

**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: 26**

HVTH: Nguyễn Thanh Việt

Ngành học: Công Nghệ Chế Tạo Máy

Lớp học: 20C1-CTM1

GVHD: LƯU THỊ YẾN VŨ

Thành phố Hồ Chí Minh – 10/2021

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



**TIỂU LUẬN MÔN HỌC
HỌC PHẦN NGUYÊN LÝ CHI TIẾT MÁY
ĐỀ SỐ: 26**

Ngành học: Công Nghệ Chế Tạo Máy

Lớp học: 20C1-CTM1

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 10/2021

LỜI NÓI ĐẦU

Đất nước ta đang trên đà phát triển công nghiệp hóa, hiện đại hóa. Do đó khoa học kỹ thuật có vai trò rất quan trọng trong sự phát triển của đất nước. Việc áp dụng kỹ thuật vào trong lao động, nhằm tăng năng suất lao động, thay thế sức lao động cho con người một cách hiệu quả nhất. Bảo đảm con người an toàn trong quá trình làm việc. Để có một nền tảng kiến thức vững chắc cho sự phát triển của bản thân trong tương lai, chúng ta cần phải đầu tư, nghiên cứu khoa học kỹ thuật một cách nghiêm túc khi đang còn trong giảng đường cao đẳng, đại học.

Môn học Nguyên lý - chi tiết máy nhằm trang bị cho sinh viên những kiến thức cơ bản về cấu trúc cơ cấu động học, lực học, động lực học, cơ cấu phẳng; chuyển động thực của máy; các cơ cấu thông dụng; các nguyên tắc tính toán thiết kế chi tiết máy; các bộ truyền động cơ khí; các tiết máy đỡ và ghép nhằm trang bị cho sinh viên nắm được cơ bản về kết cấu máy, kết cấu hệ truyền động thuận tiện cho việc nghiên cứu và phát triển chuyên môn sau này.

Chính vì vậy dưới sự hướng dẫn của cô **Lưu Thị Yến Vũ** tại trường **Cao Đẳng Kỹ Thuật Lý Tự Trọng TPHCM** mà em đã thực hiện được bài tiểu luận này. Em xin chân thành cảm ơn cô đã tận tình giúp đỡ em trong quá trình làm bài. Với kinh nghiệm và kiến thức đang còn hạn chế, trong quá trình làm không thể tránh khỏi những thiếu sót. Em mong nhận được những ý kiến đóng góp để giúp bài tiểu luận hoàn chỉnh hơn. Một lần nữa em xin chân thành cảm ơn !!!

SINH VIÊN THỰC HIỆN

Nguyễn Thanh Việt

MỤC LỤC

Trang

LỜI NÓI ĐẦU

Chương 1: BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI	5
Chương 2: BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	8
Chương 3: TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	11
Chương 4: TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT - BÁNH VÍT	20
Chương 5 : TRỤC	24
Chương 6 : Ổ LĂN	27

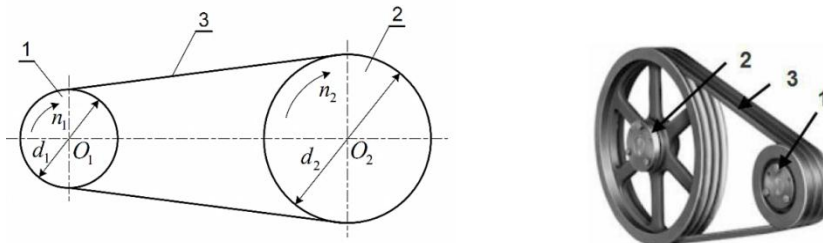
TÀI LIỆU THAM KHẢO

CHƯƠNG 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

I. Khái Niệm Chung

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.
- Bộ truyền đai thường có hai bánh đai 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.



Hình 1.1 : Bộ truyền đai

2. Phân loại bộ truyền động đai:

- Phân loại theo vật liệu chế tạo dây đai: Đai vải cao su, đai vải, đai da, đai len
- Phân loại theo hình dáng mặt cắt dây đai: Đai dẹt, đai hình thang, đai hình lược, đai tròn, đai răng
- Phân loại theo nguyên lý làm việc: theo nguyên lý ma sát, theo nguyên lý ăn khớp.

3. Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai:

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 toàn phần trên bánh.
- Kết cấu và vận hành đơn giản, giá thành rẻ.

3.2. Nhược điểm:

- Khuôn khổ kích thước khá lớn
- 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
- 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.

4. Vật Liệu Kết Cấu Đai:

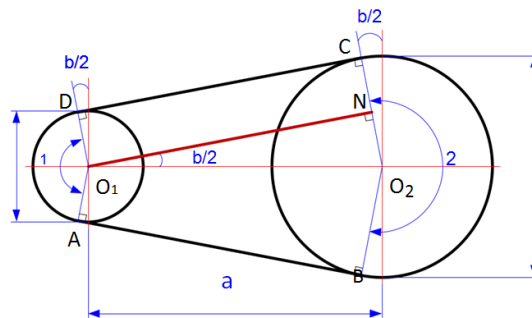
- Vật liệu làm đai thỏa mãn độ bền mỏi, lâu mòn, hệ số ma sát lớn, tính đàn hồi cao.

a). **Đai dệt:** Bao gồm các loại đai sau: đai da, đai vải cao su, đai sợi len, đai sợi bông, đai làm bằng vật liệu tổng hợp.

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

5. 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: $1, 2$



Hình 3.13. Thông số hình học chính của bộ truyền đai

5.1. Đường kính bánh đai:

- Đường kính sơ bộ bánh đai nhỏ:

$$d_1 = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{P_1/n_1}$$

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

Trong đó:

P1: công suất trên trục dẫn (kW)

T1: 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.

Khi tính toán thiết kế, chọn d_1 theo tiêu chuẩn: 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 225, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000.

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

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

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

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

6. Chiều dài đai và khoảng cách trục

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

6.1. 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.

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

1. 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:

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

Bài 1 : Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1 = 5\text{kW}$; số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 1480$ vòng/phút; tỷ

số truyền $u=3$; đường kính bánh dẫn $d_1=160\text{mm}$, lực căng ban đầu $F_0=700\text{N}$ và khoảng cách

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

a. Góc ôm đai, chiều dài tính toán L_{tt} và chiều dài cần thiết L của dây đai có tính đến nối đai.

(1,0 điểm)

b. Hệ số ma sát tối thiểu giữa dây đai và bánh đai để không xảy ra hiện tượng trượt trơn.

(1,0 điểm)

Bài làm:

❖ Góc ôm đai :

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

$$= 180 - 57 \cdot \frac{160 \cdot (3 - 1)}{1600} \rightarrow \alpha_1 = 168,6 \text{ độ}$$

❖ Chiều dài tính toán:

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

Trong đó :

$$u = \frac{d_2}{d_1} \rightarrow d_2 = u \cdot d_1 = 3 \cdot 160 = 480 \text{ vòng/phút}$$

$$\rightarrow L_{tt} = 2 \cdot 1600 + \frac{\pi}{2}(160 + 480) + \frac{(480 - 160)^2}{4 \cdot 1600}$$

$$= 4221,3 \text{ (mm)}$$

$$\text{Vì là đai dẹt } L = L_{tt} + (100 \rightarrow 400) \rightarrow L = 4400.$$

CHƯƠNG 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

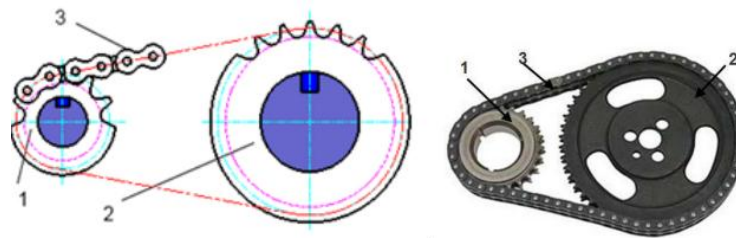
1. Nguyên lí làm việc của truyền động xích:

Đĩa xích dẫn quay, răng của đĩa xích đẩy các mắt xích chuyển động theo. Dây xích chuyển động, các mắt xích đẩy răng của đĩa xích bị dẫn chuyển động, đĩa

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

1.1 Cấu tạo bộ truyền động xích:

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



Hình 4.1. Bộ truyền xích

1.2 Phân loại :

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

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

a) Ưu điểm:

- Có thể truyền chuyển động giữa các trục khá xa nhau ($A_{\max} = 8 \text{ m}$).
- Khả năng tải cao hơn đai.
- Hiệu suất truyền động cao hơn so với đai, đạt $\eta = 0.96 \div 0.98$.
- Lực tác dụng lên trục nhỏ hơn so với truyền động đai vì lực căng ban đầu không lớn.
- Có thể truyền chuyển động và công suất cùng một lúc đến nhiều trục.
- Không xảy ra sự trượt nên 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.

1.4 Phạm vi sử dụng:

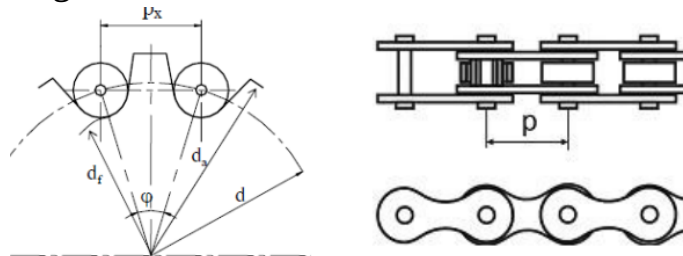
- Khoảng cách trục xa đến 8m
- Dẫn động cho nhiều đĩa xích
- $P \leq 110\text{kW}$, $v \leq 15\text{m/s}$, $n \leq 500\text{v/p}$, $u \leq 8$
- Bộ truyền xích được dùng nhiều trong các máy nông nghiệp, máy vận chuyển, và trong tay máy.

2. Thông số hình học của bộ truyền động xích

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.

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



Hình 4.7. Thông số hình học của bộ truyền xích

2.2 Đĩa xích

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

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

Số mắt xích: $X = \frac{L}{p_c}$

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

2.3 Số răng đĩa xích

Số răng đĩa dẫn Z_1 : Trong tính toán thiết kế chọn $Z_1 = 29 - 2u$

Số răng đĩa bị dẫn Z_2 :

Tính theo công thức sau: $Z_2 = u \cdot Z_1 \leq Z_{2\max}$

Để tránh tuôn xích: $Z_{2\max} \leq 100 \div 120$ đối với xích con lăn, $Z_{2\max} \leq 120 \div 140$: đối với xích răng.

Số răng đĩa bị dẫn Z_2 sau một thời gian làm việc xích sẽ bị mòn và bước xích sẽ tăng thêm một lượng Δt , khi đó đường kính vòng chia sẽ tăng một trị số là Δd theo công thức:

$$\Delta d = \frac{\Delta p_c}{\sin \frac{\pi}{Z}}$$

2.3 Số mắt xích

- Chọn sơ bộ khoảng cách trục theo công thức $a = (30 \div 50) \cdot p_c$ (4.3)

- Chiều dài xích L theo khoảng cách trục:

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

2.4 Khoảng cách trục chính xác

$$a = 0.25 \cdot p_c \cdot \left[X - \frac{(Z_2 + Z_1)}{2} + \sqrt{\left(X - \frac{(Z_2 + Z_1)}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right]$$

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

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

$$L = X \cdot p_c$$

3. Động học của bộ truyền động xích

3.1 Vận tốc và tỉ số truyền trung bình:

- Vận tốc bộ truyền xích:

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

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

- Tỉ số truyền của bộ truyền xích :

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

nên chọn $u \leq 8$.

CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐỘNG BÁNH RĂNG

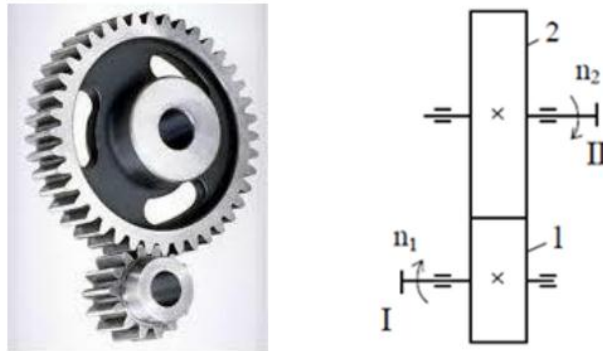
1. Khái niệm chung

1.1 Định nghĩa:

Truyền động bánh răng là truyền động ăn khớp trực tiếp, trong đó chuyển động và tải trọng được truyền nhờ sự ăn khớp của các răng trên bánh răng hoặc thanh răng.

Bộ truyền bánh răng thường có 2 bộ phận chính:

- Bánh răng dẫn 1, có đường kính d_1 được lắp trên trục dẫn I, quay với số vòng quay n_1 công suất truyền động P_1 mô men xoắn trên trục T_1
- Bánh răng bị dẫn 2, có đường kính d_2 , được lắp trên trục bị dẫn II, quay với số vòng quay n_2 , công suất truyền động P_2 , mô men xoắn trên trục T_2 .
- Trên bánh răng có các răng, khi truyền động các răng ăn khớp với nhau, tiếp xúc và đẩy nhau trên đường ăn khớp.



Hình 5.1. Sơ đồ bộ truyền bánh răng trụ

1.2 Phân loại:

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



Hình 5.2. Bánh răng trụ



Hình 5.3. Bánh răng côn



Hình 5.4. Bánh răng hypecbôlôit

- Theo phương của răng so với đường sinh
- Theo dạng ăn khớp



Hình 5.5. Bộ truyền ăn khớp trong



Hình 5.6. Bánh răng - thanh răng



Hình 5.7. Truyền động bánh răng nghiêng

- Theo dạng pôfin răng

- Theo dạng thay đổi chuyển động.

1.3 Ưu, nhược điểm và phạm vi sử dụng

❖ 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.

❖ 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.

❖ 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...

2. Truyền động của hệ thống bánh răng

2.1 Tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp

Tỷ số truyền:

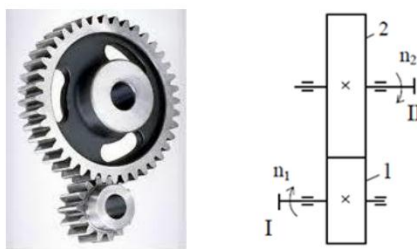
$$u_{12} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

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. Thông số của bộ truyền bánh răng

3.1 Thông số bộ truyền của bánh răng thẳng

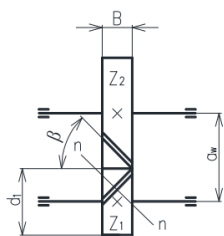


Hình 5.1. Sơ đồ bộ truyền bánh răng trụ

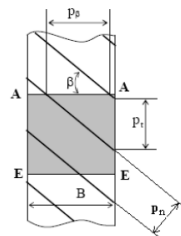
- Bước răng trên đường kính vòng chia t : ký hiệu t (mm), bằng bước của thanh răng.
- Mô đun m : Mô đun của răng bánh răng, ký hiệu là m , đơn vị đo là mm. Các bánh răng có cùng mô đun sẽ ăn khớp được với nhau. Giá trị của mô đun m được lấy theo dãy số tiêu chuẩn
- $m = t/\pi$ giá trị m được tiêu chuẩn 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 : $\alpha_0 = 14,5^\circ; 20^\circ; 25^\circ$ là thông số cơ bản của biên dạng răng.

3.2 Thông số bộ truyền của 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,

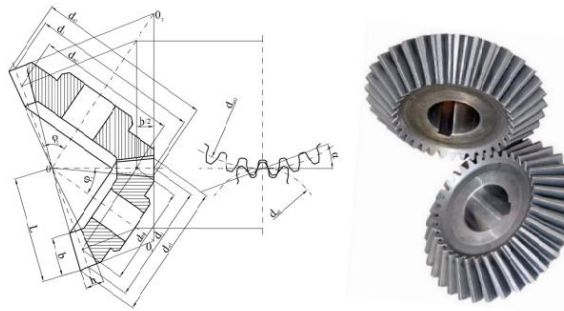
- Môđun ngang m_t : là môđun đo trong tiết diện vuông góc với trục bánh răng,
- Môđun pháp m_n : là môđun đo trong tiết diện vuông góc với phương của răng

Ta có quan hệ: $p_n = p_t \cdot \cos \beta$; $m_n = m_t \cdot \cos \beta$

- 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

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.



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: $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$

- Tỷ số truyền:

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \tan \varphi_2 = \frac{1}{\tan \varphi_1}$$

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

4. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng:

4.1 Lực tác dụng lên bộ truyền 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.

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: $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}$

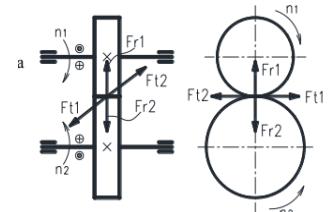
Với α gọi là góc ăn khớp, bánh răng tiêu chuẩn thông thường $\alpha = 20^\circ$

b. Lực vòng F_t :

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng
- Độ lớn: $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_1}{m \cdot Z_1}$

c. Lực hướng tâm F_r :

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



Hình 5.18. Lực trong bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

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

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 .

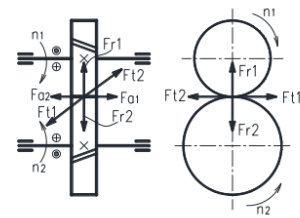
- Giá trị: $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}$

b. Lực vòng F_t

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng
- Độ lớn: $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_1 \cdot \cos \beta}{m_n \cdot Z_1}$

c. Lực hướng tâm F_r :

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



Hình 5.19. Lực trong bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

d. Lực hướng tâm F_a

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

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

a. 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 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 $F_{t1} = F_{t2} == \frac{2T_1}{d_{tb1}} = \frac{2T_2}{d_{tb2}}$

b. Lực hướng tâm F_r :

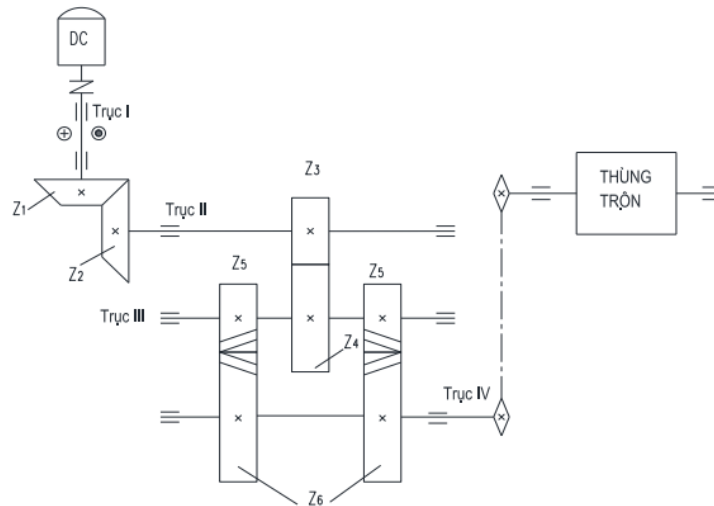
- Điểm đặt: vị trí ăn khớp
- Phương chiều: F_{r1} tác dụng lên trục I, vuông góc với trục I và hướng về phía trục I.
- Lực hướng tâm F_{r2} vuông góc với trục II và hướng về phía trục II.
- Giá trị: $F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1$. $F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_2$.

c. 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} hướng về đáy lớn của bánh dẫn, chiều của F_{a2} luôn luôn hướng về phía đáy lớn của bánh bị dẫn.
- Giá trị: $F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_1 = F_{r2}$ $F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_2 = F_{r1}$.

Bài 1: Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc}=960$ vòng/phút. Số răng các bánh răng: $Z_1=20$, $Z_2=50$, $Z_3=20$, $Z_4=65$, $Z_5=25$, $Z_6=45$, tỉ số truyền của bộ truyền xích là $u_x=2,2$. Xác định:

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



Bài làm:

a) Nguyên lý làm việc của bộ truyền xích:

Từ động cơ truyền xuống bánh răng côn Z_1 ăn khớp với bánh răng côn Z_2 . Làm trục II quay. Trục II quay thì bánh răng trụ răng thẳng Z_3 ăn khớp với bánh răng trụ răng thẳng Z_4 làm trục III xoay. Trục III xoay ta có 2 bánh răng trụ răng nghiêng ăn khớp với 2 bánh răng trụ răng nghiêng Z_6 . Làm trục IV xoay. Trục IV xoay làm bộ truyền xích quay theo làm cho thùng trộn quay.

b) Tỉ số chuyển chung của hệ thống và số vòng quay thùng trộn

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

$$u_{12} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{50}{20} = 2,5$$

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

$$u_{34} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{65}{25} = 2,6$$

Gọi u_{56} là tỉ số truyền từ trục III $\rightarrow$ IV

$$u_{56} = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{45}{25} = 1,8$$

- Gọi n_{tt} là số vòng quay của thùng trộn

- Gọi u_x là tỉ số truyền xích

- Gọi u là tỉ số truyền chung của hệ thống

Ta có: $u = \frac{n_{dc}}{n_{tt}}$

Mặt khác:

$$u = u_{12} + u_{34} + u_{56} + u_x = 2,5 + 3,25 + 1,8 + 2,2$$

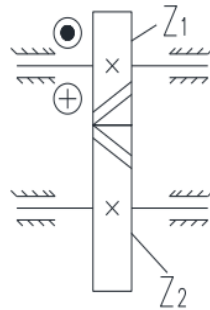
$$\rightarrow u = 9,75$$

$$\rightarrow u = \frac{n_{dc}}{n_{tt}} = 9,75 = \frac{960}{n_{tt}} \rightarrow n_{tt} = \frac{960}{9,75} = 98,46 \text{ vòng/ phút.}$$

Bài 2. (2,25 điểm)

Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn ăn khớp ngoài như hình bên truyền mô men xoắn $T_1 = 50000 \text{ Nmm}$ có khoảng cách trục $a_w = 200 \text{ mm}$, số răng $Z_1 = 20$ răng, $Z_2 = 65$ răng, góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh, 2 bánh răng ăn khớp ngoài. Hãy xác định:

- Môđun pháp m_n và góc nghiêng răng β ? (1 điểm)
- Lực tác dụng (phân tích và tính giá trị lực) lên cặp bánh răng đã cho. (1,25 điểm)



Bài làm:

$$\underline{2a:} \quad a_w = \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot \cos \beta} \rightarrow \cos \beta = \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot a_w} \rightarrow \cos \beta = \frac{m_n \cdot (65 + 20)}{2 \cdot 200} \quad (1)$$

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

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

Thay (1) vào $\cos \beta$ ta có :

$$\cos 8^\circ \geq \frac{m_n \cdot (65 + 20)}{2 \cdot 200} \geq \cos 20^\circ$$

$$\frac{400 \cdot \cos 8^\circ}{2 \cdot 200} \geq m_n \geq \frac{400 \cdot \cos 20^\circ}{2 \cdot 200}$$

$$4,6 \geq m_n \geq 4,42$$

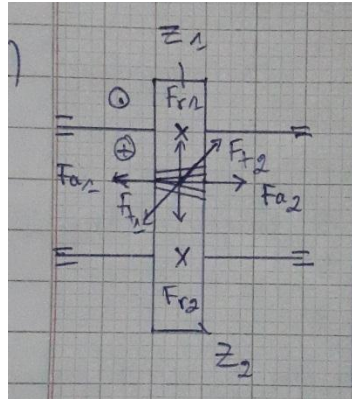
Vậy chọn $m_n = 4,5$

$$\text{Thay } \cos\beta = \frac{4,5 \cdot (65+20)}{2 \cdot 200} = 0,96 \rightarrow \beta = 16,3^\circ$$

$$\underline{\text{2b:}} \text{ Độ lớn: } F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1 \cdot \cos\beta}{m_n \cdot Z_1} = \frac{2 \cdot 500000 \cdot \cos 16,3^\circ}{4,5 \cdot 20} = 1066,4 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \frac{\tan\alpha}{\cos\beta} = 1066,4 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 16,3^\circ} = 404,4 \text{ N}$$

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan\beta = 1066,4 \cdot \tan 16,3^\circ = 311,8 \text{ N}$$



CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT - BÁNH VÍT

1. Thông số hình học của bộ truyền trục vít bánh vít Acimet

modun: m (mm)

$$m = t/\pi$$

t : bước ren trục vít = bước ren bánh vít

Giá trị tiêu chuẩn: ưu tiên dãy 1

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 profil ren trục vít: $\alpha = 20^\circ$

Hệ số đường kính trục vít q : chọn theo tiêu chuẩn tùy theo modun

Dãy 1: 8 ; 10 ; 12,5 ; 16 ; 20 ; 25

Dãy 2: 7,1 ; 7,5 ; 9 ; 11,2 ; 12 ; 14 ; 18 ; 22,4

Bước của dòng xoắn ốc: $S = Z_1 \times t$

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

Số răng bánh vít Z_2 ($Z_2 \geq 25$): Z_2 không nên ít quá để tránh bị cắt chèn răng, thông thường chọn $Z_2 = 50 \div 60$ răng

Đường kính mặt trụ lăn củ trục vít d_1 (mm)

$$d_1 = d_{c1} = m \times q \quad (\text{trường hợp không dịch chỉnh})$$

Đường kính vòng lăn bánh vít d_2 (mm): trùng với đường kính vòng chia $d_{c2}d_2$

$$= d_{c2} = m \times Z_2$$

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

$$\text{Tg}\lambda = \frac{s}{\pi.d_1} = \frac{s}{\pi.d_{c1}} = \frac{t.Z_1}{\pi.d_{c1}} = \frac{m.Z_1}{d_{c1}} = \frac{Z_1}{q}$$

Đường kính mặt trụ đỉnh răng d_{e1} và mặt rụ đáy răng trục vít d_{i1} :

$$d_{e1} = d_{c1} + 2m$$

$$d_{i1} = d_{c1} - 2,4m$$

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

$$d_{e2} = d_{c2} + 2m$$

$$d_{i2} = d_{c2} - 2,4m$$

Khoảng cách của bộ truyền không dịch chỉnh

$$a = \frac{d_{c1} + d_{c2}}{2} = 0,5 \times m(Z_2 + q)$$

Chiều dài phần cắt ren trên trục vít $b_1 \geq (C_1 + C_2 \times Z_1)m$

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

Nếu $Z_2 = 4$ 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 $Z_1 = 1$ or 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 δ

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

thông thường $2\delta = 100^\circ$

2. Động học truyền động trục vít bánh vít:

Tỉ số truyền

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

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

Do $S = \pi \cdot d_1 \cdot \tan \lambda$

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\pi \cdot d_2}{\pi \cdot d_1 \cdot \tan \lambda} = \frac{d_2}{d_1 \cdot \tan \lambda}$$

Vận tốc vòng của trục vít

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} \text{ (m/s)}$$

Vận tốc vòng của bánh vít

$$V_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000} \text{ (m/s)}$$

$d_1 = m \times q$: đường kính vòng lăn trục vít

$d_2 = m \times Z_2$: đường kính vòng lăn bánh 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 (lấy theo tiêu chuẩn) khi tính bộ sơ bộ $q \approx 0,26Z_2$

vận tốc trượt

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

3. Lực tác dụng lên bộ truyền trục vít bánh vít

a/Lực vòng F_t : F_{t1} tác dụng trục dẫn I, F_{t2} tác dụng trục

Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

Phương chiều: phương F_{t1} tiếp tuyến vòng lăn trục vít, phương F_{t2} tiếp tuyến vòng lăn bánh vít. Chiều F_{t1} ngược chiều với chiều trục vít, F_{t2} cùng chiều bánh vít (ngược chiều F_{a1})

$$\text{Độ lớn: } F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}$$

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

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

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

b/ lực hướng tâm F_r

Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

phương chiều: F_{r1} tác dụng lên trục I, vuông góc với trục I và hướng về phía trục I.

F_{r2} tác dụng lên trục II và hướng về phía trục II (hướng tâm bánh vít)

Độ lớn:

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

C/Lực dọc trục F_a

Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

phương chiều: F_{a1} tác dụng lên trục I, song song với trục I. F_{a2} song song trục II.

Chiều F_{a1} , F_{a2} phụ thuộc vào chiều quay và chiều nghiêng của đường răng. F_{a1} hướng vào mặt răng làm việc của trục vít, F_{a2} ngược chiều F_{t1}

Độ lớn:

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}$$
$$F_{a2} = F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}$$

CHƯƠNG 5. TRỤC

1. Khái niệm

Trục là chi tiết máy dùng để đỡ các chi tiết máy quay như bánh đai, bánh răng, đĩa xích,.. để truyền momen xoắn hoặc làm cả hai nhiệm vụ trên.

2. Cấu tạo

Ngõng trục: là vị trí lắp bạc đạn hay ổ lăn, đường kính xác định theo tiêu chuẩn bạc đạn.

Đoạn lắp ghép: xác định đường kính theo tiêu chuẩn

Đoạn trục: không lắp chi tiết nào

Lỗ tâm

Vai trục: định vị chi tiết, tựa, cố định không cho di chuyển.

Đoạn lắp ghép: lắp bánh răng, bộ truyền đai, bộ truyền xích, khớp nối

Tiêu chuẩn đường kính tại đoạn lắp ghép: $D = 10 ; 10,5 ; 11 ; 12 ; 13 ; 14 ; 15 ; 16 ; 17 ; 18 ; 19 ; 20 ; 21 ; 22 ; 24 ; 25 ; 26 ; 28 ; 30 ; 32 ; 34 ; 35 ; 38 ; 40 ; 42 ; 45 ; 48 ; 50 ; 52 ; 55 ; 58 ; 60 ; 62 ; 65 ; 68 ; 70 ; 72 ; 75 ; 78 ; 80 ; \dots ; 100 ; 205 ; 110 ; \dots ; 200 ; 210 ; 220 \dots$

- Trình tự tính toán và kiểm nghiệm trục

Bước 1: Lập sơ đồ tính toán theo bản vẽ trục

Bước 2: Xác định các lực tác dụng lên trục

Bước 3: Xác định phản lực tại các gối đỡ và dựng biểu đồ momen uốn trong hai mặt phẳng vuông góc nhau

Bước 4: Dựng biểu đồ momen xoắn

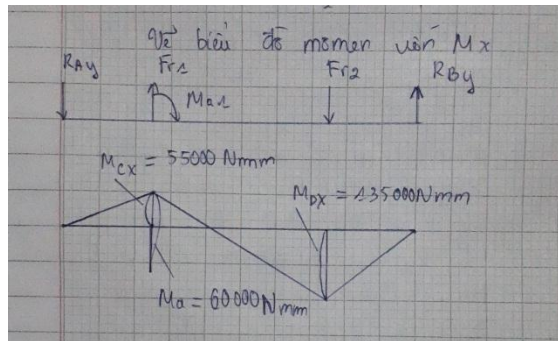
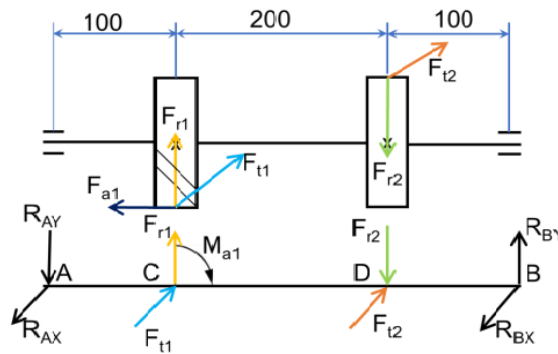
Bước 5: Chọn tiết diện ngang nguy hiểm tương ứng hình dạng trục và theo biểu đồ momen. Xác định đường kính tại tiết diện nguy hiểm

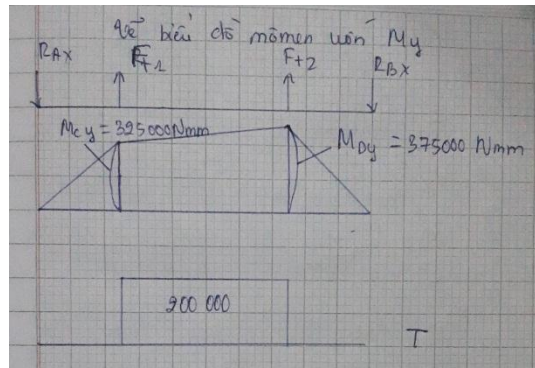
Bước 6: Xác định hệ số an toàn S và kiểm nghiệm $S \geq [S]$

Bước 7: Nếu trong quá trình làm việc trục chịu tác dụng quá tải đột ngột tại tiết diện chịu tải lớn nhất ta kiểm nghiệm độ bền tĩnh theo công thức.

Bài 3: Cho trục trung gian chịu lực tác dụng như hình, ta thay trục bằng dầm sức bền tĩnh định bên dưới với phản lực tại hai gối đỡ định như hình. Cho giá trị các lực như sau: $F_{r1}=1200\text{N}$, $F_{t1}=3000\text{N}$, $F_{r2}=2000\text{N}$, $F_{t2}=4000\text{N}$, $M_{a1}=60000\text{N.mm}$, moment xoắn $T=200000\text{Nmm}$ được truyền từ bánh răng 1 sang bánh răng 2.

- Viết phương trình cân bằng và tính phản lực tại gối A, B. (1,0 điểm)
- Vẽ biểu đồ moment xoắn uốn và tính giá trị moment M_x và M_y tại C, D. (1,25 điểm)
- Tính moment tương đương và đường kính trục tại C khi $[\sigma]=60\text{Mpa}$. (1,0 điểm)





Bài làm:

3a: phương trình cân bằng theo điểm A theo phương thẳng đứng:

$$\begin{aligned}\sum M_{AX} &= 100 \cdot F_{r1} - 300 \cdot F_{r2} + 400 \cdot R_{By} - 60000 \\ &= 100 \cdot 1200 - 300 \cdot 2000 + 400 \cdot R_{By} - 60000\end{aligned}$$

$$\rightarrow R_{By} = 1350 \text{ N}$$

Phương trình cân bằng chọn chiều lên dương:

$$\sum F_y = -R_{Ay} + F_{r1} - F_{r2} + R_{By}$$

$$\rightarrow R_{Ay} = 550 \text{ N}$$

Phương trình cân bằng theo điểm B theo phương ngang:

$$\begin{aligned}\sum M_{AY} &= 100 \cdot F_{t1} + 300 \cdot F_{t2} - 400 \cdot R_{Bx} \\ &= 100 \cdot 3000 + 300 \cdot 4000 - 400 \cdot R_{Bx}\end{aligned}$$

$$\rightarrow R_{Bx} = 3750 \text{ N}$$

Phương trình cân bằng chọn chiều lên dương:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= -R_{Ax} + F_{t1} + F_{t2} - R_{Bx} \\ &= -R_{Ax} + 3000 + 4000 - 3750\end{aligned}$$

$$\rightarrow R_{Ax} = 3250 \text{ N}$$

- Phản lực tại A: $R_{Ax} = 3250 \text{ N}$

$$R_{Ay} = 550 \text{ N}$$

- Phản lực tại B: $R_{By} = 1350 \text{ N}$

$$R_{Bx} = 3750 \text{ N}$$

3b:

$$M_{CX} = 100. R_{Ay} = 100.550 = 55000 \text{ Nmm}$$

$$M_{CY} = 100. R_{Ax} = 100.3250 = 325000 \text{ Nmm}$$

$$M_{DX} = 100. R_{By} = 100. 1350 = 135000 \text{ Nmm}$$

$$M_{DY} = 100. R_{Bx} = 100.3750 = 375000 \text{ Nmm}$$

3c: moomen tương đương C tại M_C

$$M_C = \sqrt{M_{cx}^2 + M_{cy}^2 + 0,75.T^2}$$

$$\Leftrightarrow \sqrt{60000^2 + 325000^2 + 0,75.200000^2} = 386296 \text{ Nmm}$$

$$d_c = \sqrt[3]{\frac{M_c}{0,1.[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{386296}{0,1 \cdot 60}} = 40,1$$

do C có lắp then nên $d_c \geq 40,1 + 0,05 \cdot 40,1 = 42,105$

chọn d_c theo tiêu chuẩn: 44

CHƯƠNG 6. Ổ LĂN

Cấu tạo: vòng ngoài, vòng trong, vòng cách, con lăn

Phân loại ổ lăn

Ổ bi đỡ 1 dãy:

- Dùng chủ yếu là chịu lực hướng tâm. Có thể chịu được một phần nhỏ lực dọc trục bằng 70% khả năng lực hướng tâm không dùng đến. - Có khả năng làm việc bình
0 0

thường khi ổ nghiêng 15 -20

- Thường dùng trong trường hợp trục ngắn cứng - Thường dùng để đỡ các trục của hộp giảm tốc.

Ổ bi đỡ chặn:

- Chịu được cả lực hướng tâm F_r và lực dọc trục F_a một chiều
- Khả năng chịu lực dọc trục của ổ phụ thuộc vào góc tiếp xúc α giữa bi với

vòng ngoài. Có 3 loại ổ: $\alpha = 12^\circ, 26^\circ, 36^\circ$. Góc α càng tăng sẽ làm tăng khả năng chịu lực dọc trục của ổ

Muốn tăng khả năng tải người ta có thể lắp 2 ổ trên cùng 1 gối nhưng cùng chiều. Trường hợp cần chặn lực dọc trục F_a theo 2 chiều thì phải lắp 2 ổ trên cùng 1 gối nhưng ngược chiều nhau

Ổ bi đỡ lồng cầu 2 dãy:

- Mặt trong của vòng ngoài là một phần của mặt cầu có tâm nằm trên đường tâm trục của ổ và đường thẳng chia đôi chiều rộng ổ.
- Chủ yếu chịu lực hướng tâm F_r và có thể chịu thêm lực dọc trục bằng 20% lực hướng tâm không dùng đến

Loại ổ này phù hợp với trục bị uốn nhiều và trục khó đạt được độ đồng tâm khi lắp ghép. ổ có thể làm việc được bình thường khi trục bị nghiêng từ $2^\circ - 3^\circ$

Ổ đĩa trụ ngắn đỡ 1 dãy:

Gồm 2 loại: Loại vòng ngoài tháo rời, loại vòng trong tháo rời

- Hai ổ này chỉ chịu được lực hướng tâm, khả năng chịu lực hướng tâm gấp 1.6 lần ổ bi đỡ 1 dãy cùng kích thước.

Loại chịu được một ít lực dọc trục 1 chiều, loại chịu được một ít lực dọc trục 2 chiều.

- Ổ có khả năng chịu tải lớn, chịu va đập tốt nhưng không dùng được với trục bị uốn nhiều. Ổ có yêu cầu cao về lắp ghép đồng tâm.

.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Phan Minh Thanh – Hồ Viết Bình – Giáo trình cơ sở chế tạo máy – Trường Đại Học Sư Phạm TPHCM
- [2] GS.TS Trần Văn Địch - Thiết kế đồ án công nghệ chế tạo máy
- [3] TS.Phạm Thanh Hải – TS. Nguyễn Phi Sơn – Nguyên lý chi tiết máy - Khoa công nghệ cơ khí – Trường Đại Học Công Nghệ TP.HCM- Năm 2009
- [4] Vương Thanh Tiên-Trương Quang Trường – Giáo trình nguyên lý máy – khoa cơ khí-công nghệ - Đại Học Nông Lâm TPHCM - Năm 2012
- [5] Khoa cơ Khí - Giáo Trình Nguyên Lý chi tiết máy - Trường Cao Đẳng Lý Tự Trọng TPHCM – Năm 2020

**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: 26**

Ngành học: Công Nghệ Chế Tạo Máy

Lớp học: 20C1-CTM1

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 10/2021

