

**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: 24**

HVTH: Hoàng Duy

Ngành học: Công Nghệ Ô Tô

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:**

Ngành học: Công Nghệ Ô Tô

Lớp học: 19T4-CNÔ5

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 7/2021

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
3.1.3. Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai	6
3.1.4. Phương pháp căng đai	7
3.2. VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI	8
3.2.1. Vật liệu làm đai	8
3.2.2. Kết cấu bộ truyền động đai dẹt	8
3.2.3. Kết cấu đai thang	9
3.3.2. Góc ôm đai	10
3.3.3. Chiều dài đai và khoảng cách trục	11
3.4. ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI	12
3.4.1. Vận tốc của bộ truyền động đai	12
3.4.2. Tỷ số truyền bộ truyền động đai	12
3.4.3. Hiện tượng trượt đai và điều kiện để không xảy ra trượt đai	13
5.5. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI	13
5.5.1. Lực vòng	13
CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	15
4.1. KHÁI NIỆM CHUNG	15
4.1.1. Nguyên lý làm việc của truyền động xích	15
1.3. Phân loại bộ truyền động xích	16
4.1.4. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền động xích	18
4.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	18
4.2.1. Bước xích	18
4.2.2. Đĩa xích	19
4.2.3. Số răng đĩa xích	20
4.2.4. Khoảng cách trục và số mắt xích	20
4.3. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	22
4.3.1. Vận tốc và tỷ số truyền trung bình	22
4.3.2. Lực tác dụng lên trục bộ truyền động xích	23
4.5. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH	24
CHƯƠNG 5. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	25

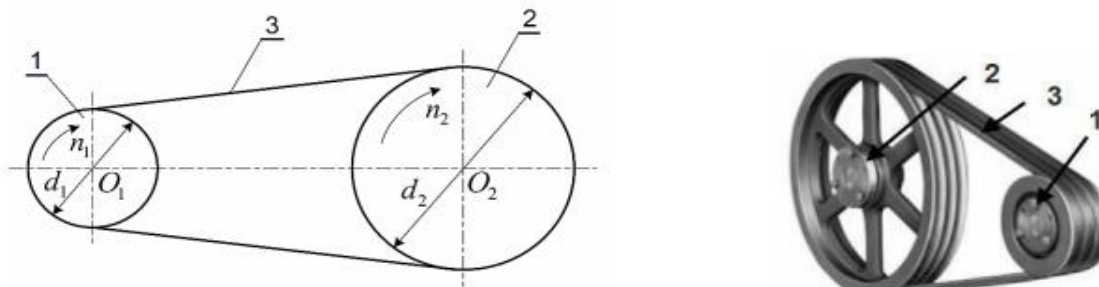
5.1. KHÁI NIỆM CHUNG	25
5.1.1. Định nghĩa.....	25
5.1.3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng.....	26
5.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	27
5.3.1. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng	27
5.3.2. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng	29
5. 4. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	30
5.4.1. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng	30
5.4.3. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng côn răng thẳng	31
CHƯƠNG 6. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT.....	32
6.1. KHÁI NIỆM CHUNG	32
6.1.1. Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít-bánh vít.....	32
6. 2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT ACSIMÉT	32
6.4.1. Lực tác dụng.....	33

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.



Hình 3.1 Bộ truyền 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.

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

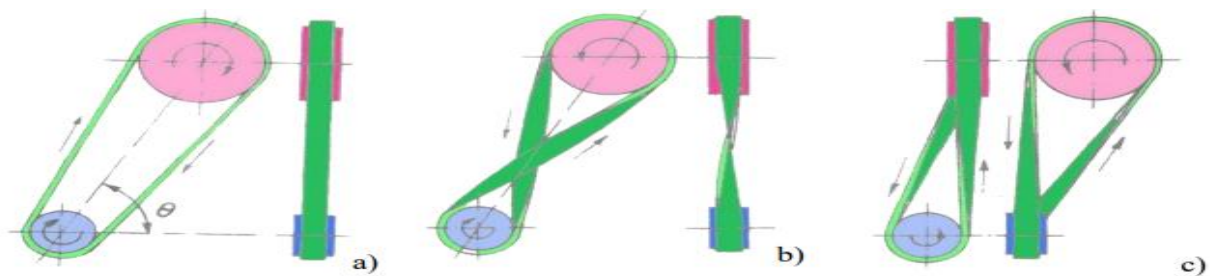
là hình thang cân, góc ở đỉnh $\gamma = 40^\circ$ (hình 3.2b). + Đai lược có nhiều chân phân bố dọc theo chiều rộng, ở mặt trong của đai (hình 3.2d).

+ 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 trục

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

3.1.3. 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

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.

- Tuổi thọ thấp khi làm việc với tốc độ cao

Ngày nay đai thang sử dụng phổ biến nhất do có hệ số ma sát qui đổi lớn

3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai

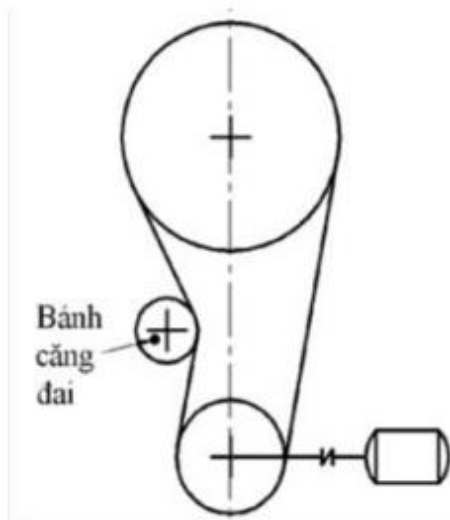
- Bộ truyền đai có thể truyền công suất đến 1500kW, nhưng thường được với $P \leq (40 \div 50) \text{ kW}$, $v = 5 \div 30 \text{ m/s}$.

- Đối với truyền động đai dẹt: tỉ số truyền $u \leq 5$, truyền động đai hình thang: $u \leq 10$

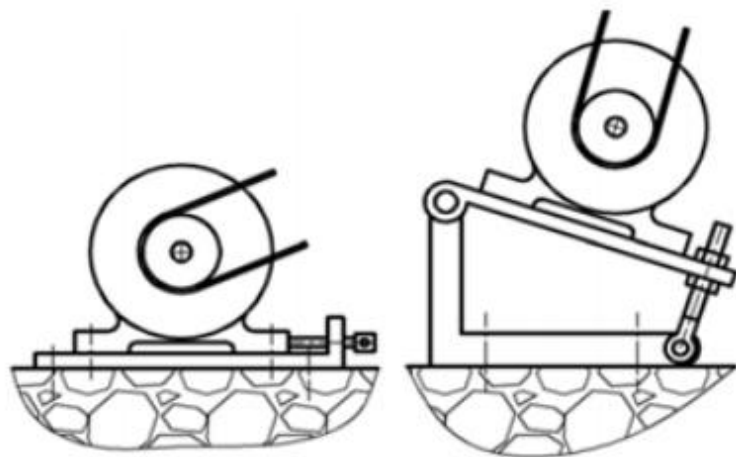
- Khoảng cách lớn nhất giữa hai trục có thể tới 15m và 40m (trường hợp đặc biệt).

3.1.4. Phương pháp căng đai

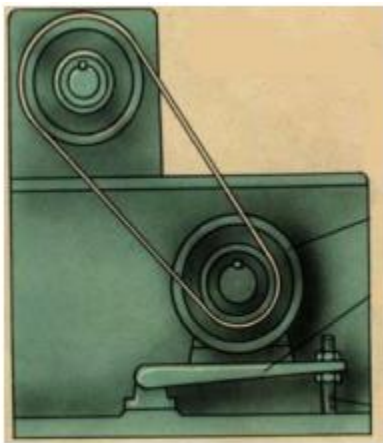
Trong quá trình làm việc đai sẽ dần dần dãn ra, sức căng giảm xuống. Do đó ta cần phải điều chỉnh sức căng của đai.



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



Hình 3.5. Điều chỉnh căng đai bằng vít căng đai



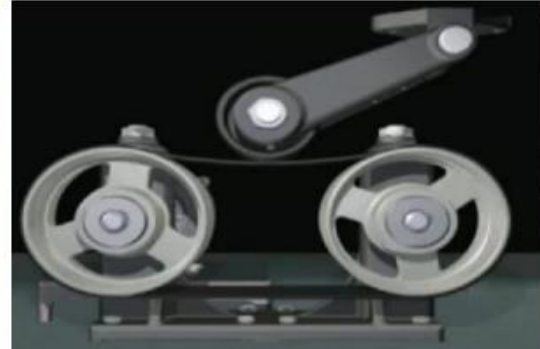
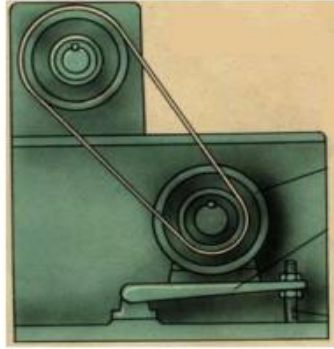
Hình 3.6. Điều chỉnh căng đai nhờ trọng lượng động cơ

3.2. VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI

3.2.1. Vật liệu làm đai

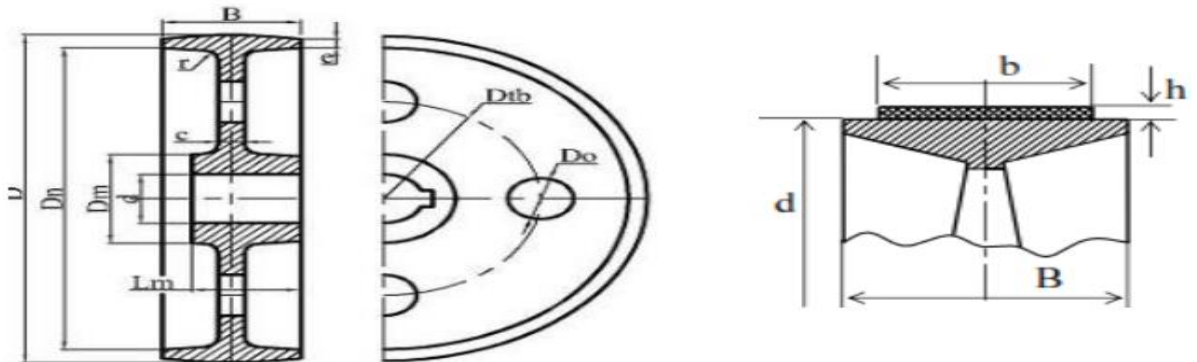
Vật liệu làm đai thỏa mãn độ bền mỏi, hệ số ma sát lớn, tính đàn hồi cao.

- 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.



Hình 3.6. Điều chỉnh căng đai nhờ trọng lượng động cơ

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, đường sinh thẳng hoặc hình tang tròn, bề mặt làm việc là mặt rộng của đai.

Bảng 3.1. Các thông số đai dẹt

Số lớp vải	Chiều dày 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

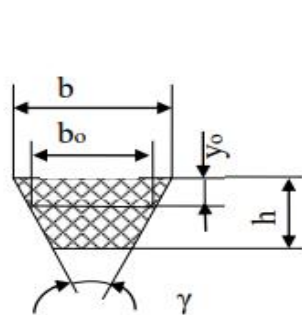
Trị số tiêu chuẩn của chiều rộng đai b: 20, 25, (30), 32, 40, 50, (60), 63, (70), 71, (75), 80, (86), 90, 100, 112, (115), (120), 125, 140, (150), (160), (175), 180, 200, 224, (225), 250. Không nên chọn các giá trị trong ngoặc.

3.2.3. Kết cấu đai thang

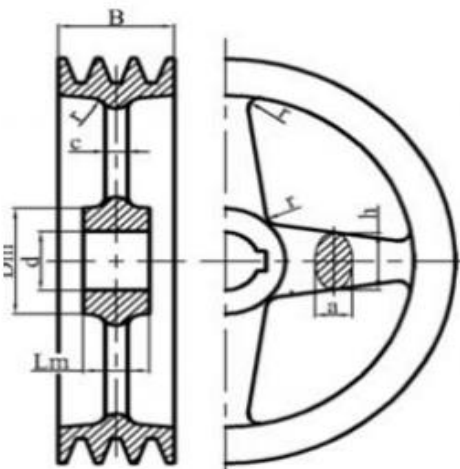
b: Bề rộng lớn nhất của đai; b_0 : Bề rộng của đai tại mặt phẳng trung hòa; y_0 : Khoảng cách từ mặt phẳng trung hoà đến mặt trên của đai; h: Chiều cao của đai; $\gamma = 40^\circ$: Góc ở đỉnh; L: Chiều dài đai, được tính là chiều dài lớp trung hòa.

+ 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.

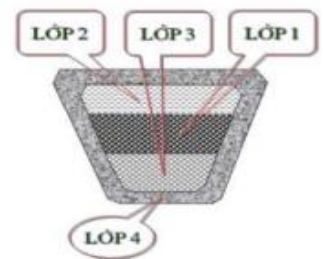
+ Đai thang có tiết diện hình thang, bánh đai có rãnh hình thang



Hình 3.10. Tiết diện dây đai thang



Hình 3.11. Kết cấu bánh đai thang



Hình 3.12. Mặt cắt ngang đai hình thang loại A

Mặt cắt ngang đai hình thang loại A như hình 3.12 gồm các lớp sau:

Lớp 1: là lớp chịu lực cơ bản gồm các lớp sợi và cao su. Lớp 2: là lớp chịu kéo gồm có các lớp vải tấm. Lớp 3: là lớp chịu nén bằng cao su. Lớp 4: là lớp định hình bao quanh mặt cắt dày đai bằng vải tấm cao su.

+ **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 là nhờ phần lớn tăng hệ số ma sát f

Bảng 3.2. Kích thước mặt cắt đai, chiều dài đai, đường kính bánh đai các loại đai thang

Dạng đai	Ký hiệu	b_o , mm	b , mm	h , mm	y_o , mm	A , mm ²	Chiều dài đai, mm	T_1 , Nm	d_1 , mm
Đai thang	Z	8,5	10	6	2,1	47	400 ÷ 2500	< 25	70 ÷ 140
	A	11	13	8	2,8	81	560 ÷ 4000	11 ÷ 70	100 ÷ 200
	B	14	17	10,5	4,0	138	800 ÷ 6300	40 ÷ 190	140 ÷ 280
	C	19	22	13,5	4,8	230	1800 ÷ 10600	110 ÷ 550	250 ÷ 400
	D	27	32	19	6,9	476	3150 ÷ 15000	450 ÷ 2000	320 ÷ 630
	E	32	38	23,5	8,3	692	4500 ÷ 18000	1100 ÷ 4500	500 ÷ 1000
Đai thang hẹp	SPZ	8,5	10	8	2	56	630 ÷ 3500	< 500	< 150
	SPA	11	13	10	2,8	93	800 ÷ 4500	90 ÷ 400	90 ÷ 400
	SPB	14	17	13	3,5	159	1250 ÷ 8000	300 ÷ 2000	300 ÷ 2000

3.3.2. 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)

Từ hình 3.13 ta có: $\alpha_1 = \pi - \beta$

$$\text{và } \sin \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a} \text{ Vì } \frac{\beta}{2} \text{ bé nên } \frac{\beta}{2} \approx \sin \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a}$$

$$\beta \approx \frac{d_2 - d_1}{a} \rightarrow \alpha_1 = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a} (\text{rad})$$

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

Tương tự ta có

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

3.3.3. Chiều dài đai và khoảng cách trục

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

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

Thông thường $\beta < 35^\circ$, có thể lấy $\cos(\beta/2) \approx 1 - \beta^2/8$

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

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:

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

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

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

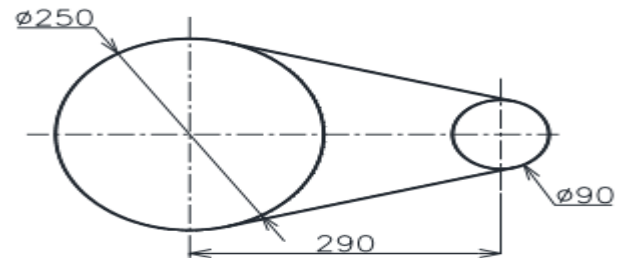
Ví dụ 1: Cho bộ truyền đai như hình 3.14, xác định góc ôm α_1, α_2 và tính chiều dài cần thiết L của đai trong trường hợp đai thang và đai dẹt.

Bài giải:

1) Góc ôm đai bánh đai nhỏ:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 180^\circ - 57. \frac{(d_2 - d_1)}{a} \\ &= 180^\circ - 57. \frac{(250 - 90)}{290} = 148,55^\circ \\ \text{hoặc } \alpha_1 &= 2,59 \text{ rad, suy ra } \alpha_2 = 3,693 \text{ rad.} \end{aligned}$$

2) Chiều dài tính toán của đai:



Hình 3.14

$$L_{tt} = 2.a + \frac{\pi.(d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4.a} = 2.290 + \frac{\pi.(250 + 90)}{2} + \frac{(250 - 90)^2}{4.290} = 1136,1 \text{ mm}$$

Chiều dài cần thiết:

- Đai thang: chọn dây đai tiêu chuẩn có L=1250mm
- Đai dẹt: L=L_{tt}+(100→400)=1300mm

3.4. ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI

3.4.1. Vận tốc của bộ truyền động đai

Vì có hiện tượng trượt nên vận tốc vòng v_2 của bánh bị dẫn chậm hơn vận tốc vòng v_1 của bánh dẫn: $v_2 = (1 - \xi).v_1$

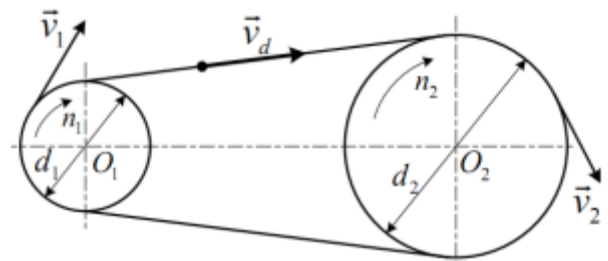
Trong đó ξ là hệ số trượt, có giá trị từ 0,01 ÷ 0,05

+ Đai vải cao su hoặc vải $\approx 0,01$

+ Đai da $\approx 0,015$

- Vận tốc được xác định theo công thức:

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



Hình 3.15. Vận tốc vòng trong bộ truyền đai

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 (vòng/phút)

3.4.2. Tỷ số truyền bộ truyền động đai

Trong thực tế đai bị trượt do đó ta có:

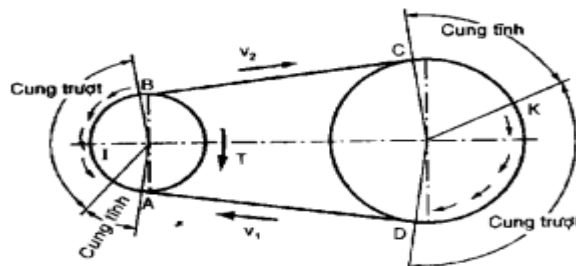
$$\begin{aligned} v_1 &> v_d \\ v_d &> v_2 \end{aligned} \rightarrow v_1 > v_2 \rightarrow v_2 = (1 - \xi)v_1$$

$$\rightarrow d_2 n_2 = (1 - \xi) d_1 n_1 \rightarrow u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}$$

Nếu đai không bị trượt (lý tưởng):

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

3.4.3. Hiện tượng trượt đai và điều kiện để không xảy ra trượt đai



Hình 3.16. Cung trượt giữa đai và bánh đai

3. Trượt trơn: xảy ra khi moment truyền lớn hơn moment ma sát (lực vòng lớn hơn lực ma sát). hiện tượng trượt trơn xảy ra khi bộ truyền bị quá tải bánh bị dẫn dừng lại và hiệu suất của bộ truyền bằng không.

$$\text{Hệ số kéo: } \psi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}$$

$$\text{Hệ số trượt } \xi = \frac{v_1 - v_2}{v_1}$$

5.5. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

5.5.1. 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 công thức:

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

Trong đó: F_t : lực vòng có ích (N) P : công suất (kW)

v : vận tốc vòng của bánh đai (m/s)

T_1 : moment xoắn trên trục

$$T_1 = \frac{d_1}{2} \cdot (F_1 - F_2)$$

Để tìm quan hệ giữa lực F_0 với F_1 , F_2 ta bỏ qua lực ly tâm và giả thuyết vật liệu đai tuân theo định luật Húc (Hook), khi đai chịu tải trọng ngoài lượng dẫn trên nhánh dẫn bằng lượng co trên nhánh bị dẫn nghĩa là:

$$F_1 + F_2 = 2F_0 \Rightarrow F_1 = F_0 + 0,5F_t \text{ và } F_2 = F_0 - 0,5F_t$$

Lực tác dụng lên trục bánh đai (lực hướng tâm F_r) như hình 3.19 được tính như sau:

$$F_r \approx 2 \cdot F_0 \cdot \sin(\alpha/2)$$

hoặc $F_r = 3 \cdot F_0 \cdot \sin(\alpha/2)$ (khi bộ truyền không có bộ phận căng đai)

với α : góc ôm trên bánh đai nhỏ.

Công thức Euler khi tính đến lực quán tính ly tâm

$$e^{f\alpha_1} = \frac{F_1 - F_v}{F_2 - F_v}$$

F_v là lực căng phụ do lực quán tính ly tâm, có giá trị là $F_v = qm \times v^2$

Nếu bỏ qua lực căng phụ ($F_v = 0$) thì $F_1 = F_2 \cdot e^{f\alpha}$ với f là hệ số ma sát, α là góc ôm

Đối với đai thang ta thay:

$$f' = \frac{f}{\sin \frac{\gamma}{2}} \approx 3f$$

($\gamma = 36^\circ \div 40^\circ$ là góc đỉnh của đai thang)

Từ trên $\Rightarrow$ lực vòng có ích tính theo công thức

$$F_t = 2(F_0 - F_v) \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}$$

Lực trên nhánh dẫn (nhánh căng)

$$F_t = 2(F_0 - F_v) \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}$$

Lực trên nhánh bị dẫn (nhánh chùng)

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

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

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

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

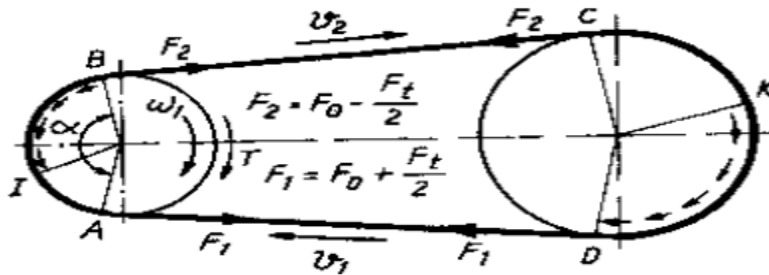
5.5.2. Moment xoắn trên bánh dẫn

Ta có:

$$T_1 = F_t \cdot \frac{d_1}{2}$$

hoặc:

$$T_1 = (F_1 - F_2) \cdot \frac{d_1}{2}$$



Hình 3.20. Moment xoắn trên bánh dẫn

CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

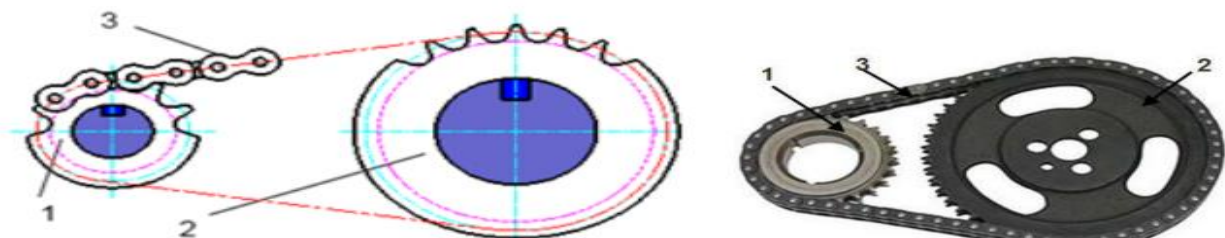
4.1. KHÁI NIỆM CHUNG

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

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.

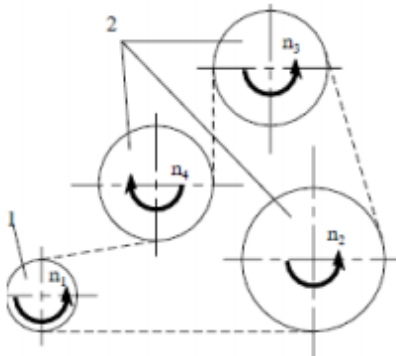
+ Đĩa xích dẫn 1, có đường kính tính toán là d_1 lắp trên trục I, quay với số vòng quay n_1 , công suất truyền động P_1 , mô men xoắn trên trục T_1 . Đĩa xích có răng tương tự như bánh răng. Trong quá trình truyền động, răng đĩa xích ăn khớp với các mắt xích, tương tự như bánh răng ăn khớp với thanh 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 .

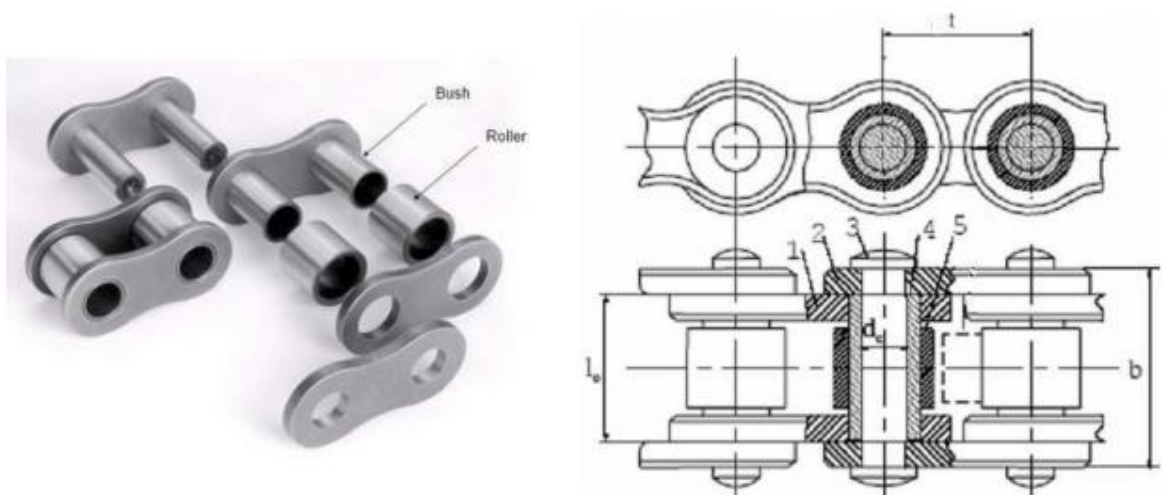
+ Dây xích 3 là khâu trung gian, mắc vòng qua hai đĩa xích. Dây xích gồm nhiều mắt xích được nối với nhau. Các mắt xích xoay quanh khớp bản lề, khi vào ăn khớp với răng đĩa xích.

1.3. Phân loại bộ truyền động xích

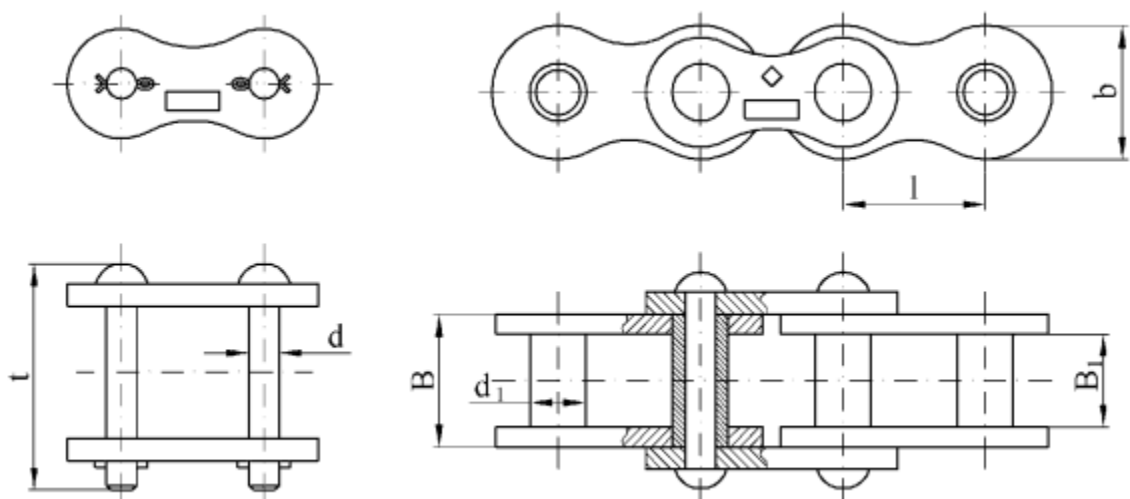
Tùy theo cấu tạo, xích được chia thành các loại: Xích con lăn, xích ống, xích rang



Hình 4.2. Bộ truyền có 3 đĩa bị dẫn



Hình 4.3. Xích con lăn



Hình 4.5. Xích ống



Hình 4.6. Xích răng

4.1.4. 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 $\eta=0.96\div0.98$.
- 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

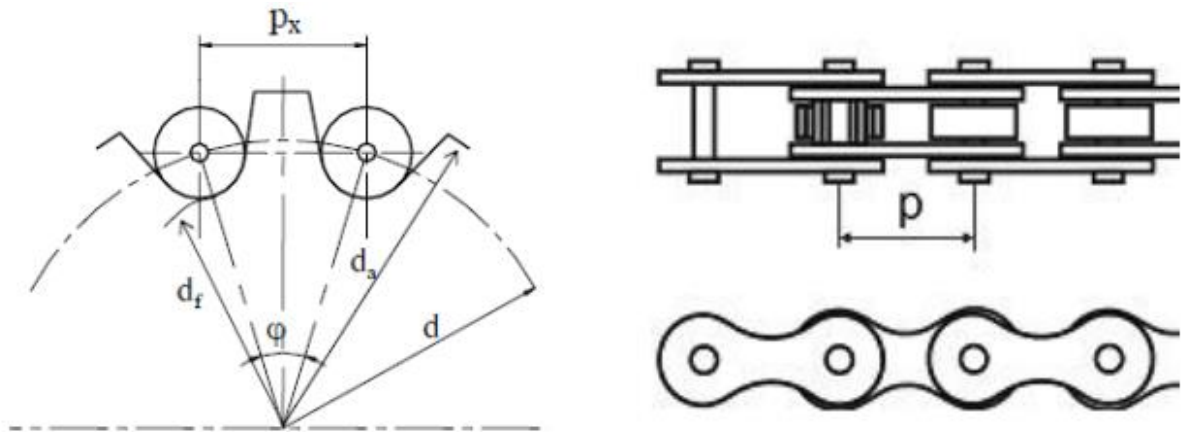
- Khoảng cách trục xa đến 8m
- Dẫn động cho nhiều đĩa xích
- $P \leq 110\text{kW}$, $v \leq 15\text{m/s}$, $n \leq 500\text{v/p}$, $u \leq 8$
- Bộ truyền xích được dùng nhiều trong các máy nông nghiệp, máy vận chuyển, và trong tay máy.

4.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

4.2.1. 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, có thể chọn theo bảng 4.2



Hình 4.7. Thông số hình học của bộ truyền xích

4.2.2. 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 (Hình 4.7). Đường kính vòng chia của đĩa tính theo công thức:

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

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

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

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

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

- Số răng của đĩa xích dẫn Z_1 của đĩa xích bị dẫn Z_2 .

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

- Số mắt của dây xích X luôn là số chẵn, để dễ dàng nối với nhau.

Số mắt xích: $X = L/p_c$

- Khoảng cách trục a , là khoảng cách giữa tâm đĩa xích dẫn và đĩa bị dẫn; mm.

Ví dụ 1: Xác định các kích thước chủ yếu của đĩa xích có số răng là $z=15$ và bước xích $p_C=12,7$ mm.

Bài giải

1) Vòng tròn chia của đĩa xích đi qua tâm ban đầu:

$$d = \frac{p_c}{\sin(180/z)} = \frac{12,7}{\sin(180/15)} = 61,08(mm)$$

2) Đường kính vòng ngoài đĩa xích:

$$d_a = p_c.(0,5 + \cotg(180/z))$$

$$d_a = 12,7(0,5 + \cotg(180/15)) = 66,1 \text{ mm}$$

4.2.3. Số răng đĩa xích

.- Số răng đĩa dẫn Z1: tra theo bảng 4.2

Bảng 4.1. Bảng hướng dẫn chọn số răng đĩa xích dẫn Z1

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

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

Thường người ta chọn Z_{1min} = 13 ÷ 15 khi v < 2 m/s

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

Trong tính toán thiết kế chọn Z₁ = 29 - 2u

- Số răng đĩa bị dẫn Z2:

Tính theo công thức sau: Z₂ = u.Z₁ ≤ Z_{2max}

Để tránh tuôn xích: Z_{2max} ≤ 100 ÷ 120 đối với xích con lăn, Z_{2max} ≤ 120 ÷ 140: đối với xích răng.

Số răng đĩa bị dẫn Z2 sau một thời gian làm việc xích sẽ bị mòn và bước xích sẽ tăng thêm một lượng Δt, khi đó đường kính vòng chia sẽ tăng một trị số là Δd theo công thức:

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

4.2.4. Khoảng cách trục và số mắt xích

1. Số mắt xích

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

- Chiều dài xích L theo khoảng cách trục:

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

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

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

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

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

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

2. Khoảng cách trục chính xác

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

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

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:

$$L = X.p_C$$

Ví dụ 2: Bộ truyền xích ống con lăn có bước xích $p_C = 12,7$ mm, khoảng cách trục sơ bộ $a = 500$ mm, số răng đĩa xích dẫn $Z_1 = 21$ răng, số răng $Z_2 = 42$ răng. Xác định số mắt xích X và khoảng cách trục chính xác?

Giải bài

- Số mắt xích X được xác định theo:

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

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

$$= \frac{2 \times 500}{12,7} + \frac{42 + 21}{2} + \left(\frac{42 - 21}{2 \times \pi} \right)^2 \times \frac{12,7}{500} \approx 110,5$$

(Giá trị X làm tròn và nên chọn số chẵn gần nhất (để thuận tiện nối xích), tốt nhất không được chọn là bội số của răng đĩa xích) → Ta chọn X = 110 mắt xích

- Khoảng cách trục:

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

$$= 0,25 \cdot 12,7 \cdot \left[\left(110 - \frac{42 + 21}{2} \right) + \sqrt{\left(110 - \frac{42 + 21}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{42 - 21}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right]$$

$$= 496,7 \text{ (mm)}$$

Để bộ truyền xích làm việc có độ chùng bình thường, ta giảm khoảng cách trục a một khoảng $\Delta a = (0,002 \div 0,004) \cdot a = ((0,002 \div 0,004) \cdot 496,7) = (0,99 \div 1,99) \text{ mm}$

Vậy khoảng cách trục chính xác là $a = 495 \text{ mm}$

4.3. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

4.3.1. Vận tốc và tỉ số truyền trung bình

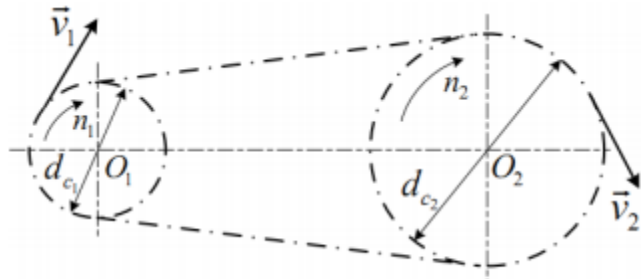
- Vận tốc bộ truyền xích:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000}$$

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

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000}$$

$$= \frac{p_c \cdot Z_2 \cdot n_2}{60000} \text{ (m/s)}$$



Hình 4.8. Vận tốc trung bình trong bộ truyền xích

Vận tốc xích càng tăng thì xích càng chóng mòn, tải trọng động và tiếng ồn tăng.

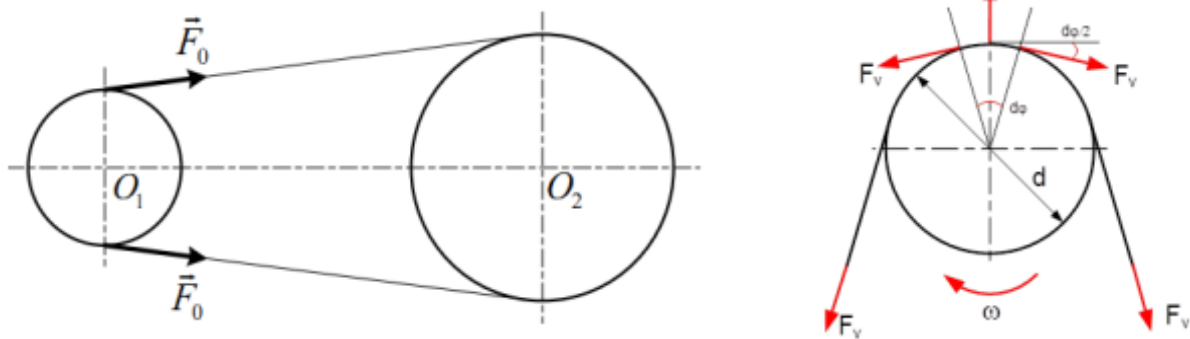
Do đó nên chọn $v \leq 15 \text{ m/s}$

- Tỷ số truyền của bộ truyền xích:

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

Nên chọn $u \leq 8$

4.3.2. Lực tác dụng lên trục bộ truyền động xích



Hình 4.9. Lực tác dụng lên bộ truyền xích

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

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

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

q_m : khối lượng một mét xích (kg/m)

g : gia tốc trọng trường (m/s^2)

K_f : hệ số phụ thuộc vào độ võng của xích, $K_f = 6$ khi bộ truyền nằm ngang, $K_f = 3$ khi góc nghiêng

- Điều kiện cân bằng của đĩa xích:

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

$$F_1 - F_2 = F_t$$

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

- Lực quán tính ly tâm: $F_v = q_m \cdot v^2$

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

- Lực tác dụng lên ổ và trục: $F_r = K_m \cdot F_t$

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)

4.5. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH

Bước 1. Tính toán các hệ số điều kiện sử dụng xích theo công thức:

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

Các hệ số được tính như sau:

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

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

Bảng 4.2. Hệ số K_a

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

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

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

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

Klv: hệ số xét đến chế độ làm việc: làm việc một ca thì Klv=1; làm việc hai ca thì Klv=1,12; làm việc ba ca thì Klv=1,45.

Bước 2. Tính công suất tính toán P_t theo công thức:

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

Trong đó:

P_1 : công suất tính toán (kW)

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

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

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

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

Bảng 4.3. Lựa chọn bước xích pc theo công suất cho phép $[P]$

Bước xích p_c , (mm)	Đường kính chốt d_o , (mm)	Chiều dài ống b_o , (mm)	Công suất cho phép $[P]$ khi số vòng quay của đĩa nhỏ n_{01} , (vg/ph)							
			50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7	3,66	5,80	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06	2,42	2,72	
12,7	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	3,20
12,7	4,45	10,11	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	5,95
15,875	5,08	11,30	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	7,55
15,875	5,08	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	9,65
19,05	5,96	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9	12,7
25,4	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3	19,3
31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,0	43,8
38,1	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	99,2	10,8	
44,45	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	88,3	101			
50,8	14,29	45,21	22,9	68,1	110	138	157			

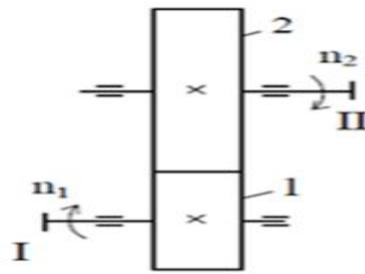
CHƯƠNG 5. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

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.

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

5.1.3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

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. 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.

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.

$m = t/\pi$ 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

Bảng 5.1. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng

Tên gọi	Ký hiệu	Công thức tính
Mô đun	m	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)	$u = \mp \frac{n_1}{n_2} = \mp \frac{Z_2}{Z_1}$
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	$a_w = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m.(Z_2 \pm Z_1)}{2}$

Ví dụ 1: Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng c môđun $m=10\text{mm}$, số răng $Z_1=18$ và $Z_2=47$. Các bánh răng không dịch chỉnh. Tính các kích thước bộ truyền trong trường hợp các bánh răng ăn khớp trong và ngoài.

Bài giải:

1) Trường hợp ăn khớp ngoài

- Đường kính vòng chia bánh dẫn: $d_1=m.Z_1=10.18=180\text{ mm}$
- Đường kính vòng đỉnh bánh dẫn: $d_{a1}=m.(Z_1+2)=10.(18+2)=200\text{ mm}$
- Đường kính vòng đáy bánh dẫn: $d_{f1}=m.(Z_1-2,5)=10.(18-2,5)=155\text{ mm}$
- Đường kính vòng chia bánh bị dẫn: $d_2=m.Z_2=10.47=470\text{ mm}$
- Đường kính vòng đỉnh bánh bị dẫn: $d_{a2}=m.(Z_2+2)=10.(47+2)=490\text{ mm}$
- Đường kính vòng đáy bánh bị dẫn: $d_{f2}=m.(Z_2-2,5)=10.(47-2,5)=445\text{ mm}$
- Khoảng cách trục:

$$a = \frac{m.(Z_2 + Z_1)}{2} = \frac{10.(47 + 18)}{2} = 325\text{mm}$$

2) Trường hợp ăn khớp trong

Các thông số tương tự ăn khớp ngoài, ngoài trừ d_{a2} , a_w và d_{f2} .

- Đường kính vòng đỉnh bánh bị dẫn: $d_{e2} = m \cdot (Z_1 - 2) = 10 \cdot (47 - 2) = 450 \text{ mm}$

- Khoảng cách trục:

$$a_w = \frac{m \cdot (Z_2 - Z_1)}{2} = \frac{10 \cdot (47 - 18)}{2} = 145 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng đáy bánh bị dẫn:

$$d_{f2} = 2 \cdot a_w - d_{a1} + 0,5m = 2 \cdot 145 + 200 + 0,5 \cdot 10 = 495 \text{ mm}$$

5.3.2. 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).

Tên gọi	Ký hiệu	Công thức tính
Mô đun	m	Theo tiêu chuẩn TCVN 2257-77
Tỉ số truyền	$u \text{ (i)}$	$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$
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	$h_f = 1,25 \cdot m_n$
Chiều cao răng	h	$h = h_a + h_f = 2,25 \cdot m$
Đường kính vòng đỉnh	d_a	$d_a = d + 2m_n$
Đường kính vòng chân	d_f	$d_f = d - 2,5 \cdot m_n$
Bước răng	t	$t = \pi \cdot m$
Khoảng cách tâm của hai bánh răng ăn khớp (dấu +: ăn khớp ngoài; dấu -: ăn khớp trong)	a_w	$a_w = \frac{m_t (Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{m_n (Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta}$

Ví dụ 2: Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng có khoảng cách trục $a_w = 710 \text{ mm}$, số răng $Z_1 = 24$ và $Z_2 = 151$. Các bánh răng không dịch chỉnh. Chọn góc nghiêng răng β , mô đun pháp m_n .

Bài giải:

Giữa khoảng cách trục a_w , góc nghiêng răng β và mô đun pháp m_n có sự liên hệ sau

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

Từ đây ta suy ra:

$$\cos \beta = \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot a_w} = \frac{m_n \cdot (151 + 24)}{2 \cdot 710}$$

Mặt khác đối với bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng ta có $20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ$
do đó: $\cos 8^\circ \geq \cos \beta \geq \cos 20^\circ$

cho nên:

$$\begin{aligned} \cos 8^\circ &\geq \frac{m_n \cdot (151 + 24)}{2 \cdot 710} \geq \cos 20^\circ \\ \rightarrow \frac{2 \cdot 710 \cdot \cos 8^\circ}{151 + 24} &\geq m_n \geq \frac{2 \cdot 710 \cdot \cos 20^\circ}{151 + 24} \\ \Rightarrow 8,04 &\geq m_n \geq 7,62 \end{aligned}$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn $m_n = 8 \text{ mm}$

Theo giá trị $m_n = 8 \text{ mm}$ ta tính được $\beta = 9,62^\circ$

5. 4. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

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

2. Lực vòng F_t

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

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

3. Lực hướng tâm F_r

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

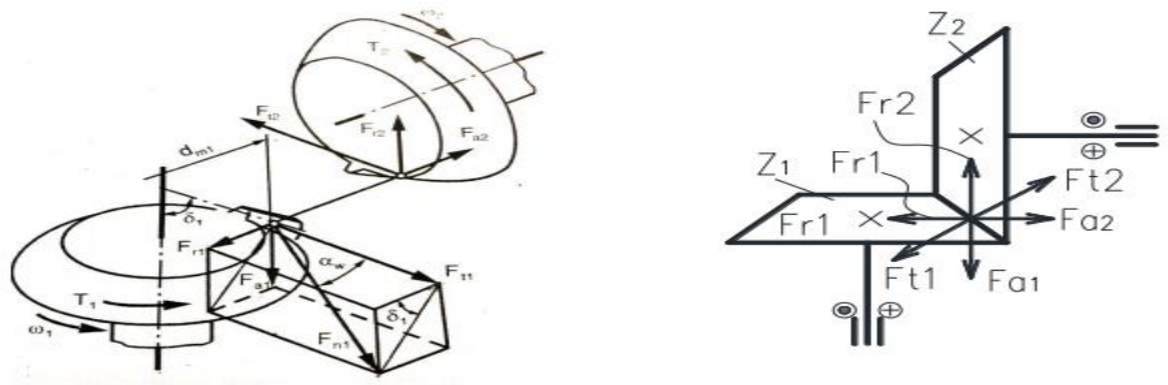
- Giá trị: $F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$

4. Lực hướng tâm F_{a1}

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều hướng vào mặt răng làm việc
- Giá trị: $F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta$

5.4.3. 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:



Hình 5.20. Lực trong bộ truyền bánh răng côn răng thẳng

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

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 trục II.

- 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 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 6.1. Hộp giảm tốc trục vít

Hình 6.2. Trục vít

6.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT AC SIMÉT

- 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;

6.4.1. Lực tác dụng

1. Lực vòng Ft: Ft1 tác dụng lên trục dẫn I, lực Ft2 tác dụng lên trục II.

- **Điểm đặt:** vị trí ăn khớp

- **Phương, chiều:** Phương của Ft1 tiếp tuyến với vòng lăn trục vít, phương của Ft2 tiếp tuyến với vòng lăn của bánh vít. Chiều của Ft1 ngược với chiều quay n_1 , chiều của Ft2 cùng với chiều quay n_2 .

- **Giá trị** của Ft1 và Ft2

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

2. Lực hướng tâm Fr:

- **Điểm đặt:** vị trí ăn khớp

- **Phương, chiều:** Fr1 tác dụng lên trục I, vuông góc với trục I và hướng về phía trục I.

Lực hướng tâm Fr2 vuông góc với trục II và hướng về phía trục II.

- **Giá trị:** $Fr1 = Fr2 = Ft2 \cdot \tan \alpha / \cos \lambda$

3. Lực dọc trục Fa

- **Điểm đặt:** vị trí ăn khớp

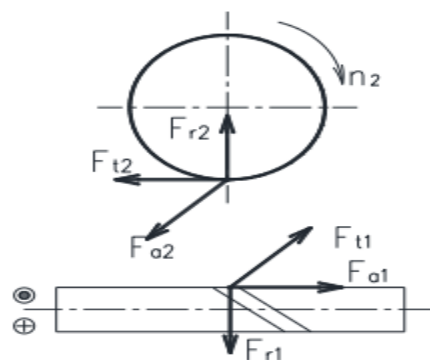
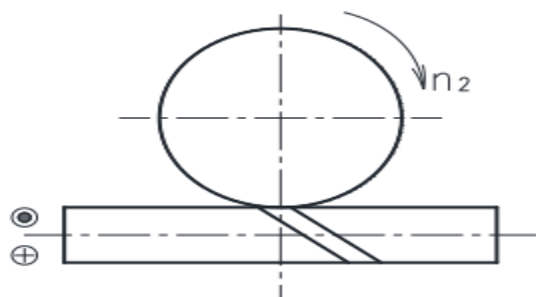
- **Phương, chiều:** Fa1 tác dụng lên trục I, song song với trục I. Lực dọc trục Fa2 song song với trục II. Chiều của lực Fa1, Fa2 phụ thuộc vào chiều quay và chiều nghiêng của đường ren. Giá trị của lực dọc trục:

- 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.



PHẦN BÀI THI

ĐỀ 4

BÀI 1.(3,0 điểm)

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1 = 6 \text{ kW}$; số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 960 \text{ vòng/phút}$; tỷ số truyền $u = 3$; đường kính bánh dẫn $d_1 = 150 \text{ mm}$, lực căng ban đầu $F_0 = 800 \text{ N}$ và khoảng cách trục $a = 1800 \text{ mm}$. Bỏ qua hiện tượng trượt trơn và lực căng phụ F_v . Hãy xác định:

- 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 trụ F_r . (0,75đ)
- Hệ số ma sát f tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt trơn (0,5đ)
- Nếu thay đai dẹt bằng đai thang, xác định chiều dài dây đai L theo tiêu chuẩn và tính lại khoảng cách trục chính xác? (1,0 đ)

Bài Làm

- Đường kính bánh bị dẫn d_2

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

$$\Rightarrow 3 = \frac{d_2}{150}$$

$$\Rightarrow d_2 = 450 \text{ (mm)}$$

Góc ôm đai:

$$\begin{aligned}\alpha &= 180 - 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} \\ &= 180 - 57 \cdot \frac{450 - 150}{1800} \\ &= 170,5^\circ\end{aligned}$$

Chiều dài thực tế của dây đai

$$\begin{aligned}L_{tt} &= 2.a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4.a} \\ &= 2.1800 + \frac{\pi}{2} \cdot (150 + 450) + \frac{(450 - 150)^2}{4.1800} \\ &= 4554,97 \text{ (mm)}\end{aligned}$$

Chiều dài cần thiết của dây đai

$$\begin{aligned}L &= L_{tt} + (100 \rightarrow 400) \\ &= 4554,97 + (100 \rightarrow 400) \\ &= 4654,97 \rightarrow 4954,97\end{aligned}$$

Chọn $L = 5000 \text{ mm}$

b) vận tốc v_1

$$\begin{aligned}v &= \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} \\ &= \frac{\pi \cdot 150 \cdot 960}{60000} \\ &= 7,53 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Lực vòng F_t

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

$$= \frac{1000 \cdot 6}{7,53}$$

$$= 796,8 \text{ N}$$

Lực tác dụng lên ổ trục F_r

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

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

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

c) hệ số ma sát để không xảy ra hiện tượng trượt trơn :

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

$$F_0 \geq \frac{F_t}{2} \cdot \frac{ef^{\alpha_1} + 1}{ef^{\alpha_1} - 1} + F_v \quad (1)$$

Với $F_v = 0$ thì

$$(1) \Rightarrow F_0 \geq \frac{F_t}{2} \cdot \frac{ef^{\alpha_1} + 1}{ef^{\alpha_1} - 1}$$

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

$$\Leftrightarrow f = 11,49$$

Vậy hệ số ma sát nhỏ nhất để không xảy ra hiện tượng trượt trơn là $F_{\min} = 11,49$

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 $p=19,05 \text{ mm}$; 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 đĩa xích dẫn

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = 3 = \frac{Z_2}{23} \Rightarrow Z_2 = 69 \text{ răng}$$

Đường kính vòng chia xích dẫn

$$d_1 = \frac{p.c.Z_1}{\pi} = \frac{19,05.23}{\pi} = 139,4 \text{ mm}$$

Đường kính vòng chia xích bị dẫn

$$d_2 = \frac{p.c.Z_2}{\pi} = \frac{19,05.69}{\pi} = 418,4 \text{ mm}$$

Số mắt xích x

$$\begin{aligned} X &= \frac{2.a}{p.c} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2.\pi} \right)^2 \cdot \frac{p.c}{a} \\ &= \frac{2.800}{19,05} + \frac{23 + 69}{2} + \left(\frac{69 - 23}{2.\pi} \right)^2 \cdot \frac{19,05}{800} \\ &= 131,26 \text{ mm} \end{aligned}$$

b) Vận tốc v₁

$$\begin{aligned} v_1 &= \frac{p.c.Z_1.n_1}{60000} \\ &= \frac{19,05.23.450}{60000} \\ &= 3,28 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Lực vòng F_t

$$F_t = \frac{1000 \cdot p}{v} = \frac{1000 \cdot 10}{3,28}$$
$$= 3048,78 \text{ N}$$

Lực tác dụng lên ổ trục

$$F_r = k_m \cdot F_t$$

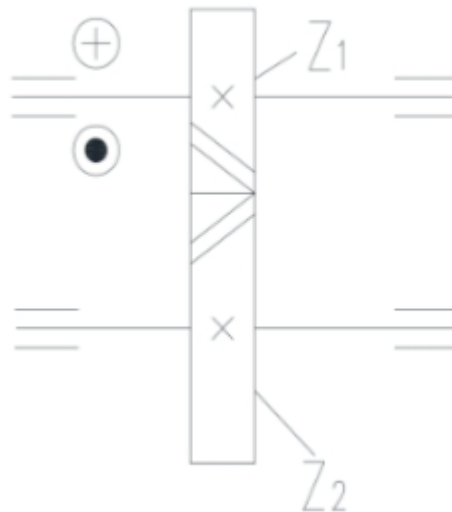
Mà $k_m = 1$: bộ truyền thẳng đứng

$$\Rightarrow F_r = 1 \cdot 3048,78$$
$$= 3048,78 \text{ N}$$

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:

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



Bài làm

a) Khoảng cách trục a_w

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

$$\Leftrightarrow \cos\beta = \frac{4.(Z_1 + 4,5.Z_1)}{2.240} = \frac{Z_1.11}{240} \quad (1)$$

$$\text{Ta có: } 20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ$$

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

Ta thay (1) và (2) vào

$$\Rightarrow \cos 8^\circ \geq \frac{Z_1.11}{240} \geq \cos 20^\circ$$

$$\Rightarrow \frac{\cos 8^\circ . 240}{11} \geq Z_1 \geq \frac{\cos 20^\circ . 240}{11}$$

$$\Rightarrow 21,6 \geq Z_1 \geq 20,5$$

$$\Rightarrow \text{ta chọn } Z_1 = 21 \text{ răng}$$

$$\text{Mà } Z_2 = 4,5.Z_1 = 4,5.21 = 94,5 \text{ răng}$$

Góc nghiêng răng

$$\cos\beta = \frac{mn.(Z_1 + Z_2)}{2.a_w} = \frac{4.(21 + 94,5)}{2.240} = \frac{23}{24}$$

$$\Rightarrow \beta = 16,59^\circ$$

