

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



**TIỂU LUẬN MÔN HỌC
HỌC PHẦN NGUYÊN LÝ CHI TIẾT MÁY
ĐỀ SỐ: 6**

HVTHV: Chung Quốc Dự

Ngành học: Nguyên Lý Chi Tiết Máy

Lớp học: 19T4 Cnô 5

GVHD: LƯ' THỊ YẾN VŨ

Thành phố Hồ Chí Minh – .7./2021

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



**TIỂU LUẬN MÔN HỌC
HỌC PHẦN NGUYÊN LÝ CHI TIẾT MÁY
ĐỀ SỐ:**

Ngành học: Động Lực

Lớp học: 19T4-cno 5

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 7/2021

LỜI NÓI ĐẦU

Nhận xét của giám khảo:

.....
.....
...

MỤC LỤC

Trang

Chương 1: BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI _____ Error! Bookmark not defined.

Chương 2: BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH _____ Error! Bookmark not defined.

Chương 3: TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG _____ Error! Bookmark not defined.

.....

chương 4;: Vận dụng kiến thức giải bài tập

TÀI LIỆU THAM KHẢO

Phần I : Lý Thuyết Cơ Sở

Chương 1 : Bộ Truyền Động Đai.

1.1 Khái Niệm Chung

1.1.1. 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.

1.1.2. Phân loại bộ truyền động đai

- Theo tiết diện đai : đai dẹt, đai thang, đai tròn, đai rang.
- Theo kiểu truyền động : Truyền chuyển động giữa 2 trục song song nhau, truyền động giữa 2 trục chéo nhau

1.1.3. Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai

1. Ưu điểm

- Có khả năng truyền chuyển 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 khi bị quá tải, vì đai sẽ trượt trơn toàn phần 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 đai đã lớn hơn đường kính bánh răng khoảng 5 lần).
 - Tỷ số truyền không ổn định vì có trượt đàn hồi trên bánh.
 - Lực tác dụng trên trục và ổ lớn do phải căng đai (lực tác dụng trên trục và ổ tăng thêm $2 \div 3$ lần so với trong truyền động bánh răng).
 - Tuổi thọ thấp khi làm việc với vận tốc cao.
 - Khi dùng bánh căng đai làm tăng số chu kỳ bị uốn của đai, sẽ làm giảm tuổi thọ của đai.
- Ngày nay đai thang sử dụng phổ biến nhất do có hệ số ma sát qui đổi lớn

3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai

- Bộ truyền đai có thể truyền công suất đến $1500kW$, nhưng thường được với $P \leq (40 \div 50)kW$, $v = 5 \div 30m/s$.
- 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 đặc biệt).
- Bộ truyền đai thường được bố trí ở cấp độ nhanh, bánh dẫn lắp vào trục động cơ.

1.1.4. 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.

1.2 VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI

1.2.1. Vật liệu làm đai

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

a. 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.

b. Đai thang: Đai thang gồm có đai sợi xếp và đai sợi bện

1.3. 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 nghiêng của mỗi nhánh đai so với đường tâm bộ truyền: $\beta/2$

- Góc ôm của đai lên bánh dẫn và bánh bị dẫn: α_1, α_2

1.3.1. Góc ôm đai

Góc ôm α_1 nhỏ sẽ ảnh hưởng khả năng kéo của đai, do đó cần thỏa mãn điều kiện sau: + Đối với đai dẹt: $\alpha_1 \geq 150^\circ$ + Đối với đai hình thang: $\alpha_1 \geq 120^\circ$ (do có tác dụng chêm của đai với rãnh bánh đai)

Tương tự ta có $\alpha_2 = \pi + d_2 - d_1 / a$ (rad) hay $\alpha_2 = 180^\circ + 57 \times d_2 - d_1 / a$ (độ)

1.3.2. Chiều dài đai và khoảng cách trục

1. Chiều dài tính toán của dây đai L (mm)

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

2. Chiều dài cần thiết của dây đai L_{tt} (mm)

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

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

$$a = \frac{1}{4} \left\{ L - \frac{\pi.(d_2 + d_1)}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{\pi.(d_2 + d_1)}{2} \right]^2 - 2.(d_2 - d_1)^2} \right\} (mm)$$

$$\text{Hoặc } a = \frac{k + \sqrt{k^2 - 8\Delta^2}}{4} (mm)$$

$$\text{Với } k = L - \frac{\pi.(d_2 + d_1)}{2} (mm) \quad \Delta = \frac{(d_2 - d_1)}{2} (mm)$$

CHƯƠNG 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

2.1. KHÁI NIỆM CHUNG

2.1.1. Nguyên lí làm việc của truyền động 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 bị dẫn và tỉ số truyền trung bình của bộ truyền xích không thay đổi.

2.2. Cấu tạo bộ truyền động xích

2.2.1. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền động xích

1. Ưu điểm

- Có thể truyền chuyển động giữa các trục khá xa nhau ($A_{\max} = 8 \text{ m}$).
- Khả năng tải cao hơn đai.
- Hiệu suất truyền động cao hơn so với đai, đạt $\eta = 0.96 \div 0.98$.
- Lực tác dụng lên trục nhỏ hơn so với truyền động đai vì lực căng ban đầu không lớn.
- Có thể truyền chuyển động và công suất cùng một lúc đến nhiều trục.
- Không xảy ra sự trượt nên tỷ số truyền i không đổi.
- Kích thước nhỏ so với truyền động đai.

2. Nhược điểm

- Giá thành tương đối cao vì kết cấu phức tạp.
- Có nhiều tiếng ồn khi làm việc.
- Vận tốc tức thời của xích và đĩa bị dẫn thay đổi theo thời gian (không ổn định).
- Yêu cầu chăm sóc thường xuyên (bôi trơn, ...) và phức tạp hơn so với bộ truyền đai.
- Chóng bị mòn khi làm việc nơi nhiều bụi và bôi trơn không tốt.

3. Phạm vi sử dụng

- Khoảng cách trục xa 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 máy nông nghiệp, máy vận chuyển, và trong tay máy.

2.2.2. Đĩa xích

- Đường kính tính toán của đĩa xích dẫn là d_1 và của đĩa xích bị dẫn là d_2 ; cũng chính là đường kính vòng chia của đĩa xích, mm; là đường kính của vòng tròn đi qua tâm các chốt (Hình 4.7). Đường kính vòng chia của đĩa 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 .

- Bước xích p_c , mm, là bước của răng đĩa xích trên vòng tròn đi qua tâm các chốt.

- 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; mm.

2.3. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

2.3.1. Vận tốc và tỉ số truyền trung bình

- Vận tốc bộ truyền xích:

$$\begin{aligned} v_1 &= \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} \\ &= \frac{p_c \cdot Z_1 \cdot n_1}{60000} \text{ (m/s)} \\ v_2 &= \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000} \\ &= \frac{p_c \cdot Z_2 \cdot n_2}{60000} \text{ (m/s)} \end{aligned}$$

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

- Tỉ số truyền của bộ truyền xích:

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

Nên chọn $u \leq 8$

2.3.2. Tải trọng động và động năng va đập của bộ truyền động 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)

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

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)

2.4.1. 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.

2.4.2. 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.

CHƯƠNG 3. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

3.1. KHÁI NIỆM CHUNG

3.1.1. 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

Nguyên lý làm việc của bộ truyền bánh răng:

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.

3.1.2. Phân loại

Theo vị trí tương đối giữa các trục

- Truyền động bánh răng trụ, các trục song song với nhau
- Truyền động bánh răng côn, các trục vuông góc với nhau
- Truyền động bánh răng hypecbôlôit, các trục chéo nhau

Theo tính chất di động của đường tâm các trục

- Truyền động bánh răng thường, đường tâm trục của tất cả các bánh răng đều cố định.
- Truyền động bánh răng hành tinh, đường tâm trục của 1 hoặc nhiều bánh răng di động trong mặt phẳng quay.

Theo dạng pôfin rang

- Truyền động bánh răng thân khai
- Truyền động bánh răng xyclôit: Biên dạng răng là đường cong xyclôit, sử dụng chủ yếu trong đồng hồ và dụng cụ đo.
- Truyền động bánh răng Nôvikôv: Biên dạng răng là cung tròn, Nôvikov tìm ra năm 1954 làm tăng khả năng tải của bộ truyền, sử dụng nhiều trong xe tăng

Truyền động bánh răng thân khai được dùng rộng rãi hơn cả, do răng được chế tạo bằng dụng cụ có cạnh thẳng, đảm bảo độ chính xác cao và không bị ảnh hưởng của sai số khoảng cách trục do đó không làm thay đổi qui luật chuyển động và tỉ số truyền.

3.1.3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

1 Ưu điểm

- Kích thước nhỏ, khả năng tải lớn;
- Tỉ số truyền không đổi;
- Hiệu suất cao, có thể đạt tới $97 \div 99\%$;
- Tuổi thọ cao, làm việc tin cậy trong phạm vi công suất, tốc độ và tỷ số truyền khá rộng.

2. Nhược điểm

- Chế tạo tương đối phức tạp.

- Đòi hỏi độ chính xác cao.
- Có nhiều tiếng ồn khi vận tốc lớn.
- Chịu va đập kém.

3. Phạm vi sử dụng

Bộ truyền bánh răng được sử dụng nhiều nhất so với các bộ truyền cơ khí khác. Nó được sử dụng trong hầu hết các loại máy. Truyền động bánh răng được ứng dụng rộng rãi trong lĩnh vực cơ khí: từ đồng hồ, khí cụ đến các máy hạng nặng.

Bộ truyền bánh răng có thể:

- Truyền công suất rất nhỏ (0,1kW): dụng cụ đo
- Truyền công suất khá lớn (300 kW): các máy mỏ, máy xây dựng, máy làm đường
- Truyền công suất rất lớn (100.000 kW): bộ truyền dùng trong các nhà máy phát điện
- Vận tốc đạt được 140 m/s hoặc có thể cao hơn.
- Tỷ số truyền (của một cặp bánh răng) có thể từ 1 đến 10 hoặc có thể cao hơn.

3.2. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG

3.2.1. Tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp

Tỷ số truyền:

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \pm \frac{Z_2}{Z_1}$$

n_1 : số vòng quay của bánh răng dẫn (vòng/phút); n_2 : số vòng quay của bánh răng bị dẫn (vòng/phút).

Z_1 : số răng của bánh răng dẫn; Z_2 : số răng của bánh răng bị dẫn

3.2.2. Tỷ số truyền của hệ thống bánh răng thường

Tỷ số truyền giữa hai trục quay 1 và n là tỷ số vận tốc góc của hai trục quay đó:

$$u_{1n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{n_1}{n_n}$$

3.3. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

3.3.1. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng

Khi xét lực tác dụng lên bộ truyền bánh răng, ta chỉ xét lực tác dụng lên bánh răng dẫn, trên bánh răng bị dẫn lực tác dụng ngược chiều và cùng độ lớn với lực trên bánh dẫn.

1. Lực pháp tuyến F_n :

nằm trên mặt phẳng pháp trùng với mặt ngang và phân tích thành 2

thành phần là lực vòng F_t và lực hướng tâm F_r

- Giá trị:
$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}$$

Với α gọi là góc ăn khớp, bánh răng tiêu chuẩn thông thường $\alpha=20^\circ$

2. Lực vòng F_t

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng

3.3.2. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng nghiêng

Đối với bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng, gồm có các lực tác dụng sau:

1. Lực pháp tuyến F_n : nằm trong mặt phẳng pháp tuyến và phân tích thành 3 thành phần F_t , F_r , F_a .

- Giá trị:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}$$

2. Lực vòng F_t

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng

- Độ lớn:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_1 \cdot \cos \beta}{m_n \cdot Z_1}$$

CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

4.1. KHÁI NIỆM CHUNG

4.1.1. Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít-bánh vít

Truyền động trục vít thuộc loại truyền động bánh răng đặc biệt dùng để truyền chuyển động quay và tải trọng giữa hai trục chéo nhau, góc giữa hai trục thường là 90° .

Trục vít là một trục có nhiều vòng ren, thường bằng thép. Bánh vít có cấu tạo tương tự bánh răng nghiêng nhưng dạng răng khác, mặt chân răng là một phần của mặt xoắn, thường làm bằng hợp kim màu. Bánh vít được gia công bằng dao phay lăn có hình dạng giống như trục vít sẽ ăn khớp với nó (nhưng đường kính ngoài của dao hơi lớn hơn đường kính ngoài của trục vít để tạo nên khe hở hướng tâm ở chân răng bánh vít).

Ren trục vít và răng bánh vít tiếp xúc nhau theo đường; thông thường trục vít dẫn động.

4.1.2. Phân loại bộ truyền động trục vít-bánh vít

1. Theo biên dạng (prôfin) ren

- Bộ truyền trục vít Acsimét: có cạnh ren thẳng trong mặt cắt dọc chứa đường tâm của trục vít, tương tự như ren thang con.
- Bộ truyền trục vít Convôlút: có cạnh ren thẳng trong mặt cắt pháp tuyến với đường ren.
- Bộ truyền trục vít thân khai: có cạnh ren thẳng trong mặt cắt dọc tiếp tuyến với mặt trụ cơ sở.

2. Theo vị trí tương đối của trục vít so với bánh vít

- Bộ truyền trục vít nằm trên
- Bộ truyền trục vít nằm trên
- Bộ truyền trục vít nằm bên cạnh

3. Theo hình dáng trục vít

- Bộ truyền trục vít trụ: có trục vít hình trụ.
- Bộ truyền trục vít lõm (còn gọi là bộ truyền glôbôit), trong đó trục vít được khoét lõm.

d. Theo số mối ren

- Trục vít một mối ren
- Trục vít nhiều mối ren.

Hiện nay truyền động trục vít trụ được dùng nhiều hơn cả. Vì vậy ta chỉ nghiên cứu về trục vít trụ Acsimét (gọi là bộ truyền trục vít Acsimét).

4.1.3. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng

1. Ưu điểm

- Tỷ số truyền lớn, có thể đến 1000
- Làm việc êm và không ồn;
- Có khả năng tự hãm (trong một vài trường hợp).

2. Nhược điểm

- Hiệu suất thấp do ma sát;
- Cần dùng vật liệu giảm ma sát (đồng thanh) tương đối đắt tiền để làm bánh vít.

3. Phạm vi ứng dụng

- Cơ cấu bánh vít–trục vít có hiệu suất thấp nên thường chỉ dùng để truyền công suất nhỏ và trung bình.
- Cơ cấu bánh vít–trục vít được dùng trong máy nâng chuyển, máy cắt kim loại, ô tô

4.2. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT

4.2.1. Tỷ số truyền (u)

Khi trục vít quay một vòng thì mỗi điểm trên vòng lăn của bánh vít di chuyển được một khoảng S (bước của đường xoắn ốc), nghĩa là bánh vít quay được $S/\pi.d_2$ vòng.

4.2.2. Vận tốc vòng

- Vận tốc vòng của trục vít:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{1000 \cdot 60} \text{ m/s}$$

- Vận tốc vòng của bánh vít:

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{1000 \cdot 60} \text{ m/s}$$

d_1 = m.q: đường kính vòng lăn trục vít

d_2 = m.Z2: đường kính vòng lăn trục vít

n_1 : số vòng quay của trục vít (v/p)

n_2 : số vòng quay của bánh vít (v/p)

m: môđun mặt đáy của răng

q: Hệ số đường kính trục (lấy theo tiêu chuẩn)

(khi tính sơ bộ $q \approx 0,26Z_2$)

Z_1 : Số mối ren của trục vít

Z_2 : Số răng của bánh vít

4.3. CÁC DẠNG HỒNG

Trong quá trình làm việc, bộ truyền trục vít-bánh vít có thể xuất hiện các dạng hỏng sau:

- **Đính xước bề mặt:** thường xảy ra ở các bộ truyền có áp suất trên bề mặt tiếp xúc lớn, vận tốc làm việc tương đối lớn. Trên bề mặt ren trục vít có dính các hạt kim loại, bị bứt ra từ bánh vít. Mặt ren trở nên sần sùi. Đồng thời mặt răng bánh vít bị cào xước. Chất lượng bề mặt giảm đáng kể, bộ truyền làm việc không tốt nữa.

Nguyên nhân: do ứng suất lớn và nhiệt độ cao làm vật liệu của bánh vít tại chỗ tiếp xúc đạt đến trạng thái chảy dẻo. Kim loại bị bứt ra dính lên mặt ren trục vít, tạo thành các vấu, các vấu này cào xước mặt răng bánh vít.

- **Mòn răng bánh vít và ren trục vít:** do vận tốc trượt rất lớn, nên tốc độ mòn cao. Vật liệu của bánh vít có cơ tính thấp, bánh vít bị mòn nhiều hơn. Mòn làm yếu chân răng và làm nhọn răng bánh vít. Mòn thường xảy ra ở những bộ truyền có áp suất trung bình và bôi trơn không đầy đủ.

- **Biến dạng mặt răng:** trên răng bánh vít có những chỗ lồi lõm, dạng răng bị thay đổi, bộ truyền ăn khớp không tốt nữa. Dạng hỏng này thường xuất hiện ở các bộ truyền có áp suất trên mặt tiếp xúc lớn, và vận tốc làm việc thấp.

- **Gãy răng bánh vít:** một hoặc vài răng tách rời khỏi bánh vít. Gãy răng là dạng hỏng nguy hiểm.

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.

- **Tróc rỗ mặt răng:** trên mặt ren trục vít và răng bánh vít 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 bánh vít làm bằng đồng thanh có độ bền chống dính cao, ứng suất tiếp xúc nhỏ và được bôi trơn đầy đủ.

- **Nhiệt độ làm việc quá cao:** Khi nhiệt độ vượt quá giá trị cho phép, sẽ làm giảm chất lượng dầu bôi trơn. Làm thay đổi tính chất các mối ghép, có thể dẫn đến kẹt ổ. Làm các trục giãn dài, có thể làm tăng tải trọng phụ.

- **Trục vít bị uốn cong:** do mất ổn định. Đối với những bộ truyền có trục vít mảnh, tỷ lệ giữa khoảng cách l_1 và đường kính d_{f1} quá lớn. Lực dọc trục F_{a1} nén trục vít, làm trục vít mất ổn định.

4.4. BÔI TRƠN VÀ HIỆU SUẤT CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT-BÁNH VÍT

4.4.1. Bôi trơn

Khi bộ truyền trục vít làm việc, tại các bề mặt tiếp xúc của ren trục vít với răng bánh vít có ma sát lớn nên sinh nhiều nhiệt và làm giảm hiệu suất của bộ truyền. Vì vậy ta phải bôi trơn cho bộ truyền. Để bôi trơn cho bộ truyền thì một phần trục vít hoặc một phần bánh vít phải được nhúng trong dầu tùy theo vị trí bánh vít ở dưới hay trục vít ở dưới. Để tránh mất mát nhiều công suất do khuấy dầu, chỉ nên cho dầu ngập đến chân ren trục vít hoặc ngập $1/3$ bánh kính bánh vít. Lượng dầu đổ vào hộp giảm tốc nên lấy khoảng $0,35 \div 0,7$ lít cho 1 kW. Khi vận tốc vòng của trục vít $v \geq 12$ m/s thì bộ truyền được bôi trơn bằng cách phun dầu. Dùng dầu bôi trơn có độ nhớt càng cao thì càng tăng khả năng chống dính, nhưng cũng làm tăng khả năng mất mát công suất do khuấy dầu. Có thể chọn độ nhớt thích hợp cho dầu bôi trơn theo bảng 6. Để tăng khả năng chống dính nên pha thêm khoảng 3 10% ÷ dầu thực vật hoặc mỡ động vật.

4.4.2. Hiệu suất

Khi làm việc, bộ trục vít cũng như bộ truyền bánh răng bị mất mát công suất do ma sát giữa ren trục vít và răng bánh vít khi ăn khớp, do ma sát trong ổ trục và do khuấy dầu. Vì vận tốc trượt lớn cho nên mất mát do ma sát giữa ren trục vít và răng bánh vít khá lớn.

Phần II : Bài Tập Ứng Dụng

BÀI 1. (3,0 điểm) Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1=9$ kW; số vòng quay bánh dẫn $n_1=1200$ vòng/phút; tỷ số truyền $u=2$; đường kính bánh dẫn $d_1=150$ mm, lực căng ban đầu $F_0=800$ N và khoảng cách trục $a=1200$ 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 cần thiết của dây đai L ? (0,75đ) b. Vận tốc v_1 ; lực vòng F_t ; lực tác dụng lên ổ trục F_r . (0,75đ) c. Hệ số ma sát f tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt trơn (0,5đ) d. Nếu thay đai dẹt bằng đai thang, xác định chiều dài dây đai L theo tiêu chuẩn và tính lại khoảng cách trục chính xác? (1,0 đ)

Giải :

A) Đường kính d_2

$$U=d_2/d_1 \Rightarrow 2=d_2/150=300\text{mm}$$

Góc ôm đai

$$\alpha=180-57.d_2-d_1/a=180-57.300-150/1200$$

$$\alpha=172,875^\circ$$

Chiều dài tính toán dây đai

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

$$L_{tt}=2.1200+ \pi/2(150+300)+(300-150)^2/4.1200$$

$$L_{tt}= 3111,5 \text{ mm}$$

Chiều dài cần thiết của dây đai

$$L=L_{TT}+ (100-400)$$

$$L= 3111,5+100$$

$$\text{chọn } L = 3300\text{mm}$$

B) Vận Tốc V_1

$$V_1= \pi.d_1.n_1/60000= \pi.150.1200/60000=9,42\text{m/s}$$

Lực vòng F_t

$$F_t= 1000.P_1/v_1=1000.9/9,42=955,4 \text{ N}$$

Lực tác dụng lên ổ trục

$$F_r= 2.F_0.\sin(\alpha/2)$$

$$F_r = 2.800.\sin (172,875/2)$$

$$F = 1596,9 \text{ N}$$

C) Điều kiện để không xảy ra hiện tượng trượt trơn

$$F_0 > F_t/2.e^{f\alpha_1+1/ef\alpha_1-1} + F_0 \quad (1)$$

$$\text{đổi } d_1 = 172,875 = 3,01 \text{ rad}$$

$$(1) \Leftrightarrow F_0 > F_t/2 . e^{f\alpha_1+1/ef\alpha_1-1}$$

$$800 > 955,4/2 . e^{f.3,01 +1/ef.3,01-1}$$

$$\Rightarrow f > 0,457$$

Vậy hệ số ma sát nhỏ nhất để không xảy ra hiện tượng trượt : $f_{\min} = 0,457$

D) chiều dài cần thiết đai thang :

chọn $L = 3300 \text{ mm}$

khoảng cách trục chính xác

$$a_{cx} = k + k^2 \cdot \Delta^2 / 4$$

$$\text{Trong đó } k = L - \pi(d_1 + d_2)/2 = 3300 - \pi(150 + 300)/2 \\ = 2593,1 \text{ mm}$$

$$\Delta = d_2 - d_1/2 = 300 - 150/2 = 75 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow a_{cx} = 2593,1 + 2593,1^2 \cdot 8,75^2 / 4 = 1294,3 \text{ mm}$$

Bài 2 Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: khoảng cách trục $a=1200 \text{ mm}$, bước xích $p_c=31,75 \text{ mm}$; công suất truyền động $P=10 \text{ kW}$; số răng đĩa xích dẫn $Z_1=24$ răng; tỉ số truyền $u=3$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=200$ vòng/phút. Xác định:

a. Số răng đĩa xích dẫn, đường kính vòng chia đĩa xích dẫn và bị dẫn, số mắt xích X có xét đến điều kiện nối xích dễ dàng ? (1,25đ)

b. Vận tốc v_1 ; lực vòng F_t và lực tác dụng lên ổ trục F_r biết bộ truyền thẳng đứng? (1,0đ)

GIẢI :

số răng z_2 :

$$U = z_2/z_1 \Rightarrow 3 = z_2/24 = 72 \text{ (răng)}$$

Đường kính vòng chia d_1 và d_2 :

$$d_1 = p_c / \sin 180/z_1 = 31,75 / \sin 180/24 = 243,2 \text{ mm}$$

$$d_2 = p_c / \sin 180/z_2 = 31,75 / \sin 180/72 = 727,8 \text{ mm}$$

số mắt xích X :

$$X = 2a/p_c + \frac{1}{2} (z_2 + z_1) + (z_2 - z_1)^2 / 2\pi \cdot p_c / a$$

$$X = 2 \cdot 1200 / 31,75 + \frac{1}{2} (72 + 24) + (72 - 24)^2 / 2\pi \cdot 31,75 / 1200$$

$$125,1 \text{ chọn } x = 126 \text{ mắt xích}$$

B) Vận tốc v_1

$$V_1 = p_c \cdot z_1 \cdot n_1 / 60000 = 31,75 \cdot 24 \cdot 200 / 60000 = 2,54 \text{ m/s}$$

Lực vòng F_t :

$$F_t = 1000 \cdot P / v_1 = 1000 \cdot 10 / 2,54 = 3937 \text{ N}$$

Lực tác dụng lên ổ trục :

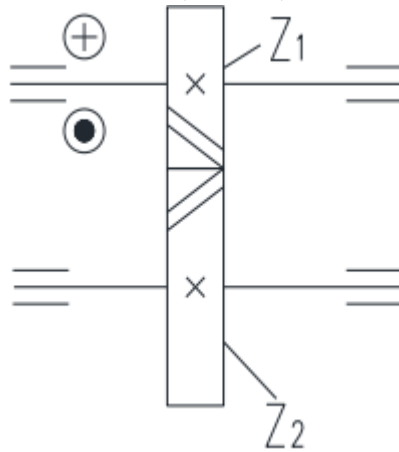
$$\text{ta có } K_m = 1 \text{ (bộ truyền thẳng đứng)}$$

$$F_r = K_m \cdot F_t = 1 \cdot 3937 = 3937 \text{ N}$$

Bài 3 :

Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn ăn khớp ngoài như hình bên dưới truyền mô men xoắn $T_1=80000\text{Nmm}$, có khoảng cách trục $a_w=300\text{mm}$, mô đun pháp tuyến $m_n=5\text{mm}$, số răng $Z_2 = 4.Z_1$, góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh, 2 bánh răng ăn khớp ngoài. Hãy xác định:

- số răng Z_1, Z_2 và góc nghiêng răng β ? (1,25 đ)
- Phân tích và tính giá trị các lực tác dụng lên cặp bánh răng trên đã cho. (1,25 đ)

**GIẢI :**

A) khoảng cách trục a_w

$$a_w = m_n (z_2 + z_1) / 2 \cdot \cos \beta$$

$$\text{mà } Z_2 = 4.z_1$$

$$\Rightarrow \cos \beta = m_n (z_2 + z_1) / 2 \cdot a_w = 5 \cdot (4.z_1 + z_1) / 2 \cdot 300 = 0,04$$

$$\text{vì ta có } 20^\circ > \beta > 8^\circ \Rightarrow \cos 8^\circ > \cos \beta > \cos 20^\circ$$

BÀI 4. (2,25 điểm) Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc}=1480\text{vòng/phút}$. Số răng các bánh răng: $Z_1=25, Z_2=40, Z_3=20, Z_4=50, Z_5=20, Z_6=45$, tỉ số truyền của bộ truyền xích $u_x=2,5$. Xác định:

- Tỉ số truyền chung của hệ thống và số vòng quay thùng trộn (1,0đ)
- Phương và chiều các lực tác dụng lên các bánh răng. (1,25 đ)

