

**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: 15**

HVTH: TRẦN THÀNH ĐẠT

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: 15**

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.

Em cũng xin cảm ơn cô Lư Thị Yến Vũ đã nhiệt tình, giúp đỡ hết mình trong quá trình học cho đến thời điểm này.

SINH VIÊN THỰC HIỆN

TRẦN THÀNH ĐẠT

MỤC LỤC

Trang

LỜI NÓI ĐẦU

Chương 1 : BỘ TRUUEENF ĐỘNG ĐAI.....	5
Chương 2 : BỘ TRUYÊMF ĐỘNG XÍCH.....	9
Chương 3 : BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	13
Chương 4: TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT - BÁNH VÍT	23
Chương 5 : TRỤC	26
Chương 6 : Ổ LĂN	30

TÀI LIỆU THAM KHẢO

CHƯƠNG 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1. Khái Niệm Chung

1.1 Nguyên lí làm việc

- Truyền động đai là truyền động theo nguyên lí ma sát, truyền chuyển động giữa 2 trục khá xa nhau.

1.2 Phân loại bộ truyền động đai:

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

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

1.3.2. 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.

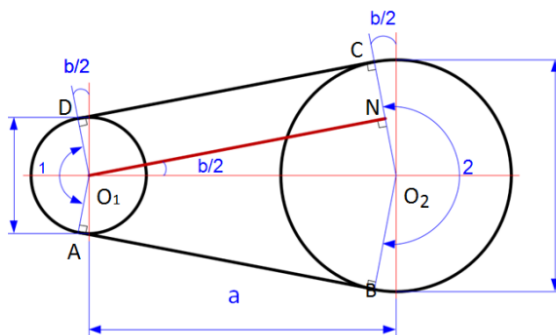
- Ngày nay đai thang sử dụng phổ biến nhất do có hệ số ma sát qui đổi lớn.

1.4 Các phương pháp căng đai

- Căng đai không thay đổi kích thước bộ truyền: dùng cho đai dẹt bằng cách nối lại đai.
- Căng đai có thay đổi kích thước bộ truyền: căng đai khi bộ truyền có khoảng cách tâm cố định, căng đai khi có thể thay đổi khoảng cách tâm.

2. Thông số hình học bộ 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



Hình 1.1: Thông số hình học chính của bộ truyền đai

2.1 Chiều dài dây đai

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

Chiều dài thực tế:

- 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 ($L_{tc} > L$).

Chiều dài L (mm) dây đai thang theo dãy số tiêu chuẩn: 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,...

2.2 Góc ôm đai

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

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

Trong đó: u : là tỉ số truyền

-Tỉ số truyền là tỉ số giữa tốc độ quay của bánh dẫn và bánh bị dẫn. Bỏ qua sự trượt đai có thể lấy gần đúng:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

2.3 khoảng cách trục chính xác

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

Trong đó:

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

3. Vận tốc

- Bánh dẫn:

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

-Bánh bị dẫn:

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

Trong đó:

- d_1, d_2 là đường kính của bánh dẫn và bánh bị dẫn (mm)
- n_1, n_2 là số vòng quay của bánh dẫn và bánh bị dẫn (vg/ph)

Bỏ qua trượt đai thì $v = v_1 = v_2$

4.Lực tác động lên trục bộ truyền động đai

4.1 Lực vòng

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

4.2 Lực trên các nhánh đai

Bỏ qua lực ly tâm

- Lực trên nhánh căng: $F_1 = F_0 + 0,5.F_t$
- Lực trên nhánh trùng: $F_2 = F_0 - 0,5.F_t$

F_0 : lực căng đai ban đầu

4.3 Lực tác dụng lên ổ trục

$F_r = 2.F_0.\sin(\alpha_1/2)$ N; α_1 tính bằng độ

$F_r = 3.F_0.\sin(\alpha_1/2)$ N (khi bộ truyền không có bộ phận căng đai)

5. Điều kiện để không xảy ra hiện tượng trượt tròn

- Đối với đai dẹt:

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

-Đối với đai thang:

Gọi f^* là hệ số ma sát thay thế, ta thay $f = f^*$ vào (1), sau khi tính f^* xong, tìm hệ số ma sát f theo công thức: $f = f^* \cdot \sin \frac{\gamma}{2}$

Trong đó: γ là góc đỉnh của đai

Bài tập ứng dụng:

Bài 3.

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1 = 10\text{kW}$; số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 960$ vòng/phút; tỷ số truyền $u = 3$; đường kính bánh dẫn $d_1 = 160\text{mm}$, lực căng ban đầu $F_0 = 800\text{N}$ và khoảng cách trục $a = 1500\text{mm}$. Bỏ qua hiện tượng trượt tròn 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.

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

Bài làm

a) Góc ôm đai :

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

$$\text{Trong đó: } u = \frac{d_2}{d_1} \rightarrow d_2 = u.d_1 = 3.160 = 480 \text{ mm}$$

$$\rightarrow \alpha_1 = \pi - \frac{480-160}{1500} = 2,928 \text{ rad}$$

Chiều dài tính toán:

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

$$= 2.1500 + \frac{\pi}{2}(160 + 480) + \frac{(480-160)^2}{4.1500}$$

$$= 4022,4 \text{ mm}$$

$$L = L_{tt} + (100 \rightarrow 400) \text{ mm} = 4022,4 + (100 \rightarrow 400) = 4122,4 \rightarrow 4422,4$$

Chọn $L = 4200 \text{ mm}$

b) Để không xảy ra hiện tượng trượt trơn ta có:

$$F_0 \geq \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e^{f\alpha_1} + 1}{e^{f\alpha_1} - 1} + F_v \text{ với } F_v = 0$$

$$\text{Trong đó: } V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 160 \cdot 960}{60000} = 8.04 \text{ m/s}$$

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{V} = \frac{1000 \cdot 10}{8.04} = 1243.8 \text{ N}$$

$$\rightarrow 800 \geq \frac{1243,8}{2} \cdot \frac{e^{f \cdot 2,928} + 1}{e^{f \cdot 2,928} - 1}$$

$$\rightarrow f \geq 0.709$$

$\rightarrow$ vậy hệ số tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt trơn là $f_{\min} = 0,709$

CHƯƠNG 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

1. Khái niệm chung

1.1 Nguyên lí hoạt động

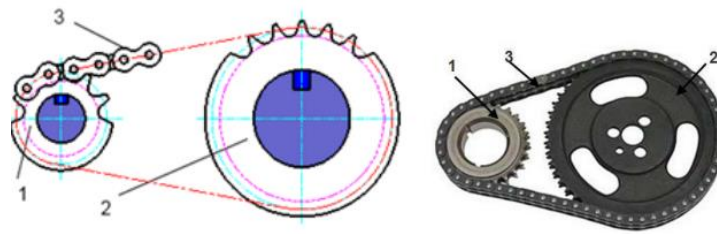
Làm việc theo nguyên lí ăn khớp. Tải trọng được truyền đi nhờ ăn khớp của các mắt xích với các răng của đĩa xích.

Truyền chuyển động và moment xoắn giữa hai trục khá xa nhau

1.2 Cấu tạo bộ truyền động xích:

Cấu tạo chính của bộ truyền xích có 3 bộ phận chính: đĩa dẫn 1, đĩa bị dẫn 2 và xích 3.

Ngoài ra, tùy trường hợp, có thể có thêm bộ phận căng xích, bộ phận bôi trơn, hộp che. Có khi dùng một xích để truyền động từ đĩa dẫn sang nhiều đĩa bị dẫn.



Hình 2.1: Bộ truyền xích

1.3 Phân loại :

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

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

a) Ưu điểm:

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

b) Nhược điểm:

- Giá thành tương đối cao vì kết cấu phức tạp.
- Có nhiều tiếng ồn khi làm việc.
- Vận tốc tức thời của xích và đĩa bị dẫn thay đổi theo thời gian (không ổn định).
- Yêu cầu chăm sóc thường xuyên (bôi trơn, ...) và phức tạp hơn so với bộ truyền đai.
- Chóng bị mòn khi làm việc nơi nhiều bụi và bôi trơn không tốt.

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

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)

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 $a = (30 \div 50) \cdot p_c$
- Chiều dài xích L theo khoảng cách trục:

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

-Số mắt xích:

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

2.4 Khoảng cách trục chính xác

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

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

$$a_{cx} = a - \Delta a$$

3. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

3.1 Vận tốc và tỉ số truyền:

- 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 $u \leq 8$.

3.2 Lực vòng

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

3.3 Lực tác dụng lên ổ và trục

$$F_r = K_m \cdot F_t$$

Trong đó:

hệ số trọng lượng xích

$K_m = 1,15$ bộ truyền xích nằm ngang hoặc khi góc nghiêng $< 40^\circ$

$K_m = 1$ bộ truyền thẳng đứng.

F_t : lực vòng có ích (N)

K_m :

4. Trình tự tính toán thiết kế bộ truyền xích

Bước 1: Tính toán các hệ số điều kiện sử dụng xích

theo công thức: $K = K_0 \times K_a \times K_{dc} \times K_b \times K_r \times K_{lv}$

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

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

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

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

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 2: Tính công suất tính toán P_t theo công thức

$$P_t = \frac{k_z k_n}{k_x} \cdot P_1 \leq [P]$$

Chọn $[P]$ theo bảng 4.3 $\rightarrow P_c$

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.

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 prôfin răng
- Theo dạng thay đổi chuyển động.

L1.3 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.
- Yêu cầu 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. Thông số hình học của bộ truyền bánh răng

2.1 Môđun răng

- m : môđun răng bánh răng trụ răng thẳng
- m_n : môđun pháp tuyến bánh răng trụ răng nghiêng
- m_e : môđun bánh răng trụ răng côn

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.

2.2 Đường kính vòng chia

Bánh răng trụ răng thẳng

$$d = m \cdot Z \quad d_1 = m \cdot Z_1 \quad d_2 = m \cdot Z_2$$

Bánh răng trụ răng nghiêng

$$d = \frac{m_n \cdot Z}{\cos \beta} \quad d_1 = \frac{m_n \cdot Z_1}{\cos \beta} \quad d_2 = \frac{m_n \cdot Z_2}{\cos \beta}$$

2.3 Đường kính vòng đỉnh

Bánh răng trụ răng thẳng

$$d_a = d + 2m = m.(Z + 2)$$

$$d_{a1} = m.(Z_1 + 2)$$

$$d_{a2} = m.(Z_2 + 2)$$

Bánh răng trụ răng nghiêng

$$d_a = d + 2.m_n$$

$$d_{a1} = d_1 + 2.m_n$$

$$d_{a2} = d_2 + 2.m_n$$

2.4 Đường kính vòng đáy

Bánh răng trụ răng thẳng

$$d_f = d - 2,5.m = m.(Z - 2,5)$$

$$d_{f1} = m.(Z_1 - 2,5)$$

$$d_{f2} = m.(Z_2 - 2,5)$$

Bánh răng trụ răng nghiêng

$$d_f = d - 2,5.m_n$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5.m_n$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5.m_n$$

2.5 Khoảng cách trục

Bánh răng trụ răng thẳng

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m.(Z_1 + Z_2)}{2} \text{ (ăn khớp ngoài)}$$

$$a = \frac{d_1 - d_2}{2} = \frac{m.(Z_1 - Z_2)}{2} \text{ (ăn khớp trong)}$$

Bánh răng trụ răng nghiêng

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_n.(Z_2 + Z_1)}{2.\cos\beta} \text{ (ăn khớp ngoài)}$$

$$a_w = \frac{d_1 - d_2}{2} = \frac{m_n \cdot (Z_2 - Z_1)}{2 \cdot \cos \beta} \text{ (ăn khớp trong)}$$

3. Lực tác dụng lên bộ truyền bánh răng

3.1 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 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 $\alpha = 20^\circ$

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

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

d. Lực hướng tâm F_a

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

3.3 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: $F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1$. $F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_2$.

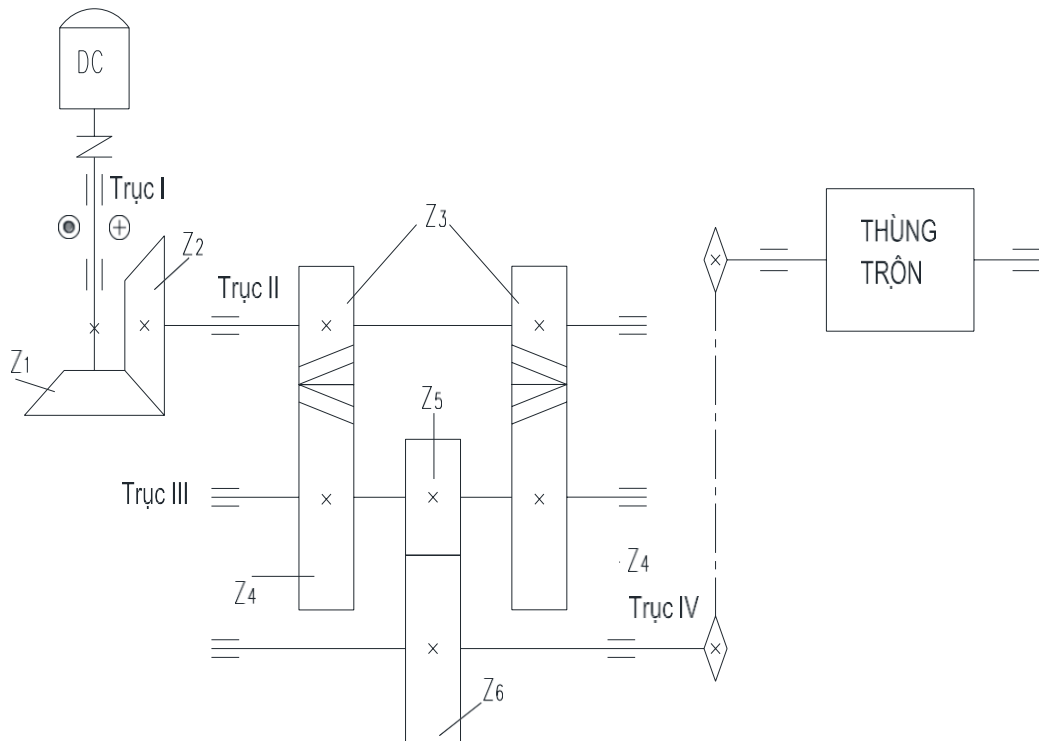
c. Lực dọc trục F_a :

- 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 tập ứng dụng

Bài 1. Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc} = 1480$ vòng/phút. Số răng các bánh răng: $Z_1=25$, $Z_2=60$, $Z_3=20$, $Z_4=65$, $Z_5=25$, $Z_6=50$, tỉ số truyền của bộ truyền xích $u_x=2,5$. Xác định:

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



Bài làm

- a) – Nguyên lý làm việc của bộ truyền

Từ động cơ có số vòng quay 1480 vg/ph truyền qua khớp nối đến bánh răng côn trên trục I. Từ trục I truyền sang trục II bằng cặp bánh răng côn Z_1, Z_2 ; từ trục II sang trục III truyền bằng 2 cặp bánh răng trụ răng nghiêng Z_3, Z_4 ; từ trục III sang trục IV bằng cặp bánh răng trụ răng thẳng Z_5, Z_6 ; từ trục IV đến trục có thùng trộn bằng bộ truyền xích.

- Chiều quay thùng trộn hình câu c

b)

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

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

$$u_{12} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{60}{25} = 2,4$$

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

$$u_{23} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{65}{20} = 3,25$$

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

$$u_{34} = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{50}{25} = 2$$

-Gọi u_X là tỉ số truyền của bộ truyền xích từ trục IV $\rightarrow$ trục có gắn thùng trộn

$$u_X = 2,5$$

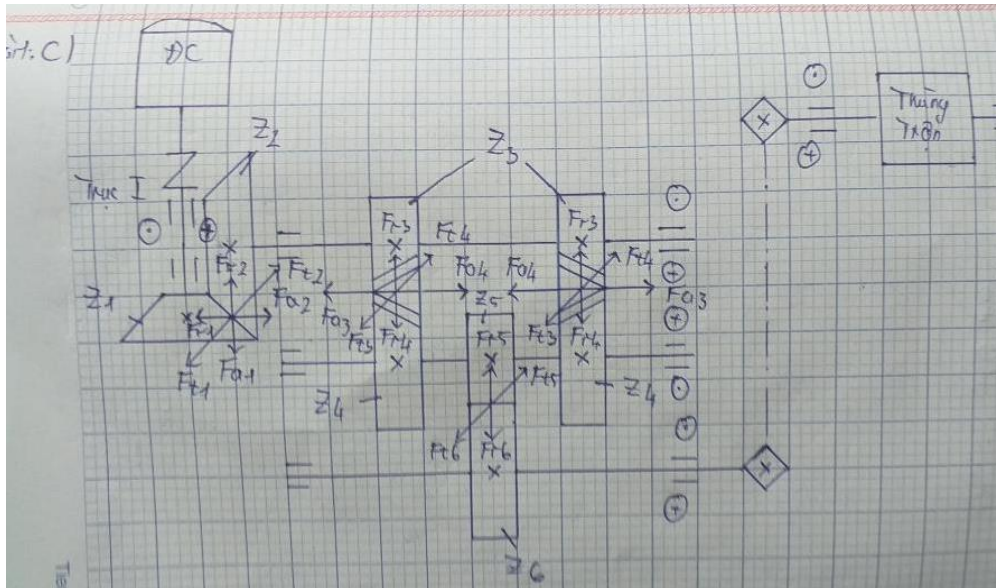
-Gọi u là tỉ số truyền của hệ thống

$$u = u_{12}.u_{23}.u_{34}.u_X = 2,4.3,25.2.2,5 = 39$$

$$\text{Mà: } u = \frac{n_{dc}}{n_{tt}}$$

$$\rightarrow n_{tt} = \frac{n_{dc}}{u} = \frac{1480}{39} = 37,9 \text{ vg/ph}$$

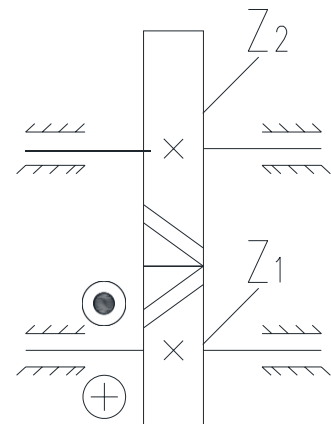
C)



Bài 2.

Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn ăn khớp ngoài như hình bên dưới truyền mô men xoắn $T_1=80000\text{Nmm}$, có khoảng cách trục $a_w=340\text{mm}$, mô đun pháp tuyến $m_n=5\text{mm}$, $Z_2=3,5 \cdot Z_1$; góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh. Xác định:

- Số răng của bánh răng Z_1, Z_2 và góc nghiêng răng β ?
- Lực tác dụng (phân tích và tính giá trị lực) lên cặp bánh răng trên đã cho.



Bài làm

a) Khoảng cách trục

$$a_w = \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot \cos \beta} \rightarrow \cos \beta = \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot a_w} = \frac{5 \cdot (3,5 \cdot Z_1 + Z_1)}{2 \cdot 340} = \frac{9 \cdot Z_1}{272} \quad (1)$$

Điều kiện góc nghiêng răng : $20^0 \geq \beta \geq 8^0$

$$\rightarrow \cos 8^0 \geq \cos \beta \geq \cos 20^0$$

Thay (1) vào $\cos \beta$ ta có :

$$\cos 8^0 \geq \frac{9 \cdot Z_1}{272} \geq \cos 20^0$$

$$\rightarrow \frac{272 \cdot \cos 8^0}{9} \geq Z_1 \geq \frac{272 \cdot \cos 20^0}{9}$$

$$\rightarrow 29,9 \geq Z_1 \geq 28,4$$

Chọn $Z_1 = 29$ răng

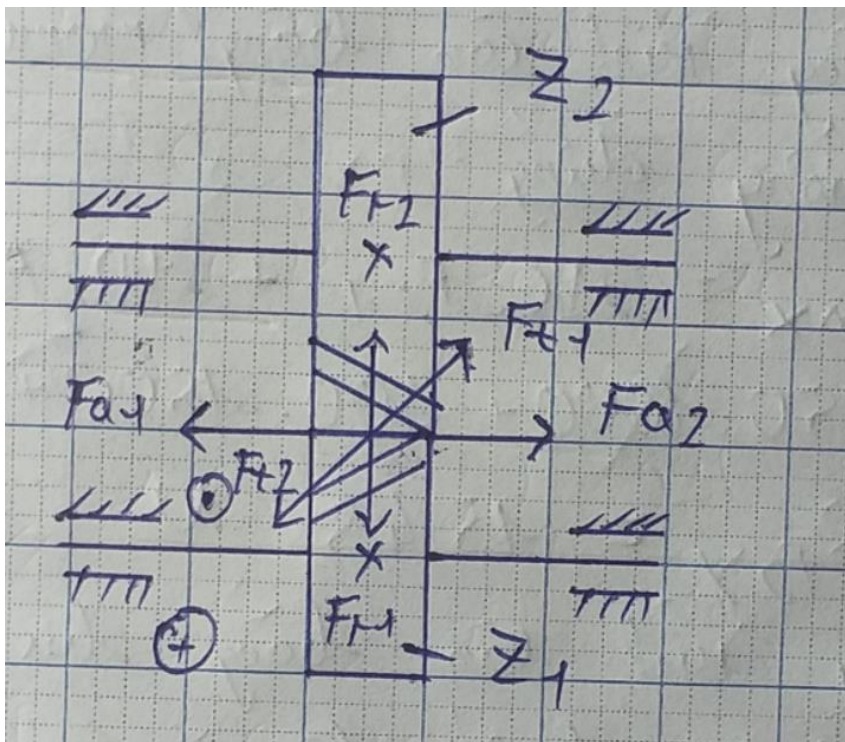
Mà $Z_2 = 3,5 \cdot Z_1 = 3,5 \cdot 29 = 101,5$ răng

Chọn $Z_2 = 101$ răng

Góc nghiêng răng

$$\cos \beta = \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot a_w} = \frac{5 \cdot (101 + 29)}{2 \cdot 340} = 0.96 \rightarrow \beta = 16,26^0$$

b)



- Độ lớn:

Lực vòng:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1 \cdot \cos \beta}{m_n \cdot Z_1} = \frac{2 \cdot 80000 \cdot \cos 16,26^\circ}{5 \cdot 29} = 1059,3 \text{ N}$$

Lực hướng tâm:

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{1059,3 \cdot \tan 20^\circ}{\cos 16,26^\circ} = 401,6 \text{ N}$$

Lực dọc trục:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta = 1059,3 \cdot \tan 16,26^\circ = 308,9 \text{ N}$$

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)

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

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 mối 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): $\lambda = 5^\circ \div 20^\circ$

$$\tan \lambda = \frac{s}{\pi \cdot d_1} = \frac{s}{\pi \cdot d_{c1}} = \frac{t \cdot Z_1}{\pi \cdot d_{c1}} = \frac{m \cdot Z_1}{d_{c1}} = \frac{Z_1}{q}$$

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

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

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

$$\text{Do } S = \pi \cdot d_1 \cdot \tan \lambda$$

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

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 :

modun mặt đáy của răng

q : hệ số đường kính (lấy theo tiêu chuẩn) khi tính bộ sơ bộ $q \approx 0,26 Z_2$ 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 $S \geq [S]$

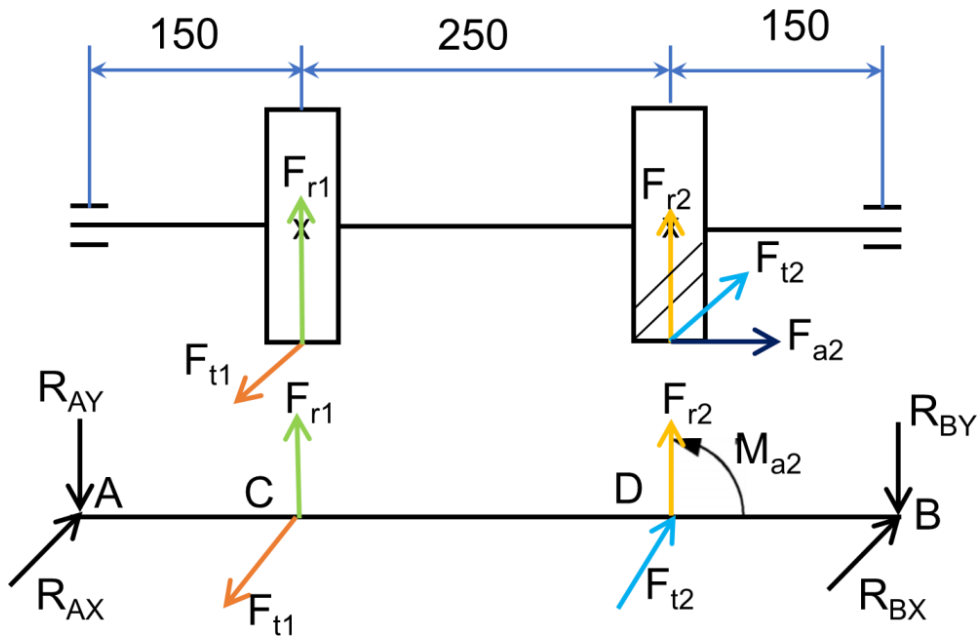
Bước 7: Nếu trong quá trình làm việc trục chịu tác dụng quá tải đột ngột tại tiết diện chịu tải lớn nhất ta kiểm nghiệm độ bền tĩnh theo công thức.

Bài tập ứng dụng

Bài 4.

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 giả định như hình. Cho giá trị các lực như sau: $F_{r1}=1000\text{N}$, $F_{t1}=3000\text{N}$, $F_{r2}=1500\text{N}$, $F_{t2}=4500\text{N}$, $M_{a2}=100000\text{N.mm}$, moment xoắn $T=250000\text{Nmm}$ được truyền từ bánh răng 1 sang bánh răng 2.

- Viết phương trình cân bằng và tính phản lực tại gối A, B.
- Vẽ biểu đồ moment xoắn uốn và tính giá trị moment M_X và M_Y tại C, D.
- Tính moment tương đương và đường kính trục tại D khi $[\sigma]=100\text{Mpa}$.



Bài làm

- Phương trình cân bằng moment quanh điểm A theo phương thẳng đứng:

$$\begin{aligned}\sum M_{AX} &= AC \cdot F_{r1} + AD \cdot F_{r2} + M_{a2} - AB \cdot R_{By} = 0 \\ &= 150 \cdot 1000 + 400 \cdot 1500 + 100000 - 550 \cdot R_{By} = 0\end{aligned}$$

$$\rightarrow R_{By} = 1545 \text{ N}$$

Phương trình cân bằng lực theo phương y, chọn chiều dương hướng lên, ta có:

$$\begin{aligned}\sum F_y &= -R_{Ay} + F_{r1} + F_{r2} - R_{By} = 0 \\ &= -R_{Ay} + 1000 + 1500 - 1545 = 0\end{aligned}$$

$$\rightarrow R_{Ay} = 955 \text{ N}$$

Phương trình cân bằng moment quanh điểm A theo phương ngang:

$$\begin{aligned} \sum M_{Ay} &= AC \cdot F_{t1} - AD \cdot F_{t2} - AB \cdot R_{Bx} = 0 \\ &= 150 \cdot 3000 - 400 \cdot 4500 - 550 \cdot R_{Bx} = 0 \end{aligned}$$

$$\rightarrow R_{Bx} = 2454 \text{ N}$$

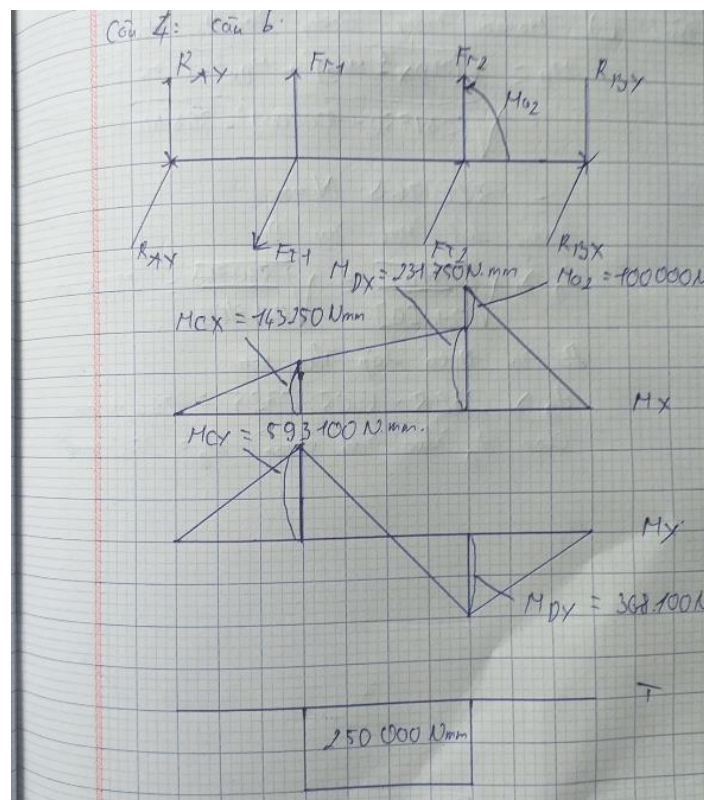
Phương trình cân bằng lực theo phương X, chọn chiều dương hướng lên, ta có:

$$\begin{aligned} \sum F_X &= -R_{Ax} + F_{t1} - F_{t2} - R_{Bx} = 0 \\ &= -R_{Ax} + 3000 - 4500 - 2454 = 0 \end{aligned}$$

$$\rightarrow R_{Ax} = -3954 \text{ N}$$

- Phản lực tại A: $R_{Ay} = 955 \text{ N}$, $R_{Ax} = -3954 \text{ N}$
- Phản lực tại B: $R_{By} = 1545 \text{ N}$, $R_{Bx} = 2454 \text{ N}$

b)



C) Moment tương đương tại D: M_D

$$M_D = \sqrt{(M_{Dx} + M_{a2})^2 + M_{Dy}^2 + 0,75 \cdot T^2}$$

$$= \sqrt{(231750 + 100000)^2 + 368100^2 + 0,75 \cdot 250000^2} = 540768 \text{ Nmm}$$

$$d_D = \sqrt{\frac{M_D}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt{\frac{540768}{0,1 \cdot 100}} = 232,5 \text{ mm}$$

Do tại D có lắp then nên

$$d_D \geq 232,5 + 0,05 \cdot 232,5 = 244,1 \text{ mm}$$

Chọn d_D theo tiêu chuẩn: $d_D = 250 \text{ mm}$

CHƯƠNG 6. Ổ LĂN

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

2. 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.

3. Lựa chọn ổ lăn theo khả năng tải

3.1 Tuổi thọ ổ lăn

Tuổi thọ theo độ bền mỏi:

$$L = (C/Q)^m \quad (L: \text{triệu vòng quay}) \quad (8.1)$$

Trong đó:

- $m = m_H/3$; $m = 3$: đối với ổ bi, $m = 10/3$ đối với ổ đĩa

- Q : tải trọng quy ước tác dụng lên ổ

3.2 Lựa chọn ổ lăn theo khả năng tải động

- khả năng tải động:

$$C_{tt} = Q \cdot L^{1/m} \quad (N) \quad (8.3)$$

Khi đó ta chọn C_{tt} nhỏ hơn C , với C tra trong ổ lăn

Q : tải trọng quy ước được xác định như sau:

+ Đối với ổ đỡ và đỡ chặn, thì Q là tải trọng hướng tâm không đổi Q_r

$$Q = Q_r = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot k_0 \cdot k_t \quad (N) \quad (8.4)$$

+ Đối với ổ chặn và ổ chặn đỡ thì $Q = Q_a$

$$Q = Q_a = (X.F_r + Y.F_a).k_0.k_t (N) \quad (8.5)$$

Trong đó:

F_a, F_r là tổng lực hướng tâm và lực dọc trục tác dụng lên ổ

K_0 : hệ số xét đến ảnh hưởng đặc tính tải trọng đến tuổi thọ ổ, chọn theo bảng 8.2

K_t : hệ số xét đến ảnh hưởng của nhiệt độ đến tuổi thọ, bảng 8.1

X, Y : hệ số tải trọng hướng tâm và dọc trục, bảng 8.3 và bảng 8.4

V : hệ số xét đếm vòng nào quay, vòng trong quay $V = 1$, vòng ngoài quay $V = 1,2$.

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