

**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: 23**

HVTH: Nguyễn Quốc Đạt

Ngành học: 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: 23**

Ngành học: Chế tạo máy

Lớp học: 20C1_CTM1

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 10/2021

LỜI NÓI ĐẦU

MỤC LỤC

Trang

Chương 1: BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI	Error! Bookmark not defined.
Chương 2: BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	Error! Bookmark not defined.
Chương 3: TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	Error! Bookmark not defined.
Chương 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT	16
Chương 5. TRỤC	20
Chương 6. Ổ LĂN	23

TÀI LIỆU THAM KHẢO

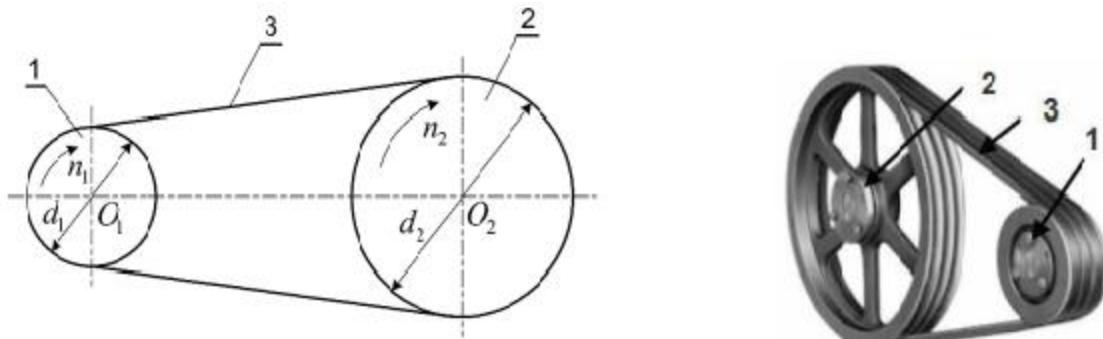
CHƯƠNG 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

KHÁI NIỆM CHUNG

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 (như hình 3.1) gồm: bánh dẫn 1, bánh bị dẫn 2 và một đai 3 mắc căng trên hai bánh đai nhờ bộ phận căng đai. Nhờ có ma sát giữa đai và bánh đai, bánh dẫn quay sẽ truyền chuyển động và cơ năng sang bánh bị dẫn.



Hình 3.1 Bộ truyền đai

Phân loại bộ truyền động đai

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

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

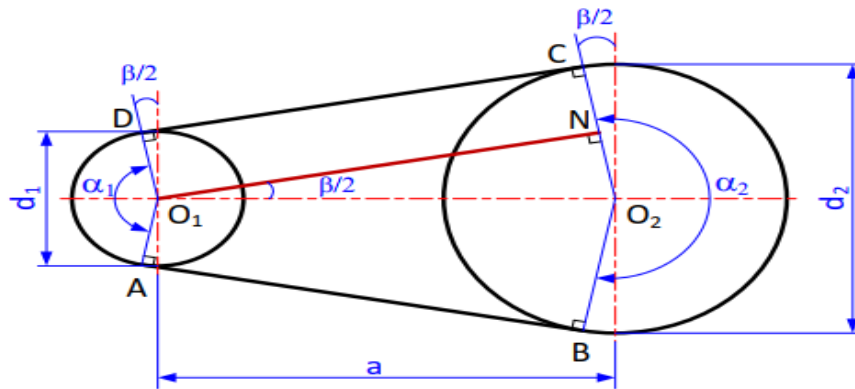
- + Đai dẹt có tiết diện là hình chữ nhật
- + Đai thang có tiết diện là hình thang cân, góc ở đỉnh $\gamma = 40^\circ$
- + Đai lược có nhiều chân phân bố dọc theo chiều rộng, ở mặt trong của đai
- + Đai tròn có tiết diện là hình tròn
- + Đai răng có nhiều răng phân bố theo chiều dài, ở mặt trong của đai

Trong đó, đai dẹt và đai thang được dùng phổ biến hơn cả, đai tròn chỉ được dùng khi công suất nhỏ, đai lược và đai răng dùng khi công suất lớn hoặc cần phải đảm bảo làm việc với tỉ số truyền ổn định, khuôn khổ kích thước nhỏ gọn

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 3.13. Thông số hình học chính của bộ truyền đai

Đường kính bánh đai

- Đường kính sơ bộ bánh đai nhỏ:

$$d1 = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{P1/n1}$$

$$\text{hoặc } d1 = (5,2 \div 6,4) \sqrt[3]{T1} \text{ (mm)}$$

- Đường kính bánh đai lớn: $d2 = d1 \times u \times (1 - \xi)$

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 $d1$ và $d2$ nên quy tròn theo tiêu chuẩn, thường chọn $d1$ về phía tăng, $d2$ về phía giảm.

Góc ôm đai

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \times \frac{d2 - d1}{a} \text{ (độ)}$$

Tương tự ta có

$$\alpha_2 = \pi + d2 - d1a \text{ (rad) hay } \alpha_2 = 180^\circ + 57 \times \frac{d2 - d1}{a} \text{ (độ)}$$

Chiều dài đai và khoảng cách trục

Chiều dài tính toán của dây đai L (mm)

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

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

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

$$\text{Với } k = L - \frac{\pi.(d_2 + d_1)}{2} \text{ Hoặc } a = \frac{k + \sqrt{k^2 - 8\Delta^2}}{4}$$

ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI

Vận tốc của bộ truyền động đai

Vận tốc được xác định theo công thức:

$$v_1 = \frac{\pi.d_1.n_1}{60.1000}$$

$$v_2 = \frac{\pi.d_2.n_2}{60.1000}$$

Tỉ số truyền bộ truyền động đai

Trong thực tế đai bị trượt do đó ta có:

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

LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

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)

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

chạy theo bánh bị dẫn) lực sẽ giảm xuống còn F_2

Ta có lực vòng

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

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

v : vận tốc vòng của bánh đai (m/s)

T_1 : moment xoắn trên trục $T_1 = \frac{d_1}{2} \cdot (F_1 - F_2)$

Moment xoắn trên bánh dẫn

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

CHƯƠNG 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

2.1. Khái niệm chung

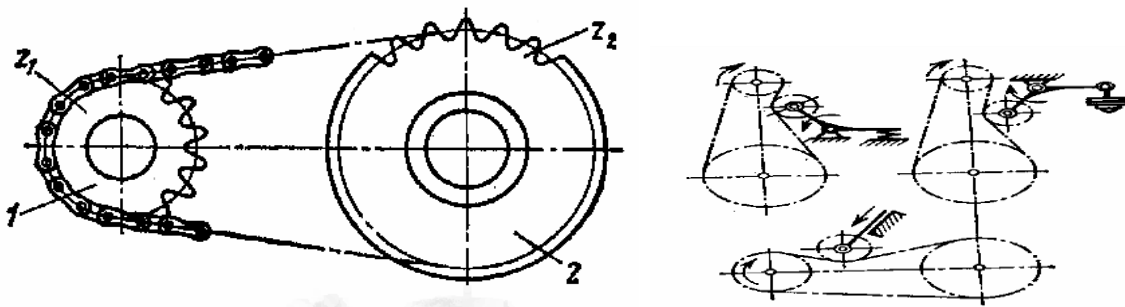
1. Nguyên lý hoạt động

- Làm việc theo nguyên lý ăn khớp. Tải trọng được truyền đi nhờ vào ăn khớp của các mắt xích với các răng đĩa xích.
- Truyền chuyển động và moment xoắn giữa 2 trục khá xa nhau.

❖ Cấu tạo

- Gồm 2 đĩa xích: đĩa xích dẫn, đĩa xích bị dẫn và dây xích.

Ngoài ra bộ truyền còn có thêm bộ phận căng xích, bộ phận bôi trơn và che chắn



2. Phân loại

- ❖ Theo công dụng: xích tải, xích truyền động và xích kéo
- ❖ Theo số dây xích: xích 1 dây và xích nhiều dây
- ❖ Theo cấu tạo: xích con lăn, xích ống, xích ống định hình và xích răng

3. Ưu, nhược điểm và phạm vi sử dụng

❖ Ưu điểm

- Không có hiện tượng trượt.

- Lực tác dụng lên trục và ổ bé do không cần căng xích
- Có thể truyền công suất và chuyển động cho nhiều trục đồng thời.
- Kích thước bộ truyền nhỏ gọn (so với bộ truyền đai có cùng công suất và số vòng quay)

❖ **Nhược điểm**

- Do có va đập nên gây ồn vì vậy bộ truyền xích không phù hợp với vận tốc thấp.
- Tỷ số truyền tức thời không ổn định.
- Vận tốc tức thời của xích và bánh bị dẫn thay đổi.
- Phải bôi trơn thường xuyên
- Phải có bộ phận điều chỉnh xích
- Chế tạo, lắp ráp, bảo dưỡng phức tạp

2.2 THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN XÍCH

Bước xích

Bước xích p_c , mm được tiêu chuẩn hóa

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

Đường kính vòng chia đĩa xích:

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

Số răng đĩa xích:

Trong tính toán thiết kế chọn $Z_1 = 29 - 2u$

Số mắt xích: X

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

3. Khoảng cách trục chính xác

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

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

Bài 3. (2,0 điểm)

Bộ truyền xích ống con lăn truyền công suất $P_1 = 8 \text{ kW}$ có các thông số sau số răng đĩa xích

dẫn $Z_1=24$ răng; tỉ số truyền $u=2,5$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=350$ vòng/phút. Bộ truyền đặt nằm ngang; làm việc có va đập mạnh; khoảng cách trục $a=40.pc$; bôi trơn nhỏ giọt; khoảng cách

trục bộ truyền xích điều chỉnh được; làm việc 2 ca; xích 2 dãy. Xác định:

- Hệ số K và bước xích p ? (1,5 điểm)
- Số mắt xích X để nối xích sẽ dài. (0,5 điểm)

Bài làm

a) Hệ số K :

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

$$K_0 = 1$$

$$K_a = 1 (a = 40.pc)$$

$$K_{dc} = 1 \text{ xích điều chỉnh được}$$

$$K_b = 1 \text{ bôi trơn nhỏ giọt}$$

$$K_r = 1,8 \text{ có va đập mạnh}$$

$$K_{lv} = 1,12 \text{ làm việc 2 ca}$$

$$\rightarrow K = 1.1.1.1.1,8.1,2 = 2,16$$

Hệ số K_n :

$$K_n = \frac{n_{01}}{n_1}; n_1 = 350 \text{ v} / p \rightarrow n_{01} = 400 \text{ v} / p$$

$$\rightarrow K_n = \frac{400}{350} = 1,14$$

$$\text{Hệ số } K_z = \frac{25}{Z_1} = \frac{25}{24} = 1,04$$

$$\text{Hệ số } K_x = 1,7 \text{ xích 2 dãy}$$

Công suất tính toán:

$$P_t = \frac{K \cdot K_n \cdot K_z}{K_x} \cdot P_1 = \frac{2,16 \cdot 1,14 \cdot 1,04}{1,7} \cdot 8 = 12,05 \leq [P]$$

$$[P] = 19 \text{ kW} \rightarrow P_c = 25,4 \text{ mm}$$

b)

$$a=40. P_c=40.25,4=1016$$

Số mắt xích X :

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

$$= \frac{2.1016}{25,4} + \frac{1}{2}(60 + 24) + \left(\frac{60-24}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{25,4}{1016} = 122,8$$

CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐỘNG BÁNH RĂNG

3.1. KHÁI NIỆM CHUNG

3.1.1. Định nghĩa

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

Bộ truyền bánh răng thường có 2 bộ phận chính:

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

3.1.3. 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.
- Yêu cầu 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...

3.2. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG

3.2.1. Tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp

Tỷ số truyền:

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

n_1 : số vòng quay của bánh răng dẫn (vòng/phút); n_2 : số vòng quay của bánh răng bị dẫn (vòng/phút).

Z_1 : số răng của bánh răng dẫn; Z_2 : số răng của bánh răng bị dẫn

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

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

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

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

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	$h_f = 1,25 \cdot m_n$
Chiều cao răng	h	$h = h_a + h_f = 2,25 \cdot m$
Đường kính vòng đỉnh	d_a	$d_a = d_1 + 2m_n$
Đường kính vòng chân	d_f	$d_f = d_1 - 2,5 \cdot m_n$
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	$a_w = \frac{m_t (Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{m_n (Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta}$

3. 4. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

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

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.

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

3. Lực hướng tâm F_r

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

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

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

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_{t1}

- 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_{r1}

- 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_{a1}

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

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

Đối với bộ truyền bánh răng côn răng thẳng, gồm có các lực tác dụng sau:

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

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

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.

$$\text{-Giá trị: } F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_1 \quad F_{a2} = F_{r1} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_2$$

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 $T_1=100000\text{Nmm}$ có khoảng cách trục $a_w=240\text{mm}$, số răng $Z_1=25$ răng, $Z_2=60$ 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 trên đã cho. (1,25 điểm)

Bài làm

a) Khoảng cách trục

$$a_w = \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot \cos \beta} \Rightarrow \cos \beta = \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot a_w} = \frac{m_n(60+25)}{2 \cdot 240} \quad (1)$$

Điều kiện góc nghiêng răng $20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ \Rightarrow \cos 8^\circ \geq \cos \beta \geq \cos 20^\circ$

Thay vào (1) vào $\cos \beta \Rightarrow \cos 8^\circ \geq \frac{m_n(60+25)}{2 \cdot 240} \geq \cos 20^\circ$

$$\Leftrightarrow \frac{\cos 8^\circ \cdot 2 \cdot 240}{(60+25)} \geq m_n \geq \frac{\cos 20^\circ \cdot 2 \cdot 240}{(60+25)}$$

$$\Leftrightarrow 5,6 \geq m_n \geq 5,3 \Rightarrow m_n = 5,5 \text{ mm}$$

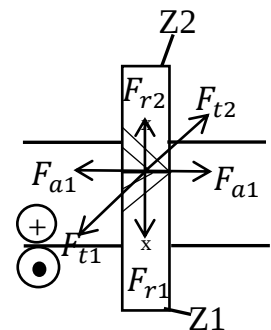
$$(1) \cos \beta = \frac{5,5(60+25)}{2 \cdot 240} = \frac{187}{192} \Rightarrow \beta = 13,10^\circ$$

b) Độ lớn:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot \cos \beta}{m_n \cdot Z_1} = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot \frac{187}{192}}{5,5 \cdot 25} = 1416,7 \text{ (N)}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{1416,7 \cdot \tan 20^\circ}{\cos \beta(13,10^\circ)} = 529,4 \text{ (N)}$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \tan \beta = 1416,7 \cdot \tan(13,10^\circ) = 329,7 \text{ (N)}$$



CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

4.1. KHÁI NIỆM CHUNG

4.1.1. Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít-bánh vít

Truyền động trục vít thuộc loại truyền động bánh răng đặc biệt dùng để truyền chuyển động quay và tải trọng giữa hai trục chéo nhau, góc giữa hai trục thường là 90° .

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

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

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

1. Theo biên dạng (profil) 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 cơ

- Bộ truyền trục vít Convôlút: có cạnh ren thẳng trong mặt cắt pháp tuyến với đường ren

- Bộ truyền trục vít thân khai: có cạnh ren thẳng trong mặt cắt dọc tiếp tuyến với mặt trụ cơ sở

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

4. Theo số mối ren

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

4.1.3. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng

1. Ưu điểm

- Tỷ số truyền lớn, có thể đến 1000
- Làm việc êm và không ồn;
- Có khả năng tự hãm (trong một vài trường hợp).

2. Nhược điểm

- Hiệu suất thấp do ma sát;
- Cần dùng vật liệu giảm ma sát (đồng thanh) tương đối đắt tiền để làm bánh vít.

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

Môđun m

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

t: bước ren trục vít = bước ren bánh vít

Giá trị m được tiêu chuẩn hoá theo hai dãy theo thứ tự ưu tiên sau:

Dãy 1: 1,0; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20

Dãy 2: 1,5; 3; 3,5; 6; 7; 9; 12; 14

- **Góc profin ren trục vít:** $\alpha = 20^\circ$ (đo trong tiết diện dọc trục của trục vít)
- **Hệ số đường kính trục vít q:** chọn theo tiêu chuẩn tùy theo môđun m.

Bước của đường xoắn ốc: $S = Z_1.t$

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

- **Số ren bánh vít Z_2 ($Z_2 \geq 25$):** Số răng Z_2 không nên ít quá để tránh bị cắt chân răng, thông thường chọn trong khoảng $Z_2 = 50 \div 60$ (răng).

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

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

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

$$d_2 = d_{c2} = m \cdot Z_2$$

- **Góc nâng của ren 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 ren d_{e1} và mặt trụ đáy ren trục vít d_{i1}** :

$$d_{e1} = d_{c1} + 2 \cdot m ; d_{i1} = d_{c1} - 2 \cdot m$$

- **Đường kính vòng đỉnh răng d_2 và vòng đáy răng bánh vít d_{i2}** :

$$d_2 = d_{c2} + 2 \cdot m ; d_{i2} = d_{c2} - 2 \cdot m$$

Khoảng cách trục của bộ truyền không dịch chỉnh

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

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

- **Góc ôm trục vít bởi bánh vít**

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{e1} - 0,5m} \quad \text{thông thường } 2\delta = 100^\circ$$

4.3. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT

4.3.1. Tỷ số truyền (u)

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

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

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

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

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

Do $S = \pi \cdot d_1 \cdot \tan \lambda$ ta có:

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

4.3.2. Vận tốc vòng

- Vận tốc vòng của trục vít:

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

- Vận tốc vòng của bánh vít

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_1}{60000}$$

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

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

n_1 : số vòng quay của trục vít (v/p)

n_2 : số vòng quay của bánh vít (v/p)

m: môđun mặt đáy của răng

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

(khi tính sơ bộ $q \approx 0,26Z_2$)

Z_1 : Số môi ren của trục vít

Z_2 : Số răng của bánh vít

3.3. Vận tốc trượt

- Vận tốc trượt: $V_{tr} = \frac{v_1}{\cos \lambda}$

Đối với bộ truyền không dịch chỉnh:

$$V_{tr} = \frac{m \cdot n_1}{19100} \cdot \sqrt{Z_1^2 + q^2}$$

4.4. LỰC TÁC DỤNG VÀ TẢI TRỌNG TÍNH

4.4.1. Lực tác dụng

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 chiều của F_{t2} cùng

- **Giá trị** của F_{t1} và F_{t2}

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}; \quad F_{t2} = \frac{2T_2}{d_1}$$

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

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.

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \lambda}$$

3. Lực dọc trục Fa

- **Điểm đặt:** vị trí ăn khớp

- **Phương, chiều:** Fa1 tác dụng lên trục I, song song với trục I. Lực dọc trục Fa2 song song với trục II. Chiều của lực Fa1, Fa2 phụ thuộc vào chiều quay và chiều nghiêng của đường ren. Giá trị của lực dọc trục:

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

CHƯƠNG 5. TRỤC

5.1. KHÁI NIỆM

5.1.1. Định nghĩa

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

5.1.2. Phân loại

- Dựa vào tải trọng tác dụng lên trục gồm có:

+ Trục tâm: chỉ đỡ chi tiết máy quay nghĩa là chỉ chịu mô men uốn mà không chịu mô men xoắn (ví dụ trục của tang cáp trong máy nâng chuyển. Tang cáp được quay nhờ sự ăn khớp của các răng của vành răng trên tang. Trục có thể quay hoặc không quay cùng với tang).

+ Trục truyền chung: là trục luôn quay, chỉ dùng để truyền mô men xoắn đến các bộ phận máy công tác nghĩa là chỉ chịu mô men xoắn.

+ Trục truyền: là trục luôn quay, vừa đỡ các chi tiết máy quay vừa truyền mô men xoắn đến các tiết máy quay và ngược lại nghĩa là có thể tiếp nhận đồng thời cả mô men uốn lẫn mô men xoắn, (ví dụ trục trong hộp giảm tốc).

- Dựa theo dạng đường tâm trục

+ Trục thẳng: đường tâm trục là đường thẳng;

+ Trục khuỷu: đường tâm trục là đường gấp khúc (ví dụ trục khuỷu trong động cơ đốt trong);

+ Trục mềm: dùng để truyền chuyển động quay và mô men xoắn giữa các bộ phận máy có vị trí thay đổi khi làm việc (ví dụ trục trong máy chữa răng).

- Theo cấu tạo chia ra: trục trơn, trục bậc, trục đặc và trục rỗng. Với loại trục tiết diện tròn thì:

+ Trục trơn: có đường kính không đổi trên suốt chiều dài trục. Trục trơn ngắn còn gọi là chốt;

+ Trục bậc: đường kính giảm dần về 2 đầu trục;

+ Trục đặc: tiết diện là hình tròn đặc;

+ Trục rỗng: tiết diện là hình vành khăn.

5.2. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN KIỂM NGHIỆM TRỤC

5.2.1. Tính sơ bộ

- Khi tính sơ bộ, ta chỉ dựa vào T để xác định đường kính trục (bỏ qua $M_{uốn}$). Dưới tác dụng của T , trong trục sinh ra ứng suất xoắn:

-Để tính sơ bộ đường kính trục có thể dùng công thức kiểm nghiệm. Khi không có công thức kiểm nghiệm thích hợp thì đường kính trục được định sơ bộ theo mômen xoắn vì lúc này chiều dài trục chưa xác định nên chưa tìm được mômen uốn.

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{M_x}{0,2[\tau]}} \quad (\text{mm})$$

Trong đó: M_x : Mô men xoắn trên trục, Nmm;

$[\tau] = 20 \div 35 \text{ N/mm}^2$: Ứng suất tiếp cho phép

5.2.2. Tính gần đúng

Sau khi tìm được sơ bộ đường kính trục, tiến hành định kết cấu và các kích thước của trục, có xét đến vấn đề lắp, tháo, cố định và định vị các tiết máy trên trục v.v....

Định vị ổ trục và các điểm đặt lực. Trên thực tế lực phân bố trên chiều dài máy, ổ, nhưng để đơn giản ta coi như lực tập trung.

Phân tích lực tác dụng lên trục, tính phản lực và vẽ biểu đồ mômen uốn. Nếu lực nằm trong các mặt phẳng khác nhau thì phân tích chúng ra các thành phần nằm trong mặt phẳng ngang, và tính cả phản lực trong các mặt phẳng này. Vẽ các biểu đồ mômen uốn trong mặt phẳng đứng, mặt phẳng ngang và biểu đồ mômen xoắn.

5.2.3. Kiểm nghiệm trục

Thực tế cho thấy rằng hầu hết trục phá hỏng là do mỏi. Vì vậy phép tính chính xác trục về cơ bản là cách tính độ bền mỏi và phép tính độ bền mỏi ở đây rút cuộc lại là xác định hệ số an toàn bền tính toán n đối với tiết diện được coi là nguy hiểm của trục. Điều kiện như sau:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n]$$

Trong đó:

$[n]$: hệ số an toàn để đảm bảo độ bền, độ cứng vững;

n_σ : Hệ số an toàn theo ứng suất pháp;

n_τ : Hệ số an toàn theo ứng suất tiếp;

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \quad \text{và} \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$$

σ_{-1} : Giới hạn mỏi của vật liệu khi chịu uốn,

Đối với thép cacbon $\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B$

Đối với thép hợp kim $\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B + (70-120) N / mm^2$

τ_{-1} : Giới hạn mỏi của vật liệu khi chịu xoắn, $\tau_{-1} = (0,5 \div 0,58) \sigma_{-1}$

σ_a, τ_a : lần lượt là biên độ ứng suất và ứng suất trung bình của ứng suất pháp;

σ_m, τ_m : lần lượt là biên độ ứng suất và ứng suất trung bình của ứng suất tiếp;

$\sigma_a = \frac{M_u}{W_u}, \sigma_m = 0$ (khi tải trọng chiều dọc trục lớn)

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{M_x}{2W_x}$$

M_u, M_x : Mômen uốn, mômen xoắn;

W_u, W_x : Mômen chống uốn, mômen chống xoắn

k_σ, k_τ : lần lượt là hệ số tập trung ứng suất khi uốn, xoắn

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$: lần lượt là hệ số tỷ lệ đường kính trục đối với ứng suất uốn, xoắn

ψ_σ, ψ_τ lần lượt là hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình tới độ bền mỏi uốn và xoắn

Bài 1. (2,5 điểm)

Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc}=1960$ 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 $u_x=2$. 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

b) 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_{12} là tỉ số truyền từ trục II $\rightarrow$ III

$$u_{34} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{65}{20} = 3,25$$

Gọi u_{12} là tỉ số truyền từ trục III $\rightarrow$ IV

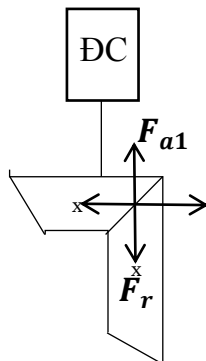
$$u_{56} = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{45}{25} = 1,8$$

Tỉ số truyền từ động cơ đến thùng trộn

$$u = u_{12} \cdot u_{34} \cdot u_{56} = 2,5 \cdot 3,25 \cdot 1,8 = 29,25$$

Số vòng quay thùng trộn

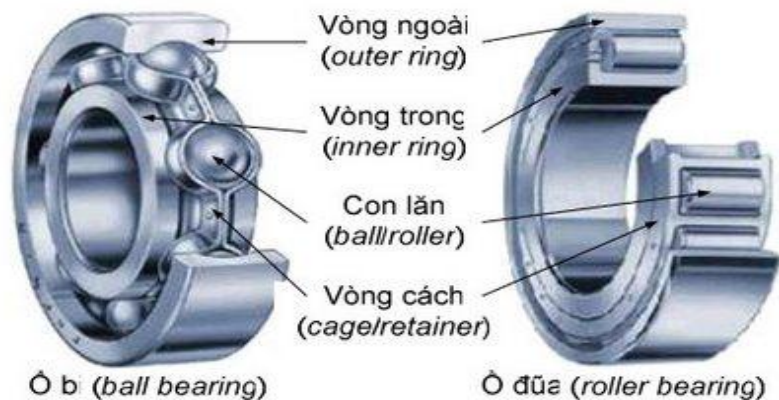
$$u = \frac{n_{dc}}{n_{tt}} = n_{tt} = \frac{n_{dc}}{u} = \frac{1960}{29,25} = 67 \left(\frac{\text{vòng}}{\text{phút}} \right) F_{a1}$$



CHƯƠNG 6. Ổ LĂN

Ổ lăn là một bộ phận máy tiêu chuẩn, dùng để đỡ trục và các tiết máy lắp trên trục. Nhờ ổ mà trục có thể quay được quanh một đường tâm xác định

Ổ lăn thường cấu tạo bởi bốn bộ phận chính: Vòng trong 1, vòng ngoài 2, con lăn 3 và vòng cách 4.



+Vòng trong và vòng ngoài thường làm bằng thép Crôm hoặc thép hợp kim ít Cacbon thấm than và tôi hoặc thép chịu nhiệt (khi ổ làm việc ở nhiệt độ cao đến 500°C, thép không gỉ (khi làm việc trong môi trường ăn mòn).

+ Vòng cách dùng để giữ cho 2 con lăn liên tiếp luôn cách nhau một khoảng nhất định, không cho hai con lăn kề nhau tiếp xúc trực tiếp với nhau, được chế tạo bằng vật liệu giảm ma sát như thép Cacbon.

Ưu điểm:

- Hệ số ma sát nhỏ, mô men cản khi mở máy thấp.
- Chăm sóc và bôi trơn đơn giản, ít tổn vật liệu bôi trơn.
- Kích thước chiều rộng của ổ lăn nhỏ hơn so với ổ trượt có cùng đường kính ngõng trục.
- Mức độ tiêu chuẩn hoá và tính lắp lẫn cao do đó thay thế thuận tiện, giá thành chế tạo tương đối thấp khi sản xuất hàng loạt lớn.

Nhược điểm:

- Kích thước hướng kính lớn hơn ổ trượt khi có cùng đường kính ngõng trục;
- Lắp ghép tương đối khó khăn, không lắp được ổ lăn vào trục có đường tâm gãy khúc;

- Làm việc có nhiều tiếng ồn, khả năng giảm chấn kém;
- Lực quán tính tác dụng lên các con lăn khá lớn khi làm việc với vận tốc cao;
- Giá thành tương đối cao khi sản xuất với số lượng ít.

Ổ bi đỡ 1 dãy:

- Dừng 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 dừng đến. - Có khả năng làm việc bình 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 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 dừng đến.

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 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° - 3°

Ổ đĩa côn đỡ chặn:

Cấu tạo: góc côn của đĩa $1,5^{\circ}$ đến 2° . Đỉnh côn của đĩa trùng với đỉnh côn của rãnh con lăn.

- + Có thể chịu lực hướng tâm và lực dọc trục 1 chiều lớn;
- + Góc tiếp xúc α từ 10° ÷ 16° (bằng 1/2 góc côn của mặt rãnh lăn trên vòng ngoài). Khi góc α trong khoảng 25° ÷ 30° thì ổ đĩa côn có thể chịu lực F_a rất lớn.

-Tuổi thọ theo độ bền mỏi

$$L = \left(\frac{C}{Q}\right)^2 \quad (L: \text{triệu vòng quay})$$

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

C: hằng số, còn gọi là khả năng tải của ổ động, tra bảng ổ lăn

- Tuổi thọ tính bằng giờ L_h

$$L = \frac{60.n.L_h}{10^6}$$

2. Lựa chọn ổ lăn theo khả năng tải động

- Khả năng tải động: $C_{tt} = Q.L^{1/m}$ (N) (8.3)

Khi đó ta chọn $C_{tt} < C$, với C: khả năng tải động, 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

$$Q = Q_r = (X.V.F_r + Y.F_a).K_0K_t \quad (N)$$

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

$$Q = Q_a = (X.F_r + Y.F_a).K_0K_t \quad (N)$$

Xác định F_r

$$F_r = \sqrt{F_{rx}^2 + F_{ry}^2} (N)$$

TÀI LIỆU THAM KHẢO