

**ỦY BAN NHÂN DÂN THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
TRƯỜNG CAO ĐẲNG LÝ TỰ TRỌNG THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
KHOA CƠ KHÍ**



BÀI TIỂU LUẬN

ĐỀ TÀI:

SVTH: 1.Tô Thế Hào

- MSSV:20007787

Ngành học: Cơ khí

Lớp học: 20C

Môn học: Nguyên Lý chi tiết máy

TIỂU LUẬN MÔN HỌC

GVHD:

Thành phố Hồ Chí Minh – 20/10/2021

**ỦY BAN NHÂN DÂN THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
TRƯỜNG CAO ĐẲNG LÝ TỰ TRỌNG THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
KHOA ĐIỆN – ĐIỆN TỬ**



SVTH: 1. Tô Thế Hào - MSSV:20007787

ĐỀ TÀI.....

Ngành học: Cơ khí

Lớp học: 20C1-CTK1

Môn học: Nguyên Lý chi tiết máy

TIỂU LUẬN MÔN HỌC

GVPB1

GVPB2

Thành phố Hồ Chí Minh – 10/2021

LỜI NHẬN XÉT CỦA GIÁO VIÊN

[illegible]

MỤC LỤC

Chương 3 BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

Chương 4 BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

Chương 5 BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

Chương 3 BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1. Khái niệm chung

1.1 Khái niệm bộ truyền động đai

- Truyền động đai là truyền động ma sát gián tiếp, truyền chuyển động và cơ năng (tải trọng) nhờ ma sát giữa đai với các bánh đai giữa 2 trục khá xa nhau
- Bộ truyền đai thường có hai đánh đai gồm: bánh dẫn 1, bánh dẫn 2 và một đai mắc 3 căng trên hai bánh đai nhờ bộ phận căng đai. Nhờ có ma sát giữa đai và bánh đai, bánh dẫn quay sẽ chuyển động và cơ năng sang bánh bị dẫn

1.2 Phân loại bộ truyền động đai

- Phân loại theo vật liệu chế tạo dây đai: Đai vải cao su, đai vải, đai len
- Phân loại theo hình dáng mặt cắt dây đai:
 - + Đai dẹt có tiết diện hình chữ nhật
 - + Đai thang có tiết diện hình thang cân, góc đỉnh $\gamma=40^\circ$
 - + Đai lược có nhiều chân phân bố dọc theo chiều rộng, ở mặt trong của đai
 - + Đai tròn có tiết diện hình tròn
 - + Đai răng có nhiều răng phân bố theo chiều dài, ở mặt trong của đai
- Phân loại theo vị trí trục: Truyền động hai trục song song quay cùng chiều, truyền động chéo hai trục song song quay cùng chiều, truyền động nửa chéo truyền động giữa hai trục chéo nhau
- Phân loại theo nguyên lý làm việc: theo nguyên lý ma sát, theo nguyên lý ăn khớp

1.3 Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai

1. Ưu điểm:

- Có khả năng truyền động và cơ năng giữa các trục ở khá xa nhau ($> 15m$)
- Làm việc êm, không ồn do vật liệu đai có tính đàn hồi
- An toàn cho các tiết máy khác bị quá tải, vì đai sẽ trượt trên bánh
- Kết cấu và vận hành đơn giản, giá thành rẻ

2. Nhược điểm:

- Khuôn khổ kích thước khá lớn (khi cùng một điều kiện làm việc, thường riêng đường kính bánh đã lớn hơn đường kính bánh khoảng 5 lần)
- Tỷ số truyền không ổn định vì có trượt đàn hồi trên bánh
- Lực áp dụng trên trục và ổ lớn do phải căng đai
- Tuổi thọ thấp khi làm việc với vận tốc cao

- _ Khi dùng bánh răng đai làm tăng số chu kì bị uốn của đai, sẽ giảm tuổi thọ của đai

3. Phạm vi ứng dụng của bộ truyền đai

- _ Bộ truyền đai có thể truyền công suất đến 1500KW, nhưng thường được với $P \leq (40 \div 50) \text{kw}$, $v = 5 \div 30 \text{m/s}$
- _ Đối với truyền động đai dẹt: tỉ số truyền $u \leq 5$, truyền động đai hình thang: $u \leq 10$
- _ Khoảng cách lớn nhất giữa hai trục có thể tới 15m và 40m (trường hợp đặt biệt)

1.4 Phương pháp căng đai

- _ Trong quá trình làm việc đai sẽ dần dần dãn ra, sức căng giảm xuống. Do đó ta cần phải điều chỉnh sức căng của đai

2. Vật liệu và kết cấu đai

2.1 Vật liệu làm đai

Vật liệu làm đai phải thỏa mãn độ bền mỏi, lâu mòn, hệ số ma sát lớn. tính đàn hồi cao

- _ Đai dẹt: Bao gồm các loại đai sau: đai da, đai vải cao su, đai sợi len. Đai sợi bông, đai làm bằng vật liệu tổng hợp
- _ Đai thang: Đai sợi xếp và Đai sợi bện

2.2 Kết cấu bộ truyền động đai dẹt

- _ Đai dẹt hay còn gọi là đai phẳng, tiết diện đai là hình chữ nhật hẹp, bánh đai hình trụ tròn, đường sinh thẳng hoặc hình tạng tròn, bề mặt làm việc là mặt rộng của đai
- _ Trị số tiêu chuẩn của chiều rộng đai b: 20, 25, (30), 32, 40, 50, (60), 63, (70), 71, (75), 80, (86), 90, 100, 112, (115), (120), 125, 140, (150), (160), (175), 180, 200, 224, (225), 250. Không nên chọn các giá trị trong ngoặc

2.3 Kết cấu đai thang

- _ Đai thang được chế tạo thành vòng kín, có chiều dài L và tiết diện đai A được tiêu chuẩn hóa. TCVN 2332-78 quy định 6 loại đai thang thường Z, O, A, B, C, D. TCVN 3210-79 quy định 3 loại đai thang hẹp SPZ, SPA, SPB
- _ Đai thang có tiết diện hình thang, bánh đai có rãnh hình thang, thường dùng nhiều dây đai trong một bộ truyền
- _ Chiều dài L_{tc} (mm) dây đai thang theo dãy số tiêu chuẩn sau: 400, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 5000, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000, ...

- _ Đại thang tăng khả năng tải nhờ tăng hệ số ma sát f

3. Thông số hình học bộ truyền đai

- _ Khoảng cách trục: a(mm)
- _ Đường kính bánh dẫn và bánh bị dẫn : d_1, d_2 (mm)
- _ Chiều dài hình học của đai: L(không tính đến độ võng, mm)
- _ Góc ôm của đai lên bánh dẫn và bánh bị dẫn: α_1, α_2

3.1 Đường kính bánh đai

- _ Đường kính sơ bộ bánh đai nhỏ:

$$d_1 = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}$$

- _ Đường kính bánh đai lớn: $d_2 = d_1 \times u \times (1 - \varepsilon)$

- _ Trong đó

P: công suất trên trục dẫn(kW)

T: momen xoắn trên trục dẫn(Nm)

U : tỉ số truyền

ε : hệ số trượt (0,01÷0,05)

3.2 Góc ôm đai

- + Đối với đai dẹt $\alpha_1 \geq 150^\circ$
- + Đối với đai hình thang $\alpha_1 \geq 120^\circ$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \times \frac{d_2 - d_1}{a}$$

3.3 Chiều dài dây đai và khoảng cách trục

3.3.1 Chiều dài tính toán của dây

- _ Công thức :

$$L_{tt} = 2.a.\cos(\beta/2) + 0,5.\pi.(d_2 + d_1) + 0,5.\beta.(d_2 - d_1)$$

3.3.2 Chiều dài cần thiết của dây

- _ Đối với đai dẹt sau khi tính L cần chọn chiều dài cần thiết của dây đai tăng theo từ 100÷400 để nối dây

Công thức :

$$L_{tt} = L + (100 \rightarrow 400) \text{ (mm)}$$

- _ Đối với đai thang L_{tc} phải chọn theo tiêu chuẩn ($L_{tc} > L$). Sau đó tính lại khoảng cách trục a (mm) theo chiều dài dây đai vừa chọn

Công thức :

$$a = \frac{k + \sqrt{k^2 - 8\Delta^2}}{4} \text{ với } k = L - \frac{\pi.(d_2 + d_1)}{2} \text{ (mm)} \quad \Delta = \frac{(d_2 - d_1)}{2}$$

4. Động học bộ truyền đai

4.1 Vận tốc của bộ truyền động đai

- _ Vì có hiện tượng trượt nên vận tốc vòng v_2 của bánh bị dẫn chậm hơn vận tốc vòng v_1 của bánh dẫn $v_2 = (1 - \varepsilon) \cdot v_1$
- _ Trong đó ε là hệ số trượt, có giá trị từ 0,01÷0,05
 - + Đai vải cao su hoặc vải $\approx 0,01$
 - + Đai da $\approx 1,015$
- _ Vận tốc được xác định theo công thức :
 - $v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000}$
 - $v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000}$

4.2 Tỷ số truyền của truyền động đai

- $u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$

4.3 Các dạng hỏng của bộ truyền đai

- _ Đứt đai do mỏi
- _ Nóng do ma sát
- _ Hiện tượng trượt trơn

5. Lực tác động lên trục bộ truyền động đai

5.1 Lực vòng

- _ Khi bộ truyền chưa làm việc, để tạo nên ma sát giữa đai và bánh đai, cần phải căng đai với lực căng ban đầu F_0
- _ Khi căng đai xuất hiện lực căng ban đầu
- _ Công thức :
 - $F_t = F_1 - F_2 = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{1000 \cdot P}{v}$
 F_t : lực vòng có ích (N)
 P : công suất (kW)
 v : vận tốc vòng của bánh đai (m/s)
 T_1 : moment xoắn trên trục
 $T_1 = \frac{d_1}{d_2} \cdot (F_1 - F_2)$
- _ Quan hệ giữa F_0 với F_1 , F_2 ta bỏ qua lực ly tâm và vật liệu đai tuân theo định luật Hook. Ta có lực nhánh :
 - $F_1 + F_2 = 2F_0 \Rightarrow F_1 = F_0 + 0,5F_t$ và $F_2 = F_0 - 0,5F_t$
- _ Lực tác dụng lên trục bánh đai
 - $F_r \approx 2 \cdot F_0 \cdot \sin(\alpha_1 / 2)$

5.2 Moment xoắn trên bánh dẫn

- _ Ta có :
- $T_1 = F_t \cdot \frac{d_1}{2}$
- $T_1 = (F_1 - F_2) \cdot \frac{d_1}{2}$

Chương 4 BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

1. Khái niệm chung

1.1 Nguyên lý làm việc của bộ truyền xích

- _ Đĩa xích dẫn quay, răng của đĩa xích đẩy các mắt xích chuyển động theo. Dây xích chuyển động, các mắt xích đẩy răng của đĩa xích bị dẫn chuyển động, đĩa xích 2 quay
- _ Như vậy chuyển động đã được truyền từ bánh dẫn sang bánh bị dẫn nhờ sự ăn khớp của răng đĩa xích với các mắt xích. Truyền động bằng ăn khớp, nên trong bộ truyền xích hầu như không có hiện tượng trượt. Vận tốc trung bình của bánh vbi5 dẫn và tỉ số truyền trung bình của bộ truyền xích không thay đổi

1.2 Cấu tạo bộ truyền xích

- _ Cấu tạo gồm 3 bộ phận chính: đĩa dẫn , đĩa bị dẫn và xích

1.3 Phân loại bộ truyền động xích

- _ Tùy theo cấu tạo xích được chia thành các loại: xích con lăn, xích ống, xích răng

1.4 Phạm vi sử dụng

- _ Khoảng cách trục đến 8m
- _ Dẫn động cho nhiều đĩa xích
- _ $P \leq 110\text{kW}$, $v \leq 15\text{m/s}$, $n \leq 500\text{v/p}$, $u \leq 8$
- _ Bộ truyền xích được dùng nhiều trong các nhà máy nông nghiệp, máy vận chuyển

2. Thông số hình học của bộ truyền xích

2.1 Bước xích

- _ Bước xích p , mm được tiêu chuẩn hóa. Cũng là bước của răng đĩa xích trên vòng tròn đi qua tâm các chốt
- _ Bước xích p có giá trị $12,7 \div 50,8$ mm

2.2 Đĩa xích

- _ Đường kính tính toán của đĩa xích dẫn là d_1 và của đĩa xích d_2 , cũng chính là đường kính vòng chia của của đĩa xích
- _ Được tính theo công thức:

$$d = \frac{p_c}{\sin \frac{180}{Z}} \approx \frac{p_c Z}{\pi} \text{ (mm)}$$

Z: số răng đĩa xích; p_c : bước xích (tiêu chuẩn)

- Đường kính vòng tròn chân răng đĩa xích d_{f1} , d_{f2} , mm.

- Đường kính vòng tròn đỉnh răng d_{a1} , d_{a2} , mm.

$$d_a = p_c \left(0,5 + \cotg \frac{180}{Z} \right) \text{ (mm)}$$

- _ Số răng của đĩa xích dẫn Z_1 của đĩa xích bị dẫn Z_2
- _ Số mắt của dây xích X luôn là số chẵn, để dễ dàng nối với nhau
- _ Số mắt xích: $X=L/p_c$
- _ Khoảng cách trục a là khoảng cách giữa tâm đĩa xích dẫn và đĩa bị dẫn

2.2.3 Số răng đĩa xích

- _ Số răng dẫn Z_1

Bảng 4.1. Bảng hướng dẫn chọn số răng đĩa xích dẫn Z_1

Loại xích	Tỷ số truyền u					
	1 – 2	2 – 3	3 – 4	4 – 5	5 – 6	> 6
	Số răng Z_1					
Xích ống con lăn	30 – 27	27 – 25	25 – 23	23 – 21	21 – 17	17 – 15
Xích răng	35 – 32	32 – 30	30 – 27	27 – 23	23 – 19	19 – 17

Số răng của đĩa dẫn thường chọn là số lẻ, để chống mòn xích và đĩa xích.

Thường người ta chọn $Z_{1min}=13 \div 15$ khi $v < 2$ m/s.

Đối với bộ truyền chịu tải trọng va đập nên chọn $Z_{min} \geq 17$ khi $v > 2$ m/s.

Trong tính toán thiết kế chọn $Z_1 = 29 - 2u$ (4.1)

- Số răng đĩa bị dẫn Z_2 :

Tính theo công thức sau: $Z_2 = u.Z_1 \leq Z_{2max}$ (4.2)

Để tránh tuôn xích: $Z_{2max} \leq 100 \div 120$ đối với xích con lăn, $Z_{2max} \leq 120 \div 140$: đối với xích răng.

Số răng đĩa bị dẫn Z_2 sau một thời gian làm việc xích sẽ bị mòn và bước xích sẽ tăng thêm một lượng Δt , khi đó đường kính vòng chia sẽ tăng một trị số là Δd theo công thức:

$$\Delta d = \frac{\Delta p_c}{\sin \frac{\pi}{Z}}$$

2.2.4 khoảng cách trục và số mắt xích

1. Số mắt xích

- Chọn sơ bộ khoảng cách trục theo công thức $a = (30 \div 50).p_c$ (4.3)

- Chiều dài xích L theo khoảng cách trục:

$$L \approx 2.a + \frac{\pi.(d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4.a} \text{ (mm)} \quad (4.4)$$

42

Vì $\pi d_1 = p_c.Z_1$ và $\pi d_2 = p_c.Z_2$

$$\rightarrow L \approx 2.a + \frac{p_c}{2}(Z_2 + Z_1) + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2.\pi}\right)^2 \cdot \frac{p_c^2}{a} \text{ (mm)} \quad (4.5)$$

- Số mắt xích: Mặt khác $L = X.p_c \Rightarrow$ Số mắt xích X

$$X = \frac{L}{p_c} \approx \frac{2.a}{p_c} + \frac{1}{2}(Z_2 + Z_1) + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2.\pi}\right)^2 \cdot \frac{p_c}{a} \quad (4.6)$$

Giá trị X được làm tròn số nguyên và nên chọn số chẵn.

2. Khoảng cách trục chính xác

Sau khi chọn X, ta tiến hành tính lại khoảng cách trục a chính xác như sau:

$$a = 0,25.p_c \cdot \left[\left(X - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right) + \sqrt{\left(X - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right)^2 - 8.\left(\frac{Z_2 - Z_1}{2.\pi}\right)^2} \right] \text{ (mm)} \quad (4.7)$$

Để bộ truyền xích làm việc có độ chùng bình thường, ta giảm khoảng cách trục a một khoảng $\Delta a = (0,002 \div 0,004)a$.

Từ số mắt xích X đã chọn phải tính lại chiều dài L của dây xích theo công thức:

$$L = X.p_c \quad (4.8)$$

2.3 Động học của bộ truyền xích

2.3.1 vận tốc và tỉ số truyền

- Vận tốc bộ truyền xích:

$$v_1 = \frac{\pi.d_1.n_1}{60000} = \frac{p_c.Z_1.n_1}{60000} \text{ (m/s)} \quad (4.8)$$

$$v_2 = \frac{\pi.d_2.n_2}{60000} = \frac{p_c.Z_2.n_2}{60000} \text{ (m/s)} \quad (4.9)$$

Vận tốc xích càng tăng thì xích càng chùng mòn, tải trọng động và tiếng ồn tăng. Do đó nên chọn $v \leq 15 \text{ m/s}$

- Tỉ số truyền của bộ truyền xích:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Nên chọn $u \leq 8$



Hình 4.8. Vận tốc trung bình trong bộ truyền xích

2.3.2 Lực tác dụng lên bộ truyền động xích

- Lực căng ban đầu F_0 của xích bằng trọng lượng của nhánh xích tự do:

$$F_0 = K_f \cdot a \cdot q_m \cdot g \quad (4.10)$$

a: chiều dài đoạn xích tự do gần bằng khoảng cách trục (m)

q_m : khối lượng một mét xích (kg/m)

g: gia tốc trọng trường (m/s^2)

K_f : hệ số phụ thuộc vào độ võng của xích, $K_f = 6$ khi bộ truyền nằm ngang, $K_f = 3$ khi góc nghiêng $< 40^\circ$, $K_f = 1$ khi bộ truyền thẳng đứng.

- Điều kiện cân bằng của đĩa xích:

$$\sum T = -T_1 + F_1 \cdot \frac{d_1}{2} - F_2 \cdot \frac{d_2}{2} = 0$$

44

$$F_1 - F_2 = F_t \quad (4.11)$$

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{v} \quad (4.12)$$

$$\text{- Lực quán tính ly tâm: } F_v = q_m \cdot v^2 \quad (4.13)$$

Giá trị $F_2 = F_0 + F_v$. Vì F_0 và F_v tương đối nhỏ so với lực vòng F_t , nên khi tính toán ta có thể lấy gần đúng $F_1 \approx F_t$; $F_2 \approx 0$

$$\text{- Lực tác dụng lên ổ và trục: } F_r = K_m \cdot F_t \quad (4.14)$$

K_m : hệ số trọng lượng xích

$K_m = 1,15$ bộ truyền xích nằm ngang hoặc khi góc nghiêng $< 40^\circ$

$K_m = 1$ bộ truyền thẳng đứng.

F_t : lực vòng có ích (N)

2.3.3 Tải trọng động và động năng va đập của bộ truyền xích

- Trong truyền động xích, do vận tốc của xích và đĩa xích bị dẫn thay đổi cho nên sinh ra tải trọng động. Khi xích có khối lượng m chuyển động với vận tốc V_x thay đổi theo thời gian, nghĩa là chuyển động với gia tốc a_x , sinh ra tải trọng động (lực quán tính)

$$F_d = m \cdot a_x = \frac{a \cdot q_m \cdot n_1^2 \cdot p_c}{18 \cdot 10^7} \text{ (N)} \quad (4.15)$$

Trong đó m: khối lượng xích (kg)

a_x : Gia tốc xích (m/s)

a: khoảng cách trục (mm)

p_c : Bước xích (mm)

n_1 : tốc độ quay của đĩa xích dẫn (vg/ph)

q_m : khối lượng 1 mét xích (kg/m)

2.4 Các dạng hỏng, vật liệu và bôi trơn

2.4.1 Các dạng hỏng

Trong khi làm việc, trong bộ truyền xích có thể xảy ra các dạng hỏng sau:

- **Đứt xích**, dây xích bị tách rời ra không làm việc được nữa, có thể gây nguy hiểm cho người và thiết bị xung quanh. Xích có thể bị đứt do mỏi, do quá tải đột ngột, hoặc do các mối ghép giữa má xích với chốt bị hỏng.

45

- **Mòn bản lề xích**. Trên mặt tiếp xúc của bản lề có áp suất lớn, và bị trượt tương đối khi vào ăn khớp với răng đĩa xích, nên tốc độ mòn khá nhanh. Ổng lót và chốt chỉ mòn một phía, làm bước xích tăng thêm một lượng Δp_x (Hình 4.7).

Khi bước xích tăng thêm, toàn bộ dây xích bị đẩy ra phía đỉnh răng đĩa xích, tâm các chốt nằm trên đường tròn có đường kính $d+\Delta d$. Xích dễ bị tuột ra khỏi đĩa xích (Hình 4.8).

Mòn làm giảm đáng kể tiết diện ngang của chốt, có thể dẫn đến gãy chốt.

- Các phần tử của dây xích bị mỏi: rỗ bề mặt con lăn, ổng lót, gãy chốt, vỡ con lăn.

- Mòn răng đĩa xích, làm nhọn răng, răng đĩa xích bị gãy.

4.4.2. Vật liệu chế tạo xích và đĩa xích

Đĩa xích có cấu tạo gần giống bánh răng, chỉ khác ở phần vành răng. Kích thước và biên dạng răng phụ thuộc vào loại xích. Vật liệu làm đĩa xích thường là thép cacbon hay thép hợp kim, sau khi gia công tôi đạt độ cứng 50 – 60H RC.

4.4.3. Bôi trơn

Bôi trơn là biện pháp làm tăng khả năng làm việc, kéo dài tuổi thọ của bộ truyền động xích. Bôi trơn tốt sẽ làm cho hiệu suất làm việc của bộ truyền cao.

Tùy thuộc vào vận tốc của bộ truyền, có thể có các biện pháp bôi trơn sau:

- Bôi trơn định kỳ dùng cho bộ truyền có vận tốc thấp khoảng $(3\div 4)$ m/s, cứ sau $(8\div 10)$ giờ bôi trơn một lần hay dùng phương pháp bôi trơn nhỏ giọt. Ngoài ra có thể bôi trơn bằng cách nấu chảy mỡ rồi ngâm xích cho ngấm vào bản lề.

- Bôi trơn thường xuyên dùng cho bộ truyền có vận tốc cao. Nếu vận tốc khoảng $(5\div 8)$ m/s, ngâm xích ngập trong dầu tới nửa chiều cao mắt xích. Nếu vận tốc $v > 8$ m/s thì tốt nhất là dùng bơm phun dầu liên tục vào mắt xích.

2.5 Trình tự tính toán thiết kế truyền xích

Thông số đầu vào: công suất P_1 , kW; số vòng quay n_1 , vg/ph; tỷ số truyền u .

Bước 1. Chọn loại xích phụ thuộc vào công suất truyền, vận tốc và điều kiện làm việc.

Bước 2. Chọn số răng sơ bộ của đĩa xích dẫn theo công thức

$$Z_1 = 29 - 2 \times u.$$

Nên chọn số răng đĩa xích là số lẻ để xích mòn đều.

Bước 3. Tính số răng đĩa xích lớn theo công thức

$$Z_2 = u \times Z_1 \quad \text{với điều kiện } Z_2 \leq Z_{2\max}$$

→ Xác định lại chính xác tỷ số truyền bộ truyền xích, sai số tỉ số truyền $\leq 3\%$

Bước 4. Tính toán các hệ số điều kiện sử dụng xích theo công thức:

$$K = K_0 \times K_a \times K_{dc} \times K_b \times K_r \times K_{lv}$$

Các hệ số được tính như sau:

K_0 : hệ số xét đến ảnh hưởng của vị trí bộ truyền: khi đường nối hai tâm đĩa xích hợp với đường nằm ngang một góc nhỏ hơn 60° thì $K_0=1$; nếu lớn hơn 60° thì $K_0=1,25$.

K_a : hệ số xét đến ảnh hưởng của khoảng cách trục hay chiều dài xích, xích càng dài thì số lần ăn khớp của mỗi mắt xích trong một đơn vị thời gian càng ít, do đó xích sẽ ít mòn hơn. K_a tra bảng 4.3

Bảng 4.2. Hệ số K_a

<i>a</i>	$< 25 \times p_c$	$(30 \div 50) \times p_c$	$(60 \div 80) \times p_c$
<i>K_a</i>	1,25	1	0,8

K_{dc}: hệ số xét đến ảnh hưởng của khả năng điều chỉnh lực căng xích: nếu trục điều chỉnh được thì *K_{dc}*=1; nếu điều chỉnh bằng đĩa căng xích hoặc con lăn căng xích thì *K_{dc}*=1,1; nếu trục không điều chỉnh được hoặc không có bộ phận căng xích thì *K_{dc}*=1,25

K_b: hệ số xét đến điều kiện bôi trơn: nếu bôi trơn liên tục *K_b*=0,8; nếu bôi trơn nhỏ giọt *K_b*=1; nếu bôi trơn định kỳ (gián đoạn) thì *K_b*=1,5 .

K_r: hệ số tải trọng động: nếu dẫn động bằng động cơ điện và tải trọng ngoài tác động lên bộ truyền tương đối êm thì *K_r*=1; nếu tải trọng có va đập (hay va đập nhẹ) thì *K_r*=1,2÷1,5; nếu có va đập mạnh thì *K_r*=1,8.

K_{lv}: hệ số xét đến chế độ làm việc: làm việc một ca thì *K_{lv}*=1; làm việc hai ca thì *K_{lv}*=1,12; làm việc ba ca thì *K_{lv}*=1,45.

Bước 5. Tính công suất tính toán *P_t* theo công thức:

$$P_t = \frac{K \times K_z \times K_n}{K_x} \times P_1 \leq [P]$$

Trong đó:

P₁: công suất tính toán (kW)

[*P*]: công suất cho phép của bộ truyền một dây có bước *p_c* (tra **bảng 4.3**)

$$K_z = \frac{Z_{01}}{Z_1} = \frac{25}{Z_1} \text{ (hệ số răng đĩa xích)}$$

$$K_n = \frac{n_{01}}{n_1} \text{ (hệ số số vòng quay, giá trị } n_{01} \text{ tra } \mathbf{bảng 4.3})$$

K_x: hệ số xét đến số dây xích *x*, nếu *x* = 1, 2, 3, 4 thì *K_x*=1; 1,7; 2,5; 3.

Bảng 4.3. Lựa chọn bước xích *p_c* theo công suất cho phép [*P*]

Bước xích <i>p_c</i> , (mm)	Đường kính chốt <i>d_o</i> , (mm)	Chiều dài ống <i>b_o</i> , (mm)	Công suất cho phép [<i>P</i>] khi số vòng quay của đĩa nhỏ <i>n₀₁</i> , (vòng/ph)							
			50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7	3,66	5,80	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06			
12,7	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	2,42	2,72	
12,7	4,45	10,11	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	4,52	5,06	3,20
15,875	5,08	11,30	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	5,74	6,43	5,95
15,875	5,08	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	7,34	8,22	7,55
19,05	5,96	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	9,63	10,8	9,65
25,4	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	15,3	16,9	12,7
31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	34,7	38,3	19,3
38,1	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	54,9	60,0	43,8
44,45	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	88,3	101	99,2	10,8	
50,8	14,29	45,21	22,9	68,1	110	138	157			

Với giá trị P_t vừa xác định, theo bảng 4.4 ta chọn bước xích p_c theo cột giá trị n_{01} khi tính hệ số K_a .

Bước 6. Kiểm tra số vòng quay tới hạn (bảng 4.4)

Nếu không thỏa thì ta tăng số dây xích và tính toán lại hoặc thay đổi loại xích.

Bảng 4.4. Giá trị giới hạn bước xích p_c theo số vòng quay n_1

Số vòng quay, (vg/ph)								
- Xích con lăn $Z_1 \geq 15$	1250	1000	900	800	630	500	400	300
- Xích răng $Z_1 \geq 17$	3300	2650	2200	1650	1320			
Bước xích $[p_c]_{\max}$ cho phép, (mm)	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8

Bước 7. Xác định vận tốc trung bình v của xích

- Vận tốc v :

$$v_1 = \frac{n_1 \cdot p_c \cdot Z_1}{60000} \text{ (m/s)}$$

- Lực vòng có ích:

$$F_t = \frac{1000 \times P}{v} \text{ (N)}$$

Bước 8. Tính toán kiểm nghiệm bước xích

Theo công thức sau:

$$p_c \geq 2,82 \times \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K}{Z_1 \cdot [p_0] \cdot K_x}} = 600 \times \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot K}{Z_1 \cdot n_1 \cdot [p_0] \cdot K_x}}$$

với $[p_0]$ tra từ **bảng 4.5**, nếu không thỏa thì tăng bước xích và tiến hành tính toán lại.

Bảng 4.5. Áp suất cho phép $[p_0]$

Bước xích p_c , (mm)	Áp suất cho phép trong bản lề xích $[p_0]$ (MPa) khi số vòng quay bánh xích nhỏ n_1 (vg/ph)								
	≤ 50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000
12,7÷15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5 15	16
19,05÷25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5		
31,75÷38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15		
44,45÷50,8	35	26	21	17,5	15				

- Chiều dài xích: $L = X \cdot p_c$

Bước 9. Xác định số mắt xích X

- Chọn khoảng cách trục sơ bộ từ $a = (30 \div 50) \cdot p_c$

- Xác định số mắt xích X theo công thức:

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

(nên chọn số mắt xích là số chẵn)

- Sau khi chọn số mắt xích, phải tính lại khoảng cách trục a theo công thức:

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

Và để bộ truyền làm việc bình thường nên giảm a một đoạn $(0,002 \div 0,004)a$.

Bước 10. Kiểm tra xích theo hệ số an toàn

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

với $[s]$ tra **bảng 4.6** và Q tra **bảng 4.7**

Bảng 4.6. Hệ số an toàn cho phép $[s]$

Số vòng quay n , (vòng/ph)	Bước xích p_c , (mm)					
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1
49,94	7,1	7,2	7,2	7,3	7,4	7,5
99,89	7,3	7,4	7,5	7,6	7,8	8,0
299,85	7,9	8,2	8,4	8,9	9,4	9,8
499,40	8,5	8,9	9,4	10,2	11,8	12,5
749,62	9,3	10,0	10,7	12,0	13,0	14,0
998,86	10,0	19,8	11,7	13,1	15,0	

Bảng 4.7. Thông số xích con lăn 1 dãy

Kích thước, (mm)		Diện tích bản lề A , (mm ²)	Tải trọng phá hủy Q , (kN)	Khối lượng 1m xích q_m (kg)
d	h			
10,16	14,8	71	22,7	0,9
11,91	18,2	105	29,5	1,6
15,88	24,2	180	50,0	2,6

$$F_1 = F_t$$

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

với q_m tra **bảng 4.7**

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

K_f : hệ số phụ thuộc vào độ võng của xích. $K_f=6$ khi xích nằm ngang; $K_f=3$ khi góc nghiêng giữa đường tâm trục và phương nằm ngang nhỏ hơn 40° ; $K_f=1$ khi xích thẳng đứng.

Và kiểm tra số lần va đập của xích trong một giây theo công thức:

$$i = \frac{4 \cdot v}{L} = \frac{4 \cdot n_1 \cdot Z_1 \cdot p_c}{p_c \cdot X \cdot 60} = \frac{Z_1 \cdot n_1}{15 \cdot X} \leq [i]$$

trong đó: X số mắt xích

Z_1, n_1 : số răng và số vòng quay của đĩa xích dẫn

$[i]$: số lần va đập cho phép của xích trong một giây (**bảng 4.8**)

Bảng 4.7. Số lần va đập cho phép của xích $[i]$ trong một giây

Dạng xích	Bước xích p_c , (mm)							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Xích con lăn	40	30	25	20	16	14	12	10

Xích răng	60	50	40	25	20			
-----------	----	----	----	----	----	--	--	--

Bước 11. Tính lực tác dụng lên trục theo công thức:

- Lực tác dụng lên trục: $F_r = K_m F_t$

K_m : hệ số trọng lượng xích

$K_m=1,15$ khi xích nằm ngang hoặc khi góc nghiêng giữa đường nối tâm hai trục và phương nằm ngang nhỏ hơn 40°

$K_m=1$ khi góc nghiêng đường nối tâm hai trục từ 40° đến vị trí thẳng đứng.

- Xác định các kích thước bộ truyền:

Thông số hình học		Công thức
Đường kính vòng chia	Bánh dẫn	$d_1 = \frac{p_c \times Z_1}{\pi}$
	Bánh bị dẫn	$d_2 = \frac{p_c \times Z_2}{\pi}$
Đường kính vòng đỉnh	Bánh dẫn	$d_{a1} = p_c \times [0,5 + \cotg(\pi / Z_1)]$
	Bánh bị dẫn	$d_{a2} = p_c \times [0,5 + \cotg(\pi / Z_2)]$

Chú ý:

Ta có thể chọn bước xích theo công thức sau nếu biết trước $[p_0]$

$$p_c \geq 2,82 \times \sqrt[3]{\frac{T_1 K}{Z_1 [p_0] K_x}} = 600 \times \sqrt[3]{\frac{P_1 K}{Z_1 n_1 [p_0] K_x}}$$

hoặc công thức rút gọn: $p_c = 0,45 \times \sqrt[3]{T_1}$

CHƯƠNG 5 BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

1. Khái niệm chung

1.1 Định nghĩa

Truyền động bánh răng là truyền động ăn khớp trực tiếp, trong đó chuyển động và tải trọng được truyền nhờ sự ăn khớp của các răng trên bánh răng hoặc thanh răng.

Bộ truyền bánh răng thường có 2 bộ phận chính:

- Bánh răng dẫn 1, có đường kính d_1 được lắp trên trục dẫn I, quay với số vòng quay n_1 công suất truyền động P_1 mô men xoắn trên trục T_1
- Bánh răng bị dẫn 2, có đường kính d_2 , được lắp trên trục bị dẫn II, quay với số vòng quay n_2 , công suất truyền động P_2 , mô men xoắn trên trục T_2 .
- Trên bánh răng có các răng, khi truyền động các răng ăn khớp với nhau, tiếp xúc và đẩy nhau trên đường ăn khớp



Hình 5.1. Sơ đồ bộ truyền bánh răng trực tiếp

Nguyên lý làm việc của bộ truyền bánh răng (Hình 5.1) có thể tóm tắt như sau: trục I quay với số vòng quay n_1 thông qua mối ghép then làm cho bánh răng 1 quay. Răng của bánh 1 ăn khớp với răng của bánh 2, đẩy răng bánh 2 chuyển động, làm bánh 2 quay, nhờ mối ghép then trục II quay với số vòng quay n_2 .

Truyền chuyển động bằng ăn khớp, nên trong bộ truyền bánh răng hầu như không có trượt (chỉ có hiện tượng trượt biên dạng ở phần đỉnh và chân răng), hiệu suất truyền động của bộ truyền rất cao.

của bộ truyền rất cao.

2. Truyền động của hệ thống bánh răng

2.1 các thông số hình học

- _ Bánh răng côn chủ yếu dùng để truyền động giữ hai trục vuông góc với nhau. Khi vận tốc thấp thường dùng bánh răng côn răng thẳng vì chế tạo và lắp ghép đơn giản hơn các loại bánh răng khác. Khi vận tốc cao thì dùng bánh răng côn nghiêng hoặc cung tròn vì sự ăn khớp êm, khả năng tải cao và tính công nghệ cao. So với bánh răng trụ thì bánh răng nón chế tạo và lắp ghép phức tạp hơn, các trục lại cắt nhau khiến khó bố trí ổ trục. Việc cố định ổ trục cũng phức tạp vì có lực dọc trục. Do đó chỉ sử dụng bánh răng nón khi cần thiết

2.2 các dạng hỏng và vật liệu chế tạo

1. Các dạng hỏng

Trong quá trình làm việc, trên bánh răng có thể xuất hiện các dạng hỏng sau:

- Gãy răng bánh răng, là dạng hỏng nguy hiểm nhất, bộ truyền không tiếp tục làm việc được nữa và còn gây nguy hiểm cho các chi tiết máy lân cận. Gãy răng có thể do quá tải, hoặc do bị mỏi, khi ứng suất uốn trên tiết diện chân răng vượt quá giá trị cho phép.(hình 5.22a)
- Tróc rỗ mặt răng, trên mặt răng có những lỗ nhỏ và sâu, làm hỏng mặt răng, bộ truyền làm việc không tốt nữa. Tróc rỗ thường xảy ra ở những bộ truyền có độ rắn mặt răng cao, ứng suất tiếp xúc không lớn lắm và bôi trơn đầy đủ. Nguyên nhân ứng suất tiếp xúc thay đổi, mặt răng bị mỏi, xuất hiện các vết nứt trên bề mặt. Vết nứt lớn dần lên, đến một mức nào đó sẽ làm tróc ra một mảnh kim loại, để lại vết lõm.(hình 5.22b)
- Bong mặt răng, có những vảy kim loại tách ra khỏi bề mặt răng, tạo nên những vết lõm nông và rộng. Bong mặt răng làm thay đổi biên dạng răng, giảm chất lượng bề mặt, bộ truyền làm việc không tốt nữa. Dạng hỏng này thường có ở những bộ truyền mặt răng được tôi, sau khi thấm nito, thấm than. Nguyên nhân là do nhiệt luyện và hóa nhiệt luyện không tốt, tổ chức kim loại trên mặt răng bị phá hỏng, kém bền vững. Dưới tác dụng của ứng suất lớn và thay đổi, một lớp mỏng kim loại đã bị tách khỏi mặt răng. (hình 5.22f)

2.3 Bôi trơn bộ truyền

Để giảm mất mát công suất do ma sát, giảm mài mòn răng và đề phòng các chi tiết máy bị han gỉ cần bôi trơn bộ truyền thường xuyên. Đối với bộ truyền để hở của những máy không quan trọng có thể bôi trơn định kỳ bằng mỡ. Đối với bộ truyền kín, ta có hai kiểu bôi trơn là bôi trơn ngâm dầu và bôi trơn lưu thông.

* Bôi trơn ngâm dầu: Bánh răng được ngâm trong dầu ở trong hộp. Cách bôi trơn này thường dùng khi vận tốc $v \leq 12 \text{ m/s}$. Khi vận tốc vòng lớn, công suất

mất mát do khuấy dầu tăng lên, dầu dễ bị biến chất do bắn tóe, mặt khác các chất cặn bã ở đáy hộp dễ bị khuấy động và hắt vào chỗ ăn khớp làm cho răng chóng bị mài mòn. Vì vậy cần đảm bảo lượng dầu ngâm cần thiết. Khi vận tốc của bộ truyền gần bằng 12 m/s thì bánh răng được ngâm trong dầu với chiều cao là $(0,75 \div 2)h$ nhưng không nhỏ hơn 10 mm . Trong đó: h là chiều cao răng. Đối với bánh răng côn, mức dầu nên ngập chiều rộng bánh răng lớn. Khi vận tốc nhỏ ($0,8 \div 1,5 \text{ m/s}$), lấy chiều sâu ngâm dầu bằng $1/6$ bán kính bánh răng cấp nhanh và bằng $1/4$ bán kính bánh răng cấp chậm. Lượng dầu bôi trơn thường vào khoảng $(0,4 \div 0,8)$ lít cho

1 kW công suất truyền.

Bôi trơn lưu thông: Phương pháp này dùng cho bộ truyền có vận tốc lớn (lớn hơn 12

$\div 14 \text{ m/s}$). Dầu bôi trơn có áp suất $(0,5 \div 1,75) \text{ at}$ được bơm từ bể qua các đường ống, qua các vòi phun đến bôi trơn chỗ ăn khớp. Đối với bánh răng nghiêng hoặc bánh răng chữ V nên đặt vòi phun sao cho các tia dầu bắn theo chiều quay của bánh răng.

2.4 Trình tự tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

B1: chọn vật liệu chế tạo bánh răng, phương pháp nhiệt luyện, cơ tính vật liệu: giới hạn độ bền, độ rắn của vật liệu,...



- Vật liệu là thép.

$$[\sigma_H] = \sigma_{0H \text{ lim}} \frac{0,9K_{HL}}{s_H}$$

Trong đó:

$\sigma_{0H \text{ lim}}$: giới hạn mỏi tiếp xúc tương ứng với số chu kỳ cơ sở N_{H0}

s_H : hệ số an toàn tra theo bảng 4.2

K_{HL} : hệ số tuổi thọ, xác định theo công thức:

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

m_H : bậc của đường cong mỏi, có giá trị bằng 6

N_{H0} : số chu kỳ làm việc cơ sở $N_{H0} = 30HB^{2,4}$

N_{HE} : số chu kỳ làm việc tương đương

Nếu bánh răng làm việc với chế độ tải trọng và số vòng quay n không đổi:

$$N = 60c.n.L_h$$

c - số lần ăn khớp của răng trong mỗi vòng quay của bánh răng

L_h - tổng thời gian làm việc tính bằng giờ. $L_h = L \cdot 365 \cdot K_{\text{năm}} \cdot 24 \cdot K_n$

L - tuổi thọ tính bằng năm

$K_{\text{năm}}, K_n$ - hệ số sử dụng bộ truyền trong một năm và trong một ngày.

K_{HE} : hệ số chế độ tải trọng cho trong Bảng 4.3.

Nếu bộ truyền làm việc với chế độ tải trọng thay đổi theo nhiều bậc:

B2: Xác định ứng suất

$$N_{HE} = 60c \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^3 n_i \cdot t_i$$

Trong đó:

và T_i – số vòng quay, thời gian làm việc tính bằng giờ và moment xoắn ở chế độ làm việc thứ i .

T_{max} : moment xoắn lớn nhất trong các moment T_i không kể moment quá tải vì loại moment quá tải xảy ra trong khoảng thời gian rất ngắn so với các chế độ tải trọng khác.

Khi $N_{HE} > N_{H0}$ thì lấy $N_{HE} = N_{H0}$ để tính toán.

Nếu bộ truyền làm việc với chế độ tải trọng thay đổi liên tục:

$$N_{HE} = K_{HE} N_{\Sigma}$$

Trong đó: $N_{\Sigma} = 60cnL_h$

Khi bộ truyền làm việc với số vòng quay n không đổi thì $N_{\Sigma} = 60cnL_h$

Khi cần tính toán kiểm nghiệm, $[\sigma_H]$ cần phải được xác định lại theo công thức:

$$[\sigma_H] = \sigma_{0H \text{ lim}} \frac{K_{HL} Z_R Z_V K_t K_{sH}}{s_H}$$

Trong đó:

Z_R : hệ số xét đến ảnh hưởng của độ nhám bề mặt

$$\begin{cases} \text{khi } R_a = 1,25 \div 0,63 \mu m \Rightarrow Z_R = 1 \\ \text{khi } R_a = 2,50 \div 1,25 \mu m \Rightarrow Z_R = 0,95 \\ \text{khi } R_a = 10 \div 2,50 \mu m \Rightarrow Z_R = 0,9 \end{cases}$$

Z_V : hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc vòng

$$\begin{cases} \text{khi } HB \leq 350 \Rightarrow Z_V = 0,85 v^{0,1} \\ \text{khi } HB \geq 350 \Rightarrow Z_V = 0,925 v^{0,05} \end{cases}$$

K_t : hệ số xét đến điều kiện bôi trơn, thường chọn

K_{sH} : hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước răng:

$$K_{sH} = \sqrt{1,05 - \frac{d}{10^4}}$$

Bước 4: chọn ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$ theo bánh bị dẫn vì bánh này có độ bền thấp hơn. $[\sigma_H] = \min([\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}])$

Khi tính toán bánh răng trụ răng thẳng, ta chọn

Bước 5: Tính ψ_{bd} và chọn sơ bộ hệ số tải trọng tính $K_H = K_{H\beta}$

Chọn hệ số chiều rộng vành răng ψ_{ba} . Giá trị ψ_{ba} tùy thuộc vào vị trí bánh răng trên trục và độ rắn của vật liệu, chọn theo dãy số tiêu chuẩn sau: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63 ...

Đối với các bánh răng trong hộp giảm tốc, tùy thuộc vào vị trí của bánh răng trên trục, có thể chọn ψ_{ba} theo Bảng 4.4

Tính ψ_{bd} theo ψ_{ba} và chọn sơ bộ hệ số tải trọng tính $K_H = K_{H\beta}$ theo Bảng 4.5.

Bước 6: tính toán khoảng cách trục a_w .

Khoảng cách trục a_w được tính theo công thức:

$$a_w = 50(u \pm 1) \sqrt{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{H\alpha} [\sigma_H]^2 u}} = 50(u \pm 1) \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{H\alpha} [\sigma_H]^2 u^2}}$$

Trong đó: T_2 : moment xoắn trên bánh bị dẫn.

Bước 7: chọn modul m theo khoảng cách trục a_w

Bước 8: xác định tổng số răng, xác định z_1 và z_2 .

$$z_1 + z_2 = z_1(1 + u) = \frac{2a_w}{m}$$

$$z_1 = \frac{d_1}{m}; z_2 = u z_1$$

Số răng tối thiểu bằng 17 để tránh hiện tượng cắt chân răng.

Bước 9: tính toán lại tỉ số truyền u .

Khi cần thiết phải kiểm tra lại sai số $\Delta u \leq (2 + 3) \%$

Bước 10: xác định các kích thước của bộ truyền bánh răng.

Các giá trị đường kính tính chính xác đến 0,01mm

Bước 11: tính vận tốc vòng và chọn cấp chính xác bộ truyền:

Bước 12: xác định giá trị các lực tác dụng lên bộ truyền

Bước 13: chọn hệ số tải trọng động $K_{H\alpha}$ và $K_{F\alpha}$:

Hệ số tải trọng động $K_{H\alpha}$ và $K_{F\alpha}$ được chọn theo Bảng 4.7:

Bước 14: xác định ứng suất tính toán σ_H trên vùng ăn khớp

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\epsilon}{d_{a1}} \sqrt{\frac{2 T_1 K_H (u \pm 1)}{b_{a1} u}} \leq [\sigma_H]$$

MỘT SỐ BÀI THAM KHẢO

ĐỀ 6

Câu 1. (3,0 điểm)

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1 = 10\text{kW}$; số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 1280\text{vòng/phút}$; tỷ số truyền $u = 2,5$; đường kính bánh dẫn $d_1 = 180\text{mm}$, lực căng ban đầu $F_0 = 800\text{N}$ và khoảng cách trục $a = 1800\text{mm}$. Bỏ qua hiện tượng trượt trơn và lực căng phụ F_v . Hãy xác định:

a. Góc ôm đai α_1 và chiều dài dây thực tế đai L ? (1đ).

b. Vận tốc v_1 ; lực vòng F_t ; lực trên nhánh căng F_1 ; lực trên nhánh chùng F_2 và lực tác dụng lên trục F_r (1,25đ).

c. Hệ số ma sát f tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt trơn (0,75đ).

Câu 2. (3 điểm)

Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: số răng đĩa xích dẫn $Z_1 = 22$ răng; tỷ số truyền $u = 3,5$; số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 250\text{vòng/phút}$. Bộ truyền đặt so với phương ngang một góc 45° ; làm việc có va đập nhẹ; khoảng cách trục $a = 45\text{p}_c$; bôi trơn định kỳ; khoảng cách trục bộ truyền xích điều chỉnh được; làm việc ba ca; xích 2 dây. Xác định:

a. Hệ số K và chọn bước xích p_c ? (1,5 điểm)

b. Số mắt xích X để nối xích dễ dàng? (0,75 điểm)

c. Vận tốc, lực vòng và lực tác dụng lên ổ trục? (0,75 điểm)

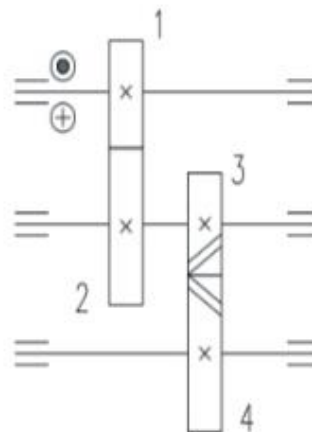
Câu 3. (1,5 điểm)

Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn có khoảng cách trục $a_w = 475\text{mm}$, số răng $Z_1 = 30$ răng, $Z_2 = 120$ răng góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh, 2 bánh răng ăn khớp ngoài. Hãy xác định: mô đun pháp tuyến m_n và góc nghiêng răng?

Câu 4. (2,5 điểm)

Phân tích lực tác dụng và tính giá trị các lực tác dụng lên các cặp bánh răng ăn khớp theo sơ đồ bên. Cho biết $T_1 = 80000\text{ Nmm}$, $Z_1 = 20$, $Z_2 = 50$, $Z_3 = 20$, $Z_4 = 40$. Mô đun $m_n = m = 4\text{ mm}$. Góc nghiêng răng là 18° , góc ăn khớp 20° .

(lưu ý: vẽ hình phân tích lực rồi mới tính độ lớn)



BÀI LÀM

Đề: 6
TTất

$$P_1 = 10 \text{ kW}$$

$$n_1 = 1280 \text{ vg/ph}$$

$$u = 2,5$$

$$d_1 = 180 \text{ mm}$$

$$F_0 = 800 \text{ N}$$

$$a = 1800 \text{ mm}$$

Bán Lãm

$$\text{Trên cơ: } u = \frac{d_2}{d_1} \Rightarrow 2,5 = \frac{d_2}{180} \Rightarrow d_2 = 450 \text{ mm}$$

Góc ôm đai:

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{(d_2 - d_1)}{a}$$

$$= 180 - 57 \frac{(450 - 180)}{1800}$$

$$= 171,45^\circ \Rightarrow 2,99 \text{ rad}$$

Chiều dài dây đai

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

$$= 2 \cdot 1800 + \frac{\pi(450 + 180)}{2} + \frac{(450 - 180)^2}{4 \cdot 1800}$$

$$= 4599,7 \text{ mm}$$

②

Chiều dài cần thiết

$$L = L_{tt} + (100 \div 400) = 4700 \text{ mm}$$

Vận tốc

$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60000} \\ &= \frac{\pi \cdot 180 \cdot 1280}{60000} \\ &= 12 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Lực vòng

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{1000 \cdot P}{v} \\ &= \frac{1000 \cdot 10}{12} \\ &= 833,3 \text{ N} \end{aligned}$$

③ Lực nhớt căng

$$\begin{aligned} F_1 &= F_0 + 0,5 \cdot F_t \\ &= 800 + 0,5 \cdot 833,3 \\ &= 1216,65 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_2 &= F_0 - 0,5 \cdot F_t \\ &= 800 - 0,5 \cdot 833,3 \\ &= 383,35 \text{ N} \end{aligned}$$

Lực tác dụng lên trục F_R

$$\begin{aligned} F_R &= 2 \cdot F_0 \cdot \sin(\alpha/2) \\ &= 2 \cdot 800 \cdot \sin\left(\frac{87,45}{2}\right) \\ &= 1595,5 \text{ N} \end{aligned}$$

Hệ số ma sát tĩnh luôn nhỏ hơn hoặc bằng
ma sát trượt + một phần
với $F_v = 0$

$$④ \quad F_0 \geq \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha_1} + 1}{e^{f \cdot \alpha_1} - 1}$$

$$\Rightarrow \cancel{800} \geq \frac{833,3}{2} \cdot \frac{e^{f \cdot 171,45} + 1}{e^{f \cdot 171,45} - 1}$$

$\Rightarrow f$

$$\Rightarrow \frac{800}{f} \geq \frac{833,3}{2} \cdot \frac{e^{f \cdot 2,99} + 1}{e^{f \cdot 2,99} - 1}$$

$$= f \cdot 7,0 \cancel{38} 0,386$$

Vậy họ số mất không xảy ra hiện tượng trượt dài: $f_{min} = 0,386$

Cần 2:

TTất:

$$Z_1 = 22 \text{ năy}$$

$$u = 3,5$$

$$n_1 = 250 \text{ ng/ph}$$

$$\alpha = 45^\circ \text{ ppe}$$

$$\cancel{P_1 = 6} \quad P_1 = 6$$

⑤ Số răng Z_2

$$Z_2 = u \cdot Z_1 = 3,5 \cdot 22 = 77$$

Hệ số K :

$$K = K_o \cdot K_a \cdot K_{dc} \cdot K_b \cdot K_n \cdot K_{ev}$$

$$K_o = 1 \text{ (góc nh? hơn } 45^\circ)$$

$$K_a = 1 \text{ (không cách trục } 45 \text{ pc)}$$

$$K_{dc} = 1 \text{ (trục điện chỉnh được)}$$

$$K_b = 1,5 \text{ (bôi trơn định kỳ)}$$

$$K_n = 1,2 \text{ (vận tốc nhỏ)}$$

$$K_{ev} = 1,45 \text{ (lưu ý việc bôi trơn)}$$

$$\Rightarrow K = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1,2 \cdot 1,45$$

$$\Rightarrow K = 2,61$$

~~$\Rightarrow$ Bước tiếp:~~

$$P_t = \frac{K \cdot K_z \cdot K_m}{K_x} \cdot P_1 \leq [P]$$

⑥ H8 95 Km

$$K_m = \frac{n_{01}}{n_1}$$

$$\text{mà } n_1 = 250 \Rightarrow n_{01} = 400$$

$$\Rightarrow K_m = \frac{400}{250} \Rightarrow K_m = 1,6$$

$$K_z = \frac{z_2}{z_1} = \frac{25}{22} = 1,14$$

$$K_x = 1,7 \text{ (xét theo dãy xích)}$$

$$\Rightarrow P_t = \frac{2161 \cdot 1,14 \cdot 1,6}{1,7} \cdot 1,6$$

$$= 2,8 \text{ kW} \quad 16,8 \text{ kW}$$

$$\text{Truyền } b_{ch}[P] \text{ thì } = 2,8 \text{ kW} \rightarrow 16,8 \text{ kW}$$

$$\Rightarrow \text{Bỏ đi xích } p_c = 12,7 \text{ (mm)} \\ 2514 \text{ mm}$$

⑦ Số mặt cầu X

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

$$= \frac{2 \cdot 45}{25,4} + \frac{77 + 22}{2} + \left(\frac{77 - 22}{2 + \pi} \right)^2 \cdot \frac{17,7}{45}$$

$$= \cancel{222} \quad \cancel{222,62} \quad \cancel{88,88} \quad 117,63$$

Khoảng cầu trục a

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

$$= 0,25 \cdot 45 \cdot \left[\cancel{222,62} - \frac{77 + 22}{2} + \sqrt{\left(\cancel{222,62} - \frac{77 + 22}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{77 - 22}{2 + \pi} \right)^2} \right]$$

$$= \cancel{447} \quad 4124,95$$

Khoảng cầu trục a

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

$$= 0,25 \cdot 45 \cdot \left[\overset{117,63}{\cancel{88,88}} - \frac{77 + 22}{2} + \sqrt{\left(\overset{117,63}{\cancel{88,88}} - \frac{77 + 22}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{77 - 22}{2 + \pi} \right)^2} \right]$$

$$= \cancel{787,54} \quad 1988,92$$

$$v = \frac{n_1 \cdot p_0 \cdot z_1}{60000}$$

$$= \frac{250 \cdot 12,7 \cdot 22}{60000}$$

$$= 1,16 \text{ m/s}$$

Để văng có ích

$$F_t = \frac{1000 \cdot p}{v}$$

$$= \frac{1000 \cdot 6}{1,16}$$

$$= 51,72 \text{ N}$$

Để lực dùng lên ô' tực

$$F_n = K_m \cdot F_t$$

$$K_m = 1 \times 51,72$$

⑨ ~~$= 51,72$~~

$$F_R = K_m \cdot F_t$$

$$\Rightarrow K_m = 1$$

$$\Rightarrow F_R = 1 \cdot 51,72 = 51,72 \text{ N}$$

Cần 3:

$$a_w = 475 \text{ mm} \quad \alpha = 20^\circ$$

$$z_1 = 30 \text{ răng}$$

$$z_2 = 120 \text{ răng}$$

$$a_w = \frac{m_n \cdot (z_2 + z_1)}{2 \cdot \cos \beta} \Rightarrow \cos \beta = \frac{m_n \cdot (z_2 + z_1)}{2 \cdot a_w}$$

$$\text{Điền luôn góc chia răng} = \frac{m_n \cdot (120 + 30)}{2 \cdot 475}$$

$$20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ$$

$$\Rightarrow \cos 8^\circ \leq \cos \beta \leq \cos 20^\circ \quad (1)$$

$$\text{Từ (1) và (2)} \Rightarrow \cos 8^\circ \geq \frac{m_n (120 + 30)}{2 \cdot 475} \geq \cos 20^\circ$$



HÒA BÌNH

10)

$$\Rightarrow \frac{2.475 \cdot \cos 8^\circ}{(120+30)} \text{ mm} \sim \frac{2.475 \cdot \cos 20^\circ}{(120+30)}$$

$$\Rightarrow 6,27 \text{ mm} \sim 5,95$$

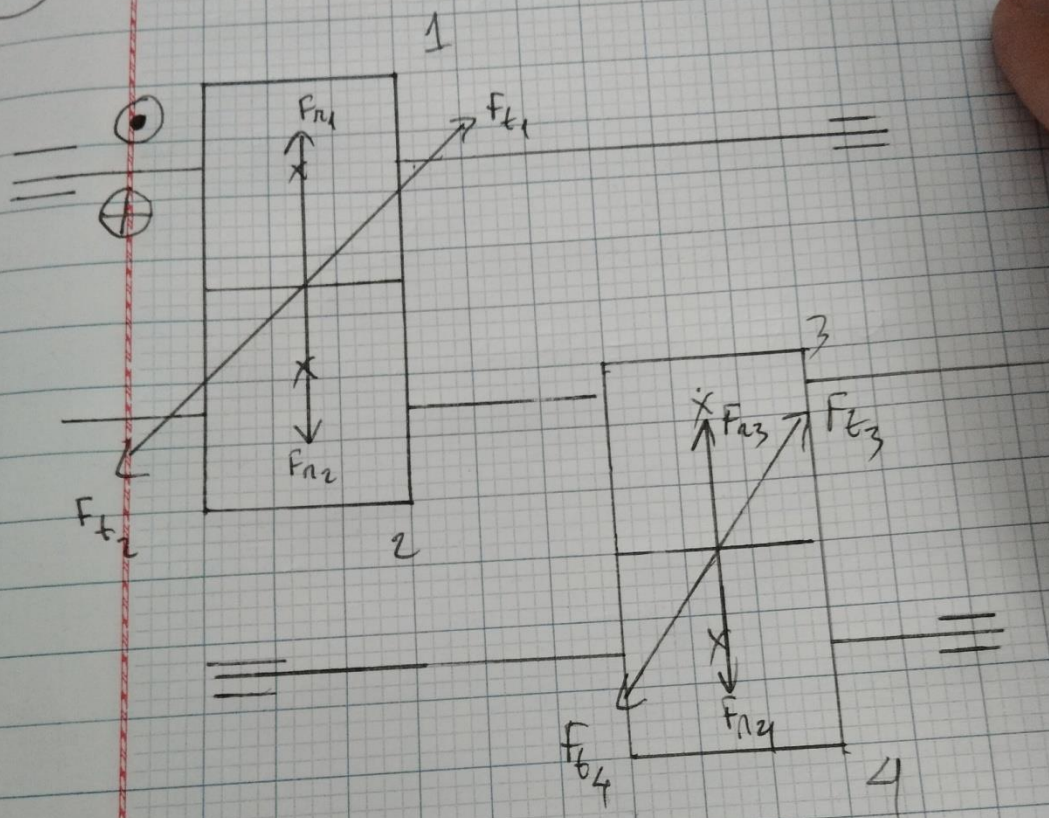
Vậy moden $m_n = 6 \text{ mm}$

Có thể thấy rằng

$$\cos \beta = \frac{m_n \cdot (120+30)}{2.475} = \frac{6 \cdot (120+30)}{2.475} = \frac{0,95^\circ}{0,985^\circ}$$

$$\Rightarrow \beta = 10,7^\circ$$

11



TS Thev Hw - 2007787
20C1 - CTK1