

**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: 17**

HVTH: Mai Vũ Tấn Phúc

Ngành học: Công Nghệ Ôtô

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: 17**

Ngành học: Công Nghệ Ôtô

Lớp học: 19T4-CNÔ5

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 12/2021

Lời nói đầu

- Trong vài năm gần đây, nền kinh tế Việt Nam có những bước phát triển vượt bậc, đời sống người dân được nâng cao, cùng với việc chính phủ đang đầu tư rất nhiều vào quy hoạch và xây dựng hệ thống giao thông vận tải, đã khiến ô tô trở thành phương tiện phổ biến, được nhiều người quan tâm. Không như các nước phát triển, với Việt Nam ô tô vẫn là chủ đề mới mẻ, đặc biệt là những ứng dụng công nghệ tiên tiến trên xe. Vì thế việc nghiên cứu về ô tô là rất cần thiết, nó là cơ sở để các nhà nhập khẩu cũng như các nhà sản xuất trong nước kiểm tra chất lượng xe khi nhập cũng như sau khi xuất xưởng, đồng thời trang bị kiến thức cho những người dân mua và sử dụng xe có hiệu quả kinh tế cao.
- Cùng với sự phát triển của ngành công nghiệp ô tô cần đòi hỏi phải có một đội ngũ những người công nhân kỹ sư có đầy đủ kiến thức chuyên môn, kỹ năng thực hành và cả đạo đức nghề nghiệp.
- Em xin chân thành cảm ơn cô Lư Thị Yến Vũ đã giúp đỡ em rất nhiều trong thời gian này.

Nhận xét của giáo viên :

.....

.....

.....

Mục Lục

CHƯƠNG 1 : BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.....	9
1. KHÁI NIỆM CHUNG 1.1. Khái niệm bộ truyền động đai	9
1.2. Phân loại	9
1.3. Ưu điểm và nhược điểm của bộ truyền đai	9
1.4. Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai	10
1.5. Phương pháp căng đai	10
2. Vật liệu và kết cấu 2.1. Vật liệu	10
2.2. Kết cấu	11
3. Thông số	12
3.1. Đường kính	12
3.2. Góc ôm đai	13
3.3. Chiều dài đai và khoảng cách trục	13
4. Động học bộ truyền đai 4.1. Vận tốc	14
4.2. Tỷ số truyền bộ truyền đai	14
5. Lực tác động lên trục bộ truyền động đai 5.1. Lực vòng	14
5.2. Moment xoắn trên bánh dẫn	15
CHƯƠNG 2: BỘ TRUYỀN XÍCH.....	16
1. KHÁI NIỆM CHUNG 1.1. Nguyên lý hoạt động	16
1.2. Cấu tạo	16
1.3. Phân loại	16
2. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền động xích 2.1. Ưu điểm	16
2.2. Nhược điểm	17
2.3. Phạm vi sử dụng	17
3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	17
3.1. Bước xích	17
3.2. Đường kính vòng chia đĩa xích	17
3.3. Khoảng cách trục và số mắt xích	18

4. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	18
4. 1. Vận tốc và tỉ số truyền trung bình	18
4.2. Lực vòng và lực tác dụng lên ổ và trục	19
CHƯƠNG 3 : BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG.....	19
1. Khái niệm chung	19
1.1. Định nghĩa	19
1.2. Phân loại	20
2. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng	20
2.1. Ưu điểm	20
2.2. Nhược điểm	21
2.3. Phạm vi sử dụng	21
3. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG	21
3.1. Tỉ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp.....	21
4. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	22
4.1. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng	22
4.2. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng	22
4.3. Các thông số hình học của bánh răng côn răng thẳng.....	23
5. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	24
5.1. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng	24
5.2. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng nghiêng	24
5.3. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng côn răng thẳng.....	25
Đối với bộ truyền bánh răng côn răng thẳng, gồm có các lực tác dụng sau: ...	25
1. Lực vòng.....	25
CHƯƠNG 4: BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT	26
1. Khái niệm chung	26
1.1. Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít-bánh vít.....	26
1.2. Phân loại bộ truyền động trục vít-bánh vít.....	27
1.3. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng.....	27
2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT ACSIMÉT	27

3. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT	28
3.1. Tỷ số truyền (u)	28
CHƯƠNG 5: VẬN DỤNG KIẾN THỨC GIẢI BÀI TẬP	29

Tài liệu tham khảo:

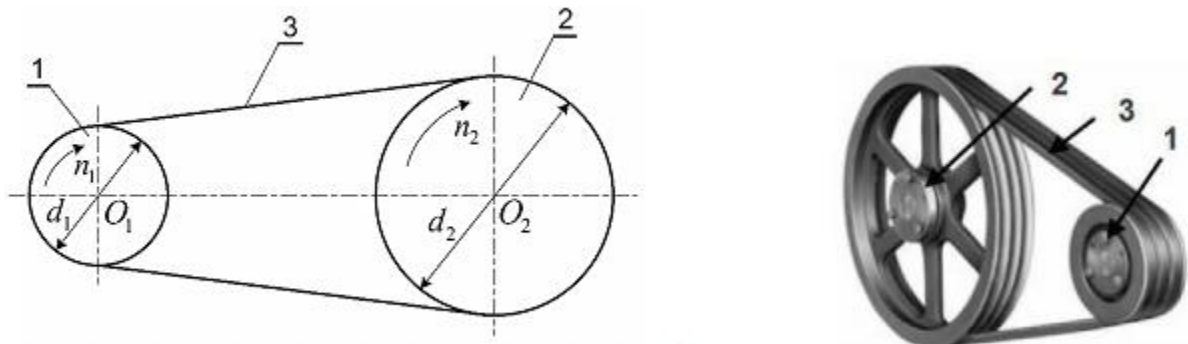
1) Giáo trình NL-CTM

CHƯƠNG 1 : 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.



Hình 1. Bộ truyền đai

Bộ truyền đai thường có hai bánh đai (như hình 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.

1.2. Phân loại

- 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.
- Phân loại theo vị trí trục: Truyền động hai trục song song quay cùng chiều, truyền động chéo hai trục song song quay ngược chiều, truyền động nửa chéo truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau.

1.3. Ưu điểm và nhược điểm của bộ truyền đai

1.3.1. 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.
- Kết cấu và vận hành đơn giản, giá thành rẻ.

1.3.2. Nhược điểm

- Khuôn khổ kích thước khá lớn
- 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
- 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.

1.4. 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).
- Bộ truyền đai thường được bố trí ở cấp độ nhanh, bánh dẫn lắp vào trục động cơ.

1.5. 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.
- Có 2 cách căng đai: điều chỉnh căng đai bằng bánh căng đai, điều chỉnh căng đai bằng vít căng đai.

2. Vật liệu và kết cấu

2.1. Vật liệu

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.



Hình 2. Đai dẹt

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



Hình 3. Đai thang

2.2. Kết cấu

2.2.1. 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.

Số lớp vải	Chiều dài đai h, mm		Đường kính nhỏ nhất của bánh đai (mm)	
	Không có lớp lót	Có lớp lót	Trị số nên dùng	Trị số cho phép
2	2,5	3	100	80
3	3.75	4,5	160	125
4	5	6	224	180
5	6,25	7,5	280	250

2.2.2. Kết cấu đai thang

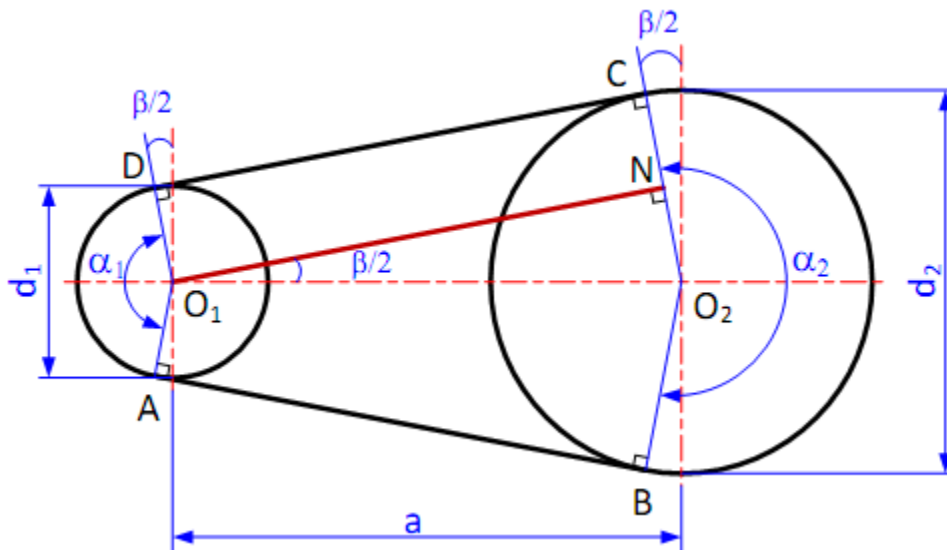
- Đai thang có tiết diện hình thang, bánh đai có rãnh hình thang, thường dùng nhiều dây đai trong một bộ truyền.

- Chiều dài L_{tc} (mm) dây đai thang theo dãy số tiêu chuẩn sau: 400, 450, 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...

- Đai thang tăng khả năng tải nhờ tăng hệ số ma sát f .

3. Thông số

- 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 .



Hình 4. Thông số hình học chính của bộ truyền đai

3.1. Đường kính

- Đường kính sơ bộ bánh đai nhỏ:

$$d_1 = (1100 \div 1300)^3 \sqrt{P_1/n_1}$$

$$\text{hoặc } d_1 = (5,2 \div 6,4)^3 \sqrt{T_1} \text{ (mm)}$$

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

Trong đó:

P1: công suất trên trục dẫn (kW)

T1: mômen xoắn trên trục dẫn (Nm)

u – tỉ số truyền

ξ – hệ số trượt (0,01 ÷ 0,05)

- 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.

3.2. 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)

$$\beta \approx \frac{d_2 - d_1}{a} \rightarrow \alpha_1 = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a} \text{ (rad/s)} \text{ hay } \alpha_1 = 180 - 57 \times \frac{d_2 - d_1}{a} \text{ (độ)}$$

- Tương tự ta có:

$$\alpha_2 = \pi + \frac{(d_2 - d_1)}{2} \text{ (rad/s)}$$

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

3.3. Chiều dài đai và khoảng cách trục

3.3.1. Chiều dài tính toán của dây đai L_{tt} (mm)

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

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

3.3.2. Chiều dài cần thiết của dây đai L (mm)

- Đối với đai dẹt sau khi tính L_{tt} 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 ($L_{tcc} > L_{tt}$). Sau đó tính lại khoảng cách trục a (mm) theo chiều dài dây đai vừa chọn:

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

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

4. Động học bộ truyền đai

4.1. Vận tốc

- 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: $v_2 = (1 - \xi) \cdot v_1$

- Vận tốc được xác định bởi công thức:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} (m/s) ; \quad v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000} (m/s)$$

Trong đó :

- d_1, d_2 : Đường kính bánh đai dẫn và bị dẫn (mm)

- n_1, n_2 : Số vòng quay bánh đai dẫn và bị dẫn

4.2. Tỷ số truyền bộ truyền đai

Nếu đai không bị trượt (lý tưởng):

$$\begin{aligned} v_1 &= v_2 \\ v_d &= v_2 \end{aligned} \rightarrow v_1 = v_2 \rightarrow d_2 \cdot n_2 = d_1 \cdot n_1 \rightarrow u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

5. Lực tác động lên trục bộ truyền động đai

5.1. Lực vòng

Khi bộ truyền làm việc, bánh dẫn chịu tác dụng của mômen xoắn T_1 . Trên nhánh dẫn (là nhánh truyền chuyển động cho bánh bị dẫn) lực sẽ tăng lên là F_1 , trên nhánh bị dẫn (là nhánh chạy theo bánh bị dẫn) lực sẽ giảm xuống còn F_2 .

Ta có lực vòng:

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

Trong đó :

F_t : Lực vòng có ích (N) P : Công suất v : Vận tốc vòng của bánh đai

T_1 : Mômen xoắn trên trục $T_1 = \frac{d_1}{2} \cdot (F_1 - F_2)$

- Lực tác dụng lên ổ trục:

$$F_r = 2 \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)$$

- Lực trên nhánh dẫn (nhánh căng) :

$$F_1 = F_t \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha}}{e^{f \cdot \alpha} - 1} + F_v$$

- Lực trên nhánh bị dẫn (nhánh chùng) :

$$F_2 = F_t \cdot \frac{1}{e^{f \cdot \alpha} - 1} + F_v$$

- Điều kiện lực căng ban đầu để không xảy ra trượt trơn là :

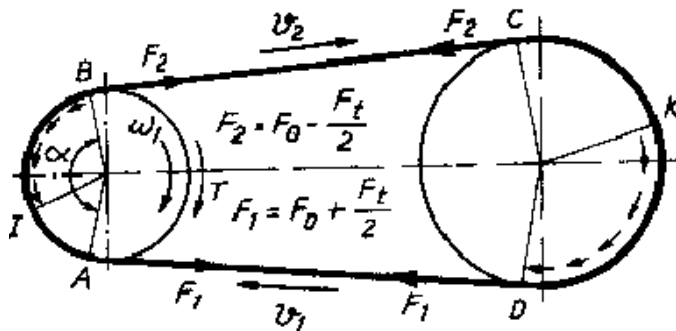
$$F_0 \geq \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha} + 1}{e^{f \cdot \alpha} - 1} + F_v$$

- Khi tính các lực có thể bỏ qua lực căng phụ F_v .

5.2. Moment xoắn trên bánh dẫn

Ta có :

$$T_1 = F_t \cdot \frac{d_1}{2} \quad \text{hoặc} \quad T_1 = (F_1 - F_2) \cdot \frac{d_1}{2}$$



Hình 5. Mômen xoắn trên bánh dẫn

CHƯƠNG 2: BỘ TRUYỀN XÍCH

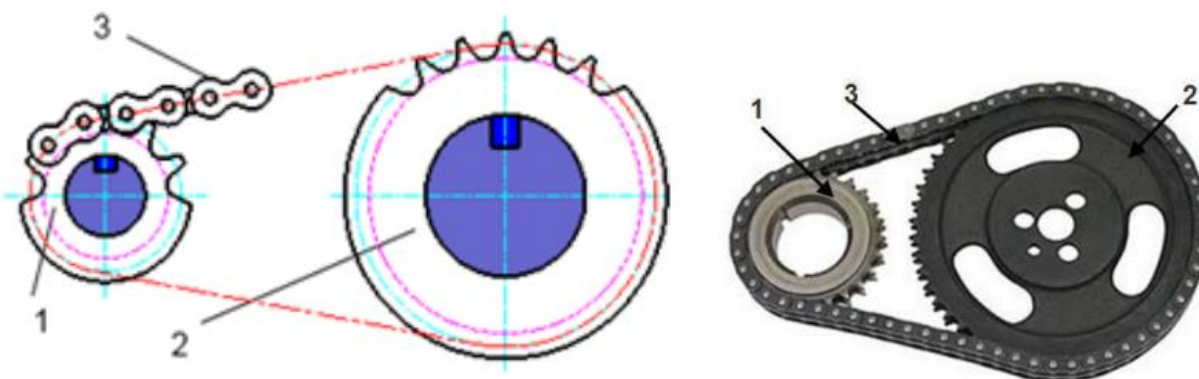
1. KHÁI NIỆM CHUNG

1.1. Nguyên lí hoạt động

- 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



Hình 6. 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.

1.3. Phân loại

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

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

2.1. Ưu điểm

- Không có hiện tượng trượt trơn nên tỉ số truyền không đổi.
- Lực tác dụng lên trục và ổ nhỏ do không cần căng xích.
- Kích thước bộ truyền nhỏ gọn.
- Có thể truyền công suất và chuyển động cho nhiều trục đồng thời.

2.2. Nhược điểm

- Do có va đập nên gây ồn.
- Tỷ số truyền tức thời không ổn định.
- Vận tốc tức thời của xích và bánh bị dẫn thay đổi.
- Phải bôi trơn thường xuyên.
- Phải có bộ phận chỉnh xích.
- Chế tạo, lắp ráp, bảo dưỡng phức tạp.

2.3. Phạm vi sử dụng

- Truyền chuyển động và công suất giữa các trục khá xa ($< 8m$).
- Thường dùng cho vận tốc thấp và trung bình ($v < 15 \text{ m/s}$ và $n < 500 \text{ v/p}$).
- Tỷ số truyền $u = 8$.
- Công suất truyền $P \leq 100 \text{ kW}$.

3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

3.1. 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.

3.2. Đường kính vòng chia 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:

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

Z: Số răng đĩa xích ; p : Bước xích

- Đường kính vòng tròn chân răng đĩa xích d_{f1}, d_{f2} (mm)
- Đường kính vòng tròn đỉnh răng d_{a1}, d_{a2} (mm)

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

3.3. Khoảng cách trục và số mắt xích

3.3.1. Số mắt xích

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

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

X : số mắt xích

3.3. 2. Khoảng cách trục chính xác

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

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

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

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

$$L = X.p_c$$

4. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

4. 1. Vận tốc và tỉ số truyền trung bình

- Vận tốc bộ truyền xích:

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

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

- 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:

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

4.2. Lực vòng và lực tác dụng lên ổ và trục

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

$$F_r = K_m \cdot F_t$$

Trong đó :

- 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)

CHƯƠNG 3 : BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG

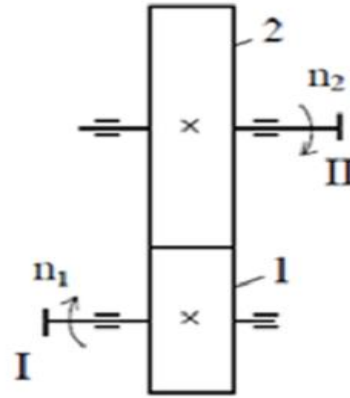
1. Khái niệm chung

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 7. Sơ đồ bộ truyền bánh răng trụ

1.2. Phân loại

- Truyền động bánh răng trụ, các trục song song với nhau.(hình 8)
- Truyền động bánh răng côn, các trục vuông góc với nhau.(hình 8.1)
- Truyền động bánh răng nghiêng, các trục chéo nhau.(hình 8.2)



Hình 8. Bánh răng trụ



Hình 8.1 Bánh răng côn



Hình 8.2 Bánh răng nghiêng

2. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

2.1. Ưu điểm

- Kích thước nhỏ, khả năng tải lớn.

- Tỷ 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.

2.2. 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.

2.3. Phạm vi sử dụng

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. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG

3.1. Tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp

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

- 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

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

4.1. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng

Tên gọi	Ký Hiệu	Công thức tính
Mô đun	m_n	Theo tiêu chuẩn TCVN 2257-77
Tỉ số truyền (dấu -: ăn khớp ngoài; dấu +: ăn khớp trong Dùng để xác định chiều quay của trục)	$u(i)$	$u = \pm \frac{n_1}{n_2} = \pm \frac{Z_2}{Z_1}$
Đường kính vòng chia	d	$d = m.Z$
Chiều cao đỉnh răng	h_a	$h_a = m$
Chiều cao chân răng	h_f	$h_f = 1,25.m$
Chiều cao răng	h	$h = h_a + h_f = 2,25.m$
Đường kính vòng đỉnh	d_a	$d_a = m.(Z+2)$
Đường kính vòng chân	d_f	$d_f = m.(Z-2,5)$
Bước răng	t	$t = \pi.m$
Khoảng cách tâm của hai bánh răng ăn khớp (dấu +: ăn khớp ngoài; dấu -: ăn khớp trong)	a_w	$a_w = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m.(Z_2 \pm Z_1)}{2}$

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

Tên gọi	Ký hiệu	Công thức tính
Mô đun	m_n	Theo tiêu chuẩn TCVN 2257-77
Tỉ số truyền	$u(i)$	$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$
Đường kính vòng chia	D	$d = \frac{m_n.Z}{\cos \beta}$

Chiều cao đỉnh răng	h_a	$h_a = m_n$
Chiều cao chân răng	h_f	$h_f = 1,25.m_n$
Chiều cao răng	h	$h = h_a + h_f = 2,25.m$
Đường kính vòng đỉnh	d_a	$d_a = d_1 + 2.m_n$
Đường kính vòng chân	d_f	$d_f = d_1 - 2,5.m_n$
Bước răng	t	$t = \pi . m$
Khoảng cách tâm của hai bánh răng ăn khớp (dấu +: ăn khớp ngoài; dấu -: ăn khớp trong)	a_w	$a_w = \frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{m. (Z_2 + Z_1)}{2. \cos \beta}$

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

φ_1, φ_2 : góc mặt nón lăn (trùng với mặt nón chia) của bánh dẫn, bánh bị dẫn.

Góc giữa hai trục: $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$

Tỷ số truyền:

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{1}{\operatorname{tg} \varphi_1}$$

* Các thông số hình học ở đáy lớn:

- Môđun ở đáy lớn: m_s .

- Chiều dài đường sinh mặt nón lăn: $L = 0,5 . m_s . \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$

- Chiều dài răng: $b = (0,3 \div 0,33)L$

- Đường kính vòng lăn (vòng chia): $d_1 = m_s . Z_1$; $d_2 = m_s . Z_2$

- Đường kính vòng đỉnh: $d_{e1} = m_s . (Z_1 + 2 \cos \varphi_1)$; $d_{e2} = m_s . (Z_2 + 2 \cos \varphi_2)$

- Đường kính vòng chân: $d_{f1} = m_s . (Z_1 - 2,4 \cos \varphi_1)$; $d_{f2} = m_s . (Z_2 - 2,4 \cos \varphi_2)$

- Chiều cao răng: $h = 2,2 . m_s$

5. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

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

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 .

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

2. Lực vòng F_t

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp.

- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng.

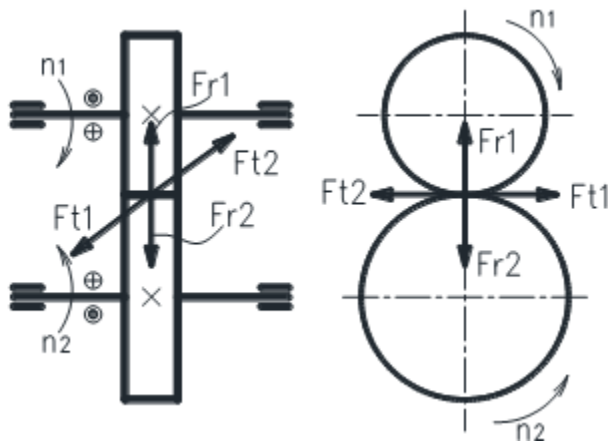
- Độ lớn: $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2.T_1}{d_1} = \frac{2.T_2}{d_2} = \frac{2.T_1}{m.Z_1} (N)$

3. Lực hướng tâm F_{r1}

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp.

- Chiều hướng vào tâm bánh răng.

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



Hình 9. Lực trong bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

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

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: $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha . \cos \beta}$

2. Lực vòng F_{t1}

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng
- Độ lớn: $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2.T_1}{d_1} = \frac{2.T_2}{d_2} = \frac{2.T_1 \cdot \cos \beta}{m.Z_1} (N)$

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: $F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta$

5.3. 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: $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2.T_1}{d_{tb1}} = \frac{2.T_2}{d_{tb2}}$

2. Lực hướng tâm

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp
- Giá trị: $F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1$; $F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_2$.

3. Lực dọc trục

- 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} hướng về đáy lớn của bánh dẫn, chiều của F_{a2} luôn luôn hướng về phía đáy lớn của bánh bị dẫn.
- Giá trị: $F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_1 = F_{r2}$; $F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_2 = F_{r1}$

CHƯƠNG 4: BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

1. Khái niệm chung

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

- Truyền chuyển 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 xuyến, 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.



Hình 10. Trục vít

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

- Theo biên dạng (prôfin) ren.
- Theo vị trí tương đối của trục vít so với bánh vít.
- Theo hình dáng trục vít.
- Theo số mối ren.

1.3. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng

1.3.1. 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).

1.3.2. 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.

1.3.3. Phạm vi sử 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...

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 pôfin ren trục vít: $\alpha = 20^\circ$
- 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.

- Đường kính mặt trụ lăn của trục vít d_1 (mm):

$$d_1 = d_{c1} = m \cdot q$$

- Đường kính vòng lăn bánh vít d_2 (mm):

$$d_2 = d_{c2} = m \cdot Z_2$$

- Góc nâng của ren trục vít λ (độ): $\lambda = 5^\circ \div 20^\circ$

$$tg\lambda = \frac{S}{\pi \cdot d_1} = \frac{S}{\pi \cdot d_{c1}} = \frac{t \cdot Z_1}{\pi \cdot d_{c1}} = \frac{m \cdot Z_1}{d_{c1}} = \frac{Z_1}{q}$$

3. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT

3.1. 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 $S/\pi \cdot d_2$ vòng.

- Vậy trong một phút trục vít quay được n_1 vòng thì bánh vít quay được:

$$n_2 = \frac{S}{\pi \cdot d_2} \cdot n_1$$

Tỷ số truyền:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\pi \cdot d_2}{S}$$

Vì $\pi d_2 = Z_2 \cdot t$ và $S = Z_1 \cdot t$ nên:

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

CHƯƠNG 5: VẬN DỤNG KIẾN THỨC GIẢI BÀI TẬP

Bài 1: (3.0 điểm) Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1 = 9\text{kW}$; số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 1200$ vòng/phút ; tỷ số truyền $u=2$; đường kính $d_1 = 150\text{mm}$, lực căng ban đầu $F_0 = 800\text{N}$ và khoảng cách trục $a=1200\text{mm}$. Bỏ qua hiện tượng trượt trơn và lực căng phụ F_v . Hãy xác định:

- Góc ôm đai α_1 và chiều dài cần thiết của dây đai L ? (0,75đ)
- Vận tốc v_1 ; lực vòng F_t ; lực tác dụng lên ổ trục F_r . (0,75 đ)
- Hệ số ma sát f tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt trơn (0,5đ)
- Nếu tay đai dẹt bằng đai thang, xác định chiều dài dây đai L theo tiêu chuẩn và tính lại khoảng cách trục chính xác?(1,0đ)

TT:

$$P_1 = 9\text{kW}$$

$$n_1 = 1200 \text{ vòng/ phút}$$

$$u = 2$$

$$d_1 = 150\text{mm}$$

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

$$a = 1200\text{mm}$$

Giải

a) số vòng quay bánh răng dẫn :

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

$$2 = \frac{120}{n_2}$$

$$n_2 = 600 \text{ vòng/phút}$$

$$\Rightarrow u = \frac{d_2}{d_1}$$

$$2 = \frac{d_2}{150}$$

$$d_2 = 300\text{mm}$$

Góc ôm đai:

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= 180 - 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} \\ &= 180 - 57 \cdot \frac{300 - 150}{1200} = 172,9^\circ\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}L_{tt} &= 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} \\ &= 2 \cdot 1200 + \frac{\pi}{2} (150 + 300) + \frac{(300 - 150)^2}{4 \cdot 1200} \\ &= 3106,85 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}L &= L_{tt} + (100 - 400) \\ &= 3206,85 - 3506,85\end{aligned}$$

Chọn $L = 3300 \text{ mm}$

b) Lực vòng F_t :

$$\begin{aligned}F_t &= \frac{1000 \cdot P}{v} \\ v &= \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 1200 \cdot 150}{60000} = 9,4 \text{ (m/s)} \\ F_t &= \frac{1000 \cdot P}{v} = \frac{1000 \cdot 9}{9,4} = 957,44 \text{ (N)}\end{aligned}$$

Lực tác dụng lên trục:

$$\begin{aligned}F_r &= 2 \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha^1}{2}\right) \\ &= 2 \cdot 800 \cdot \sin\left(\frac{172,9}{2}\right)\end{aligned}$$

$$= 1596,92(N)$$

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

$$\alpha_1 = 172,9^\circ = 3,01(rad/s)$$

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

Với $F_v = 0$ thì

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

$$\Rightarrow 800 \geq \frac{957,44}{2} \cdot \frac{e^{f \cdot 3,01} + 1}{e^{f \cdot 3,01} - 1}$$

$$\Rightarrow f \geq 0,45$$

Vậy hệ số ma sát nhỏ nhất để không xảy ra hiện tượng trượt $f_{\min} = 0,45$

$$d) L_{tt} = 3106,85$$

$$L = 3150 \text{ mm}$$

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{300 - 150}{2} = 75$$

$$K = L - \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2}$$

$$= 3150 - \frac{\pi \cdot (150 + 300)}{2} = 2364,60(mm)$$

Khoảng cách trục chính xác:

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

$$= \frac{2364,6 + \sqrt{2364,6^2 - 8 \cdot 75^2}}{4}$$

$$= 1179,91 (mm)$$

Bài 2 : (2,25đ) Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: khoảng cách trục $a=1200$ mm. bước xích $p_C= 31,75$ mm; công suất truyền động $P=10$ 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 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)

TT:

$$a = 1200 \text{ mm}$$

$$p_C = 31,75 \text{ mm}$$

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

$$Z_1 = 24$$

$$u=3$$

$$n_1 = 200 \text{ vòng/phút}$$

Giải

- a) Số răng đĩa xích dẫn Z_2 :

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

Đường kính vòng chia đĩa xích dẫn d_1 :

$$\begin{aligned} d_1 &= \frac{p_C \cdot Z_1}{\pi} \\ &= \frac{31,75 \cdot 24}{\pi} \\ &= 242,55 \text{ (mm)} \end{aligned}$$

Đường kính vòng chia đĩa xích bị dẫn d_2 :

$$d_2 = \frac{p_C \cdot Z_2}{\pi}$$

$$= \frac{31,75.72}{\pi}$$

$$= 727,65 \text{ (mm)}$$

Số mắt xích:

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

$$= \frac{2.1200}{31,75} + \frac{1}{2}(72 + 24) + \left(\frac{72 - 24}{2.\pi}\right)^2 \cdot \frac{31,75}{1200}$$

$$= 125,13$$

=> Chọn X = 124 mắt xích

b) Vận tốc v_1 :

$$v_1 = \frac{n_1 \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 242,55.72}{60000} = 0,914 \text{ (m/s)}$$

Lực vòng F_t :

$$F_t = \frac{1000.P}{v} = \frac{1000.10}{0,914} = 10940,91 \text{ (N)}$$

Mà bộ truyền thẳng đứng

$$\Rightarrow F_r = K_m \cdot F_t$$

$$= 1.10940,91$$

$$= 10940,91 \text{ (N)}$$

Bài 3 : (2,5 điểm) 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:

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

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

TT:

$$T_1 = 80000 \text{ Nmm}$$

$$a_w = 300\text{mm}$$

$$m_n = 5\text{mm}$$

$$Z_2 = 4.Z_1$$

$$\alpha = 20^\circ$$

Giải

a) Khoảng cách trục:

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

$$\text{Mà } Z_2 = 4.Z_1$$

$$\begin{aligned} \rightarrow \cos \beta &= \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot a_w} \\ &= \frac{5 \cdot (4.Z_1 + Z_1)}{2 \cdot 300} \\ &= \frac{1 \cdot Z_1}{24} (1) \end{aligned}$$

$$\text{Ta có } 20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ (2)$$

$$\text{Thay (1) vào (2) } \rightarrow \cos 8^\circ \geq \cos \beta \geq \cos 20^\circ$$

$$\rightarrow \cos 8^\circ \geq \frac{Z_1}{24} \geq \cos 20^\circ$$

$$\Rightarrow 24 \cdot \cos 8^\circ \geq Z_1 \geq \cos 20^\circ \cdot 24$$

$$\Rightarrow 23,7 \geq Z_1 \geq 22,5$$

Chọn $Z_1 = 23$ răng

$$\text{Mà } Z_2 = 4.Z_1 = 4 \cdot 23 = 92 \text{ (răng)}$$

Góc nghiêng răng

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

$$= \frac{5 \cdot (92 + 30)}{2.300}$$

$$= \frac{23}{24} \Rightarrow \beta = 16,5^\circ$$

b) Lực vòng

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

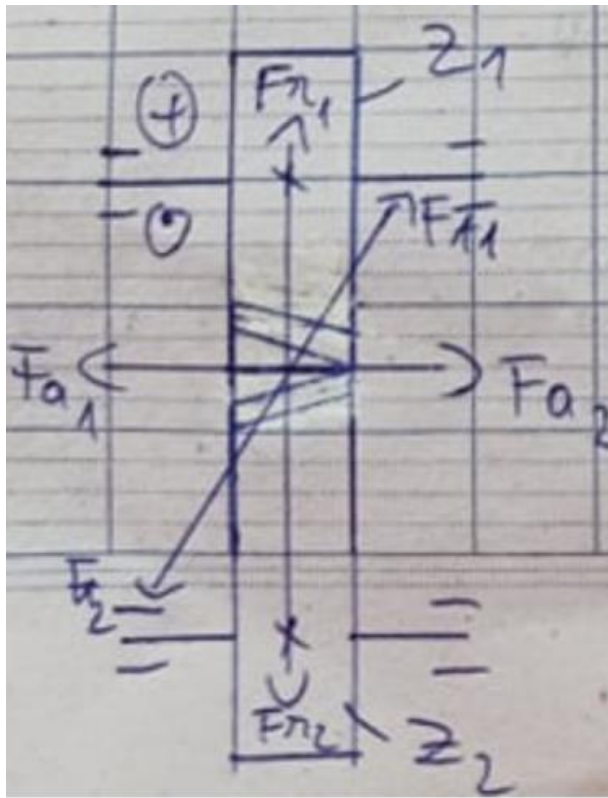
$$= \frac{2.800000 \cdot \cos 16,5^\circ}{5.23} = 1391,31(N)$$

Lực hướng tâm

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{1391,31 \cdot \tan 16,5^\circ}{\cos 16,5} = 528,14(N)$$

Lực dọc trục

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \cdot \tan \beta = 1391,31 \cdot \tan 16,5^\circ = 412,12(N)$$



Bài 4:(2,25 điểm) Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc} = 1480$ 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:

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