

**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: 31**

HVTHV: SaLaMách Isa

Ngành học: Công Nghệ ô tô

Lớp học: 19T4-CNÔ5

GVHD: LƯU THỊ YẾN VŨ

Thành phố Hồ Chí Minh – 12/2021

**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: 31**

Ngành học: Công Nghệ ô tô

Lớp học: 19T4-CNÔ5

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 12/2021

LỜI NÓI ĐẦU

Trong thời đại ngày nay nền khoa học tiên tiến đang phát triển mạnh mẽ trên toàn thế giới trong đó ngành công nghiệp đóng một vai trò rất quan trọng, các hệ thống máy móc ngày càng trở nên phổ biến và từng bước thay thế sức người, để tạo ra được những máy móc ngày càng hoàn thiện và hiện đại hơn thì bộ môn Nguyên lý máy đóng vai trò rất quan trọng. Với một nền công nghiệp hoá và hiện đại hoá thì chúng ta phải chế tạo được ra các thiết bị máy móc, công cụ để đáp ứng cho mọi ngành sản xuất. Việc thiết kế đồ án hoặc hoàn thành bài tập lớn là một khâu rất quan trọng trong quá trình học tập và nghiên cứu môn học Nguyên lý máy, nó giúp cho người sinh viên hiểu sâu và đúc được những kiến thức cơ bản của môn học. Qua thời gian học tập, nghiên cứu lý thuyết và thực tế em đã được giao đề tài thiết kế “Cơ cấu dẫn động băng tải lắc”. Với đề tài này qua một thời gian tìm hiểu và nghiên cứu tài liệu kết hợp với sự hướng dẫn tận tình của thầy giáo Vũ Quý Đạc và các thầy cô trong tổ môn đến nay về cơ bản đồ án của em đã hoàn thành. Mặc dù trong thời gian khá dài em đã nghiên cứu kỹ nhưng do kiến thức còn hạn chế nên đồ án của em không tránh khỏi những sai sót. Vậy em rất mong được sự chỉ bảo và giúp đỡ của các thầy cô để cho đề tài cũng như môn học của em được hoàn chỉnh hơn. Em xin chân thành cảm ơn!

Nhận xét của giám khảo :

.....

.....

.....

.....

MỤC LỤC

Contents

CHƯƠNG 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.....	7
1.1.KHÁI NIỆM CHUNG.....	7
1.1.1.Khái niệm bộ truyền động đai.....	7
1.1.2. Phân loại bộ truyền động đai.....	7
1.1.3. Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai.....	8
1.1.4. Phương pháp căng đai.....	9
1.2. VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI.....	9
1.2.1. Vật liệu làm đai.....	9
1.2.2. Kết cấu bộ truyền động đai dẹt.....	10
1.2.3. Kết cấu đai thang.....	10
1.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI.....	10
1.3.1. Đường kính bánh đai.....	10
1.3.2. Góc ôm đai.....	10
1.3.3. Chiều dài đai và khoảng cách trục.....	11
1.4. ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI.....	11
1.4.1. Vận tốc của bộ truyền động đai.....	11
1.5. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.....	12
1.5.1. Lực vòng.....	12
CHƯƠNG 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	12
2.1. KHÁI NIỆM CHUNG.....	12
2.1.1. Nguyên lí làm việc của truyền động xích.....	12
2.1.2. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền động xích.....	13
2.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	13
2.2.1. Bước xích.....	13
2.2.2. Đĩa xích.....	14
2.2.3. Khoảng cách trục và số mắt xích.....	14
2.3. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	15
2.3.1. Vận tốc và tỉ số truyền trung bình.....	15
2.3.3. Tải trọng động và động năng va đập của bộ truyền động xích.....	15

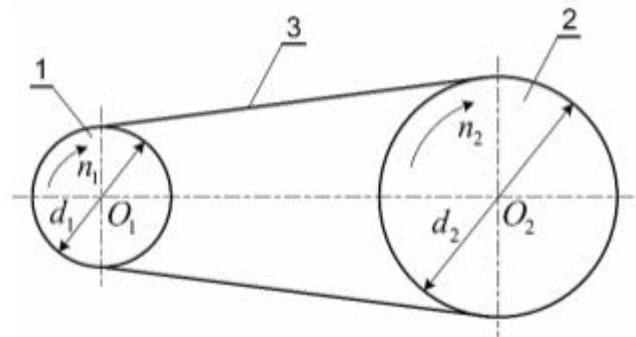
2.4. CÁC DẠNG HỒNG, VẬT LIỆU VÀ BÔI TRƠN.....	15
2.4.1. Các dạng hồng.....	15
2.4.2. Vật liệu chế tạo xích và đĩa xích.....	16
2.4.3. Bôi trơn.....	16
CHƯƠNG 3. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	16
3.1. KHÁI NIỆM CHUNG.....	16
3.1.1. Định nghĩa.....	16
3.1.2. Phân loại.....	17
3.1.3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng.....	18
3.2. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG.....	19
3.2.1. Tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp.....	19
3.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	19
3.3.1. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng.....	19
3.3.2. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng.....	19
3.3.3. Các thông số hình học của bánh răng côn răng thẳng.....	19
3.4. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	19
3.4.1. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng.....	19
CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT.....	21
4.1. KHÁI NIỆM CHUNG.....	21
4.1.1. Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít-bánh vít.....	21
4.1.2. Phân loại bộ truyền động trục vít-bánh vít.....	22
4.1.3. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng.....	23
4.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT ACSIMÉT.....	24
4.3. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT.....	24
4.3.1. Tỷ số truyền (u).....	24
4.3.2. Vận tốc vòng.....	24
4.4. LỰC TÁC DỤNG VÀ TẢI TRỌNG TÍNH.....	24
4.4.1. Lực tác dụng.....	25
CHƯƠNG V. BÀI TẬP:.....	25

CHƯƠNG 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1.1.KHÁI NIỆM CHUNG

1.1.1.Khái niệm bộ truyền động đai

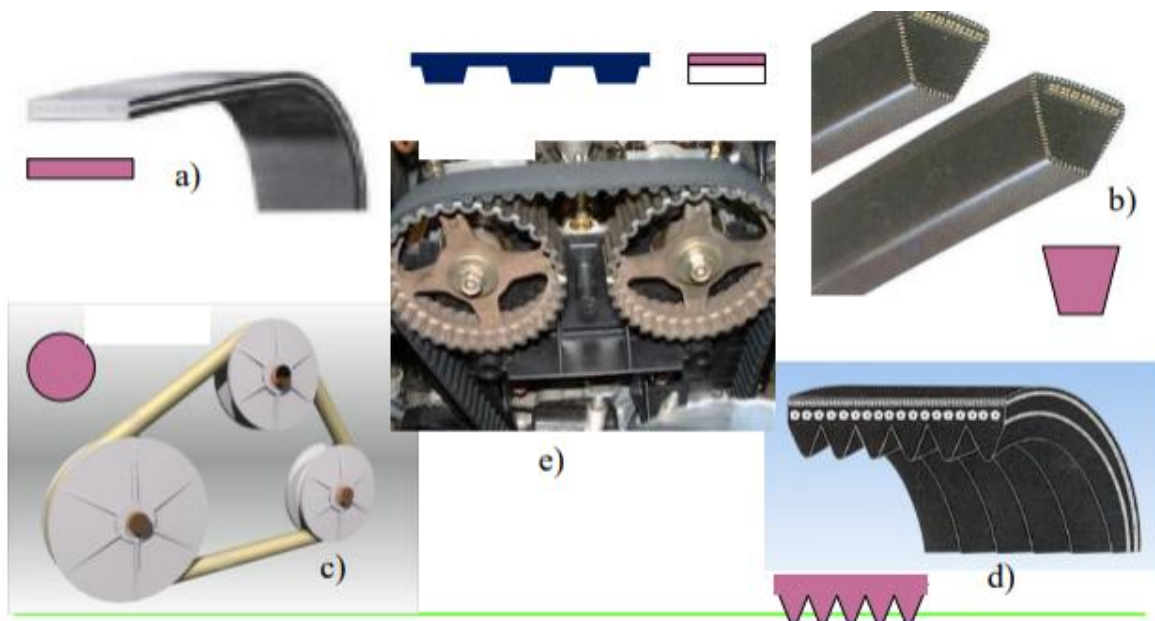
Truyền động đai là truyền động ma sát gián tiếp, truyền chuyển động và cơ năng (tải trọng) nhờ ma sát giữa đai với các bánh đai giữa 2 trục khá xa nhau.



Hình 3.1 Bộ truyền động đai

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.

1.1.2. 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).

* **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).

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

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 trên toàn phần trên bánh.
- Kết cấu và vận hành đơn giản, giá thành rẻ.

2. Nhược điểm

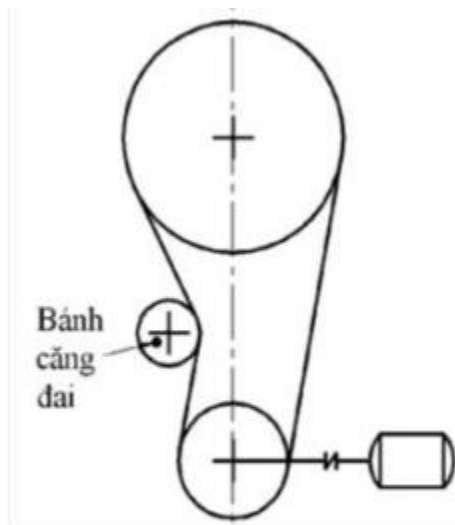
- Khuôn khổ kích thước khá lớn (khi cùng một điều kiện làm việc, thường riêng đường kính bánh đai đã lớn hơn đường kính bánh răng khoảng 5 lần).
- Tỷ số truyền không ổn định vì có trượt đàn hồi trên bánh.
- Lực tác dụng trên trục và ổ lớn do phải căng đai (lực tác dụng trên trục và ổ tăng thêm 2 ÷ 3 lần so với trong truyền động bánh răng).
- Tuổi thọ thấp khi làm việc với vận tốc cao.

3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai

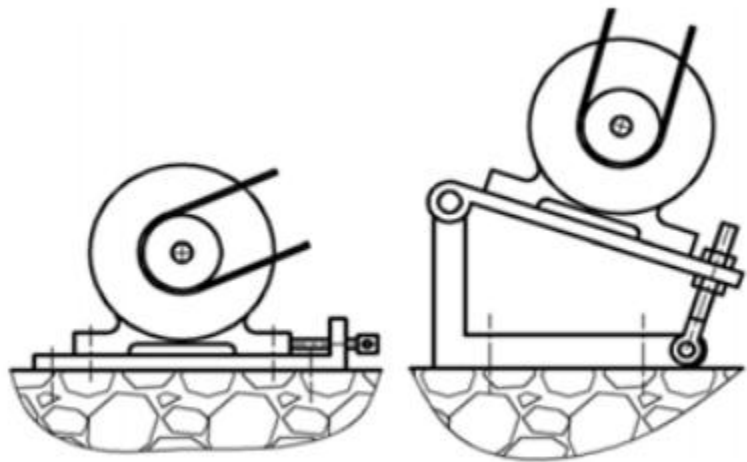
- Bộ truyền đai có thể truyền công suất đến 1500kW, nhưng thường được với $P \leq (40 \div 50) \text{kW}$, $v = 5 \div 30 \text{m/s}$.
- Đối với truyền động đai dẹt: tỉ số truyền $u \leq 5$, truyền động đai hình thang: $u \leq 10$
- Khoảng cách lớn nhất giữa hai trục có thể tới 15m và 40m (trường hợp đặc biệt). Trang 36
- 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.



Hình 3.4. Điều chỉnh căng đai đai bằng bánh căng đai



Hình 3.5. Điều chỉnh căng đai bằng vít căng 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.

1.2.2. 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 tang trống, bề mặt làm việc là mặt rộng của đai.

1.2.3. 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

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) b bo yo γ h Trang 39

- 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. Đường kính bánh đai

Các đường kính bánh đai d_1 và d_2 nên quy tròn theo tiêu chuẩn, thường chọn d_1 về phía tăng, d_2 về phía giảm.

Khi tính toán thiết kế, chọn d_1 theo tiêu chuẩn: 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 225, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000.

1.3.2. Góc ôm đai

Góc ôm α_1 nhỏ sẽ ảnh hưởng khả năng kéo của đai, do đó cần thoả 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)

$$\alpha_1 = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a} (\text{rad}) \quad \text{hay} \quad \alpha_1 = 180^\circ - 57 \times \frac{d_2 - d_1}{a} (\text{độ})$$

Hoặc :

$$\alpha_2 = \pi + \frac{d_2 - d_1}{a} \text{ (rad) hay } \alpha_2 = 180^\circ + 57 \times \frac{d_2 - d_1}{a} \text{ (độ)}$$

1.3.3. 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.

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

- 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:

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

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

Chiều dài cần thiết:

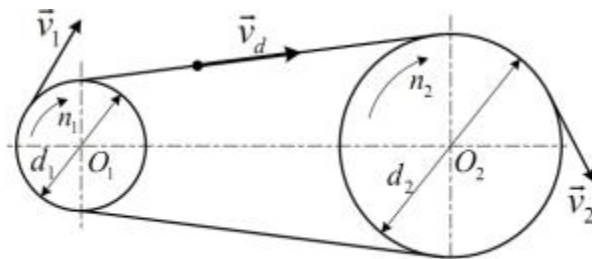
- Đai thang: chọn dây đai tiêu chuẩn có L=1250mm

- Đai dẹt: L=L_{tt}+(100→400)=1300mm

1.4. ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI

1.4.1. Vận tốc của bộ truyền động đai

$$\left. \begin{aligned} v_1 &= \frac{\pi.d_1.n_1}{60.1000} \\ v_2 &= \frac{\pi.d_2.n_2}{60.1000} \end{aligned} \right\} \text{ (m/s)}$$



Hình 3.15. Vận tốc vòng trong bộ truyền đai

d₁, d₂: Đường kính bánh đai dẫn và bị dẫn (mm)

n_1, n_2 : số vòng quay bánh đai dẫn và bị dẫn (vòng/phút)

1.4.2. Tỷ số truyền bộ truyền động đai

Nếu đai không bị trượt (lý tưởng):

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

1.5. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1.5.1. Lực vòng

- Khi bộ truyền chưa làm việc, để tạo nên lực ma sát giữa đai và bánh đai, cần phải căng đai với lực căng ban đầu F_0 .

Ta có lực vòng

$$F_t = F_1 - F_2 = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{1000 \cdot P}{v}$$

CHƯƠNG 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

2.1. KHÁI NIỆM CHUNG

2.1.1. Nguyên lý 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 tỷ số truyền trung bình của bộ truyền xích không thay đổi.

1.2. Cấu tạo bộ truyền động xích

+ 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.

1.3. Phân loại bộ truyền động xích

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

2.1.2. 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. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

2.2.1. Bước xích

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

-Bước xích p_c có giá trị từ 12, 7÷50,8 mm.

2.2.2. Đĩa xích

- Đường kính tính toán của đĩa xích dẫn là d_1 và của đĩa 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. 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 df_1, df_2 , mm.

- Đường kính vòng tròn đỉnh răng da_1, da_2 , 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

2.2.3. Khoảng cách trục và số mắt xích

1. Số mắt xích

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

- Chiều dài xích L theo khoảng cách trục:

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

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

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

2. Khoảng cách trục chính xác

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

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

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 $v \leq 15 \text{ m/s}$

- Tỉ số truyền của bộ truyền xích:

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

Nên chọn $u \leq 8$

2.3.2. Lực tác dụng lên trục bộ truyền động xích

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{v}$$

2.3.3. 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)

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

- 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

2.4.2. 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.

2.4.3. 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.

CHƯƠNG 3. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

3.1. KHÁI NIỆM CHUNG

3.1.1. Định nghĩa

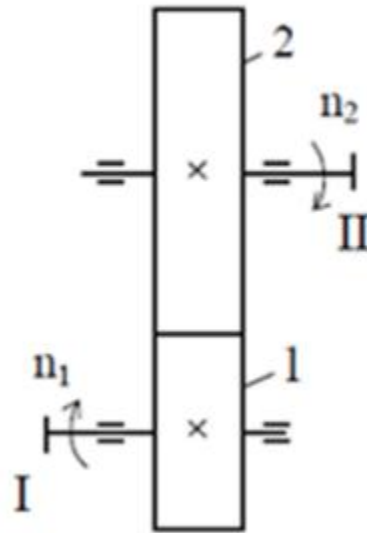
Truyền động bánh răng là truyền động ăn khớp trực tiếp, trong đó chuyển động và tải trọng được truyền nhờ sự ăn khớp của các răng trên bánh răng hoặc thanh răng.

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.



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.

3.1.2. Phân loại

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 răng

- Truyền động bánh răng thân khai
- Truyền động bánh răng xyclôit: Biên dạng răng là đường cong xiclôit, 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.

Theo dạng thay đổi chuyển động

- Truyền động bánh răng-bánh răng, biến chuyển động quay thành chuyển động quay
- Truyền động bánh răng-thanh răng, biến chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến và ngược lại

Theo kết cấu

- Bộ truyền hở không được bôi trơn hoặc bôi trơn định kỳ, làm việc với vận tốc thấp;
- Bộ truyền kín được bôi trơn đầy đủ, làm việc với vận tốc trung bình hoặc cao.

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 v.v...

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: $u_{12}=n_1/n_2=Z_2/Z_1$

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

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

3.3.1. 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.

3.3.2. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng có một bộ thông số tương tự như bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, được tính trên mặt đầu của bánh răng (mặt phẳng vuông góc với trục bánh răng). Một số thông số được xác định trên mặt phẳng pháp tuyến $n-n$, vuông góc với phương của răng.

3.3.3. Các thông số hình học của bánh răng côn răng thẳng

Bánh răng côn chủ yếu dùng để truyền động giữa hai trục vuông góc với nhau. Khi vận tốc thấp (khoảng 2÷3 m/s) thường dùng bánh răng côn răng thẳng vì chế tạo và lắp ghép đơn giản hơn các loại bánh răng nón khác. Khi vận tốc cao thì dùng bánh răng côn răng nghiêng hoặc răng cung tròn vì sự ăn khớp êm, khả năng tải cao và tính công nghệ cũng 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 (một trục phải để công xôn). Việc cố định ổ trục cũng phức tạp vì có lực dọc trục. Do đó chỉ sử dụng bánh răng nón khi cần thiết.

3.4. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

3.4.1. 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 tuyến với mặt ngang và phân tích thành 2 thành phần là lực vòng F_t và lực hướng tâm F_r .

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

2.Lực vòng F_{t1}

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng
- Độ lớn: $F_{t1}=F_{t2}=2T_1/m_n Z_1$.

3.Lực hướng tâm F_{r1}

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều hướng vào tâm bánh răng

Giá trị: $F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \tan \alpha$

3.4.2 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 .

2.Lực vòng F_{t1}

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp.
- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng.

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

3.Lực hướng tâm F_{r1}

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều hướng vào tâm bánh răng

- Giá trị: $F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta}$

4.Lực hướng tâm F_{a1}

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều hướng vào mặt răng làm việc

- Giá trị: $F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \tan \beta$

3.4.3. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng côn răng thẳng

Đối với bộ truyền bánh răng côn răng thẳng, gồm có các lực tác dụng sau:

1. Lực vòng:

F_{t1} tác dụng lên trục dẫn I, lực F_{t2} tác dụng lên trục II.

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp

- Phương của F_{t1} và F_{t2} trùng với đường tiếp tuyến chung của hai vòng lăn. Chiều của F_{t1} ngược với chiều quay n_1 , chiều của F_{t2} cùng với chiều quay n_2 .

- Giá trị $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{t1}} = \frac{2T_2}{d_{t2}}$

2. Lực hướng tâm

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp

- Phương chiều: F_{r1} tác dụng lên trục I, vuông góc với trục I và hướng về phía trục I. Lực hướng tâm F_{r2} vuông góc với trục II và hướng về phía

- Giá trị: $F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha \cos \delta_1$, $F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha \cos \delta_2$.

3. Lực dọc trục

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

- Phương chiều: F_{a1} tác dụng lên trục I, song song với trục I. Lực dọc trục F_{a2} song song với trục II. Chiều của lực F_{a1} hướng về đáy lớn của bánh dẫn, chiều của F_{a2} luôn luôn hướng về phía đáy lớn của bánh bị dẫn.

- Giá trị: $F_{a1} = F_{t1} \tan \alpha \sin \varphi_1 = F_{r2}$ $F_{a2} = F_{t2} \tan \alpha \sin \varphi_2 = F_{r1}$.

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° .



Hình 6.1. Hộp giảm tốc trục vít



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.

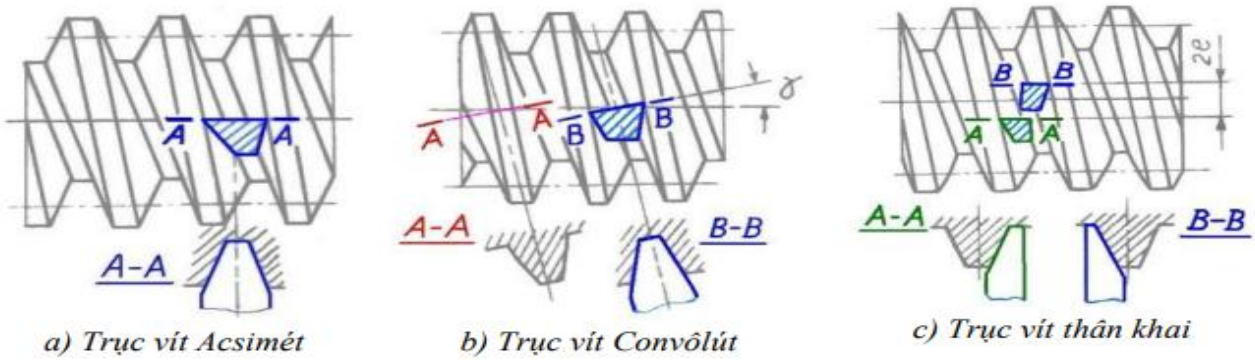
4.1.2. Phân loại bộ truyền động trục vít-bánh vít

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 cơ (hình 6.3a).

- Bộ truyền trục vít Convôlút: có cạnh ren thẳng trong mặt cắt pháp tuyến với đường ren (hình 6.3b).

- Bộ truyền trục vít thân khai: có cạnh ren thẳng trong mặt cắt dọc tiếp tuyến với mặt trụ cơ sở (hình 6.3c).



Hình 6.3. Các biên dạng ren trục vít

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

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

3. Theo hình dáng trục vít

- Bộ truyền trục vít trụ: có trục vít hình trụ như trên hình 6.2a.
- Bộ truyền trục vít lõm (còn gọi là bộ truyền glôbôit), trong đó trục vít được khoét lõm như trên hình 6.2b để có nhiều ren cùng ăn khớp.

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 v.v...

4.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT ACSIMÉT

- Môđun m

$$m = t/\pi \text{ (mm)}$$

t : bước ren trục vít = bước ren bánh vít

Giá trị m được tiêu chuẩn hoá theo hai dãy theo thứ tự ưu tiên sau:

Dãy 1: 1,0; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20

Dãy 2: 1,5; 3; 3,5; 6; 7; 9; 12; 14

- **Góc prôfin ren trục vít:** $\alpha = 20^\circ$ (đo trong tiết diện dọc trục của trục vít)

- **Hệ số đường kính trục vít q :** chọn theo tiêu chuẩn tùy theo môđun m .

Giá trị q được tiêu chuẩn hoá theo hai dãy theo thứ tự ưu tiên sau:

Dãy 1: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25;

Dãy 2: 7,1; 7,5; 9; 11,2; 12; 14; 18; 22,4;

4.3. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT

4.3.1. Tỷ số truyền (u)

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

Tỷ số truyền được chọn theo dãy tiêu chuẩn, giá trị u thực tế không được sai lệch quá 4% so với giá trị tiêu chuẩn.

4.3.2. 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:

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

4.4. LỰC TÁC DỤNG VÀ TẢI TRỌNG TÍNH

4.4.1. Lực tác dụng

1. **Lực vòng F_t :** F_{t1} tác dụng lên trục dẫn I, lực F_{t2} tác dụng lên trục II.

- **Điểm đặt:** vị trí ăn khớp

- **Phương chiều:** Phương của F_{t1} tiếp tuyến với vòng lăn trục vít, phương của F_{t2} tiếp tuyến với vòng lăn của bánh vít. Chiều của F_{t1} ngược với chiều quay n_1 , chiều của F_{t2} cùng với chiều quay n_2 .

- **Giá trị** của F_{t1} và F_{t2}

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}, F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}$$

2. **Lực hướng tâm F_r :**

- **Điểm đặt:** vị trí ăn khớp

- **Phương chiều:** F_{r1} tác dụng lên trục I, vuông góc với trục I và hướng về phía trục I. Lực hướng tâm F_{r2} vuông góc với trục II và hướng về phía trục II.

- **Giá trị:** $F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha / \cos \lambda$

3. **Lực dọc trục F_a**

- **Điểm đặt:** vị trí ăn khớp

- **Phương chiều:** F_{a1} tác dụng lên trục I, song song với trục I. Lực dọc trục F_{a2} song song với trục II. Chiều của lực F_{a1} , F_{a2} phụ thuộc vào chiều quay và chiều nghiêng của đường ren. Giá trị của lực dọc trục:

- **Giá trị:**

$$F_{a1} = F_{t2} = 2 \cdot T_2 / d_2$$

$$F_{a2} = F_{t1} = 2 \cdot T_1 / d_1$$

Lực F_{a1} tác dụng lên trục vít có giá trị rất lớn, dễ làm trục vít mất ổn định.

CHƯƠNG V. BÀI TẬP:

BÀI 1. (3,0 điểm)

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1 = 3 \text{ kW}$; số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 960$ vòng/phút; tỷ số truyền $u = 3$; đường kính bánh dẫn $d_1 = 150 \text{ mm}$, lực căng ban đầu $F_0 = 600 \text{ N}$ và khoảng cách trục $a = 1400 \text{ mm}$. Bỏ qua hiện tượng trượt trơn và lực căng phụ F_v . Hãy xác định:

a. Góc ôm đai α_1 và chiều dài 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)

Giải

a) – Đường kính d_2

$$d_2 = u \cdot d_1 = 3 \cdot 150 = 450 \text{ (mm)}$$

– Góc ôm đai

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= 180 - 57 \cdot (d_2 - d_1) / a \\ &= 180 - 57 \cdot (450 - 150) / 1400 \\ &= 167,8^\circ = 2,93 \text{ (rad)}\end{aligned}$$

- Chiều dài tính toán của dây đai

$$\begin{aligned}L_{tt} &= 2a + \pi(d_2 + d_1)/2 + (d_2 - d_1)^2 / 4a \\ &= 2 \cdot 1400 + \pi(450 + 150) / 2 + (450 - 150)^2 / 4 \cdot 1400 \\ &= 3758,5 \text{ (mm)}\end{aligned}$$

- Chiều dài cần thiết của dây đai

$$\begin{aligned}L &= L_{tt} + (100 \rightarrow 400) \\ &= 3758,5 + (100 \rightarrow 400) \\ &= 3858,5 \rightarrow 4158,5 \text{ (mm)}\end{aligned}$$

Chọn $L = 4000 \text{ (mm)}$

b)- Vận tốc V_1

$$V_1 = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / 600000 = \pi \cdot 150 \cdot 960 / 600000 = 7,54 \text{ (m/s)}$$

- Lực vòng F_t

$$F_t = 1000 \cdot P / V_1 = 1000 \cdot 3 / 7,54 = 397,9 \text{ (N)}$$

- Lực tác dụng lên ổ trục F_r

$$\begin{aligned}F_r &= 2 \cdot F_o \cdot \sin(\alpha_1 / 2) \\ &= 2 \cdot 600 \cdot \sin(167,8 / 2) \\ &= 1193,2 \text{ (N)}\end{aligned}$$

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

$$F_o \geq \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e^{f\alpha_1} + 1}{e^{f\alpha_1} - 1} + F_v \quad (1)$$

Với $F_o = 0$ thì

$$(1) \Leftrightarrow F_o \geq \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e^{f\alpha_1} + 1}{e^{f\alpha_1} - 1}$$

$$\Leftrightarrow 600 \geq \frac{397,9}{2} \cdot \frac{e^{f \cdot 2,93} + 1}{e^{f \cdot 2,93} - 1}$$

$\Leftrightarrow f \geq 0,24$. Vậy hệ số ma sát để trượt tối thiểu không xảy ra hiện tượng trượt trơn $f_{\min} = 0,24$

d) Chiều dài cần thiết của đai thang

Đai thang: chọn dây đai tiêu chuẩn có $L=4000$ (mm)

BÀI 2. (2,25 điểm)

Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: khoảng cách trục $a=800$ mm, bước xích $p_c=15,875$ mm; công suất truyền động $P=8$ kW; số răng đĩa xích dẫn $Z_1=24$ 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 nằm ngang? (1,0đ)

Giải

a) – Số răng đĩa xích bị dẫn

$$Z_2 = u \cdot Z_1 = 3 \cdot 24 = 72 \text{ (răng)}$$

- Đường kính vòng chia đĩa xích dẫn và bị dẫn

$$d_1 = \frac{p_c \cdot Z_1}{\pi} = \frac{15,875 \cdot 24}{\pi} = 121,3 \text{ (mm)}$$

$$d_2 = \frac{p_c \cdot Z_2}{\pi} = \frac{15,875 \cdot 72}{\pi} = 363,8 \text{ (mm)}$$

-Số mắt xích X

$$X = \frac{2a}{p_c} + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{15,875}{800}$$

$$= 149,9$$

Chọn $X = 150$ mắt xích

b)- Vận tốc V_1

$$V_1 = \frac{p_c \cdot Z_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{15,875 \cdot 24 \cdot 450}{60000} = 2,86 \text{ (m/s)}$$

-Lực vòng F_t

$$F_t = \frac{1000.P}{V_1} = \frac{1000.8}{2,86} = 2797,2(\text{N})$$

-Lực tác dụng lên ổ trục F_r

$$F_r = K_m.F_t$$

K_m : hệ số trong lượng xích

$K_m = 1,15$ bộ truyền xích nằm ngang

$$F_r = 1,15.2797,2 = 3216,8(\text{N})$$

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 $a_w = 400 \text{ mm}$, số răng $Z_1 = 35$ răng, $Z_2 = 105$ răng, góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh, 2 bánh răng ăn khớp ngoài. Hãy xác định:

a. Mô đun pháp tuyến m_n và góc nghiêng răng β ? (1,25đ)

b. 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

$$a_w = \frac{m_n.(Z_2 + Z_1)}{2.\cos\beta}$$

$$\begin{aligned} \rightarrow \cos\beta &= \frac{m_n.(Z_2 + Z_1)}{2.a_w} \\ &= \frac{m_n.(105 + 35)}{2.400} \quad (1) \end{aligned}$$

Điều kiện góc nghiêng răng: $20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ$

$$\Rightarrow \cos 8^\circ \geq \cos\beta \geq \cos 20^\circ \quad (2)$$

Thay (1) vào (2)

$$\Rightarrow \cos 8^\circ \geq \frac{m_n.(105 + 35)}{2.400} \geq \cos 20^\circ$$

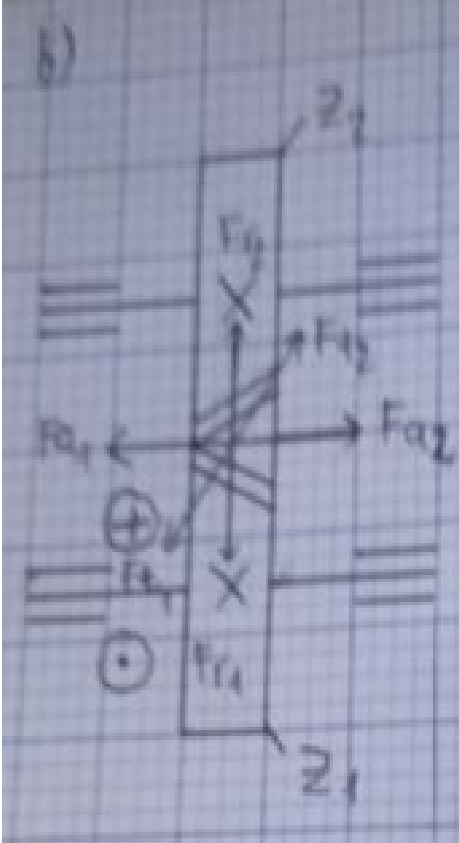
$$\Rightarrow \frac{2.400.\cos 8^\circ}{105 + 35} \geq m_n \geq \frac{2.400.\cos 20^\circ}{105 + 35}$$

$$\Rightarrow 5,7 \geq m_n \geq 5,4. \text{ Vậy chọn mô đun pháp } m_n = 5,5 \text{ (mm)}$$

-Góc nghiêng răng

$$\cos\beta = \frac{m_n \cdot (105+35)}{2.400} = \frac{5,5 \cdot (105+35)}{2.400} = \frac{77}{80}$$

$$\rightarrow \beta = 15,74^\circ$$



b) – Lực vòng

$$\begin{aligned} Ft_1 = Ft_2 &= \frac{2 \cdot T_1 \cdot \cos\beta}{m_n \cdot Z_1} \\ &= \frac{2 \cdot 1000000 \cdot \cos 15,74}{5,5 \cdot 35} \\ &= 1000(\text{N}) \end{aligned}$$

- Lực hướng tâm

$$\begin{aligned} Fr_1 = Fr_2 &= \frac{Ft_1 \cdot \tan\alpha}{\cos\beta} \\ &= \frac{1000 \cdot \tan 20}{\cos 15,74} \\ &= 378,1 (\text{N}) \end{aligned}$$

- Lực dọc trục

$$\begin{aligned} Fa_1 = Fa_2 &= Ft_1 \cdot \tan\beta \\ &= 1000 \cdot \tan 15,74 \\ &= 281,8(\text{N}) \end{aligned}$$

BÀI 4. (2,25 điểm)

Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc} = 1440$ vòng/phút. Số răng các bánh răng: $Z_1 = 30$, $Z_2 = 40$, $Z_3 = 20$, $Z_4 = 60$, $Z_5 = 20$, $Z_6 = 50$, 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)

Giải

a)- Gọi u_{12} : Tỉ số truyền từ trục I-II

$$u_{12} = Z_2/Z_1 = 40/30 = 1,3$$

- Gọi u_{34} : Tỉ số truyền từ trục III-IV

$$u_{34} = Z_4/Z_3 = 60/20 = 3$$

- Gọi u_{56} : Tỉ số truyền từ trục V-VI

$$u_{56} = Z_6/Z_5 = 50/20 = 2,5$$

- Gọi u_x : Tỉ số truyền chung của hệ thống

Ta có : $u = u_{12}.u_{34}.u_{56}.u_x = 1,3.3.2,5.2,5 = 24,375$

- Gọi n_{th} là số vòng quay thùng trộn

n_{dc} là số vòng quay động cơ

Ta có: $u = n_{dc}/n_{th} \Leftrightarrow 24,375 = 1440/n_{th}$

$$\Leftrightarrow n_{th} = 59,1 \text{ vòng/phút}$$

