

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: 28

HVTH: NGUYỄN VĂN DOÃN
Ngành học: CƠ KHÍ CHẾ TẠO
Lớp học: 20C1-CTM1

GVHD: LƯU THỊ YẾN VŨ

Thành phố Hồ Chí Minh – 10/2021

**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: 28**

Ngành học: CƠ KHÍ CHẾ TẠO MÁY

Lớp học: 20 C1-CTM1

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 10/2021

LỜI NÓI ĐẦU

Nguyên lý chi tiết máy môn học kỹ thuật cơ sở. Nội dung kiến thức của nó hỗ trợ cho việc học tập các môn kỹ thuật cơ sở khác và các môn chuyên môn có liên quan..

Môn học có tính chất lý luận tổng quát vừa có tính kết hợp chặt chẽ giữa lý thuyết và thực nghiệm. Trong chuyên môn kỹ thuật, nó được vận dụng để giải nhiều bài toán kỹ thuật. Nguyên lý chi tiết máy sử dụng công cụ toán là chủ yếu và là môn học thuộc các môn học, mô-đun kỹ thuật cơ sở bắt buộc.

Tiểu luận môn học giúp sinh viên có thể hiểu sâu hơn về các bài toán phân tích lực và xác định các phương pháp đưa chi tiết từ kết cấu thực về sơ đồ tính và phân tích được thành các loại biến dạng cơ bản. Sinh viên có thể vẽ các biểu đồ nội lực và xác định được mặt cắt nguy hiểm trên chi tiết, vận dụng các điều kiện bền, điều kiện cứng để giải ba bài toán cơ bản của nguyên lý chi tiết máy. Vận dụng các kiến thức này cho các môn học Đồ án Nguyên lý - chi tiết máy.

Trong phạm vi của môn học, em xin trình bày những nội dung chính và áp dụng các kiến thức này để giải quyết một số bài toán nguyên lý chi tiết máy . Tiểu luận gồm có 3 chương:

Chương 1. Bộ truyền động đai

Chương 2. Bộ truyền động xích

Chương 3. Bộ truyền động bánh răng

Trong quá trình học tập và làm tiểu luận, bản thân em đã cố gắng tìm tòi, nghiên cứu, tham khảo tài liệu để hoàn thành tốt môn học này. Tuy nhiên bản thân không thể tránh khỏi những thiếu sót, kính mong sự giúp đỡ của Thầy, cô để em có thể hoàn thiện hơn.

1.1. Mục tiêu của tiểu luận

Bài tiểu luận này nhằm giải quyết các bài toán cơ bản trong môn nguyên lý chi tiết máy và đây chính là các nội dung chính của tổng môn và là kiến thức liên quan đến Đồ án Nguyên lý chi tiết máy.

MỤC LỤC

Trang

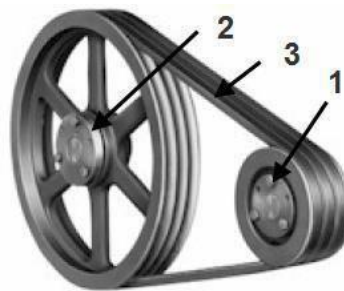
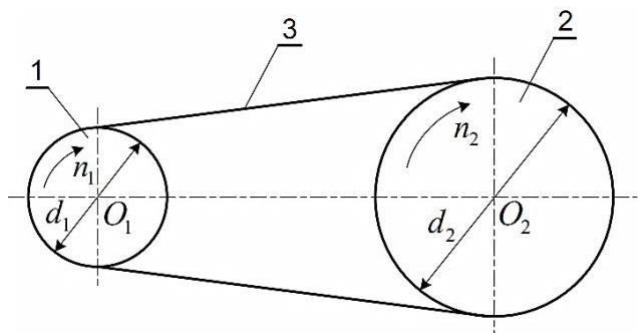
Chương I BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.....	3-18
Chương II BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	19-31
Chương III BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	31-47

CHƯƠNG 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

3.1. KHÁI NIỆM CHUNG

3.1.1. Khái niệm bộ truyền động đai

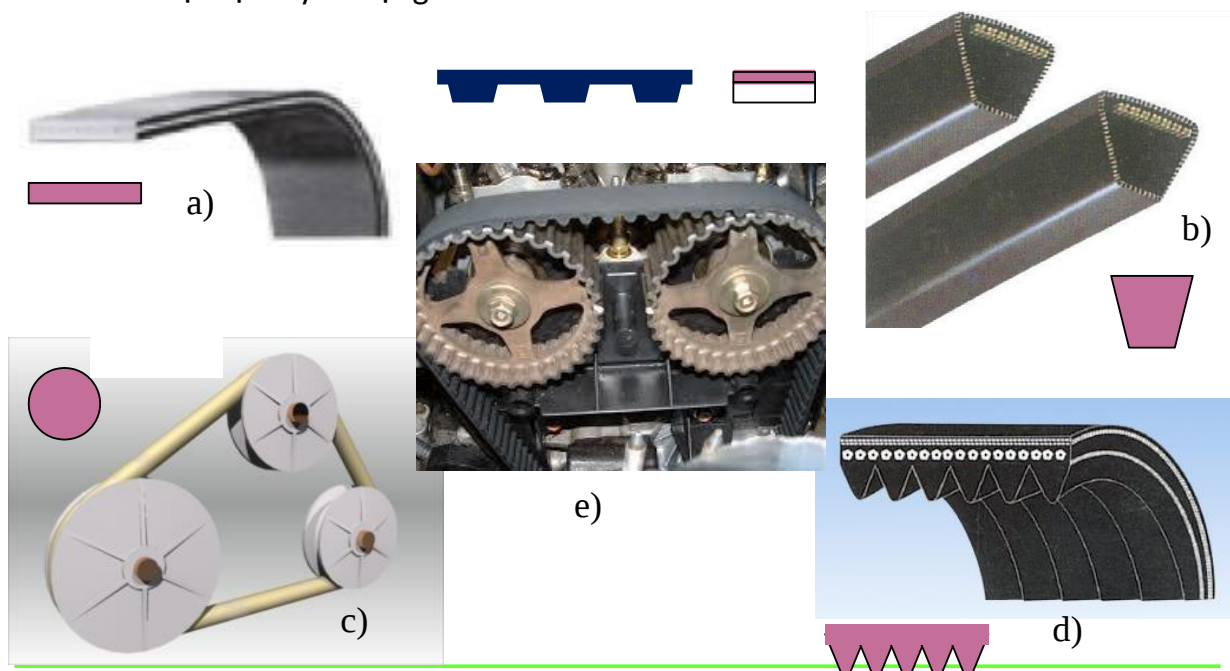
Truyền động đai là truyền động ma sát gián tiếp, truyền chuyển động và cơ năng (tải trọng) nhờ ma sát giữa đai với các bánh đai giữa 2 trục khá xa nhau.



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



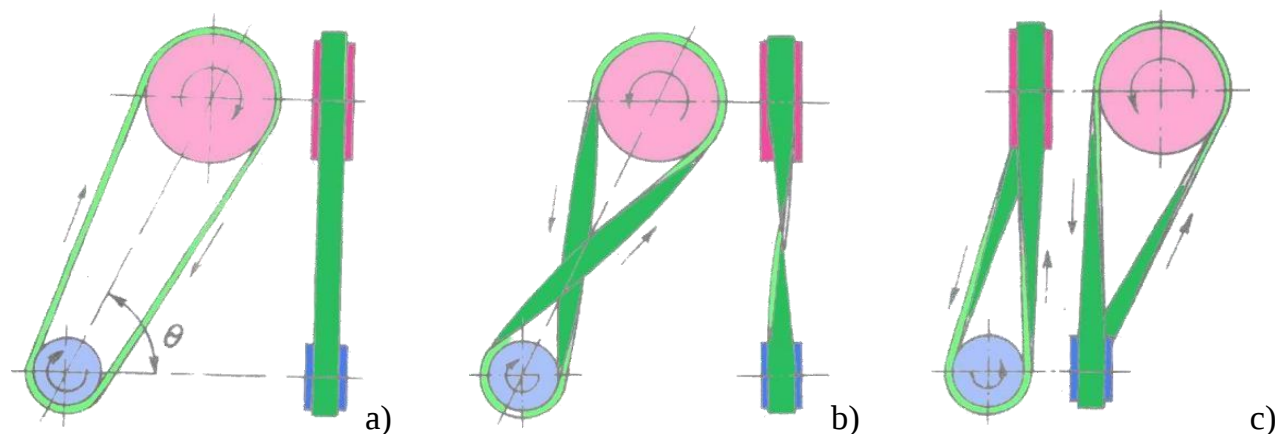
Hình 3.2 Các loại đai

* **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 3.2c).
- + Đai tròn có tiết diện là hình tròn (hình 3.2d).
- + Đai răng có nhiều răng phân bố theo chiều dài, ở mặt trong của đai (hình 3.2e).

* **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).



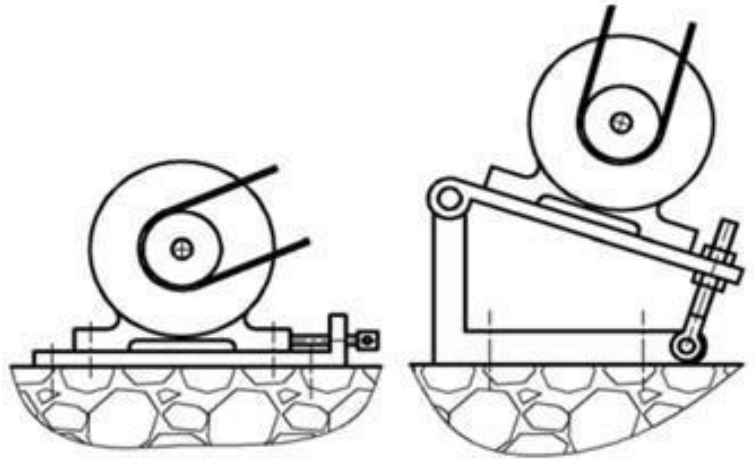
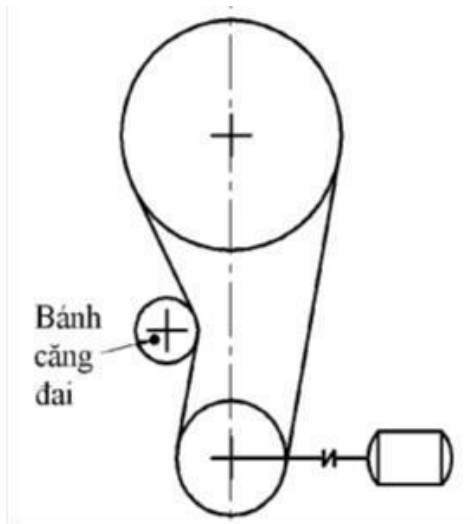
Hình 3.3. Truyền động đai theo vị trí trục

3.1.3 Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai

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

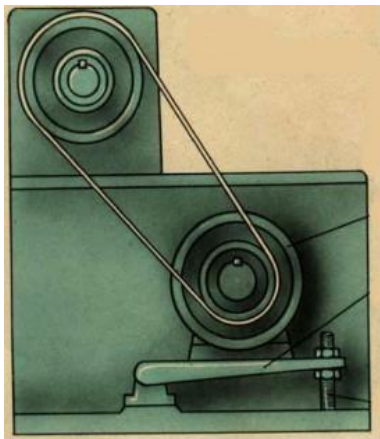
3.1.4. Phương pháp căng đai

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 đai

Hình 3.5. Điều chỉnh căng đai bằng vít căng đai bằng bánh căng



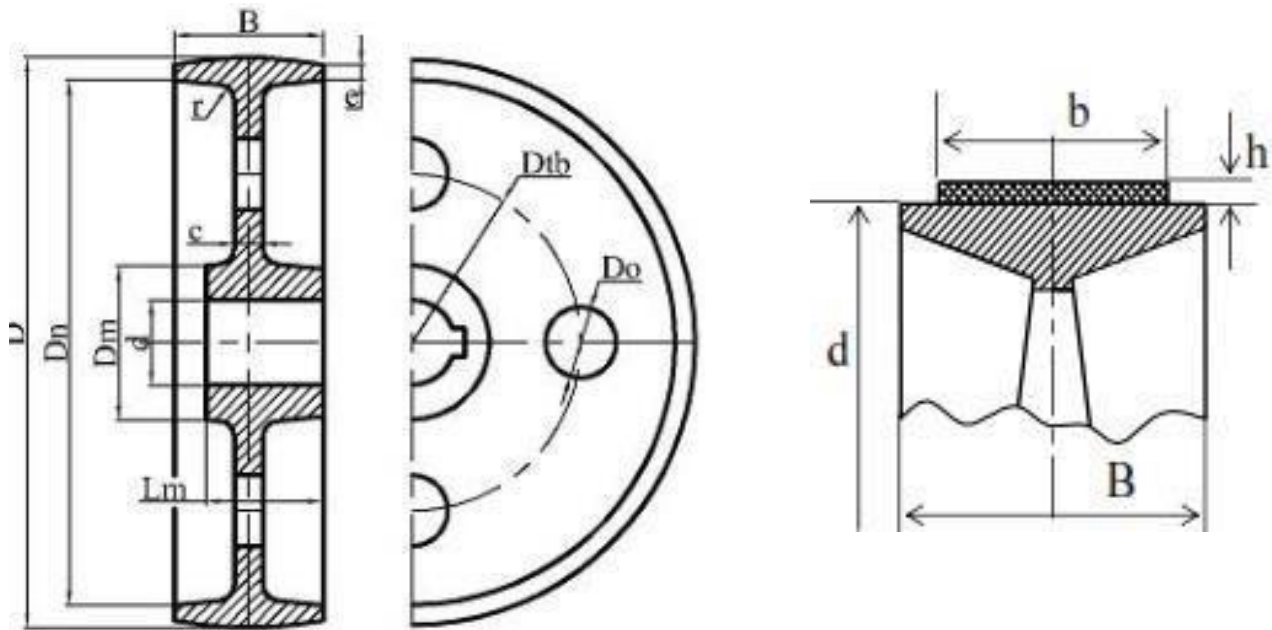
Hình 3.6. Điều chỉnh căng đai nhờ trọng lượng động cơ

3.2. VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI

3.2.1. Vật liệu làm đai

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

3.3.2. Kết cấu bộ truyền động đai dẹt



Hình 3.9. Kết cấu bánh đai dẹt

Đai dẹt, hay còn gọi là đai phẳng, tiết diện đai là hình chữ nhật hẹp, bánh đai hình trụ tròn, đường sinh thẳng hoặc hình tang tròn, bề mặt làm việc là mặt rộng của đai.

Bảng 3.1. Các thông số đai dẹt

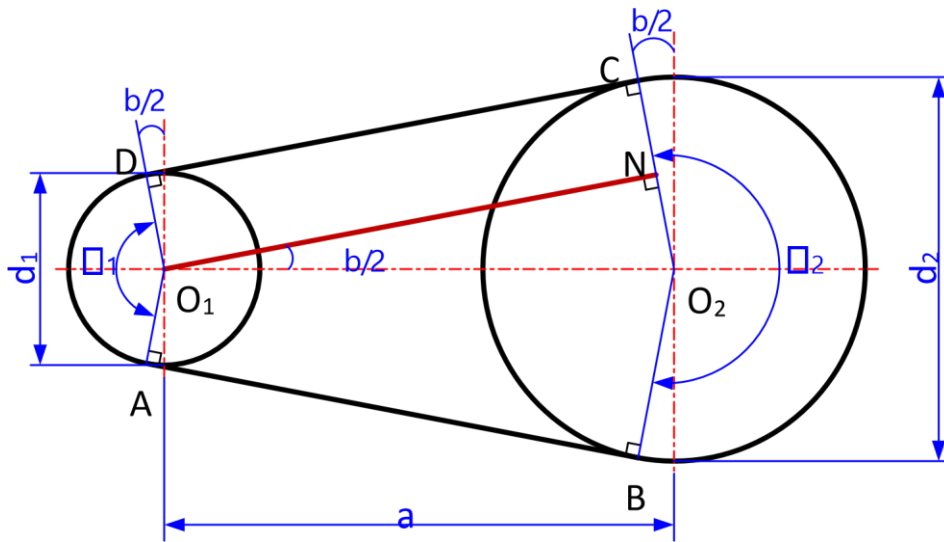
Số lớp vải	Chiều dày đai h, mm		Đường kính nhỏ nhất của bánh đai, mm	
	Không có lớp lót	Có lớp lót	Trị số nên dùng	Trị số cho phép
2	2,5	3	100	80
3	3,75	4,5	160	125
4	5	6	224	180
5	6,25	7,5	280	250

3.2.3. Kết cấu đai thang b: Bề rộng lớn nhất của đai; b_o: Bề rộng của đai tại mặt phẳng trung hòa; y_o: Khoảng cách từ mặt phẳng trung hoà đến mặt trên của đai; h: Chiều cao của đai; γ = 40°: Góc ở đỉnh; L: + **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...

3.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI

- Khoảng cách trục: a (mm)
- Đường kính bánh dẫn và bánh bị dẫn: d₁, d₂ (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: β/2

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



Hình 3.13. Thông số hình học chính của bộ truyền đai

3.3.1. Đường kính bánh đai

- Đường kính sơ bộ bánh đai nhỏ:

$$d_1 = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{P_1/n_1} \quad (3.1) \quad \text{hoặc} \quad d_1 = (5,2 \div 6,4) \sqrt[3]{T_1} \quad (\text{mm}) \quad (3.2)$$

- Đường kính bánh đai lớn: $d_2 = d_1 \times u \times (1 - \xi)$ (3.3)

Trong đó:

P_1 : công suất trên trục dẫn (kW) T_1 : mômen xoắn
trên trục dẫn (Nm) u – tỉ số truyền,

ξ – hệ số trượt (0,01 ÷ 0,05)

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.

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

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 $\cos(\beta/2) \approx 1 - \beta^2/8$

$$\Rightarrow L_{tt} \approx 2 \cdot a + \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} \quad (3.7)$$

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:

$$a = \frac{1}{4} \left\{ L - \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} \right]^2 - 2 \cdot (d_2 - d_1)^2} \right\} \text{ (mm)} \quad (3.8)$$

$$k + \sqrt{k^2 - 8\Delta^2} \quad (3.9)$$

$$\text{Hoặc } a = \frac{\quad}{4} \text{ (mm)}$$

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

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:

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

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

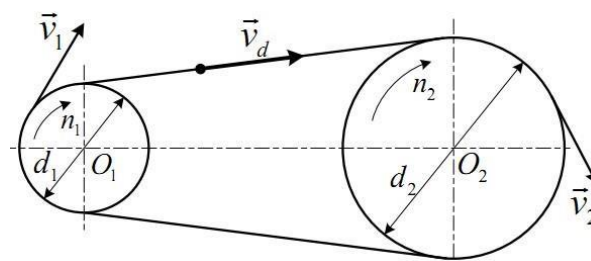
+ Đai vải cao su hoặc vải $\approx 0,01$ +

Đai da $\approx 0,015$

- Vận tốc được xác định theo công

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

$$\pi \cdot d_2 \cdot n_2 \cdot v_2 = \frac{\quad}{60 \cdot 1000}$$



thức:

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:

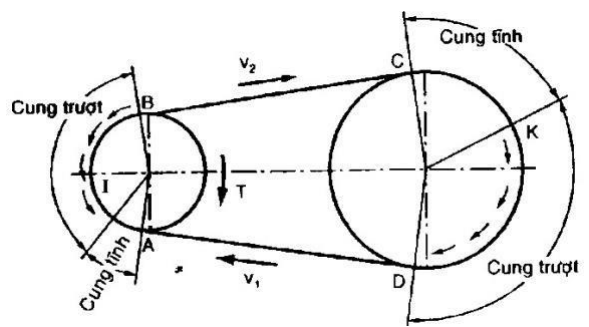
$v_{v_{1d}} > v_{v_{2d}} \rightarrow v_1 > v_2 \rightarrow v_2 = (1 - \xi)v_1$ (3.10)

$\rightarrow d_2 n_2 = (1 - \xi) d_1 n_1 \rightarrow u = n_1 \frac{d_2}{d_1} = d(1 - \xi)$ (3.11)

Nếu đai không bị trượt (lý tưởng):

$v_1 = v_2$
 $v_d = v_2 \rightarrow v_1 = v_2 \rightarrow d_2 n_2 = d_1 n_1 \rightarrow u = n_2 = \frac{d_2}{d_1}$ (3.12)

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

3.4.4. Các dạng hỏng của bộ truyền đai

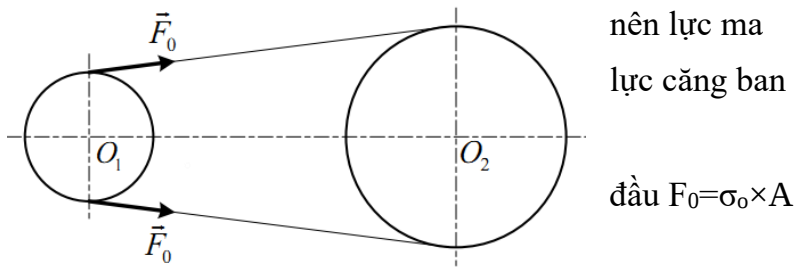
- Đứt đai do mỏi
- Nóng do ma sát
- Hiện tượng trượt tron

5.5. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

5.5.1. Lực vòng

- Khi bộ truyền chưa làm việc, để tạo sát giữa đai và bánh đai, cần phải căng đai với đầu F_0 .
- Khi căng đai xuất hiện lực căng ban đầu $F_0 = \sigma_0 \times A$ (A: diện tích mặt cắt ngang của dây đai)

Đai dẹt: $\sigma_0 \leq 1,8 \text{ MPa}$



Hình 3.18. Lực căng ban đầu khi bộ

Đai thang: $\sigma_0 \leq 1,5 \text{ MPa}$

truyền chưa làm việc

Ta có lực vòng

$$F_t = F_1 - F_2 = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} - \frac{1000 \cdot P}{v} = \quad (3.13)$$

Trong đó: F_t : lực vòng có ích (N) P : công suất (kW) v : vận tốc vòng của bánh đai (m/s) d_1

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot (F_1 - F_2) \quad (3.14)$$

T_1 : moment xoắn trên trục

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:

$$F_1 + F_2 = 2F_0 \Rightarrow F_1 = F_0 + 0,5F_t \text{ và } F_2 = F_0 - 0,5F_t \quad (3.15)$$

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

$$F_r \approx 2 \cdot F_0 \cdot \sin(\alpha_1/2) \quad (3.16)$$

hoặc $F_r = 3 \cdot F_0 \cdot \sin(\alpha_1/2)$ (khi bộ truyền không có bộ phận căng đai) (3.17) với α_1 : góc ôm trên bánh đai nhỏ.

Công thức Euler khi tính đến lực quán tính ly tâm F

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

F_v là lực căng phụ do lực quán tính ly tâm, có giá trị là $F_v = q_m \times v^2$ (3.18) 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:

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

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

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

Lực trên nhánh dẫn (nhánh căng)

$$F_1 = F_t e^{\frac{f\alpha}{2}} - 1 + F_v$$

Lực trên nhánh bị dẫn (nhánh chùng)

$$F_2 = F_t e^{-\frac{f\alpha}{2}} - 1 + F_v$$

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

$$F_0 \geq \frac{F_t e_{fa} + 1}{2 - 1 - e_{fa}} F_v \quad (3.20)$$

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

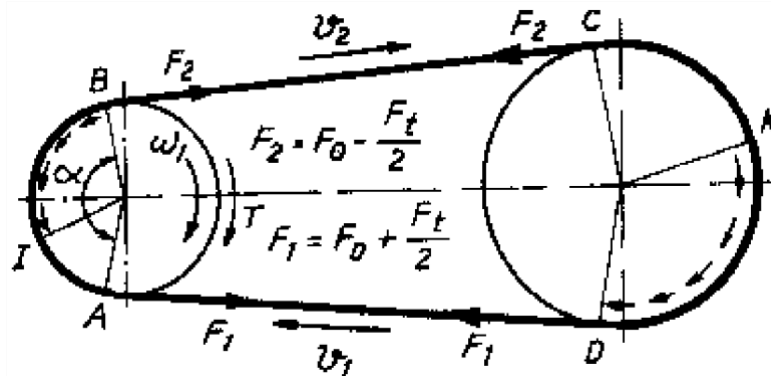
qua lực căng

5.5.2. Moment xoắn trên bánh dẫn

Ta có:

$$T_1 = F_t \cdot \frac{d_1}{2} \quad (3.21)$$

$$T_1 = (F_1 - F_2) \cdot \frac{d_1}{2} \quad (3.22)$$



hoặc:

5.7. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐAI

5.7.1. Trình tự tính toán thiết kế bộ truyền đai đai dẹt

Số liệu ban đầu: công suất ban đầu P_1 (kW), số vòng quay n_1 (vòng/phút) và tỉ số truyền u .

- **Bước 1:** Chọn dạng đai và vật liệu làm đai tùy theo điều kiện làm việc - - **Bước 2:** Xác định

đường kính bánh đai nhỏ theo công thức Savorin:

$$d_1 = (1100 \rightarrow 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} \text{ (mm)} \quad (3.23) \quad P_1:$$

Công suất (kW); n_1 : số vòng quay (vòng/phút) Hoặc:

$$d_1 = (5,2 \rightarrow 6,4) \cdot \sqrt[3]{T_1} \text{ (mm)} \quad (3.24) \quad (d_1 \text{ chọn theo tiêu chuẩn})$$

- **Bước 3:** Tính vận tốc v_1 và kiểm tra xem có phù hợp hay không. Nếu vận tốc quá mức cho phép thì ta thay đổi d_1 ($v \leq 40\text{m/s}$; đai dẹt vật liệu tổng hợp $v_{\max}=8-10\text{m/s}$)

- **Bước 4:** Chọn hệ số trượt ζ , sau đó tính d_2 và chọn d_2 theo tiêu chuẩn như d_1 sau đó tính lại chính xác tỉ số truyền u , sai số tỉ số truyền nhỏ hơn 3%

- **Bước 5:** Xác định khoảng cách trục a theo kết cấu hoặc chiều dài $L_{\min}$ của dây đai

$$L_{\min} = v/(3 \rightarrow 5) \text{ (m) đối với bộ truyền đai dẹt hở}$$

$$L_{\min} = v/(8 \rightarrow 10) \text{ (m) đối với bộ truyền đai có bánh căng đai Sau đó tính lại } a$$

theo công thức L , lưu ý a phải thỏa điều kiện sau: $a \geq 2(d_1 + d_2)$: đối với bộ

truyền đai dẹt hở $a \geq (d_1 + d_2)$: đối với bộ truyền đai có bánh căng đai

- **Bước 6:** Sau khi xác định a , ta tính lại chiều dài tính toán của dây đai L . Ta tăng chiều dài từ $100 \rightarrow 400\text{mm}$ để nói đai.

- **Bước 7:** Kiểm tra số vòng chạy dây i của đai trong vòng 1 giây, nếu không thỏa mãn ta tăng khoảng cách trục a và tính lại L, trong công thức L tính bằng m

$$i = \frac{v}{L} \tag{3.25}$$

- **Bước 8:** Tính lại góc ôm đai α_1 xem thỏa điều kiện không, nếu không thỏa ta tăng a và tính lại L. ($\alpha_1 \geq 150^\circ$ đối với đai vải cao su, $\alpha_1 \geq 120^\circ$ đối với đai sợi tổng hợp) - **Bước 9:** Xác định chiều dày dây đai δ theo công thức: d_1

$$\frac{\delta}{d_1} \geq 20 \quad (\text{đối với đai da})$$

$$\frac{d_1}{\delta} \geq 25 \quad (\text{đối với đai cao su})$$

Sau đó chọn δ theo tiêu chuẩn

- **Bước 10:** Tính các hệ số C_i , bề rộng dây đai b (chọn b theo tiêu chuẩn) - **Bước 11:** Chọn giá trị bề rộng B của bánh đai theo b tiêu chuẩn

b (mm)	10	16	20	25	32	40	50	63	71	80	90
B (mm)	16	20	25	32	40	50	63	71	80	90	100

- **Bước 12:** Xác định lực tác dụng lên trục theo (3.16) hoặc (3.17) với lực căng đai ban đầu theo điều kiện:

$$[\sigma_0] \cdot b \cdot \delta \geq F_0 \geq \frac{F_t \cdot (e_{f\alpha} + 1)}{2 \cdot (e_{f\alpha} + 1)} \tag{3.26}$$

5.7.2. Trình tự tính toán thiết kế bộ truyền đai đai thang

Số liệu ban đầu: công suất ban đầu P_1 (kW), số vòng quay n_1 (vòng/phút) và tỉ số truyền u . -

Bước 1: Chọn tiết diện đai theo công suất P_1 và số vòng quay n_1 theo hình 3.21.

- **Bước 2:** Tính đường kính bánh đai nhỏ d_1 , $d_1 \geq 2 \cdot d_{\min}$, với $d_{\min}$ trong bảng 3.2, sau đó chọn d_1 theo tiêu chuẩn. Tính v_1 để kiểm tra điều kiện vận tốc, nếu $v_1 > 25 \text{ m/s}$ thì chọn d_1 hơn hoặc chọn đai thang hẹp.

- **Bước 3:** Chọn hệ số trượt tương đối ζ và tính d_2 theo công thức (3.11), và chọn theo giá trị tiêu chuẩn, sau đó tính toán lại tỉ số truyền chính xác, sai số tỉ số truyền $< 4\%$.

- **Bước 4:** Xác định khoảng cách trục a. Khoảng cách trục a được cho trước theo kết cấu hoặc chọn sơ bộ theo đường kính d_2 ở bảng 3.3

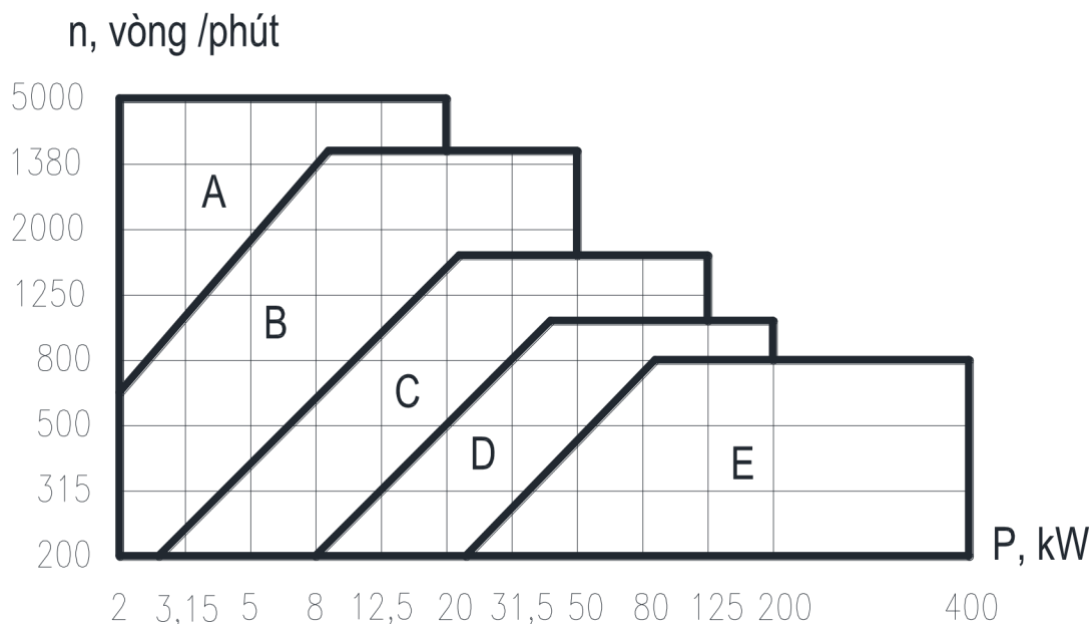
Bảng 3.3. Lựa chọn khoảng cách trục theo tỉ số truyền

u	1	2	3	4	6	≥ 6
a	$1,5 \cdot d_2$	$1,2 \cdot d_2$	d_2	$0,95 \cdot d_2$	$0,9 \cdot d_2$	$0,85 d_2$

Xác định L theo a sơ bộ và chọn L theo tiêu chuẩn, sau đó tính lại khoảng cách trục a chính xác theo (3.8) hoặc (3.9). Sau đó kiểm nghiệm lại điều kiện:

$$2(d_1 + d_2) \geq a \geq 0,55(d_1 + d_2) + h$$

Trong đó h chiều cao mặt cắt ngang dây đai theo bảng 3.2



Hình 3.21. Lựa chọn đai theo công suất và số vòng quay

- **Bước 5:** Tính góc ôm đai α_1 theo khoảng cách trục chính xác vừa tìm, kiểm tra điều kiện trượt trơn xem thỏa hay không, nếu không thỏa tăng khoảng cách trục a . - **Bước 6:** Tính số dây đai z theo công thức (3.27) hoặc (3.31), chọn $6 \geq z$

$$z \geq \frac{1000 \cdot P_1}{[\sigma_t] \cdot v \cdot A_1} = \frac{P_1}{[P]} \quad (3.27)$$

$$[P] = [P_0] \cdot C_0 \cdot C_u \cdot C_L \cdot C_z \cdot C_r \cdot C_v \quad (3.28)$$

$[P_0]$: Công suất có ích cho phép, tính bằng thực nghiệm, dựa theo hình 3.22

C_v : Hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc

$$C_v = 1 - 0,05 \cdot (0,01v^2 - 1) \quad (3.29)$$

C_α : hệ số xét đến ảnh hưởng của góc ôm đai, xác định bằng công thức sau:

$$C_\alpha = 1,24 \cdot (1 - e^{110 \frac{\alpha_1}{180}}) \quad (\alpha_1 \text{ tính bằng độ}) \quad (3.30)$$

C_u : hệ số xét đến ảnh hưởng của tỷ số truyền, bảng 3.4

Bảng 3.4. Hệ số ảnh hưởng của tỷ số truyền

u	1	1,1	1,2	1,4	1,8	$\geq 2,5$
C_u	1	1,04	1,07	1,1	1,12	1,14

C_L : hệ số ảnh hưởng đến chiều dài dây đai L

$$C_L = \sqrt[6]{\frac{L}{L_0}} \quad \text{với } L_0 \text{ là chiều dài thực nghiệm hình 3.22; } L: \text{ chiều dài thực tế (mm)}$$

C_z: Hệ số ảnh hưởng của phân bố không đều tải trọng giữa các dây ở **bảng 3.5**:

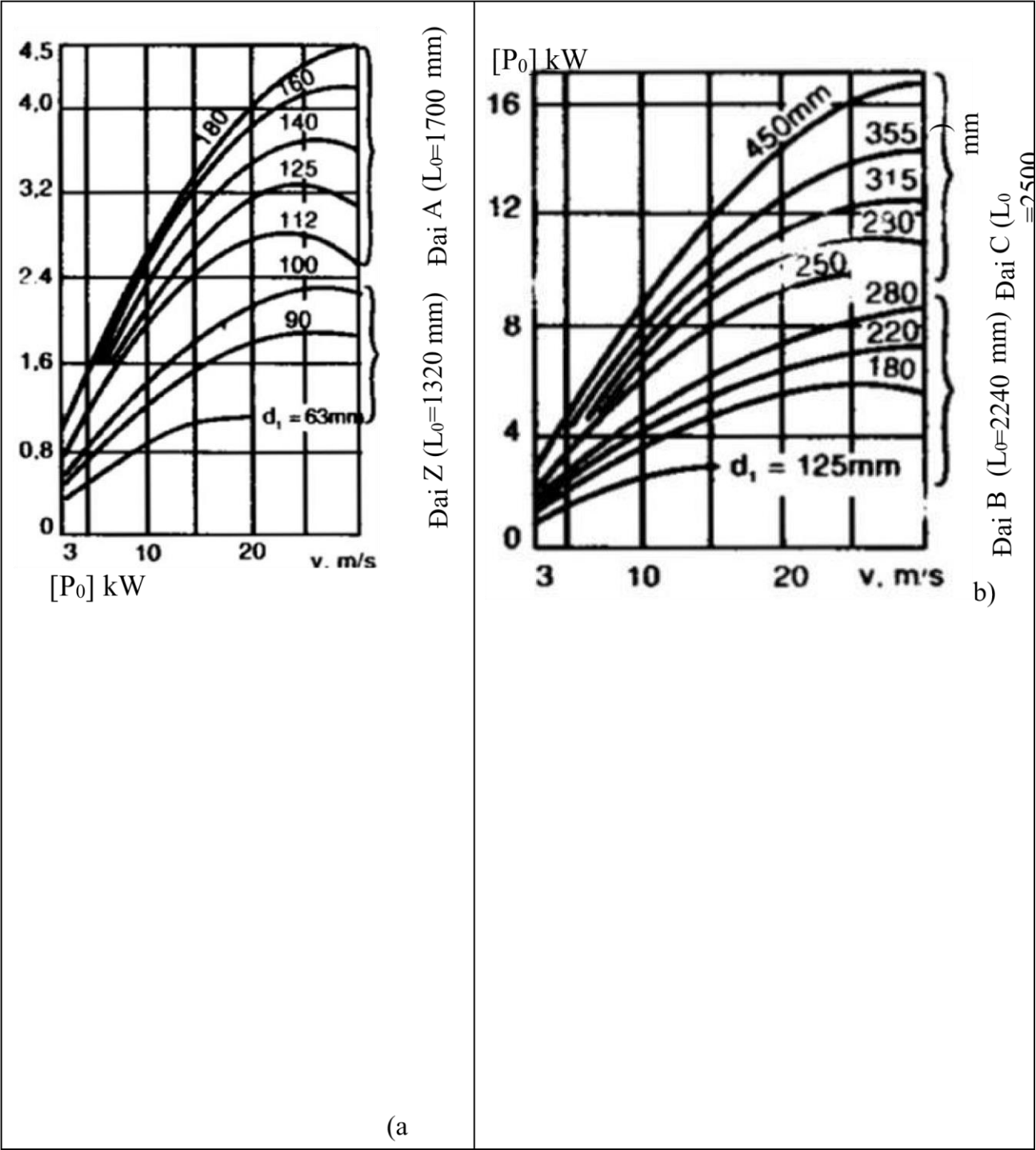
Bảng 3.5. Hệ số ảnh hưởng của phân bố không đều tải trọng giữa các dây

z	2÷3	4÷6	≥6
C _z	0,95	0,9	0,85

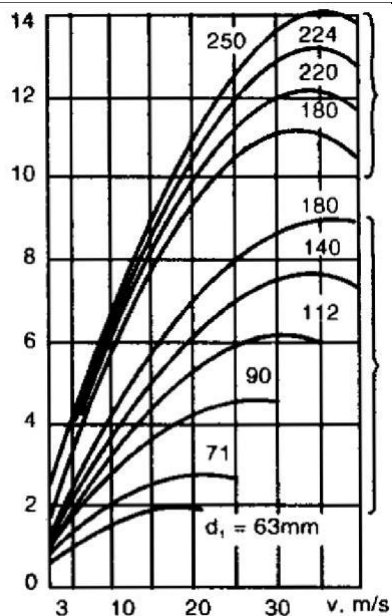
C_r: Hệ số xét đến ảnh hưởng của chế độ tải trọng, **bảng 3.6** **Bảng 3.6. Hệ số xét đến ảnh hưởng của chế độ tải trọng**

Tải trọng	Tĩnh	Dao động nhẹ	Dao động mạnh	Va đập
C _r	1÷0,85	0,9÷0,8	0,8÷0,7	0,7÷0,6

Do đó công thức xác định số đai có dạng:



$[P_0]$ kW



Đai SPA
($L_0=2500\text{mm}$)

c) Đai SPZ ($L_0=1160\text{ mm}$)

Hình 3.22. Công suất có ích cho phép $[P_0]$

- **Bước 7:** Tính chiều rộng bánh đai và đường kính ngoài các bánh đai theo công thức (3.22) và (3.33)

$$\text{Chiều rộng bánh đai: } B = (z - 1)e + 2f \quad (3.32)$$

$$\text{Đường kính ngoài của bánh đai: } d_a = d + 2b \quad (3.33)$$

Trong đó các giá trị tra theo bảng 3.7

Bảng 3.7. Kích thước bánh đai

		Dạng đai					
		Z	A	B	C	D	E
b_p		8,5	11	14	19	27	32
b		2,5	3,3	4,2	5,7	8,1	9,6
h		6	8	10,5	13,5	19	23,5

H, lớn hơn		7	8,7	10,8	14,3	19,9	23,4
e		12	15	19	25,5	37	44,5
f		8	10	12,5	17	24	29
b ₁ khi góc γ	34 ⁰	10	13	16,6	-	-	-
	36 ⁰	10,1	13,1	16,7	22,7	32,3	38,2
	38 ⁰	10,2	13,3	16,9	22,9	32,6	38,6
	40 ⁰	10,2	13,4	17	23,1	32,9	38,9

- **Bước 8:** Tính lực tác dụng lên trục theo công thức (3.16) hoặc (3.17) và xác định lực căng đai ban đầu

theo công thức (3.26)

- **Bước 9:** Tính ứng suất lớn nhất và tuổi thọ dây đai theo (3.33) và (3.34)

Bài 1.

Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{đc}=2880$ vòng/phút. Số răng các bánh răng: $Z_1=25$, $Z_2=60$, $Z_3=20$, $Z_4=60$, $Z_5=20$, $Z_6=70$, tỉ số truyền hai bộ truyền $u_x=2,5$. Xác định:

1. Nguyên lý làm việc của bộ truyền và xác định chiều quay của thùng trộn. (0,75 điểm)
2. Tỉ số truyền chung của hệ thống và số vòng quay thùng trộn (0,75 điểm)
3. Phương và chiều các lực tác dụng lên các bánh răng. (1,0 điểm)

Bài làm:

U_{12} : tỷ số truyền từ trục I-II

$$U_{12} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{60}{25} = 2,4$$

U_{23} : Tỷ số truyền từ trục II-III

$$U_{23} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{60}{20} = 3$$

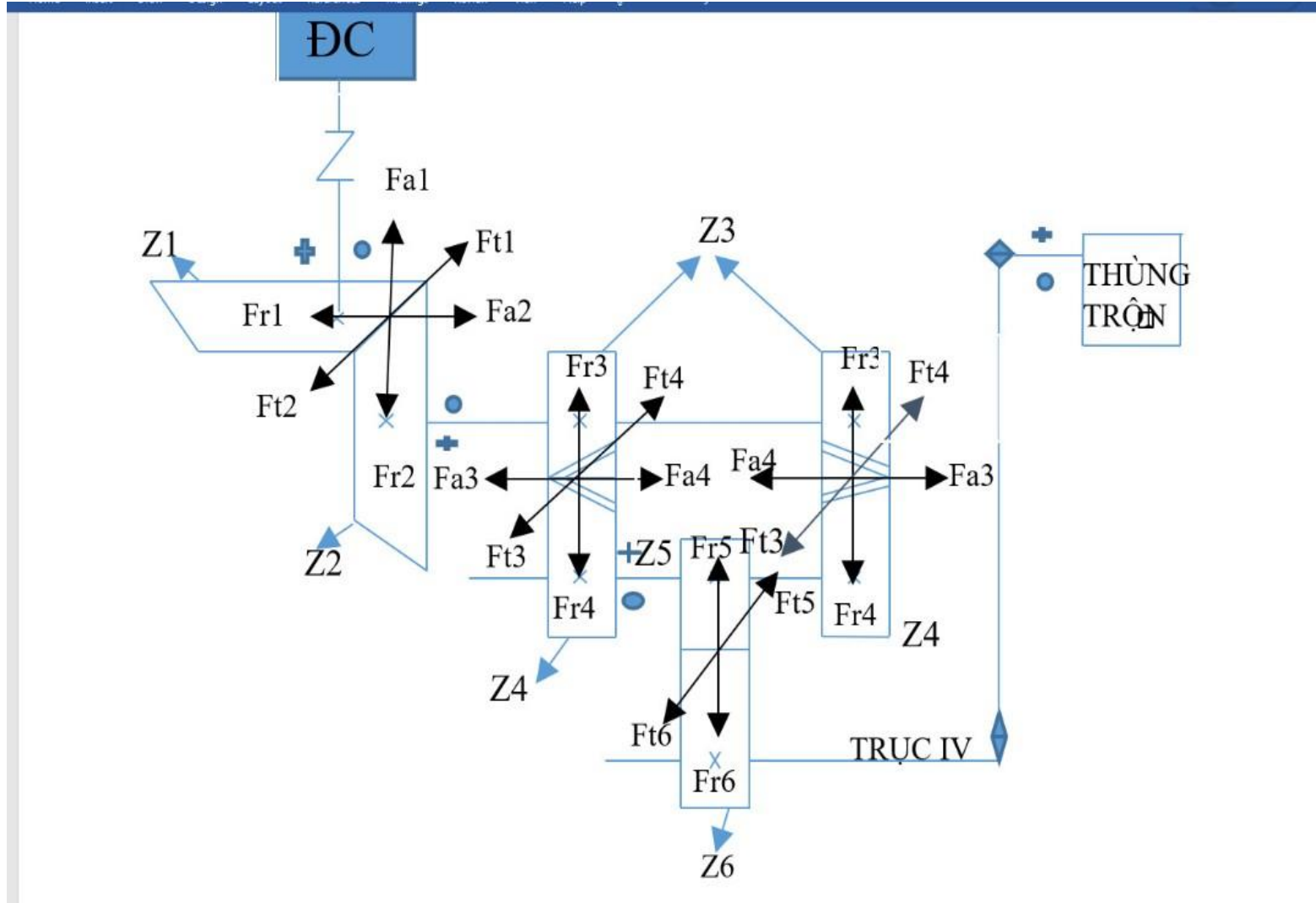
$$U_d = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{70}{20} = 3,5$$

Tỷ số truyền từ động cơ đến thùng trộn

$$U_{đc} = U_{12} \cdot U_{23} \cdot U_d \cdot U_x$$

$$= 2,4 \cdot 3 \cdot 3,5 \cdot 2,5 = 50,4$$

$$\frac{U_{đc}}{U_{ct}} \Rightarrow 50,4 = \frac{2880}{N_{ct}} \Rightarrow N_{ct} = 57,14 \text{ vòng } \frac{\text{phút}}{\text{phút}}$$



CHƯƠNG 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

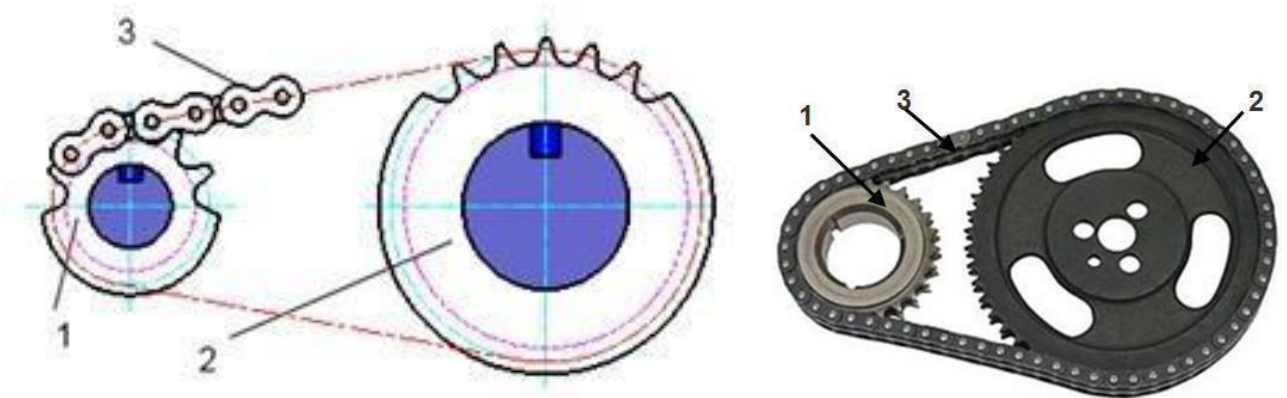
4.1. KHÁI NIỆM CHUNG

4.1.1. Nguyên lí làm việc của truyền động xích

Đĩa xích dẫn quay, răng của đĩa xích đẩy các mắt xích chuyển động theo. Dây xích chuyển động, các mắt xích đẩy răng của đĩa xích bị dẫn chuyển động, đĩa xích 2 quay.

Như vậy chuyển động đã được truyền từ bánh dẫn sang bánh bị dẫn nhờ sự ăn khớp của răng đĩa xích với các mắt xích. Truyền động bằng ăn khớp, nên trong bộ truyền xích hầu như không có hiện tượng trượt. Vận tốc trung bình của bánh bị dẫn và tỉ số truyền trung bình của bộ truyền xích không thay đổi.

1.2. Cấu tạo bộ truyền động xích



Hình 4.1. Bộ truyền xích

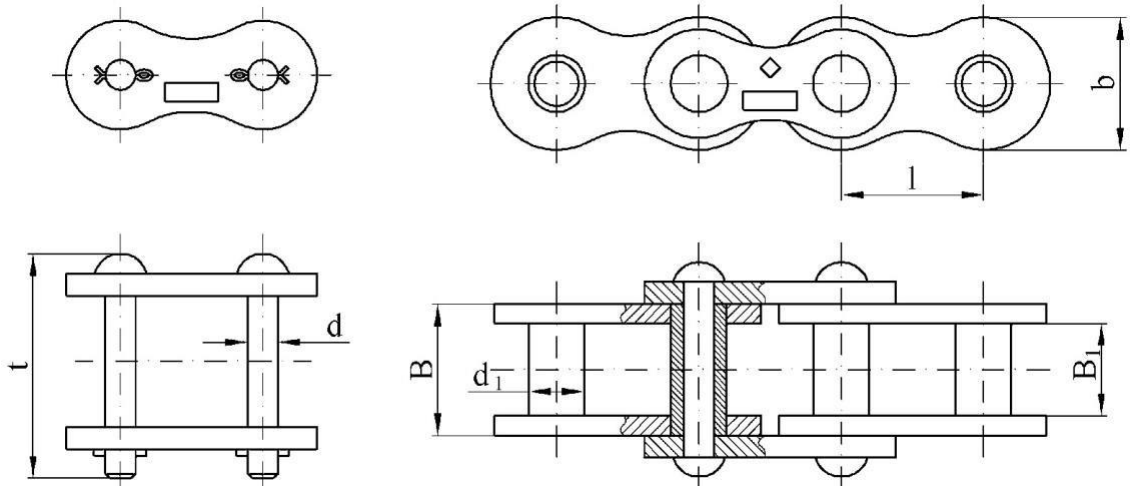
Cấu tạo chính của bộ truyền xích có 3 bộ phận chính: đĩa dẫn 1, đĩa bị dẫn 2 và xích 3 (hình 4.1). Ngoài ra, tùy trường hợp, có thể có thêm bộ phận căng xích, bộ phận bôi trơn, hộp che. Có khi dùng một xích để truyền động từ đĩa dẫn sang nhiều đĩa bị dẫn.

1.3. Phân loại bộ truyền động xích

Tùy theo cấu tạo, xích được chia thành

Xích con lăn, xích ống, xích răng

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 $\eta = 0.96 \div 0.98$.
- 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

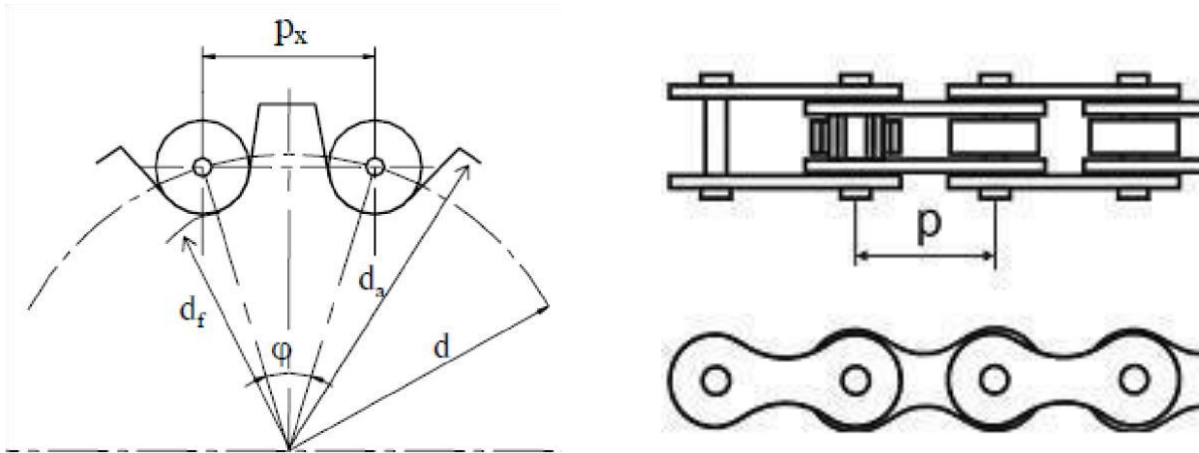
- Dẫn động cho nhiều đĩa xích
- $P \leq 110\text{kW}$, $v \leq 15\text{m/s}$, $n \leq 500v/p$, $u \leq 8$
- Bộ truyền xích được dùng nhiều trong các máy nông nghiệp, máy vận chuyển, và trong tay máy.

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:

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

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.

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

- 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.

4.2.3. Số răng đĩa xích

- Số răng đĩa dẫn Z_1 : tra theo bảng 4.2

Bảng 4.1. Bảng hướng dẫn chọn số răng đĩa xích dẫn Z_1

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 $Z_{1min}=13 \div 15$ khi $v < 2$ m/s.

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

Trong tính toán thiết kế chọn $Z_1 = 29 - 2u$ (4.1)

- Số răng đĩa bị dẫn Z_2 :

Tính theo công thức sau: $Z_2 = u.Z_1 \leq Z_{2max}$ (4.2)

Để tránh tuôn xích: $Z_{2max} \leq 100 \div 120$ đối với xích con lăn, $Z_{2max} \leq 120 \div 140$: đối với xích răng.

Số răng đĩa bị dẫn Z_2 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 $a = (30 \div 50).p_c$ theo khoảng cách trục: (4.3) - Chiều dài xích L

$$L \approx 2.a + \frac{\pi.(d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4.a} + (mm) \quad (4.4)$$

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

$$\rightarrow L \approx 2.a + \frac{p_c}{2}(Z_2 + Z_1) + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2.\pi} \right)^2 \cdot \frac{p_c}{a} (mm) \quad (4.5)$$

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

$$X = \frac{L}{p_c} \approx \frac{2 \cdot a}{p_c} + \frac{1}{2} (Z_2 + Z_1) + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi \cdot a} \right)^2 p_c \quad (4.6)$$

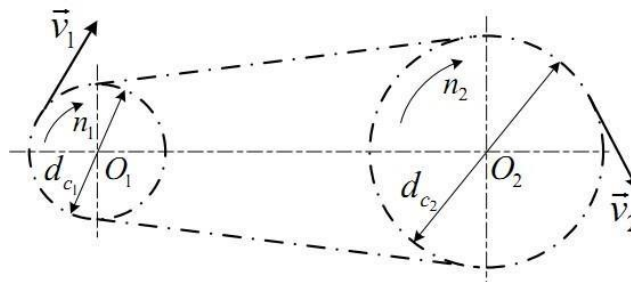
Giá trị X được làm tròn số nguyên và nên chọn số chẵn.

2. Khoảng cách trực chính xác

$a=0,25$.

4.3.1. Vận tốc và tỉ số truyền trung bình - Vận tốc bộ truyền xích:

$$\begin{aligned} v_1 &= \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} \\ &= \frac{p_c \cdot Z_1 \cdot n_1}{60000} \text{ (m/s)} \quad (4.8) \\ v_2 &= \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000} \end{aligned}$$



Hình 4.8. Vận tốc trung bình trong bộ truyền

$$v = \frac{p_c \cdot Z_2 \cdot n_2}{60000} \text{ (m/s)} \quad (4.9) \quad \text{xích}$$

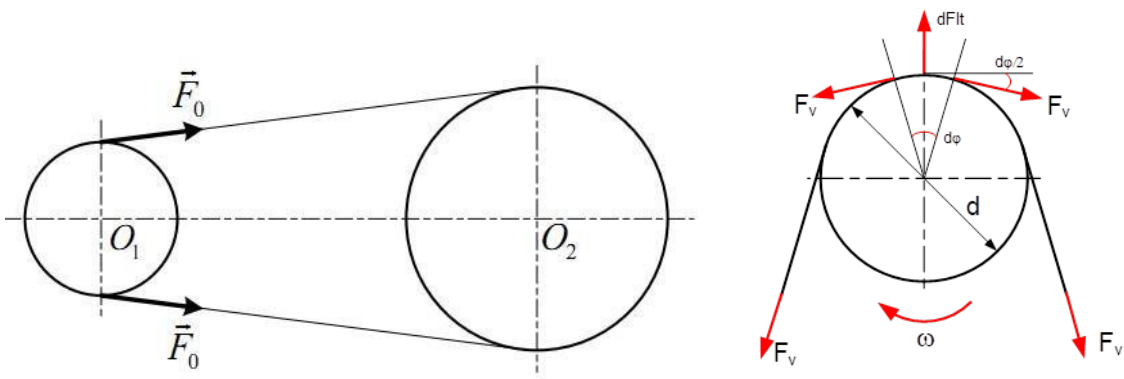
Vận tốc xích càng tăng thì xích càng chóng mòn, tải trọng động và tiếng ồn tăng. Do đó nên chọn $v \leq 15$ m/s

- Tỉ số truyền của bộ truyền xích:

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

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:

$$F_0 = K_f \cdot a \cdot q_m \cdot g \tag{4.10}$$

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/s²)
 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 < 40°, $K_f = 1$ khi bộ truyền thẳng đứng. - Điều kiện cân bằng của đĩa xích:

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

$$F_1 - F_2 = F_t \tag{4.11}$$

4.3.3. Tải trọng động và động năng va đập của bộ truyền động xích

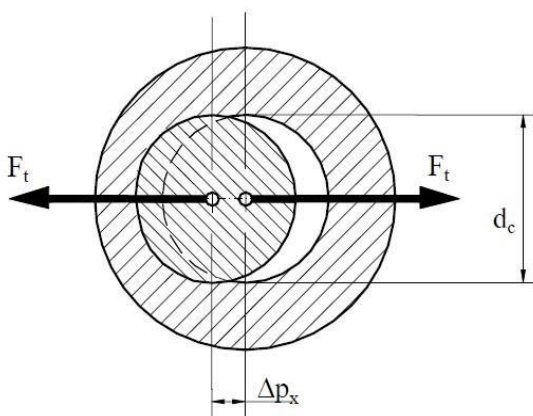
Trong truyền động xích, do vận tốc của xích và đĩa xích bị dẫn thay đổi cho nên sinh ra tải trọng động. Khi xích có khối lượng m chuyển động với vận tốc V_x thay đổi theo thời gian, nghĩa là chuyển động với gia tốc a_x , sinh ra tải trọng động (lực quán tính)

$$F_d = m \cdot a_x = \frac{a \cdot q_m \cdot n_1 \cdot p_c}{18 \cdot 10^7} \text{ (N)} \tag{4.15}$$

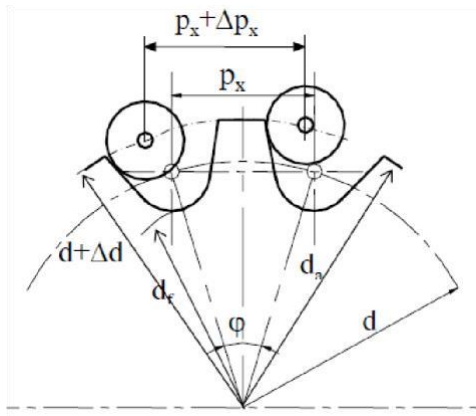
Trong đó m : khối lượng xích (kg) a_x :
Gia tốc xích (m/s) a : khoảng cách trục (mm) p_c : Bước xích (mm)
 n_1 : tốc độ quay của đĩa xích dẫn (vg/ph) q_m : khối lượng 1 mét xích (kg/m)

4.4. CÁC DẠNG HỎNG, VẬT LIỆU VÀ BÔI TRƠN

4.4.1. Các dạng hỏng



Hình 4.7. Xích bị mòn làm tăng bước xích



Hình 4.8. Hiện tượng xích bị tuột 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 (Hình 4.7)

4.5. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH

Thông số đầu vào: công suất P_1 , kW; số vòng quay n_1 , vg/ph; tỷ số truyền u .

Bước 1. Chọn loại xích phụ thuộc vào công suất truyền, vận tốc và điều kiện làm việc.

Bước 2. Chọn số răng sơ bộ của đĩa xích dẫn theo công thức $Z_1 = 29 - 2 \times u$. Nên chọn số răng đĩa xích là số lẻ để xích mòn đều.

Bước 3. Tính số răng đĩa xích lớn theo công thức

$Z_2 = u \times Z_1$ với điều kiện $Z_2 \leq Z_{2max}$

→ Xác định lại chính xác tỷ số truyền bộ truyền xích, sai số tỉ số truyền $\leq 3\%$ **Bước 4. 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 trực 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 trực 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 $K_r=1,8$.

K_{lv} : hệ số xét đến chế độ làm việc: làm việc một ca thì $K_{lv}=1$; làm việc hai ca thì $K_{lv}=1,12$; làm việc ba ca thì $K_{lv}=1,45$.

Bước 5. 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 p_c (tra **bảng 4.3**)

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

$$K_n = \frac{n_{01}}{n_1} \text{ (hệ số số vòng quay, giá trị } n_{01} \text{ tra } \textbf{bảng 4.3})$$

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

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

Với giá trị P_t vừa xác định, theo bảng 4.4 ta chọn bước xích p_c theo cột giá trị n_{01} khi tính hệ số K_n .

Bước 6. Kiểm tra số vòng quay tới hạn (bảng 4.4)

Nếu không thỏa thì ta tăng số dây xích và tính toán lại hoặc thay đổi loại xích.

Bảng 4.4. Giá trị giới hạn bước xích p_c theo số vòng quay n_1

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 4,45	5,80 8,90	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06			
12,7	4,45	10,11	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	2,42	2,72	
12,7	5,08	11,30	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	4,52	5,06	3,20
15,875	5,08 5,96	13,28	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	5,74	6,43	5,95
15,875	7,95	17,75	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	7,34	8,22	7,55
19,05	9,55	22,61	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	9,63	10,8	9,65
25,4	11,12	27,46	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	15,3	16,9	12,7
31,75	12,72	35,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	34,7	38,3	19,3
38,1	14,29	37,19	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	54,9	60,0	43,8
44,45		45,21	14,7	43,7	70,6	88,3	101	99,2	10,8	
50,8			22,9	68,1	110	138	157			
Số vòng quay, (vg/ph)										
- Xích con lăn $Z_1 \geq 15$				1250	1000	900	800	630	500	400
- Xích răng $Z_1 \geq 17$				3300	2650	2200	1650	1320		300
Bước xích $[p_c]_{\max}$ cho phép, (mm)				12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45
										50,8

Bước 7. Xác định vận tốc trung bình v của xích - Vận tốc v :

$n_1 \cdot p_c \cdot Z_1$

$v_1 = \quad \quad \quad$ (m/s)

60000

- Lực vòng có ích:

$1000 \times P$

$F_t = \frac{\quad}{v}$ (N)

Bước 8. Tính toán kiểm nghiệm bước xích

$$p_c \geq 2,82 \times \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K}{Z_1 \cdot [p_0] \cdot K_x}} = \frac{600 \times Z_1 \cdot [p_0] \cdot K_x}{n_1} \cdot K$$

với $[p_0]$ tra từ **bảng 4.5**, nếu không thỏa thì tăng bước xích và tiến hành tính toán lại.

Bảng 4.5. Áp

suất cho phép $[p_0]$

- Chiều dài xích: $L = X \cdot p_c$

Bước xích p_c (mm)	Áp suất cho phép trong bản lề xích $[p_0]$ (MPa) khi số vòng quay bánh xích nhỏ n_1 (vg/ph)								
	≤ 50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000
12,7÷15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5 15	16
19,05÷25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5		
31,75÷38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15		
44,45÷50,8	35		21	17,5	15				

Bước 9. Xác định số mắt xích X

- Chọn khoảng cách trục sơ bộ từ $a = (30 \div 50) \cdot p_c$ - Xác định số mắt xích X theo công thức:

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

(nên chọn số mắt xích là số chẵn)

- Sau khi chọn số mắt xích, phải tính lại khoảng cách trục a theo công thức:

$$a = 0,25 \times p_c \times \left[X - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left(X - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \times \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \times \pi} \right)^2} \right]$$

Và để bộ truyền làm việc bình thường nên giảm a một đoạn $(0,002 \div 0,004)a$.

Bước 10. Kiểm tra xích theo hệ số an toàn

$$s = \frac{Q}{[s]} \leq [s]$$

$F_1 + F_v + F_0$ với $[s]$ tra **bảng 4.6** và Q tra **bảng 4.7**

Bảng 4.6. Hệ số an toàn cho phép $[s]$

Số vòng quay n , (vg/ph)	Bước xích p_c (mm)					
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1

49,94	7,1	7,2	7,2	7,3	7,4	7,5
99,89	7,3	7,4	7,5	7,6	7,8	8,0
299,85	7,9	8,2	8,4	8,9	9,4	9,8
499,40 749,62	8,5 9,3	8,9	9,4	10,2	11,8	12,5
998,86	10,0	10,0	10,7	12,0	13,0	14,0
		19,8	11,7	13,1	15,0	

Bảng 4.7. Thông số xích con lăn 1 dãy

Kích thước, (mm)		Diện tích bản lề A, (mm ²)	Tải trọng phá hủy Q, (kN)	Khối lượng 1m xích q _m (kg)
d	h			
10,16	14,8	71	22,7 29,5 50,0	0,9
11,91	18,2	105		1,6
15,88	24,2	180		2,6

$F_1=F_t F_v=q_m.v^2$ với q_m tra **bảng**

4.7

$F_0=K_f.a.q_m.g$

K_f : hệ số phụ thuộc vào độ võng của xích. $K_f=6$ khi xích nằm ngang; $K_f=3$ khi góc nghiêng giữa đường tâm trục và phương nằm ngang nhỏ hơn 40°; $K_f=1$ khi xích thẳng đứng. Và kiểm tra số lần va đập của xích trong một giây theo công thức:

Bảng 4.7. Số lần va đập cho phép của xích [i] trong một giây

Dạng xích	Bước xích p _c , (mm)							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Xích con lăn	40	30	25	20	16	14	12	10
Xích răng	60	50	40	25	20			

Bước 11. Tính lực tác dụng lên trục theo công thức: - Lực tác dụng lên

trục: $F_r = K_m F_t$

K_m : hệ số trọng lượng xích

$K_m=1,15$ khi xích nằm ngang hoặc khi góc nghiêng giữa đường nối tâm hai trục và phương nằm ngang nhỏ hơn 40°

$K_m=1$ khi góc nghiêng đường nối tâm hai trục từ 40° đến vị trí thẳng đứng. - Xác định các kích thước bộ truyền:

Thông số hình học		Công thức
Đường kính vòng chia	Bánh dẫn	$d_1 = \frac{p_c \times Z_1}{\pi}$
	Bánh bị dẫn	$d_2 = \frac{p_c \times Z_2}{\pi}$
Đường kính vòng đỉnh	Bánh dẫn	$d_{a1} = p_c \times [0,5 + \cotg(\pi / Z_1)]$
	Bánh bị dẫn	$d_{a2} = p_c \times [0,5 + \cotg(\pi / Z_2)]$

Bài 3.

Bộ truyền xích ống con lăn truyền công suất $P_1=8kW$ có các thông số sau số răng đĩa xích dẫn $Z_1=25$ răng; tỉ số quay bánh dẫn $n_1=300$ vòng/phút. Bộ truyền đặt nằm ngang; làm việc êm; khoảng cách trục $a=35.p_c$; bôi trơn định kỳ; truyền xích điều chỉnh được; làm việc 2 ca; xích 1 dãy.

Xác định:

- Hệ số K và bước xích p_c ? (1,5 điểm)
- Số mắt xích X để nối xích sẽ dài. (0,5 điểm)

Bài làm:

$K_0=1$ Xích nằm ngang

$K_a=1$

$K_{dc}=1$ Xích điều chỉnh được

$K_b=1,5$ Bôi trơn định kỳ

$K_a=1$ Làm việc 1 êm

$K_{iv}=1,12$ Làm việc 2 ca

Ta có:

$K = K_0 \cdot K_a \cdot K_{dc} \cdot K_b \cdot K_a \cdot K_{iv}$

$= 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1,12 = 1,68$

Hệ số K_n

$$K_n = \frac{n_0}{n_1} = \frac{600}{300} = 2 \text{ Tra bảng 4,3}$$

$$\text{Hệ số } K_z = \frac{25}{Z_1} = \frac{25}{25} = 1$$

$$K_x = 1$$

Công suất tính toán

$$P_t = \frac{K \cdot K_n \cdot K_z}{K_x} \cdot P_1 = \frac{1,68 \cdot 2 \cdot 1}{1} \cdot 8 = 26,88$$

Tra bảng 4.3 ta có

$$[P] = 25,7 \text{ KW} \Rightarrow P_c = 25,4 \text{ mm}$$

b) Số mắt xích X

$$a = 25,4 \cdot 35 = 889$$

$$X = \frac{2a}{P_c} + \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{2\pi} \cdot \frac{P_c}{a}$$

$$X = \frac{2 \cdot 889}{25,4} + \frac{(60 + 25)}{2} + \frac{(60 - 25)^2}{2\pi} \cdot \frac{25,4}{889} = 113,38$$

$$\Rightarrow \text{Chọn } X = 112 \text{ mắt xích}$$

CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

5.1. KHÁI NIỆM CHUNG

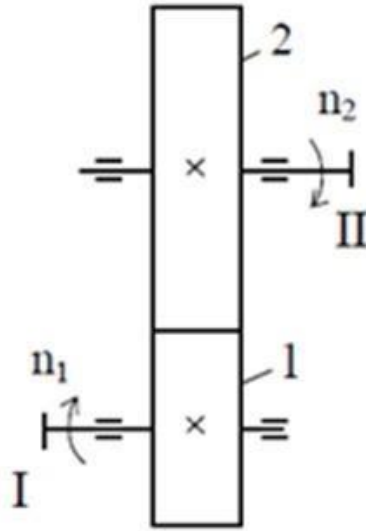
5.1.1. Định nghĩa

Truyền động bánh răng là truyền động ăn khớp trực tiếp, trong đó chuyển động và tải trọng được truyền nhờ sự ăn khớp của các răng trên bánh răng hoặc thanh răng. Bộ truyền bánh răng thường có 2 bộ phận chính:

- Bánh răng dẫn 1, có đường kính d_1 được lắp trên trục dẫn I, quay với số vòng quay n_1 công suất truyền động P_1 mô men xoắn trên trục T_1

- Bánh răng bị dẫn 2, có đường kính d_2 , được lắp trên trục bị dẫn II, quay với số vòng quay n_2 , công suất truyền động P_2 , mô men xoắn trên trục T_2 .

- Trên bánh răng có các răng, khi truyền động các răng ăn khớp với nhau, tiếp xúc và đẩy nhau trên đường ăn khớp



Hình 5.1. Sơ đồ bộ truyền bánh răng trụ

Nguyên lý làm việc của bộ truyền bánh răng (Hình 5.1) có thể tóm tắt như sau: trục I quay với số vòng quay n_1 thông qua mối ghép then làm cho bánh răng 1 quay. Răng của bánh 1 ăn khớp với răng của bánh 2, đẩy răng bánh 2 chuyển động, làm bánh 2 quay, nhờ mối ghép then trục II quay với số vòng quay n_2 .

1.1.2. Phân loại

Theo vị trí tương đối giữa các trục

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

Theo tính chất di động của đường tâm các trục

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



Theo phương của răng so với đường sinh

- Truyền động bánh răng thẳng (bánh trụ răng thẳng và bánh côn răng thẳng) (hình 5.2, hình 5.3) - Truyền động bánh răng nghiêng (bánh trụ răng nghiêng, bánh côn răng xoắn, răng cong) (hình

5.7)

- Truyền động bánh răng chữ V (hình 5.8) **Theo dạng ăn khớp**
- Bộ truyền ăn khớp ngoài (hình 5.2; 5.3; 5.4)
- Bộ truyền ăn khớp trong (hình 5.5)



Hình 5.5. Bộ truyền ăn Hình 5.6. Bánh răng - Hình 5.7. Truyền động bánh răng khớp trong thanh răng nghiêng

Theo dạng prôfin 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, Nôvikôv tìm ra năm 1954 làm tăng khả năng tải của bộ truyền, sử dụng nhiều trong xe tăng (hình 5.9 a, b)



Hình 5.8. bánh răng chữ V

Hình 5.9a

Hình 5.9b

Theo dạng thay đổi chuyển động 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 ÷ 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.
- Yêu cầu 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...

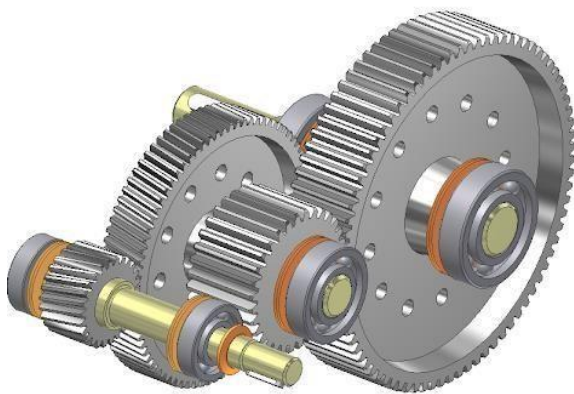
5.2. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG

5.2.1. Tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp Tỷ số truyền:

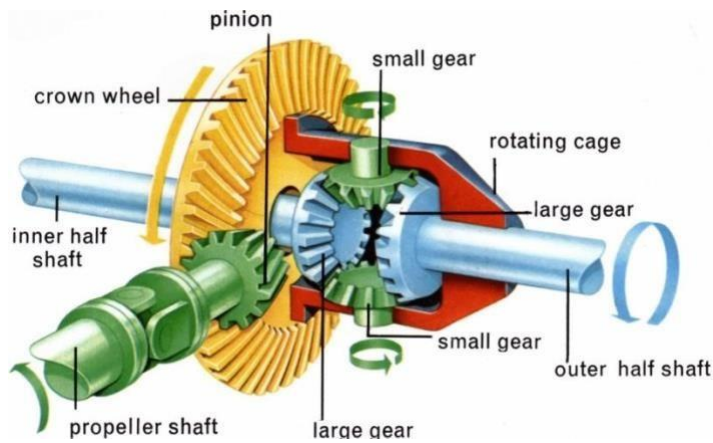
$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \pm \frac{Z_2}{Z_1} \tag{5.1}$$

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



Hình 5.10: Hệ bánh răng



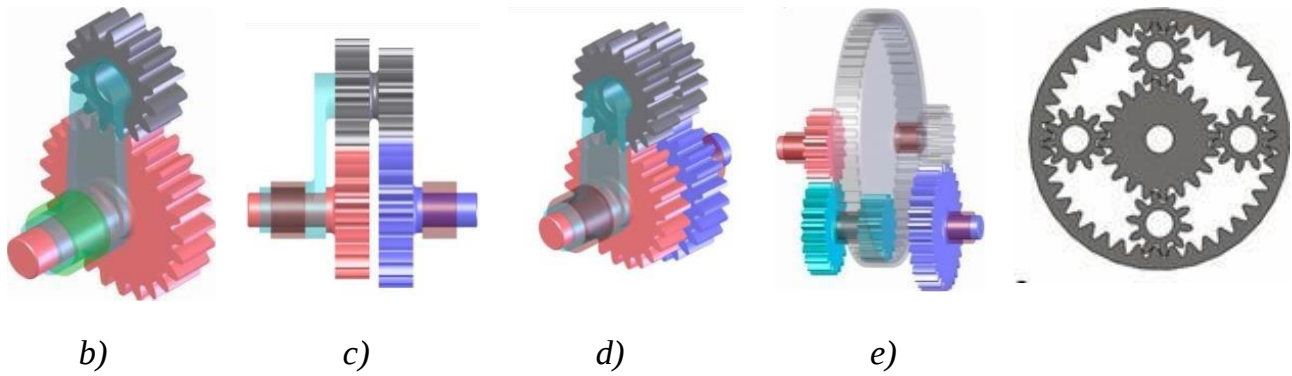
Hình 5.11: Hệ bánh răng không gian

5.2.2. Tỷ số truyền của hệ thống bánh răng thường

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

$$u_{1n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{n_1}{n_n} \tag{5.2}$$

5.2.3. Tỷ số truyền của hệ thống bánh răng hành tinh – visai



Hình 5.12: Hệ bánh răng hành tinh - vi sai

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

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

- **Bước răng trên đường kính vòng chia t:** ký hiệu t (mm), bằng bước của thanh răng.
- **Mô đun m:** Mô đun của răng bánh răng, ký hiệu là m, đơn vị đo là mm. Các bánh răng có cùng mô đun sẽ ăn khớp được với nhau. Giá trị của mô đun m được lấy theo dãy số tiêu chuẩn, để hạn chế số

lượng dao gia công bánh răng sử dụng trong thực tế.

m = t/z Giá trị m được tiêu chuẩn hóa theo các dãy số sau:

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

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

Ưu tiên chọn dãy 1

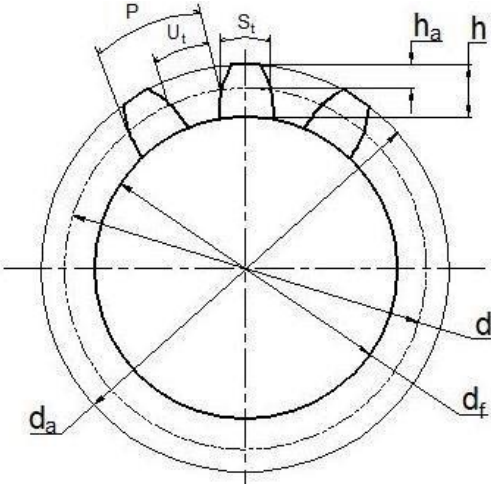
- **Số răng bánh nhỏ Z_1 :** nên chọn $Z_1 \geq 17$ để tránh cắt chân răng.
- **Số răng bánh lớn Z_2 :** xác định từ tỷ số truyền
- **Profil góc α_0 :** $\alpha_0=14,5^\circ; 20^\circ, 25^\circ$ là thông số cơ bản của biên dạng răng.

Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng theo **bảng 5.1**

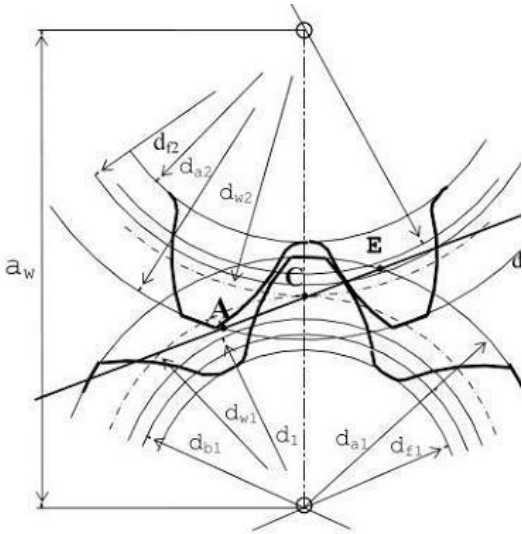
Bảng 5.1. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng

Tên gọi	Ký hiệu	Công thức tính
Mô đun	m	Theo tiêu chuẩn TCVN 2257-77
Tỷ số truyền (dấu –: ăn khớp ngoài; dấu +: ăn khớp trong) Dùng để xác định chiều quay của trục	u (i)	$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$
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	$a_w = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m.(Z_2 \pm Z_1)}{2} =$



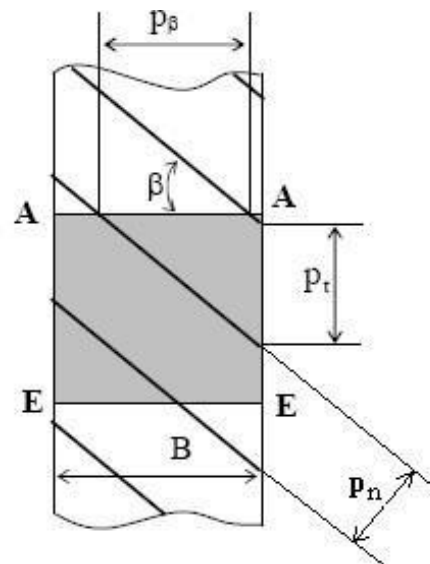
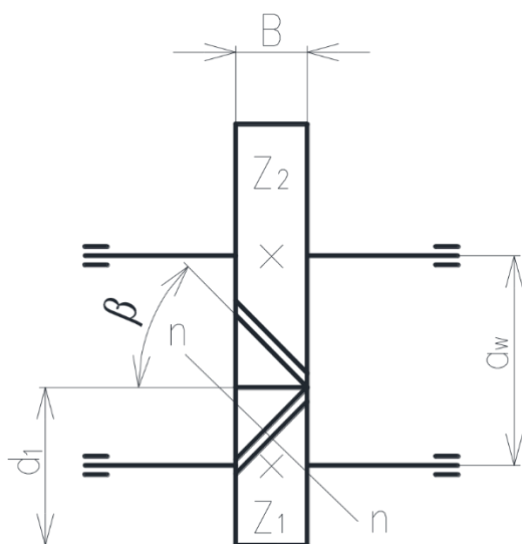
Hình 5.13. Các thông số hình học chủ yếu của bánh răng



Hình 5.14. Các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền bánh răng

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). Một số thông số được xác định trên mặt phẳng pháp tuyến n-n, vuông góc với phương của răng.



Hình 5.15. Kích thước bộ truyền bánh răng Hình 5.16. Các bước răng của bánh răng trụ răng trụ răng nghiêng răng nghiêng

- Gọi β là góc nghiêng của răng (góc làm bởi phương răng và đường sinh của mặt trụ). Phương răng có thể nghiêng trái hoặc nghiêng phải, giá trị của β ; có điều kiện

$8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$ đối với bánh răng trụ răng nghiêng và $30^\circ \leq \beta \leq 40^\circ$ đối với bánh răng chữ V.

- **Bước ngang p_t** : là bước đo trong tiết diện vuông góc với trục bánh răng,
- **Bước pháp p_n** : là bước đo trong tiết diện vuông góc với phương của răng,
- **Môđun ngang m_t** : là môđun đo trong tiết diện vuông góc với trục bánh răng,
- **Môđun pháp m_n** : là môđun đo trong tiết diện vuông góc với phương của răng (hình 5.16). Ta

có quan hệ: $p_n = p_t \cos \beta$; $m_n = m_t \cos \beta$

- Đối với bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng, giá trị m_n được tiêu chuẩn hóa. Các giá trị tính toán thì tính theo m_t .

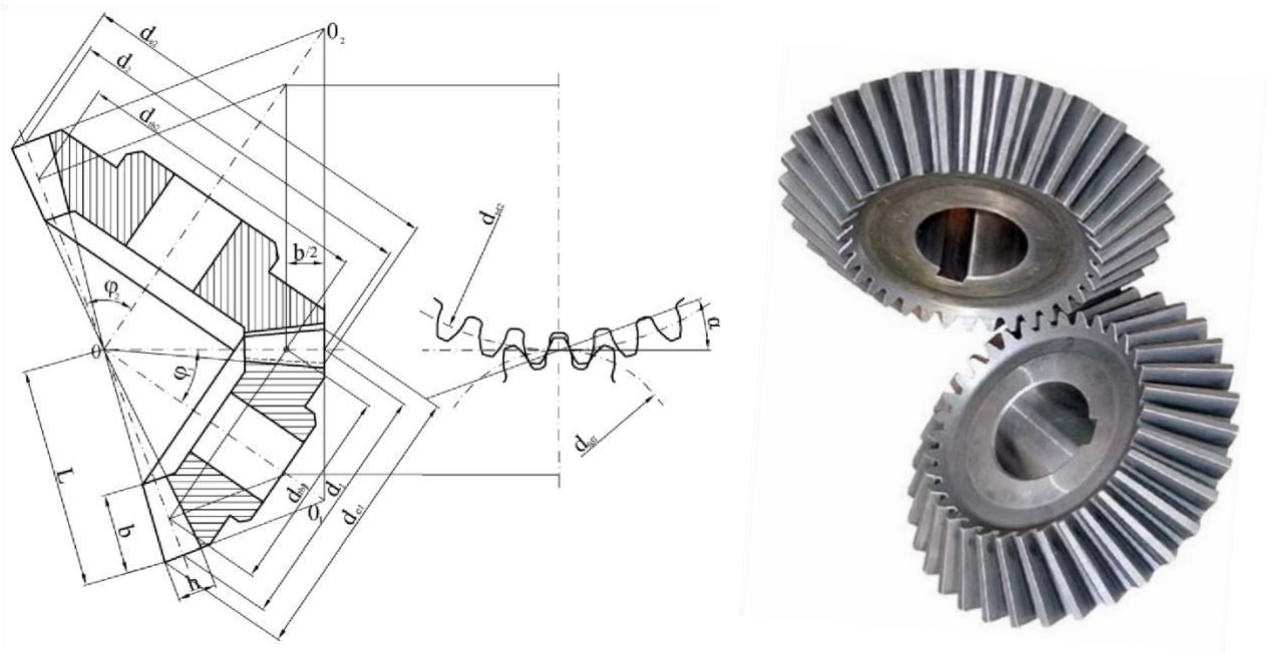
Bảng 5.2. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng nghiêng

Tên gọi	Ký hiệu	Công thức tính
Môđun	m	Theo tiêu chuẩn TCVN 2257-77
Tỉ số truyền	$u(i)$	$\frac{n_1 Z_2}{n_2 Z_1} u =$
Đường kính vòng chia	d	$m Z d = \frac{n}{\cos \beta}$
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	$d_a = d_1 + 2m_n$
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	$a_w = \frac{t_1 + Z_2}{2} = \frac{m_n (Z_1 + Z_2)}{2 \cos \alpha}$

5.3.3. 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. **Các thông số hình học chủ yếu**



Hình 5.17. Thông số hình học chủ yếu của bánh răng côn

ϕ_1, ϕ_2 : góc mặt nón lăn (trùng với mặt nón chia) của bánh dẫn, bánh bị dẫn. Góc giữa hai trục: $\phi = \phi_1 + \phi_2 = 90^\circ$ Tỷ số truyền:

$$\frac{Z_2}{Z_1} = \frac{1}{u} = \frac{1}{\tan \phi_2} = \frac{1}{\tan \phi_1}$$

Các thông số hình học của bánh răng côn được xét ở hai tiết diện: tiết diện đáy lớn và tiết diện trung bình.

- Chiều cao răng: $h=2,2.m_s$
- * **Các thông số ở tiết diện trung bình:**
- Môđun trung bình: m_{tb}
- Đường kính trung bình: $d_{tb1}=m_{tb}.Z_1=2(L - 0,5b)\sin\phi_1$ $d_{tb2}=m_{tb}.Z_2=2(L - 0,5b)\sin\phi_2$

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

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

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

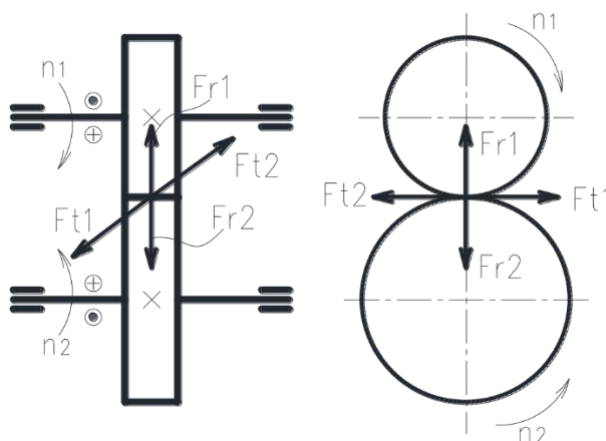
2. Lực vòng F_t

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

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

3. Lực hướng tâm F_r

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
 - Chiều hướng vào tâm bánh răng
- Giá trị: $F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \tan \alpha$



Hình 5.18. Lực trong bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

5.4.2. 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 .

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

2. Lực vòng F_t

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

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

3. Lực hướng tâm F_{r1}

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

$$F_{t1} \cdot \tan \alpha$$

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

4. Lực hướng tâm F_{a1}

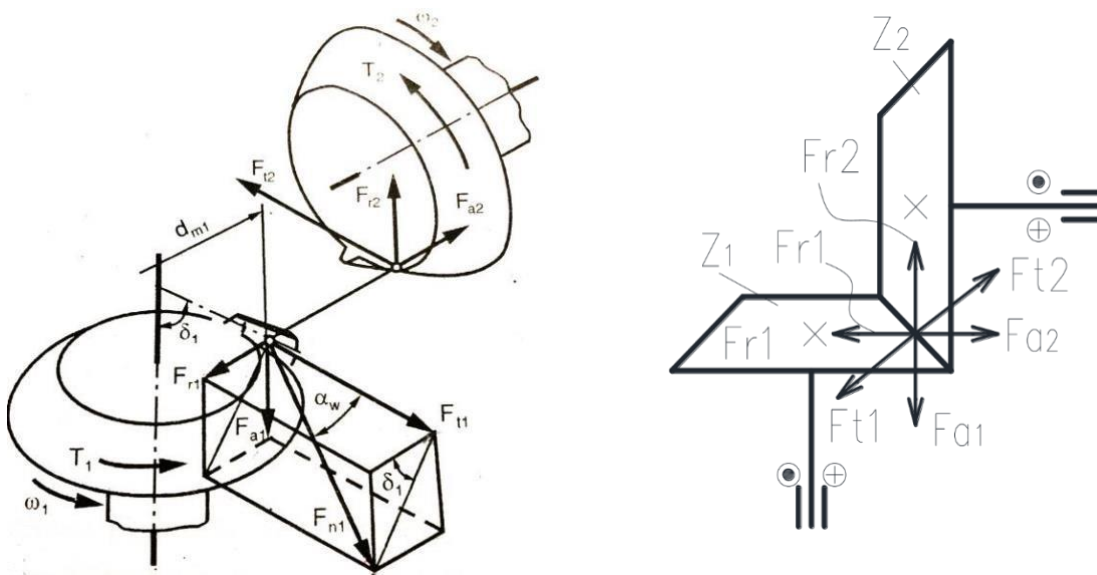
- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều hướng vào mặt răng làm việc

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

Hình 5.19. Lực trong bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

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 .

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: $F_{r1} = F_{t1}.tg\alpha.cos\delta_1$. $F_{r2} = F_{t2}.tg\alpha.cos\delta_2$.

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: $F_{a1} = F_{t1}.tg\alpha.sin\varphi_1 = F_{r2}$ $F_{a2} = F_{t2}.tg\alpha.sin\varphi_2 = F_{r1}$.

5.5. CÁC DẠNG HỎNG, HIỆU SUẤT VÀ BÔI TRƠN CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

5.5.1. Các dạng hỏng và vật liệu chế tạo

1. Các dạng hỏng

Trong quá trình làm việc, trên bánh răng có thể xuất hiện các dạng hỏng sau:

- Gãy răng bánh răng, là dạng hỏng nguy hiểm nhất, bộ truyền không tiếp tục làm việc được nữa và còn gây nguy hiểm cho các chi tiết máy lân cận. Gãy răng có thể do quá tải, hoặc do bị mỏi, khi ứng suất uốn trên tiết diện chân răng vượt quá giá trị cho phép.(hình 5.22a) - Tróc rỗ mặt răng, trên mặt răng có những lỗ nhỏ và sâu, làm hỏng mặt răng, bộ truyền làm việc không tốt nữa. Tróc rỗ thường xảy ra ở những bộ truyền có độ rắn mặt răng cao, ứng suất tiếp xúc không lớn lắm và được bôi trơn đầy đủ. Nguyên nhân là do ứng suất tiếp xúc thay đổi, mặt răng bị mỏi, xuất hiện các vết nứt trên bề mặt. Vết nứt lớn dần lên, đến một mức nào đó sẽ làm tróc ra một mảnh kim loại, để lại vết lõm.(hình 5.22b)



a)



b)



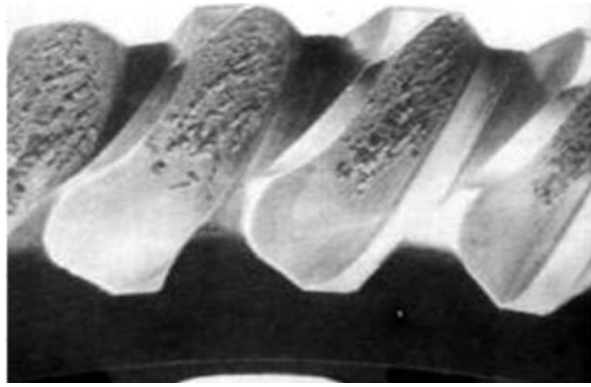
c)



d)



e)



f)

Hình 5.22. Các dạng hỏng của bánh răng

2. Vật liệu chế tạo

Bánh răng chủ yếu được chế tạo bằng thép, ngoài ra có thể dùng gang, hoặc vật liệu phi kim loại. Tùy theo cách nhiệt luyện, và độ rắn mặt răng, có thể chia bánh răng thép ra hai nhóm chính:

a. Nhóm bánh răng có độ rắn bề mặt $HB \leq 350$:

Trước khi cắt răng, người ta nhiệt luyện phôi liệu bằng tôi cải thiện hoặc thường hoá.

Sau khi cắt răng không phải tôi và sửa răng. Để hạn chế dính xước răng, và đảm bảo sức bền đều cho hai bánh răng, vì số chu kỳ ứng suất của bánh 1 lớn hơn của bánh 2, nên chọn vật liệu bánh răng nhỏ khác vật liệu bánh răng lớn. Thường chọn bánh dẫn có $HB_1 = HB_2 + (30 \div 50)$,

b. Nhóm bánh răng có độ rắn bề mặt $HB > 350$

Các bánh răng thuộc nhóm này, được gia công phức tạp hơn. Phôi liệu được ủ cho ổn định, sau đó đem cắt răng. Thực hiện tôi bề mặt: thường thấm than, thấm nitơ, thấm xianua trước khi tôi.

5.5.2. Hiệu suất bộ truyền động bánh răng

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}$$

Với P_1 là công suất trên trục dẫn; P_2 là công suất trên trục bị dẫn. Thông thường đối với

- Bộ truyền bánh răng trụ bôi trơn liên tục bằng dầu $\eta = 0,97 \div 0,99$
- Bộ truyền bánh răng trụ bôi trơn định kỳ bằng mỡ $\eta = 0,93 \div 0,95$
- Bộ truyền bánh răng côn bôi trơn liên tục bằng dầu $\eta = 0,95 \div 0,98$
- Bộ truyền bánh răng côn bôi trơn định kỳ bằng mỡ $\eta = 0,92 \div 0,94$

5.5.3. Bôi trơn bộ truyền động bánh răng

Bài 2.

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 $m_n=6\text{mm}$, số răng $Z_2=3,2.Z_1$, góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh. Xác định:

a. Mô đun pháp m_n và góc nghiêng răng β ? (1 điểm)

b. Lực tác dụng (phân tích và tính giá trị lực) lên cặp bánh răng trên đã cho. (1,25 điểm)

Bài làm:

$$a) \quad a_w = \frac{m_n(Z_2 + Z_1)}{2 \cdot \cos \beta} \Rightarrow \cos \beta = \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot a_w} \Leftrightarrow \cos \beta = \frac{6 \cdot (3,2 \cdot Z_2 + Z_1)}{2 \cdot 300} = \frac{4,2 \cdot Z_1}{100}$$

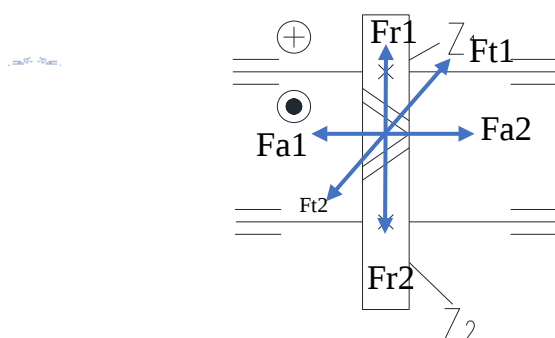
$$\text{Ta có } 20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ \Rightarrow \cos 8^\circ \geq \cos \beta \geq \cos 20^\circ$$

$$\cos 8^\circ \geq \frac{4,2 \cdot Z_1}{100} \geq \cos 20^\circ \Leftrightarrow \frac{100 \cdot \cos 8^\circ}{4,2} \geq Z_1 \geq \frac{\cos 20^\circ \cdot 100}{4,2}$$

$$23,5 \geq Z_1 \geq 22,3 \quad Z_1 = 22 \text{ răng}; Z_2 = 3,2 \cdot Z_1 = 70 \text{ răng}$$

Góc nghiêng răng

$$\cos \beta = \frac{m_n(Z_2 + Z_1)}{2 \cdot a_w} = \frac{6 \cdot (70 + 22)}{2 \cdot 300} = \frac{23}{25} \Rightarrow \cos \beta = 23,7^\circ$$



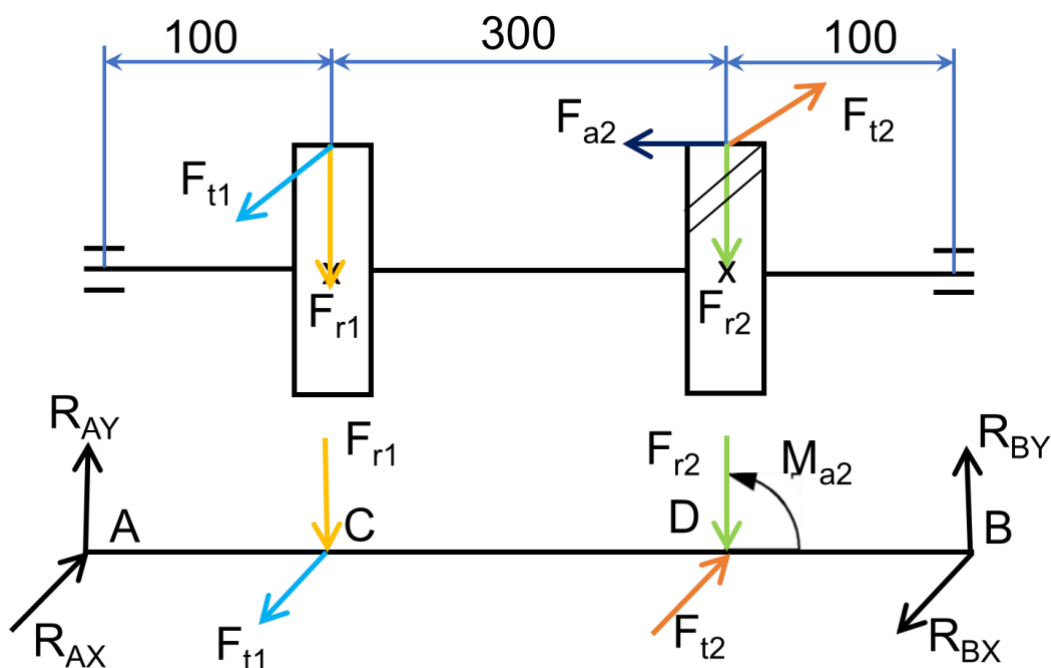
Bài 4.

Cho trục trung gian chịu lực tác dụng như hình, ta thay trục bằng dầm sức bền tĩnh định bên dưới với phản lực tại hai gối đỡ định như hình. Cho giá trị các lực như sau: $F_{r1}=1500\text{N}$, $F_{t1}=4000\text{N}$, $F_{r2}=2000\text{N}$, $F_{t2}=6000\text{N}$, $M_{a2}=80000\text{N.mm}$, moment xoắn $T=300000\text{Nmm}$ được truyền từ bánh răng 1 sang bánh răng 2.

a. Viết phương trình cân bằng và tính phản lực tại gối A, B. (1,0 điểm)

b. Vẽ biểu đồ moment xoắn uốn và tính giá trị moment M_x và M_y tại C, D. (1,25 điểm)

c. Tính moment tương đương và đường kính trục tại D khi $[\sigma] = 100\text{Mpa}$. (1,0 điểm)



Bảng 4.3. Lựa chọn bước xích p_c 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	3,20
12,7	4,45 4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	5,95
12,7	5,08	10,11	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	7,55
15,875	5,08	11,30	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	9,65
15,875	5,96 7,95	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	12,7
19,05	9,55	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9	19,3
25,4	11,12	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3	43,8
31,75	12,72	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,0	
38,1	14,29	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	99,2	10,8	
44,45		37,19	14,7	43,7	70,6	88,3	101			
50,8		45,21	22,9	68,1	110	138	157			

a) Phản lực tại gối : Thay trục bằng 1 dầm sức bền tĩnh định

Phương trình cân bằng mô-men quanh điểm A theo phương đứng:

$$\sum M_{AX} = -100.F_{r1} - 400.F_{r2} + M_{a2} + 500.R_{BY} = 0$$

$$= -100 \cdot 1500 - 400 \cdot 2000 + 80000 + 500 \cdot R_{BY} = 0$$

$$\Leftrightarrow R_{BY} = 1740 \text{ N}$$



Phương trình cân bằng lực theo phương Y: chọn chiều dương hướng xuống, ta có:

$$\sum F_Y = -R_{AY} + F_{r1} + F_{r2} - R_{BY} = 0$$

$$\Leftrightarrow -R_{AY} - 1500 + 2000 - 1740 = 0$$

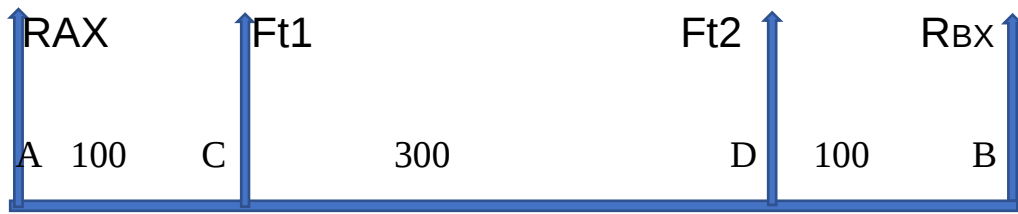
$$\Leftrightarrow R_{AY} = 1760 \text{ N}$$

Phương trình cân bằng mô-men quanh điểm A theo phương ngang:

$$\sum M_{AY} = -100 \cdot F_{t1} + 400 \cdot F_{t2} - 500 \cdot R_{BX} = 0$$

$$\Leftrightarrow -100 \cdot 4000 + 400 \cdot 600 - 500 \cdot R_{BX} = 0$$

$$\Leftrightarrow R_{BX} = 4000 \text{ N}$$



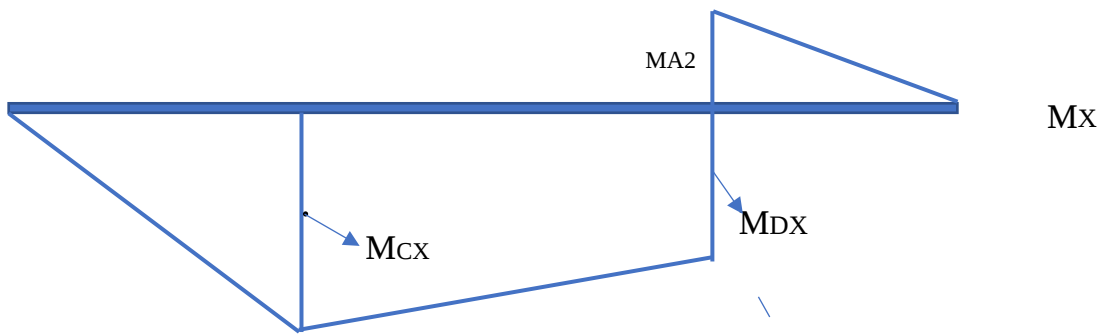
Phương trình cân bằng lực theo phương x: chọn chiều dương hướng xuống, ta có:

$$\sum F_x = -R_{AX} + F_{t1} - F_{t2} + R_{BX} = 0 \quad \text{- PHẢN LỰC TẠI A: } R_{AY} = 1700\text{N}, R_{AX} = 2000\text{N}$$

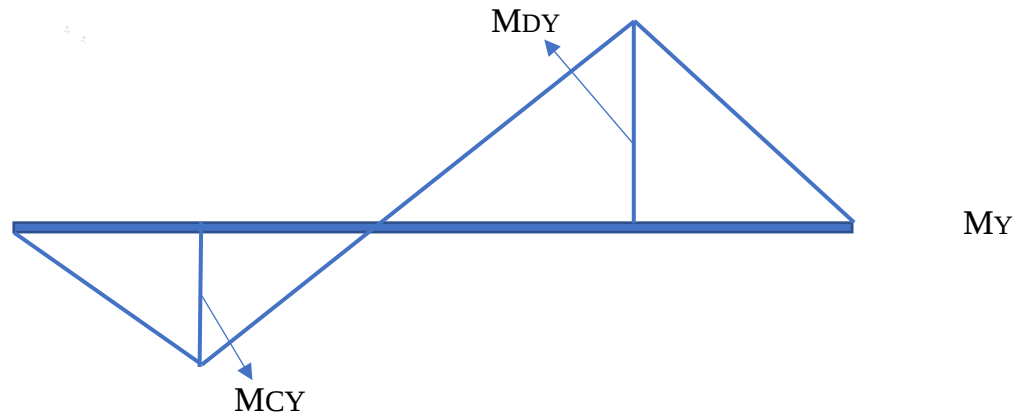
$$-R_{AX} + 4000 - 6000 + 4000 = 0 \quad \text{- PHẢN LỰC TẠI b: } R_{BY} = 1740\text{N}, R_{BX} = 4000\text{N}$$

$$\leftrightarrow R_{AX} = 2000\text{N}$$

Vẽ biểu đồ moment uốn: $M_{CX} = 100 \cdot R_{AY} = 17600\text{N}\cdot\text{mm}$; $M_{DX} = 100 \cdot R_{BY} = 174000\text{N}\cdot\text{mm}$



$$M_{CY}=100.R_{AX}=176000N.mm \text{ ; } M_{DY}= 100. R_{BX}=400000N.mm$$



c)Momen tương đương tại D

$$M_D = \sqrt{M_{DX}^2 + M_{DY}^2} + 0,75.T^2$$

$$=\sqrt{174000^2 + 400000^2} + 0,75.300000^2 = 507716Nmm$$

Đường kính tại D

$$d_D \geq \sqrt[3]{\frac{M_D}{0,1.[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{507716}{0,1.100}} = 37$$

Do tại D có lắp then nên $d_D \geq 37 + 0,05.37 = 38,85mm$

Chọn d_D theo tiêu chuẩn $d_D= 40mm$

