

**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 21 :

HVTHS: Nguyễn Ngô Minh Trung

Ngành học: Công nghệ Ôtô

Lớp học: 19T4-CNÔ5

GVHD: LƯU THỊ YẾN VŨ

THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH – 12/2021

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



TIỂU LUẬN MÔN HỌC
HỌC PHẦN NGUYÊN LÝ CHI TIẾT MÁY

ĐỀ SỐ 21 :

Ngành học: Công Nghệ Ôtô

Lớp học: 19T4-CNÔ5

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 12/2021

LỜI NÓI ĐẦU

NHẬN XÉT CỦA GIÁM KHẢO

CHƯƠNG 1: BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.....	7
1.1 Khái niệm chung.....	7
1.1.1 Khái niệm bộ truyền động đai.....	7
1.1.2 Nguyên lý làm việc.....	7
1.1.3 Phân loại.....	7
1.1.4 Ưu và nhược điểm.....	7
1.1.5 Phương pháp căng đai.....	7
1.2 Vật liệu và kết cấu đai.....	8
1.2.1 Vật liệu làm đai.....	8
1.2.2 Kết cấu bộ truyền động đai dẹt.....	8
1.2.3 Kết cấu đai thang.....	8
1.3 THÔNG SỐ HÌNH HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI.....	9
1.3.1 Góc ôm đai.....	9
1.3.2 Chiều dài đai và khoảng cách trục.....	9
1.4 ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI.....	10
1.4.1 Vận tốc bộ truyền động đai.....	10
1.4.2 Hiện tượng trượt đai và điều kiện để không xảy ra trơn trượt.....	10
CHƯƠNG 2: BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	11
2.1 Khái niệm chung.....	11
2.1.1 Nguyên lý làm việc.....	11
2.1.2 Cấu tạo.....	11
2.1.3 Ưu và nhược điểm.....	11
2.1.4 Phạm vi sử dụng.....	11
2.2 THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	11
2.2.1 Bước xích.....	11
2.2.2 Đĩa.....	11
2.2.3 Số răng đĩa xích.....	12
2.2.4 Số mắt xích.....	12
2.2.5 Khoảng cách trục chính xác.....	12
2.3 Động học của bộ truyền động xích.....	13
2.3.1 Vận tốc.....	13
2.3.2 Lực tác dụng lên bộ truyền động xích.....	13
CHƯƠNG 3: TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	14
3.1 Khái niệm chung.....	14
3.1.1 Định nghĩa.....	14
3.1.2 Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng.....	14
3.2 Thông số hình học của bộ truyền động bánh răng.....	15
3.2.1 Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng.....	15,16

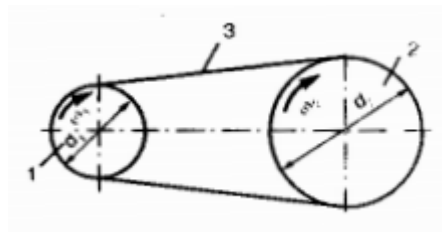
3.3 Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng.....	17
3.3.1 Lực tác dụng lên bánh răng trụ răng thẳng.....	17
3.3.2 Lực tác dụng lên bánh răng trụ răng nghiêng.....	18
3.3.3 Lực tác dụng lên bánh răng côn răng thẳng.....	19
Chương 4 : BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT.....	20
4.1 Khái niệm chung.....	20
4.1.1 Nguyên lý làm việc.....	20
4.2 Thông số hình học.....	20,21
CHƯƠNG 5 : VẬN DỤNG KIẾN THỨC GIẢI BÀI TẬP.....	

CHƯƠNG 1: BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1.1. Khái niệm chung

1.1.1. Khái niệm bộ truyền động đai

Truyền động đai là truyền động ma sát gián tiếp, truyền chuyển động và cơ năng (tải trọng) nhờ ma sát giữa đai với các bánh đai giữa 2 trục khá xa nhau.



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.

1.1.2. Nguyên lý làm việc

Làm việc theo nguyên lý ma sát và theo nguyên lý ăn khớp.

1.1.3 Phân loại

- **Phân loại theo vật liệu chế tạo dây đai:** Đai vải cao su, đai vải, đai da, đai len
- **Phân loại theo hình dáng mặt cắt dây đai:** Đai dẹt, đai hình thang, đai hình lược, đai tròn, đai răng
- **Phân loại theo vị trí trục:** Truyền động giữa 2 trục song song nhau, truyền động giữa 2 trục chéo nhau.

1.1.4. Ưu và nhược điểm

1. Ưu điểm

- Có thể truyền chuyển động giữa 2 trục có khoảng cách xa nhau ($>15m$)
- Làm việc ổn định, không ồn
- Khi quá tải, đai truyền sẽ trượt trên bánh đai nên bảo vệ hư hỏng máy
- Giá thành hạ, kết cấu đơn giản, dễ bảo quản

2. Nhược điểm

- Kích thước bộ truyền lớn
- Tỷ số truyền không ổn định vì có sự trượt đàn hồi của đai
- Dây đai mau mòn do ma sát
- Tỷ số truyền không lớn

1.1.5. Phương pháp căng đai

- Trong quá trình làm việc đai sẽ dần dần dãn ra, sức căng giảm xuống. Do đó ta cần phải điều chỉnh sức căng đai.

1.2. Vật liệu và kết cấu đai

1.2.1. Vật liệu làm đai

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

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

1.2.2. Kết cấu bộ truyền động đai dệt

- Đai dệt hay còn gọi là đai thẳng, tiết diện hai hình chữ nhật hẹp, bánh đai hình trụ tròn, đường sinh thẳng hoặc hình tang trống,

- Trị số tiêu chuẩn của chiều rộng đai b: 20, 25, (30), 32, 40, 50, (60), 63, (70), 71, (75),

80, (86), 90, 100, 112, (115), (120), 125, 140, (150), (160), (175), 180, 200, 224, (225), 250.

Không nên chọn các giá trị trong ngoặc.

Bề dày vành bánh đai $\delta=0,005D+3\text{mm}$; Chiều rộng bánh đai $B=1,1b+(10\div 15)\text{mm}$, nên

chọn theo tiêu chuẩn trong dãy số: 40, 50, 63, 71, 80, 100, 125, 140, 160, 200, 224, 250,

315, 355, 400, 450.

1.2.3. Kết cấu đai thang

- Mặt cắt ngang đai hình thang loại A như hình 3.12 gồm các lớp sau:

Lớp 1: là lớp chịu lực cơ bản gồm các lớp sợi và cao su. Lớp 2: là lớp chịu kéo gồm có

các lớp vải tấm. Lớp 3: là lớp chịu nén bằng cao su. Lớp 4: là lớp định hình bao quanh mặt

cắt dày đai bằng vải tấm cao su.

+ Chiều dài L_{tc} (mm) dây đai thang theo dãy số tiêu chuẩn sau: 400, 450, 500, 560,

630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800,

3150, 3550, 4000, 5000, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000,

18000...

+ Đai thang tăng khả năng tải nhờ tăng hệ số ma sát f

1.3. Thông số hình học bộ truyền đai

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

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

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

$$\alpha_2 = \pi + (d_2 - d_1)/a \text{ (độ)}$$

1.3.2. Chiều dài và khoảng cách trục

1. Chiều dài

- Chiều dài tính toán: L_{tt}

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

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

- Chiều dài thực tế : L

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

+ Đai thang: L : Chọn tiêu chuẩn $L > L_{tt}$

- 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:

$$a = K + (\sqrt{K^2 - 8\Delta^2})/4 \text{ (mm)}$$

$$\text{với } K = L - \pi \cdot (d_1 + d_2)/2 ; \Delta = (d_2 - d_1)/2$$

1.4. Động học bộ truyền đai

1.4.1. Vận tốc của bộ truyền đai

- Vì có hiện tượng trượt trơn nên vận tốc vòng v_2 của bánh bị dẫn chậm hơn vận tốc vòng v_1 của bánh dẫn: $v_2 = (1 - \xi)v_1$
- Trong đó ξ là hệ số trượt, có giá trị từ $0,01 \div 0,05$
 - + Đai vải cao su hoặc vải $\approx 0,01$
 - + Đai da $\approx 0,015$
- Vận tốc được xác định theo công thức:

$$v_1 = (\pi \cdot n_1 \cdot d_1) / 60000$$

$$v_2 = (\pi \cdot n_2 \cdot d_2) / 60000$$

d_1, d_2 : Đường kính bánh đai dẫn và bị dẫn (mm)

n_1, n_2 : số vòng quay bánh đai dẫn và bị dẫn (vòng/phút)

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

1.4.2. Hiện tượng trượt đai và điều kiện để không xảy ra trơn trượt

1. Trượt hình học: xảy ra khi đai chưa làm việc và với tác dụng của lực căng ban đầu f_0 giữa đai và bánh đai sinh ra lực ma sát, đai bị giãn dài và trượt trên bánh đai.

2. Trượt đàn hồi: Khi bộ truyền làm việc, do lực $F_1 > F_2$ nên độ biến dạng khi vào đai lớn hơn độ biến dạng khi ra đai $l_1 > l_2$. Do đó, khi vào tiếp xúc với bánh dẫn đai sẽ bị co lại gây nên hiện tượng trượt đàn hồi và chuyển động chậm hơn bánh dẫn. Trên bánh dẫn thì ngược lại.

3. Trượt trơn: Xảy ra khi moment truyền lớn hơn moment ma sát (lực vòng lớn hơn lực ma sát). Vậy trượt trơn là hiện tượng xảy ra khi bộ truyền bị quá tải, bánh bị dẫn dừng lại và hiệu suất của bộ truyền bằng không.

CHƯƠNG 2 : BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

2.1. Khái niệm chung

2.1.1. Nguyên lý làm việc của truyền động xích

- 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.
- 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.

2.1.2. Cấu tạo

- Cấu tạo bộ truyền xích có 3 bộ phận chính: đĩa dẫn 1, đĩa bị dẫn 2 và dây xích 3
- Ngoài ra bộ truyền còn có thêm bộ phận căng xích, bộ phận bôi trơn và che chắn
 - + Đĩa xích dẫn d_1 , có đường kính tính toán là d_1 lắp trên trục I, quay với số vòng n_1 , công suất truyền động P_1 , moment xoắn trên trục T_1 . Đĩa xích có răng tương tự như bánh răng.
 - + Đĩa xích bị dẫn 2, có đường kính d_2 , được lắp trên trục bị dẫn II, quay với số vòng quay n_2 , công suất truyền động P_2 , moment xoắn trên trục T_2 .
 - + Dây xích 3 là khâu trung gian mắc vòng qua hai đĩa xích, Dây xích gồm nhiều mắt xích được nối với nhau.

2.1.3. Ưu và nhược điểm

1. Ưu điểm

- Không có hiện tượng trượt
- Lực tác dụng lên trục và ổ bé do không cần tăng 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)

2. 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

2.1.4. Phạm vi sử dụng

- Truyền chuyển động và công suất giữa các trục khá xa ($< 8m$)
- $P \leq 110kW$, $v \leq 15m/s$, $n \leq 500v/p$, $u \leq 8$
- Bộ truyền xích được dùng nhiều trong các máy nông nghiệp, máy vận chuyển, và trong tay máy.

2.2. Thông số hình học của bộ truyền động xích

2.2.1. Bước xích

- Bước xích p_c , mm được tiêu hóa chuẩn
- Bước xích p_c có giá trị từ 12, 7÷50,8 mm, có thể chọn theo bảng 4.2

2.2.2. Đĩa xích

- Đường kính tính toán của đĩa xích dẫn là d_1 và của đĩa bị dẫn là d_2 , cũng chính là đường kính vòng chia của đĩa xích (mm)
- Đường kính vòng chia của đĩa tính theo công thức:

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

Trong đó :

- Z : Số răng đĩa xích ; p_c : bước xích (tiêu chuẩn)
- Đường kính vòng chân răng đĩa xích : d_{f1} , d_{f2} (mm)

- Đường kính vòng tròn đỉnh răng : d_{a1} , d_{a2} (mm)

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

2.2.3. Số răng đĩa xích

- Số răng đĩa dẫn Z_1 : tra theo bảng 4,2.

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

- Số răng của đĩa dẫn thường chọn là số lẻ , để chống mòn xích và đĩa xích.

- Thường người ta chọn $Z_{1\min} = 13 \div 15$ khi $v < 2$ m/s.

- Số răng đĩa bị dẫn $Z_2 = u.Z_1$

Bảng 4.2 : Bảng hướng dẫn chọn số răng đĩa xích dẫn Z_1

2.2.4. Số mắt xích

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

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

- Số mắt xích : X chọn chẵn để nối xích dễ dàng

2.2.5. Khoảng cách trục chính xác

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

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

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

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

2.3. Động học của bộ truyền động xích

2.3.1. Vận tốc

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

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

2.3.2. Lực tác dụng lên bộ truyền động xích

1. Lực vòng

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

Trong đó : P : công suất (kW)

2. Lực tác dụng lên ổ và trục

$$F_r = K_m \cdot F_t$$

Trong đó : K_m : 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)

CHƯƠNG 3 : TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

3.1. Khái niệm chung

3.1.1. Định nghĩa

- Truyền chuyển động và moment xoắn ở 2 trục gần nhau
- làm việc theo nguyên lý ăn khớp
- Nguyên lý làm việc của bộ truyền bánh răng có thể tóm tắt như sau : trục I quay với số vòng quay n_1 thông qua mỗi ghép then làm cho bánh răng 1 quay. Răng của bánh 1 ăn khớp với răng của bánh 2, đẩy răng bánh 2 chuyển động, làm bánh 2 quay, nhờ mỗi ghép then trục II quay với số vòng quay n_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

3.1.2. 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 0,97-0,99%
- Tốc độ cao
- Tỷ số truyền nhiều cấp
- Tuổi thọ cao
- Độ tin cậy cao

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, ứng dụng rộng rãi trong lĩnh vực cơ khí, từ đồng hồ, khí cụ đến các máy hạng nặng v.v...

3.2. Thông số hình học của bộ truyền động bánh răng

3.2.1. Thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng

1. mô đun răng (mm)

- Bước răng trên đường kính vòng chia t : ký hiệu t (mm), bằng bước của thanh răng.
- Mô đun m : Mô đun của răng bánh răng, ký hiệu là m , đơn vị đo là mm. Các bánh răng có cùng mô đun sẽ ăn khớp được với nhau. Giá trị của mô đun m được lấy theo dãy số tiêu chuẩn, để hạn chế số lượng dao gia công bánh răng sử dụng trong thực tế.
- $m = t/\pi$ 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.

2. Công thức tính bánh răng trụ răng thẳng

- Đường kính vòng chia d (mm)

- $d = m.z$

- kí hiệu: d

Trong đó : m : mô đun

z : số răng

- Chiều cao đỉnh răng $h_a = m$

Kí hiệu h_a

- Chiều cao chân răng :

$$h_f = 1,25.m$$

Kí hiệu : h_f

- Chiều cao răng : $h = h_a + h_f = 2,25.m$

Kí hiệu : h

- Đường kính vòng đỉnh :

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

Kí hiệu : d_a

- Đường kính vòng chân :

$$d_f = m.(Z-2,25)$$

Kí hiệu : d_f

- Khoảng cách tâm của 2 bánh răng ăn khớp (khoảng cách trục)

$$a = \frac{d_2 + d_1}{2} = \frac{m(Z_2 + Z_1)}{2}$$

Kí hiệu : a

(dấu + : ăn khớp ngoài ; dấu - ; ăn khớp trong)

3. Công thức tính bánh răng trụ răng nghiêng

- Đường kính vòng chia (mm)

$$d = (m_n \cdot Z) / \cos \beta$$

Kí hiệu : d

Trong đó : β : beta

- Chiều cao đỉnh răng :

$$h_a = m_n$$

Kí hiệu : h_a

- Chiều cao chân răng :

$$h_f = 1,25 \cdot m_n$$

Kí hiệu : h_f

- Chiều cao răng :

$$h = h_a + h_f = 2,25 \cdot m$$

Kí hiệu : h

- Đường kính vòng đỉnh

$$d_a = m_n \cdot (Z + 2)$$

Kí hiệu : d_a

- Đường kính vòng chân :

$$d_f = m_n \cdot (Z - 2,25)$$

Kí hiệu : d_f

- Khoảng cách tâm của 2 bánh răng ăn khớp (khoảng cách trục) :

$$a_w = \frac{d2 \pm d1}{2} = \frac{Mn.(Z2 \pm Z1)}{2.\cos\beta}$$

Kí hiệu : a

(dấu + : ăn khớp ngoài ; dấu - : ăn khớp trong)

- Góc nghiêng răng : β

- Bánh răng tiêu chuẩn : $8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$

- Tỷ số truyền :

$$u = \frac{n1}{n2} = \frac{Z2}{Z1}$$

3.3. lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng

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

Quy tắc : 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 :

$$F_{t1}=F_{t2} = \frac{2.T1}{d1} = \frac{2.T2}{d2} = \frac{2.T1}{m.Z1}$$

3. Lực hướng tâm F_r

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

- Chiều hướng vào tâm bánh răng

- Giá trị: $F_{r1} = F_{r2} = F_{t1}.\tan\alpha$

3.3.2. Lực tác dụng lên 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_t

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

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2.T1}{d1} = \frac{2.T2}{d2} = \frac{2.T1 \cdot \cos\beta}{Mn.Z1}$$

3. Lực hướng tâm F_r

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

4. Lực dọc trục

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

3.3.3. 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_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 : $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2.T1}{d_{tb1}} = \frac{2.T2}{d_{tb2}}$

2. Lực hướng tâm F_r

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp

- Phương chiều: F_{r1} tác dụng lên trục I, vuông góc với trục I và hướng về phía trục I. Lực hướng tâm F_{r2} vuông góc với trục II và hướng về phía trục II.

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

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.

- Giá trị: $F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_1 = F_{r2}$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_2 = F_{r1}.$$

Chương 4 : Bộ truyền động trục vít

4.1. Khái niệm chung

4.1.1. Nguyên lý làm việc :

- 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. Thông số hình học

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

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

Dãy 1: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25;

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

Chọn hệ số đường kính q theo modul m .

CHƯƠNG 5 : VẬN DỤNG KIẾN THỨC GIẢI BÀI TẬP

ÀI TẬP KIỂM TRA ĐỊNH ĐỊNH KÌ: ĐỀ 21

Bài 1 : Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1=10\text{kW}$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=1440$ vòng/phút; tỷ số truyền $u=2,5$; đường kính bánh dẫn $d_1=200\text{mm}$; lực căng ban đầu $F_0=800\text{N}$ và khoảng cách trục $a=1800\text{mm}$. Bỏ qua hiện tượng trượt trơn và lực căng phụ F_v . Hãy xác định:

- Góc ôm đai α_1 và chiều dài cần thiết của dây đai L ?
- Vận tốc v_1 ; lực vòng F_t ; lực tác dụng lên ổ trục F_r ?
- Hệ số ma sát f tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt trơn?
- Nếu thay đổi đai dẹt bằng đai thang, xác định chiều dài dây đai L theo tiêu chuẩn và tính lại khoảng cách trục chính xác?

Bài làm

- a) Góc ôm đai α_1 và chiều dài cần thiết của dây đai L

$$\begin{aligned} \text{Ta có : } u &= \frac{d_2}{d_1} \Rightarrow 2,5 = \frac{d_2}{200} \\ &\Rightarrow d_2 = 500\text{mm} \end{aligned}$$

Góc ôm đai α_1

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

$$= 180 - 57 \cdot \frac{(500 - 200)}{1800} = 170,5^\circ$$

Chiều dài dây thực tế L:

Chiều dài tính toán của dây đai

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

$$= 2 \cdot 1800 + \frac{\pi}{2}(200 + 500) + \frac{(500 - 200)^2}{4 \cdot 1800}$$

$$= 4712,1 \text{ mm}$$

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

$$= 4812,1 \rightarrow 5112,1$$

$$= 4900 \text{ mm}$$

b) Vận tốc v_1

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 200 \cdot 1440}{60000} = 15,08 \text{ m/s}$$

Lực vòng F_t

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{v_1} = \frac{1000 \cdot 10}{15,08} = 663,1 \text{ N}$$

Lực tác dụng lên ổ trục F_r

$$F_r = 2 \cdot 800 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}$$

$$= 2 \cdot 800 \cdot \sin \frac{170,5^\circ}{2}$$

$$= 1594,5 \text{ N}$$

c) Điều kiện để không xảy ra hiện tượng trượt tron

$$F_0 \geq \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e f a_1 + 1}{e f a_1 - 1} + F_v \quad (1)$$

$$\text{đổi } \alpha_1 = 170,5^\circ = 2,97 \text{ (rad)}$$

Với $F_v = 0$ thì

$$(1) \Leftrightarrow F_0 \geq \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e f a_1 + 1}{e f a_1 - 1}$$

$$\Leftrightarrow 800 \geq \frac{663,1}{2} \cdot \frac{e f \cdot 2,97 + 1}{e f \cdot 2,97 - 1}$$

$$\Rightarrow f = 0,2$$

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

trượt tron : $f_{\min} = 0,299$

d) Đổi đai dẹt thành đai thang

Chọn $L = 5000 \text{ mm}$

- Khoảng cách trục chính xác:

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

$$\text{Trong đó : } K = L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} = 5000 - \frac{\pi(200 + 500)}{2} = 3900,4$$

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{500 - 200}{2} = 150$$

$$\Rightarrow a_{cx} = \frac{3900,4 \cdot \sqrt{3900,4^2 - 8 \cdot 150^2}}{4}$$

$$= 3780,1 \text{ mm}$$

BÀI 2 : Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số

sau: khoảng cách trục $a=850\text{mm}$, bước xích

$p_c=19,05\text{mm}$; công suất truyền động $P=8\text{kW}$; số răng

đĩa xích dẫn $Z_1=22$ răng; tỉ số truyền $u=3$; số vòng quay

bánh dẫn $n_1=350$ vòng/phút. Xác định:

a. Số răng đĩa xích bị dẫn, đường kính vòng chia đĩa xích dẫn và bị dẫn, số mắt xích X có xét điều kiện nối xích dễ dàng?

b. Vận tốc v_1 , lực vòng F_t và lực tác dụng lên ổ trục F_r ,

biết bộ truyền thẳng đứng?

Bài làm

a) Số răng đĩa xích bị dẫn

$$Z_2 = u \cdot Z_1 = 3 \cdot 22 = 66 \text{ răng}$$

Đường kính d_1 :

$$d_1 = \frac{Pc}{\sin(\frac{180}{Z_1})} = \frac{19,05}{\sin \frac{180}{22}} = 133,8 \text{ mm}$$

Đường kính d_2 :

$$d_2 = \frac{Pc}{\sin \frac{180}{Z_2}} = \frac{19,05}{\sin \frac{180}{66}} = 400,3 \text{ mm}$$

Số mắt xích

$$X = \frac{2a}{Pc} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{Pc}{a}$$
$$X = \frac{2.850}{19,05} + \frac{22 + 66}{2} + \left(\frac{66 - 22}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{19,05}{850}$$
$$= 134,3$$

Chọn $X = 134$ mắt xích

b) Vận tốc v_1 :

$$v_1 = \frac{Pc \cdot n_1 \cdot Z_1}{60000} = \frac{19,05 \cdot 350 \cdot 22}{60000} = 2,44 \text{ m/s}$$

Lực vòng F_t :

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{v_1} = \frac{1000 \cdot 8}{2,44} = 3278,7 \text{ N}$$

$$K_m = 1 \text{ (Bộ truyền thẳng đứng)}$$

Lực tác dụng lên ổ trục F_r :

$$F_r = K_m \cdot F_t = 1 \cdot 3278,7 = 3278,7 \text{ N}$$

Bài 3 : Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn ăn khớp ngoài như hình bên truyền moment xoắn $T_1 = 60000 \text{ Nmm}$ có khoảng cách trục $a_w = 250 \text{ mm}$, mô đun pháp tuyến $m_n = 5 \text{ mm}$, số răng $Z_2 = 3 \cdot Z_1$, góc ăn

khớp $\alpha=20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh, 2 bánh răng ăn khớp ngoài. Hãy xác định:

- Số răng Z_1, Z_2 và góc nghiêng răng β
- Phân tích và tính giá trị các lực tác dụng lên cặp bánh răng trên đã cho.

Bài làm

a) Số răng Z_1, Z_2

Khoảng cách trục :

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

Mà $Z_2 = 3 \cdot Z_1$

$$\Rightarrow \cos \beta = \frac{m_n(Z_2 + Z_1)}{2 \cdot a_w} = \frac{5(3 \cdot Z_1 + Z_1)}{2 \cdot 250} = \frac{Z_1}{25}$$

Vì ta có: $20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ \Rightarrow \cos 8^\circ \geq \cos \beta \geq \cos 20^\circ$

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

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

$$\Rightarrow 24,7 \geq Z_1 \geq 23,4$$

Chọn $Z_1 = 24$ răng

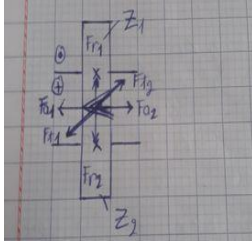
$Z_2 = 3 \cdot Z_1 = 3 \cdot 24 = 72$ răng

Góc nghiêng răng β

$$\cos \beta = \frac{m_n(Z_2 + Z_1)}{2 \cdot a_w} = \frac{5(72 + 24)}{2 \cdot 250} = \frac{24}{25}$$

$$\Rightarrow \beta = 16,2$$

b) Phân tích lực



Lực vòng ft:

$$F_{t1}=F_{t2}=\frac{2.T_1.\cos\beta}{m_n.Z_1}=\frac{2.60000.\cos16,2^\circ}{5.24}=960,3\text{ N}$$

Lực hướng tâm :

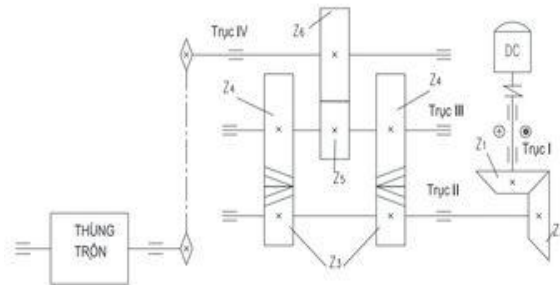
$$F_{r1}=F_{r2}=\frac{F_{t1}.\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}=\frac{960,3.\operatorname{tg}20^\circ}{\cos16,2^\circ}=364\text{ N}$$

Lực dọc trục :

$$F_{a1}=F_{a2}=f_{t1}.\operatorname{tg}\beta=960,3.\operatorname{tg}16,2^\circ=279\text{ N}$$

Bài 4 : Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc}=980$ vòng/phút. Số răng các bánh răng: $Z_1=25, Z_2=55, Z_3=20, Z_4=50, Z_5=20, Z_6=40$, tỉ số truyền của bộ xích $u_x=2,5$. Xác định:

- Tỉ số truyền chung của hệ thống và số vòng quay thùng trộn
- Phương và chiều lực tác dụng lên các bánh răng.



Bài làm

a) Tỉ số truyền chung của hệ thống

- Gọi u_{12} : tỉ số truyền từ trục I $\rightarrow$ II
- Gọi u_{23} : tỉ số truyền từ trục II $\rightarrow$ III
- Gọi u_{34} : tỉ số truyền từ trục III $\rightarrow$ IV
- Gọi u_x : tỉ số truyền từ trục IV $\rightarrow$ Thùng trộn

- Gọi u : tỉ số truyền chung của hệ thống

$$u = u_{12} \cdot u_{23} \cdot u_{34} \cdot u_x$$

$$= (Z_2/Z_1).(Z_4/Z_3).(Z_6/Z_5)$$

$$= (55/25).(50/20).(40/20)=11$$

- Số vòng quay thùng trộn:

Gọi n là số vòng quay của thùng trộn:

Ta có : $u=n_{dc}/n_{th} \Leftrightarrow 11=980/n_{th}$

$\Rightarrow n_{th} = 89,1 \text{ vòng/phút}$

b)

