}{b_w.u}}$$

Vật liệu bánh răng làm từ thép ta có : $Z_M.Z_H.Z_C = 464,6$
 $K_d = 75,6$

$$[\sigma_H] = 0,5 \cdot \sqrt{[\sigma_{H1}]^2 + [\sigma_{H2}]^2} = 317,32(MPa)$$

$$d_{w1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1.K_{H\beta}.(u+1)}{\psi_{bd} \cdot [\sigma_H]^2 \cdot u}} = 75,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{16947,89.1,1.(3,3+1)}{0,644.(317,32)^2 \cdot 3,3}} = 54,5$$

$$b_w = \psi_{ba}.a_w = 0,3.100 = 30$$

$$\sigma_H = \frac{464,6}{54,5} \sqrt{\frac{2.16947,89.1,1.1,2.(3,3+1)}{30.3,3}} = 375,8 < [\sigma_H] = 526 \cdot \frac{1,0.9,0.9,1.1,02}{1,1} = 395,1(MPa)$$

Do đó điều kiện bền tiếp xúc được thỏa.

17 .Hệ số dạng răng Y_F

$$\text{Bánh dẫn : } Y_{F1} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_1} = 3,47 + \frac{13,2}{23} = 4,04$$

$$\text{Bánh bị dẫn : } Y_{F2} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_2} = 3,47 + \frac{13,2}{76} = 3,64$$

So sánh độ bền bánh răng :

$$\text{Bánh dẫn : } \frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{257}{4,04} = 63,61$$

$$\text{Bánh bị dẫn : } \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{234,5}{3,64} = 64,42$$

Ta kiểm tra độ bền uốn theo bánh bị dẫn có độ bền thấp hơn

18 .Ứng suất uốn tính toán

$$\sigma_{F2} = \frac{2.Y_{F2}.T_1.K_{F\beta}.K_{FV}}{d_{w1}.b_w.m} = \frac{2.3,64.16947,89.1,1.1,2}{54,5.30.2} = 49,80(MPa) < [\sigma_{F2}] = 234,5(MPa)$$

Do đó độ bền điều kiện được thỏa.

II. Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng (cấp chậm)

1 . Momen xoắn trên trục của bánh dẫn $T_2 = 53546.02(Nmm)$ tỉ số truyền $u_{CC} = 2,74$

số vòng quay $n_2 = 431,6(v/p)$. Công suất trên trục $P_2 = 2,42(kw)$.

2 . Chọn vật liệu cho bánh dẫn và bánh bị dẫn chọn thép C45 được tôi cải thiện theo bảng 6.13 đối với bánh dẫn ta chọn độ rắn trung bình $HB_1 = 250$, đối với bánh bị dẫn ta chọn $HB_2 = 228$.

3 . Số chu kì làm việc cơ sở :

$$NH_{01} = 30.HB_1^{2,4} = 30.250^{2,4} = 1,71.10^7 (chukì)$$

$$NH_{02} = 30.HB_2^{2,4} = 30.228^{2,4} = 1,37.10^7 (chukì)$$

4 . số chu kì làm việc tương đương

$$N_{HE1} = 60.1.431,6.(1^3.0,81 + 0,85^3.0,19).28800 = 69,1125189.10^7$$

$$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{u_{CC}} = \frac{69,1125189.10^7}{2,74} = 25,2235470.10^7$$

$$N_{FE1} = 60.1.431,6.(1^6.0,81 + 0,85^6.0,19).28800 = 65,7545073.10^7$$

$$N_{FE2} = \frac{N_{FE1}}{u_{CC}} = \frac{65,7545073.10^7}{2,74} = 23,9979954.10^7$$

Vì: $N_{HE1} > N_{HO1}$; $N_{HE2} > N_{HO2}$; $N_{FE1} > N_{FO1}$; $N_{FE2} > N_{FO2}$

Cho nên $K_{HL1} = K_{HL2} = K_{FL1} = K_{FL2} = 1$

12 .Theo bảng 6.13 giới hạn mỗi tiếp xúc và uốn các bánh răng xác định như sau:

$$\begin{aligned}\sigma_{OH \lim 1} &= 2.HB_1 + 70 \\ \Rightarrow \sigma_{OH \lim 1} &= 2.250 + 70 = 570(MPa) \\ \sigma_{OH \lim 2} &= 2.HB_2 + 70 \\ \Rightarrow \sigma_{OH \lim 2} &= 2.228 + 70 = 526(MPa) \\ \sigma_{OF \lim 1} &= 1,8.HB_1 \\ \Rightarrow \sigma_{OF \lim 1} &= 1,8.250 = 450(MPa) \\ \sigma_{OF \lim 2} &= 1,8.HB_2 \\ \Rightarrow \sigma_{OF \lim 2} &= 1,8.228 = 410,4(MPa)\end{aligned}$$

6 . Ứng suất tiếp xúc cho phép

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{OH \lim} . Z_R . Z_v . K_L . K_{XH} . K_{HL}}{S_H} = \frac{\sigma_{OH \lim} . 0,9}{S_H} . K_{HL}$$

Khi tôi cải thiện $S_H = 1,1$

$$\begin{aligned}[\sigma_{H1}] &= \frac{570.0,9}{1,1} = 466,4(MPa) \\ [\sigma_{H2}] &= \frac{526.0,9}{1,1} = 430,4(MPa)\end{aligned}$$

ứng suất tiếp xúc tính toán cho phép :

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H2}] = 430,4(MPa)$$

7 . Ứng suất uốn cho phép

$$\begin{aligned}[\sigma_F] &= \frac{\sigma_{OF \lim}}{S_F} . K_{FL} \\ \text{cho, } S_F &= 1,75 \\ [\sigma_{F1}] &= \frac{450}{1,75} = 257(MPa) \\ [\sigma_{F2}] &= \frac{410,4}{1,75} = 234,5(MPa)\end{aligned}$$

8 . Theo bảng 6.15 , Bánh răng không đối xứng qua các ổ trục nên ta chọn

$$\begin{aligned}\psi_{ba} &= 0,3 \\ \psi_{bd} &= \frac{\psi_{ba} . (u + 1)}{2} = \frac{0,3 . (2,74 + 1)}{2} = 0,561\end{aligned}$$

Theo bảng 6.4 ta chọn : $K_{H\beta} = 1,03$
 $K_{F\beta} = 1,05$

9 . Khoảng cách trục bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng xác định công thức (6.90):

$$a_w = 50.(u+1). \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{\psi_{ba} \cdot [\sigma_H]^2 \cdot u}} = 50.(2,74+1). \sqrt[3]{\frac{53546,02 \cdot 1,03}{0,3 \cdot (430,4)^2 \cdot 2,74}} = 133,3(mm)$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn $a_w = 160(mm)$

10 .Modun răng

$$m_n = (0,01 \div 0,02) \cdot a_w = 1,6 \div 3,2$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn $m_n = 3(mm)$

11 .Tổng số răng: $Z_1 + Z_2 = \frac{2a_w}{m} = \frac{2 \cdot 160}{3} = 107$ răng

Số răng bánh dẫn $Z_1 = \frac{Z_1 + Z_2}{u+1} = \frac{107}{2,74} = 30,05$ răng

Chọn $z_1 = 30$ răng.

$\Rightarrow$ số bánh răng bị dẫn $Z_2 = 107 - 30 = 77$ răng

Tỉ số truyền sau khi chọn số răng :

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{77}{30} = 2,56$$

12. Thông số hình học chủ yếu

- Đường kính vòng chia :

$$d_1 = Z_1 \cdot m = 30 \cdot 3 = 90(mm)$$

$$d_2 = Z_2 \cdot m = 77 \cdot 3 = 231(mm)$$

- Đường kính vòng đỉnh

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 90 + 2 \cdot 3 = 96(mm)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 231 + 2 \cdot 3 = 237(mm)$$

- Khoảng cách trục:

$$a_w = \frac{m \cdot Z_1 \cdot (1+u)}{2} = \frac{3 \cdot 30 \cdot (1+2,56)}{2} = 160,2mm$$

Chọn $a_w = 160(mm)$

- Chiều rộng vành răng

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,3 \cdot 160 = 48(mm)$$

$$b_1 = b_2 + 5 = 48 + 5 = 53(mm)$$

13 . Vận tốc bánh răng

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 90.431,6}{60000} = 2,03(m/s)$$

14 .theo bảng 6.3 ta chọn cấp chính xác 9 với $v_{gh} = 3(m/s)$

15 .Hệ số tải trọng theo bảng 6.6

$$K_{HV} = 1,02 \text{ và } K_{FV} = 1,04$$

16 .Tình toán kiểm nghiệm giá trị ứng suất tiếp xúc

$$\sigma_H = \frac{Z_M \cdot Z_H \cdot Z_C}{d_{w1}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot (u+1)}{b_w \cdot u}}$$

Vật liệu bánh răng làm từ thép ta có : $Z_M \cdot Z_H \cdot Z_C = 456,2$
 $K_d = 75,6$

$$[\sigma_H] = 0,5 \cdot \sqrt{[\sigma_{H1}]^2 + [\sigma_{H2}]^2} = 317,32(MPa)$$

$$d_{w1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot (u+1)}{\psi_{bd} \cdot [\sigma_H]^2 \cdot u}} = 75,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{53546,02 \cdot 1,02 \cdot (2,56+1)}{0,561 \cdot (317,32)^2 \cdot 2,56}} = 83,4$$

$$b_w = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,3 \cdot 160 = 48$$

$$\sigma_H = \frac{456,2}{83,4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 53546,02 \cdot 1,02 \cdot 1,04 \cdot (2,56+1)}{48 \cdot 2,56}} = 313,81 < [\sigma_H] = 526 \cdot \frac{1 \cdot 0,9 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1,02}{1,1} = 395,1(MPa)$$

Do đó điều kiện bền tiếp xúc được thỏa

17 .Hệ số dạng răng Y_F

$$\text{Bánh dẫn : } Y_{F1} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_1} = 3,47 + \frac{13,2}{30} = 3,91$$

$$\text{Bánh bị dẫn : } Y_{F2} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_2} = 3,47 + \frac{13,2}{77} = 3,64$$

So sánh độ bền bánh răng :

$$\text{Bánh dẫn : } \frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{257}{3,91} = 65,73$$

$$\text{Bánh bị dẫn : } \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{234,5}{3,64} = 64,42$$

Ta kiểm tra độ bền uốn theo bánh bị dẫn có độ bền thấp hơn

18 .Ứng suất uốn tính toán

$$\sigma_{F2} = \frac{2.Y_{F2}.T_1.K_{F\beta}.K_{FV}}{d_{w1}.b_w.m} = \frac{2.3,64.53546,02.1,02.1,04}{83,4.48.3} = 34,43(MPa) < [\sigma_{F2}] = 234,5(MPa)$$

Do đó độ bền điều kiện được thỏa.

Tài liệu tham khảo

1. Cơ Sở Thiết Kế Máy – Nguyễn Hữu Lộc
- NXB ĐẠI HỌC QUỐC GIA TP HỒ CHÍ MINH
2. Nguyễn Trọng Hiệp – Nguyễn Văn Lắm.
- Thiết kế chi tiết máy :
- NXBGD. Năm 1993.

Nhận xét của giảng viên hướng dẫn

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

