

**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: 19**

HVTH: Nguyễn Cao Quốc Bình

Ngành học: Công Nghệ Ô Tô

Lớp học: 19T4-CNO5

GVHD: LƯU THỊ YẾN VŨ

Thành phố Hồ Chí Minh – 7/2021

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



**TIỂU LUẬN MÔN HỌC
HỌC PHẦN NGUYÊN LÝ CHI TIẾT MÁY
ĐỀ SỐ: 19**

Ngành học: Công Nghệ Ô Tô

Lớp học: 19T4-CNO5

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 7/2021

LỜI NÓI ĐẦU

Môn học chi tiết máy là một trong những môn học cơ sở giúp cho sinh viên chuyên ngành cơ khí có một cách nhìn tổng quan về nền công nghiệp đang phát triển như vũ bão. Đây là môn học đóng vai trò quan trọng trong chương trình đào tạo kỹ sư và các cán bộ kỹ thuật, nguyên lý làm việc và phương pháp tính toán các chi tiết phục vụ cho các máy móc ngành công - nông nghiệp, giao thông vận tải,... Thiết kế đồ án chi tiết máy là sự kết hợp chặt chẽ giữa lý thuyết và thực nghiệm, từ đó sinh viên có cơ hội tổng kết lại những lý thuyết và làm quen với công việc thiết kế. Trong các nhà máy xí nghiệp, khi cần vận chuyển vật liệu rời chủ yếu sử dụng các máy vận chuyển gián đoạn, các máy vận chuyển liên tục. Khác với các máy vận chuyển gián đoạn, các thiết bị máy vận chuyển có thể làm việc trong một thời gian dài, việc vận chuyển có năng suất cao và được sử dụng rộng rãi khi vận chuyển các vật liệu rời người ta đã sử dụng băng tải. Băng tải thường được sử dụng để vận chuyển các loại vật liệu như: than đá, cát, sỏi, thóc... Băng tải thường được cấu tạo bởi ba bộ phận chính: Động cơ truyền lực và mômen xoắn cho hộp giảm tốc tiếp đó đến băng tải. Hộp giảm tốc thường dùng cho băng tải là hộp giảm tốc bánh răng trụ một cấp, hai cấp, bánh vít - trục vít, bánh răng - trục vít.

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

Nhận xét của giám khảo:

.....

.....

.....

.....

.....

MỤC LỤC

	Trang
Chương 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI	8
1.1.KHÁI NIỆM CHUNG	8
1.1.1. Nguyên lý	8
1.1.2. Phân Loại	8
1.1.3 Ưu điểm và nhược điểm và phạm vi sử dụng.....	9
a) Ưu điểm	9
b) Nhược điểm	9
c) Phạm vi sử dụng	9
1.1.4 Phương pháp căng đai	9
1.2. VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI.....	10
1.2.1. Vật liệu làm đai.....	10
a). Đai dệt:.....	10
b) Đai thang :	10
1.2.2. Kết cấu bộ truyền động đai.....	10
1.2.3. Kết cấu đai thang.....	10
1.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.....	10
1.3.1. Đường kính bánh đai.....	10
1.3.2. Góc ôm đai.....	10
1.3.3. Chiều dài đai và khoảng cách trục.....	11
a) Chiều dài tính toán của dây đai $L(mm)$	11
b) Chiều dài tính toán cần thiết của dây đai $L_{tt}(mm)$	11
1.4. ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI.....	11
1.4.1. Vận tốc bộ truyền đai.....	11
1.4.2. Tỷ số truyền động đai.....	11
1.4.3. Hiện tượng đai và điều kiện để không xảy ra hiện tượng trượt đai.....	11
1.4.4. Các dạng hỏng của bộ truyền đai.....	11
1.5. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.....	12
1.5.1. Lực vòng.....	12
Chương 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	13
2.1. KHÁI NIỆM CHUNG	13
2.1.1. Nguyên lí làm việc.....	13
2.1.2. Cấu tạo của bộ truyền động xích.....	13
2.1.3. Phân loại.....	13
2.1.4 Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền động xích.....	13
a) Ưu điểm.....	13
b) Nhược điểm.....	13
c) Phạm vi sử dụng.....	14

2.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN XÍCH.....	14
2.2.1. Bước xích.....	14
2.2.2. Đĩa xích.....	14
2.2.3. Số răng đĩa xích.....	15
2.2.4. Khoảng cách trục và mắt xích.....	15
a) Số mắt xích.....	15
b) Khoảng cách trục chính xác.....	15
2.3. ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN XÍCH.....	15
2.3.2. Lực tác dụng lên trục bộ truyền động xích.....	15
2.3.3. Tải trọng động và động năng va đập của bộ truyền động xích.....	15
2.4. CÁC DẠNG HỔNG VẬT LIỆU BÔI TRƠN.....	16
2.4.1. Các dạng hỏng.....	16
2.4.2. Vật liệu chế tạo xích và đĩa xích.....	16
2.4.3. Bôi trơn.....	16
2.5. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN VÀ THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH.....	16

Chương 3: BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG.....	17
3.1. KHÁI NIỆM CHUNG.....	17
3.1.1. Định nghĩa.....	17
3.1.2. Phân loại.....	17
3.1.3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng.....	18
a) Ưu điểm.....	18
b) Nhược điểm.....	18
c) Phạm vi sử dụng.....	18
3.2. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG.....	18
3.2.1. Tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp.....	18
3.2.3. Tỷ số truyền của hệ thống bánh răng hành tinh – visai.....	18
3.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	18
3.3.1. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng.....	18
3.3.2. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng.....	19
3.3.3. Các thông số hình học của bánh răng côn răng thẳng.....	20
3.4. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	21
3.4.1. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng.....	21
a) Lực pháp tuyến F_n	21
b) Lực vòng F_t	21
c) Lực hướng tâm F_r	21
3.4.2. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng nghiêng.....	21
a) Lực vòng F_n	21
b) Lực vòng F_t	21
c) Lực hướng tâm F_r	21
d) Lực hướng tâm F_a	21

Chương 4: BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT.....	22
4.1. KHÁI NIỆM CHUNG.....	22
4.1.1. Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít-bánh vít.....	22
4.1.2. Phân loại bộ truyền động trục vít-bánh vít.....	22
a) Theo biên dạng (prôfin) ren.....	22
b) Theo vị trí tương đối của trục vít so với bánh vít.....	22
c) Theo hình dáng trục vít.....	22
d) Theo số mối ren.....	22
4.1.3. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng.....	22
a) Ưu điểm.....	22
b) Nhược điểm.....	22
c) Phạm vi ứng dụng.....	22
4.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT ACSIMÉT.....	22
4.3. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT	23
4.3.1. Tỷ số truyền (u).....	23
4.3.2. Vận tốc vòng.....	24
4.4. LỰC TÁC DỤNG VÀ TẢI TRỌNG TÍNH.....	24
4.4.1. Lực tác dụng.....	24

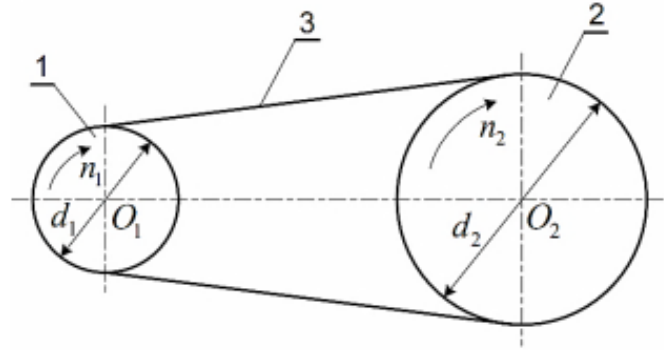
TÓM TẮT LÝ THUYẾT

Chương 1: BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1.1. KHÁI NIỆM CHUNG

1.1.1. Nguyên lý

- 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

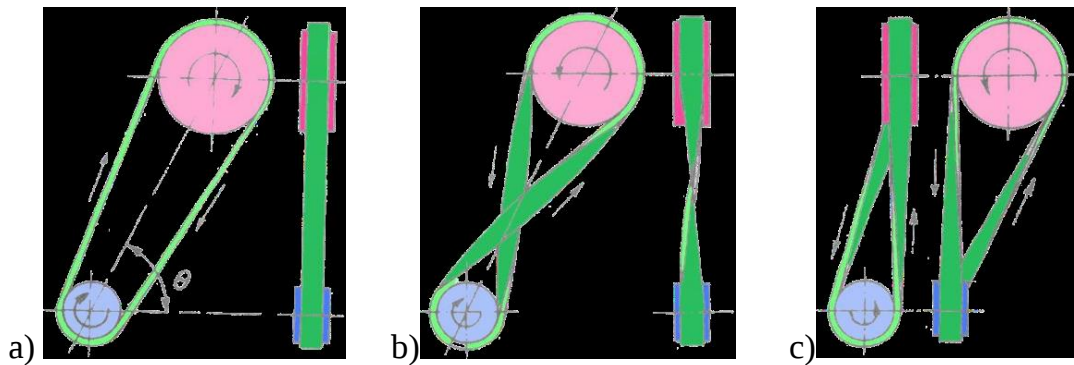
1.1.2. Phân loại

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

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).



1.1.3 Ưu Nhược điểm và phạm vi sử dụng

a) Ưu điểm

- Có thể truyền động giữa các trục cách xa nhau ($<15m$)
- Làm việc êm, không gây ồn nhờ vào độ dẻo của đai nên có thể truyền động với vận tốc lớn
- Nhờ vào tính chất đàn hồi của đai nên tránh được dao động sinh ra do tải trọng thay đổi tác dụng lên cơ cấu.
- Nhờ vào sự trượt trơn của đai nên đề phòng sự quá tải xảy ra trên động cơ
- Kết cấu và vận hành đơn giản

b) Nhược điểm

- Kích thước bộ truyền đai lớn so với các bộ truyền khác: xích, bánh răng.
- Tỷ số truyền thay đổi do hiện tượng trượt trơn giữa đai và bánh đai (ngoại trừ đai răng)
- Tải trọng tác dụng lên trục và ổ lớn (thường gấp 2-3 lần so với bộ truyền bánh răng) do phải có lực căng đai ban đầu (tạo áp lực pháp tuyến lên đai tạo lực ma sát)
- Tuổi thọ của bộ truyền thấp

c) Phạm vi sử dụng

- Bộ truyền đai có thể truyền công suất đến $1500kW$, nhưng thường được với $P \leq (40 \div 50)kW$, $v = 5 \div 30m/s$.
- Đối với truyền động đai dẹt: tỷ số truyền $u \leq 5$, truyền động đai hình thang: $u \leq 10$.
- Khoảng cách lớn nhất giữa hai trục có thể tới $15m$ và $40m$ (trường hợp đặc biệt).
- Bộ truyền đai thường được bố trí ở cấp độ nhanh, bánh dẫn lắp vào trục động cơ.

Hiện nay, bộ truyền đai thang được sử dụng rộng rãi, đai dẹt ngày càng ít sử dụng. Khuynh hướng dùng bộ truyền đai răng ngày càng phổ biến vì tận dụng được ưu điểm của bộ truyền bánh răng và bộ truyền đai.

1.1.4. Phương pháp căng đai

Căng đai nhằm tạo lực căng ban đầu cho bộ truyền đai. Tùy vào từng điều kiện cụ thể, ta có các biện pháp căng đai khác nhau

a. Định kỳ điều chỉnh sức căng đai

Bánh đai chủ động được nối trên trục động cơ điện, lực căng đai được điều chỉnh bằng vis đẩy động cơ trượt trên rãnh

b. Tự động điều chỉnh lực căng

Lực căng đai luôn được giữ không đổi nhờ động cơ (1) được treo lên tấm lắc (2). Vít (3) có nhiệm vụ giữ và điều chỉnh vị trí động cơ điện

c. Điều chỉnh lực căng theo tải trọng

Lực căng đai sẽ tự thay đổi theo sự thay đổi của tải trọng. Kết cấu của cơ cấu ăng đai này có thể tham khảo trên hình (3.4d/104)

1.2. VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI

1.2.1 Vật liệu làm đai

Vật liệu làm đai thỏa mãn độ bền mỏi, lâu mòn, hệ số ma sát lớn, tính đàn hồi cao.

a. Đai 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.

1.2.2 Kết cấu bộ truyền động đai:

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

1.2.3 Kết cấu đai thang:

b: Bề rộng lớn nhất của đai; bo: Bề rộng của đai tại mặt phẳng trung hòa; yo: Khoảng cách từ mặt phẳng trung hoà đến mặt trên của đai; h: Chiều cao của đai; $\gamma = 40^\circ$: Góc ở đỉnh; L: Chiều dài đai, được tính là chiều dài lớp trung hòa.

1.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

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

1.3.1. Đường kính bánh đai

- Đường kính sơ bộ bánh đai nhỏ: $d_1 = (1100 \div 1300) \sqrt{P_1/n_1}$ hoặc $d_1 = (5,2 \div 6,4) \sqrt{T_1}$ (mm)

- Đường kính bánh đai lớn: $d_2 = d_1 \times u \times (1 - \xi)$

Trong đó:

P_1 : công suất trên trục dẫn (kW)

T_1 : mômen xoắn trên trục dẫn (Nm)

u – tỉ số truyền,

ξ – hệ số trượt (0,01 ÷ 0,05)

Các đường kính bánh đai d_1 và d_2 nên quy tròn theo tiêu chuẩn, thường chọn d_1 về phía tăng, d_2 về phía giảm.

1.3.2. Góc ôm đai:

Góc ôm α_1 nhỏ sẽ ảnh hưởng khả năng kéo của đai, do đó cần thỏa mãn điều kiện sau:

+ Đối với đai dẹt: $\alpha_1 \geq 150^\circ$

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

+ Đối với đai hình thang: $\alpha_1 \geq 120^\circ$ (do có tác dụng chêm của đai với rãnh bánh đai).

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

1.3.3. Chiều dài đai và khoảng cách trục

a) Chiều dài tính toán của dây đai L (mm)

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

$$\Rightarrow L_{tt} \approx 2 \cdot a + \pi \cdot (d_2 + d_1) \cdot 2 + (d_2 - d_1)^2 \cdot 4 \cdot a$$

b) Chiều dài cần thiết của dây đai L_{tt} (mm)

- Đối với đai dẹt:

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

- Đối với đai thang L_{tc} phải chọn theo tiêu chuẩn ($L_{tc} > L$).

Chiều dài cần thiết:

- Đai thang: chọn dây đai tiêu chuẩn có $L = 1250 \text{ mm}$

- Đai dẹt: $L = L_{tt} + (100 \rightarrow 400) = 1300 \text{ mm}$

1.4. ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI

1.4.1. Vận tốc bộ truyền 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:

$$\begin{cases} v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \\ v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} \end{cases}$$

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)

Vận tốc tốt nhất nằm trong khoảng $20 \div 25 \text{ m/s}$. Vận tốc $> 30 \text{ m/s}$ xảy ra hiện tượng dao động xoắn, tăng lực ly tâm, nóng dây đai, giảm tuổi thọ và hiệu suất bộ truyền. Vận tốc $< 5 \text{ m/s}$ không nên dùng bộ truyền đai.

1.4.2. Tỷ số truyền bộ truyền động đai

Trong thực tế đai bị trượt do đó ta có:

$$v_1 > v_{đ} > v_2 \rightarrow v_1 > v_2 \rightarrow v_2 = (1 - \xi) v_1$$

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

1.4.3. Hiện tượng trượt đai và điều kiện để không xảy ra trượt đai:

- Trượt hình học

- Trượt đàn hồi

- Trượt trơn

- Hiệu suất truyền động đai

1.4.4. Các dạng hỏng của bộ truyền đai

- Đứt đai do mỏi

- Nóng do ma sát
- Hiện tượng trượt trơn

1.5. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1.5.1. Lực vòng

- Khi bộ truyền chưa làm việc, để tạo nên lực ma sát giữa đai và bánh đai, cần phải căng đai với lực căng ban đầu F_0 .

- Khi căng đai xuất hiện lực căng ban đầu $F_0 = \sigma_0 \times A$ (A : diện tích mặt cắt ngang của dây đai)

Đai dệt: $\sigma_0 \leq 1,8 \text{ MPa}$

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

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

Ta có lực vòng F_t :

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

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

$$T_1 = \frac{d_1}{2} \cdot (F_1 - F_2)$$

Lực trên các nhánh đai:

- Lực trên nhánh dẫn (nhánh căng): $F_1 = F_0 + 0,5.F_t$

- Lực trên bánh bị dẫn (nhánh chùng): $F_2 = F_0 - 0,5.F_t$

Điều kiện lực căng ban đầu để không xảy ra trượt trơn là

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

Lực Tác Dụng Lên Ổ Trục

Tính Bằng Độ :

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

Khi bộ truyền không có bộ truyền căng đai:

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

Chương 2: BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

2.1. KHÁI NIỆM CHUNG

2.1.1. Nguyên lý làm việc

- 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.

2.1.2. Cấu tạo của 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.

- Đĩa xích dẫn 1, có đường kính tính toán là d_1 lắp trên trục I, quay với số vòng quay n_1 , công suất truyền động P_1 , mô men xoắn trên trục T_1 . Đĩa xích có răng tương tự như bánh răng.

Trong quá trình truyền động, răng đĩa xích ăn khớp với các mắt xích, tương tự như bánh răng ăn khớp với thanh răng.

- Đĩa xích bị dẫn 2, có đường kính d_2 , được lắp trên trục bị dẫn II, quay với số vòng quay n_2 , công suất truyền động P_2 , mô men xoắn trên trục T_2 .

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

2.1.3. Phân loại

Theo công dụng chung, xích được chia làm ba loại:

- Xích kéo.
- Xích tải.
- Xích truyền động.

Trong chương trình chúng ta chỉ tìm hiểu về xích truyền động mà thôi. Xích truyền động được chia làm 3 loại chính: xích ống, xích con lăn và xích răng.

2.1.4. Ưu 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 tỉ 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
- $P \leq 110\text{kW}$, $v \leq 15\text{m/s}$, $n \leq 500\text{v/ph}$, $u \leq 8$
- Bộ truyền xích được dùng nhiều trong các máy nông nghiệp, máy vận chuyển, và trong tay máy.

2.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

2.2.1. 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

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			

2.2.2. Đĩa xích

- Đường kính tính toán của đĩa xích dẫn là d_1 và của đĩa bị dẫn là d_2 ; cũng chính là đường kính vòng chia của đĩa xích, mm; là đường kính của vòng tròn đi qua tâm các chốt. Đường

kính vòng chia của đĩa tính theo công thức: $d = \frac{p_c}{\sin.e^{\frac{1}{Z}} - 1} \approx \frac{p_c.Z}{\pi}$ (mm)

Z: số răng đĩa xích; p_c : bước xích (tiêu chuẩn)

- Đường kính vòng tròn chân răng đĩa xích d_{f1} , d_{f2} , mm.

- Đường kính vòng tròn đỉnh răng d_{a1} , d_{a2} , mm.

$$d_a = p_c (0,5 + \cotg 180/Z) \text{ (mm)}$$

- Số răng của đĩa xích dẫn Z_1 của đĩa xích bị dẫn Z_2 .

- Bước xích p_c , mm, là bước của răng đĩa xích trên vòng tròn đi qua tâm các chốt.

- Số mắt của dây xích X luôn là số chẵn, để dễ dàng nối với nhau.

Số mắt xích: $X = L/p_c$

- Khoảng cách trục a, là khoảng cách giữa tâm đĩa xích dẫn và đĩa bị dẫn; mm.

2.2.3. Số răng đĩa xích

- Số răng đĩa dẫn Z1: $Z1 = 29 - 2u$

- Số răng đĩa bị dẫn Z2: $Z2 = u.Z1 \leq Z2_{\max}$

2.2.4. Khoảng cách trục và mắt xích

a) Số mắt xích

$$L \approx 2.a + \pi.(d2 + d1)/2 + (d2 - d1)^2/4.a \text{ (mm)}$$

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

$$X = L/p_c \approx 2a/p_c + ((Z2 + Z1)/2 + ((Z2 - Z1)/2.\pi)^2.p_c/a \text{ (mắt xích)}$$

b) Khoảng cách trục chính xác

$$a = 0,25.p_c . [(X - \frac{Z2 + Z1}{2}) + \sqrt{(X - \frac{Z2 + Z1}{2})^2 - 8.(\frac{Z2 - Z1}{2\pi})^2}] \text{ (mm)}$$

2.3. ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN XÍCH

$$V = \frac{\pi.d.n}{60000} = \frac{\pi.Z.n}{60000} \text{ (mm)}$$

$$\text{Tỉ số bộ truyền xích: } u = \frac{n1}{n2} = \frac{Z2}{Z1}$$

2.3.2. Lực tác dụng lên trục bộ truyền động xích

- Lực căng ban đầu F0 của xích bằng trọng lượng của nhánh xích tự do:

$$F0 = K_f.a.q_m.g$$

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

q_m: khối lượng một mét xích (kg/m)

g: gia tốc trọng trường (m/s²)

K_f: hệ số phụ thuộc vào độ võng của xích

K_f = 6 khi bộ truyền nằm ngang

K_f = 3 khi góc nghiêng < 40°

K_f = 1 khi bộ truyền thẳng đứng.

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

Giá trị $F2 = F0 + F_v$. Vì F0 và F_v tương đối nhỏ so với lực vòng Ft, nên khi tính toán ta có thể lấy gần đúng $F1 \approx Ft$; $F2 \approx 0$

- Lực tác dụng lên ổ và trục: $F_r = K_m.F_t$

K_m: hệ số trọng lượng xích

K_m = 1,15 bộ truyền xích nằm ngang hoặc khi góc nghiêng < 40°

K_m = 1 bộ truyền thẳng đứng.

F_t: lực vòng có ích (N)

2.3.3. Tải trọng động và động năng va đập của bộ truyền động xích

Trong truyền động xích, do vận tốc của xích và đĩa xích bị dẫn thay đổi cho nên sinh ra tải trọng động. Khi xích có khối lượng m chuyển động với vận tốc V_x thay đổi theo thời gian, nghĩa là chuyển động với gia tốc a_x, sinh ra tải trọng động (lực quán tính)

$$F_d = m.a_x = \frac{a.q_m.n1^2.p_c}{18.107} \text{ (N)} \quad (4.15)$$

Trong đó m: khối lượng xích (kg)
 a_x : Gia tốc xích (m/s)
 a : khoảng cách trục (mm)
 p_c : Bước xích (mm)
 n_1 : tốc độ quay của đĩa xích dẫn (vg/ph)
 q_m : khối lượng 1 mét xích (kg/m)

2.4. CÁC DẠNG HỒNG VẬT LIỆU BÔI TRƠN

2.4.1. Các dạng hồng

- Đứt xích
- Mòn bản lề xích

2.4.2. Vật liệu chế tạo xích và đĩa xích

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

2.4.3. Bôi trơn

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

2.5. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH

Thông số đầu vào: công suất P_1 , kW; số vòng quay n_1 , vg/ph; tỷ số truyền u .

Bước 1. Chọn loại xích phụ thuộc vào công suất truyền, vận tốc và điều kiện làm việc.

Bước 2. Chọn số răng sơ bộ của đĩa xích dẫn theo công thức

$$Z_1 = 29 - 2 \times u.$$

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

$$Z_2 = u \times Z_1 \text{ với điều kiện } Z_2 \leq Z_{2\max}$$

Bước 4. Tính toán các hệ số điều kiện sử dụng xích theo công thức:

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

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

a	$< 25 \times p_c$	$(30 \div 50) \times p_c$	$(60 \div 80) \times p_c$
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 $K_r=1,2 \div 1,5$; 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 $K_{lv}=1,45$.

Bước 5: Tính công suất tính toán P_t theo công thức: $P_t=K \times K_z \times K_n K_x \times P_1 \leq [P]$

Trong đó:

P_1 : công suất tính toán (kW)

$[P]$: công suất cho phép của bộ truyền một dây có bước p_c (tra bảng 4.3) $K_z=Z_0 Z_1=25 Z_1$ (hệ số răng đĩa xích) $K_n=n_0 n_1$

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

Chương 3: BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG

3.1. KHÁI NIỆM CHUNG

3.1.1. 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
- Cơ chế truyền động bánh răng thực hiện truyền chuyển động và tải trọng nhờ sự ăn khớp của các răng trên bánh răng hoặc thanh răng. Cơ chế truyền động bánh răng được ứng dụng trong nhiều loại máy với các cơ cấu khác nhau để truyền chuyển động quay từ trục này sang trục khác giữa các trục song song/ cắt nhau/ chéo nhau. Ngoài ra, truyền động bánh răng còn được sử dụng để biến chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến hay biến chuyển động tịnh tiến thành chuyển động quay nhờ vào sự ăn khớp của các răng trên bánh răng.

3.1.2. 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 profin răng phân ra
- 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

3.1.3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng cơ chế truyền động bánh răng.

a) Ưu điểm

- Kích thước nhỏ, khả năng tải lớn.
- Tuổi thọ cao, làm việc tin cậy.
- Hiệu suất cao có thể đạt 0,97-0,99.
- Tỷ số truyền không đổi.

b) Nhược điểm :

- Chế tạo phức tạp , độ chính xác cao.
- Gây ồn khi vận tốc lớn.

c) Phạm vi sử dụng :

- Sử dụng rất rộng rãi: từ đồng hồ , khí cụ đến các máy hạng nặng.
- Phạm vi sử dụng lớn về công suất , tốc độ và tỷ số truyền (V tới 200 m/s, P tới hàng chục nghìn kW, tỷ số truyền lớn hàng trăm , thậm chí hàng nghìn trong một số cấp).

3.2. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG

3.2.1. Tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp

$$\text{Tỷ số truyền: } u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \pm \frac{Z_2}{Z_1}$$

n_1 : số vòng quay của bánh răng dẫn (vòng/phút)

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

Z_1 : số răng của bánh răng dẫn

Z_2 : số răng của bánh răng bị dẫn

3.2.2. Tỷ số truyền của hệ thống bánh răng thường

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

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

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

$$\text{Công thức của hệ vi sai là (hình 5.12b): } u_{13C} = \frac{\omega_1 - \omega_C}{\omega_3 - \omega_C} = (-1)^2 \frac{Z_2.Z_3}{Z_1.Z_2'}$$

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

3.3.1. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

- Bước răng trên đường kính vòng chia t : ký hiệu t (mm)
- Mô đun m : Mô đun của răng bánh răng, ký hiệu là m , đơn vị đo là (mm)

$m = t/\pi$: 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

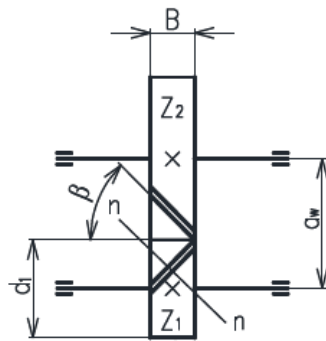
- Số răng bánh nhỏ Z_1 : nên chọn $Z_1 \geq 17$ để tránh cắt chân răng.
- Số răng bánh lớn Z_2 : xác định từ tỉ số truyền
- Profil góc α_0 : $\alpha_0 = 14,5^\circ$; 20° , 25° là thông số cơ bản của biên dạng răng

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

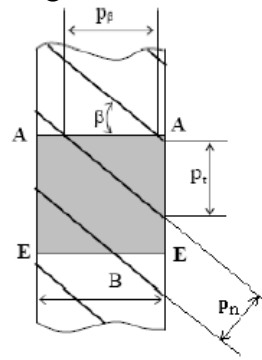
- Mô đun: m
- Tỉ số truyền: $u = \mp n_1/n_2 = \mp Z_2/Z_1$
- Đường kính vòng chia: $d = m \cdot Z$
- Chiều cao đỉnh răng: $h_a = m$
- Chiều cao chân răng: $h_f = 1,25 \cdot m$
- Chiều cao răng: $h = h_a + h_f = 2,25 \cdot m$
- Đường kính vòng đỉnh: $d_a = m \cdot (Z + 2)$
- Đường kính vòng chân: $d_f = m \cdot (Z - 2,5)$
- Bước răng: $t = \pi \cdot m$
- Khoảng cách tâm của hai bánh răng ăn khớp: $a_w = \frac{d_2 + d_1}{2} = \frac{m \cdot (Z_2 + Z_1)}{2}$

3.3.2. 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



Hình 5.15. Kích thước bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng



Hình 5.16. Các bước răng của bánh răng trụ răng nghiêng

- Gọi β là **góc nghiêng của răng** (góc làm bởi phương răng và đường sinh của mặt trụ).

Phương răng có thể nghiêng trái hoặc nghiêng phải, giá trị của β ; có điều kiện $8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$ đối với bánh răng trụ răng nghiêng và $30^\circ \leq \beta \leq 40^\circ$ đối với bánh răng chữ V.

- **Bước ngang p_t** : là bước đo trong tiết diện vuông góc với trục bánh răng,
- **Bước pháp p_n** : là bước đo trong tiết diện vuông góc với phương của răng,
- **Môđun ngang m_t** : là môđun đo trong tiết diện vuông góc với trục bánh răng,
- **Môđun pháp m_n** : là môđun đo trong tiết diện vuông góc với phương của răng 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 .

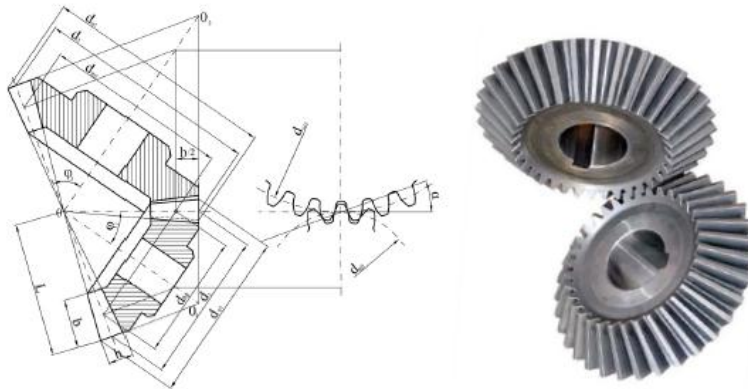
Các thông số hình học của bánh răng trụ răng nghiêng:

Tên gọi	Kí hiệu	Công thức
Đường kính vòng chia	d	$d = \frac{m_n \times Z}{\cos \beta}$
Chiều cao đỉnh răng	h_a	$h_a = m_n$
Chiều cao chân răng	h_f	$h_f = 1,25 \times m_n$
Chiều cao răng	h	$h = h_a + h_f = 2,25 \times m_n$
Đường kính vòng đỉnh	d_a	$d_a = m_n \times (Z + 2)$
Đường kính vòng chân	d_f	$d_f = m_n \times (Z - 2,5)$
Khoảng cách tâm của hai bánh răng ăn khớp (dấu [+] ăn khớp ngoài) (dấu [-] ăn khớp trong)	a_w	$a_w = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m_n \times (Z_2 \pm Z_1)}{2 \times \cos \beta}$

3.3.3 Các thông số hình học của bánh răng côn răng thẳng

- Bánh răng côn chủ yếu dùng để truyền động giữa hai trục vuông góc với nhau. Khi vận tốc thấp (khoảng 2÷3 m/s) thường dùng bánh răng côn răng thẳng vì chế tạo và lắp ghép đơn giản hơn các loại bánh răng nón khác. Khi vận tốc cao thì dùng bánh răng côn răng nghiêng hoặc răng cung tròn vì sự ăn khớp êm, khả năng tải cao và tính công nghệ cũng cao. So với bánh răng trụ thì bánh răng nón chế tạo và lắp ghép phức tạp hơn, các trục lại cắt nhau khiến khó bố trí ổ trục (một trục phải để công xôn). Việc cố định ổ trục cũng phức tạp vì có lực dọc trục. Do đó chỉ sử dụng bánh răng nón khi cần thiết.

Các thông số hình học chủ yếu



Hình 5.17. Thông số hình học chủ yếu của bánh răng côn

ϕ_1, ϕ_2 : góc mặt nón lăn (trùng với mặt nón chia) của bánh dẫn, bánh bị dẫn.

Góc giữa hai trục: $\phi = \phi_1 + \phi_2 = 90^\circ$

Tỷ số truyền: $u = Z_2 / Z_1 = \tan \phi_2 = 1 / \tan \phi_1$

Các thông số hình học của bánh răng côn được xét ở hai tiết diện: tiết diện đáy lớn và tiết diện trung bình.

* Các thông số hình học ở đáy lớn:

- Môđun ở đáy lớn: m_s .

- Chiều dài đường sinh mặt nón lăn: $L = 0,5 \cdot m_s \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$

- Chiều dài răng: $b=(0,3/0,33)L$
- Đường kính vòng lăn (vòng chia): $d1=mS.Z1$; $d2= mS.Z2$
- Đường kính vòng đỉnh: $de1=mS.(Z1+2\cos\phi1)$; $de2= mS.(Z2 + 2\cos \phi2)$
- Đường kính vòng chân: $df1 = mS.(Z1-2,4\cos \phi1)$; $df2=mS.(Z2-2,4\cos\phi 2)$
- Chiều cao răng: $h=2,2.mS$

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

- Môđun trung bình: mtb
- Đường kính trung bình: $dtb1=mtb.Z1=2(L - 0,5b)\sin\phi1$
 $dtb2=mtb.Z2=2(L- 0,5b)\sin\phi2$

3.4. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

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

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

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

Với α gọi là góc ăn khớp, bánh răng tiêu chuẩn thông thường $\alpha=200$

b) Lực vòng F_{t1} :

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng
- $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T1}{d1} = \frac{2T1}{m.Z1}$

c) Lực hướng tâm F_{r1}

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

3.4.2. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng nghiêng

Đối với bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng, gồm có các lực tác dụng sau:

a) Lực pháp tuyến F_n : nằm trong mặt phẳng pháp tuyến và phân tích thành 3 thành phần F_t , F_r , F_a .

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

b) Lực vòng F_{t1}

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng
- Độ lớn: $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T1}{d1} = \frac{2T2}{d2} = \frac{2T1.\cos\beta}{m.Z1}$

c) Lực hướng tâm F_{r1}

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

d) Lực hướng tâm F_{a1}

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

Chương IV: 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. Bánh vít được gia công bằng dao phay lăn có hình dạng giống như trục vít sẽ ăn khớp với nó (nhưng đường kính ngoài của dao hơi lớn hơn đường kính ngoài của trục vít để tạo nên khe hở hướng tâm ở chân răng bánh vít).
- Ren trục vít và răng bánh vít tiếp xúc nhau theo đường; thông thường trục vít dẫn động.

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

a) Theo biên dạng (prôfin) ren

- Bộ truyền trục vít Acsimét
- Bộ truyền trục vít Convôlút
- Bộ truyền trục vít thân khai

b) Theo vị trí tương đối của trục vít so với bánh vít

- Bộ truyền trục vít nằm trên
- Bộ truyền trục vít nằm dưới
- Bộ truyền trục vít nằm bên cạnh

c) Theo hình dáng trục vít

- Bộ truyền trục vít trụ
- Bộ truyền trục vít lõm

d) Theo số mối ren

- Trục vít một mối ren
- Trục vít nhiều mối ren.

4.1.3. Ưu, nhược điểm và phạm vi sử dụng:

a) Ưu điểm:

- Tỷ số truyền lớn.
- Làm việc êm, không ồn.
- Có khả năng tự hãm.
- Có độ chính xác động học cao.

b) Nhược điểm:

- Hiệu suất thấp do ma sát
- Vật liệu chế tạo bánh vít làm bằng kim loại màu để giảm ma sát nên khá đắt tiền.

c) 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 profile 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: $Z_1 = 1 \div 4$.

- 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 lặn của trục vít d_1 (mm): $d_1 = d_{c1} = m.q$

- Đường kính vòng lặn bánh vít d_2 (mm): $d_2 = d_{c2} = m.Z_2$

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

$$tg\lambda = S/\pi.d_1 = S/\pi.d_{c1} = t.Z_1/\pi.d_{c1} = m.Z_1/d_{c1} = Z_1/q$$

- 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:

$$a = (d_{c1} + d_{c2})/2 = 0,5.m.(Z_1 + Z_2)$$

- Chiều dài phần cắt ren trên trục vít

- Nếu $Z_1 = 1, 2$ thì $C_1 = 11$ và $C_2 = 0,06$.

- Nếu $Z_1 = 4$ thì $C_1 = 12,5$ và $C_2 = 0,09$.

- Đường kính lớn nhất của bánh vít $d_{eM2} \leq d_{e2} + \frac{6m}{Z_1 + 2}$

- Chiều rộng bánh vít b_2 Khi $z_1 = 1$ hoặc 2 thì $b_2 \leq 0,75d_{e1}$; $z_1 = 4$ thì $b_2 \leq 0,67d_{e1}$

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

- Góc ôm trục vít bởi bánh vít

$$\sin\delta = \frac{b_2}{d_{e1} - 0,5m}$$

6.3. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT

6.3.1. Tỷ số truyền (u)

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

6.3.2. Vận tốc vòng

- Vận tốc vòng của trục vít: $v_1 = \pi d_1 n_1 / 60000$ (m/s)
- Vận tốc vòng của bánh vít: $v_2 = \pi d_2 n_2 / 60000$ (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)
- Z1: Số mối ren của trục vít
- Z2: Số răng của bánh vít

6.4. LỰC TÁC DỤNG VÀ TẢI TRỌNG TÍNH

6.4.1. Lực tác dụng

Khi bộ truyền làm việc, trục và ổ mang trục vít và bánh vít chịu tác dụng của những lực sau

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}**

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

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.

GIẢI BÀI TẬP

BÀI 1. (3,0 điểm)

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1=10 \text{ kW}$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=1400 \text{ vòng/phút}$; 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)

Tóm tắt:

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

$$n_1 = 1400 \text{ vòng/ phút}$$

$$u = 3$$

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

$$F_0 = 1000 \text{ N}$$

$$a = 1800 \text{ mm}$$

Giải

a) Đường kính bánh bị dẫn

$$u = \frac{d_2}{d_1} \Leftrightarrow 3 = \frac{d_2}{180}$$
$$\Rightarrow d_2 = 540 \text{ (mm)}$$

Góc ôm đai α

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

Chiều dài dây đai

$$L_{tt} = 2a + \frac{\pi}{2} (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$$
$$= 2 \cdot 1800 + \frac{\pi}{2} (180 + 540) + \frac{(540 - 180)^2}{4 \cdot 1800}$$
$$= 4749 \text{ (mm)}$$

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

$$= 4749 + (100 \rightarrow 400)$$
$$= 4849 \rightarrow 5149$$
$$= 5000 \text{ (mm)}$$

b) Vận tốc v_1

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

Lực vòng F_t

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

Lực tác dụng lên ổ trục F_r

$$\begin{aligned}
 F_r &= 2.F_0 \cdot \sin\left(\frac{a_1}{2}\right) \\
 &= 2.1000 \cdot \sin\left(\frac{1800}{2}\right) \\
 &= 0 \text{ (N)}
 \end{aligned}$$

BÀI 2. (2,25 điểm)

Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: khoảng cách trục $a=950$ mm, bước xích $p_c=25,4$ mm; công suất truyền động $P=10$ kW; số răng đĩa xích dẫn $Z_1=22$ răng; tỉ số truyền $u=3,5$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=300$ vòng/phút. Xác định:

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

Giải

- a) Số răng đĩa xích bị dẫn

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} \Rightarrow Z_2 = u \cdot Z_1 = 3,5 \cdot 22 = 77 \text{ (răng)}$$

Đường kính vòng chia

$$d_1 = \frac{p_c \cdot Z_1}{\pi} = \frac{25,4 \cdot 22}{\pi} = 177,87 \text{ (mm)}$$

$$d_2 = \frac{p_c \cdot Z_2}{\pi} = \frac{25,4 \cdot 77}{\pi} = 622,55 \text{ (mm)}$$

Số mắt xích X

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

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

$$X = 126,3$$

Chọn $X = 126$ (Mắt xích)

- b) Vận tốc v_1

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

Lực vòng F_t

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{v} = \frac{1000 \cdot 10}{2,79} = 3584,2 \text{ (N)}$$

Lực tác dụng lên ổ trục F_r

$$F_r = K_m \cdot F_t$$

Mà $K_m=1,15$ (bộ truyền thẳng đứng)

$$\Rightarrow F_r = 1.3584,2$$

$$\Rightarrow F_r = 3584,2 \text{ (N)}$$

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 $T_1=60000$ Nmm, có khoảng cách trục $a_w=350$ mm mô đun pháp tuyến $m_n=6$ mm, số răng $Z_2=4 \cdot Z_1$, 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)

Tóm tắt:

$$T_1 = 60000 \text{ Nmm}$$

$$a_w = 350 \text{ mm}$$

$$m_n = 6 \text{ mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$Z_2 = 4 \cdot Z_1$$

Giải

a) Khoảng cách trục a_w

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

$$\text{Mà } Z_2 = 4 \cdot Z_1$$

$$\rightarrow \cos \beta = \frac{m(Z_2 + Z_1)}{2a_w} = \frac{6(4Z_1 + Z_1)}{2 \cdot 350} = \frac{Z_1}{25} \quad (1)$$

Ta có $20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ \quad (2)$

Thay (1) vào (2) ta có: $\cos 8^\circ \geq \cos \beta \geq \cos 20^\circ$

$$\Rightarrow \cos 8^\circ \geq \frac{Z_1}{25} \geq \cos 20^\circ$$

$$\Rightarrow \frac{25 \cdot \cos 8^\circ}{1} \geq Z_1 \geq \frac{25 \cdot \cos 20^\circ}{1}$$

$$\Rightarrow 24,8 \geq Z_1 \geq 23,5$$

Vậy chọn $Z_1 = 24$ răng

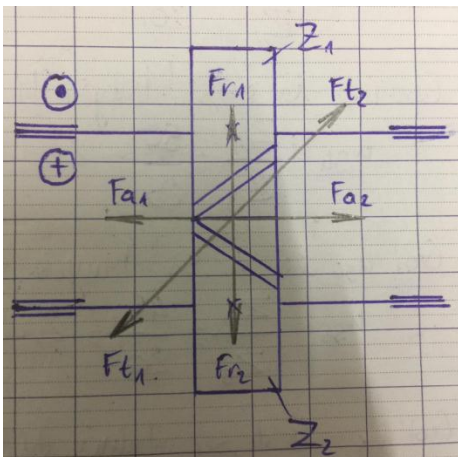
$$\Rightarrow Z_2 = 4 \cdot Z_1 = 4 \cdot 24 = 96 \text{ (răng)}$$

Góc nghiêng răng β

$$\cos \beta = \frac{m(Z_2 + Z_1)}{2a_w} = \frac{6 \cdot (96 + 24)}{2 \cdot 350}$$

$$\Rightarrow \beta = 13,5^\circ$$

b)



Lực vòng:

$$Ft_1 = Ft_2 = \frac{2.T1.\cos\beta}{mn.Z1} = \frac{2.60000.\cos\beta_{13,5^\circ}}{6.24} = 144 \text{ (N)}$$

Lực hướng tâm:

$$Fr_1 = Fr_2 = \frac{Ft_1.\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta} = \frac{144.\operatorname{tg}20^\circ}{\cos\beta_{13,5^\circ}} = 53,9 \text{ (N)}$$

Lực dọc trục:

$$Fa_1 = Fa_2 = Ft_1.\operatorname{tg}\beta = 144.\operatorname{tg}13,5^\circ = 34,6 \text{ (N)}$$

Bài 4: (2,25 điểm)

Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc}=960$ vòng/phút. Số răng các bánh răng: $Z1=20, Z2=40, Z3=25, Z4=50, Z5=20, Z6=45$, tỉ số truyền của bộ truyền xích $u_x=3$. Xác định:

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

Tóm tắt:

$$Z_1 = 20$$

$$Z_2 = 40$$

$$Z_3 = 25$$

$$Z_4 = 50$$

$$Z_5 = 20$$

$$Z_6 = 45$$

$$n_{dc} = 960 \text{ vg/ph}$$

$$u_x = 3$$

Giải

a) Gọi u_{12} là tỉ số truyền từ trục I $\rightarrow$ II

$$u_{12} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{20}{40} = 0,5$$

Gọi u_{34} là tỉ số truyền từ trục II $\rightarrow$ III

$$u_{34} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{50}{25} = 2$$

Gọi u là tỉ số truyền từ trục III $\rightarrow$ IV

$$u_{56} = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{45}{20} = 2,25$$

Gọi u_x là tỉ số truyền từ IV $\rightarrow$ Thùng sơn

u là tỉ số truyền chung của hệ thống

$$u = u_{12} \cdot u_{34} \cdot u_{56} \cdot u_x$$

$$= 0,5 \cdot 2 \cdot 2,25 \cdot 3 = 6,75$$

n_{th} là số vòng quay thùng trộn

n_{dc} là số vòng quay động cơ

$$u = \frac{n_{dc}}{n_{th}} \Leftrightarrow 6,75 = \frac{960}{n_{th}}$$

$$n_{th} = 140,75 \text{ (vg/ph)}$$

b)

