

ỦY BAN NHÂN DÂN THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
TRƯỜNG CAO ĐẲNG LÝ TU TRỌNG THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
KHOA CƠ KHÍ



TIỂU LUẬN MÔN HỌC
HỌC PHẦN NGUYÊN LÝ CHI TIẾT MÁY
ĐỀ SỐ: 3

HVTH: NGUYỄN ĐÌNH HÙNG
Ngành học: KHOA ĐỘNG LỰC
Lớp học: 19T4-CNÔ5

GVHD: LƯU THỊ YẾN VŨ

Thành phố Hồ Chí Minh – 12/2021

ỦY BAN NHÂN DÂN THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
TRƯỜNG CAO ĐẲNG LÝ TỰ TRỌNG THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
KHOA CƠ KHÍ



TIỂU LUẬN MÔN HỌC
HỌC PHẦN NGUYÊN LÝ CHI TIẾT MÁY
ĐỀ SỐ: 3

Ngành học: KHOA ĐỘNG LỰC
Lớp học: 19T4-CNÔ5

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 7/2021

LỜI NÓI ĐẦU:

Chi tiết máy là một trong những môn rất quan trọng đối với sinh viên học tập các chuyên ngành có gốc ngành cơ khí. Đây là một dịp sinh viên phải vận dụng đồng thời và hiệu quả các kiến thức của nhiều môn học đã thu thập được để thiết kế các chi tiết máy có công dụng chung.

Thiết kế máy cơ khí là một công việc đòi hỏi sự kế thừa và sự sáng tạo liên tục. Cuốn sách Đồ án môn học chi tiết máy sẽ giúp cho sinh viên hoàn thành tốt môn học chi tiết máy, góp phần hình thành những phẩm chất cần thiết của nhà thiết kế máy cơ khí hiện đại phục vụ tốt cho công cuộc công nghiệp hóa và hiện đại hóa đất nước...

Em xin chân thành cảm ơn các thầy cô trong bộ môn đã tận tình giúp đỡ em, đặc biệt là cô hướng dẫn.

Mục lục

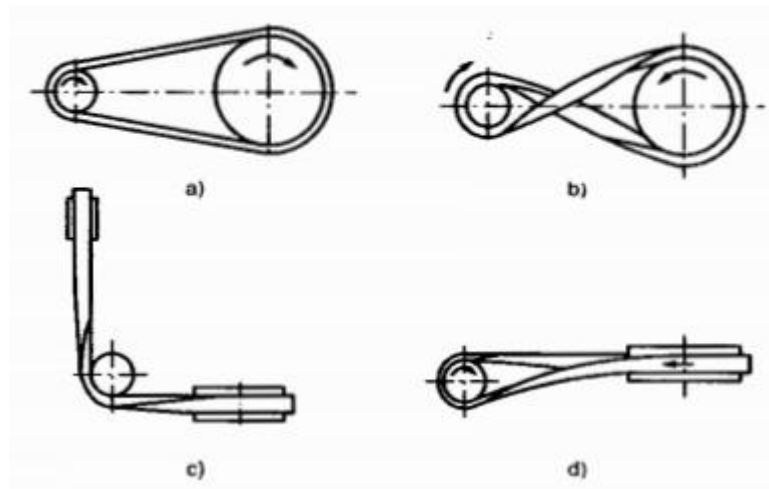
CHƯƠNG 1: BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.....	5
1. Khái niệm chung:.....	5
2. . Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai.....	5
3. Thông số hình học bộ truyền động đai.....	6
4. Lực tác động lên trục bộ truyền động đai.....	6
5. Bài tập áp dụng.....	7
CHƯƠNG 2: BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	8
1. Khái niệm chung.....	8
2. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền động xích.....	9
3. Thông số hình học của bộ truyền động xích.....	9
4. Động học của bộ truyền động xích.....	11
5. Lực tác dụng lên bộ truyền động xích.....	11
CHƯƠNG 3: TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	13
1. Khái niệm chung.....	13
2. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng.....	14
3. Truyền động của hệ thống bánh răng.....	15
4. Thông số hình học của bộ truyền động bánh răng.....	15
5. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng.....	17
CHƯƠNG 4: BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT.....	18
1. Khái niệm chung.....	18
2. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng.....	19
3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT ACSIMÉT20	

TÀI LIỆU THAM KHẢO

CHƯƠNG 1: BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1. Khái niệm chung:

Truyền động đai là truyền động bằng phương tiện kéo. Chúng truyền mômen xoắn và tốc độ giữa hai trục, và có thể có một khoảng cách lớn hơn so với bộ truyền bánh răng. Vì tất cả các dây làm bằng nhựa hoặc vải dệt, đặc tính của chúng khác biệt đáng kể với các bộ truyền bánh răng hoặc xích.



Hình 1: Bộ truyền đai

2. . Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai

Ưu điểm

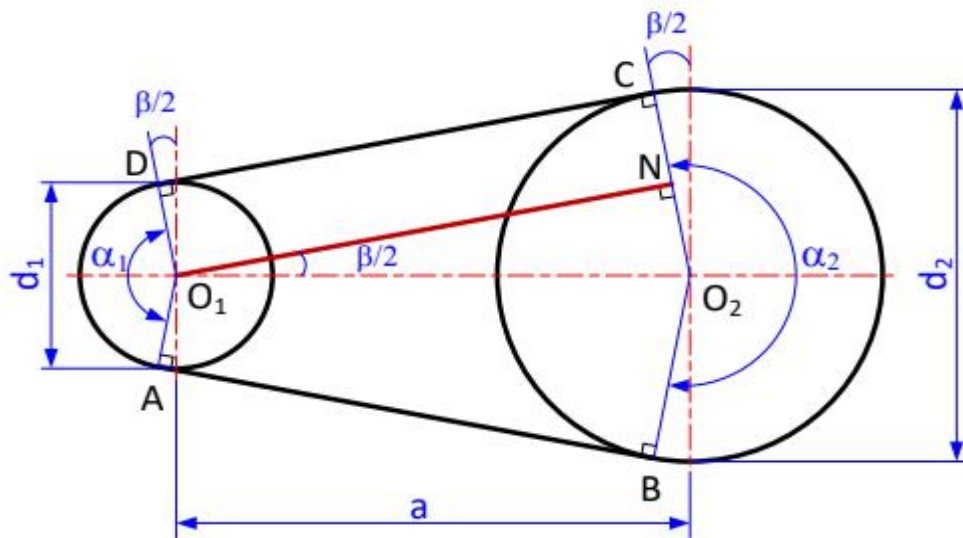
- Việc truyền lực có tính đàn hồi
- Chạy êm và ít ồn, chịu sốc
- Khoảng cách trục có thể lớn
- Không cần thiết bôi trơn
- Phí tổn bảo dưỡng ít

Nhược điểm

- Bị trượt qua sự giãn nở của dây đai
- Qua đó không có tỷ lệ truyền chính xác
- Nhiệt độ ứng dụng bị giới hạn
- Thêm tải trọng lên ổ trục do lực căng cần thiết của dây đai

3. Thông số hình học bộ truyền động đai

- Khoảng cách trục: a (mm)
- Đường kính bánh dẫn và bánh bị dẫn: d_1, d_2 (mm)
- Chiều dài hình học của đai: L (không tính đến độ võng, mm)
- Góc nghiêng của mỗi nhánh đai so với đường tâm bộ truyền: $\beta/2$
- Góc ôm của đai lên bánh dẫn và bánh bị dẫn: α_1, α_2



Hình 2: Thông số hình học chính của bộ truyền đai

4. Lực tác động lên trục bộ truyền động đai

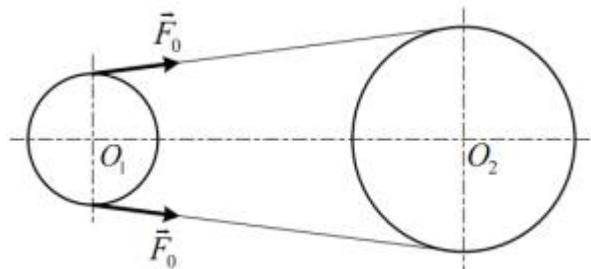
Lực vòng:

- Khi bộ truyền chưa làm việc, để tạo nên lực ma sát giữa đai và bánh đai, cần phải căng đai với lực căng ban đầu F_0 .
- 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: $\sigma_0 \leq 1,8 \text{ MPa}$

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



Hình 3: Lực căng ban đầu khi bộ truyền chưa làm việc

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

Ta có lực vòng:

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

Trong đó:

- F_t : lực vòng có ích (N)
- P : công suất (kW)
- v : vận tốc vòng của bánh đai (m/s)
- T_1 : moment xoắn trên trục

5. Bài tập áp dụng

CHƯƠNG 2: BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

1. Khái niệm chung

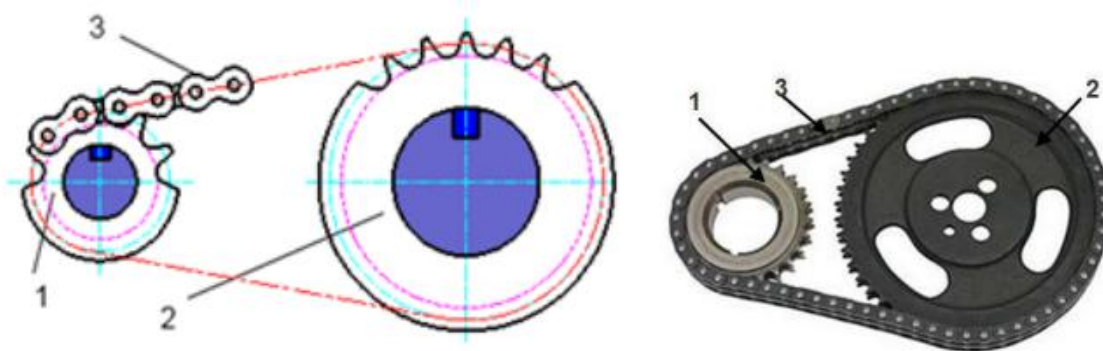
Nguyên lí làm việc của truyền động xích:

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.

Cấu tạo bộ truyền động xích:



Hình 4: 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). 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

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

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.

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.

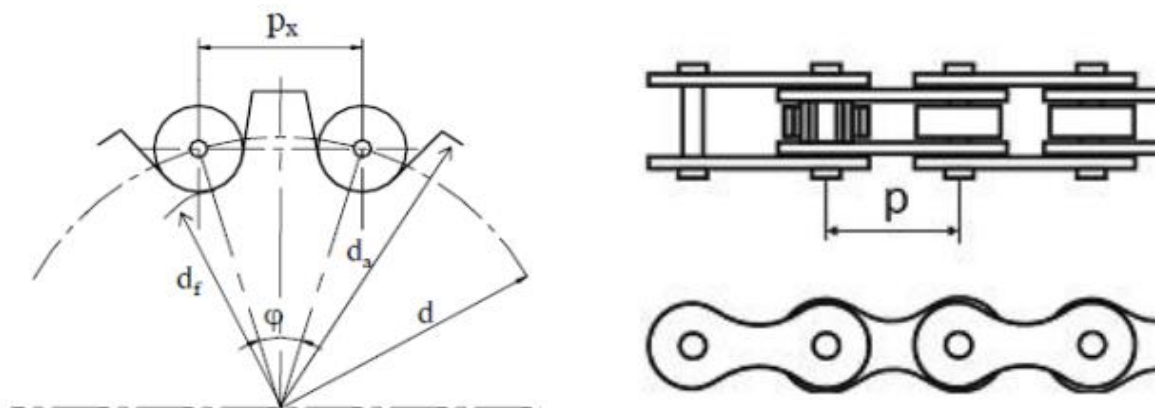
vi sử dụng:

- 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.

3. Thông số hình học của bộ truyền động xích

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



Hình 5: Thông số hình học của bộ truyền xích

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 5). 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. Động học của bộ truyền động xích

Vận tốc và tỉ số truyền trung bình:

- Vận tốc bộ truyền xích:

$$\begin{aligned}v_1 &= \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} \\&= \frac{p_c \cdot Z_1 \cdot n_1}{60000} \text{ (m/s)} \\v_2 &= \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000} \\&= \frac{p_c \cdot Z_2 \cdot n_2}{60000} \text{ (m/s)}\end{aligned}$$

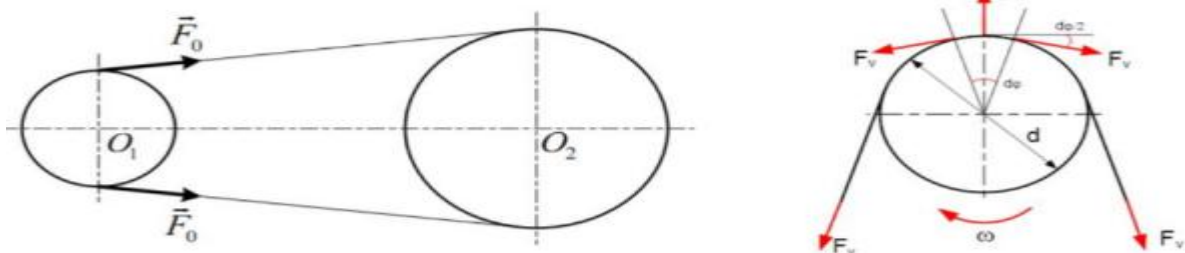
Vận tốc xích càng tăng thì xích càng chóng mòn, tải trọng động và tiếng ồn tăng. Do đó nên chọn $v \leq 15$ m/s

- Tỉ số truyền của bộ truyền xích:

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

Nên chọn $u \leq 8$

5. Lực tác dụng lên bộ truyền động xích



Hình 6: Lực tác dụng lên bộ truyền xích

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

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

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

q_m : khối lượng một mét xích (kg/m)

g : gia tốc trọng trường (m/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 $< 40^\circ$, $K_f = 1$ khi bộ truyền thẳng đứng.

- Điều kiện cân bằng của đĩa xích:

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

$$F_1 - F_2 = F_t$$

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

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

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

- Lực tác dụng lên ổ và trục: $F_r = K_m \cdot F_t$ K_m : hệ số trọng lượng xích

$K_m = 1,15$ bộ truyền xích nằm ngang hoặc khi góc nghiêng $< 40^\circ$ $K_m = 1$ bộ truyền thẳng đứng.

F_t : lực vòng có ích (N)

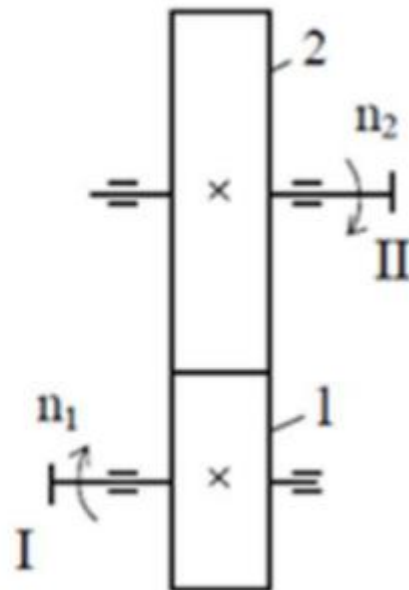
CHƯƠNG 3: TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

1. Khái niệm chung

Định nghĩa:

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

- Bánh răng dẫn 1, có đường kính d_1 được lắp trên trục dẫn I, quay với số vòng quay n_1 công suất truyền động P_1 mô men xoắn trên trục T_1
- Bánh răng bị dẫn 2, có đường kính d_2 , được lắp trên trục bị dẫn II, quay với số vòng quay n_2 , công suất truyền động P_2 , mô men xoắn trên trục T_2 .
- Trên bánh răng có các răng, khi truyền động các răng ăn khớp với nhau, tiếp xúc và đẩy nhau trên đường ăn khớp.



Hình 7: Sơ đồ bộ truyền bánh răng trụ

Nguyên lý làm việc:

Nguyên lý làm việc của bộ truyền bánh răng (Hình 7) có thể tóm tắt như sau: trục I quay với số vòng quay n_1 thông qua mỗi 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 mỗi 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.

2. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

Ưu điểm:

- Kích thước nhỏ, khả năng tải lớn;
- Tỷ số truyền không đổi;
- Hiệu suất cao, có thể đạt tới $97 \div 99\%$;
- Tuổi thọ cao, làm việc tin cậy trong phạm vi công suất, tốc độ và tỷ số truyền khá rộng

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.

Phạm vi sử dụng:

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

Bộ truyền bánh răng có thể:

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

3. Truyền động của hệ thống bánh răng

Tỉ số truyền:

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

n_1 : số vòng quay của bánh răng dẫn (vòng/phút); n_2 : số vòng quay của bánh răng bị dẫn (vòng/phút).

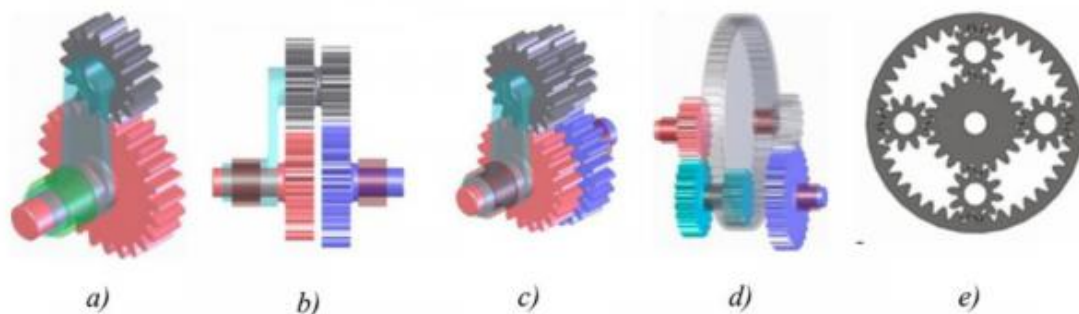
Z_1 : số răng của bánh răng dẫn; Z_2 : số răng của bánh răng bị dẫn

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

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

Tỉ số truyền của hệ thống bánh răng hành tinh – visai:



Hình 8: Hệ bánh răng hành tinh – visai

4. Thông số hình học của bộ truyền động bánh răng

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.

$m = t /$ 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

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	$d = m \cdot Z$
Chiều cao đỉnh răng	h_a	$h_a = m$
Chiều cao chân răng	h_f	$h_f = 1,25 \cdot m$
Chiều cao răng	h	$h = h_a + h_f = 2,25 \cdot m$
Đường kính vòng đỉnh	d_a	$d_a = m \cdot (Z + 2)$
Đường kính vòng chân	d_f	$d_f = m \cdot (Z - 2,5)$
Bước răng	t	$t = \pi \cdot m$
Khoảng cách tâm của hai bánh răng ăn khớp (dấu +: ăn khớp ngoài; dấu -: ăn khớp trong)	a_w	$a_w = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m \cdot (Z_2 \pm Z_1)}{2}$

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

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 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.

5. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng

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

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

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:

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

3. Lực hướng tâm F_r

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

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \tan \alpha}{\cos \beta}$$

- Giá trị:

4. Lực hướng tâm F_a

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

Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng côn răng thẳng:

1. Lực vòng:

Ft1 tác dụng lên trục dẫn I, lực Ft2 tác dụng lên trục II.

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp
- Phương của Ft1 và Ft2 trùng với đường tiếp tuyến chung của hai vòng lăn. Chiều của Ft1 ngược với chiều quay n1, chiều của Ft2 cùng với chiều quay n2.

2. Lực hướng tâm:

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp
- Phương chiều: Fr1 tác dụng lên trục I, vuông góc với trục I và hướng về phía trục I.

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

- Giá trị: $Fr1 = Ft1.tg\alpha.cos\delta1$. $Fr2 = Ft2.tg\alpha.cos\delta2$.

3. Lực dọc trục:

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp
- Phương chiều: Fa1 tác dụng lên trục I, song song với trục I. Lực dọc trục Fa2 song song với trục II. Chiều của lực Fa1 hướng về đáy lớn của bánh dẫn, chiều 18 của Fa2 luôn luôn hướng về phía đáy lớn của bánh bị dẫn.
- Giá trị: $Fa1 = Ft1.tg\alpha.sin \varphi1 = Fr2$ $Fa2 = Ft2.tg\alpha.sin \varphi2 = Fr1$.

CHƯƠNG 4: BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

1. Khái niệm chung

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

Truyền động trục vít thuộc loại truyền động bánh răng đặc biệt dùng để truyền chuyển động quay và tải trọng giữa hai trục chéo nhau, góc giữa hai trục thường là 90° .



Hình 9: Hộp giảm tốc và ốc vít

Trục vít là một trục có nhiều vòng ren, thường bằng thép. Bánh vít có cấu tạo tương tự bánh răng nghiêng nhưng dạng răng khác, mặt chân răng là một phần của mặt xuyên, thường làm bằng hợp kim màu. Bánh vít được gia công bằng dao phay lăn có hình dạng giống như trục vít sẽ ăn khớp với nó (nhưng đường kính ngoài của dao hơi lớn hơn đường kính ngoài của trục vít để tạo nên khe hở hướng tâm ở chân răng bánh vít).

Ren trục vít và răng bánh vít tiếp xúc nhau theo đường; thông thường trục vít dẫn động.

2. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng

Ưu điểm:

- Tỷ số truyền lớn, có thể đến 1000
- Làm việc êm và không ồn;
- Có khả năng tự hãm (trong một vài trường hợp)

Nhược điểm

- Hiệu suất thấp do ma sát;
- Cần dùng vật liệu giảm ma sát (đồng thanh) tương đối đắt tiền để làm bánh vít.

Phạm vi ứng dụng

- Cơ cấu bánh vít–trục vít có hiệu suất thấp nên thường chỉ dùng để truyền công suất nhỏ và trung bình.
- Cơ cấu bánh vít–trục vít được dùng trong máy nâng chuyển, máy cắt kim loại, ô tô v.v...

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

- Môđun m

$m = t/\pi$ (mm) t: bước ren trục vít = bước ren bánh vít⁷³

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

Dãy 1: 1,0; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20
Dãy 2: 1,5; 3; 3,5; 6; 7; 9; 12; 14

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

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

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

Dãy 1: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25;

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

Chọn hệ số đường kính q theo môđun m

Modul m (mm)	Hệ số đường kính q
1,6	10; 12,5; 16; 20
2; 2,5; 3,15; 4; 5; 8; 10; 12,5	8; 10; 12,5; 16; 20
6,3	8,9; 10; 12,5; 14; 16; 20
16	8; 10; 12,5; 16
20	8; 10

Tỉ số truyền (u)

Khi trục vít quay một vòng thì mỗi điểm trên vòng lăn của bánh vít di chuyển được một khoảng S (bước của đường xoắn ốc), nghĩa là bánh vít quay được $S/\pi.d_2$ vòng. Vậy trong một phút trục vít quay được n₁ vòng thì bánh vít quay được:

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

Tỉ số truyền:

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

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

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

LỰC TÁC DỤNG VÀ TẢI TRỌNG TÍNH

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

- **Điểm đặt:** vị trí ăn khớp

- **Phương chiều:** Phương của Ft1 tiếp tuyến với vòng lăn trục vít, phương của Ft2 tiếp

tuyến với vòng lăn của bánh vít. Chiều của Ft1 ngược với chiều quay n_1 , chiều của Ft2 cùng với chiều quay n_2 .

- Giá trị của Ft1 và Ft2

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

Lực hướng tâm Fr:

- **Điểm đặt:** vị trí ăn khớp

- **Phương, chiều:** Fr1 tác dụng lên trục I, vuông góc với trục I và hướng về phía trục I. Lực hướng tâm Fr2 vuông góc với trục II và hướng về phía trục II.

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

Lực dọc trục Fa

- Góc ôm đai 1 và chiều dài cần thiết của dây đai L?(0,75đ)
- Vận tốc v_1 ; lực vòng F_t ; lực tác dụng lên ổ trụ F_r . (0,75đ)
- Hệ số ma sát f tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt trơn (0,5đ)

d. Nếu thay đai dẹt bằng đai thang, xác định chiều dài dây đai L theo tiêu chuẩn và tính lại

khoảng cách trục chính xác? (1,0 đ)

BÀI 2. (2,25 điểm)

Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: khoảng cách trục $a=1000$ mm, bước xích

$p_c=25,4$ mm; công suất truyền động $P=10$ kW; số răng đĩa xích dẫn $Z_1=25$ răng; tỉ số truyền $u=2$;

số vòng quay bánh dẫn $n_1=400$ vòng/phút. Xác định:

a. Số răng đĩa xích dẫn, đường kính vòng chia đĩa xích dẫn và bị dẫn, số mắt xích X có xét

đến điều kiện nối xích dễ dàng ? (1,25đ)

b. Vận tốc v_1 ; lực vòng F_t và lực tác dụng lên ổ trục F_r biết bộ truyền nằm ngang? (1,0đ)

BÀI 3. (2,5 điểm)

Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn ăn

khớp ngoài như hình bên truyền mô men xoắn

$T_1=50000$ Nmm có khoảng cách trục $a_w=200$ mm, số răng

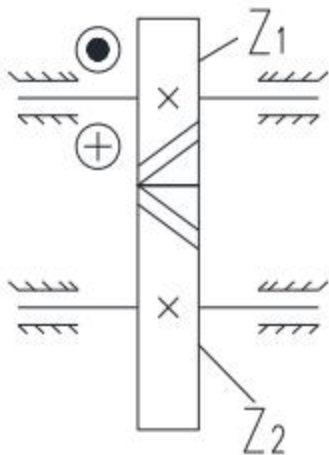
$Z_1=20$ răng, $Z_2=65$ răng, góc ăn khớp $\alpha=20^\circ$, các bánh răng

không dịch chỉnh, 2 bánh răng ăn khớp ngoài. Hãy xác định:

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

b. Phân tích và tính giá trị các lực tác dụng lên cặp

bánh răng trên đã cho. (1,25 đ)



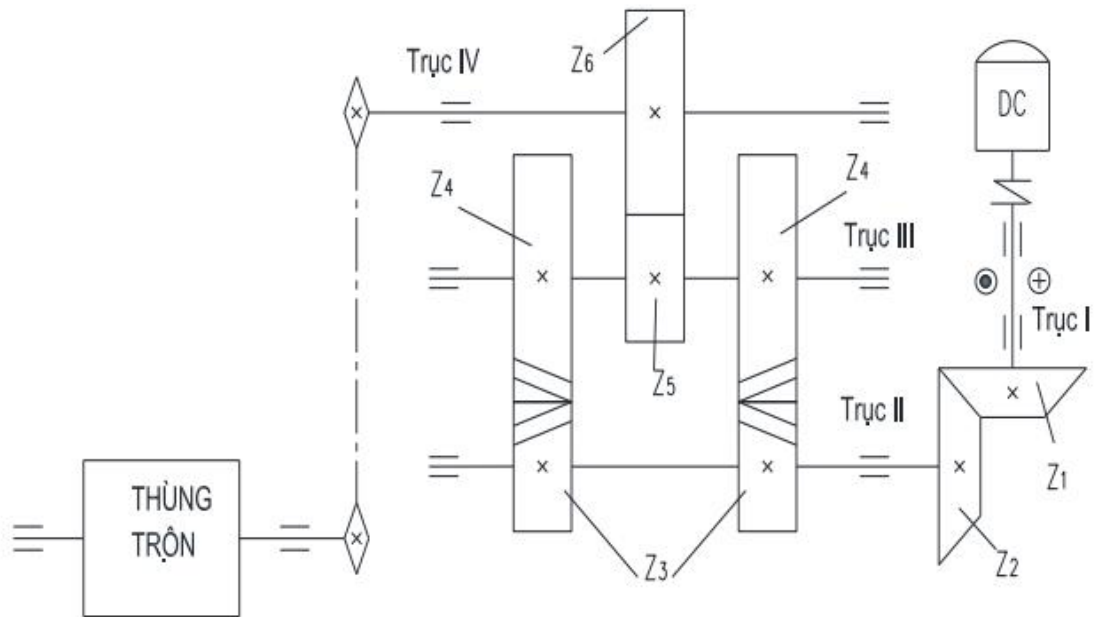
BÀI 4. (2,25 điểm)

Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc}=1460$

vòng/phút. Số răng các bánh răng: $Z_1=25$, $Z_2=50$, $Z_3=20$, $Z_4=60$, $Z_5=25$, $Z_6=50$, tỉ số truyền của

bộ truyền xích $u_x=2,5$. Xác định:

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



BÀI LÀM

Câu 1

a) Đường kính d2

$$U = \frac{d2}{d1} \Rightarrow 3 \frac{d2}{160} = 480 \text{ mm}$$

Góc ôm đai

$$a1 = 160 - 57 \times \frac{d2 - d1}{a} = 160 - 57 \times \frac{480 - 160}{1800} = 149,86^\circ$$

Chiều dài tính toán Ltt

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

$$L_{tt} = 2 \times 1800 + \frac{\pi}{2} \times (160 - 480) + \frac{(480 - 160)^2}{4 \times 1800} = 4619,5 \text{ mm}$$

$$\text{Chọn } L = L_{tt} + (100 - 400)$$

$$= 4619,5 + 100 = 4719,5 \text{ mm}$$

b) Vận tốc

$$v1 = \frac{\pi \times d1 \times N1}{60000} = \frac{\pi \times 160 \times 900}{60000} = 7,53 \text{ m/s}$$

Lực vòng Ft

$$F_t = \frac{1000 \times p1}{v1} = \frac{1000 \times 10}{7,53} = 1328,0 \text{ N}$$

Lực tác dụng lên ổ trục

$$Fr=2 \times F_0 \times \left(\frac{a_1}{2}\right)$$

$$Fr=2 \times 100 \times \left(\frac{149,86}{2}\right)$$

$$Fr=843,02n$$

c) điều kiện để không xảy ra hiện tượng trượt tròn

$$F_0 = \frac{F_t}{2} \times \frac{ef a_1 + 1}{ef a_1 - 1} + F_0 \quad (1)$$

$$\text{Đổi } a_1 = 149,86^0 = 2.61 \text{ rad}$$

$$(1) (=) F_0 \geq \frac{F_t}{2} \times \frac{ef a_1 + 1}{ef a_1 - 1}$$

$$1000 \geq \frac{1328,0}{2} \times \frac{ef \times 2,61 + 1}{ef \times 2,61 - 1}$$

$$\Rightarrow F \geq 0,613$$

Câu 2

$$a) \quad V = \frac{z_2}{z_1} = 2 \frac{z_2}{25} = 50 \text{ răng}$$

Số mắt xích X

$$X = \frac{2 \times a}{\beta c} + \frac{1}{2} (z_2 + z_1) + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right) \times \frac{pc}{a}$$

$$X = \frac{2 \times 1000}{25,4} + \frac{1}{2} (50 + 25) + \left(\frac{50 - 25}{2\pi}\right) \times \frac{25,4}{1000}$$

$$X = 82,53 \text{ chọn } X = 82 \text{ mắt xích}$$

Đường kính d1, d2

$$d_1 = \frac{pc}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{25}} = 202,6 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{pc}{\sin \frac{180}{z_2}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{50}} = 404,5 \text{ mm}$$

khoảng cách trục chính xác

$$a = 0.25 \times pc \left[\left(\frac{x - x_2 + z_1}{2} \right) + \sqrt{\left(x - \frac{z_2 - z_1}{2} \right)^2 - 8 \times \left(\frac{z_2 - 1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

$$a = 0.25 \times 25,4 \left[\left(\frac{82 - 50 + 25}{2} \right) + \sqrt{82 - \frac{50 + 25}{2}} - 8 \left(\frac{50 - 25}{2\pi} \right)^2 \right]$$

HẾT

