

**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**

Ngành học: Chế tạo khuôn mẫu

Lớp học: 20C1- CTK1

Tên: Mai Kim Tín

MSSV: 20002891

GVHD: Lư 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
MÔN: Nguyên lí chế tạo máy**

Ngành học: Chế tạo khuôn mẫu

Lớp học: 20C1- CTK1

Tên: Mai Kim Tín

MSSV:20002891

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 7/2021

LỜI NÓI ĐẦU

Ngành chế tạo máy đóng một vai trò quan trọng trong việc sản xuất ra các máy móc , thiết bị cho tất cả các ngành trong nền kinh tế quốc dân . Có thể nói rằng không có ngành công nghệ chế tạo máy thì không tồn tại các ngành công nghiệp khác . Vì vậy việc phát triển khoa học công nghệ trong lĩnh vực công nghệ chế tạo máy có ý nghĩa hàng đầu nhằm thiết kế , hoàn thiện và vận dụng các phương pháp chế tạo , tổ chức và điều khiển quá trình sản xuất đạt hiệu quả kinh tế cao nhất .

Bất kể một sản phẩm cơ khí nào cũng được tiến hành như sau :Căn cứ vào yêu cầu sử dụng , thiết kế ra nguyên lí của thiết bị , từ đó thiết kế ra kết cấu thực sau đó là chế tạo thử nghiệm và sửa đổi hoàn thiện rồi mới đưa vào sản xuất hàng loạt .Nhiệm vụ của nhà thiết kế là phải thiết kế ra những thiết bị đảm bảo phù hợp với yêu cầu sử dụng , còn nhà công nghệ thì căn cứ vào kết cấu đã thiết kế để chuẩn bị vào quá trình sản xuất . Giữa thiết kế và chế tạo có mối quan hệ chặt chẽ . Nhà thiết kế khi nghĩ đến yêu cầu sử dụng của thiết bị đồng thời cũng phải nghĩ đến vấn đề công nghệ để sản xuất ra chúng .Vì vậy nhà thiết kế cũng phải nắm vững những kiến thức về công nghệ chế tạo .

MỤC LỤC

Trang

Chương 1: BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI	_____	Error! Bookmark not defined.
Chương 2: BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	_____	Error! Bookmark not defined.
Chương 3: TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	_____	Error! Bookmark not defined.

.....

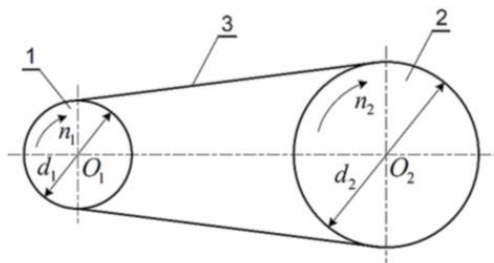
TÀI LIỆU THAM KHẢO

Chương 1: Bộ Truyền Đai

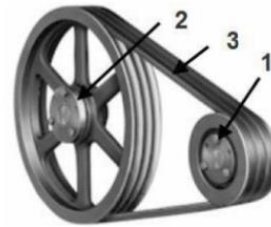
3.1. KHÁI NIỆM CHUNG

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.

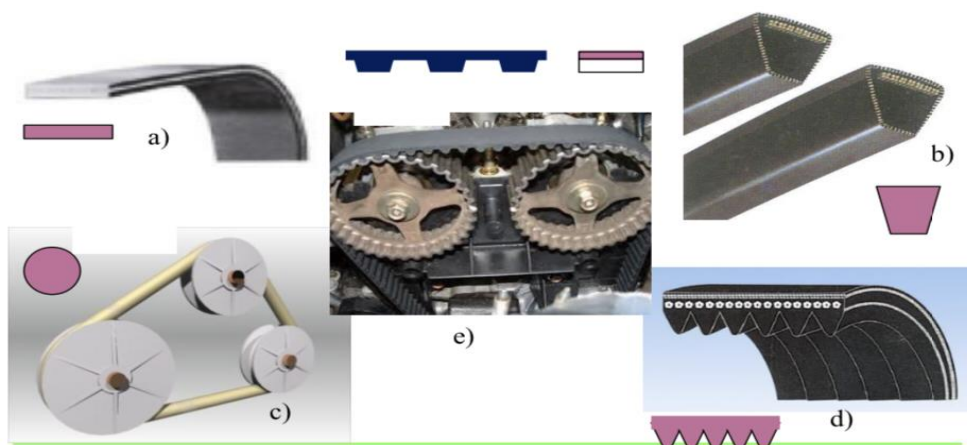


Hình 3.1 Bộ truyền đai



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).

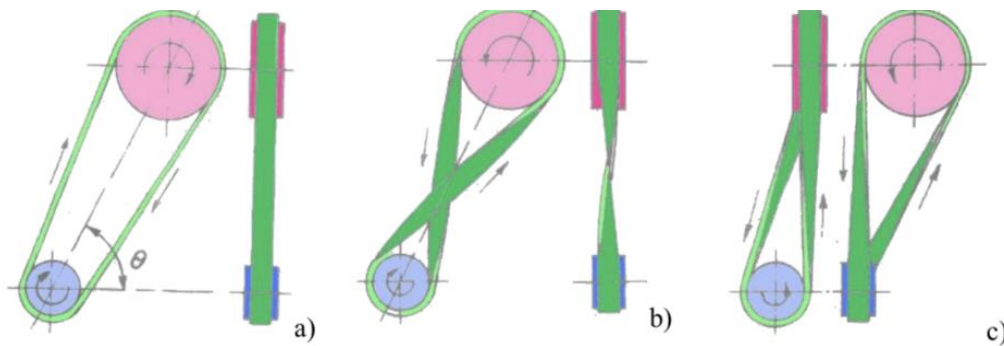
+ Đai thang có tiết diện là hình thang cân, góc ở đỉnh $\gamma = 40^\circ$ (hình 3.2b).

+ 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

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 ($> 15\text{m}$).
- Làm việc êm, không ồn do vật liệu đai có tính đàn hồi.
- An toàn cho các tiết máy khác khi bị quá tải, vì đai sẽ trượt trên toàn phần trên bánh.
- Kết cấu và vận hành đơn giản, giá thành rẻ.

2. Nhược điểm

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

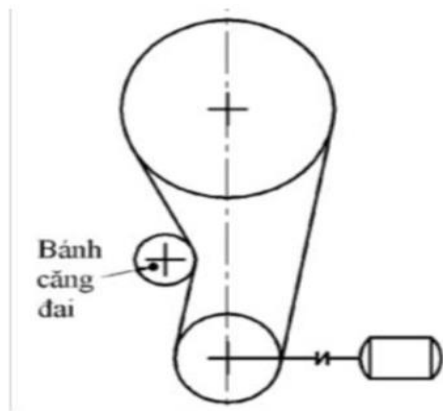
Ngày nay đai thang sử dụng phổ biến nhất do có hệ số ma sát qui đổi lớn

3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai

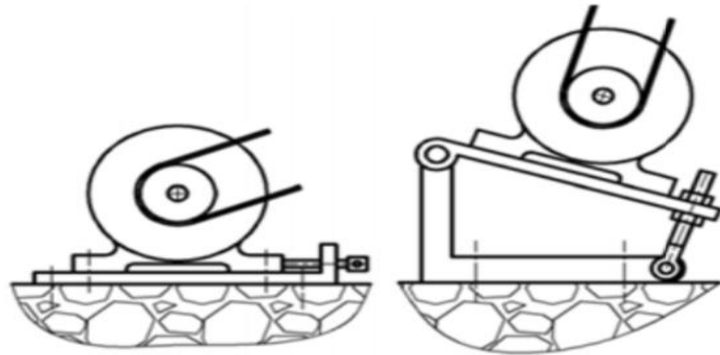
- Bộ truyền đai có thể truyền công suất đến 1500kW, nhưng thường được với $P \leq (40 \div 50) \text{kW}$, $v = 5 \div 30 \text{m/s}$.
- Đối với truyền động đai dẹt: tỉ số truyền $u \leq 5$, truyền động đai hình thang: $u \leq 10$. - Khoảng cách lớn nhất giữa hai trục có thể tới 15m và 40m (trường hợp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

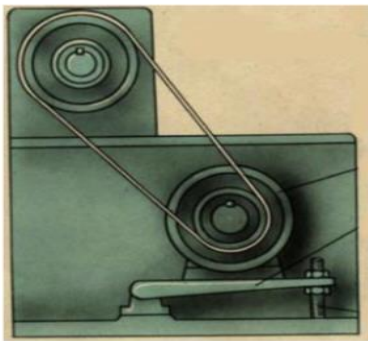
Trong quá trình làm việc đai sẽ dần dần dãn ra, sức căng giảm xuống. Do đó ta cần phải điều chỉnh sức căng của đai.



Hình 3.4. Điều chỉnh căng đai đai 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, lâu mòn, hệ số ma sát lớn, tính đàn hồi cao.

a. Đai dệt: 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 3.7. Đai dẹt



Hình 3.8. Đai thang

3.3.2. Kết cấu bộ truyền động đai dẹt

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

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 hoà.

3.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI

3. Thông số hình học

Góc ôm trên bánh dẫn (rad)

$$\alpha_1 = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a}$$

Góc ôm trên bánh dẫn (độ)

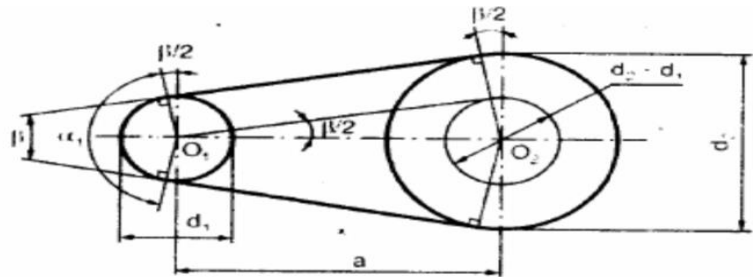
$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{a}$$

Chiều dài dây đai L

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

Khoảng cách trục a

$$a = \frac{\left(L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} \right) + \sqrt{\left(L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2}}{4}$$



a - khoảng cách giữa hai trục: α_1 - góc ôm bánh đai nhỏ

Hình 4.10 Các thông số hình học bộ truyền đai

5. Lực và ứng suất trong bộ truyền đai

5.1 Lực

F_0 : lực căng ban đầu $F_0 = A \cdot \sigma_0$

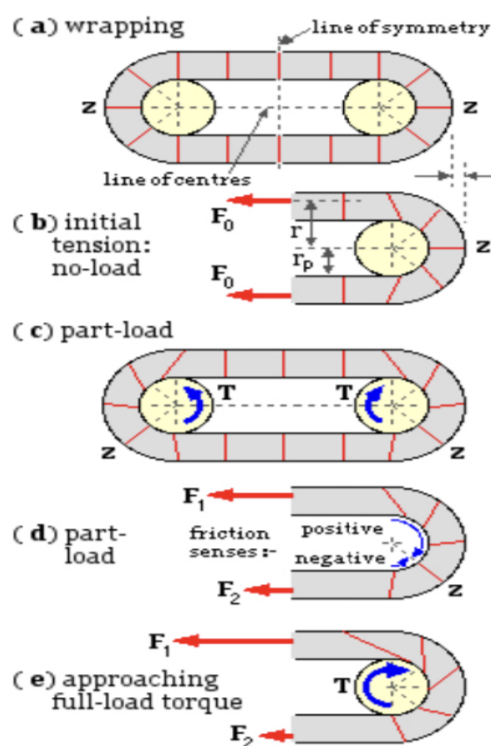
F_1 : lực trên nhánh căng $F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}$

F_2 : lực trên nhánh chùng $F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}$

F_t : lực vòng $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$

F_v : lực căng phụ do lực quán tính ly tâm

$$F_v = q_m v^2$$



4. Vận tốc và tỉ số truyền

Vận tốc dài trên bánh dẫn

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{6 \cdot 10^4}$$

Vận tốc dài trên bánh bị dẫn

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{6 \cdot 10^4}$$

Tỉ số truyền

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

Nếu bỏ qua hiện tượng trượt

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

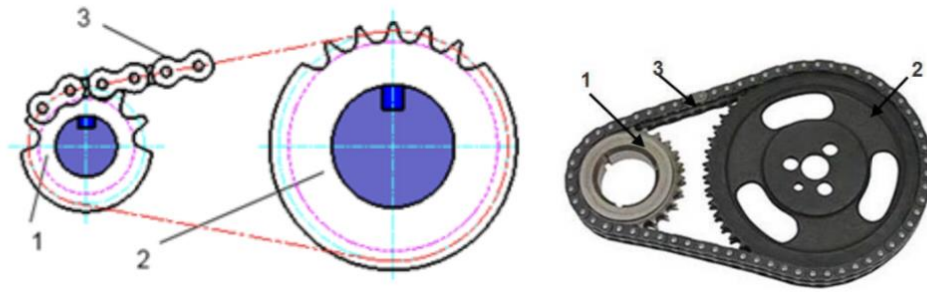
2. Bộ Truyền Động Xích

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.

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.

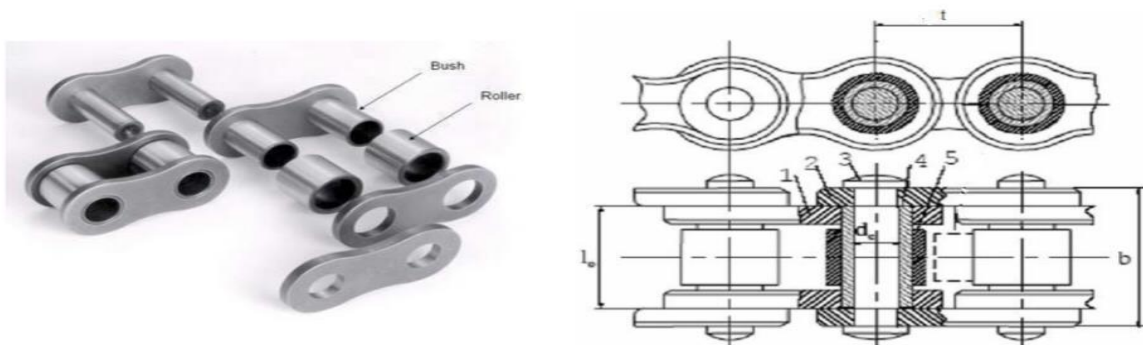
+ Đĩa xích dẫn 1, có đường kính tính toán là d_1 lắp trên trục I, quay với số vòng quay n_1 , công suất truyền động P_1 , mô men xoắn trên trục T_1 . Đĩa xích có răng tương tự như bánh răng. Trong quá trình truyền động, răng đĩa xích ăn khớp với các mắt xích, tương tự như bánh răng ăn khớp với thanh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

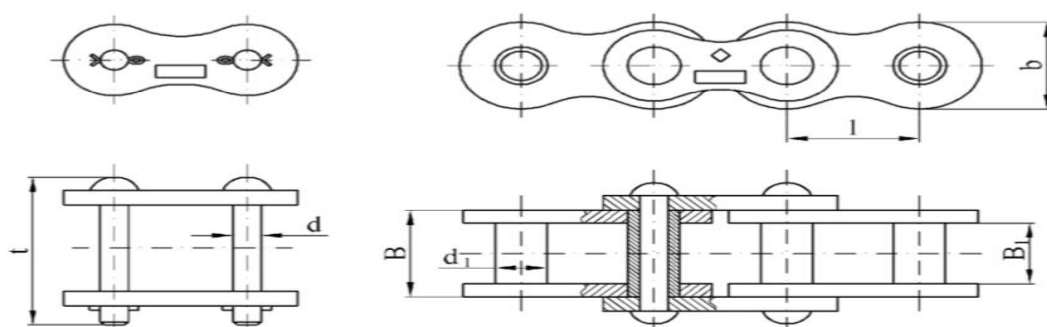
+ Dây xích 3 là khâu trung gian, mắc vòng qua hai đĩa xích. Dây xích gồm nhiều mắt xích được nối với nhau. Các mắt xích xoay quanh khớp bản lề, khi vào ăn khớp với răng đĩa xích.

1.3. Phân loại bộ truyền động xích

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

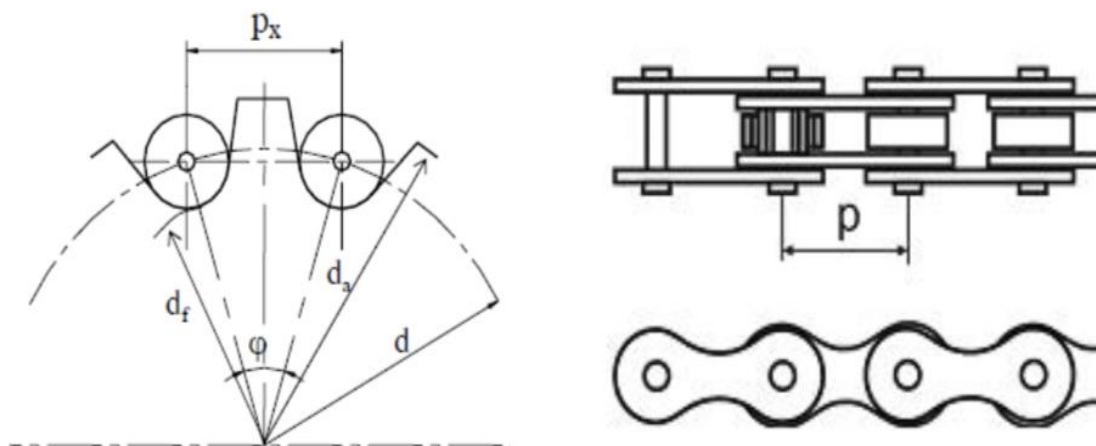
- Khoảng cách trục xa đến 8m
- Dẫn động cho nhiều đĩa xích
- $P \leq 110\text{kW}$, $v \leq 15\text{m/s}$, $n \leq 500\text{v/p}$, $u \leq 8$
- Bộ truyền xích được dùng nhiều trong các máy nông nghiệp, máy vận chuyển, và trong tay máy.

4.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

4.2.1. Bước xích

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

Bước xích p 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.

4.2.3. Số răng đĩa xích

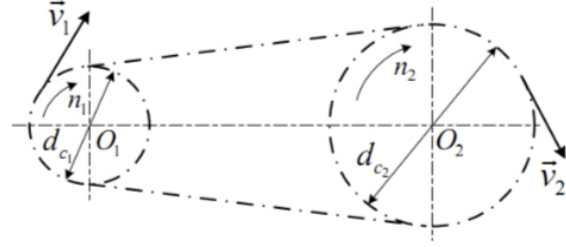
4.3. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

4.3.1. Vận tốc và tỉ số truyền trung bình:

- Vận tốc bộ truyền xích:

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

$$\begin{aligned} v_2 &= \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000} \\ &= \frac{p_c \cdot Z_2 \cdot n_2}{60000} \text{ (m/s)} \quad (4.9) \end{aligned}$$



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

- Tỉ số truyền của bộ truyền xích:

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

Nên chọn $u \leq 8$

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

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

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

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

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:

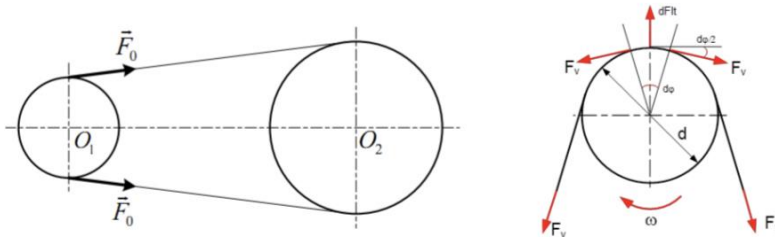
$$a = 0,25 \cdot p_c \cdot \left[\left(X - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right) + \sqrt{\left(X - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] \text{ (mm)} \quad (4.7)$$

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:

$$L = X \cdot p_c \quad (4.8)$$

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:

$$\mathbf{F}_0 = \mathbf{K}_f \cdot \mathbf{a} \cdot \mathbf{q}_m \cdot \mathbf{g} \quad (4.10)$$

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/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 $< 40^\circ$, $K_f = 1$ khi bộ truyền thẳng đứng.

- Điều kiện cân bằng của đĩa xích:

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

$$F_1 - F_2 = F_t \quad (4.11)$$

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{v} \quad (4.12)$$

- Lực quán tính ly tâm: $F_v = q_m \cdot v^2$ (4.13)

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: $F_r = K_m \cdot F_t$ (4.14)

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)

4.3.3. 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)

$$F_d = m \cdot a_x = \frac{a \cdot q_m \cdot n_1^2 \cdot p_c}{18 \cdot 10^7} \text{ (N)} \quad (4.15)$$

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)

Trong khi làm việc, trong bộ truyền xích có thể xảy ra các dạng hỏng sau:

- Đứt xích, dây xích bị tách rời ra không làm việc được nữa, có thể gây nguy hiểm cho người và thiết bị xung quanh. Xích có thể bị đứt do mỏi, do quá tải đột ngột, hoặc do các mối ghép giữa má xích với chốt bị hỏng.

- Mòn bản lề xích. Trên mặt tiếp xúc của bản lề có áp suất lớn, và bị trượt tương đối khi vào ăn khớp với răng đĩa xích, nên tốc độ mòn khá nhanh. Ổng lót và chốt chỉ mòn một phía, làm bước xích tăng thêm một lượng Δp_x (Hình 4.7).

Khi bước xích tăng thêm, toàn bộ dây xích bị đẩy ra phía đỉnh răng đĩa xích, tâm các chốt nằm trên đường tròn có đường kính $d + \Delta d$. Xích dễ bị tuột ra khỏi đĩa xích (Hình 4.8).

Mòn làm giảm đáng kể tiết diện ngang của chốt, có thể dẫn đến gãy chốt.

- Các phần tử của dây xích bị mỏi: rỗ bề mặt con lăn, ổng lót, gãy chốt, vỡ con lăn. - Mòn răng đĩa xích, làm nhọn răng, răng đĩa xích bị gãy.

4.4.2. Vật liệu chế tạo xích và đĩa xích

Đĩa xích có cấu tạo gần giống bánh răng, chỉ khác ở phần vành răng. Kích thước và biên dạng răng phụ thuộc vào loại xích. Vật liệu làm đĩa xích thường là thép cacbon hay thép hợp kim, sau khi gia công tôi đạt độ cứng 50 – 60H RC.

4.4.3. Bôi trơn

Bôi trơn là biện pháp làm tăng khả năng làm việc, kéo dài tuổi thọ của bộ truyền động xích. Bôi trơn tốt sẽ làm cho hiệu suất làm việc của bộ truyền cao.

Tùy thuộc vào vận tốc của bộ truyền, có thể có các biện pháp bôi trơn sau:

- Bôi trơn định kỳ dùng cho bộ truyền có vận tốc thấp khoảng $(3 \div 4)$ m/s, cứ sau $(8 \div 10)$ giờ bôi trơn một lần hay dùng phương pháp bôi trơn nhỏ giọt. Ngoài ra có thể bôi trơn bằng cách nấu chảy mỡ rồi ngâm xích cho ngấm vào bản lề.

- Bôi trơn thường xuyên dùng cho bộ truyền có vận tốc cao. Nếu vận tốc khoảng $(5 \div 8)$ m/s, ngâm xích ngập trong dầu tới nửa chiều cao mắt xích. Nếu vận tốc $v > 8$ m/s thì tốt nhất là dùng bơm phun dầu liên tục vào mắt xích

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

$$Z1 = 29 - 2 \times u.$$

Nên chọn số răng đĩa xích là số lẻ để xích mòn đều.

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

$$Z2 = u \times Z1 \text{ với điều kiện } Z2 \leq Z2_{\max}$$

→ 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:

$$K = K0 \times Ka \times Kdc \times Kb \times Kr \times Klv$$

Các hệ số được tính như sau:

K0: 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 $K0=1$; nếu lớn hơn 60° thì $K0=1,25$.

Ka: 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. **Ka** tra bảng 4.3

Bảng 4.2. Hệ số Ka

<i>a</i>	$< 25 \times p_c$	$(30 \div 50) \times p_c$	$(60 \div 80) \times p_c$
Ka	1,25	1	0,8

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

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

Kr: 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 $Kr=1$; nếu tải trọng có va đập (hay va đập nhẹ) thì $Kr=1,2 \div 1,5$; nếu có va đập mạnh thì $Kr=1,8$.

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 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**)

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

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

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 $[P]$

- Vận tốc v :

$$v_1 = \frac{n_1 \cdot p_c \cdot Z_1}{60000} \text{ (m/s)}$$

- Lực vòng có ích:

$$F_t = \frac{1000 \times P}{v} \text{ (N)}$$

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 5,95 7,55 9,65 12,7 19,3 43,8
12,7	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	
12,7	4,45	10,11	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	
15,875	5,08	11,30	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	
15,875	5,08	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	
19,05	5,96	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9	
25,4	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3	
31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,0	
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			

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

Số vòng quay, (vg/ph)								
- Xích con lăn $Z_1 \geq 15$	1250	1000	900	800	630	500	400	300
- Xích răng $Z_1 \geq 17$	3300	2650	2200	1650	1320			
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

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

(nên chọn số mắt xích là số chẵn)

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

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

Bước 8. Tính toán kiểm nghiệm bước xích

Theo công thức sau:

$$p_c \geq 2,82 \times \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K}{Z_1 \cdot [p_0] \cdot K_x}} = 600 \times \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot K}{Z_1 \cdot n_1 \cdot [p_0] \cdot K_x}}$$

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 $[p_0]$

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	26	21	17,5	15				

- Chiều dài xích: $L = X \cdot p_c$

. 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.

3. Bộ truyền động bánh răng

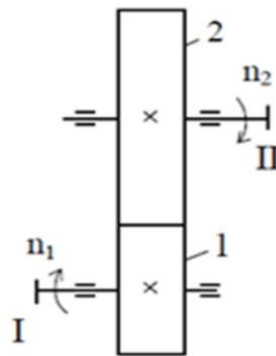
5.1. KHÁI NIỆM CHUNG

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 .

Truyền chuyển động bằng ăn khớp, nên trong bộ truyền bánh răng hầu như không có trượt (chỉ có hiện tượng trượt biên dạng ở phần đỉnh và chân răng), hiệu suất truyền động của bộ truyền rất cao.

của bộ truyền rất cao.

1.1.2. Phân loại

Theo vị trí tương đối giữa các trục

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

Theo tính chất di động của đường tâm các trục

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



Hình 5.2. Bánh răng trụ



Hình 5.3. Bánh răng côn



Hình 5.4. Bánh răng

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 khớp trong



Hình 5.6. Bánh răng - thanh răng



Hình 5.7. Truyền động bánh răng nghiêng

Theo dạng profin răng

Hình 5.6. Bánh răng - thanh răng

Hình 5.7. Truyền động bánh răng nghiêng

- Truyền động bánh răng thân khai
- Truyền động bánh răng xyclôit: Biên dạng răng là đường cong xiclôit, sử dụng chủ yếu trong đồng hồ và dụng cụ đo.
- Truyền động bánh răng Nôvikôv: Biên dạng răng là cung tròn, Nôvikov tìm ra năm 1954 làm tăng khả năng tải của bộ truyền, sử dụng nhiều trong xe tăng (hình 5.9 a, b)

Truyền động bánh răng thân khai được dùng rộng rãi hơn cả, do răng được chế tạo bằng dụng cụ có cạnh thẳng, đảm bảo độ chính xác cao và không bị ảnh hưởng của sai số khoảng cách trục do đó không làm thay đổi qui luật chuyển động và tỉ số truyền.



Hình 5.8. bánh răng chữ V



Hình 5.9a



Hình 5.9b

Theo dạng thay đổi chuyển động

- Truyền động bánh răng-bánh răng, biến chuyển động quay thành chuyển động quay
- Truyền động bánh răng-thanh răng, biến chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến và ngược lại (hình 5.6)

Theo kết cấu

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

5.1.3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

1 Ưu điểm

- Kích thước nhỏ, khả năng tải lớn;
- Tỉ số truyền không đổi;
- Hiệu suất cao, có thể đạt tới $97 \div 99\%$;

- Tuổi thọ cao, làm việc tin cậy trong phạm vi công suất, tốc độ và tỷ số truyền khá rộng.

2. Nhược điểm

- Chế tạo tương đối phức tạp.
- Đòi hỏi độ chính xác cao.
- Có nhiều tiếng ồn khi vận tốc lớn. - Chịu va đập kém.

3. Phạm vi sử dụng

Bộ truyền bánh răng được sử dụng nhiều nhất so với các bộ truyền cơ khí khác. Nó được sử dụng trong hầu hết các loại máy. Truyền động bánh răng được ứng dụng rộng rãi trong lĩnh vực cơ khí: từ đồng hồ, khí cụ đến các máy hạng nặng v.v...

Bộ truyền bánh răng có thể:

- Truyền công suất rất nhỏ (0,1kW): dụng cụ đo
- Truyền công suất khá lớn (300 kW): các máy mỏ, máy xây dựng, máy làm đường
- Truyền công suất rất lớn (100.000 kW): bộ truyền dùng trong các nhà máy phát điện
- Vận tốc đạt được 140 m/s hoặc có thể cao hơn.
- Tỷ số truyền (của một cặp bánh răng) có thể từ 1 đến 10 hoặc có thể cao hơn.

5.2. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG

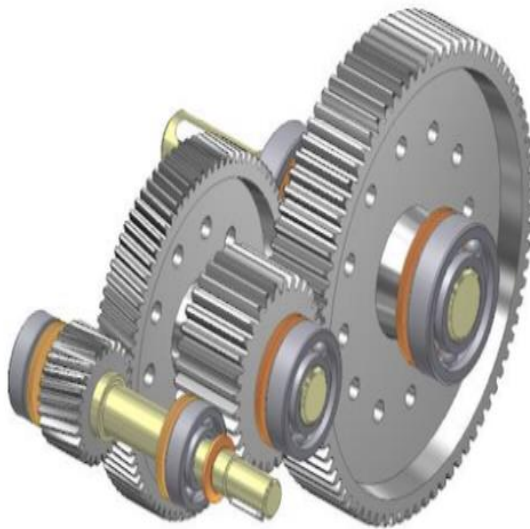
5.2.1. Tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp

Tỉ số truyền:

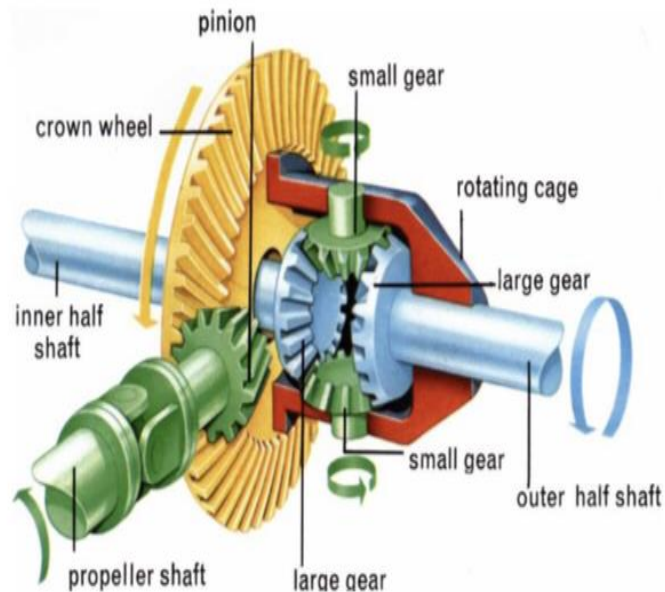
$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \pm \frac{Z_2}{Z_1} \quad (5.1)$$

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



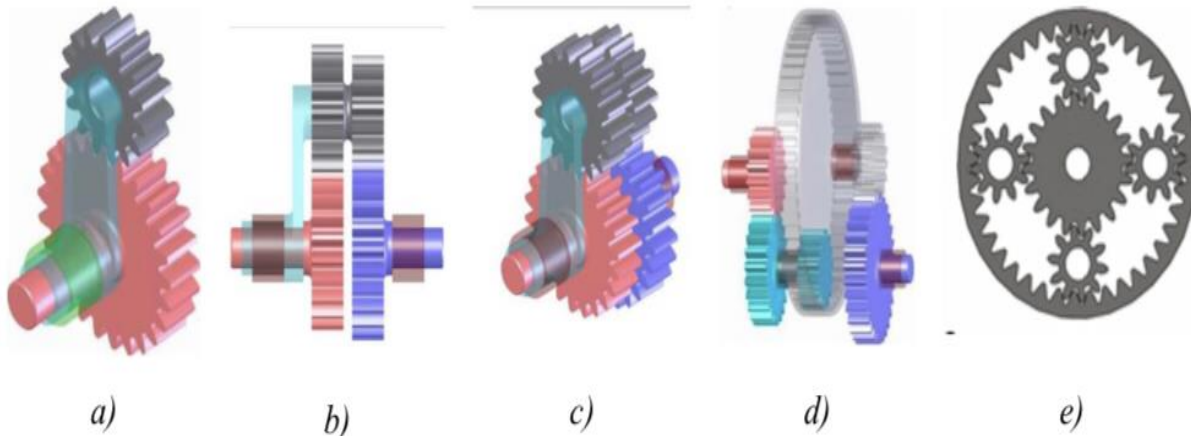
Hình 5.11: Hệ bánh răng không gian

5.2.2. Tỉ số truyền của hệ thống bánh răng thường

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

$$u_{1n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{n_1}{n_n} \quad (5.2)$$

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



Hình 5.12: Hệ bánh răng hành tinh - vi sai

Công thức của hệ vi sai là (hình 5.12b):

$$u_{13}^c = \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_3 - \omega_c} = (-1)^2 \frac{Z_2 Z_3}{Z_1 Z_{2'}} \quad (5.2)$$

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.

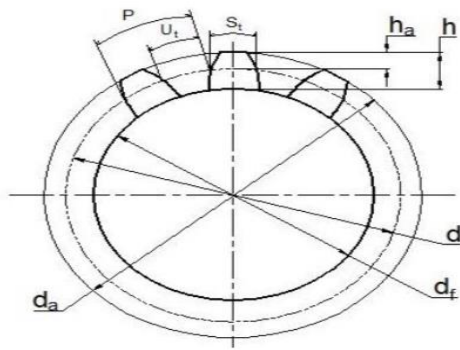
- Số răng bánh lớn Z_2 : xác định từ tỉ số truyền

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

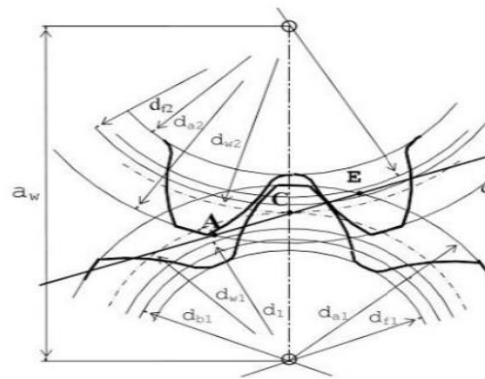
Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng theo bảng 5.1

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
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	$a_w = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m.(Z_2 \pm Z_1)}{2}$



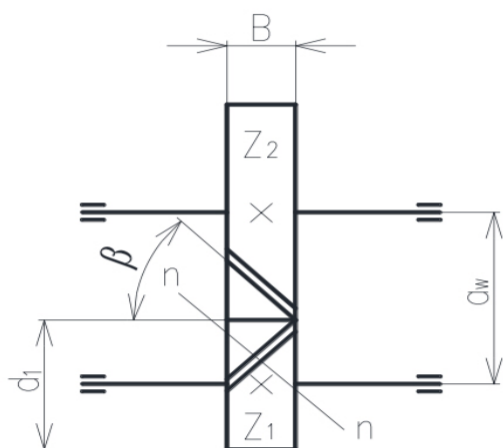
Hình 5.13. Các thông số hình học chủ yếu của bánh răng



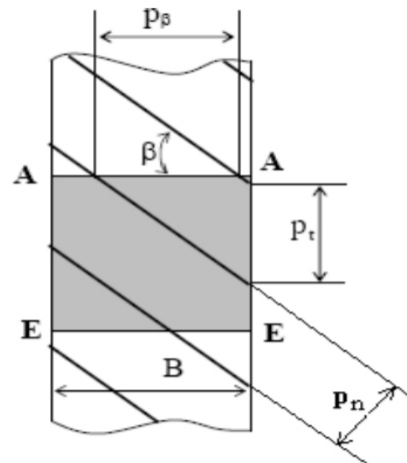
Hình 5.14. Các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền bánh răng

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 trụ răng nghiêng



Hình 5.16. Các bước răng của bánh răng trụ 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: $p_n = p_t \cos \beta$; $m_n = m_t \cos \beta$

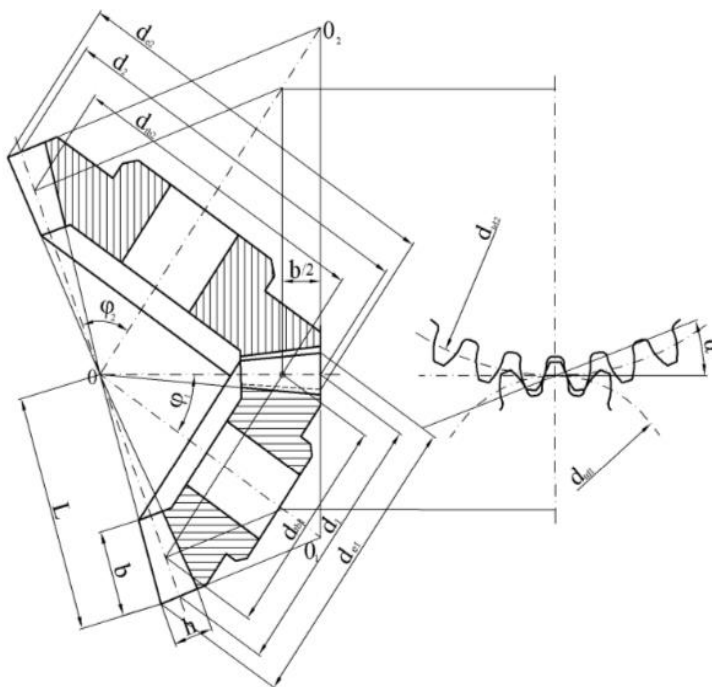
- Đối với bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng, giá trị m_n được tiêu chuẩn hóa. Các giá trị tính toán thì tính theo m_t .

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

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 $2 \div 3$ m/s) thường dùng bánh răng côn răng thẳng vì chế tạo và lắp ghép đơn giản hơn các loại bánh răng nón khác. Khi vận tốc cao thì dùng bánh răng côn răng nghiêng hoặc răng cung tròn vì sự ăn khớp êm, khả năng tải cao và tính công nghệ cũng cao. So với bánh răng trụ thì bánh răng nón chế tạo và lắp ghép phức tạp hơn, các trục lại cắt nhau khiến khó bố trí ổ trục (một trục phải để

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 lắn (trùng với mặt nón chia) của bánh dẫn, bánh bị dẫn.

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

Tỷ số truyền:

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

công xôn). Việc cố định ổ trục cũng phức tạp vì có lực dọc trục. Do đó chỉ sử dụng bánh răng nón khi cần thiết.

** Các thông số hình học ở đáy lớn:*

- Môđun ở đáy lớn: m_s .
- Chiều dài đường sinh mặt nón lăn: $L = 0,5 \cdot m_s \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$
- Chiều dài răng: $b = (0,3 \div 0,33)L$
- Đường kính vòng lăn (vòng chia): $d_1 = m_s \cdot Z_1$; $d_2 = m_s \cdot Z_2$
- Đường kính vòng đỉnh: $d_{e1} = m_s \cdot (Z_1 + 2 \cos \varphi_1)$; $d_{e2} = m_s \cdot (Z_2 + 2 \cos \varphi_2)$
- Đường kính vòng chân: $d_{f1} = m_s \cdot (Z_1 - 2,4 \cos \varphi_1)$; $d_{f2} = m_s \cdot (Z_2 - 2,4 \cos \varphi_2)$
- Chiều cao răng: $h = 2,2 \cdot m_s$

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

** Các thông số ở tiết diện trung bình:*

- Môđun trung bình: m_{tb}

- Đường kính trung bình: $d_{tb1}=m_{tb}.Z_1=2(L-0,5b)\sin\varphi_1$

$d_{tb2}=m_{tb}.Z_2=2(L-0,5b)\sin\varphi_2$

Lưu ý: do kích thước độ lớn của răng tỷ lệ với khoảng cách đến đỉnh các mặt nón nên ta có tỉ lệ:

$$\frac{m_{tb}}{m_s} = \frac{L - 0,5 \cdot b}{L}$$

Khi xét lực tác dụng lên bộ truyền bánh răng, ta chỉ xét lực tác dụng lên bánh răng dẫn, trên bánh răng bị dẫn lực tác dụng ngược chiều và cùng độ lớn với lực trên bánh dẫn.

1. **Lực pháp tuyến F_n** : nằm trên mặt phẳng pháp tuyến với mặt ngang và phân tích thành 2 thành phần là lực vòng F_t và lực hướng tâm F_r

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

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

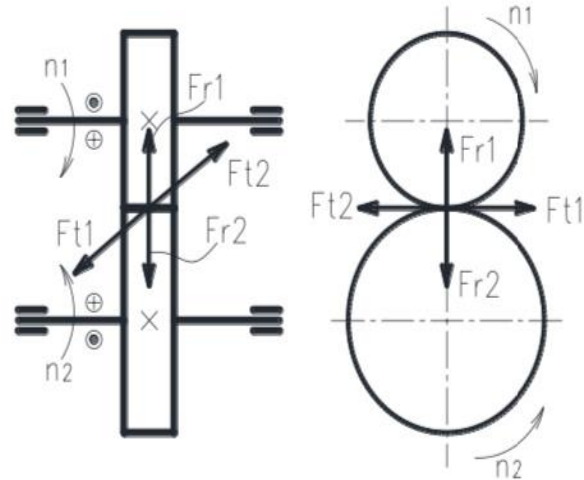
2. Lực vòng F_{t1}

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

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

3. Lực hướng tâm F_{r1}

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



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 .

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

2. Lực vòng F_{t1}

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

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

3. Lực hướng tâm F_{r1}

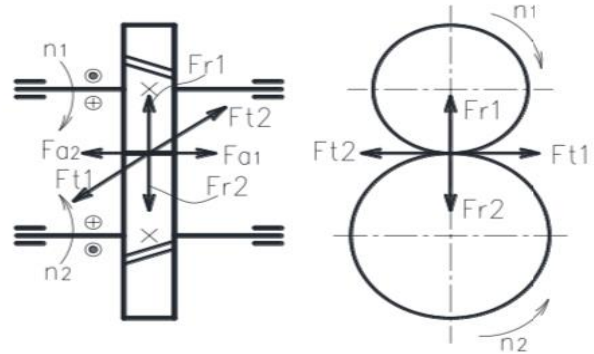
- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều hướng vào tâm bánh răng

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

4. Lực hướng tâm F_{a1}

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

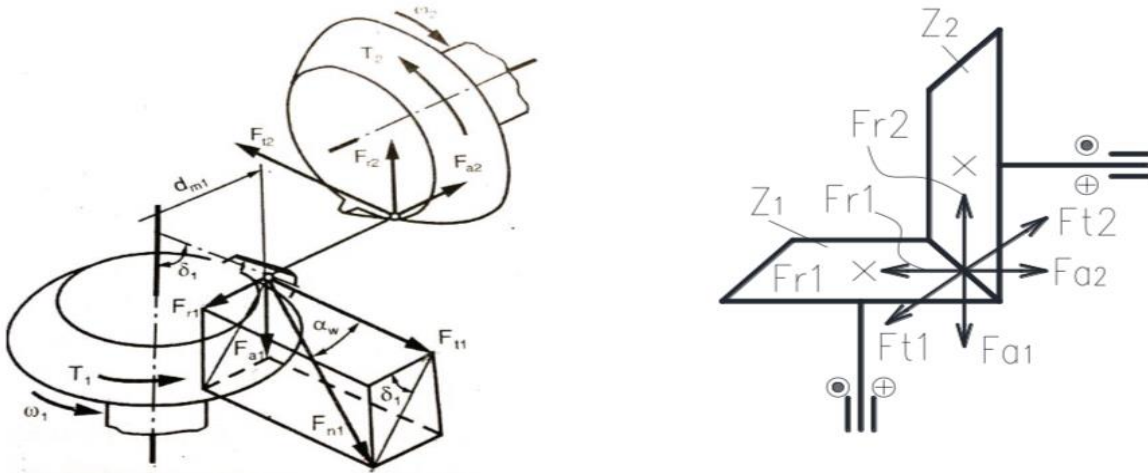
- Giá trị: $F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \tan \beta$



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 .

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

2. Lực hướng tâm

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp
- Phương chiều: F_{r1} tác dụng lên trục I, vuông góc với trục I và hướng về phía trục I. Lực hướng tâm F_{r2} vuông góc với trục II và hướng về phía 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: $F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_1 = F_{r2}$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_2 = F_{r1}.$$

Hiệu suất bộ truyền động bánh răng

Hiệu suất

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

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

Để giảm mất mát công suất do ma sát, giảm mài mòn răng và đề phòng các chi tiết máy bị han gỉ cần bôi trơn bộ truyền thường xuyên. Đối với bộ truyền để hở của những máy không quan trọng có thể bôi trơn định

kỳ bằng mỡ. Đối với bộ truyền kín, ta có hai kiểu bôi trơn là bôi trơn ngâm dầu và bôi trơn lưu thông.



Hình 5.23. Bôi trơn bánh răng

Bôi trơn ngâm dầu: Bánh răng được ngâm trong dầu ở trong hộp. Cách bôi trơn này thường dùng khi vận tốc $v \leq 12 \text{ m/s}$. Khi vận tốc vòng lớn, công suất mất mát do khuấy dầu tăng lên, dầu dễ bị biến chất do bắn tóe, mặt khác các chất cặn bã ở đáy hộp dễ bị khuấy động và hắt vào chỗ ăn khớp làm cho răng chóng bị mài mòn. Vì vậy cần đảm bảo lượng dầu ngâm cần thiết. Khi vận tốc của bộ truyền gần bằng 12 m/s thì bánh răng được ngâm trong dầu với chiều cao là $(0,75 \div 2)h$ nhưng không nhỏ hơn 10 mm . Trong đó: h là chiều cao răng. Đối với bánh răng côn, mức dầu nên ngập chiều rộng bánh răng lớn. Khi vận tốc nhỏ $(0,8 \div 1,5) \text{ m/s}$, lấy chiều sâu ngâm dầu bằng $1/6$ bán kính bánh răng cấp nhanh và bằng $1/4$ bán kính bánh răng cấp chậm. Lượng dầu bôi trơn thường vào khoảng $(0,4 \div 0,8)$ lít cho

1 kW công suất truyền.

Bôi trơn lưu thông: Phương pháp này dùng cho bộ truyền có vận tốc lớn (lớn hơn 12

$\div 14$) m/s . Dầu bôi trơn có áp suất $(0,5 \div 1,75) \text{ at}$ được bơm từ bể qua các đường ống, qua các vòi phun đến bôi trơn chỗ ăn khớp. Đối với bánh

răng nghiêng hoặc bánh răng chữ V nên đặt vòi phun sao cho các tia dầu bắn theo chiều quay của bánh răng.

Đề 1. ĐỀ 1

Câu 1. (3,0 điểm)

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1 = 8\text{kW}$; số vòng quay bánh dẫn $n = 1440\text{vòng/phút}$; tỷ số truyền $u=2$; đường kính bánh dẫn $d_1=225\text{mm}$, lực căng ban đầu $F_0=1000\text{N}$ và khoảng cách trục $a=1500\text{mm}$. Bỏ qua hiện tượng trượt trơn và lực căng phụ F_v . Hãy xác định:

- Góc ôm đai α_1 và chiều dài dây thực tế đai L ? (1đ).
- Vận tốc v_1 ; lực vòng F_t ; lực trên nhánh căng F_1 ; lực trên nhánh chùng F_2 trục F_r (1,25đ).
- Hệ số ma sát f tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt trơn (0,75đ).

Câu 2. (3 điểm)

và lực tác dụng lên

Bộ truyền xích ống con lăn truyền công suất $P_1=10\text{kW}$ có các thông số sau: số răng đĩa xích dẫn $Z_1=21$ răng; tỉ số truyền $u=4$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=420$ vòng/phút. Đường nối tâm hai đĩa xích hợp với phương ngang bộ truyền một góc 30° ; làm việc êm; khoảng cách trục $a=40\text{.pc}$; bôi trơn định kì; khoảng cách trục bộ truyền xích điều chỉnh được; làm việc hai ca; xích 1 dãy. Xác định:

- Hệ số K và chọn bước xích p_c ? (1,5 điểm)
- Số mắt xích X để nối xích dễ dàng? (0,75 điểm)
- Vận tốc, lực vòng và lực tác dụng lên ổ trục? (0,75 điểm)

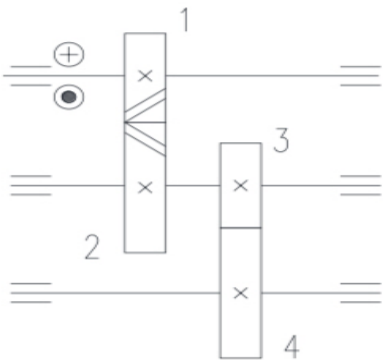
Câu 3. (1,5 điểm)

Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn có khoảng cách trục $a_w = 320\text{mm}$, tỉ số truyền $u=4$, góc ăn khớp $\alpha=20^\circ$, mô đun pháp tuyến $m_n=5\text{mm}$, 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 ?

Câu 4. (2,5 điểm)

Phân tích lực tác dụng và tính giá trị các lực tác dụng lên các cặp bánh răng ăn khớp theo sơ đồ bên. Cho biết $T_1=100000\text{Nmm}$, $Z_1=30$, $Z_2=60$, $Z_3=20$, $Z_4=40$. Mô đun $m_n=m=5\text{mm}$. Góc nghiêng răng là 15° , góc ăn khớp 20°

(lưu ý: vẽ hình phân tích lực rồi mới tính độ lớn)



Giải

Câu 1 l:

Tóm tắt

$P_1=8\text{kW}$

$n=1440\text{ vòng/phút}$

$u=2$

$$d1=1000N$$

$$a=1500mm$$

Giải

Góc ôm đai

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 180 - 57 \cdot (d1 \cdot (u-1) / a) \\ &= 180 - 57 \cdot (225 \cdot (2-1) / 1500) = 171,45^\circ \end{aligned}$$

$$\alpha_1 = 171,45^\circ$$

$$\Rightarrow 171,45 = 180 - 57 \cdot (d2 - 225) / 1500$$

$$\Rightarrow d2 = 450mm$$

Chiều dài thực tế đai L

$$L_{tt} = 2a + \pi/2 \cdot (d1 + d2) + ((d2 - d1)^2 / 4 \cdot a)$$

$$L_{tt} = 2a + \pi/2 \cdot (225 + 450) + ((450 - 225)^2 / 4 \cdot 1500)$$

$$= 4068,7mm$$

Nếu L là đai dẹt

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

$$= 4168,7 - 4468,7mm$$

$$= 4450mm$$

b) Vận tốc V1

$$V1 = (\pi \cdot d1 \cdot n1) / 60000$$

$$= (\pi \cdot 225 \cdot 1440) / 60000$$

$$= 17m/s$$

Lực vòng

$$F_1 = 1000 \cdot P/V$$

$$= 1000 \cdot 8/17$$

$$= 470,6 \text{ N}$$

Lực trên nhánh căng

$$F_1 = F_0 + 0,5 \cdot F_t = 1000 + 0,5 \cdot 470,6 = 1235,3 \text{ N}$$

$$F_2 = F_0 - 0,5 \cdot F_t = 1000 - 0,5 \cdot 470,6 = 764,7 \text{ N}$$

Lực tác dụng lên trục

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

$$= 2 \cdot 1000 \cdot \sin(1500/2)$$

$$= 1000 \text{ N}$$

c) Điều kiện để không xảy ra trượt trên

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

$$1000 \geq 470,6/2 \cdot (e^{f \cdot 171,45} + 1) / (e^{f \cdot 171,45} - 1) + 0$$

$$f \geq 28 \cdot 10^{-3}$$

Vậy hệ số ma sát tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt trên là $f_{\min} = 0,28$

Câu 2:

Tóm tắt

$$P_1 = 10 \text{ kW}$$

$$Z_1 = 21 \text{ răng}$$

$$u = 4$$

$$n_1 = 420 \text{ vg/ph}$$

$$a = 40 \text{ mm}$$

Giải

a) Hệ số và bước xích pc

$K_o=1$ truyền ngang góc 30 độ

$K_a=1$ 40.pc

$K_{dc}=1$ điều chỉnh được

$K_b=1,5$ bôi trơn định kì

$K_r=1$ làm việc êm

$K_{lv}=1,12$ làm việc hai ca

$K=K_o.K_a.K_{dc}.K_b.K_r.K_{lv}$

$K=1.1.1.1,5.1.1,12=1,68$

$K_z=Z_{01}/Z_1=25/Z_1=25/21$

$K_n=n_{01}/n_1=400/420=20/21$

$K_x=1$

$\Rightarrow p_t = (K.K_z.K_n)/K_x.P_1$

$= (1,68.25/21.20/21)/1.10$

$= 400/21$

$= 19,05$

$P_t \leq P \Rightarrow$ Bước xích $p_c=31,75\text{mm}$

Số răng Z_1, Z_2

$Z_1=29-2.u=21$ răng

$Z_2=u.Z_1=4.21=84$ răng

$a=40.p_c=40.31,75=1270\text{mm}$

Số mắt xích X

$X=2a/p_c + (Z_1+Z_2)/2 + ((Z_2-Z_1)^2/2 \cdot \pi)^{1/2} \cdot P_c/a$

$$= 2.1270/31,75 + (84+21)/2 + ((84-21)^2/2 \cdot \pi)^{1/2} \cdot 31,75/1270$$

$$= 135,01 \text{ Chọn } X = 136 \text{ mắt xích}$$

c) Lực tác dụng ô trục

$$u = n_1/n_2 \Rightarrow 4 = 420/n_2 \Rightarrow n_2 = 105$$

$$v = (p \cdot Z \cdot n_2)/600000 = (31,75 \cdot 84 \cdot 105)/600000 = 4,67 \text{ m/s}$$

$$F_t = 1000 \cdot P/v = 1000 \cdot 10/4,67 = 2141,3 \text{ N}$$

Lực tác dụng ô trục

$$K_m = 1,15 \text{ xích nằm ngang}$$

$$F_r = k_m \cdot F_t \Rightarrow F_r = 1,15 \cdot 2141,3 = 2462,5 \text{ N}$$

Câu 3:

Tóm tắt

$$a_w = 320 \text{ mm}$$

$$u = 4$$

$$\alpha = 20^\circ$$

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

Giải

Khoảng cách trục

$$a_w = (m_n \cdot (Z_1 + Z_2))/2 \cos B$$

$$320 = (5 \cdot (Z_1 + Z_2))/2 \cos B$$

$$\Rightarrow \cos B = (5 \cdot (Z_1 + Z_2))/2 \cdot 320 \quad (1)$$

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

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

Thay 1 vào 2 ta được

$$\cos 8^\circ \geq 5 \cdot Z_1/2 \cdot 320 \geq \cos 20^\circ$$

$$(2.320 \cdot \cos 8^\circ)/25 \geq 5.5Z_1/2.320 \geq (2.320 \cdot \cos 20^\circ)/25$$

$$25,35 \geq Z_1 \geq 24,05$$

Chọn $Z_1 = 25$ răng

$$Z_2 = uZ_1 = 4.25 = 100 \text{ răng}$$

Góc nghiêng B

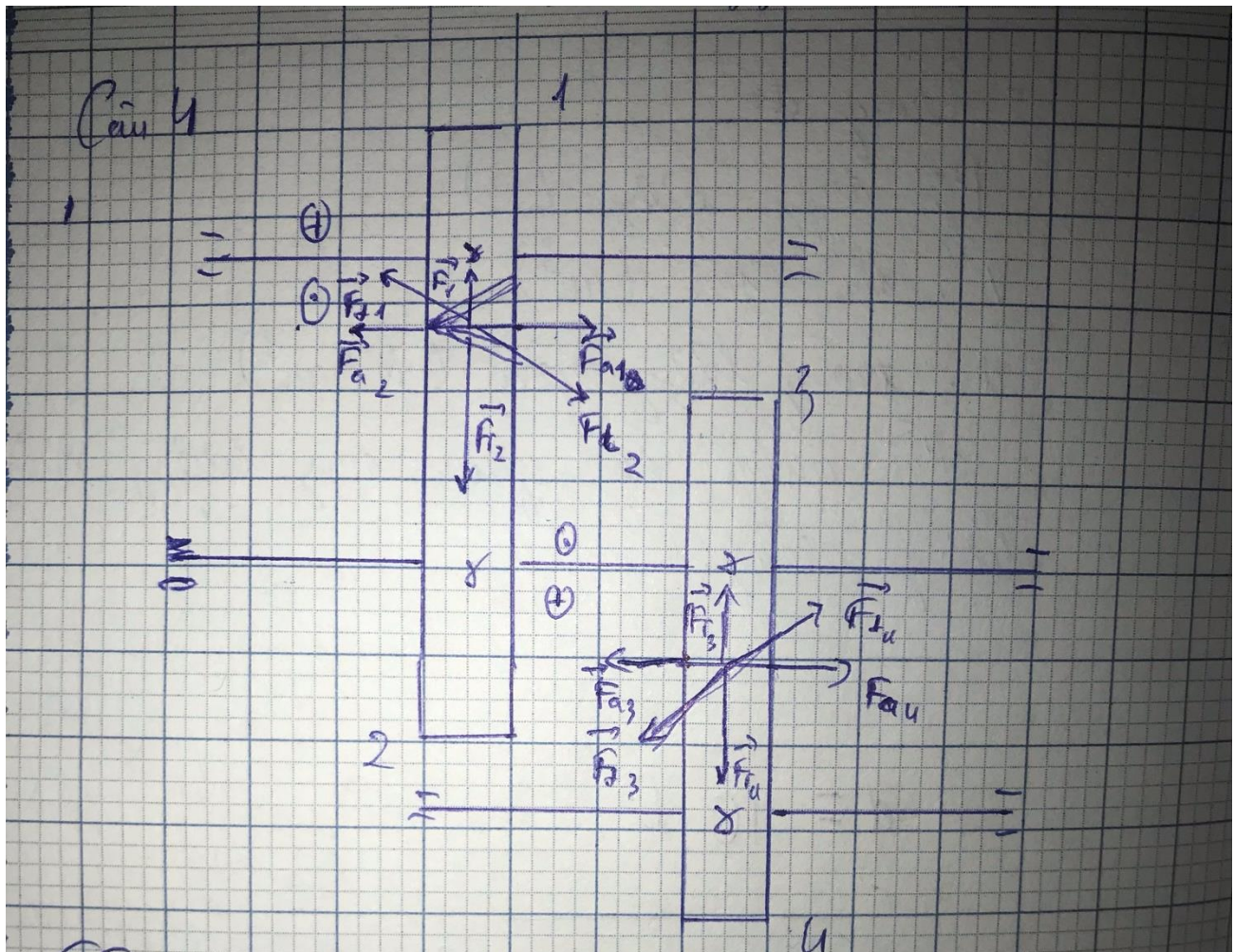
$$a_w = (m_n \cdot (Z_2 + Z_1)) / 2 \cos B$$

$$320 = (5 \cdot (100 + 25)) / 2 \cos B$$

$$\Rightarrow \cos B = (5 \cdot (100 + 25)) / 2.320 = 125/128$$

$$\Rightarrow B = 12,43^\circ$$

Câu 4



Tóm tắt

$$T=100000Nm$$

$$Z1=30$$

$$Z2=60$$

$$Z3=20$$

$$Z4=40$$

$$mn=m=5mm$$

Giải

$$F_{t1} = (2T1.\cos B)/mn.Z1$$

$$=(2.100000.\cos 15)/5.30$$

$$=1287,9$$

$$F_r = (F_t.tg \alpha)/\cos B = (1287,9.tg 20)/\cos 15$$

$$=485,3N$$

$$F_a = F_t.tg B = 1287,9.tg 15 = 345,1N$$

