

**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: 08**

HVTHV: HỒ ANH HUY

Ngành học: Công Nghệ Ô Tô

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: 08**

Ngành học: Công Nghệ Ô Tô

Lớp học: 19T4-CNÔ5

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 12/2021

LỜI NÓI ĐẦU :

-Đồ án môn học nguyên lí chi tiết máy là một môn học rất cần thiết cho sinh viên ngành cơ khí nói chung và ô tô nói riêng để giải quyết một số vấn đề tổng hợp về công nghệ cơ khí, công nghệ ô tô, nguyên lí chi tiết máy, chế tạo máy. Mục đích là giúp sinh viên hệ thống lại những kiến thức đã học, nghiên cứu. Do lần đầu tiên làm quen với khối lượng kiến thức tổng hợp nên em còn có những mảng chưa nắm vững cho nên dù đã rất cố gắng, trong bài làm của em không thể tránh khỏi những sai sót. Em rất mong nhận được sự đóng góp ý kiến của thầy cô đã giúp em có được những kiến thức thật cần thiết để sau này ra trường có thể ứng dụng trong công việc.

-Cuối cùng em xin chân thành cảm ơn các thầy, các cô trong bộ môn nguyên lí chi tiết máy và đặc biệt là cô Lư Thị Yến Vũ đã tận tình giúp đỡ em hoàn thành nhiệm vụ của mình.

Nhận xét của giám khảo :

.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....

MỤC LỤC

CHƯƠNG 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.....	8
1.1 Khái Niệm Chung	8
1.2 Phân Loại Theo Vật Liệu	8
1.3 Chiều Dài Tính Toán :.....	9
1.4 Khoảng cách trục chính xác (đai thang).....	9
1.5 Góc Ôm Đai	10
1.6 Tỷ Số Truyền u :	10
1.7 Ưu và Nhược Điểm của bộ truyền động đai	10
a. Ưu Điểm :.....	10
b. Nhược điểm	10
1.8 Phương Pháp Căng Đai :.....	10
1.9 VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI.....	12
1.9.1 Vật Liệu Làm Đai.....	12
a) Đai Dẹt :.....	12
b) Đai Thang.....	12
2. ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI	12
2.1 Lực tác động lên trục bộ truyền động đai:	12
2.2 Lực Vòng F_t	12
2.3 Lực Tác Dụng Lên Ổ Trục.....	12
Điều kiện lực căng ban đầu để ko xảy ra trượt trơn :.....	13
CHƯƠNG 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	14
2.1. KHÁI NIỆM CHUNG	14
2.1 Nguyên Lí Làm Việc Của Truyền Động Xích	14
2.2 Cấu Tạo Bộ Truyền Động Xích	14
Cấu tạo:.....	14
2.3 Phân loại bộ truyền động xích	15
2.4 Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền động xích.....	16
a. Ưu Điểm	16
b. Nhược điểm	16
c. Phạm Vi Sử Dụng.....	16

2.5 THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	16
a. Bước xích	16
2.6 Đường kính vòng chia đĩa xích :	17
2.7 Số răng đĩa xích	17
2.8 Số Mắt Xích	17
2.9. Khoảng cách trục chính xác	17
3. Động học của bộ truyền động xích:	18
-Vận tốc và tỉ số truyền trung bình :	18
-Tỉ số truyền :	18
3.1 Lực Tác Dụng Lên Bộ Truyền Xích:	18
-Tính toán các hệ số điều kiện sử dụng xích theo công thức:	18
-Tính công suất tính toán P_t theo công thức:	19
CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	21
3. Khái niệm chung	21
3.1 Phân loại	21
3.2 Ưu điểm và nhược điểm của và phạm vi sử dụng	22
a. Ưu điểm:	22
b. Nhược điểm :	22
c. Phạm vi sử dụng:	23
3.3 Thông số	23
3.4 Thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng	23
3.5 Thông số hình học bánh răng trụ răng nghiêng	24
3.6 Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng	24
a. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng	24
Quy tắc:	24
b. Lực tác dụng lên bánh răng nghiêng	26
3.9 Lực vòng F_{t1} :	26
4.0 Lực hướng tâm F_{r1} :	26
4.1 Lực dọc trục :	26
4.2 Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng côn răng thẳng:	27
4.3 Lực vòng F_{t1} :	27

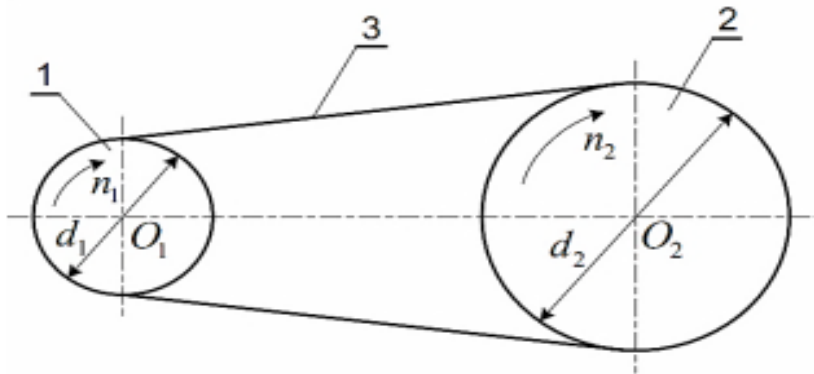
-Độ lớn :	27
4.4Lực hướng tâm F_r (N).....	27
-Giá trị:	28
4.5Lực dọc trục F_a (N):.....	28
-Độ Lớn :.....	28
CHƯƠNG 4 : BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT	29
4.1.Khái niệm :	29
4.2.Uu điểm nhược và phạm vi sử dụng :.....	29
a.Uu điểm :	29
b.Nhược điểm :	29
c.Phạm vi sử dụng :	29
4.3.Mô đun m:	29
4.4.Tỉ số truyền (u):.....	30
4.5.Vận tốc vòng :.....	30
4.6.Vận tốc trượt :.....	30
4.7. Lực vòng F_t :.....	31
4.8 Lực hướng tâm F_r :	31
4.9 Lực dọc trục F_a :.....	32
- GHI LẠI ĐỀ - GHI LẠI LỜI GIẢI :.....	33
Câu 1:	35
Câu 2:	36
Câu 4 :	37
Câu 3:	38

CHƯƠNG 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

TÓM TẮT LÝ THUYẾT

1.1 Khái Niệm Chung

- 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 1.1: 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.

1.2 Phân Loại Theo Vật Liệu

- 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

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

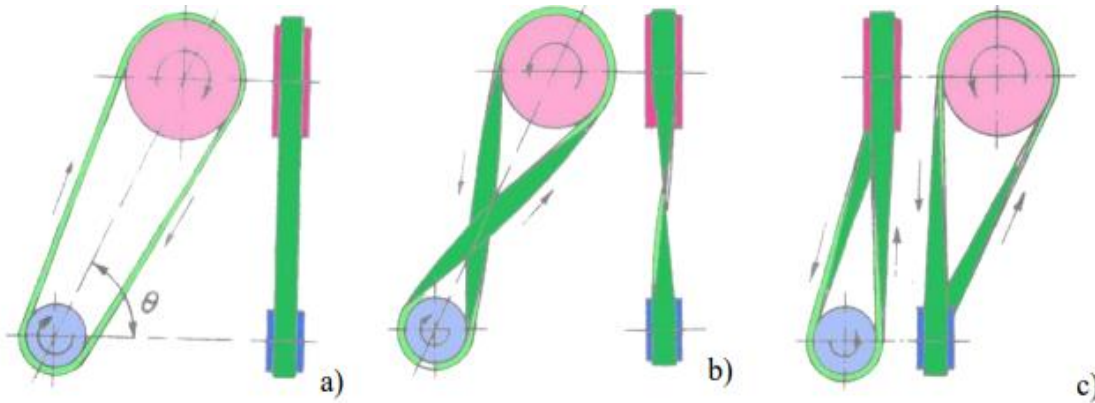
+ Đai lược có nhiều chân phân bố dọc theo chiều rộng, ở mặt trong của đai

+ Đai tròn có tiết diện là hình tròn

+ Đai răng có nhiều răng phân bố theo chiều dài, ở mặt trong của đai

- 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 1.2: Truyền Động Đai Theo Các Vị Trí

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

1.3 Chiều Dài Tính Toán :

$$L_{tt} = 2a + \frac{\pi}{2} \times (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \text{ (mm)}$$

-Chiều dài thực tế : L

+ Đai Dẹt : $L = L_{tt} + (100 \div 400)$

+ Đai Thang : Chọn tiêu chuẩn $L > L_{tt}$

Chiều Dài L_{tc} (mm) dây đai thang dây số tiêu chuẩn sau : 400, 450, 500, 560, 630,

710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800,

3150, 3550, 4000, 5000, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000,

18000...

1.4 Khoảng cách trục chính xác (đai thang)

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

$$\text{Trong đó : } k = L - \frac{\pi(d_2 - d_1)}{2} \text{ (mm)}$$

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} \text{ (mm)}$$

1.5 Góc Ôm Đai

$$\alpha_1 = 180 - 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 57 \cdot \frac{d_1(u-1)}{a} \text{ (Độ)}$$

$$\alpha_1 = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a} = \pi - \frac{d_1(u-1)}{a} \text{ (rad)}$$

1.6 Tỷ Số Truyền u :

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad n_{1,2} : \text{Số vòng quay của bánh dẫn và bánh bị dẫn (vòng/ phút)}$$

$d_{1,2}$: Đường kính của bánh bị dẫn và bánh dẫn (mm)

1.7 Ưu và Nhược Điểm của bộ truyền động đai

a. Ưu Điểm :

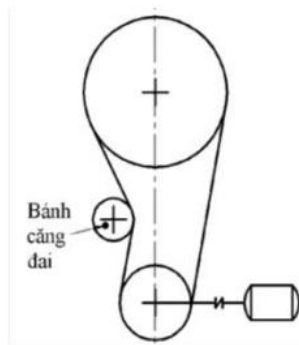
- Có khả năng truyền chuyển động và cơ năng giữa các trục ở khá xa nhau ($> 15\text{m}$).
- Làm việc êm, không ồn do vật liệu đai có tính đàn hồi.
- An toàn cho các tiết máy khác khi bị quá tải, vì đai sẽ trượt trên toàn phần trên bánh.
- Kết cấu và vận hành đơn giản, giá thành rẻ.

b. Nhược điểm

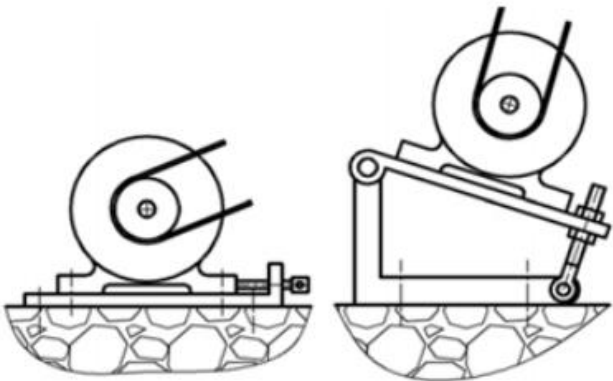
- Khuôn khổ kích thước khá lớn (khi cùng một điều kiện làm việc, thường riêng đường kính bánh đai đã lớn hơn đường kính bánh răng khoảng 5 lần).
 - Tỷ số truyền không ổn định vì có trượt đàn hồi trên bánh.
 - Lực tác dụng trên trục và ổ lớn do phải căng đai (lực tác dụng trên trục và ổ tăng thêm 2÷3 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.

1.8 Phương Pháp Căng Đai :

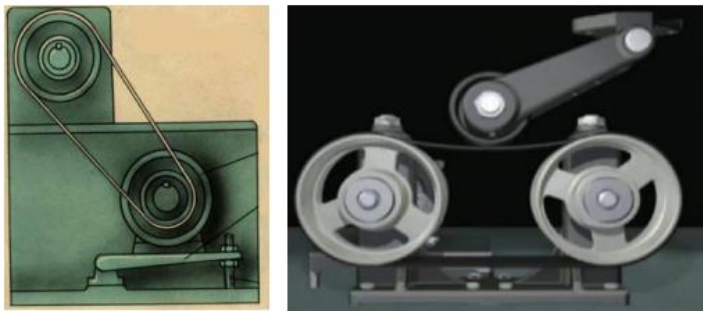
- Trong quá trình làm việc đai sẽ dần dần dãn ra, sức căng giảm xuống. Do đó ta cần phải điều chỉnh sức căng của đai.



Hình 1.3: Điều chỉnh căng đai đai bằng bánh căng đai



Hình 1.4 :Điều chỉnh căng đai bằng vít căng đai



Hình 1.5: Điều chỉnh căng đai nhờ trọng lượng động cơ

1.9 VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI

1.9.1 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

2.ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI

-Vận tốc của bộ truyền động đai:

Trên bánh dẫn :

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

$n_{1,2}$: Số vòng quay của bánh dẫn (m/s)

Trên bị bánh dẫn :

$d_{1,2}$: Đường kính của bánh dẫn và bánh bị dẫn

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

Bỏ qua trượt đai thì : $v = v_1 = v_2$

2.1 Lực tác động lên trục bộ truyền động đai:

2.2 Lực Vòng F_t

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

P: Công Suất (Kw)

T_1 : mô men xoắn trên bánh dẫn (Nmm)

v: Vận tốc (m/s)

F_t : Lực Vòng F_t (N)

F_0 : Lực Căng Đai Ban Đầu

Bỏ qua lực ly tâm:

-Lực trên nhánh căng :

$$F_1 = F_0 + 0,5 \cdot F_t \quad (\text{N})$$

-Lực trên nhánh chùng :

$$F_2 = F_0 - 0,5 \cdot F_t \quad (\text{N})$$

2.3 Lực Tác Dụng Lên Ổ Trục

Tính Bằng Độ :

$$F_r = 2.F_0.\sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) \quad (\text{N})$$

Khi bộ truyền không có bộ truyền căng đai:

$$F_r = 3.F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) \quad (\text{N})$$

Điều kiện lực căng ban đầu để ko xảy ra trượt :

-Đối với đai dẹt :

$$F_0 \geq \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha_1} + 1}{e^{f \cdot \alpha_1} - 1} + F_v \quad (\text{N}) \quad (1)$$

f: hệ số ma sát giữa dây đai và bánh đai

-Đối với đai thang :

Trong công thức (1) ta thay $f^* = f$

-Trong đó f^* : gọi là hệ số ma sát thay thế của đai

-Hệ số ma sát f:

$f = f^* \cdot \sin \frac{\gamma}{2}$ trong đó γ góc đỉnh của đai (góc chân đai)

CHƯƠNG 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

TÓM TẮT LÝ THUYẾT:

2.1. KHÁI NIỆM CHUNG

2.1 Nguyên Lí Làm Việc Của Truyền Động Xích

-Đĩa xích dẫn quay, răng của đĩa xích đẩy các mắt xích chuyển động theo. Dây xích chuyển động, các mắt xích đẩy răng của đĩa xích bị dẫn chuyển động, đĩa xích 2 quay. Như vậy chuyển động đã được truyền từ bánh dẫn sang bánh bị dẫn nhờ sự ăn khớp của răng đĩa xích với các mắt xích. Truyền động bằng ăn khớp, nên trong bộ truyền xích hầu như không có hiện tượng trượt. Vận tốc trung bình của bánh bị dẫn và tỉ số truyền trung bình của bộ truyền xích không thay đổi.

Kí hiệu :

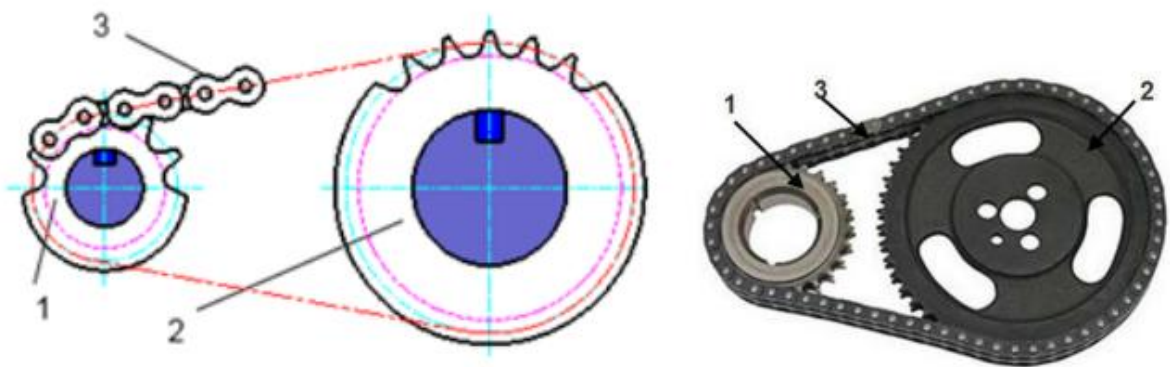


2.2 Cấu Tạo Bộ Truyền Động Xích

Cấu tạo:

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

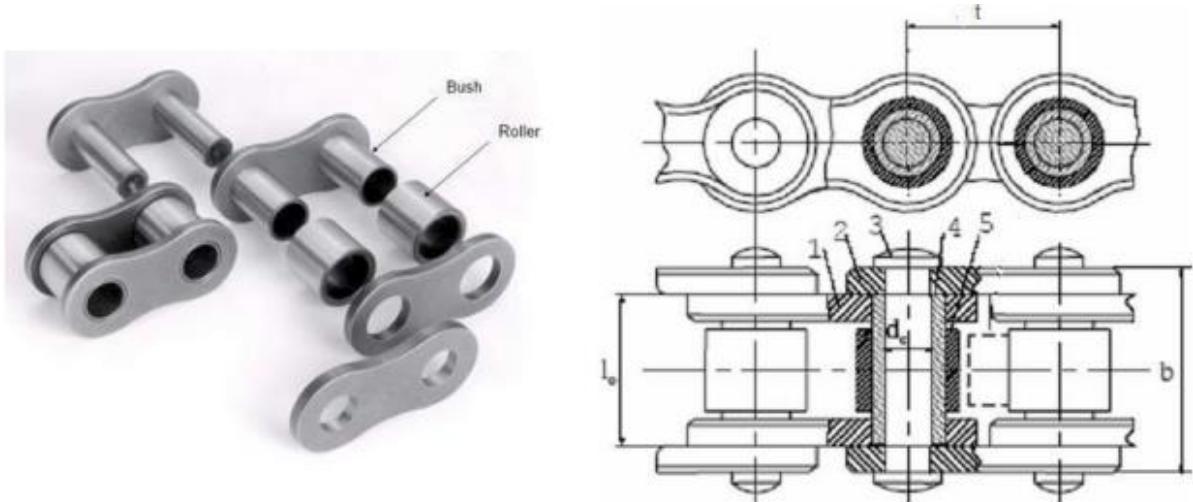
+ Ngoài ra bộ truyền còn có thêm bộ phận căng xích ,bộ phận bôi trơn và che chắn



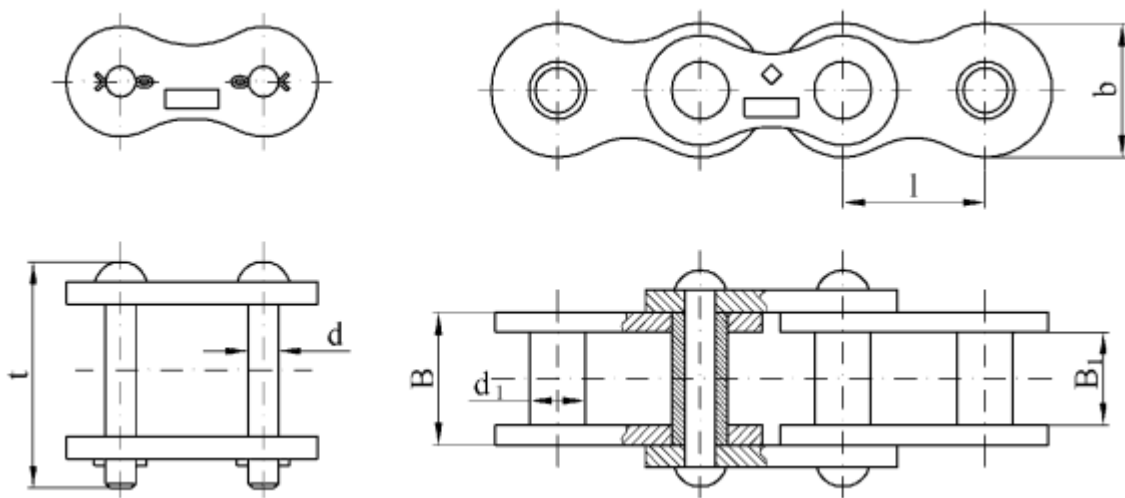
Hình 1.1 : Bộ truyền xích

2.3 Phân loại bộ truyền động xích

- Theo công dụng : xích tải ,xích truyền động ,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 .



Hình 1.2 : Xích con lăn



Hình 1.3 : Xích ống



Hình 1.4: Xích răng

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

a. Ưu Điểm

- + Không có hiện tượng trượt
- + Lực tác dụng lên trục và ổ bé 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)

b. Nhược điểm

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

c. 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.
- Hiệu suất của bộ truyền : $0,95 \div 0,97$

2.5 THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

a. 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

2.6 Đường kính vòng chia 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 và đường kính vòng chia của đĩa được tính theo công thức :

$$d = \frac{p_c}{\sin \frac{180}{Z}} \approx \frac{P_c \cdot Z}{\pi} \quad (\text{mm}) \quad Z: \text{số răng}$$

$$d_1 = \frac{p_c}{\sin \frac{180}{Z_1}} \approx \frac{P_c \cdot Z_1}{\pi} \quad (\text{mm}) \quad P_c: \text{Bước xích}$$

$$d_2 = \frac{p_c}{\sin \frac{180}{Z_2}} \approx \frac{P_c \cdot Z_2}{\pi} \quad (\text{mm})$$

2.7 Số răng đĩa xích

- Z_1 : Số răng đĩa dẫn ; Z_2 : số răng đĩa bị dẫn

- Thiết kế chọn $Z_1 = 29 - 2u$

2.8 Số Mắt Xích

- Chọn sơ bộ khoảng cách trục theo công thức:

$$a = (30 \div 50) \cdot P_c$$

- Số mắt xích :

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

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

VD: 125 mắt xích sẽ đổi thành 124 hoặc 126 mắt xích

2.9. Khoảng cách trục chính xác

- Sau khi chọn X ta tiến hành tính lại khoảng cách trục a_{cx} :

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

Để bộ truyền xích toàn làm việc có độ chùng bình thường ,ta giảm khoảng cách trục 1 đoạn:

$$\Delta a = (0,002 - > 0,004) \cdot a \quad (\text{mm})$$

$$a_{cx} = a - \Delta a \quad (\text{mm})$$

3. Động học của bộ truyền động xích:

- Vận tốc và tỉ số truyền trung bình :

$$v = \frac{\pi \times d \times n}{60000} = \frac{n \times Z \times P_c}{60000} \text{ (m/s)}$$

$$v_1 = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60000} = \frac{n_1 \times Z_1 \times P_c}{60000} \text{ (m/s)}$$

$$v_2 = \frac{\pi \times d_2 \times n_2}{60000} = \frac{n_2 \times Z_2 \times P_c}{60000} \text{ (m/s)}$$

- 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 :

$$-u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad n_{1,2}: \text{ số vòng quay của đĩa xích dẫn và bị dẫn (vòng/phút)}$$

$Z_{1,2}$: Số răng của đĩa xích dẫn và bị dẫn

Nên chọn $u \leq 8$

3.1 Lực Tác Dụng Lên Bộ Truyền Xích:

- Lực Vòng F_t :

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{v} \text{ (N)}$$

- 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)

- Tính toán các hệ số điều kiện sử dụng xích theo công thức:

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

Các hệ số được tính như sau :

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

- K_a : hệ số xét đến ảnh hưởng của khoảng cách trục hay chiều dài xích, xích càng dài thì số lần ăn khớp của mỗi mắt xích trong một đơn vị thời gian càng ít, do đó xích sẽ ít mòn hơn. K_a tra (bảng 4.2)

Bảng 4.2. Hệ số K_a :

a	$<25.P_c$	$(30\div50).P_c$	$(60\div80).P_c$
K_a	1,25	1	0.8

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

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

- K_r : hệ số tải trọng động: nếu dẫn động bằng động cơ điện và tải trọng ngoài tác động lên bộ truyền tương đối êm thì $K_r=1$; nếu tải trọng có va đập (hay va đập nhẹ) thì $K_r=1,2\div1,5$; nếu có va đập mạnh thì $K_r=1,8$.

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

-Tính công suất tính toán P_t theo công thức:

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

Trong đó

P_1 : Công suất

$[P]$: Công suất cho phép của bộ truyền dây bước xích p_c

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

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

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

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

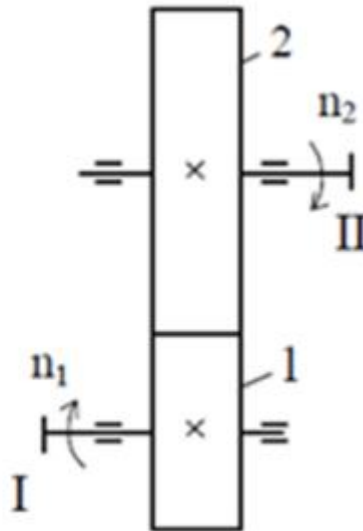
Bảng 4.3: . Lựa chọn bước xích p_c theo công suất cho phép [P]

CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

TÓM TẮT LÝ THUYẾT:

3. Khái niệm chung

- Truyền chuyển động và mô men xoắn giữa 2 trục gần nhau
- Làm việc theo nguyên lý ăn khớp
- 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.



Hình 1: Sơ Đồ Bộ Truyền Bánh Răng Trục

3.1 Phân loại

Bánh răng:

- Theo vị trí trục
- Theo sự phân bố các răng
- Phương răng so với đường sinh
- Biện dạng răng
- Hệ đo lường



Hình 5.2. Bánh răng trụ



Hình 5.3. Bánh răng côn



Hình 5.4. Bánh răng hypecbôlôit

3.2 Ưu điểm và nhược điểm của và phạm vi sử dụng

a. Ưu điểm:

- Kích thước nhỏ
- Khả năng tải lớn
- Tỉ số truyền không đổi
- Hiệu suất cao $0,97 \div 0,99$
- Tốc độ cao
- Tỉ số truyền nhiều cấp
- Tuổi thọ cao
- Độ tin cậy cao

b. Nhược điểm :

- Chế tạo phức tạp
- Độ chính xác phải cao
- Ồn khi vận tốc lớn

c. 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.

3.3 Thông số

Mô đun răng (mm)

m: bánh răng trụ răng thẳng

m_n : bánh răng trụ răng nghiêng mô đun pháp tuyến

m_e : răng côn

Ghi chú :Ưu tiên chọn dãy 1

-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....

3.4 Thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng

- Đường kính vòng chia :d	$d = m.Z$ (mm)
- Chiều cao đỉnh răng : h_a	$h_a = m$ (mm)
- Chiều cao chân răng : h_f	$h_f = 1,25.m$ (mm)
- Đường kính vòng đỉnh : d_a	$d_a = m.(Z+2)$ (mm)
- Chiều cao răng : h	$h = h_a + h_f = 2,25.m$ (mm)
- Đường kính vòng chân : d_f	$d_f = m.(Z - 2,5)$ (mm)

- Khoảng cách tâm của 2 bánh răng ăn khớp (khoảng cách trục dẫu + ăn khớp ngoài ; dẫu – ăn khớp trong) : a	$a = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m(Z_2 \pm Z_1)}{2} \text{ (mm)}$
--	---

-Ghi chú : Đề bài không cho ăn khớp trong và ăn khớp ngoài ta chọn ăn khớp trong

3.5 Thông số hình học bánh răng trụ răng nghiêng

- Đường kính vòng chia : d	$d = \frac{m_n Z}{\cos \beta} \text{ (mm)}$
- Chiều cao đỉnh răng : h_a	$h_a = m_n \text{ (mm)}$
- Chiều cao chân răng : h_f	$h_f = 1,25. m_n \text{ (mm)}$
- Đường kính vòng đỉnh : d_a	$d_a = m_n .(Z + 2) \text{ (mm)}$
- Đường kính vòng chân : d_f	$d_f = m_n .(Z - 2,5) \text{ (mm)}$
- Khoảng cách tâm của 2 bánh răng ăn khớp (Dẫu + : ăn khớp ngoài ; dẫu – : ăn khớp trong): a	$a_w = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m_n(Z_2 \pm Z_1)}{2 \cdot \cos \beta} \text{ (mm)}$

-Góc nghiêng răng β :

Bánh răng tiêu chuẩn : $8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$

Tỉ số truyền : $u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$

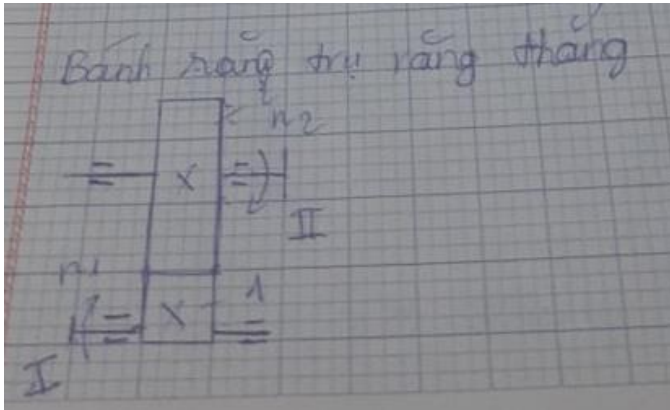
3.6 Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng

a. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng

Quy tắc:

-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.

-Lực tác dụng lên bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng được phân tích bằng 2 thành phần : Lực vòng F_t và lực hướng tâm F_r



3.7 Lực vòng F_t :

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

-Phương chiều : tại vị trí ăn khớp , chiều của lực vòng ngược chiều chuyển động của bánh răng dẫn

-Độ lớn:

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

Với T_1 : mô men xoắn trên bánh dẫn (N.m)

m : mô đun răng (mm) ; Z_1 : số răng bánh dẫn

3.8 Lực hướng tâm :

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

-Phương chiều : tại vị trí ăn khớp , chiều của lực hướng tâm hướng vào tâm của bánh răng dẫn

-Độ lớn :

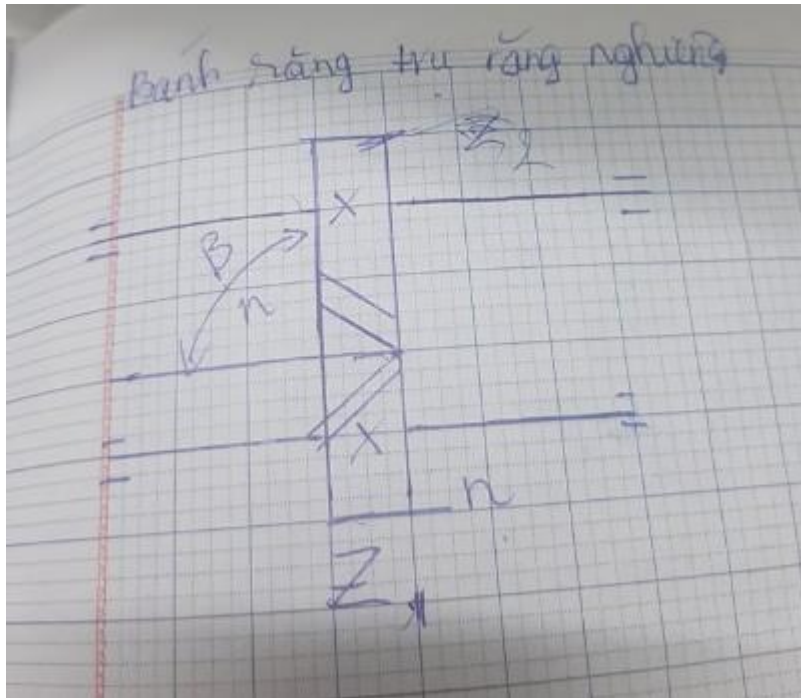
$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \tan \alpha$$

α : góc ăn khớp

Bánh răng tiêu chuẩn $\alpha = 20^\circ$

b.Lực tác dụng lên bánh răng nghiêng

-Đối với bánh răng trụ răng nghiêng có 3 lực tác dụng ; Lực vòng F_t ,Lực hướng tâm F_r , Lực dọc trục F_a



3.9 Lực vòng F_{t1} :

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

-Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng dẫn

-Độ lớn :

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

4.0 Lực hướng tâm F_{r1} :

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

-Chiều hướng vào tâm bánh răng dẫn

-Giá trị:

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} \text{ (N)}$$

4.1 Lực dọc trục :

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

-Chiều hướng vào mặt răng làm việc

-Giá trị :

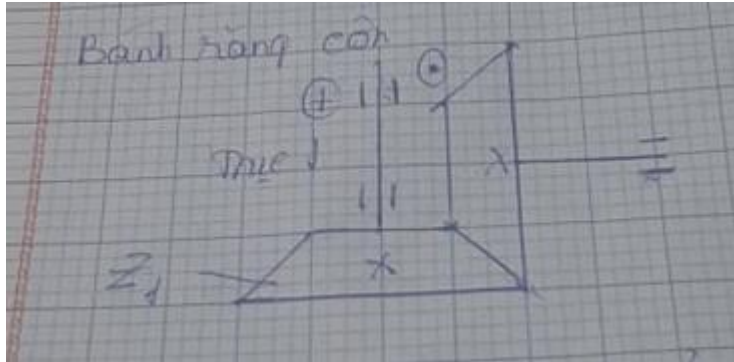
$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta_1$$

β : Góc nghiêng răng

α : góc ăn khớp

4.2 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:



-Lực tác dụng lên bộ truyền bánh răng côn được phân tích bằng 3 thành phần : lực vòng F_t , lực hướng tâm F_r và Lực dọc trục F_a

4.3 Lực vòng F_{t1} :

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

-Phương chiều : phương theo OY của hệ toạ độ , chiều ngược chiều quay của bánh răng dẫn

-Lực F_{t2} đối xứng với F_{t1}

-Độ lớn :

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}} \quad (N)$$

-trong đó d_m : đường kính trung bình của bánh răng côn dẫn

4.4 Lực hướng tâm F_r (N)

-Trên bánh dẫn lực F_{r1} có :

- Điểm đặt vị trí ăn khớp

- Phương chiều: hướng vào tâm bánh răng Z_1

-Trên bánh răng bị dẫn : lực F_{r2} hướng vào tâm bánh răng bị dẫn Z_2

-Giá trị:

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2 \text{ (N)}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 \text{ (N)}$$

4.5 Lực dọc trục F_a (N):

-Điểm đặt vị trí ăn khớp

-Lực F_{a1} trên bánh răng dẫn : ngược chiều và cùng độ lớn với F_{r2}

-Lực F_{a2} : ngược chiều và cùng độ lớn với F_{r1}

-Độ Lớn :

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \varphi_1 = F_{r2}$$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \varphi_2 = F_{r1}$$

Trong đó :

$-\alpha$: góc ăn khớp , $\sigma_{1,2}$: góc mặt côn của bánh dẫn và bị dẫn .

-Bánh răng côn : $\sigma_1 + \sigma_2 = 90^\circ$

CHƯƠNG 4 : BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

4.1.Khái niệm :

- Truyền động trục vít thuộc 1 loại truyền động bánh răng và tải trọng giữa 2 trục chéo nhau.
- Thông thường trục vít được chế tạo bằng thép còn bánh vít sẽ chế tạo bằng đồng, thau hoặc gang

4.2.Uưu điểm nhược và phạm vi sử dụng :

a.Uưu điểm :

- Tỷ số truyền lớn có thể đến 1000
- Làm việc êm và không ồn
- Có khả năng tự hãm (trong 1 vài trường hợp)

b.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.

c.Phạm vi sử dụng :

- Cơ cấu bánh vít – trục vít có hiệu suất thấp nên thường chỉ dùng để truyền công suất nhỏ trung bình

4.3.Mô đun m:

$$m = \frac{t}{\pi} \text{ (mm)}$$

t : bước ren trục vít = bước ren bánh vít

- Giá trị m đo tiêu chuẩn hoá theo 2 dãy:

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 profin ren trục vít $\alpha = 20^\circ$ (đo trong tiết diện dọc trục của trục vít)
- Hệ số đường kính trục vít q : được chọn theo tiêu chuẩn tùy theo mô đun m:

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 mô đun m :

Bước của đường xoắn ốc :	$S = Z_1 \cdot t$
Số mối ren của trục vít :	$Z_1 = 1 \div 4$
Số răng bánh vít Z_2	$Z_2 \geq 25$: số răng Z_2 không nên ít quá tránh bị cắt chân răng thông thường người ta chọn $Z_2 = 50 \div 60$ răng
Đường kính mặt trụ lăn của trục vít d_1 (mm): bằng đường kính mặt trụ chia của trục vít d_{c1} :	$d_1 = d_{c1} = m \cdot q$ (trường hợp không dịch chỉnh)
Đường kính vòng lăn bánh vít d_2 (mm):trùng với đường kính vòng chia d_{c2}	$d_2 = d_{c2} = m \cdot Z_2$
Góc nâng của ren trục vít $\lambda = 5^\circ \div 20^\circ$	$\operatorname{tg} \lambda = \frac{S}{\pi \cdot d_1} = \frac{S}{\pi \cdot d_{c1}} = \frac{t \cdot Z_1}{\pi \cdot d_{c1}} = \frac{m \cdot Z_1}{d_{c1}} = \frac{Z_1}{q}$
Góc nghiêng răng của bánh vít	$\beta = \gamma$
Góc ôm trục vít bởi bánh vít	$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{e1} - 0,5m}$

4.4.Tỉ số truyền (u):

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

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

4.5.Vận tốc vòng :

- Vận tốc vòng của trục vít :

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

-Vận tốc vòng của bánh vít :

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{1000 \cdot 60} \text{ (m/s)}$$

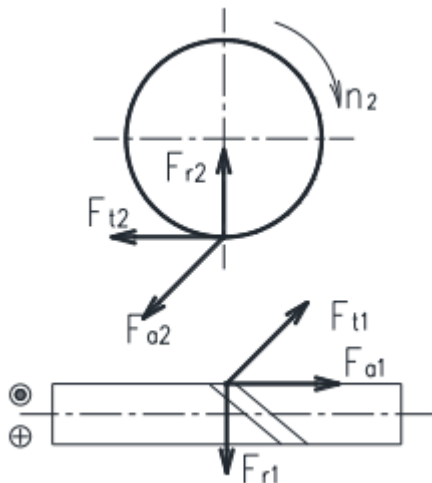
4.6.Vận tốc trượt :

$$v_{tr} = \frac{v_1}{\cos \lambda}$$

Đối với bộ truyền không dịch chỉnh :

$$v_{tr} = \frac{m \cdot n_1}{19100} \sqrt{Z_1^2 + q^2}$$

Lực tác dụng lên bộ truyền trục vít – bánh vít được phân tích thành 3 thành phần : lực vòng F_t , Lực hướng tâm F_r , Lực dọc trục F_a .



4.7. Lực vòng F_t :

- Chiều F_{t1} ngược chiều quay của trục vít
- Chiều của F_{t2} cùng với chiều quay bánh vít ngược chiều F_{a1}

Điểm đặt : vị trí ăn khớp

Giá trị :

$$F_{r1} = \frac{2T_1}{d_1} ; F_{r2} = \frac{2T_2}{d_2}$$

$$F_{t1} = F_{t2} \cdot \tan(\gamma + \varphi)$$

- Trong đó φ là góc ma sát trên bề mặt tiếp xúc của ren trục vít và bánh răng bánh vít
- γ : góc nâng ren trục vít

4.8 Lực hướng tâm F_r :

- Điểm đặt : vị trí ăn khớp

- Phương, chiều : F_{r1} tác dụng lên trục I, vuông góc với trục II và hướng về phía trục I. Lực tác dụng hướng tâm F_{r2} vuông góc với trục II và hướng về phía trục II (hướng tâm bánh vít)

- Giá trị :

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \frac{\tan \alpha}{\cos \lambda}$$

4.9 Lực dọc trục F_a :

-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} , F_{a2} , phụ thuộc vào chiều quay và chiều nghiêng của đường nghiêng của ren (F_{a1} hướng vào mặt ren làm việc của trục vít , F_{a2} ngược chiều F_{t1})

Giá trị :

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2.T_2}{d_2}$$

$$F_{a2} = F_{t1} = \frac{2.T_1}{d_1}$$

- GHI LẠI ĐỀ - GHI LẠI LỜI GIẢI :

KẾT THÚC HỌC PHẦN- THỜI GIAN 120 PHÚT

ĐỀ 8

BÀI 1. (3,0 điểm)

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1=10 \text{ kW}$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=1400$ vòng/phút; tỷ số truyền $u=3$; đường kính bánh dẫn $d_1=180\text{mm}$, lực căng ban đầu $F_0=1000\text{N}$ và khoảng cách trục $a=1800\text{mm}$. Bỏ qua hiện tượng trượt trơn và lực căng phụ F_v . Hãy xác định:

- Góc ôm đai α_1 và chiều dài cần thiết của dây đai L ? (0,75đ)
- Vận tốc v_1 ; lực vòng F_t ; lực tác dụng lên ổ trục F_r . (0,75đ)
- Hệ số ma sát f tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt trơn (0,5đ)
- Nếu thay đai dẹt bằng đai thang, xác định chiều dài dây đai L theo tiêu chuẩn và tính lại khoảng cách trục chính xác? (1,0 đ)

BÀI 2. (2,25 điểm)

Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: khoảng cách trục $a=950 \text{ mm}$, bước xích $p_c=25,4 \text{ mm}$; công suất truyền động $P=10 \text{ kW}$; số răng đĩa xích dẫn $Z_1=22$ răng; tỷ số truyền

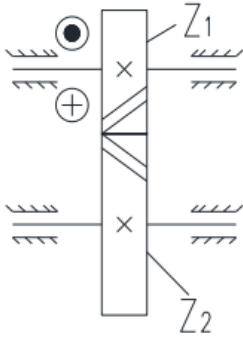
$u=3,5$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=300$ vòng/phút. Xác định:

- Số răng đĩa xích bị 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)
- Vận tốc v_1 ; lực vòng F_t và lực tác dụng lên ổ trục F_r biết bộ truyền thẳng đứng? (1,0đ)

BÀI 3. (2,5 điểm)

Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn ăn khớp ngoài như hình bên dưới truyền mô men xoắn $T_1=60000\text{Nmm}$, có khoảng cách trục $a_w=350\text{mm}$ mô đun pháp tuyến $m_n=6 \text{ mm}$, số răng $Z_2=4.Z_1$, góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh, 2 bánh răng ăn khớp ngoài. Hãy xác định:

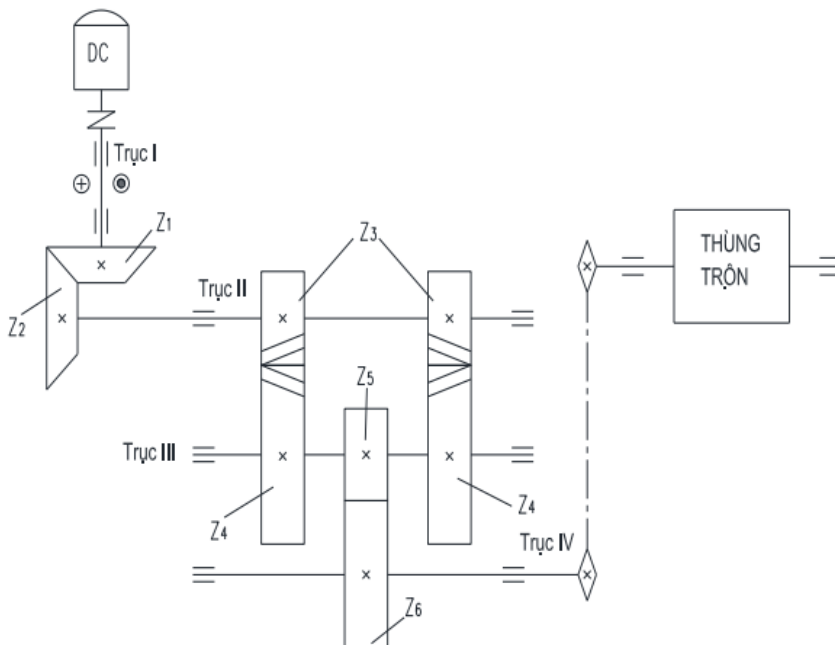
- a. số răng Z_1, Z_2 và góc nghiêng răng β ? (1,25 đ)
- b. Phân tích và tính giá trị các lực tác dụng lên cặp bánh răng trên đã cho. (1,25 đ)



BÀI 4. (2,25 điểm)

Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc}=960$ vòng/phút. Số răng các bánh răng: $Z_1=20, Z_2=40, Z_3=25, Z_4=50, Z_5=20, Z_6=45$, tỉ số truyền của bộ truyền xích $u_x=3$. Xác định:

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



Bài làm

Câu 1:

a\ Đường kính của bánh bị dẫn là :

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

$$d_2 = 3.180$$

$$d_2 = 540 \text{ mm}$$

Góc ôm đai :

$$\alpha_1 = 180 - 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 57 \cdot \frac{540 - 180}{1800} = 168,6^\circ$$

Chiều dài tính toán :

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

$$L_{tt} = 2.1800 + \frac{\pi}{2} (180 + 540) + \frac{(540 - 180)^2}{4.1800}$$

$$L_{tt} = 4749$$

Chiều dài thực tế :

$$L = L_{tt} + (100 \div 400)$$

$$L = 4749 + (100 \div 400)$$

$$L = 4849 \div 5149 \text{ mm}$$

Chọn $L = 5000 \text{ mm}$

b\ Vận tốc của bánh dẫn :

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 180 \cdot 1400}{60000} = 13,19 \text{ m/s}$$

Lực vòng F_t :

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{v_1} = \frac{1000 \cdot 10}{13,19} = 758,2 \text{ (N)}$$

Lực tác dụng ô trục :

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

$$F_r = 2 \cdot 1000 \cdot \sin\left(\frac{168,6^\circ}{2}\right)$$

$$F_r = 1990,14 \text{ N}$$

$$c\backslash \alpha_1 = 168,6^\circ = 2,943 \text{ rad}$$

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

$$\text{Với } F_v = 0$$

$$(1) \Leftrightarrow F_0 \geq \frac{F_t}{2} \times \frac{e^{f \cdot 2,943} + 1}{e^{f \cdot 2,943} - 1}$$

$$1000 \geq \frac{758,2}{2} \times \frac{e^{f \cdot 2,943} + 1}{e^{f \cdot 2,943} - 1}$$

$$f \geq 0,271$$

Vậy hệ số ma sát để không xảy hiện tượng trượt $f_{\min} = 0,271$

$$d\backslash L_{tt} = 4749$$

$$\text{Chọn } L > L_{tt}$$

$$\text{Chọn } L = 5000 \text{ mm}$$

Khoảng cách trục chính xác :

$$a_{cx} = \frac{K + \sqrt{K^2 - 8\Delta^2}}{4}$$

Trong đó :

$$K = L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2}$$

$$K = 5000 - \frac{\pi(180 + 540)}{2}$$

$$K = 3869 \text{ mm}$$

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{540 - 180}{2} = 180 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow a_{cx} = \frac{K + \sqrt{K^2 - 8\Delta^2}}{4} = \frac{3869 + \sqrt{3869^2 - 8 \cdot 180^2}}{4} = 1926,1 \text{ mm}$$

Câu 2:

a\backslash Số răng đĩa xích bị dẫn :

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} \Rightarrow Z_2 = u \cdot Z_1$$

$$Z_2 = 3,5 \cdot 22 = 77 \text{ răng}$$

Đường kính của xích đĩa dẫn và xích bị dẫn:

$$d_1 = \frac{p_c \cdot Z_1}{\pi} = \frac{25,4 \cdot 22}{\pi} = 177,9 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{p_c \cdot Z_1}{\pi} = \frac{25,4 \cdot 77}{\pi} = 622,6 \text{ mm}$$

Số mắt xích :

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

$$X = \frac{2 \cdot 950}{25,4} + \frac{1}{2} \times (77 + 22) + \left(\frac{77 - 22}{2\pi} \right)^2 \times \frac{25,4}{950}$$

$$X = 126,4 \text{ mắt xích}$$

Chọn X = 126 mắt xích

b\ Vận tốc của đĩa xích dẫn :

$$v_1 = \frac{p_c \cdot Z_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{25,4 \cdot 22 \cdot 300}{60000} = 2,79 \text{ m/s}$$

Lực vòng F_t :

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{v_1} = \frac{1000 \cdot 10}{2,79} = 3584,2 \text{ N}$$

Lực tác dụng lên ổ trục :

Do bộ truyền thẳng đứng $\Rightarrow K_m = 1$

$$F_r = K_m \cdot F_t$$

$$F_r = 1 \cdot 3584,2$$

$$F_r = 3584,2 \text{ N}$$

Câu 4 :

Gọi u_{12} : Tỉ số truyền từ trục I – II

Gọi u_{23} : Tỉ số truyền từ trục II – III

Gọi u_{34} : Tỉ số truyền từ trục III – IV

Gọi u_x : Tỉ số truyền từ trục IV – thùng trộn

Gọi u_x : Tỉ số truyền chung của hệ thống :

$$u = u_{12} \cdot u_{23} \cdot u_{34} \cdot u_x$$

$$\Rightarrow \cos \beta = \frac{m_n(Z_2+Z_1)}{2.a_w} = \frac{6(4Z_1+Z_1)}{2 \times \cos \beta} = \frac{3Z_1}{70}$$

Vì ta có :

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

$$\Rightarrow \cos 8^\circ \geq \frac{3Z_1}{70} \geq \cos 20^\circ$$

$$\Rightarrow \frac{70 \cdot \cos 8^\circ}{3} \geq Z_1 \geq \frac{70 \cdot \cos 20^\circ}{3}$$

$$\Rightarrow 23,1 \geq Z_1 \geq 22$$

Vậy $Z_1 = 22$ răng

$$Z_2 = 4.Z_1$$

$$Z_2 = 4.22 = 88 \text{ răng}$$

Góc nghiêng răng β :

$$\cos \beta = \frac{m_n(Z_2+Z_1)}{2.a_w} = \frac{6(88+22)}{2.350} = \frac{33}{35}$$

$$\Rightarrow \beta = 19,5^\circ$$

Lực vòng F_t :

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1 \cdot \cos \beta}{m_n.Z_1} = \frac{2.60000 \cdot \cos 19,5}{6.22} = 856,9 \text{ N}$$

Lực hướng tâm :

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{856,9 \cdot \tan 20}{\cos 19,5} = 330,9 \text{ N}$$

Lực dọc trục :

$$\begin{aligned} F_{a1} &= F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta \\ &= 856,9 \cdot \tan 19,5 \\ &= 807,7 \text{ N} \end{aligned}$$

TÀI LIỆU THAM KHẢO:

- [GIÁO TRÌNH CHI TIẾT MÁY CHƯƠNG 3- BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI \(google.com\)](#)
- [GIÁO TRÌNH CHƯƠNG BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH \(google.com\)](#)
- [BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG \(google.com\)](#)