

**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: 37**

HVTH: TRỊNH VĂN HOÀNG PHÚC

Ngành học: ĐỘNG LỰC

Lớp học: 19T4-CNÔ5

GVHD: LƯU 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: 37**

**Ngành học: ĐỘNG LỰC
Lớp học: 19T4-CNÔ5**

Giám khảo 1

Giám khảo 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 12/2021

MỤC LỤC

	trang
CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.....	5
3.1. KHÁI NIỆM CHUNG.....	5
3.1.1. Khái niệm bộ truyền động đai.....	5
3.1.2. Phân loại bộ truyền động đai.....	5
3.3.2. Kết cấu bộ truyền động đai dẹt.....	6
CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	7
4.1. KHÁI NIỆM CHUNG.....	7
4.1.1. Nguyên lí làm việc của truyền động xích.....	7
1.2. Cấu tạo bộ truyền động xích.....	7
1.4. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền động xích.....	8
CHƯƠNG 5. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	9
5.1. KHÁI NIỆM CHUNG.....	9
5.1.1. Định nghĩa.....	9
1.1.2. Phân loại.....	10
5.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	11
5.3.1. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng.....	11
CHƯƠNG 6. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT.....	11
6.1. KHÁI NIỆM CHUNG.....	11
6.1.1. Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít-bánh vít.....	12
6.4.2. Tải trọng tính.....	14

Nhận xét của giáo viên

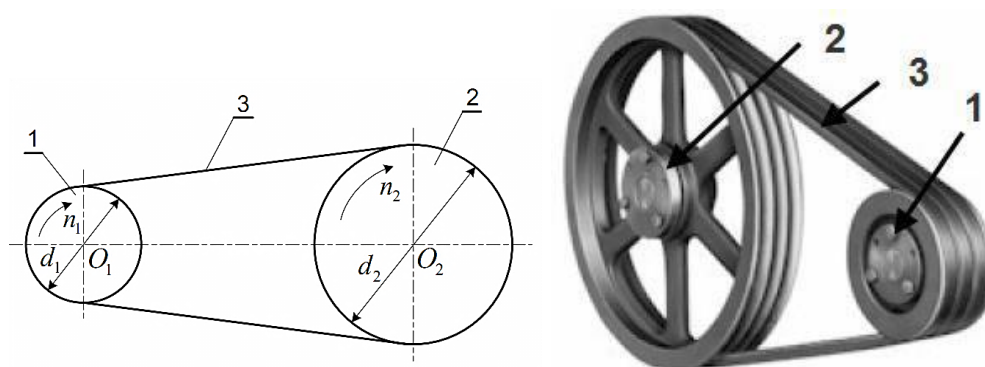
.....
.....
.....

CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

3.1. KHÁI NIỆM CHUNG

3.1.1. Khái niệm bộ truyền động đai

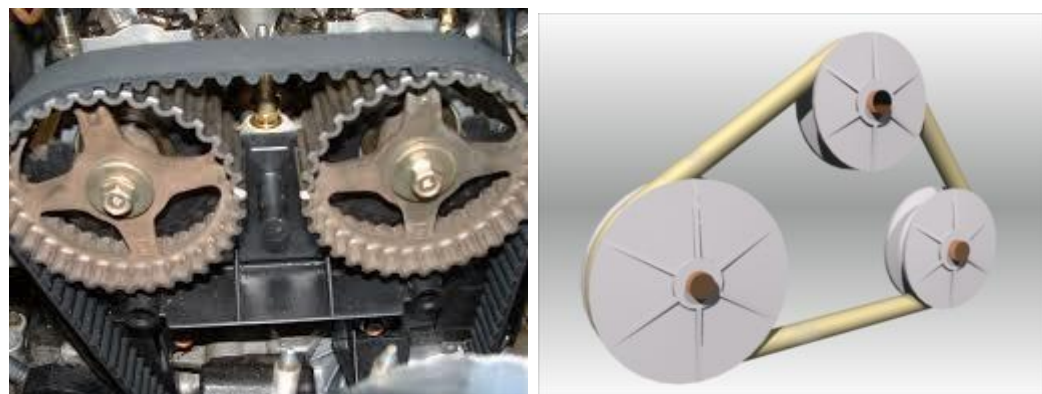
Truyền động đai là truyền động ma sát gián tiếp, truyền chuyển động và cơ năng (tải trọng) nhờ ma sát giữa đai với các bánh đai giữa 2 trục khá xa nhau.



Bộ truyền đai

thường có hai bánh đai (như hình 3.1) gồm: bánh dẫn 1, bánh bị dẫn 2 và một đai 3 mắc căng trên hai bánh đai nhờ bộ phận căng đai. Nhờ có ma sát giữa đai và bánh đai, bánh dẫn quay sẽ truyền chuyển động và cơ năng sang bánh bị dẫn.

3.1.2. Phân loại bộ truyền động đai



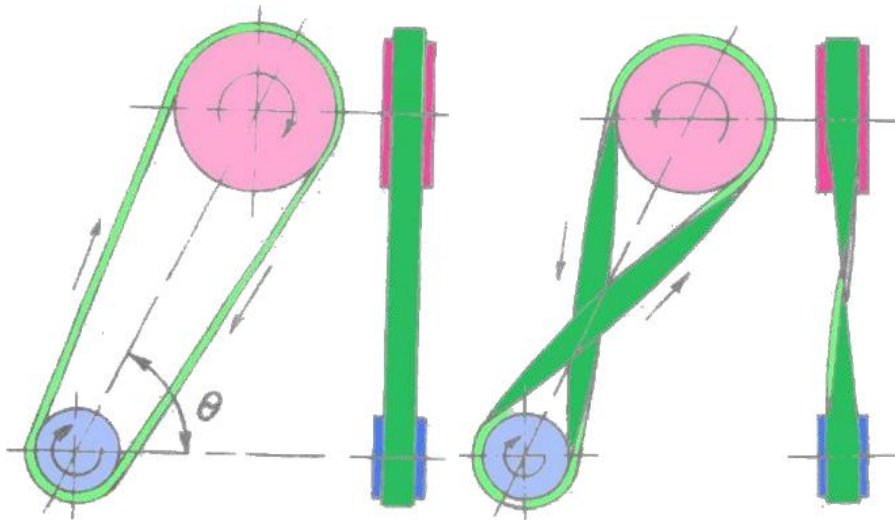
Hình 3.2 Các loại đai

Phân loại theo vật liệu chế tạo dây đai: Đai vải cao su, đai vải, đai da, đai len.

*** Phân loại theo hình dáng mặt cắt dây đai:** Đai dẹt, đai hình thang, đai hình lược, đai tròn, đai răng.

+ Đai dẹt có tiết diện là hình chữ nhật (hình 3.2a).

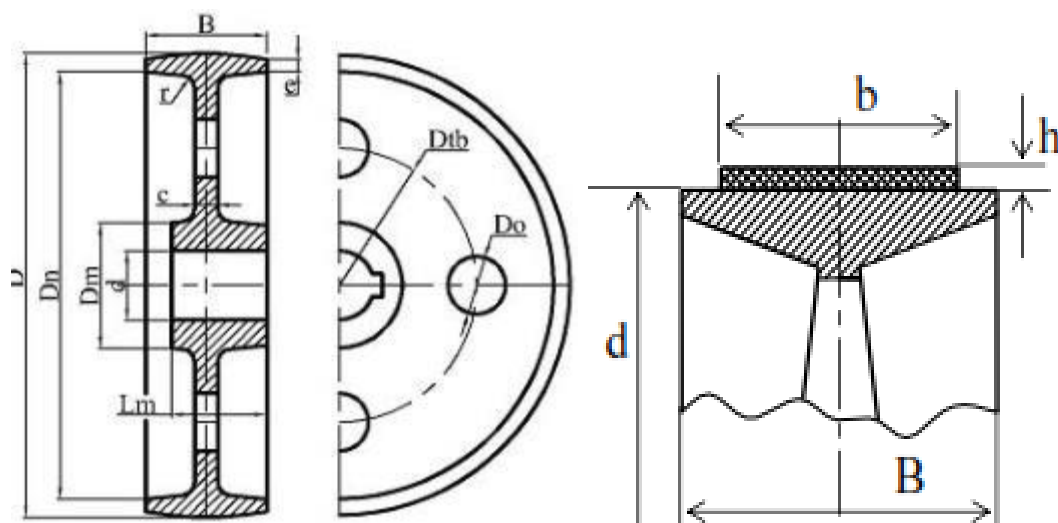
- + Đai thang có tiết diện là hình thang cân, góc ở đỉnh $\gamma = 40^\circ$ (hình 3.2b).
 - + Đai lược có nhiều chân phân bố dọc theo chiều rộng, ở mặt trong của đai (hình 3.2d).
 - + Đai tròn có tiết diện là hình tròn (hình 3.2c).
 - + Đai răng có nhiều răng phân bố theo chiều dài, ở mặt trong của đai (hình 3.2e).
- Trong đó, đai dẹt và đai thang được dùng phổ biến hơn cả, đai tròn chỉ được dùng khi công suất nhỏ, đai lược và đai răng dùng khi công suất lớn hoặc cần phải đảm bảo làm việc với tỉ số truyền ổn định, khuôn khổ kích thước nhỏ gọn.
- * **Phân loại theo vị trí trục:** Truyền động hai trục song song quay cùng chiều (hình 3.3a), truyền động chéo hai trục song song quay ngược chiều (hình 3.3b), truyền động nửa chéo truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau (góc giữa hai trục thường là 90° , hình 3.3c).



Hình 3.3. Truyền động đai theo vị trí

- * **Phân loại theo nguyên lý làm việc:** theo nguyên lý ma sát, theo nguyên lý ăn khớp

3.3.2. Kết cấu bộ truyền động đai dẹt



Hình 3.9. Kết cấu bánh 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 tang trống, bề mặt làm việc là mặt rộng của đai

CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

4.1. KHÁI NIỆM CHUNG

4.1.1. 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.

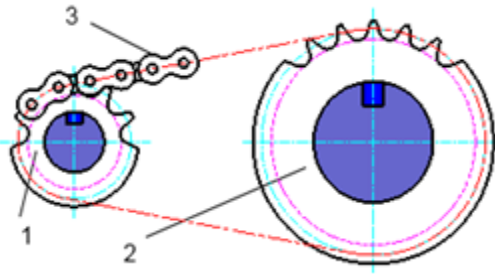
Như vậy chuyển động đã được truyền từ bánh dẫn sang bánh bị dẫn nhờ sự ăn khớp

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

1.2. Cấu tạo bộ truyền động xích



Hình 4.1. Bộ truyền xích

Cấu tạo chính của bộ truyền xích có 3 bộ phận chính: đĩa dẫn 1, đĩa bị dẫn 2 và xích 3

(hình 4.1). Ngoài ra, tùy trường hợp, có thể có thêm bộ phận căng xích, bộ phận bôi trơn,

hộp che. Có khi dùng một xích để truyền động từ đĩa dẫn sang nhiều đĩa bị dẫn.

+ Đĩa xích dẫn 1, có đường kính tính toán là d_1 lắp trên trục I, quay với số vòng quay

n_1 , công suất truyền động P_1 , mô men xoắn trên trục T_1 . Đĩa xích có răng tương tự như bánh

răng. Trong quá trình truyền động, răng đĩa xích ăn khớp với các mắt xích, tương tự như

bánh răng ăn khớp với thanh răng.

+ Đĩa xích 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 .

+ Dây xích 3 là khâu trung gian, mắc vòng qua hai đĩa xích. Dây xích gồm nhiều mắt

xích được nối với nhau. Các mắt xích xoay quanh khớp bản lề, khi vào ăn khớp với răng đĩa

xích

1.4. 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.

41

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

CHƯƠNG 5. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

5.1. KHÁI NIỆM CHUNG

5.1.1. 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

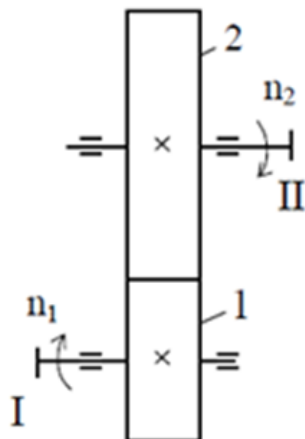
công suất truyền động P_1 mô men xoắn trên trục T_1

- 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 trụ

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.

1.1.2. Phân loại

Theo vị trí tương đối giữa các trục

- Truyền động bánh răng trụ, các trục song song với nhau (Hình 5.2)
- Truyền động bánh răng côn, các trục vuông góc với nhau (Hình 5.3)
- Truyền động bánh răng hypecbôlôit, các trục chéo nhau (Hình 5.4)

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.

56

- Truyền động bánh răng hành tinh, đường tâm trục của 1 hoặc nhiều bánh răng di động trong mặt phẳng quay.



Hình 5.2. Bánh răng trụ Hình 5.3. Bánh răng côn Hình 5.4. Bánh răng hypecbôlôit

5.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

5.3.1. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

- **Bước răng trên đường kính vòng chia t :** ký hiệu t (mm), bằng bước của thanh răng.

- **Mô đun m :** Mô đun của răng bánh răng, ký hiệu là m , đơn vị đo là mm. Các bánh răng có cùng mô đun sẽ ăn khớp được với nhau. Giá trị của mô đun m được lấy theo dãy số

tiêu chuẩn, để hạn chế số lượng dao gia công bánh răng sử dụng trong thực tế.

$m = t/\pi$ giá trị m được tiêu chuẩn hóa theo các dãy số sau:

Dãy 1: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25

Dãy 2: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

Ưu tiên chọn dãy 1

- **Số răng bánh nhỏ Z_1 :** nên chọn $Z_1 \geq 17$ để tránh cắt chân răng.

- **Số răng bánh lớn Z_2 :** xác định từ tỉ số truyền

- **Profil góc α_0 :** $\alpha_0 = 14,5^\circ; 20^\circ, 25^\circ$ là thông số cơ bản của biên dạng răng.

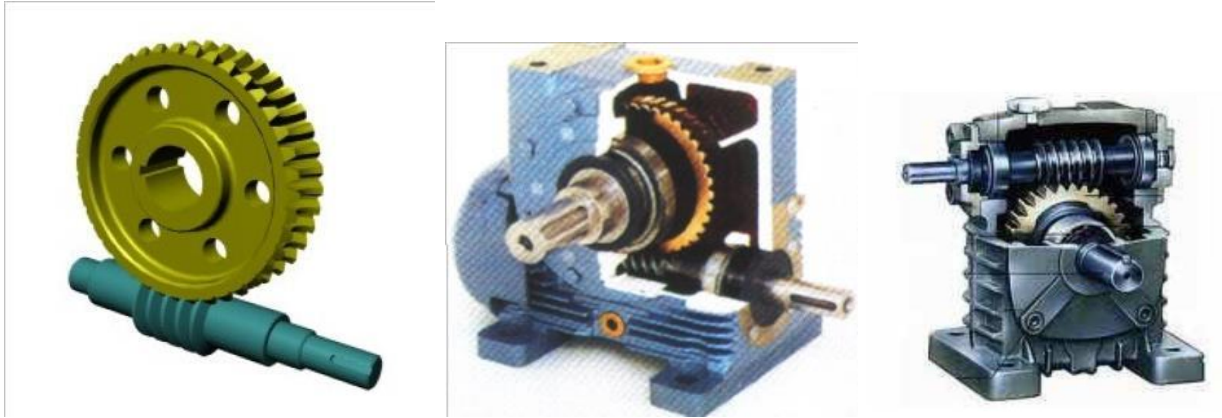
CHƯƠNG 6. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

6.1. KHÁI NIỆM CHUNG

6.1.1. 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° .



Hình 6.2. Trục vít

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 xuyên, 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.

6.4.2. Tải trọng tính

Tải trọng tính là tích của hệ số tải trọng K với tải trọng danh nghĩa

Hệ số tải trọng K gồm hai thành phần: $K = K_{tt} \cdot K_{đ}$

1. Hệ số tập trung tải trọng K_{tt}

Nguyên nhân chủ yếu gây ra tập trung tải trọng là do trục vít bị biến dạng uốn (bị võng). Việc xác định hệ số K_{tt} dựa vào các bảng tra (sách Thiết kế Chi tiết máy).

2. Hệ số tải trọng động $K_{đ}$

Tải trọng động sinh ra do chất lượng chế tạo, lắp ghép và vận tốc của bộ truyền. Các

sai số này dẫn đến ăn khớp kém chính xác; vận tốc cao, tải trọng động càng lớn.

- Nếu vận tốc vòng của bánh vít $v_2 \leq 3\text{m/s}$ thì lấy $K_{đ} = 1 \div 1,1$

- Nếu $v_2 > 3\text{m/s}$ thì lấy $K_{đ} = 1,1 \div 1,3$

6.5. CÁC DẠNG HỎNG

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

hồng

sau:

- **Dính 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 hồng 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 hồng

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.

78

- **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

dãn 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 và đường kính d_{f1} quá lớn. Lực dọc trục F_{a1} nén trục vít, làm trục vít mất ổn định.

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

6.6.1. 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.

BÀI TẬP KIỂM TRA ĐỊNH KÌ

ĐỀ 37

BÀI 1. (3,0 điểm) Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1=6$ kW; số vòng quay bánh dẫn $n_1=960$ vòng/phút; tỷ số truyền $u=3$; đường kính bánh dẫn $d_1=150$ mm, lực căng ban đầu $F_0=800$ N và khoảng cách trục $a=1800$ 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 dệt bằng đai thang, xác định chiều dài dây đai L theo tiêu chuẩn và tính lại khoảng cách trục chính xác? (1,0 đ)

Bài làm

a) Đường kính d2

$$u = \frac{d_2}{d_1} \Rightarrow 3 = \frac{d_2}{150} \Rightarrow d_2 = 450 \text{ mm}$$

góc ôm đai

$$\alpha_1 = 180 - 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 57 \cdot \frac{450 - 150}{1800} = 170,5^\circ$$

Chiều dài tính toán dây đai:

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

$$L_{tt} = 2 \cdot 1800 + \frac{\pi}{2} (150 + 450) + \frac{(450 - 150)^2}{4 \cdot 1800}$$

$$L_{tt} = 4554,9 \text{ mm}$$

Chiều dài cần thiết dây đai

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

$$L = 4559,4 + 100$$

Chọn L = 4700 mm

b) Vận tốc v₁

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 150 \cdot 960}{60000} = 7,53 \text{ m/s}$$

Lực vòng Ft

$$F_t = \frac{1000 \cdot p_1}{v_1} = \frac{1000 \cdot 6}{7,53} = 796,8 \text{ N}$$

Lực tác dụng lên ổ trục

$$F_r = 2 \cdot F_o \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)$$

$$F_r = 2 \cdot 800 \cdot \sin\left(\frac{170,5}{2}\right)$$

$$F_r = 1594,5 \text{ N}$$

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

$$F_o \geq \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e^{f_{a1}} + 1}{e^{f_{a1}} - 1} + F_o \quad (1)$$

$$\text{Đôi } \alpha_1 = 170,5^\circ = 2,97 \text{ rad}$$

$$(1)(=) F_o \geq \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e^{f_{a1}} + 1}{e^{f_{a1}} - 1}$$

$$800 \geq \frac{796,8}{2} \cdot \frac{e^{f_{2,97}} + 1}{e^{f_{2,97}} - 1}$$

$$\Rightarrow f \geq 0,368$$

Vậy hệ số ma sát nhỏ nhất để không xảy ra hiện tượng trượt tron: $f_{\min}=0,368$

d) Chiều dài cần thiết đai thang

Chọn $L=5000\text{mm}$

Khoảng cách chính xác

$$a_{cx} = \frac{K + \sqrt{K^2 + 8\Delta^2}}{4}$$

$$\text{Trong đó: } K = L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} = 5000 - \frac{\pi(150 + 400)}{2} = 4057,5\text{mm}$$

$$\Delta = -\frac{d_1 - d_2}{2} = -\frac{450 - 150}{2} = 150 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow a_{cx} = \frac{4057,5 + \sqrt{4057,5^2 - 8 \cdot 150^2}}{4} = 2023,2 \text{ mm}$$

BÀI 2. (2,25 điểm) Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: khoảng cách trục $a=800 \text{ mm}$, bước xích $p_c=19,05 \text{ mm}$; công suất truyền động $P=10 \text{ kW}$; số răng đĩa xích dẫn $Z_1=23$ răng; tỉ số truyền $u=3$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=450$ 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)

Bài làm

a) Số răng z_2

$$u = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow 3 = \frac{z_2}{23} = 69 \text{ răng}$$

Đường kính vòng chia d_1, d_2

$$d_1 = \frac{p_c}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{19,05}{\sin \frac{180}{23}} = 139,9\text{mm}$$

$$d_2 = \frac{p_c}{\sin \frac{180}{z_2}} = \frac{19,05}{\sin \frac{180}{69}} = 418,5\text{mm}$$

Số mắt xích X

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

$$X = \frac{2 \cdot 800}{19,05} + \frac{1}{2}(69 + 23) + \left(\frac{69 - 23}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{19,05}{800}$$

$$X = 131,3 \text{ chọn } X = 132 \text{ mắt xích}$$

b) Vận tốc v_1

$$v_1 = \frac{p_c \cdot z_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{19,05 \cdot 23 \cdot 450}{60000} = 3,28 \text{ m/s}$$

Lực vòng F_t

$$F_t = \frac{1000 \cdot p}{v_1} = \frac{1000 \cdot 10}{3,28} = 3048,8 \text{ N}$$

Lực vòng tác dụng lên ổ trục

Ta có: $K_m = 1$ (bộ truyền thẳng đứng)

$$F_r = K_m \cdot F_t = 1 \cdot 3048,8 = 3048,8 \text{ N}$$

BÀI 3. (2,5 điểm) Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn ăn khớp ngoài như hình bên truyền mô men xoắn $T_1 = 100000 \text{ Nmm}$ có khoảng cách trục $a_w = 240 \text{ mm}$, mô đun pháp tuyến $m_n = 4 \text{ mm}$, số răng $Z_2 = 4,5 \cdot Z_1$, góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh, 2 bánh răng ăn khớp ngoài. Hãy xác định:

a. số răng Z_1, Z_2 và góc nghiêng răng β ? (1,25 đ)

b. Phân tích và tính giá trị các lực tác dụng lên cặp bánh răng trên đã cho. (1,25 đ)

Bài làm

a) Khoảng cách trục a_w

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

$$\text{mà } z_2 = 4,5 \cdot z_1$$

$$\Rightarrow \cos \beta = \frac{m_n \cdot (z_2 + z_1)}{2 \cdot a_w} = \frac{4 \cdot (4,5 \cdot z_1 + z_1)}{2 \cdot 240} = \frac{11 \cdot z_1}{240}$$

$$\text{Vì ta có } 20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ \Rightarrow \cos 8^\circ \geq \cos \beta \geq \cos 20^\circ$$

$$\Rightarrow \cos 8^\circ \geq \frac{11 \cdot z_1}{240} \geq \cos 20^\circ$$

$$\Rightarrow \frac{240 \cdot \cos 8^\circ}{11} \geq z_1 \geq \frac{240 \cdot \cos 20^\circ}{11}$$

$$\Rightarrow 21,6 \geq z_1 \geq 20,5$$

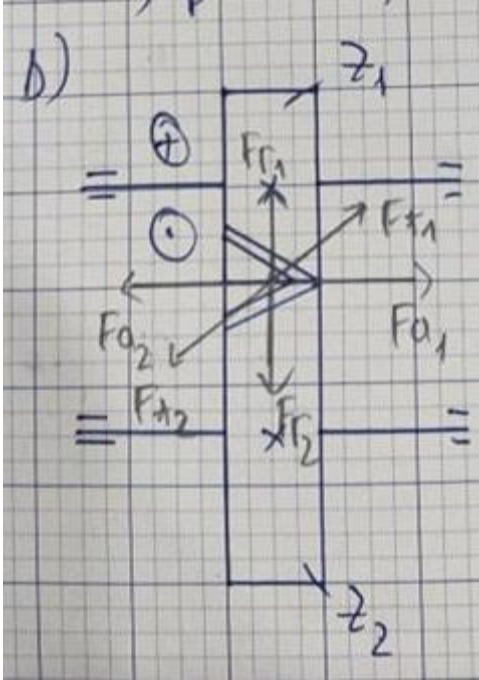
$$\text{Vậy } z_1 = 21 \text{ răng; } z_2 = 4,5 \cdot z_1 = 4,5 \cdot 21 = 95$$

Góc nghiêng răng

$$\cos \beta = \frac{m_n \cdot (z_2 + z_1)}{2 \cdot a_w} = \frac{4 \cdot (95 + 21)}{2 \cdot 240} = \frac{29}{30}$$

$$\Rightarrow \beta = 14,8^\circ$$

b)



Lực vòng F_{t1}, F_{t2}

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot \cos \beta}{m \cdot n \cdot Z_1} = \frac{2 \cdot 100000 \cdot \cos 8^\circ}{4 \cdot 21} = 2301,9 \text{ N}$$

Lực hướng tâm F_{r1}, F_{r2}

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{2301,9 \cdot \tan 20^\circ}{\cos 14,8^\circ} = 866,6 \text{ N}$$

Lực dọc trục

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta = 2301,9 \cdot \tan 14,8^\circ = 608,2 \text{ N}$$

BÀI 4. (2,25 điểm) Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc} = 2880$ vòng/phút. Số răng các bánh răng: $Z_1 = 25$, $Z_2 = 60$, $Z_3 = 20$, $Z_4 = 60$, $Z_5 = 20$, $Z_6 = 45$, tỉ số Mtruyền 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)

Bài làm

a) Gọi u_{12} là tỉ số truyền trực I-II

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{60}{25} = 2,4$$

Gọi u_{34} là tỉ số truyền trực II-III

$$u_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{60}{20} = 3$$

Gọi u_{56} là tỉ số truyền trực III-IV

$$u_{56} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{45}{20} = 2,25$$

Gọi u là tỉ số truyền chung của hệ thống

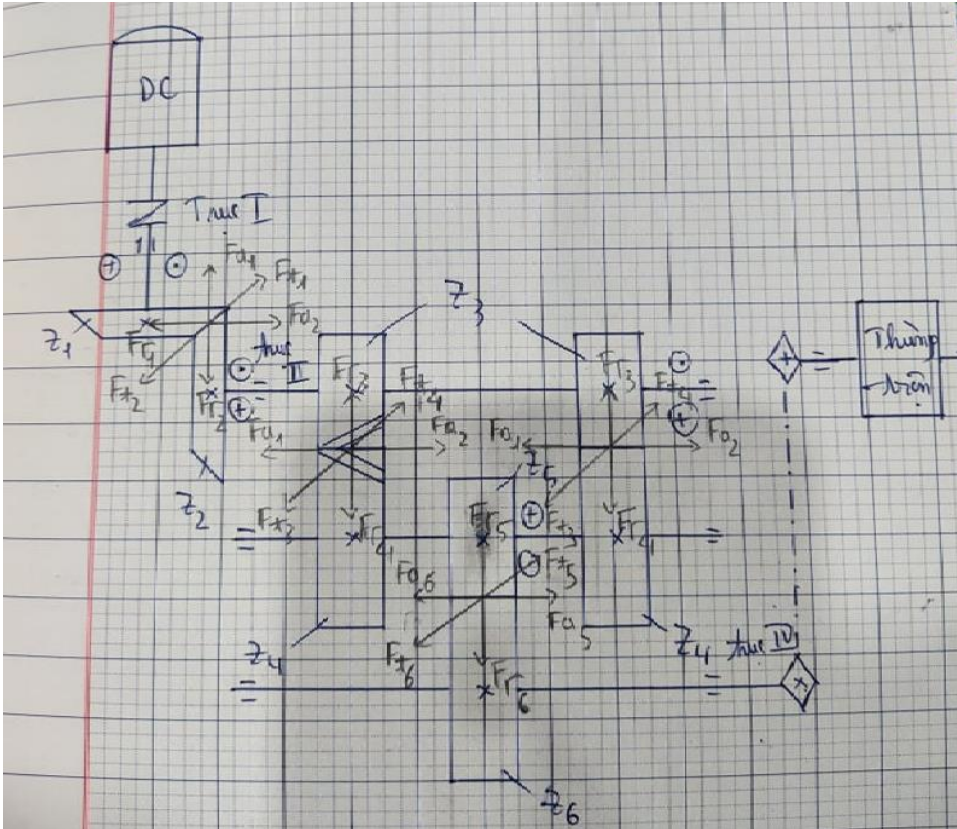
$$u = u_{12} \cdot u_{34} \cdot u_{56} \cdot u_x$$

$$u = 2,4 \cdot 3,2 \cdot 25,2 \cdot 5 = 40,5$$

Gọi n_{th} là số vòng quay thùng tròn

Gọi n_{dc} là số vòng quay động cơ

Ta có: $u = \frac{n_{dc}}{n_{th}} \Rightarrow 40,5 = \frac{2880}{n_{th}} \Rightarrow n_{th} = 71,1 \text{ vòng/phút}$



b)

