

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



TIỂU LUẬN MÔN HỌC
HỌC PHẦN NGUYÊN LÝ CHI TIẾT MÁY
ĐỀ SỐ: 9

HVTH: VŨ TRỌNG ANH

Ngành học: ĐỘNG LỰC

Lớp học: 19T4-CNÔ5

GVHD: LƯU THỊ YẾN VŨ

Thành phố Hồ Chí Minh – 12/2021

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



TIỂU LUẬN MÔN HỌC
HỌC PHẦN NGUYÊN LÝ CHI TIẾT MÁY
ĐỀ SỐ: 9

Ngành học: Động lực

Lớp học: 19T4-CNÔ5

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh - 12/2021

LỜI NÓI ĐẦU

Đất nước ta đang trên đà phát triển, do đó khoa học kỹ thuật đóng một vai trò quan trọng trong công cuộc công nghiệp hóa, hiện đại hóa đất nước. Việc áp dụng khoa học kỹ thuật chính là làm tăng năng suất lao động, thay thế sức lao động của người lao động một cách có hiệu quả nhất, bảo đảm an toàn cho người lao động trong quá trình làm việc. Để tạo nền tảng tốt cho bước phát triển trong tương lai, chúng ta cần đầu tư, nghiên cứu, giáo dục, phát triển khoa học kỹ thuật một cách nghiêm túc ngay từ trong các trường đại học.

Đồ án môn học Chi Tiết Máy là một môn học giúp sinh viên ngành Chế Tạo Máy có bước đi chập chững, làm quen với công việc thiết kế mà mỗi người kỹ sư cơ khí sẽ gắn cuộc đời mình vào đó. Học tốt môn học này sẽ giúp cho sinh viên mừng tượng ra được công việc tương lai, qua đó có cách nhìn đúng đắn hơn về con đường học tập đồng thời tăng thêm lòng nhiệt huyết, yêu nghề cho mỗi sinh viên. Không những thế quá trình thực hiện đồ án sẽ là thử thách thực sự đối với những kỹ năng mà sinh viên đã được học từ những năm trước như vẽ cơ khí, kỹ năng sử dụng phần mềm: Autocad, Autocad Mechanical, Autodesk Inventor... cùng với những kiến thức trong những môn học nền tảng: Nguyên lý máy, Chi tiết máy, Dung sai và Kỹ thuật đo...

Trong quá trình thực hiện đồ án, chúng em nhận được sự chỉ dẫn rất tận tình của cô Giảng viên Lư Thị Yến Vũ. Sự giúp đỡ của các thầy cô là nguồn động lực lớn lao cổ vũ tinh thần cho chúng em trên con đường học tập, rèn luyện đầy gian lao vất vả.

Sinh viên thực hiện

VŨ TRỌNG ANH

MỤC LỤC

	TRANG
Chương I: BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI:	6
1. Khái niệm chung	6
1.1 Khái niệm bộ truyền động đai	6
1.2 Phân loại bộ truyền động đai	7
1.3 Ưu và nhược điểm bộ truyền động đai	7
2. Vật liệu và kết cấu đai	7
2.1 Kết cấu bộ truyền đai dẹt	8
2.2 Kết cấu đai thang	8
3. Thông số hình học bộ truyền đai	9
3.1 Góc ôm đai	9
3.2 Chiều dài đai và khoảng cách trục	10
3.3 Tỷ số truyền bộ động đai	10
4. Lực tác động lên trục bộ truyền động đai	11
4.1 Lực vòng	12
5. Bài tập áp dụng	12
Chương II: BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH:	
I. Khái niệm chung	13
1.1 Nguyên lý làm việc của bộ truyền xích	13
1.2 Cấu tạo bộ truyền động xích	14
1.3 Phân loại bộ truyền động xích	14
II. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền động xích	
2.1 Ưu điểm	15
2.2 Nhược điểm	15
2.3 Phạm vi sử dụng	16
III. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	
3.1 Bước xích	17
3.2 Đĩa xích	17

3.3 Khoảng cách trục và số mắc xích_____	18
IV. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH_____	19
4.1 Vận tốc và tỉ số truyền trung bình_____	20
V. LỰC TÁC DỤNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	21
VI. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH	22
VII. BÀI TẬP ÁP DỤNG_____	23
 Chương III: TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG:_____	24
I. KHÁI NIỆM CHUNG_____	24
1.1 Định nghĩa _____	25
1.2 Phân loại _____	25
II. ƯU, NHƯỢC ĐIỂM VÀ PHẠM VI SỬ DỤNG_____	26
1.1 Ưu điểm_____	26
1.2 Nhược điểm_____	27
1.3 Phạm vi sử dụng_____	27
III. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG	
1.1 Tỉ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp _____	28
IV. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	
V. THÔNG SỐ HÌNH HỌC BÁNH RĂNG TRỤ RĂNG NGHIÊNG _____	29
VI. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng_____	30
VII. Các dạng hỏng và vật liệu chế tạo_____	31
1. Các dạng hỏng_____	32
2. Vật liệu chế tạo_____	33
 CHƯƠNG IV: BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT	
I. KHÁI NIỆM CHUNG_____	34
1.1 Nguyên lý làm việc_____	35
1.2 Phân loại bộ truyền động trục vít-bánh vít_____	35
II. ƯU VÀ NHƯỢC ĐIỂM PHẠM VI SỬ DỤNG_____	36

2.1 Ưu điểm_____	36
2.2 Nhược điểm_____	36
2.3 Phạm vi sử dụng_____	37
III.THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT	
ACSIMÉT _____	37
IV.ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT	38

CHƯƠNG I: BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

Tóm tắt lý thuyết:

GHI LẠI ĐỀ - GHI LẠI LỜI GIẢI.

CHƯƠNG II: BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

Tóm tắt lý thuyết:

GHI LẠI ĐỀ - GHI LẠI LỜI GIẢI.

CHƯƠNG III: BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

Tóm tắt lý thuyết:

GHI LẠI ĐỀ - GHI LẠI LỜI GIẢI.

CHƯƠNG IV: BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

Tóm tắt lý thuyết:

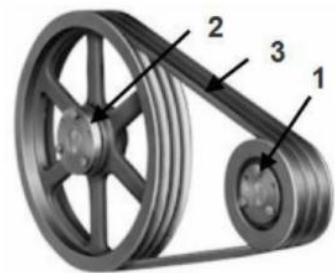
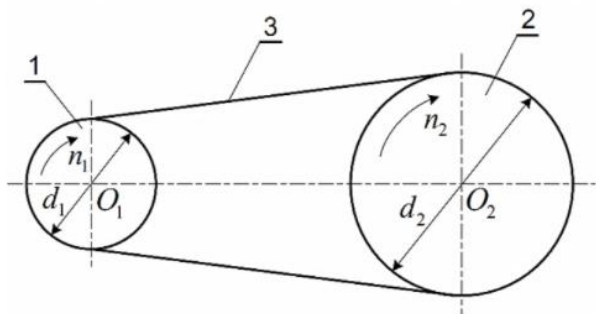
GHI LẠI ĐỀ - GHI LẠI LỜI GIẢI.

CHƯƠNG I: BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1. KHÁI NIỆM CHUNG

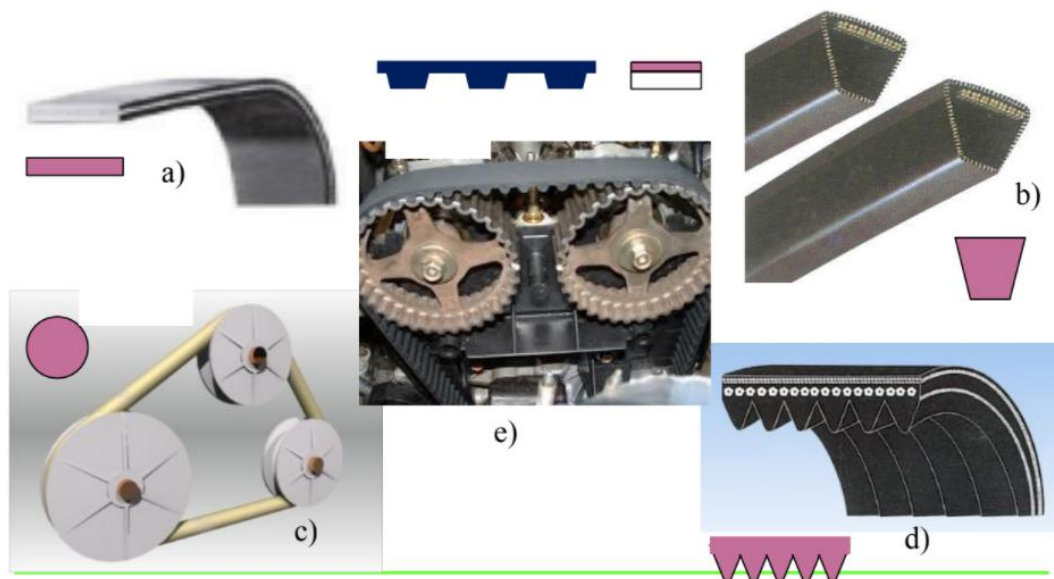
1.1. Khái niệm bộ truyền động đai

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. Bộ truyền đai

1.2. Phân loại bộ truyền đai



Hình 1.2. Các loại 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 (hình 1.2a).

+ Đai thang có tiết diện là hình thang cân, góc ở đỉnh $\gamma = 40^\circ$ (hình 1.2b).

+ Đai lược có nhiều chân phân bố dọc theo chiều rộng, ở mặt trong của đai (hình 1.2d).

+ Đai tròn có tiết diện là hình tròn (hình 1.2c).

+ Đai răng có nhiều răng phân bố theo chiều dài, ở mặt trong của đai (hình 1.2e).

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.

1.3. Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai

1.3.1. Ưu điểm

- Có khả năng truyền chuyển động và cơ năng giữa các trục ở khá xa nhau ($> 15m$).
- 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 bánh.
- Kết cấu và vận hành đơn giản, giá thành rẻ.

1.3.2. 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

2. VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU 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

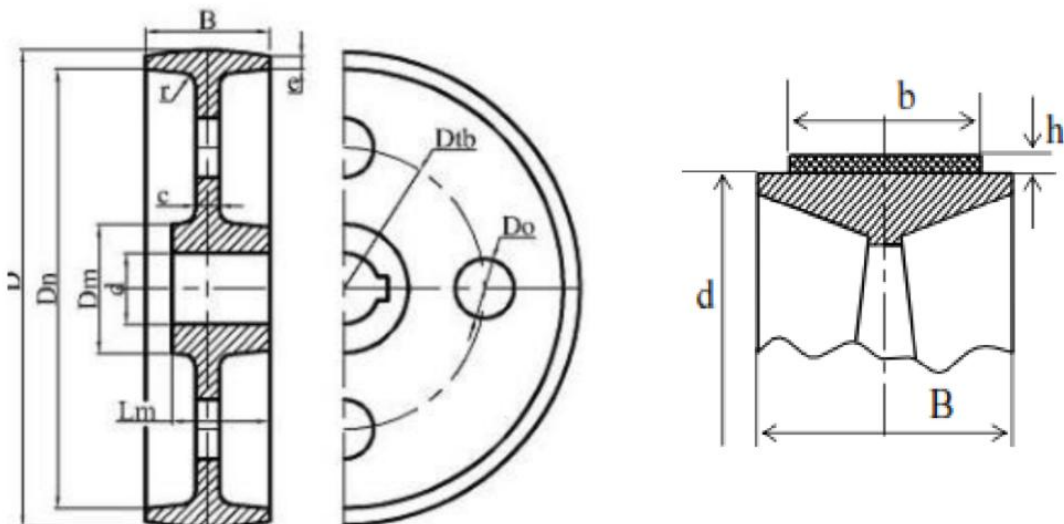
loại đai sau: đai da, đai vải cao su, đai sợi len, đai sợi bông, đai làm bằng vật liệu tổng hợp.

b. Đai thang: Đai thang gồm có đai sợi xếp và đai sợi bện.



Hình 2.1. Đai dẹt Hình 2.2. Đai thang

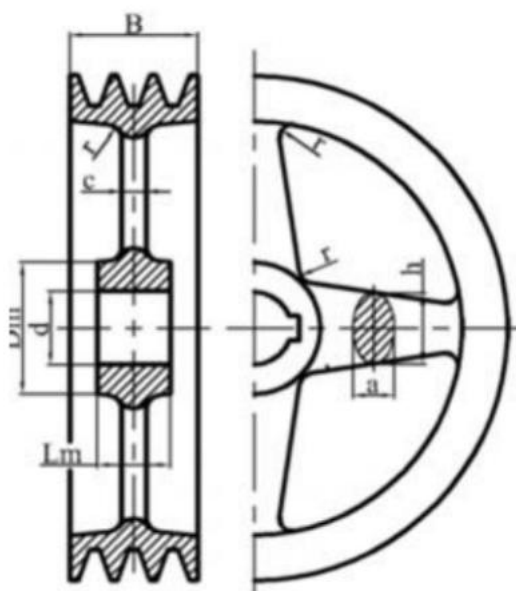
2.1. Kết cấu bộ truyền đai dẹt



Hình 2.3.1. Kết cấu bộ truyền đai dẹt

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.

2.2. Kết cấu đai thang

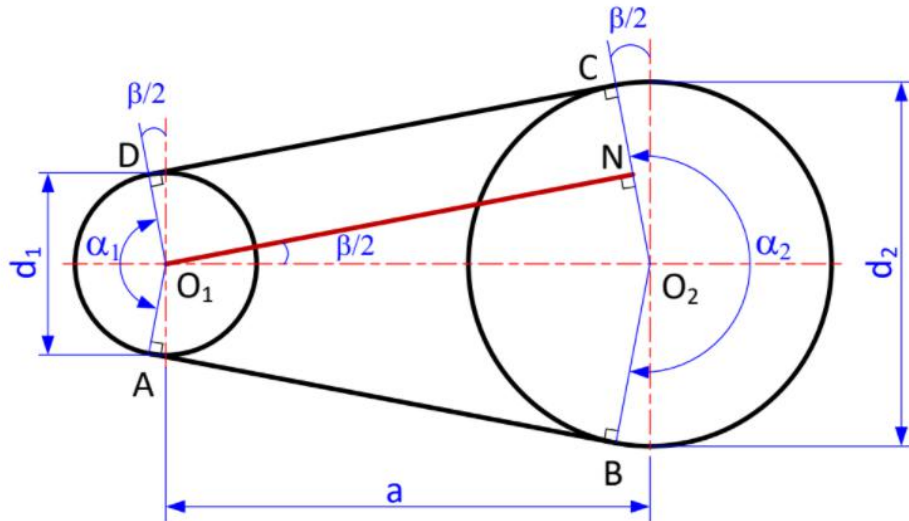


Hình 2.4.1. Kết cấu đai thang

+ **Chiều dài L_{tc} (mm) dây đai thang theo dãy 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...

3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI

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



Hình 3.1.1. Thông số hình học chính của bộ truyền đai

3.1. 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: $\alpha_1 \geq 150^\circ$

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

Từ hình 3.1.1 ta có: $\alpha_1 = \pi - \beta$

Và $\sin \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a}$ Vì $\frac{\beta}{2}$ bé nên $\frac{\beta}{2} \approx \sin \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a}$

$$\beta \approx \frac{d_2 - d_1}{2a} \rightarrow \alpha_1 = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a} \text{ (rad)}$$

$$\text{hay } \alpha_1 = 180^\circ - 57 \times \frac{d_2 - d_1}{a} \text{ (độ)}$$

Tương tự ta có

$$\alpha_2 = \pi + \frac{d_2 - d_1}{a} \text{ (rad)} \text{ hay } \alpha_2 = 180^\circ + 57 \times \frac{d_2 - d_1}{a} \text{ (độ)}$$

3.2. Chiều dài đai và khoảng cách trục

1. Chiều dài tính toán của dây đai L (mm)

Ta có: $L_{tt} = 2.a.\cos(\beta/2) + 0,5.\pi.(d_2 + d_1) + 0,5.\beta.(d_2 - d_1)$

Thông thường $\beta < 35^\circ$, có thể lấy $\cos(\beta/2) \approx 1 - \beta^2/8$

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

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

- Đối với đai dẹt sau khi tính L cần chọn chiều dài cần thiết của dây đai tăng theo từ 100 ÷ 400mm để nối đai.

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

- Đối với đai thang L_{tc} phải chọn theo tiêu chuẩn ($L_{tc} > L$). Sau đó tính lại khoảng cách trục a (mm) theo chiều dài dây đai vừa chọn:

$$a = \frac{1}{4} \left\{ L - \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} \right]^2 - 2 \cdot (d_2 - d_1)^2} \right\} (mm)$$

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

$$\text{Với } k = L - \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} (mm) \quad \Delta = \frac{(d_2 - d_1)}{2} (mm)$$

3.3. Tỷ số truyền bộ truyền động đai

Trong thực tế đai bị trượt do đó ta có:

$$\begin{aligned} v_1 > v_d &\rightarrow v_1 > v_2 \rightarrow v_2 = (1 - \xi) v_1 \\ v_d > v_2 & \\ \rightarrow d_2 n_2 = (1 - \xi) d_1 n_1 &\rightarrow u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)} \end{aligned}$$

Nếu đai không bị trượt (lý tưởng):

$$\begin{aligned} v_1 &= v_d \\ v_d &= v_2 \rightarrow v_1 = v_2 \rightarrow d_2 n_2 = d_1 n_1 \rightarrow u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \end{aligned}$$

4. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

4.1. 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: $\sigma \leq 1,5 \text{ MPa}$

- Khi bộ truyền làm việc, bánh dẫn chịu

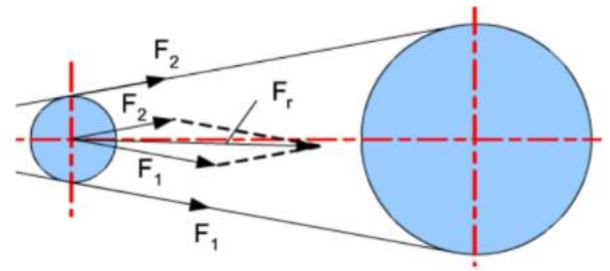
tác dụng của mômen xoắn T_1 . Trên nhánh dẫn

(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 . (Hình 4.1.1)



Hình 4.1.1. Lực t/d trực F_r

Ta có lực vòng:

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

Trong đó: F_t : lực vòng có ích (N) P : công suất (kW)

v : vận tốc vòng của bánh đai (m/s)

T_1 : moment xoắn trên trục

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

Để tìm quan hệ giữa lực F_0 với F_1 , F_2 ta bỏ qua lực ly tâm và giả thuyết vật liệu đai

tuân theo định luật Húc (Hook), khi đai chịu tải trọng ngoài lượng dẫn trên nhánh dẫn bằng

lượng co trên nhánh bị dẫn nghĩa là:

$$F_1 + F_2 = 2F_0 \Rightarrow F_1 = F_0 + 0,5F_t \text{ và } F_2 = F_0 - 0,5F_t \quad (3.15)$$

Lực tác dụng lên trục bánh đai (lực hướng tâm F_r) được tính như sau:

$$F_r \approx 2 \cdot F_0 \cdot \sin(\alpha/2)$$

hoặc $F_r = 3 \cdot F_0 \cdot \sin(\alpha/2)$ (khi bộ truyền không có bộ phận căng đai)

với α : góc ôm trên bánh đai nhỏ.

Công thức Euler khi tính đến lực quán tính ly tâm:

$$e^{f\alpha_1} = \frac{F_1 - F_v}{F_2 - F_v}$$

F_v là lực căng phụ do lực quán tính ly tâm, có giá trị là $F_v = qm \times v^2$ (3.18)

Nếu bỏ qua lực căng phụ ($F_v = 0$) thì $F_1 = F_2 \cdot e^{f\alpha}$ với f là hệ số ma sát, α là góc ôm

Đối với đai thang ta thay:

$$f' = \frac{f}{\sin \frac{\gamma}{2}} \approx 3f$$

($\gamma = 36^\circ \div 40^\circ$ là góc đỉnh của đai thang)

Từ trên $\Rightarrow$ lực vòng có ích tính theo công thức

$$F_t = 2(F_0 - F_v) \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}$$

Lực trên nhánh dẫn (nhánh căng)

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} + F_v$$

Lực trên nhánh bị dẫn (nhánh chùng)

$$F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} + F_v$$

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

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

Khi tính các lực có thể bỏ qua lực căng phụ F_v .

5. BÀI TẬP ÁP DỤNG

CHƯƠNG II: BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

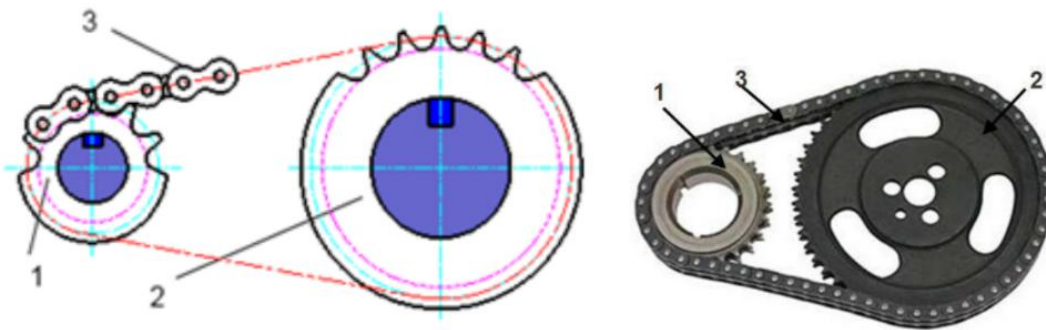
I. KHÁI NIỆM CHUNG

1.1. Nguyên lý 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



Hình 1.1 Bộ truyền xích

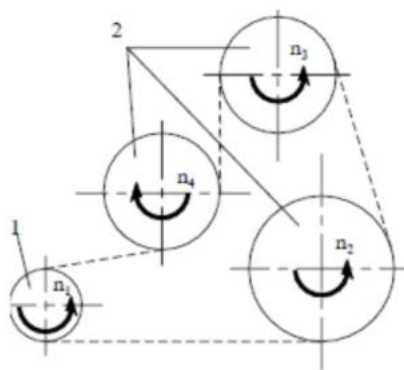
+ Đĩa xích dẫn 1, có đường kính tính toán là d_1 lắp trên trục I, quay với số vòng quay n_1 , công suất truyền động P_1 , mô men xoắn trên trục T_1 . Đĩa xích có răng tương tự như bánh răng. Trong quá trình truyền động, răng đĩa xích ăn khớp với các mắt xích, tương tự như bánh răng ăn khớp với thanh 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 .

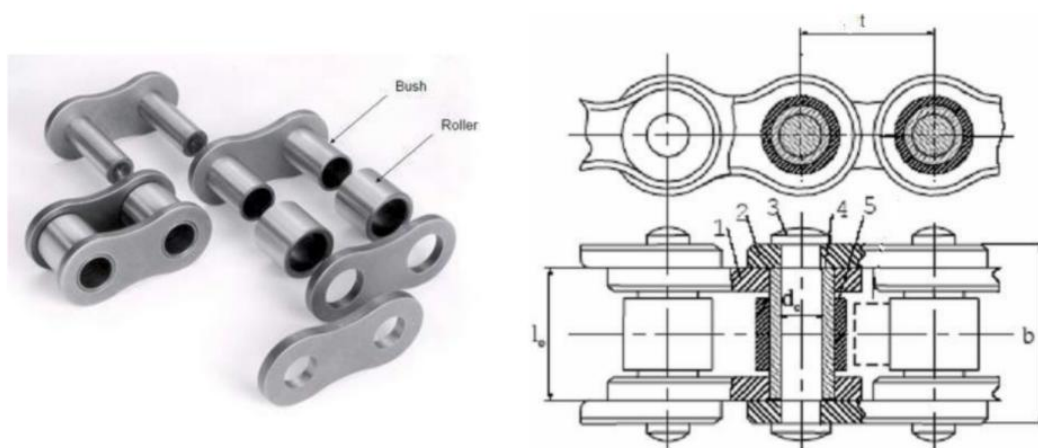
+ Dây xích 3 là khâu trung gian, mắc vòng qua hai đĩa xích. Dây xích gồm nhiều mắt xích được nối với nhau. Các mắt xích xoay quanh khớp bản lề, khi vào ăn khớp với răng đĩa xích.

1.3. Phân loại bộ truyền động xích

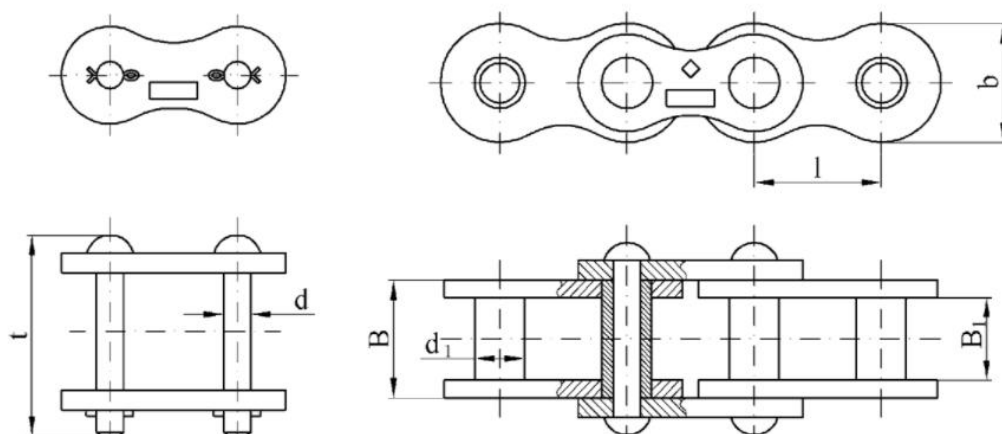
Tùy theo cấu tạo, xích được chia thành các loại: Xích con lăn, xích ống, xích răng.



Hình 1.3 Bộ truyền có 3 đĩa xích bị dẫn



Hình 1.3.2 Xích con lăn



Hình 1.3.3 Xích ống



Hình 1.3.4 Xích răng

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

2.1. 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.

2.2. 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.

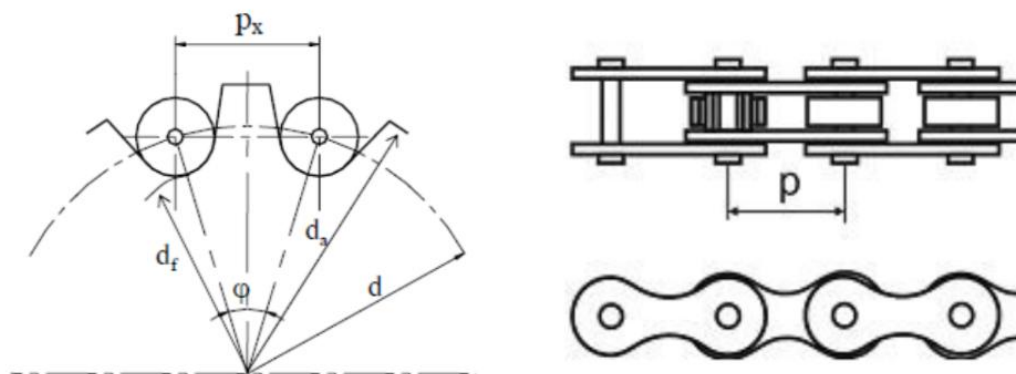
2.3. Phạm vi sử dụng

- 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.

III. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

3.1. 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, có thể chọn theo bảng 1.3



Hình 3.1. Thông số hình học của bộ truyền xích

3.2. 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:

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

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

- Đường kính vòng tròn chân răng đĩa xích d_{f1} , d_{f2} , mm.
- Đường kính vòng tròn đỉnh răng d_{a1} , d_{a2} , mm.

$$d_a = p_c \left(0,5 + \cotg \frac{180}{Z} \right) (mm)$$

3.3. Khoảng cách trục và số mắt xích

1. Số mắt xích

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

- Chiều dài xích L theo khoảng cách trục:

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

Vì $\pi d_1 = p_c.Z_1$ và $\pi d_2 = p_c.Z_2$

$$\rightarrow L \approx 2.a + \frac{p_c}{2}(Z_2 + Z_1) + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2.\pi} \right)^2 \cdot \frac{p_c^2}{a} (mm)$$

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

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

Giá trị X được làm tròn số nguyên và nên chọn số chẵn.

2. Khoảng cách trục chính xác

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

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

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

_ Từ số mắt xích X đã chọn phải tính lại chiều dài L của dây xích theo công thức:

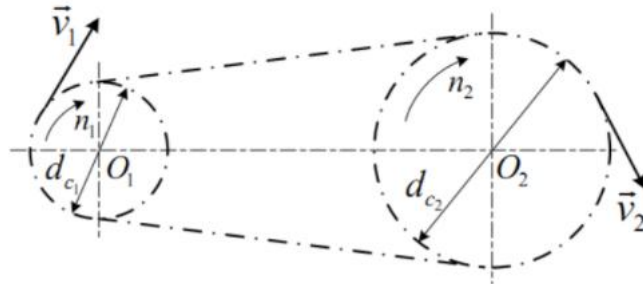
$$L = X.p_c$$

IV. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

1. Vận tốc và tỉ số truyền trung bình

- Vận tốc bộ truyền xích:

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



Hình 4.1 Vận tốc trung bình trong bộ truyền xích

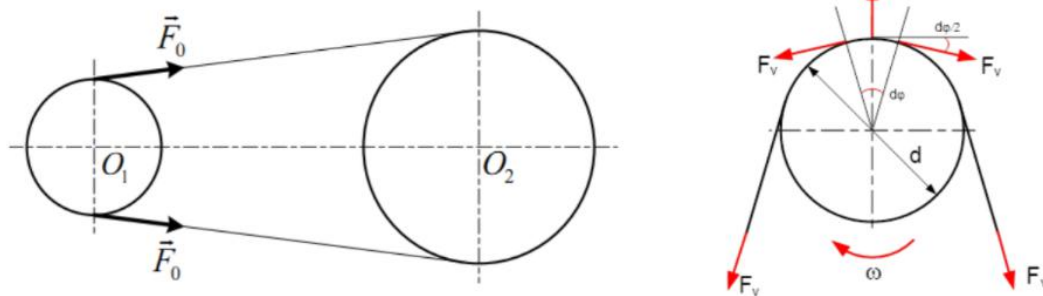
Vận tốc xích càng tăng thì xích càng chóng mòn, tải trọng động và tiếng ồn tăng. Do đó nên chọn $v \leq 15 \text{ m/s}$

- Tỉ số truyền của bộ truyền xích:

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

Nên chọn $u \leq 8$

V. Lực tác dụng lên trục bộ truyền động xích



Hình 5.1. Lực tác dụng lên bộ truyền xích

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

$$F_0 = K_f \cdot a \cdot q \cdot m \cdot g$$

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

qm: khối lượng một mét xích (kg/m)

g: gia tốc trọng trường (m/s²)

Kf: hệ số phụ thuộc vào độ võng của xích, Kf = 6 khi bộ truyền nằm ngang, Kf = 3 khi góc nghiêng < 40°, Kf = 1 khi bộ truyền thẳng đứng.

- Điều kiện cân bằng của đĩa xích:

$$F_1 - F_2 = F_t$$

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

- Lực tác dụng lên ổ và trục: **Fr = Km.Ft**

Km: hệ số trọng lượng xích

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

Km=1 bộ truyền thẳng đứng.

Ft: lực vòng có ích (N)

VI. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH

Thông số đầu vào: công suất P1, kW; số vòng quay n1, 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

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

Nên chọn số răng đĩa xích là số lẻ để xích mòn đều.

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

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

→ Xác định lại chính xác tỷ số truyền bộ truyền xích, sai số tỉ số truyền ≤ 3%

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 4.3:

Bảng 4.2. Hệ số K_a

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:

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

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**)

$$K_z = \frac{Z_{01}}{Z_1} = \frac{25}{Z_1} \text{ (hệ số răng đĩa xích)}$$

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

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			

Với giá trị P_t vừa xác định, theo bảng 4.4 ta chọn bước xích p_c theo cột giá trị n_{01} khi tính hệ số K_n .

Bước 6. Kiểm tra số vòng quay tới hạn

Nếu không thỏa thì ta tăng số dây xích và tính toán lại hoặc thay đổi loại xích.

Bước 7. Xác định vận tốc trung bình v của xích

- Vận tốc v :

$$v_1 = \frac{n_1 \cdot p_c \cdot z_1}{60000} \text{ (m/s)}$$

- Lực vòng có ích:

$$F_t = \frac{1000 \times P}{v} \text{ (N)}$$

Bước 9. Xác định số mắt xích X

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

- Xác định số mắt xích X theo công thức:

$$X = \frac{L}{p_c} = \frac{2 \times a}{p_c} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \times \pi} \right)^2 \times \frac{p_c}{a}$$

(nên chọn số mắt xích là số chẵn)

- Sau khi chọn số mắt xích, phải tính lại khoảng cách trục a theo công thức:

$$a = 0,25 \times p_c \times \left[X - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left(X - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \times \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \times \pi} \right)^2} \right]$$

VII. BÀI TẬP ÁP DỤNG

CHƯƠNG III: BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

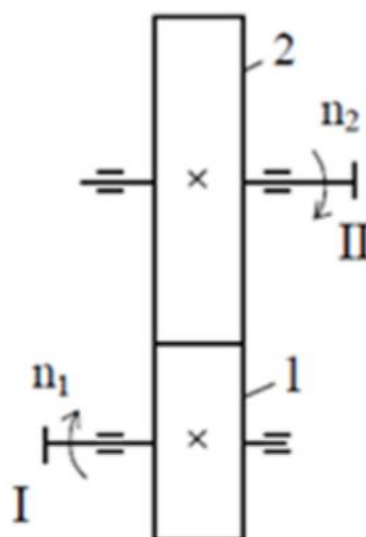
I. KHÁI NIỆM CHUNG

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 truyền bánh răng trụ

- Nguyên lý làm việc của bộ truyền bánh răng (Hình 1.1) có thể tóm tắt như sau: trục I quay với số vòng quay n_1 thông qua mối ghép then làm cho bánh răng 1 quay. Răng của bánh 1 ăn khớp với răng của bánh 2, đẩy răng bánh 2 chuyển động, làm bánh 2 quay, nhờ mối ghép then trục II quay với số vòng quay n_2 .

- Truyền chuyển động bằng ăn khớp, nên trong bộ truyền bánh răng hầu như không có trượt (chỉ có hiện tượng trượt biên dạng ở phần đỉnh và chân răng), hiệu suất truyền động của bộ truyền rất cao.

1.2. Phân loại

Theo vị trí tương đối giữa các trục

- Truyền động bánh răng trụ, các trục song song với nhau (Hình 1.2)
- Truyền động bánh răng côn, các trục vuông góc với nhau (Hình 1.3)
- Truyền động bánh răng hypecbôlôit, các trục chéo nhau (Hình 1.4)

Theo tính chất di động của đường tâm các trục

- Truyền động bánh răng thường, đường tâm trục của tất cả các bánh răng đều cố định.
- Truyền động bánh răng hành tinh, đường tâm trục của 1 hoặc nhiều bánh răng di động trong mặt phẳng quay.



Hình 1.2 Bánh răng trụ



Hình 1.3. Bánh răng côn



Hình 1.4. Bánh răng hypecbôlôit

II. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

1. Ưu điểm

- Kích thước nhỏ, khả năng tải lớn;
- Tỷ số truyền không đổi;
- Hiệu suất cao, có thể đạt tới $97 \div 99\%$;

- Tuổi thọ cao, làm việc tin cậy trong phạm vi công suất, tốc độ và tỷ số truyền khá rộng.

2. Nhược điểm

- Chế tạo tương đối phức tạp.
- Đòi hỏi độ chính xác cao.
- Có nhiều tiếng ồn khi vận tốc lớn.
- Chịu va đập kém.

3/ Phạm vi sử dụng

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

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.

III. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG

1.1. Tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp

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

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

Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

- Bước răng trên đường kính vòng chia t : ký hiệu t (mm), bằng bước của thanh răng.

- Mô đun m : Mô đun của răng bánh răng, ký hiệu là m , đơn vị đo là mm. Các bánh răng có cùng mô đun sẽ ăn khớp được với nhau. Giá trị của mô đun m được lấy theo dãy số tiêu chuẩn, để hạn chế số lượng dao gia công bánh răng sử dụng trong thực tế.

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

Dãy 1: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25

Dãy 2: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

Ưu tiên chọn dãy 1

- Số răng bánh nhỏ Z_1 : nên chọn $Z_1 \geq 17$ để tránh cắt chân răng.

- Số răng bánh lớn Z_2 : xác định từ tỉ số truyền

- Profil gốc α_0 : $\alpha_0 = 14,5^\circ$; 20° , 25° là thông số cơ bản của biên dạng răng.

Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng theo bảng 5.1

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

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	$a_w = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m \cdot (Z_2 \pm Z_1)}{2}$

V. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng có một bộ thông số tương tự như bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, được tính trên mặt đầu của bánh răng (mặt phẳng vuông góc với trục bánh răng). Một số thông số được xác định trên mặt phẳng pháp tuyến n-n, vuông góc với phương của răng.

- Gọi β là góc nghiêng của răng (góc làm bởi phương răng và đường sinh của mặt trụ). Phương răng có thể nghiêng trái hoặc nghiêng phải, giá trị của β ; có điều kiện $8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$ đối với bánh răng trụ răng nghiêng và $30^\circ \leq \beta \leq 40^\circ$ đối với bánh răng chữ V.

- **Bước ngang p_t** : là bước đo trong tiết diện vuông góc với trục bánh răng,

- **Bước pháp p_n** : là bước đo trong tiết diện vuông góc với phương của răng,

- **Mô đun ngang m_t** : là mô đun đo trong tiết diện vuông góc với trục bánh răng,

- **Mô đun pháp m_n** : là mô đun đo trong tiết diện vuông góc với phương của răng (hình 5.16). Ta có quan hệ: $p_n = p_t \cos \beta$; $m_n = m_t \cos \beta$

- Đối với bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng, giá trị m_n được tiêu chuẩn hóa. Các giá trị tính toán thì tính theo m_t .

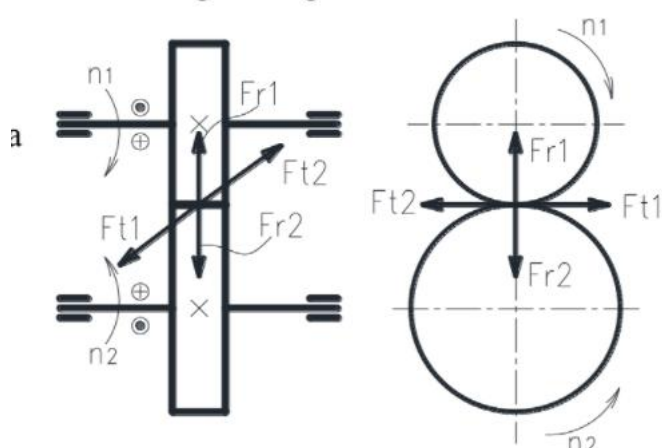
Bảng 5.2. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng nghiêng

Tên gọi	Ký hiệu	Công thức tính
Mô đun	m	Theo tiêu chuẩn TCVN 2257-77
Tỉ số truyền	$u (i)$	$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$
Đường kính vòng chia	d	$d = \frac{m_n Z}{\cos \beta}$
Chiều cao đỉnh răng	h_a	$h_a = m_n$
Chiều cao chân răng	h_f	$h_f = 1,25.m_n$
Chiều cao răng	h	$h = h_a + h_f = 2,25.m$
Đường kính vòng đỉnh	d_a	$d_a = d + 2m_n$
Đường kính vòng chân	d_f	$d_f = d - 2,5.m_n$
Bước răng	t	$t = \pi.m$
Khoảng cách tâm của hai bánh răng ăn khớp (dấu +: ăn khớp ngoài; dấu -: ăn khớp trong)	a_w	$a_w = \frac{m_t(Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta}$

VI. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

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

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



Hình 6.1. Lực trong bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

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

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

Với α gọi là góc ăn khớp, bánh răng tiêu chuẩn thông thường $\alpha=20^\circ$

2. Lực vòng F_t

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

bánh răng

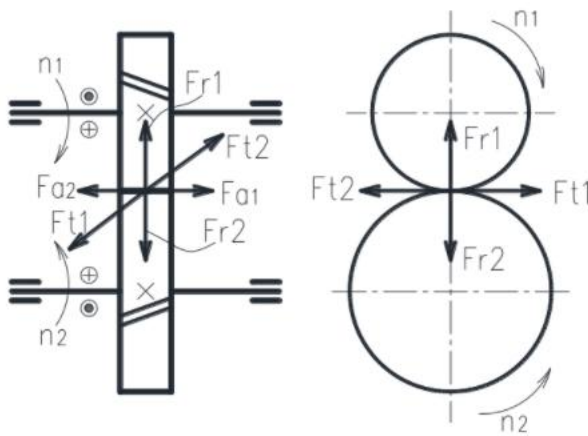
- Độ lớn:

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

3. Lực hướng tâm F_r

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

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



Hình 6.2. Lực trong bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

1. **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: $F_n = \frac{F_t}{\cos\alpha \cdot \cos\beta}$

2. Lực vòng F_t

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

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

3. Lực hướng tâm F_r

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

- Giá trị: $F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan\alpha}{\cos\beta}$

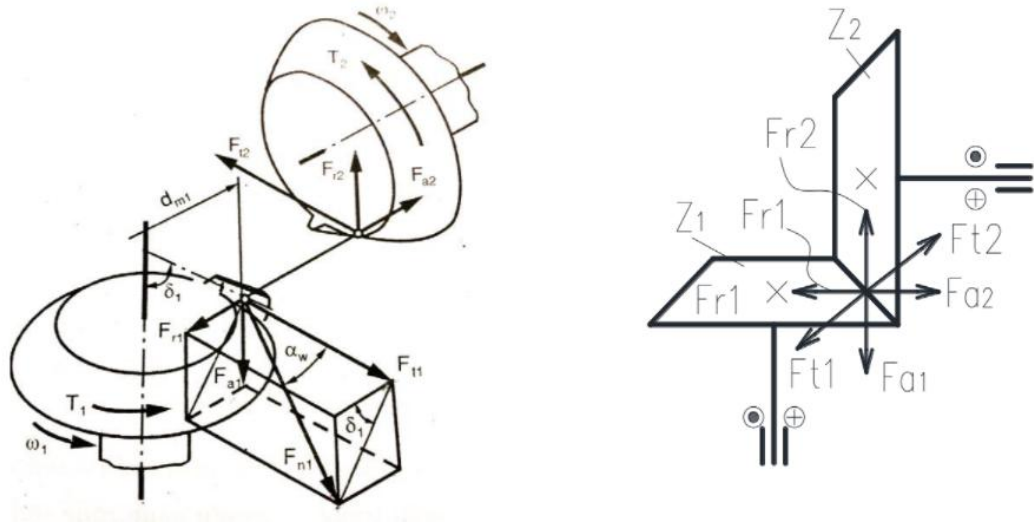
4. Lực hướng tâm F_a

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

- Chiều hướng vào mặt răng làm việc

- Giá trị: $F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta$

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



Hình 6.3. Lực trong bộ truyền bánh răng côn răng thẳng

1. 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 .

- Giá trị $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{tb1}} = \frac{2T_2}{d_{tb2}}$

2. Lực hướng tâm

- 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: $F_{r1} = F_{t1}.tg\alpha.cos\delta_1.$ $F_{r2} = F_{t2}.tg\alpha.cos\delta_2.$

3. Lực dọc trục

- 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} hướng về đáy lớn của bánh dẫn, chiều của F_{a2} luôn luôn hướng về phía đáy lớn của bánh bị dẫn.

- Giá trị: $F_{a1} = F_{t1}.tg\alpha.sin \varphi_1 = F_{r2}$ $F_{a2} = F_{t2}.tg\alpha.sin \varphi_2 = F_{r1}.$

VII. CÁC DẠNG HỔNG VÀ VẬT LIỆU CHẾ TẠO

1. Các dạng hỏng

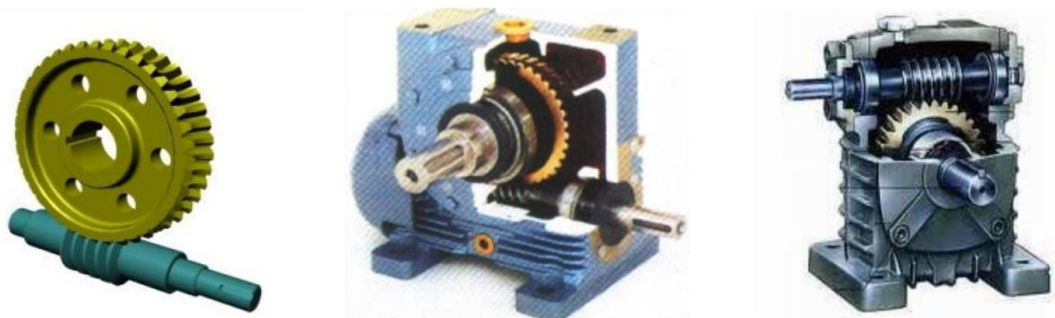
2. Vật liệu chế tạo

CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

I. KHÁI NIỆM CHUNG

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° .



Hình 4.1 Hộp số giảm tốc



a) trụ



b) lôm (glôbôit)

Hình 4.2 Trục vít

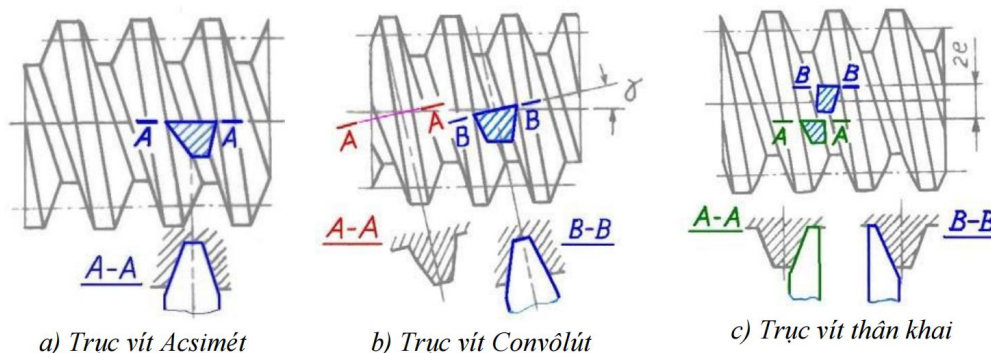
Trục vít là một trục có nhiều vòng ren, thường bằng thép. Bánh vít có cấu tạo tương tự bánh răng nghiêng nhưng dạng răng khác, mặt chân răng là một phần của mặt xuyên, thường làm bằng hợp kim màu. Bánh vít được gia công bằng dao phay lăn có hình dạng giống như trục vít sẽ ăn khớp với nó (nhưng đường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

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

1.3 Phân loại bộ truyền động trục vít-bánh vít

1. Theo biên dạng (prôfin) ren

- Bộ truyền trục vít Acsimét: có cạnh ren thẳng trong mặt cắt dọc chứa đường tâm của trục vít, tương tự như ren thang con (hình 6.3a).
- Bộ truyền trục vít Convôlút: có cạnh ren thẳng trong mặt cắt pháp tuyến với đường ren (hình 6.3b).
- Bộ truyền trục vít thân khai: có cạnh ren thẳng trong mặt cắt dọc tiếp tuyến với mặt trụ cơ sở (hình 6.3c).



Hình 6.3. Các biên dạng ren trục vít

2. 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

3. Theo hình dáng trục vít

- Bộ truyền trục vít trụ: có trục vít hình trụ như trên *hình 6.2a*.
- Bộ truyền trục vít lõm (còn gọi là bộ truyền glôbôit), trong đó trục vít được khoét lõm như trên *hình 6.2b* để có nhiều ren cùng ăn khớp.

d. Theo số mỗi ren

- Trục vít một mỗi ren
- Trục vít nhiều mỗi ren.

Hiện nay truyền động trục vít trụ được dùng nhiều hơn cả. Vì vậy ta chỉ nghiên cứu về

*trục vít trụ Acsimét (gọi là **bộ truyền trục vít Acsimét**).*

II. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng

2.1. 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).

2.2. 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.

2.3. 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...

III. 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 modul 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

IV ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT

Tỉ số truyền (u)

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

Vậy trong một phút trục vít quay được n_1 vòng thì bánh vít quay được:

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

Tỉ số truyền:

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

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

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

LỰC TÁC DỤNG VÀ TẢI TRỌNG TÍNH

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}

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

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

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.

TÀI LIỆU THAM KHẢO:

<https://classroom.google.com/u/0/c/NDE2Mjg2NDc0NDUy/m/NDE4NTU5OTY3NTE3/details>

<https://classroom.google.com/u/0/c/NDE2Mjg2NDc0NDUy/m/NDIwNzEwMjQ3ODQ2/details>

<https://classroom.google.com/u/0/c/NDE2Mjg2NDc0NDUy/m/NDI4NzI1MjM1ODY2/details>

BÀI TẬP KIỂM TRA ĐỊNH KÌ:

BÀI 1. (3,0 điểm)

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1 = 3$ kW; số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 960$ vòng/phút; tỷ số truyền $u = 3$; đường kính bánh dẫn $d_1 = 150$ mm, lực căng ban đầu $F_0 = 600$ N và khoảng cách trục $a = 1400$ 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 (0,5đ)
- d. Nếu thay đai dẹt bằng đai thang, xác định chiều dài dây đai L theo tiêu chuẩn và tính lại khoảng cách trục chính xác? (1,0 đ)

Bài làm

a/ Đường kính d_2 :

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

$$\Rightarrow 3 = \frac{d_2}{150}$$

$$\Rightarrow d_2 = 450 \text{ (mm)}$$

Góc ôm đai:

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= 180 - 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} \\ &= 180 - 57 \cdot \frac{450 - 150}{1400} \\ &= 167,8^\circ\end{aligned}$$

Chiều dài tính toán của dây đai:

$$\begin{aligned}L_{tt} &= 2 \cdot a + \Pi \frac{(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} \\ &= 2 \cdot 1400 + \Pi (150 + 450)/2 + (450 - 150)^2/4 \cdot 1400 \\ &= 3758,5 \text{ (mm)}\end{aligned}$$

Chiều dài cần thiết của dây đai:

$$\begin{aligned}L &= L_{tt} + (100-400) \\ &= 3858,5-4158,5\end{aligned}$$

Chọn $L = 4000$ (mm)

b/ Vận tốc

$$\begin{aligned}v &= \frac{\pi.d1.n1}{60000} \\&= \frac{\pi.150.960}{60000} \\&= 7,54 \text{ (m/s)}\end{aligned}$$

Lực vòng

$$\begin{aligned}F_t &= \frac{1000.P}{v} \\&= \frac{1000.3}{7,54} \\&= 397,9 \text{ (N)}\end{aligned}$$

Lực tác dụng lên ổ trục:

$$\begin{aligned}F_r &= 2.F_0.\sin (\alpha_1/2) \\&= 2.600.\sin (167,8/2) \\&= 1193,2 \text{ (N)}\end{aligned}$$

c/ $\alpha_1 = 167,8^\circ$

$$= 2,93 \text{ (rad)}$$

$$F_0 \geq \frac{F_t.ef\alpha_1+1}{2.ef\alpha_1-1} + F_v \quad (1)$$

Với $F_v = 0$ thì:

$$\begin{aligned}(1) \Leftrightarrow F_0 &\geq \frac{F_t.ef\alpha_1+1}{2.ef\alpha_1-1} \\&\Leftrightarrow 600 \geq \frac{397,9.ef2,93+1}{2.ef2,93-1} \\&\Leftrightarrow f \geq 0,235\end{aligned}$$

Vậy hệ số ma sát tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt là:

$$f_{\min} = 0,235$$

d/ Nếu đai dẹt đổi thành đai thang:

Chiều dài cần thiết của dây đai:

$$L > L_{tt}$$

Chọn $L = 4000$ (mm)

Khoảng cách trục chính xác:

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

$$\begin{aligned} \text{trong đó: } K &= L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} \\ &= 4000 - \frac{\pi(150 + 450)}{2} \\ &= 3057,5 \text{ (mm)} \end{aligned}$$

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{450 - 150}{2} = 150 \text{ (mm)}$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow a_{cx} &= \frac{3057,5 + \sqrt{3057,5^2 - 8.(150)^2}}{4} \\ &= 1521,3 \text{ (mm)} \end{aligned}$$

BÀI 2. (2,25 điểm)

Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: khoảng cách trục $a=800$ mm, bước xích $p=15,875$ mm; công suất truyền động $P=8$ kW; số răng đĩa xích dẫn $Z_1=24$ răng; tỉ số truyền $u=3$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=450$ 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 nằm ngang? (1,0đ)

Bài làm

a/ Số răng đĩa xích bị dẫn:

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} \Rightarrow 3 = \frac{Z_2}{24}$$

$$\Rightarrow Z_2 = 72 \text{ răng}$$

Đường kính vòng chia đĩa xích dẫn:

$$d_1 = \frac{P_c \cdot Z_1}{\pi} = \frac{15,875 \cdot 24}{\pi} = 121,3 \text{ (mm)}$$

Đường kính vòng chia đĩa xích bị dẫn:

$$d_2 = \frac{P_c \cdot Z_2}{\pi} = \frac{15,875 \cdot 72}{\pi} = 363,8 \text{ (mm)}$$

Số mắt xích:

$$\begin{aligned} X &= \frac{2 \cdot a}{P_c} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{P_c}{a} \\ &= \frac{2 \cdot 800}{15,875} + \frac{24 + 72}{2} + \left(\frac{72 - 24}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{15,875}{800} \\ &= 149,9 \text{ (mm)} \end{aligned}$$

$$\text{Chọn } X = 150 \text{ (mm)}$$

b/ Vận tốc:

$$v_1 = \frac{P_c \cdot Z_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{15,875 \cdot 24 \cdot 450}{60000} = 2,86 \text{ (m/s)}$$

Lực vòng:

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{v} = \frac{1000 \cdot 8}{2,86} = 2797,2 \text{ (N)}$$

$$\text{Chọn } K_m = 1,15 \text{ (bộ truyền nằm ngang)}$$

Lực tác dụng lên ổ trục:

$$F_r = K_m \cdot F_t$$

$$= 1,15.2797,2 = 3216,8 \text{ (N)}$$

BÀI 3. (2,5 điểm)

Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn ăn

khớp ngoài như hình bên truyền mô men xoắn

$T_1=100000\text{Nmm}$ có khoảng cách trục $a_w= 400\text{mm}$, số răng

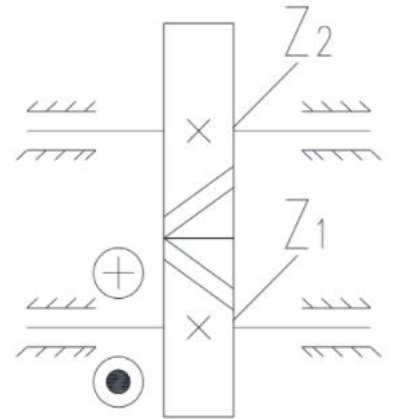
$Z_1=35$ răng, $Z_2=105$ răng, góc ăn khớp $\alpha=20^\circ$, các bánh răng

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

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

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

bánh răng trên đã cho. (1,25 đ)



Bài làm

$$\begin{aligned} \text{a/} \quad a_w &= \frac{m_n(Z_2 + Z_1)}{2 \cdot \cos \beta} \\ \Rightarrow \cos \beta &= \frac{m_n(Z_2 + Z_1)}{2 \cdot a_w} \\ &= \frac{m_n(105 + 35)}{2 \cdot 400} \quad (1) \end{aligned}$$

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

$$\Rightarrow \cos 8^\circ \geq \cos \beta \geq \cos 20^\circ \quad (2)$$

Thay (1) vào (2):

$$\Rightarrow \cos 8^\circ \geq \frac{m_n(105 + 35)}{2 \cdot 400} \geq \cos 20^\circ$$

$$\Rightarrow \frac{2.400.\cos 8^\circ}{105 + 35} \geq m_n \geq \frac{2.400.\cos 20^\circ}{105 + 35}$$

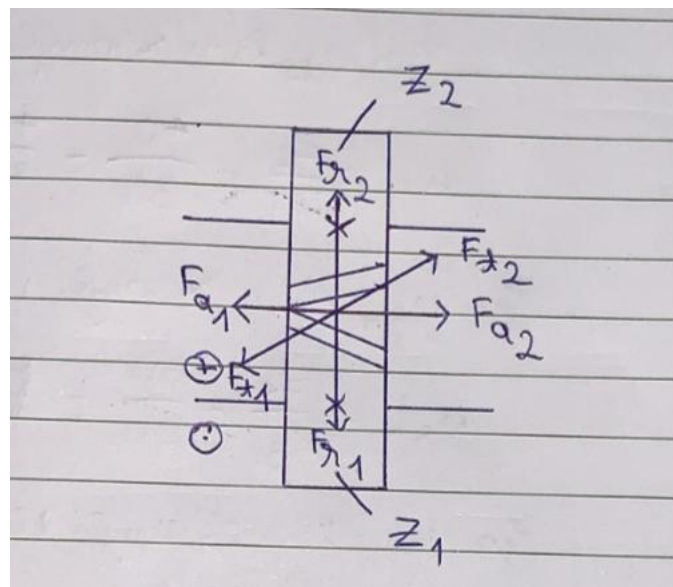
$$\Rightarrow 5,7 \geq m_n \geq 5,4$$

Chọn mô đun pháp $m_n = 5,5 \text{ mm}$

$$\Rightarrow \cos \beta = \frac{5,5.(105 + 35)}{2.400} = \frac{77}{80}$$

$$\Rightarrow \beta = 15,7^\circ$$

b/



Phân tích lực tác dụng:

Tính giá trị các lực:

Lực vòng:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2.T1.\cos \beta}{m_n.Z1} = \frac{2.100000.\cos 15,7^\circ}{5,5.35} = 1000,2 \text{ (N)}$$

Lực hướng tâm:

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1}.\tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{1000,2.\tan 20^\circ}{\cos 15,7^\circ} = 378,1 \text{ (N)}$$

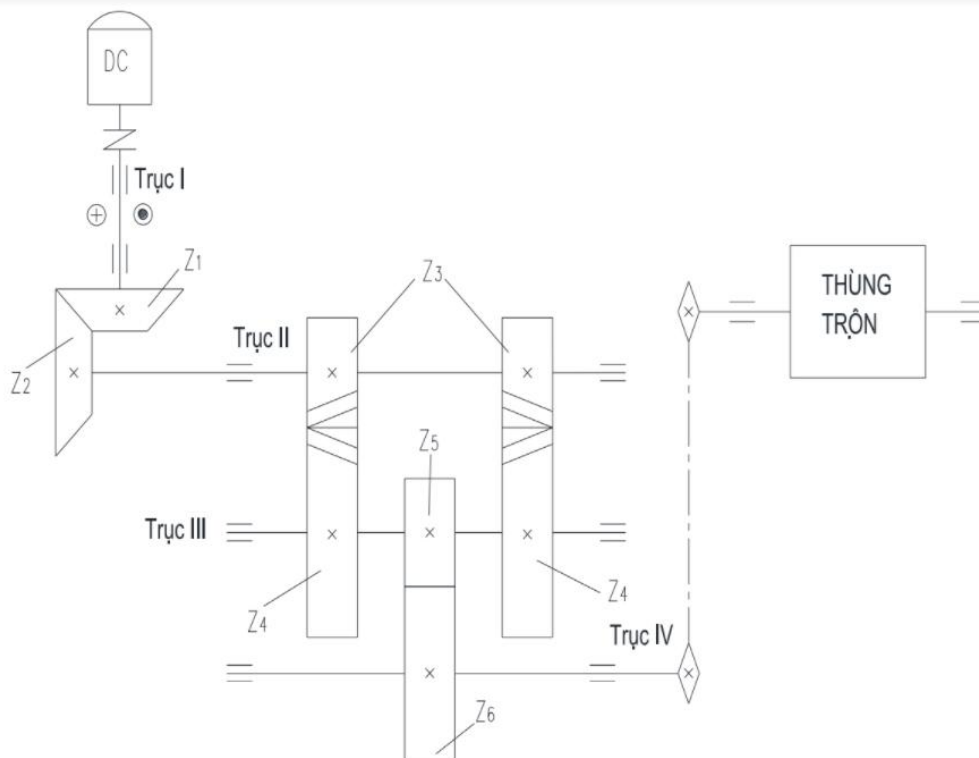
Lực dọc trục:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta = 1000,2 \cdot \tan 15,7^\circ = 281,1 \text{ (N)}$$

BÀI 4. (2,25 điểm)

Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc}=1440$ vòng/phút. Số răng các bánh răng: $Z_1=30$, $Z_2=40$, $Z_3=20$, $Z_4=60$, $Z_5=20$, $Z_6=50$, tỉ số truyền của bộ truyền xích $u_x=2,5$. Xác định:

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



Bài làm:

a/ _Gọi u_{12} là tỉ số truyền từ trục I - II

$$u_{12} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{40}{30} = \frac{4}{3}$$

Gọi u{34} là tỉ số truyền từ trục II - III

$$u_{34} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{60}{20} = 3$$

_ Gọi u_{56} là tỉ số truyền từ trục III - IV

$$u_{56} = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{50}{20} = 2,5$$

_ Tỉ số truyền của bộ truyền xích:

$$u_x = 2,5$$

_ u là tỉ số truyền chung của hệ thống:

$$\begin{aligned} u &= u_{12} \cdot u_{34} \cdot u_{56} \cdot u_x \\ &= \frac{4}{3} \cdot 3 \cdot 2,5 \cdot 2,5 \\ &= 25 \end{aligned}$$

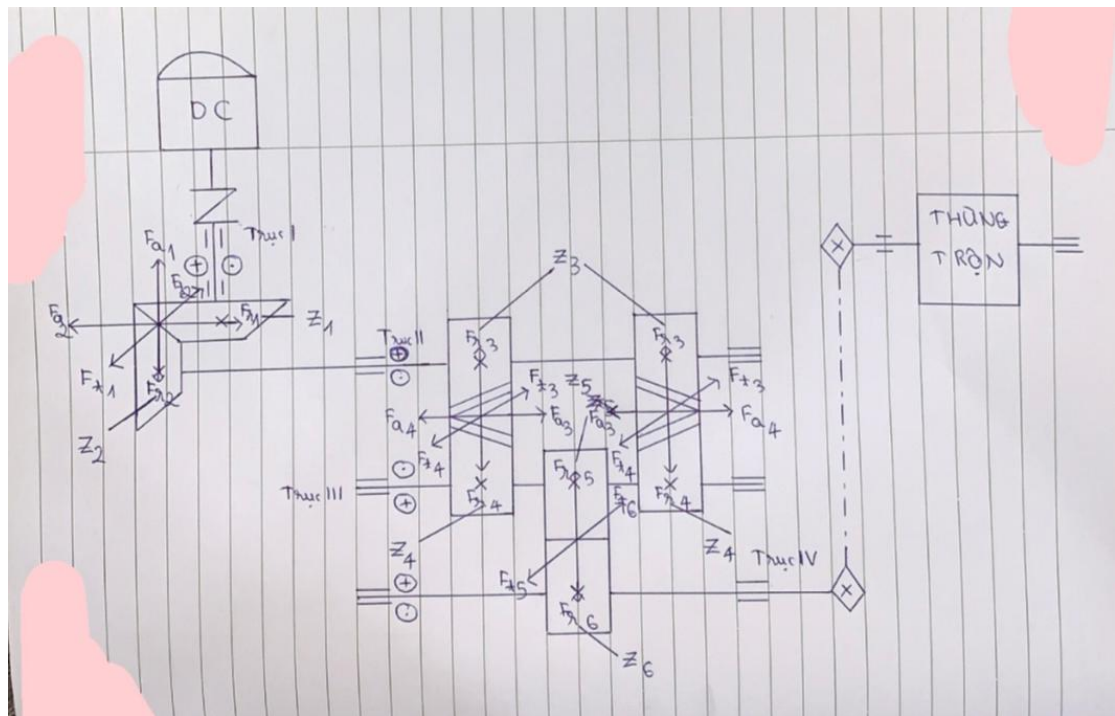
_ Gọi n_{th} là số vòng quay thùng trộn

_ Gọi n_{dc} là số vòng quay động cơ

$$u = \frac{n_{dc}}{n_{th}} \Rightarrow 25 = \frac{1440}{n_{th}}$$

$$\Rightarrow n_{th} = 57,6 \text{ vòng/phút}$$

b/ Phương và chiều của lực tác dụng lên các bánh răng:



HẾT

