

**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: 25**

HVTH: Nguyễn Thanh Tiền

Ngành học: Công nghệ Chế tạo máy

Lớp học: 20C1-CTM1

MSSV: 20003732

GVHD: LƯ' 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: 25**

Ngành học: Công nghệ Chế tạo máy

Lớp học: 20C1-CTM1

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Lư Thị Yến Vũ

Thành phố Hồ Chí Minh – 10/2021

LỜI NÓI ĐẦU

Khoa học kỹ thuật và công nghệ ngày càng phát triển, nhằm đáp ứng nhu cầu của sự phát triển, nâng cao năng suất và chất lượng sản phẩm. Trong ngành cơ khí hiện nay thì các hệ thống bánh răng hành tinh được sử dụng rộng rãi trong các máy móc thiết bị, đặc biệt là được dùng trong hộp số của động với vai trò quan trọng của nó.

Hệ thống bánh răng hành tinh trong các hộp số đặc biệt là trong hộp số tự động ngày càng được sử dụng rộng rãi trong các động cơ để giúp điều khiển giảm tốc độ hay đảo chiều hay tăng tốc cho động cơ, giúp cho động cơ hoạt động theo ý muốn của người sử dụng góp phần vào sự đa dạng của các hệ thống bánh răng được sử dụng trong các loại hộp số.

Tập thiết kế môn học này có thể là tài liệu tham khảo cho ai quan tâm đến vấn đề liên quan nguyên lý hoạt động của hệ thống bánh răng hành tinh trong các loại hộp số tự động

Vì kiến thức và thời gian có hạn, kinh nghiệm thực tế không nhiều nên việc tính toán

thiết kế môn học này không tránh khỏi những thiếu sót. Rất mong được sự đóng góp ý kiến của thầy cô và bạn bè. Em xin chân thành cảm ơn!!!

Câu 1: Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc}=2880$ vòng/phút. Số răng các bánh răng: $Z_1=25$, $Z_2=60$, $Z_3=20$, $Z_4=60$, $Z_5=20$, $Z_6=45$, tỉ số truyền của bộ truyền xích $u_x=2,5$. Xác định:

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

Bài giải

Tóm tắt:

$n_{dc} = 2880$ vòng/phút

$Z_1=25$ răng

$Z_5= 20$ răng

$Z_2= 60$ răng

$Z_6= 45$ răng

$Z_3= 20$ răng

$u_x= 2,5$

$Z_4= 60$ răng

b) Tỉ số truyền chung của hệ thống và số vòng quay thùng trộn là :

Gọi U_{12} là tỉ số truyền từ trục I sang trục II

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

Gọi U_{23} là tỉ số truyền từ trục II sang trục III

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

Gọi U_{34} là tỉ số truyền từ trục III sang trục IV

$$U_{34} = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{45}{20} = 2,25$$

Tỉ số truyền chung của hệ là :

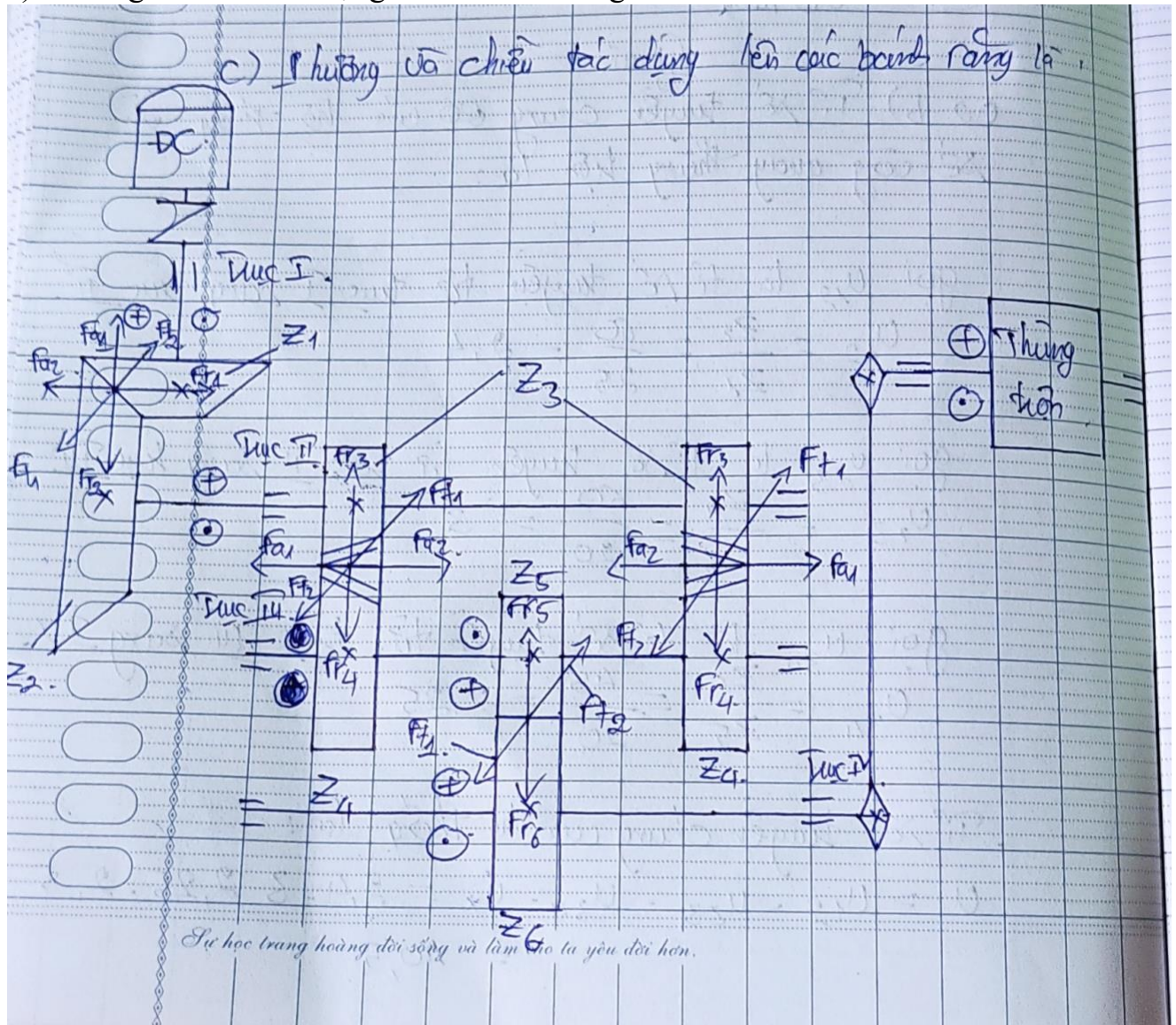
$$U = U_{12} \cdot U_{23} \cdot U_{34} \cdot u_x = 2,4 \cdot 3 \cdot 2,25 \cdot 2,5 = 40,5$$

$$\text{Mà } u = \frac{ndc}{ntt} \Leftrightarrow 40,5 = \frac{2880}{ntt}$$

$$\Leftrightarrow ntt = 71 \text{ vòng/phút}$$

Vậy số vòng quay của thùng trộn là: $ntt = 71 \text{ vòng/phút}$

c) Phương và chiều tác dụng lên các bánh răng:



CHƯƠNG II: BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

I. Lý thuyết

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

Nguyên lý làm việc của bộ truyền bánh răng 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.

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. 56
- 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)

II. 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
- 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...

III. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG

1. Tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp

Tỷ số truyền:

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

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

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:

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

IV. 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.

$m = t/\pi$ giá trị m được tiêu chuẩn hóa theo các dãy số sau:

Dãy 1: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25 **Dãy 2:** 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

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 gốc 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

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.

- 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 .

V. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

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

2. *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 tác dụng ngược chiều và cùng độ lớn với lực trên bánh dẫn

Bài tập

Bài 2. (2,25 điểm) Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn ăn khớp ngoài như hình bên dưới truyền mô men xoắn $T_1 = 80000 \text{ Nmm}$, có khoảng cách trục $a_w = 260 \text{ mm}$, số răng $Z_1 = 25$ răng, $Z_2 = 75$ răng, góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh, 2 bánh răng ăn khớp ngoài. Hãy xác định:

a. Môđun 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 giải

a) Modun pháp là:

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

$$\Leftrightarrow \cos\beta = \frac{mn(25+75)}{2.260}$$

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

$$\Leftrightarrow \cos 8^\circ \geq \cos\beta \geq \cos 20^\circ$$

$$\Leftrightarrow \cos 8^\circ \geq \frac{mn(25+75)}{2.260} \geq \cos 20^\circ$$

$$\Leftrightarrow \frac{2.260.\cos 8^\circ}{25+75} \geq \frac{mn(25+75)}{2.260} \geq \frac{2.260.\cos 20^\circ}{25+75}$$

$$\Leftrightarrow 5,14 \geq mn \geq 4,88$$

Vậy chọn Modun pháp là: $mn = 5\text{mm}$

Góc nghiêng răng là:

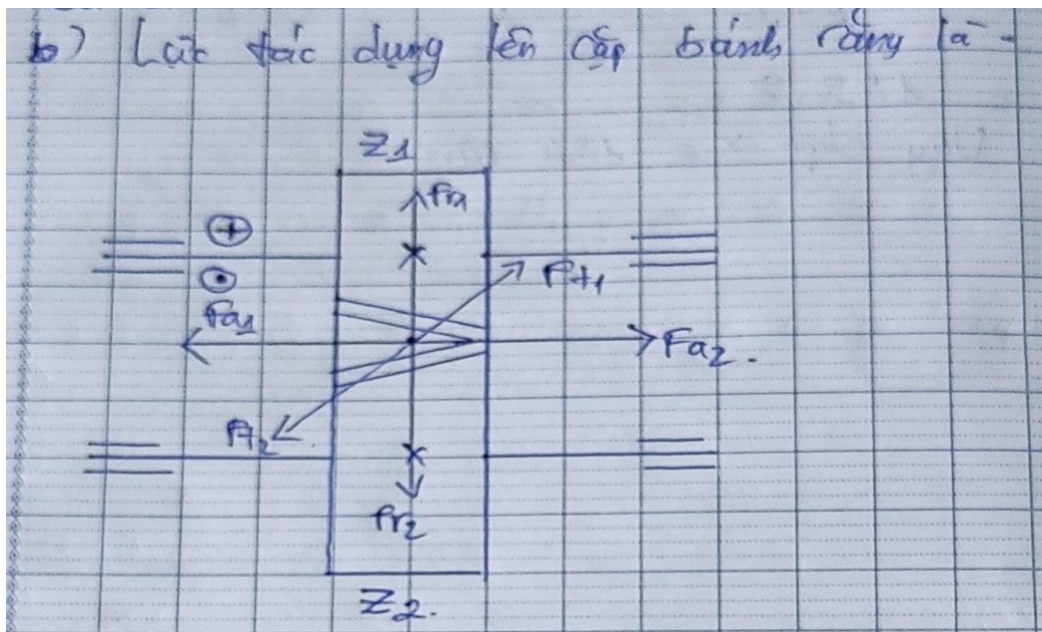
$$\cos\beta = \frac{mn(Z_1+Z_2)}{2.a_w} = \frac{5.(25+75)}{2.260} = \frac{25}{26}$$

$$\Leftrightarrow \beta = 15,9^\circ$$

Vậy góc nghiêng răng $\beta = 15,9^\circ$

b) Lực tác dụng lên các cặp bánh răng là:

Lực tác dụng lên các bánh răng là:



Giá trị lực tác dụng lên các bánh răng là:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2.T1.\cos\beta}{mn.Z1} = \frac{2.80000.\cos(15,9^\circ)}{5.25} \\ = 1231 \text{ (N)}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1}.\left(\frac{\tan\alpha}{\cos\beta}\right) = 1231.\frac{\tan(20^\circ)}{\cos(15,9^\circ)} \\ = 465,87 \text{ (N)}$$

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1}.\tan(\beta) = 1231.\tan(15,9^\circ) \\ = 350,65 \text{ (N)}$$

CHƯƠNG III. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

I. Khái niệm chung

1. Nguyên lý hoạt động

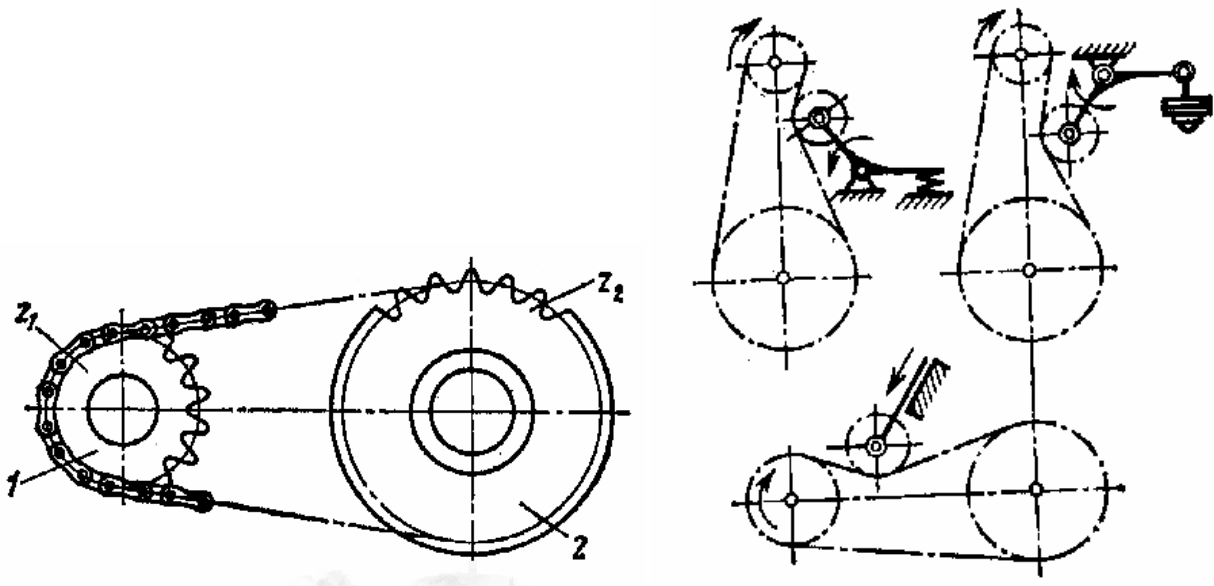
Làm việc theo nguyên lý ăn khớp. Tải trọng được truyền đi nhờ vào ăn khớp của các mắt xích với các răng đĩa xích.

Truyền chuyển động và moment xoắn giữa 2 trục khá xa nhau.

❖ Cấu tạo

Gồm 2 đĩa xích: đĩa xích dẫn, đĩa xích bị dẫn và dây xích.

Ngoài ra bộ truyền còn có thêm bộ phận căng xích, bộ phận bôi trơn và che chắn.

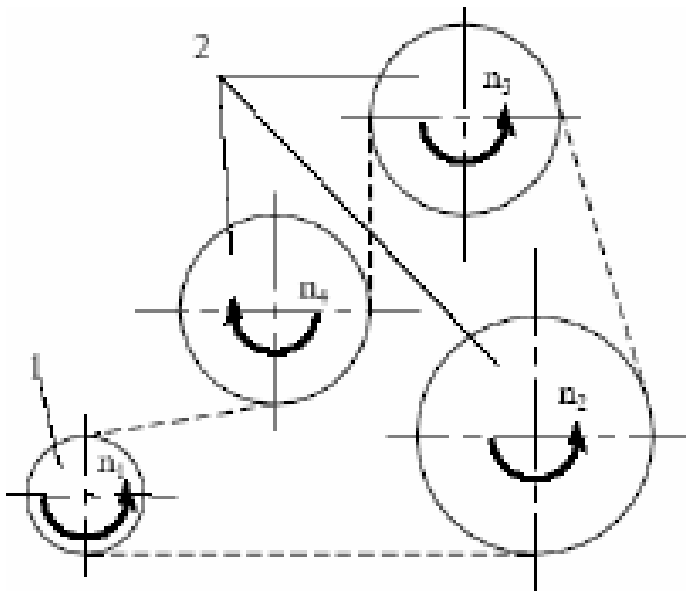


2. Phân loại

- ❖ Theo công dụng: xích tải, xích truyền động và xích kéo
- ❖ Theo số dây xích: xích 1 dây và xích nhiều dây
- ❖ Theo cấu tạo: xích con lăn, xích ống, xích ống định hình và xích răng

3). Ưu, nhược điểm và phạm vi sử dụng

- ❖ Ưu điểm
- ❖ Không có hiện tượng trượt.
- ❖ Lực tác dụng lên trục và ổ bé do không cần căng xích
- ❖ Có thể truyền công suất và chuyển động cho nhiều trục đồng thời.
- ❖ Kích thước bộ truyền nhỏ gọn (so với bộ truyền đai có cùng công suất và số vòng quay)



❖ Nhược điểm

Do có va đập nên gây ồn vì vậy bộ truyền xích không phù hợp với vận tốc thấp.

Tỉ số truyền tức thời không ổn định.

Vận tốc tức thời của xích và bánh bị dẫn thay đổi.

Phải bôi trơn thường xuyên

Phải có bộ phận điều chỉnh xích

Chế tạo, lắp ráp, bảo dưỡng phức tạp

❖ Phạm vi sử dụng

Truyền chuyển động và công suất giữa các trục khá xa ($< 8m$)

Thường dùng cho vận tốc thấp và trung bình ($v < 15m/s$ và số vòng quay $n < 500$ vòng/phút).

Thường lắp bộ truyền xích ở đầu ra của hộp giảm tốc.

Tỉ số truyền: $u < 8$

Công suất truyền dẫn: $P < 100kW$.

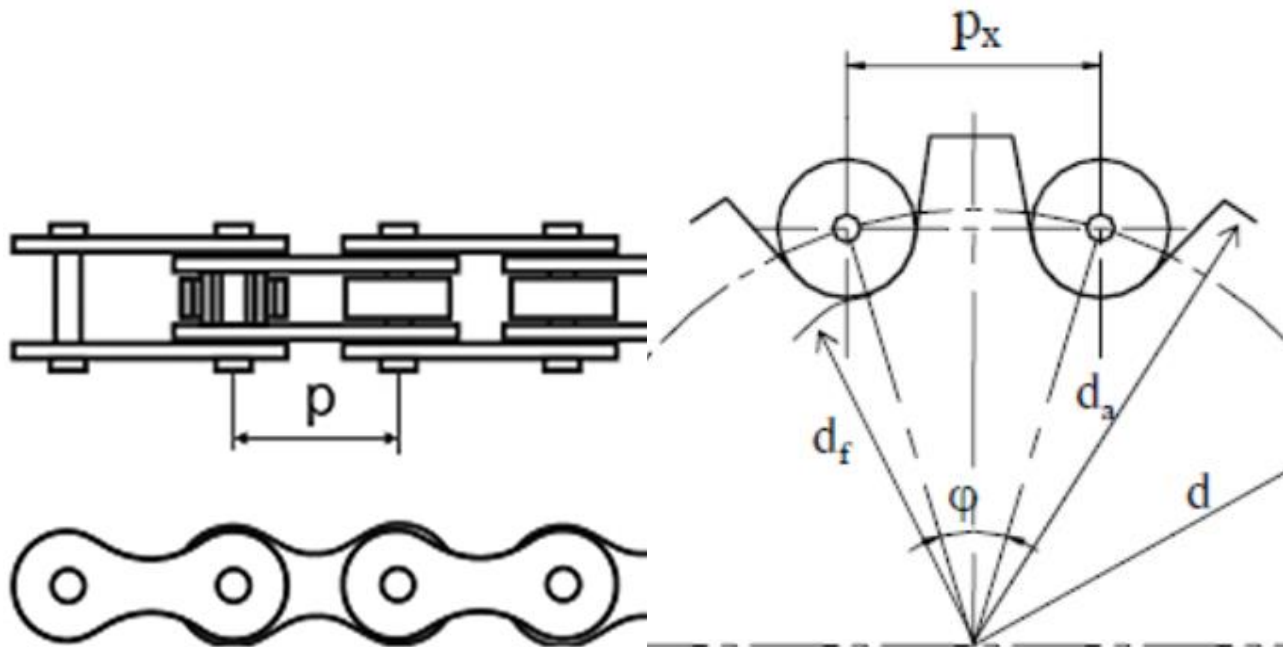
Hiệu suất của bộ truyền: $0,95 - 0,97$

➤ Trong thực tế xích ống con lăn được sử dụng rộng rãi nhất

II. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN XÍCH

1. Bước xích

- Bước xích p_c , mm được tiêu chuẩn hóa
- Bước xích p_c có giá trị từ 12, 7÷50,8 mm, có thể chọn theo bảng 4.3



2. Đường kính vòng chia đĩa xích là:

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

3. Số răng đĩa xích

Số răng đĩa xích dẫn Z_1 : tra theo bảng 4.2

Trong tính toán thiết kế: chọn $Z_1 = 29 - 2u$

Z là số nguyên

4. Số mắt xích: X

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

- Số mắt xích: X

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

- Số mắt xích: X chọn số chẵn để nối xích dễ dàng

5. Khoảng cách trục chính xác

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

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

III. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN XÍCH

1. Vận tốc

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{n \cdot Z \cdot p_c}{60000} ; [m / s]$$

n : số vòng quay của đĩa xích, [vòng/phút]

Z : số răng của đĩa xích

p_c : bước xích, [mm]

2. Tỷ số truyền

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

n_1, n_2 : số vòng quay của đĩa xích dẫn và bị dẫn, (vòng/phút)

Z_1, Z_2 : số răng của đĩa xích dẫn và bị dẫn

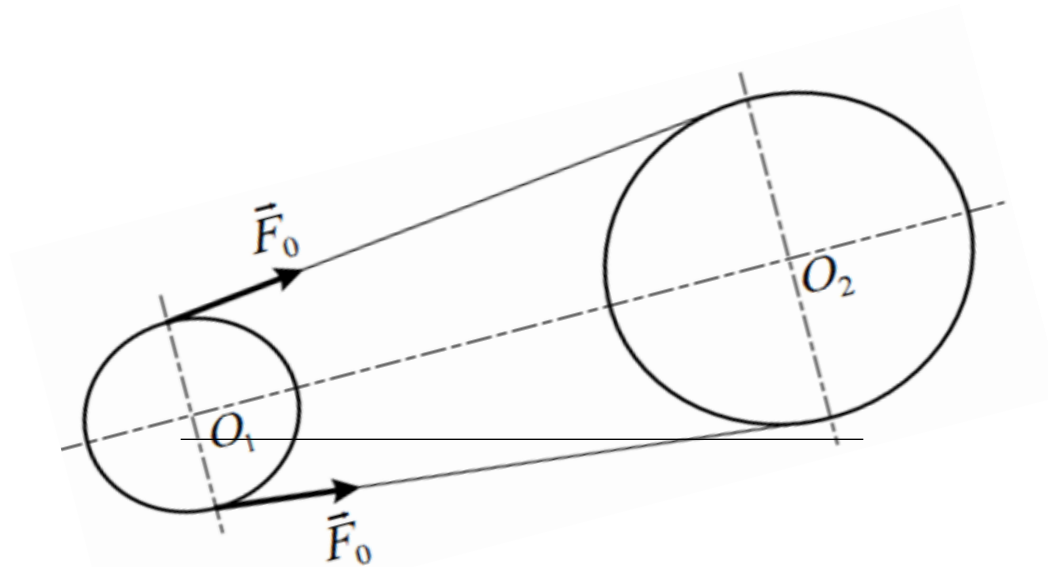
3. Lực tác dụng lên ổ và trục

$$F_r = K_m \cdot F_t$$

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



Bài 3. (2,0 điểm) Bộ truyền xích ống con lăn truyền công suất $P_1=8\text{kW}$ có các thông số sau số răng đĩa xích dẫn $Z_1=24$ răng; tỉ số truyền $u=2,5$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=350$ vòng/phút. Bộ truyền đặt nằm ngang; làm việc có va đập mạnh; khoảng cách trục $a=40\text{.pc}$; bôi trơn nhỏ giọt; khoảng cách trục bộ truyền xích điều chỉnh được; làm việc 2 ca; xích 2 dãy. Xác định:

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

Bài giải

a) Hệ số K và bước xích p_c là:

Hệ số K :

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

Trong đó:

$K_0 = 1$: Bộ truyền nằm ngang

$K_a = 1$: $a = 40\text{.Pc}$

$K_b = 1$: Bôi trơn nhỏ giọt

$K_{dc} = 1$: Bộ truyền xích điều chỉnh được

$K_r = 1,8$: Va đập mạnh

$K_{lv} = 1,12$: Làm việc 2 ca

$$\Leftrightarrow k = 1.1.1.1.1,8.1,12 = 2,016$$

Hệ số K_n :

$$K_n = \frac{n_{01}}{n_1} \text{ mà } n_1 = 350 \text{ vòng/phút}$$

$$\Leftrightarrow n_{01} = 400 \text{ vòng/phút}$$

$$\Leftrightarrow K_n = \frac{400}{350} = \frac{8}{7}$$

Hệ số K_z :

$$K_z = \frac{25}{z_1} = \frac{25}{24}$$

Hệ số K_x :

$K_x = 2$: Xích 2 dãy

Công suất tính toán là:

$$P_t = \frac{K \cdot K_n \cdot K_z}{K_x} \cdot P_1 = \frac{2,016 \cdot \frac{8}{7} \cdot \frac{25}{24}}{2} \cdot 8$$
$$= 9,6 \text{ kw} \leq [P]$$

Tra bảng 4.3: $\Leftrightarrow P_c = 25,4\text{mm}$

Vậy bước xích $P_c = 25,4\text{mm}$

b) Số mắt xích là:

$$X = \frac{2a}{P_c} \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right) \cdot \frac{P_c}{a}$$

$$\text{Mà } u = \frac{z_2}{z_1} \Leftrightarrow 2,5 = \frac{z_2}{24} \Leftrightarrow z_2 = 60 \text{ răng}$$

$$\Leftrightarrow X = \frac{2 \cdot 40 \cdot 25,4}{25,4} \cdot \frac{24 + 60}{2} \cdot \left(\frac{60 - 24}{2\pi} \right) \cdot \frac{25,4}{40 \cdot 25,4}$$
$$= 122,8$$

Vậy chọn $X = 124$ răng

Bài 4. (3,25 điểm) 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 giả định như hình. Cho giá trị các lực như sau: $F_{r1}=1000\text{N}$, $F_{t1}=3000\text{N}$, $F_{r2}=1500\text{N}$, $F_{t2}=4000\text{ N}$, $M_{a1}=60000\text{N.mm}$, moment xoắn $T=250000\text{Nmm}$ được truyền từ bánh răng 1 sang bánh răng 2.

- Viết phương trình cân bằng và tính phản lực tại gối A, B. (1,0 điểm)
- Vẽ biểu đồ moment xoắn uốn và tính giá trị moment M_X và M_Y tại C, D. (1,25 điểm)
- Tính moment tương đương và đường kính trục tại C khi $[\sigma] = 80\text{Mpa}$. (1,0 điểm)

Bài giải

a) Phương trình cân bằng và phản lực tại gối đỡ A,B là:

Phương trình cân bằng moment quay quanh điểm A theo phương đứng:

$$\sum M_x = -150.F_{r1} - M_{a1} + 350.F_{r2} - 450.R_{BY} = 0$$

$$\Leftrightarrow -150.1000 - 60000 + 350.1500 - 450.R_{BY} = 0$$

$$\Leftrightarrow R_{BY} = 700\text{ N}$$

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

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

$$\Leftrightarrow R_{AY} - 1000 + 1500 - 700 = 0$$

$$\Leftrightarrow R_{AY} = 200\text{ N}$$

Phương trình cân bằng moment quay quanh điểm A theo phương ngang:

$$\sum M_Y = 150.F_{t1} + 350.F_{t2} - 450.R_{BX} = 0$$

$$\Leftrightarrow 150.3000 + 350.4000 - 450.R_{BX} = 0$$

$$\Leftrightarrow R_{BX} = 4111\text{ N}$$

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

$$\sum F_X = -R_{AX} + F_{t1} + F_{t2} - R_{BX} = 0$$

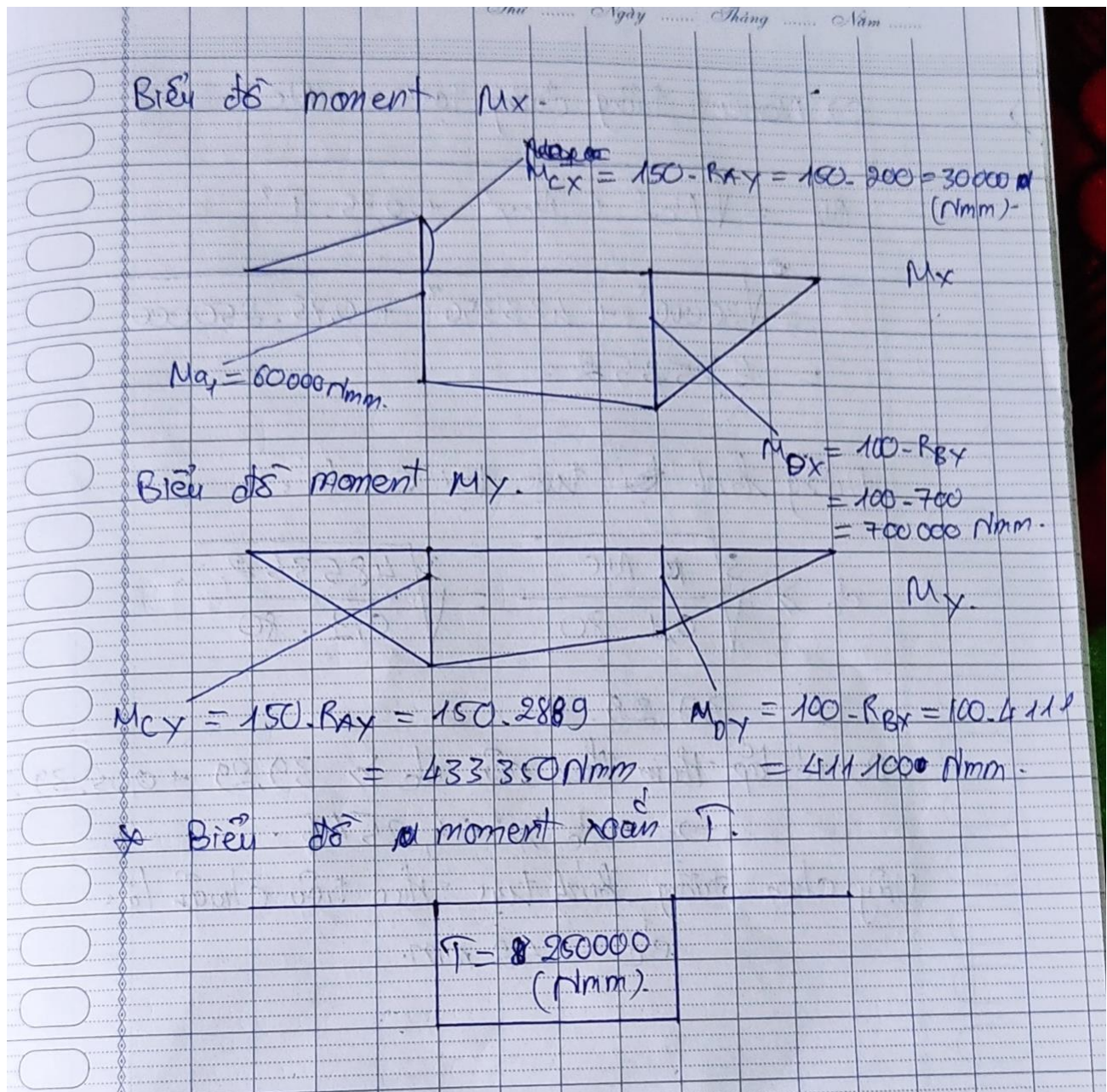
$$\Leftrightarrow -R_{AX} + 3000 + 4000 - 4111 = 0$$

$$\Leftrightarrow R_{AX} = 2889 \text{ N}$$

Vậy phản lực tại gối đỡ A: $R_{AX} = 2889 \text{ N}$; $R_{AY} = 200 \text{ N}$

phản lực tại gối đỡ B: $R_{BX} = 4111 \text{ N}$; $R_{BY} = 700 \text{ N}$

b) Biểu đồ moment xoắn uốn và tính giá trị M_x ; M_y tại C và D là:



c) Moment tương đương tại C:

$$\begin{aligned} M_c &= \sqrt{M_{cx}^2 + M_{cy}^2 + 0,75 \cdot T^2} \\ &= \sqrt{30000^2 + 433350^2 + 0,75 \cdot 250000^2} \\ &= 485352 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Đường kính trục tại C là:

$$d_c \geq \sqrt[3]{\frac{M_c}{0,1.80}} = \sqrt[3]{\frac{485352}{0,1.80}} = 39,29$$

Do có lắp thêm then nên $d_c \geq 39,29 + 0,05 \cdot 39,29$

$$\Leftrightarrow d_c \geq 41,2545$$

Vậy chọn đường kính trục theo tiêu chuẩn là:

$$d_c = 42 \text{ mm}$$