

**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: 18**

HVTH: NGUYỄN BẢO CHÍ

Ngành học: Công Nghệ Ô tô

Lớp học: 19T4-CNO5

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: 18**

Ngành học: Công Nghệ Ô tô

Lớp học: 19T4-CNO5

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 12/2021

LỜI NÓI ĐẦU:

Môn học nguyên lí chi tiết máy là một môn học rất hữu ích cho các sinh viên ngành cơ khí và công nghệ ô tô có thể giúp cho sinh viên có thể hiểu hơn về công nghệ cơ khí, công nghệ ô tô, nguyên lí chi tiết máy, chế tạo máy. Qua đó sinh viên có thêm kiến thức và có thể nghiên cứu thêm về chi tiết của ô tô. Kiến thức về ô tô rất nhiều nên em còn thiếu hiểu biết và có thể gây ra sai lầm khso tránh khỏi. Em mong thầy cô có thể góp ý và giúp em hiểu biết hơn về chi tiết máy của ô tô để sau này có thể ứng dụng trong công việc.

Em cũng rất biết ơn các thầy, các cô trong môn học nguyên lí chi tiết máy cảm ơn các thầy cô rất nhiều vì đã tận tình giúp đỡ em để em có thể nắm bắt được kiến thức và có thể làm việc thành công.

Nhận xét của giám khảo:

.....

.....

.....

.....

.....

MỤC LỤC

CHƯƠNG 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.....	8
TÓM TẮT LÝ THUYẾT.....	8
1.Khái Niệm Chung	8
1.2 Phân Loại Bộ Truyền Động Đai	8
1.3 Ưu điểm và nhược điểm của bộ truyền động đai	9
a) Ưu điểm	9
b) Nhược điểm	9
1.4 Phương pháp căng đai	10
1.5 Vật Liệu Và Kết Cấu Đai	10
a). Đai dệt:.....	10
b) Đai thang :.....	10
1.6 Chiều dài tính toán :	10
1.7 Khoảng cách trục chính xác:	10
1.8 Góc ôm đai:	10
1.9 ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI	11
1.9.1 Vận tốc của bộ truyền động đai.....	11
2. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI	11
2.1 Lực vòng :	11
CHƯƠNG 2 BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	13
TÓM TẮT LÝ THUYẾT.....	13
1.Khái Niệm Chung	13
1.1 Nguyên Lí Làm Việc Của Truyền Động Xích	13
1.2 Cấu tạo bộ truyền động xích	13
1.3 Phân loại bộ truyền động xích	13
1.4. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền động xích	14
1.5 THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	15
1.5.1 Bước xích	15
1.5.2 Đĩa xích	15
1.5.2 Số răng đĩa xích.....	15

1.5.3. Khoảng cách trục và số mắt xích:	16
1.5.4. Khoảng cách trục chính xác.....	16
1.6. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	16
1.6.1. Vận tốc và tỉ số truyền trung bình	16
1.6.2. Lực tác dụng lên trục bộ truyền động xích:	16
1.7. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH	17
CHƯƠNG 3 CHUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	19
TÓM TẮT LÝ THUYẾT.....	19
1.KHÁI NIỆM CHUNG	19
1.1 Định nghĩa:	19
1.2 Phân loại:	19
1.3 Ưu và nhược điểm phạm vi sử dụng	20
1.3.1 Ưu điểm:	20
1.3.2 Nhược điểm:	20
1.3.3 Phạm vi sử dụng:	21
1.4. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	21
1.4.1. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng	21
1.5. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	22
1.5.1. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng.....	22
1.5.2. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng nghiêng	23
1.5.3. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng côn răng thẳng:.....	24
CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT	25
4.1 KHÁI NIỆM CHUNG	26
4.1.1. Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít-bánh vít.....	26
4.1.2. Phân loại bộ truyền động trục vít-bánh vít	26
4.1.3. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng	26
4. 2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT ACSIMÉT	27
4.3. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT 4.3.1. Tỉ số truyền	28
4.6. BÔI TRƠN VÀ HIỆU SUẤT CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT-BÁNH VÍT	
4.6.1. Bôi trơn	32
4.6.2. Hiệu suất	32

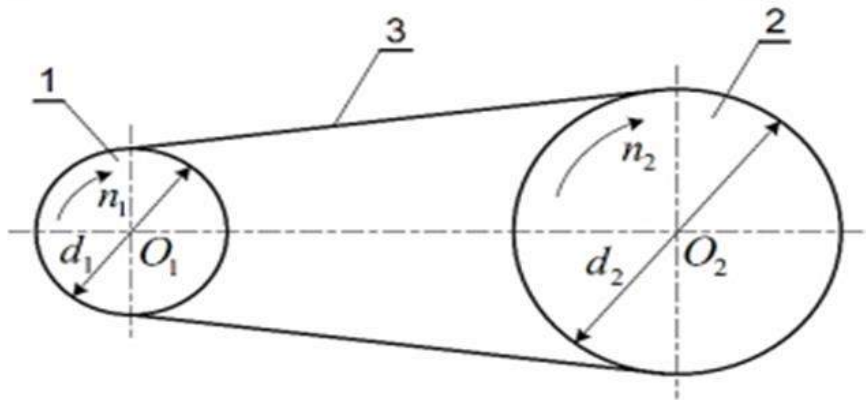
GHI LẠI ĐỀ - GHI LẠI LỜI GIẢI	33
-------------------------------------	----

CHƯƠNG 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

TÓM TẮT LÝ THUYẾT

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 1.1) 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 Bộ Truyền Động Đai

* Phân loại theo vật liệu chế tạo dây đai: Đai vải cao su, đai vải, đai da, đai len.

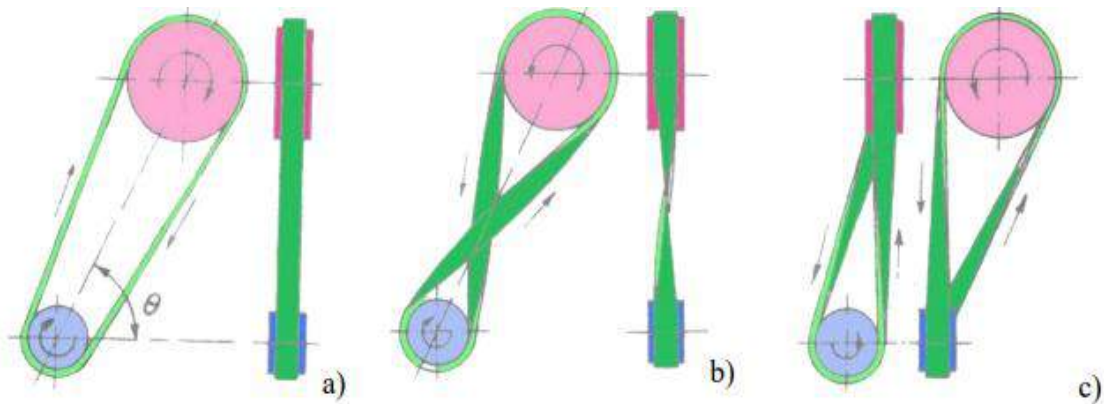
* Phân loại theo hình dáng mặt cắt dây đai: Đai dẹt, đai hình thang, đai hình lược, đai tròn, đai răng.

- + Đai dẹt có tiết diện là hình chữ nhật
- + 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°

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



Hình 1.2 Truyền Động Đai Theo Các Vị Trí

1.3 Ưu điểm và nhược điểm của bộ truyền động đai

a) Ưu điểm

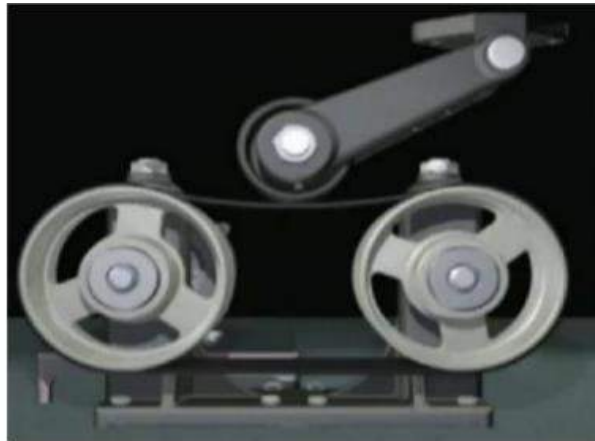
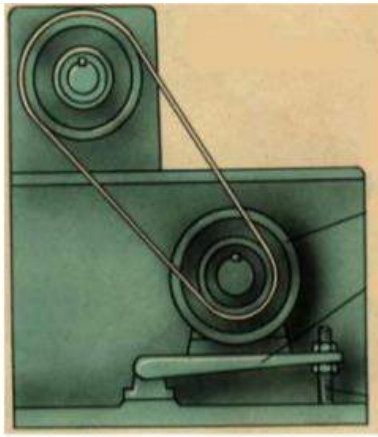
- Có khả năng truyền chuyển động và cơ năng giữa các trục ở khá xa nhau ($> 15m$).
- Làm việc êm, không ồn đai có tính đàn hồi.
- An toàn cho các tiết máy khác khi bị quá tải, vì đai sẽ trượt trên toàn phần trên bánh.
- Kết cấu và vận hành đơn giản, giá thành rẻ.

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.

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.



1.3 Điều chỉnh căng đai nhờ trọng lượng động cơ

1.5 Vật Liệu Và Kết Cấu Đai

1.5.1 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 dẹt:

-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

1.6 Chiều dài tính toán :

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

*Chiều dài thực tế L:

- Đai dẹt : $L = L_{tt} + (100-400) \text{ mm}$

- Đai thang: L chọn tiêu chuẩn $L > L_{tt}$

1.7 Khoảng cách trục chính xác:

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

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

1.8 Góc ôm đai:

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

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

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

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

1.9 ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI

1.9.1 Vận tốc của bộ truyền động đai

- Vì có hiện tượng trượt nên vận tốc vòng v_2 của bánh bị dẫn chậm hơn vận tốc vòng v_1 của bánh dẫn: $v_2 = (1 - \xi) \cdot v_1$

Trong đó ξ là hệ số trượt, có giá trị từ $0,01 \div 0,05$

+ Đai vải cao su hoặc vải $\approx 0,01$ + Đai da $\approx 0,015$

- Vận tốc được xác định theo công thức:

+ Ở bánh dẫn:

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

+ Ở bánh bị dẫn:

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

* Trong đó: d_1, d_2 : Đường kính bánh đai dẫn và bị dẫn (mm)

n_1, n_2 : số vòng quay bánh đai dẫn và bị dẫn (vòng/phút)

- Điều kiện để không xảy ra hiện tượng trượt đai:

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

2. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

2.1 Lực vòng :

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

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

- Lực trên nhánh dẫn (nhánh căng):

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

- Lực trên nhánh bị dẫn (nhánh chùng):

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

- Lực tác dụng lên trục bánh đai (lực hướng tâm F_r):

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

- Hoặc khi bộ truyền không có bộ phận căng đai:

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

CHƯƠNG 2 BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

TÓM TẮT LÝ THUYẾT

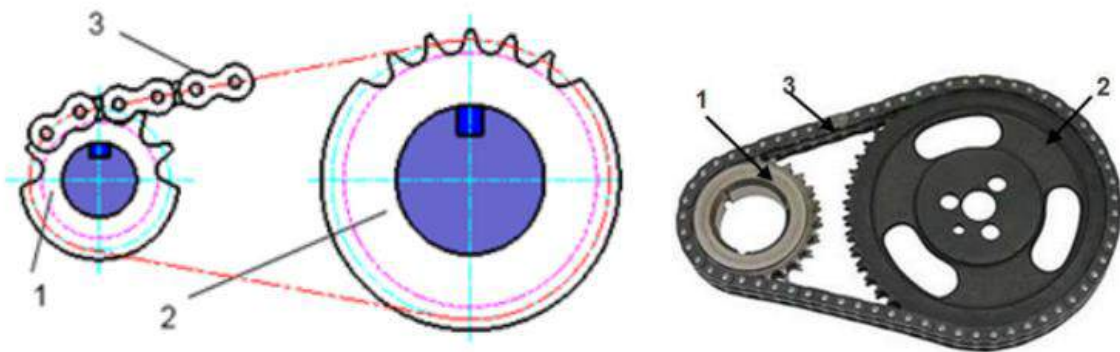
1. Khái Niệm Chung

1.1 Nguyên Lí Làm Việc Của Truyền Động Xích

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

1.2 Cấu tạo bộ truyền động xích

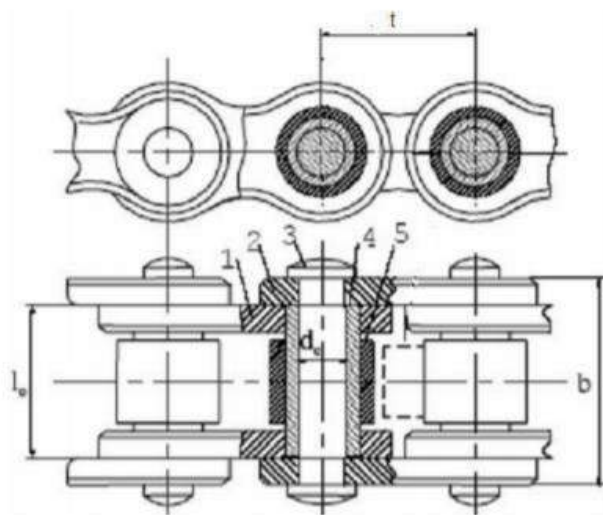
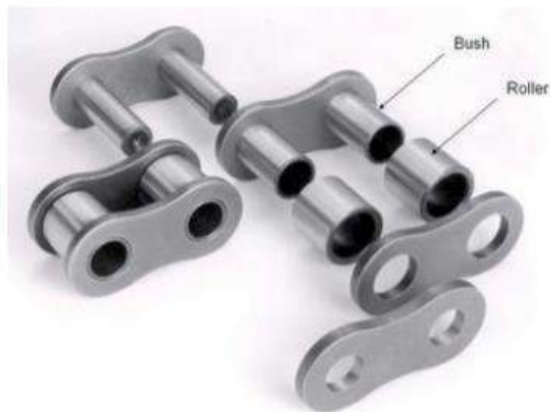
Cấu tạo chính của bộ truyền xích có 3 bộ phận chính: đĩa dẫn 1, đĩa bị dẫn 2 và xích 3. Ngoài ra, tùy trường hợp, có thể có thêm bộ phận căng xích, bộ phận bôi trơn, hộp che. Có khi dùng một xích để truyền động từ đĩa dẫn sang nhiều đĩa bị dẫn.



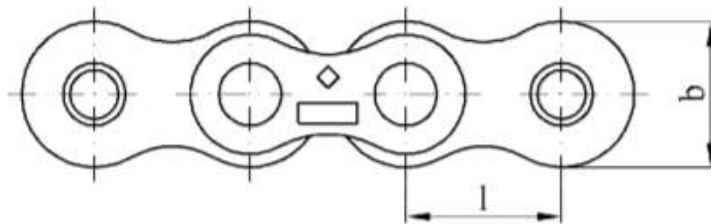
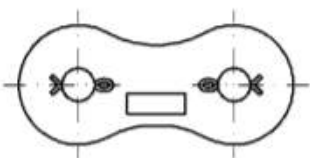
Hình 1.1 Bộ truyền xích

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 1.2 Xích con lăn



Hình 1.3 Xích ống



Hình 1.4 Xích răng

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

a). 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

b). 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.

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.

1.5 THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

1.5.1 Bước xích

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

Bước xích p_C có giá trị từ 12, 7÷50,8 mm.

1.5.2 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. Đường kính vòng chia của đĩa tính theo công thức:

$$d = \frac{p_C}{\sin \frac{180}{Z}} \approx \frac{p_C \cdot Z}{\pi}$$

Z : số răng đĩa xích; p_C : bước xích

1.5.2 Số răng đĩa xích

- Số răng đĩa dẫn Z_1 : Thiết kế chọn: $Z_1 = 29 - 2u$

- Số răng đĩa bị dẫn: Theo công thức: $Z_2 = u \cdot Z_1$

1.5.3. Khoảng cách trục và số mắt xích:

a). Số mắt xích:

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

- Chiều dài xích L theo khoảng cách trục:

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

- Số mắt xích:

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

*Chọn chẵn để kết nối dễ dàng

1.5.4. Khoảng cách trục chính xác

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

$$a = 0,25.Pc \left[\left(X - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right) + \sqrt{\left(X - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

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

$$\Delta a = (0,002 \div 0,004).a \text{ (mm)}$$

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

1.6. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

1.6.1. Vận tốc và tỉ số truyền trung bình

- Vận tốc bộ truyền xích:

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

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

-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 :

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

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

1.6.2. Lực tác dụng lên trục bộ truyền động xích:

-Lực vòng Ft:

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

-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).

1.7. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH

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

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 1.5)

- 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 $K_r=1,2 \div 1,5$; nếu có va đập mạnh thì $K_r=1,8$.

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

Bảng 4.2. Hệ số K_a :

a	<25.P _c	(30÷50).P _c	(60÷80).P _c
K _a	1,25	1	0.8

-**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 :

P₁: 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 n₀₁ 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

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

Bước xích p _c , (mm)	Đường kính chốt d _o , (mm)	Chiều dài ống b _o , (mm)	Công suất cho phép [P] khi số vòng quay của đĩa nhỏ n ₀₁ , (vg/ph)							
			50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7	3,66	5,80	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06	2,42	2,72	
12,7	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	3,20
12,7	4,45	10,11	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	5,95
15,875	5,08	11,30	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	7,55
15,875	5,08	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	9,65
19,05	5,96	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9	12,7
25,4	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3	19,3
31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,0	43,8
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			

CHƯƠNG 3 CHUYỂN ĐỘNG BÁNH RĂNG

TÓM TẮT LÝ THUYẾT

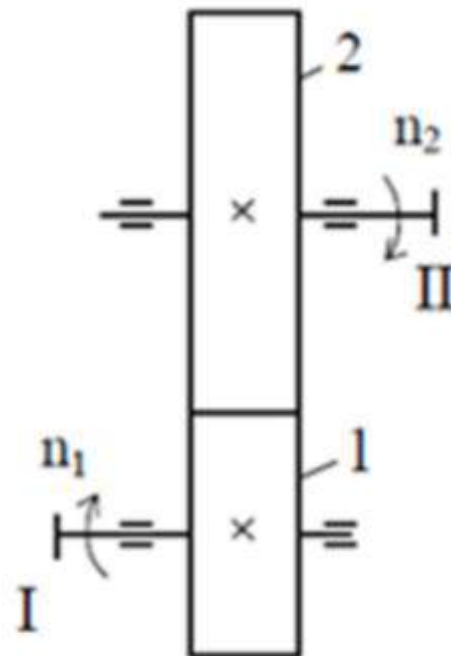
1. KHÁI NIỆM CHUNG

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 1.1 Sơ Đồ Bộ Truyền Bánh Răng Trục

1.2 Phân loại:

- Theo vị trí tương đối giữa các trục
- Theo tính chất di động của đường tâm các trục

- Theo phương của răng so với đường sinh
- Theo dạng ăn khớp
- Theo dạng profil răng
- Theo dạng thay đổi chuyển động
- Theo kết cấu



Hình 5.2. Bánh răng trụ



Hình 5.3. Bánh răng côn



Hình 5.4. Bánh răng hypecbôlôit

1.3 Ưu và nhược điểm phạm vi sử dụng

1.3.1 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

1.3.2 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.

1.3.3 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...

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

1.4.1. 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.

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

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 1.5 Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng

1.4.2. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng:

-Đường kính vòng chia : d :	$d = \frac{m_n \cdot Z}{\cos \beta}$ (mm)
-------------------------------	---

- Chiều cao đỉnh răng : h_a :	$h_a = m_n$ (mm)
- Chiều cao chân răng : h_f :	$h_f = 1,25 \cdot m_n$ (mm)
- Đường kính vòng đỉnh : d_a :	$d_a = m_n \cdot (Z + 2)$ (mm)
- Đường kính vòng chân : d_f :	$d_f = m_n \cdot (Z - 2,5)$ (mm)
- Khoảng cách tâm của 2 bánh răng ăn khớp	

Bảng 1.6. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng nghiêng

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

-Giữa khoảng cách trục a_w , góc nghiêng răng β và môđun pháp m_n có sự liên hệ sau:

$$a_w = \frac{m_n(Z_2 \pm Z_1)}{2 \cdot \cos \beta} \text{ (mm)}$$

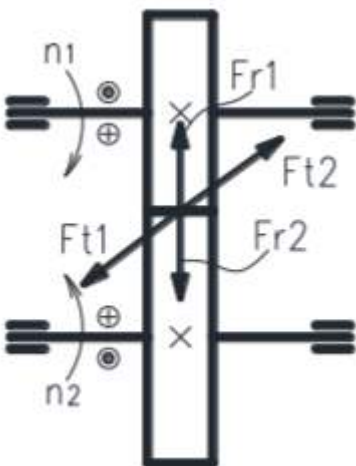
-Và từ đây suy ra: $\cos \beta = \frac{m_n(Z_2 \pm Z_1)}{2 \cdot a_w}$

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

1.5. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

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

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



Hình 1.7. Lực trong bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

-Lực vòng:

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

Độ lớn:

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

*Trong đó: T_1 : mô men xoắn trên bánh dẫn (N.m)

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

- Lực hướng tâm :

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

- Chiều hướng vào tâm bánh răng dẫn

Độ lớn:

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

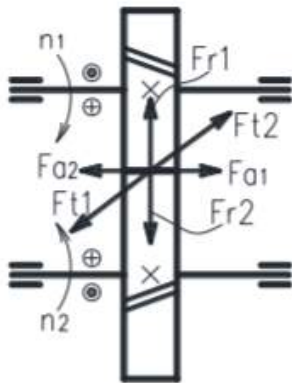
α : góc ăn khớp

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

1.5.2. 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: Lực vòng F_t

,Lực hướng tâm F_r , Lực dọc trục F_a



Hình 1.8. Lực trong bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

-Lực vòng F_{t1} :

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

-Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng dẫn

-Độ lớn:

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

-Lực hướng tâm:

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều hướng vào tâm bánh răng dẫn
- Độ lớn:

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

-Lực dọc trục :

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

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

β : Góc nghiêng răng

α : góc ăn khớp

1.5.3. 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: : Lực vòng F_t , Lực hướng tâm F_r , Lực dọc trục F_a

-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 .

Độ lớn :

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}}$$

Lực hướng tâm F_r (N)

- Trên bánh dẫn lực F_{r1} có :
- Điểm đặt tại 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:

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

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

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}

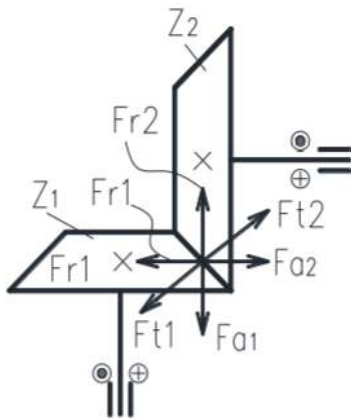
-Độ Lớn :

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

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

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

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



Hình 1.9 Lực trong bộ truyền bánh răng côn răng thẳng

CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

4.1 KHÁI NIỆM CHUNG

4.1.1. 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° .

-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 xuyến, thường làm bằng hợp kim màu.



Hình 1.1. Hộp giảm tốc trục vít

4.1.2. Phân loại bộ truyền động trục vít-bánh vít

- Theo biên dạng (prôfin) ren
- Theo vị trí tương đối của trục vít so với bánh vít
- Theo hình dáng trục vít
- Theo số môđun ren

4.1.3. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng

1. 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).

2. 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.

3. 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...

4. 2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT ACSIMÉT

- Môđun m

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

t : bước ren trục vít = bước ren bánh vít

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 profin 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

- **Bước của đường xoắn ốc:** $S = Z_1.t$

- **Số mỗi ren của trục vít:** $Z_1 = 1 \div 4$. Truyền công suất lớn không nên lấy $Z_1 = 1$ vì hiệu suất rất thấp và bộ truyền bị nóng nhiều.

- **Số ren bánh vít Z_2 ($Z_2 \geq 25$):** Số răng Z_2 không nên ít quá để tránh bị cắt chân răng,

thông thường chọn trong khoảng $Z_2 = 50 \div 60$ (răng).

- **Đường kính mặt trụ lăn của trục vít d_1 (mm):** (bằng đường kính mặt trụ chia của trục vít d_{c1}): $d_1 = d_{c1} = m.q$ (trường hợp không dịch chỉnh)

Để hạn chế số dao gia công bánh vít, người ta tiêu chuẩn hoá các giá trị m và q đi đôi với nhau (tiêu chuẩn hoá giá trị $m\sqrt[3]{q}$)

- **Đường kính vòng lăn bánh vít d_2 (mm):** trùng với đường kính vòng chia d_{c2} :
 $d_2 = d_{c2} = m.Z_2$

- **Góc nâng của ren trục vít λ (độ):** $\lambda = 5^\circ \div 20^\circ$

- **Đường kính mặt trụ đỉnh ren d_{e1} và mặt trụ đáy ren trục vít d_{i1} :**

$$d_{e1} = d_{c1} + 2.m ; d_{i1} = d_{c1} - 2,4.m$$

- **Đường kính vòng đỉnh răng d_{e2} và vòng đáy răng bánh vít d_{i2} :**

$$d_{e2} = d_{c2} + 2.m ; d_{i2} = d_{c2} - 2,4.m$$

- **Khoảng cách trục của bộ truyền không dịch chỉnh:**

d

$$c1 + d_{c2}$$

- Nếu $Z1 = 1, 2$ thì $C1 = 11$ và $C2 = 0,06$.

- Nếu $Z1 = 4$ thì $C1 = 12,5$ và $C2 = 0,09$.

- **Đường kính lớn nhất của bánh vít**

$$d_{eM2} \leq d_{e2} + \frac{6m}{Z1+2}$$

- **Chiều rộng bánh vít $b2$** Khi $z1 = 1$ hoặc 2 thì $b2 \leq 0,75d_{e1}$; $z1=4$ thì $b2 \leq 0,67d_{e1}$

- **Góc nghiêng răng của bánh vít $\beta = \gamma$**

- **Góc ôm trục vít bởi bánh vít**

$$\sin \delta = \frac{b2}{d_{e1} - 0,5}$$

thông thường $2\delta = 100^\circ$

4.3. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT

4.3.1. Tỷ 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 n_1 vòng thì bánh vít quay được:

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

Tỷ số truyền:

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

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

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

Do $Z1$ có giá trị nhỏ ($Z1 = 1 \div 4$), tỷ số truyền có trị số lớn.

Nếu biểu thị bước đường xoắn ốc của ren trục vít theo hệ thức: $S = \pi.d_1.tg\lambda$

Từ (12-11) ta có:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\pi.d_2}{\pi.d_1.tg\lambda} = \frac{d_2}{d_1.tg\lambda}$$

Vậy trong bộ truyền trục vít tỉ số truyền i không bằng tỉ số giữa đường kính vòng lăn bánh vít với đường kính vòng lăn trục vít ($i \neq \frac{d_2}{d_1}$) mà bằng tỉ số giữa số răng bánh vít với

số mối ren của trục vít.

Tỉ số truyền được chọn theo dãy tiêu chuẩn, giá trị u thực tế không được sai lệch quá 4% so với giá trị tiêu chuẩn.

Dãy 1	8; 10; 12, 5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63;80
Dãy 2	9; 11,2; 14; 18; 22, 4; 28; 35, 5; 45; 56; 71

4.3.2. Vận tốc vòng

- Vận tốc vòng của trục vít:

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

- Vận tốc vòng của bánh vít:

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

d_1 = m.q: đường kính vòng lăn trục vít

d_2 = m.Z2: đường kính vòng lăn trục vít

n_1 : số vòng quay của trục vít (v/p)

n_2 : số vòng quay của bánh vít (v/p)

m: môđun mặt đáy của răng

q: Hệ số đường kính trục (lấy theo tiêu chuẩn)

(khi tính sơ bộ $q \approx 0,26Z_2$)

Z_1 : Số mối ren của trục vít

Z_2 : Số răng của bánh vít

4.3.3. Vận tốc trượt

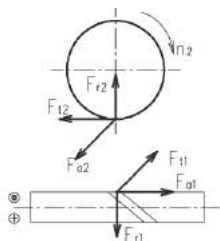
- Vận tốc trượt v_{tr} : $v_{tr} = v_1 / \cos \lambda$

Đối với bộ truyền không dịch chỉnh:

$$v_{tr} = \frac{m n_1}{19100} \sqrt{z_1^2 + q^2}$$

4.4. LỰC TÁC DỤNG VÀ TẢI TRỌNG TÍNH

4.4.1. Lực tác dụng



Hình 4.5. Lực tác dụng lên bộ truyền trục vít- bánh vít

1. Lực vòng F_t : F_{t1} tác dụng lên trục dẫn I, lực F_{t2} tác dụng lên trục II.

- **Điểm đặt:** vị trí ăn khớp

- **Phương, chiều:** Phương của F_{t1} tiếp tuyến với vòng lăn trục vít, phương của F_{t2} tiếp tuyến với vòng lăn của bánh vít. Chiều của F_{t1} ngược với chiều quay n_1 , chiều của F_{t2} cùng với chiều quay n_2 .

- **Giá trị** của F_{t1} và F_{t2}

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

Quan hệ giữa F_{t1} và F_{t2} được xác định: $F_{t1} = F_{t2} \cdot \tan(\gamma + \varphi)$

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

T_1, T_2 : Mômen xoắn trên trục dẫn và trục bị dẫn; (Nmm)

d_1, d_2 : Đường kính vòng chia của trục vít và bánh vít (mm)

2. Lực hướng tâm F_r :

- **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:** $F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha / \cos \lambda$

3. 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 ren. Giá trị của lực dọc trục:

- **Giá trị:**

$$F_{a1} = F_{t2} = 2 \cdot T_2 / d_2$$

$$F_{a2} = F_{t1} = 2 \cdot T_1 / d_1$$

Lực F_{a1} tác dụng lên trục vít có giá trị rất lớn, dễ làm trục vít mất ổn định.

4.4.2. Tải trọng tính

Tải trọng tính là tích của hệ số tải trọng K với tải trọng danh nghĩa

Hệ số tải trọng K gồm hai thành phần: $K = K_{tt} \cdot K_{đ}$

1. Hệ số tập trung tải trọng K_{tt}

Nguyên nhân chủ yếu gây ra tập trung tải trọng là do trục vít bị biến dạng uốn (bị võng). Việc xác định hệ số K_{tt} dựa vào các bảng tra (sách Thiết kế Chi tiết máy).

2. Hệ số tải trọng động Kđ

Tải trọng động sinh ra do chất lượng chế tạo, lắp ghép và vận tốc của bộ truyền. Các sai số này dẫn đến ăn khớp kém chính xác; vận tốc cao, tải trọng động càng lớn.

- Nếu vận tốc vòng của bánh vít $v_2 \leq 3\text{m/s}$ thì lấy $K_d = 1 \div 1,1$

- Nếu $v_2 > 3\text{m/s}$ thì lấy $K_d = 1,1 \div 1,3$

4.5. Các dạng hỏng

Trong quá trình làm việc, bộ truyền trục vít-bánh vít có thể xuất hiện các dạng hỏng sau:

- **Dính xước bề mặt:** thường xảy ra ở các bộ truyền có áp suất trên bề mặt tiếp xúc lớn,

vận tốc làm việc tương đối lớn. Trên bề mặt ren trục vít có dính các hạt kim loại, bị bứt ra từ

bánh vít. Mặt ren trở nên sần sùi. Đồng thời mặt răng bánh vít bị cào xước. Chất lượng bề

mặt giảm đáng kể, bộ truyền làm việc không tốt nữa.

Nguyên nhân: do ứng suất lớn và nhiệt độ cao làm vật liệu của bánh vít tại chỗ tiếp xúc đạt đến trạng thái chảy dẻo.

Mòn răng bánh vít và ren trục vít: do vận tốc trượt rất lớn, nên tốc độ mòn cao. Vật liệu của bánh vít có cơ tính thấp, bánh vít bị mòn nhiều hơn. Mòn làm yếu chân răng và làm

nhọn răng bánh vít.

- **Biến dạng mặt răng:** trên răng bánh vít có những chỗ lồi lõm, dạng răng bị thay đổi, bộ truyền ăn khớp không tốt nữa.

- **Gãy răng bánh vít:** một hoặc vài răng tách rời khỏi bánh vít. Gãy răng là dạng hỏng nguy hiểm.

Gãy răng có thể do quá tải, hoặc do bị mỏi, khi ứng suất uốn trên tiết diện chân răng vượt quá giá trị cho phép.

- **Tróc rỗ mặt răng:** trên mặt ren trục vít và răng bánh vít có những lỗ nhỏ và sâu, làm hỏng mặt răng, bộ truyền làm việc không tốt nữa. Tróc rỗ thường xảy ra ở những bộ truyền

bánh vít làm bằng đồng thanh có độ bền chống dính cao, ứng suất tiếp xúc nhỏ và được bôi trơn đầy đủ.

- **Nhiệt độ làm việc quá cao:** Khi nhiệt độ vượt quá giá trị cho phép, sẽ làm giảm chất lượng dầu bôi trơn. Làm thay đổi tính chất các môi ghép, có thể dẫn đến kẹt ổ. Làm các trục

dẫn dài, có thể làm tăng tải trọng phụ.

- **Trục vít bị uốn cong:** do mất ổn định. Đối với những bộ truyền có trục vít mảnh, tỷ lệ giữa khoảng cách l_1 và đường kính d_{f1} quá lớn. Lực dọc trục F_{a1} nén trục vít, làm trục vít mất ổn định.

4.6. BÔI TRƠN VÀ HIỆU SUẤT CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT-BÁNH VÍT

4.6.1. Bôi trơn

Khi bộ truyền trục vít làm việc, tại các bề mặt tiếp xúc của ren trục vít với răng bánh vít có ma sát lớn nên sinh nhiều nhiệt và làm giảm hiệu suất của bộ truyền. Vì vậy ta phải

bôi trơn cho bộ truyền. Để bôi trơn cho bộ truyền thì một phần trục vít hoặc một phần bánh

vít phải được nhúng trong dầu tùy theo vị trí bánh vít ở dưới hay trục vít ở dưới.

Khi vận tốc vòng của trục vít $v \geq 12$ m/s thì bộ truyền được bôi trơn bằng cách phun dầu.

Dùng dầu bôi trơn có độ nhớt càng cao thì càng tăng khả năng chống dính, nhưng cũng

làm tăng khả năng mất mát công suất do khuấy dầu. Có thể chọn độ nhớt thích hợp cho dầu

bôi trơn theo bảng 6.

4.6.2. Hiệu suất

Khi làm việc, bộ trục vít cũng như bộ truyền bánh răng bị mất mát công suất do ma sát

giữa ren trục vít và răng bánh vít khi ăn khớp, do ma sát trong ổ trục và do khuấy dầu.

Vì

vận tốc trượt lớn cho nên mất mát do ma sát giữa ren trục vít và răng bánh vít khá lớn.

Nếu không kể đến công suất mất mát trong ổ và do khuấy dầu, trường hợp trục vít dẫn động, thì hiệu suất của bộ truyền được tính theo công thức

$$\eta = \frac{\tan(\lambda)}{\tan(\lambda + \varphi)}$$

Nếu xét đến cả mất mát công suất do khuấy dầu thì hiệu suất được tính theo công thức

$$\eta = 0,95 \frac{\tan(\lambda)}{\tan(\lambda + \varphi)}$$

Qua công thức trên ta thấy hiệu suất tăng khi tăng góc nâng ren trục vít λ và giảm góc ma sát φ . Xét biến thiên của hiệu suất η theo góc nâng ren trục vít λ , khi $\lambda = 45^\circ - \varphi/2$ hiệu

suất η có hệ số cực đại.

Khi kích thước bộ truyền chưa được xác định (do đó chưa biết được vận tốc trượt v và γ) có thể lấy sơ bộ hiệu suất như sau:

$$Z1 = 1 \text{ thì } \eta = 0,7 \div 0,75$$

$$Z1 = 2 \text{ thì } \eta = 0,75 \div 0,82$$

$$Z1 = 4 \text{ thì } \eta = 0,87 \div 0,92$$

Trường hợp bánh vít dẫn động hiệu suất của bộ truyền được tính theo công thức sau:

$$\eta = 0,95^{\frac{\tan(\lambda + \varphi)}{\tan(\lambda)}}$$

Hiệu suất của bộ truyền có bánh vít dẫn động rất thấp ($\eta < 0,5$). Từ công thức (14 - 6) ta có thể thấy khi $\lambda \leq \varphi$ thì $\eta \leq 0$, nghĩa là bộ truyền tự hãm (chuyển động không thể từ bánh vít sang trục vít)

GHI LẠI ĐỀ - GHI LẠI LỜI GIẢI

HỌ VÀ TÊN SINH VIÊN: NGUYỄN BẢO CHÍ

LỚP:19T4-CNÔ5

Mssv:19000988

Mã đề:18

BÀI 1. (3,0 điểm)

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1=10 \text{ kW}$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=980$ vòng/phút; tỷ

số truyền $u=3$; đường kính bánh dẫn $d_1=180\text{mm}$, lực căng ban đầu $F_0=900\text{N}$ và khoảng cách trục

$a=1600\text{mm}$. Bỏ qua hiện tượng trượt trơn và lực căng phụ F_v . Hãy xác định:

a. Góc ôm đai α_1 và chiều dài cần thiết của dây đai L ? (0,75đ)

b. Vận tốc v_1 ; lực vòng F_t ; lực tác dụng lên ổ trụ F_r . (0,75đ)

c. 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)

TT

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

$$n_1 = 980 \text{ vòng/phút}$$

$$u = 3$$

$$d_1 = 180 \text{ mm}$$

$$F_0 = 900 \text{ N}$$

$$A = 1600 \text{ mm}$$

Bài làm

a)

Đường kính bánh bị dẫn

$$u = \frac{d_2}{d_1} \leq 3 = \frac{d_2}{180} \Rightarrow 540 \text{ mm}$$

Góc ôm đai

$$\alpha_1 = 180 - 57 \cdot \frac{d_2 + d_1}{a} = 180 - 57 \cdot \frac{540 + 180}{2000}$$

$$\Rightarrow \alpha = 167,1^\circ$$

Chiều dài tính toán của dây đai

$$\begin{aligned} L_{tt} &= 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} \\ &= 2 \cdot 2000 + \frac{\pi(180 + 540)}{2} + \frac{\pi(540 - 180)^2}{4 \cdot 2000} \\ &= 4351,2 \text{ (mm)} \end{aligned}$$

Chiều dài cần thiết

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

$$L = 4351,2 + (100 \rightarrow 400)$$

Chọn $L = 4500$

b)

vận tốc

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 180 \cdot 980}{60000} = 9,2 \text{ m/s}$$

Lực vòng

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{v} = \frac{1000 \cdot 10}{9,2} = 1086,9 \text{ N}$$

Lực tác dụng lên ổ trục

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

$$F_r = 2 \cdot 900 \cdot \sin\left(\frac{167,1}{2}\right)$$

$$\Rightarrow F_r = 1788,6 \text{ N}$$

c)

Hệ số ma sát để không xảy ra hiện tượng trơn trượt

$$\alpha_1 = 167,1^\circ = 2,91 \text{ rad}$$

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

Với $F_t = 0$ thì

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

$$\Rightarrow 900 \geq \frac{1086,9}{2} \cdot \frac{e^{f \cdot 2,91} + 1}{e^{f \cdot 2,91} - 1}$$

$$\Leftrightarrow f \geq 0,481$$

Vậy hệ số ma sát nhỏ nhất để không xảy ra hiện tượng trơn trượt là $f_{\min} = 0,481$

BÀI 2.

BÀI 2. (2,25 điểm)

Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: khoảng cách trục $a = 1000 \text{ mm}$, bước xích $p_c = 19,05 \text{ mm}$; công suất truyền động $P = 10 \text{ kW}$; số răng đĩa xích dẫn $Z_1 = 23$ răng; tỉ số truyền

$u = 3$; số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 250$ 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) TT
 $a = 1000 \text{ mm}$

$$p_c = 19,05 \text{ mm}$$

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

$$Z_1 = 23 \text{ răng}$$

$$u = 3$$

$$n_1 = 250 \text{ vòng/phút}$$

Bài làm

a) Số răng Z_2

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} \Leftrightarrow 3 = \frac{Z_2}{23} = 69 \text{ răng}$$

Đường kính vòng chia d_1, d_2

$$d_1 = \frac{p_c \cdot Z_1}{\pi} = \frac{19,05 \cdot 23}{\pi} = 139,5 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{p_c \cdot Z_2}{\pi} = \frac{19,05 \cdot 69}{\pi} = 418,4 \text{ mm}$$

Số mắt xích

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

$$\Rightarrow X = \frac{2 \cdot 1000}{19,05} + \frac{1}{2} (69 + 23) + \left(\frac{69 - 23}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{19,05}{1000}$$

$$= 152 \text{ mm}$$

Chọn mắt xích $x = 152 \text{ mm}$

b)

Vận tốc

$$V = \frac{p_c \cdot Z_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{19,05 \cdot 23 \cdot 250}{60000}$$

$$= 1,8 \text{ m/s}$$

Lực vòng F_t

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{V} = \frac{1000 \cdot 10}{1,8} = 5555,5 \text{ N}$$

Lực tác dụng lên ổ trục

$$F_r = K_m \cdot F_t$$

Mà $K_m=1,15$ bộ truyền nằm ngang

$$\Rightarrow F_r = 1,15 \cdot 5555,5$$

$$= 6388,8 \text{ N}$$

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

$T_1=80000\text{Nmm}$, có khoảng cách trục $a_w=300\text{mm}$, số răng

$Z_1=20$ 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. 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)

TT

$$T_1=80000\text{Nmm}$$

$$a_w=300\text{mm}$$

$$\alpha=20^\circ$$

$$Z_1=20$$

$$Z_2=75$$

Bài làm

Khoảng cách trục a_w

$$a_w = \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot \cos \beta} \Leftrightarrow \cos \beta = \frac{m_n (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot a_w}$$

$$\Leftrightarrow \cos \beta = \frac{m_n \cdot (75 + 20)}{2 \cdot 300}$$

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

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

Thay (1) vào (2) ta có

$$\cos 8^\circ \geq \frac{m_n \cdot (75+20)}{2.300} \geq \cos 20^\circ$$

$$\Rightarrow \frac{2.300 \cdot \cos 8^\circ}{75+20} \geq m_n \geq \frac{2.300 \cdot \cos 20^\circ}{75+20}$$

$$\Rightarrow 6,2 \geq m_n \geq 5,9$$

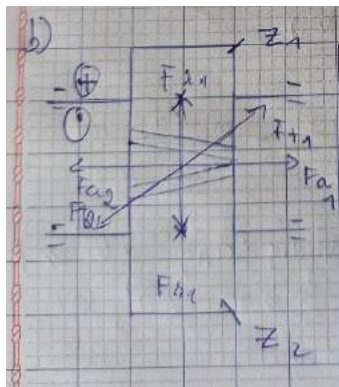
Vậy chọn $m_n = 6 \text{ mm}$

Góc nghiêng răng

$$\cos \beta = \frac{m_n (z_2 + z_1)}{2 \cdot a_w} = \cos \beta = \frac{6 \cdot (75+20)}{2.300} = \frac{19}{20}$$

$$\Rightarrow \beta = 18,19^\circ$$

b)



***Giá trị lực:**

-Độ lớn lực vòng:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot \cos \beta}{m_n \cdot z_1} = \frac{2.800000 \cdot \cos \beta 18,19^\circ}{6 \cdot 20} = 1266,7 \text{ N}$$

-Độ lớn lực hướng tâm:

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{1266,7 \cdot \tan 20^\circ}{\cos \beta 18,19^\circ} = 485,2 \text{ N}$$

-Độ lớn lực dọc trục:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta = 1266,7 \cdot \tan 18,19^\circ = 416,2 \text{ N}$$

BÀI 4. (2,25 điểm)

Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc}=950$ vòng/phút. Số răng các bánh răng: $Z_1=20, Z_2=40, Z_3=20, Z_4=45, Z_5=20, Z_6=50$, tỉ số truyền của

bộ truyền xích $u_x=2$. 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

-Gọi u_{12} là tỉ số truyền từ trục I-II

$$u_{12} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{40}{20} = 2$$

-Gọi u_{23} là tỉ số truyền từ trục II-III

$$u_{23} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{45}{20} = 2,25$$

-Gọi u_{34} là tỉ số truyền từ trục III-IV

$$u_{34} = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{50}{20} = 2,5$$

-Gọi u là tỉ số truyền chung của hệ thống

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

$$= 2 \cdot 2,25 \cdot 2,5 \cdot 2$$

$$= 22,5$$