

**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: 30**

HVTHV: Phan Đức Đăng Khoa

Ngành học: Công nghệ ô tô

Lớp học: 19T4-CNO5

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: 30**

Ngành học: Công nghệ ô tô

Lớp học: 19T4-CNO5

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 12/2021

LỜI NÓI ĐẦU

- Đồ án môn học nguyên lí chi tiết máy là một môn học rất cần thiết cho sinh viên ngành cơ khí nói chung và công nghệ ô tô nói riêng để giải quyết một số vấn đề tổng hợp về công nghệ cơ khí, công nghệ ô tô, nguyên lí chi tiết máy, chế tạo máy. Mục đích là giúp sinh viên hệ thống lại những kiến thức đã học, nghiên cứu. Do lần đầu tiên làm quen với khối lượng kiến thức tổng hợp, nên em còn có những mảng chưa nắm vững cho nên dù đã rất cố gắng, trong bài làm của em không thể tránh khỏi những sai sót. Em rất mong nhận được sự đóng góp ý kiến của thầy cô, đã giúp em có được những kiến thức thật cần thiết để sau này ra trường có thể ứng dụng trong công việc.

- Cuối cùng em xin chân thành cảm ơn các thầy, các cô trong bộ môn nguyên lí chi tiết máy và đặc biệt là cô Lư Thị Yến Vũ đã tận tình giúp đỡ em hoàn thành nhiệm vụ của mình.

Nhận xét của giám khảo:

.....
.....
.....
.....

MỤC LỤC

CHƯƠNG 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.....	8
3.1.Khái niệm chung	8
3.1.1.Khái niệm bộ truyền động đai	8
3.1.2. Phân loại bộ truyền động đai	8
3.1.3. Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai	9
1. Ưu điểm.....	9
2. Nhược điểm.....	9
3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai.....	9
3.2 Thông số hình học của bộ truyền đai	10
3.2.1.Chiều dài dây đai	10
3.2.2 Khoảng cách trục chính xác (đai thang)	10
3.2.3.Góc ôm đai.....	10
3.3.Vận tốc và tỉ số truyền.....	10
3.3.3.Tỉ số truyền.....	10
3.3.1 Vận tốc	11
* Trên bánh dẫn.....	11
* Trên bánh bị dẫn.....	11
3.5.Lực tác động lên trục bộ truyền động đai	11
3.5.1.Lực vòng F_t	11
3.5.2.Lực trên nhánh chùng và nhánh căng của bộ truyền đai	11
3.5.3.Lực tác dụng lên ổ trục.....	11
3.5.4.Điều kiện để không xảy ra hiện tượng trượt trơn	12
CHƯƠNG 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	12
2.1.Khái niệm chung	12
1.Nguyên lí hoạt động	12
※Cấu tạo	12
2.Phân loại	13
3.Ưu,nhược điểm và phạm vi sử dụng	13
*Ưu điểm.....	13
*Nhược điểm.....	13

*Phạm vi sử dụng	13
2.2.Thông số hình học của bộ truyền xích	14
2.Đường kính vòng chia đĩa xích	14
3.Số răng đĩa xích.....	14
4.Số mắt xích X.....	15
5.Khoảng cách trục chính xác.....	15
6.Động học của bộ truyền.....	15
Tính toán các hệ số điều kiện sử dụng xích theo công thức:.....	16
Tính công suất tính toán P_t theo công thức:	16
CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	17
5.1.Khái niệm.....	17
5.2.Phân loại	17
5.3.Uưu nhược điểm và phạm vi sử dụng	18
*Ưu điểm.....	18
*Nhược điểm.....	18
5.4.Thông số hình học bánh răng trụ răng thẳng	18
5.5.Mô đun pháp tuyến.....	19
1.7 Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng	19
a.Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng.....	19
b.Lực tác dụng lên bánh răng nghiêng	20
1.8 Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng côn răng thẳng:.....	21
CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT	22
6.1.Khái niệm chung	22
6.1.1.Nguyên lý làm việc	22
6.1.3.Uu và nhược điểm.....	23
*1.Uưu điểm.....	23
*2.Nhược điểm.....	23
6.2.Thông số hình học	23
6.3.Động học truyền động.....	24
6.3.1.Tỉ số truyền (u)	24
6.3.2.Vận tốc vòng	24

3.3.Vận tốc trượt	24
1.Lực vòng F_t :.....	25
2.Lực hướng tâm F_r	25
3.Lực dọc trục F_a.....	26
GHI LẠI ĐỀ - GHI LẠI LỜI GIẢI	26
Bài 1 :	26
Bài 2 :	29
Bài 4 :	30
Bài 3 :	31

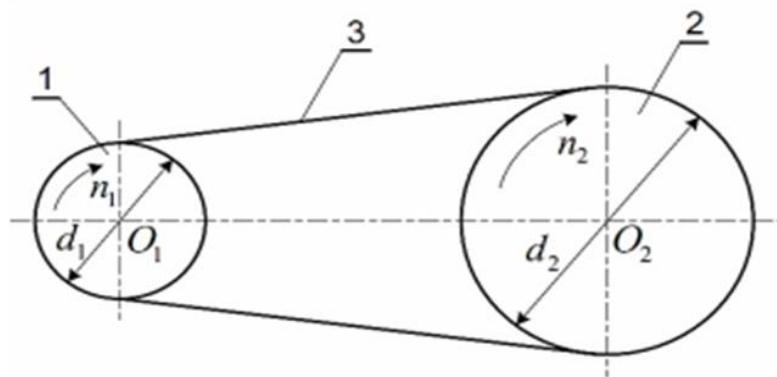
CHƯƠNG 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

TÓM TẮT LÝ THUYẾT

3.1. Khái niệm chung

3.1.1. Khái niệm bộ truyền động đai

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



Hình 3.1 Bộ truyền đai

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.

3.1.2. 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.

+ Đai dẹt có tiết diện là hình chữ nhật (hình 3.2a).

+ Đai thang có tiết diện là hình thang cân, góc ở đỉnh $\gamma = 40^\circ$ (hình 3.2b).

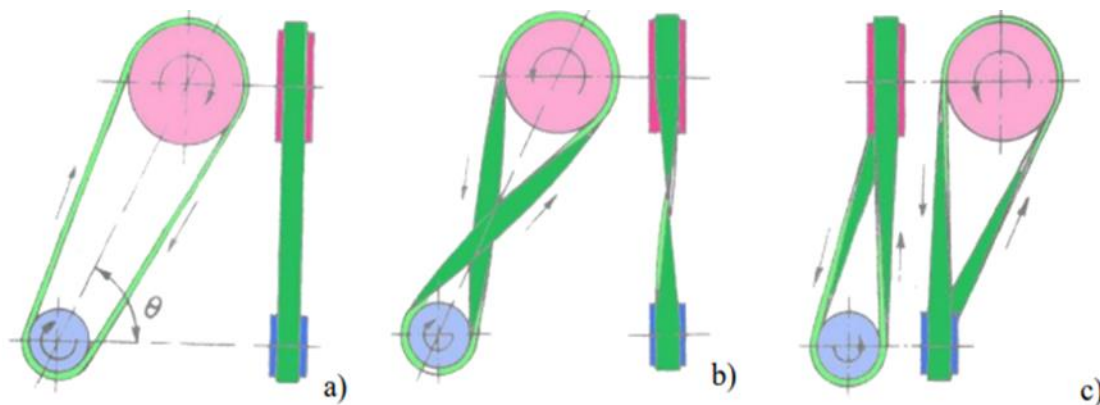
+ Đai lược có nhiều chân phân bố dọc theo chiều rộng, ở mặt trong của đai (hình 3.2d).

+ Đai tròn có tiết diện là hình tròn

+ Đai răng có nhiều răng phân bố theo chiều dài, ở mặt trong của đai (hình 3.2e).

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

*** Phân loại theo vị trí trục:** Truyền động hai trục song song quay cùng chiều (hình 3.3a), truyền động chéo hai trục song song quay ngược chiều (hình 3.3b), truyền động nửa chéo truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau (góc giữa hai trục thường là 90° , hình 3.3c).



Hình 3.3. Truyền động đai theo vị trí

*** Phân loại theo nguyên lý làm việc:** theo nguyên lý ma sát, theo nguyên lý ăn khớp.

3.1.3. Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai

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.

2. Nhược điểm

- Khuôn khổ kích thước khá lớn (khi cùng một điều kiện làm việc, thường riêng đường kính bánh đai đã lớn hơn đường kính bánh răng khoảng 5 lần).
- Tỉ số truyền không ổn định vì có trượt đàn hồi trên bánh.
- Lực tác dụng trên trục và ổ lớn do phải căng đai (lực tác dụng trên trục và ổ tăng thêm $2 \div 3$ lần so với trong truyền động bánh răng).
- Tuổi thọ thấp khi làm việc với vận tốc cao.
- Khi dùng bánh căng đai làm tăng số chu kỳ bị uốn của đai, sẽ làm giảm tuổi thọ của đai. Ngày nay đai thang sử dụng phổ biến nhất do có hệ số ma sát qui đổi lớn.

3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai

- Bộ truyền đai có thể truyền công suất đến $1500kW$, nhưng thường được với $P \leq (40 \div 50)kW$, $v = 5 \div 30m/s$.

- Đối với truyền động đai dẹt: tỉ số truyền $u \leq 5$, truyền động đai hình thang: $u \leq 10$.
- Khoảng cách lớn nhất giữa hai trục có thể tới 15m và 40m (trường hợp đặc biệt).

3.2 Thông số hình học của bộ truyền đai

3.2.1. Chiều dài dây đai

Chiều dài tính toán L_{tt}

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

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

-Đai thang : L chọn tiêu chuẩn $L > L_{tt}$

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

400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 5000, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000.

3.2.2 Khoảng cách trục chính xác (đai thang)

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

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

3.2.3. Góc ôm đai

***Tính theo độ**

$$\begin{aligned} a_1 &= 180 - 57 \times \frac{d_2 - d_1}{a} \\ &= 180 - 57 \times \frac{d_1 - (u-1)}{a} \text{ (độ)} \end{aligned}$$

***Tính theo rad**

$$\begin{aligned} a_1 &= \pi - \frac{d_2 - d_1}{a} \\ &= \pi - \frac{d_1 - (u-1)}{a} \text{ (rad)} \end{aligned}$$

u: tỉ số truyền

3.3. Vận tốc và tỉ số truyền

3.3.3. Tỉ số truyền

Bỏ qua sự trượt đai, có thể lấy gần đúng

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

$n_{1,2}$: là số vòng quay của bánh dẫn và bị dẫn

$d_{1,2}$: đường kính bánh dẫn và bị dẫn

3.3.1 Vận tốc

* Trên bánh dẫn

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

* Trên bánh bị dẫn

$$v_2 = \frac{\pi \times d_2 \times n_2}{60000}$$

d_1, d_2 : là đường kính bánh dẫn và bánh bị dẫn (mm)

n_1, n_2 : số vòng quay bánh dẫn và bị dẫn (m/s)

Bỏ qua trượt đai thì $v = v_1 = v_2$

3.5. Lực tác động lên trục bộ truyền động đai

3.5.1. Lực vòng F_t

$$F_t = \frac{2 \times t_1}{d_1} = \frac{1000 \times P}{v}$$

P : công suất (kW)

t_1 : moment xoắn trên bánh dẫn ($N \times mm$)

v : vận tốc (m/s)

3.5.2. Lực trên nhánh chùng và nhánh căng của bộ truyền đai

- Lực trên nhánh căng

$$F_1 = F_0 + 0,5 \times F_t \text{ (N)}$$

- Lực trên nhánh chùng

$$F_2 = F_0 - 0,5 \times F_t \text{ (N)}$$

F_0 : lực căng đai ban đầu

3.5.3. Lực tác dụng lên ổ trục

$$F_R = 2 \times F_0 \times \sin \times \left(\frac{\alpha_1}{2} \right) \text{ (N)}$$

α_1 : tính bằng độ

$$F_R = 3 \times F_0 \times \sin \times \left(\frac{\alpha_1}{2} \right) \text{ (N)}$$

(khi bộ truyền không có bộ phận căng đai)

3.5.4. Điều kiện để không xảy ra hiện tượng trượt trên

- Đối với đai dẹt

$$F_0 \geq \frac{F_t}{2} \times \frac{e^{f \times \alpha_1} + 1}{e^{f \times \alpha_1} - 1} + F_R$$

- Đối với đai thang

Ta thay $f = f'$

Trong đó:

$$f' \times \sin \times \frac{\gamma}{2} = f$$

Trong đó γ là góc đỉnh của đai

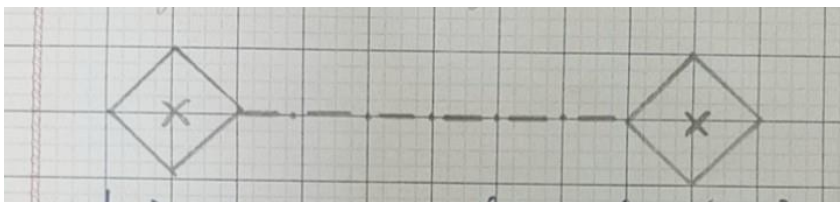
CHƯƠNG 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

TÓM TẮT LÝ THUYẾT

2.1. Khái niệm chung

1. Nguyên lý hoạt động

Kí hiệu :



*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 số dây xích

- + Xích 1 dây
- + Xích nhiều dây

3. Ưu, nhược điểm và phạm vi sử dụng

*** 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.

*** 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.

*** Phạm vi sử dụng**

- Truyền chuyển động và công suất giữa các trục khá xa ($< 8 \text{ m}$)
- Thường dùng cho vận tốc thấp và trung bình ($v \leq 15 \text{ m/s}$ và số vòng quay $n \leq 500 \text{ v/p}$)
- Dẫn động cho nhiều đĩa xích
- Công suất truyền dẫn $P \leq 110 \text{ kW}$
- Tỷ số truyền $u \leq 8$
- 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 xích

1.Bước xích P_c

- Bước xích P_c , mm được tiêu chuẩn hóa
- Bước xích P_c có giá trị từ 12,7 + 50,8 mm , có thể chọn theo bảng 4.3

Bước xích P_c , (mm)	Đường kính chốt d_o , (mm)	Chiều dài ống b_o , (mm)	Công suất cho phép [P] khi số vòng quay của đĩa nhỏ n_{01} , (vg/ph)							
			50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7	3,66	5,80	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06			
12,7	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	2,42	2,72	
12,7	4,45	10,11	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	4,52	5,06	3,20
15,875	5,08	11,30	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	5,74	6,43	5,95
15,875	5,08	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	7,34	8,22	7,55
19,05	5,96	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	9,63	10,8	9,65
25,4	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	15,3	16,9	12,7
31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	34,7	38,3	19,3
38,1	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	54,9	60,0	43,8
44,45	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	88,3	101	99,2	10,8	
50,8	14,29	45,21	22,9	68,1	110	138	157			

Bảng 4.3

2.Đường kính vòng chia đĩa xích

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

xích dẫn :

$$d_1 = \frac{P_c}{\sin \frac{180}{Z}} \approx \frac{P_c \times Z_1}{\pi}$$

bị dẫn :

$$d_2 = \frac{P_c}{\sin \frac{180}{Z}} \approx \frac{P_c \times Z_2}{\pi}$$

3.Số răng đĩa xích

- Số răng đĩa xích dẫn Z , tra bảng
- Trong tính toán thiết kế chọn $Z_1=29-2u$

u : tỉ số truyền

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

n_1, n_2 : số vòng quay của đĩa xích dẫn và bị dẫn (vòng/phút)

Z_1, Z_2 : số răng của đĩa xích dẫn và bị dẫn

4.Số mắt xích X

- Chọn sơ bộ khoảng cách trục theo công thức $a = (30+50) \times P_c$

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

Số mắt xích chọn chẵn để nối xích dễ dàng

5.Khoảng cách trục chính xác

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

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

Để bộ truyền xích làm việc có độ chùng bình thường ta giảm khoảng cách trục a một khoảng.

$$\Delta a = (0,002 \rightarrow 0,004) \times a$$

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

6.Động học của bộ truyền

*Vận tốc

$$v = \frac{\pi \times d \times n}{60000} = \frac{n \times Z \times P_c}{60000} \text{ (m/s)}$$

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

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

*Lực vòng

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

Công suất P : kW

*Lực tác dụng lên ổ trục

$$F_R = K_m \times F_t$$

K_m : trọng lượng xích

Tính toán các hệ số điều kiện sử dụng xích theo công thức:

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

Các hệ số được tính như sau:

K_0 : hệ số xét đến ảnh hưởng của vị trí bộ truyền: khi đường nối hai tâm đĩa xích hợp với đường nằm ngang một góc nhỏ hơn 60° thì $K_0=1$; nếu lớn hơn 60° thì $K_0=1,25$.

K_a : hệ số xét đến ảnh hưởng của khoảng cách trục hay chiều dài xích, xích càng dài thì số lần ăn khớp của mỗi mắt xích trong một đơn vị thời gian càng ít, do đó xích sẽ ít mòn hơn. K_a tra bảng.

a	$< 25 \times P_c$	$(30 \div 50) \times P_c$	$(60 \div 80) \times P_c$
K_a	1,25	1	0,8

Bảng 4.2. Hệ số K_a

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 $K_r=1,2 \rightarrow 1,5$; 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 $K_{lv}=1,45$

Tính công suất tính toán P_t theo công thức:

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

Trong đó :

P_1 : công suất (kW)

$[P]$: công suất cho phép của bộ truyền một dây có bước P_c (tra bảng)

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

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

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

GHI LẠI ĐỀ - GHI LẠI LỜI GIẢI

CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

TÓM TẮT LÝ THUYẾT

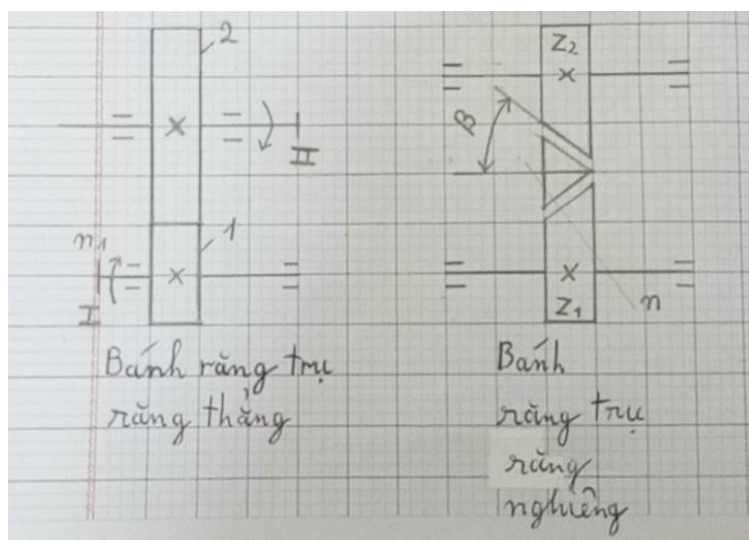
5.1. Khái niệm

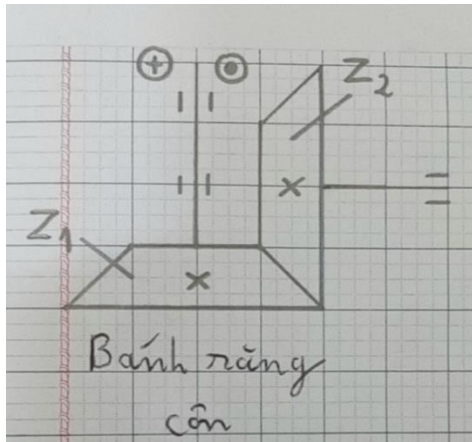
- Truyền chuyển động và moment xoắn giữa 2 trục gần nhau.
- Làm việc theo nguyên lí ăn khớp.
- Truyền động bánh răng là truyền động ăn khớp trực tiếp, trong đó chuyển động và tải trọng được truyền nhờ sự ăn khớp của các răng trên bánh răng hoặc thanh răng.

5.2. Phân loại

Bánh răng

- + Theo vị trí trục
- + Theo sự phân bố các răng
- + Phương răng so với đường sinh
- + Biên dạng răng
- + Hệ đo lường





5.3. 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 $0,97 \rightarrow 0,99\%$
- Tốc độ cao
- Tỷ số truyền nhiều cấp
- Tuổi thọ cao
- Độ tin cậy cao

*Nhược điểm

- Chế tạo phức tạp
- Độ chính xác phải cao
- Ổn khi vận tốc lớn

5.4. Thông số hình học bánh răng trụ răng thẳng

1. Mô đun răng (mm)

m : bánh răng trụ răng thẳng

m_n : bánh răng trụ răng nghiêng , mô đun pháp tuyến

Lưu ý: Mô đun răng được sản xuất theo tiêu chuẩn theo 2 dãy dưới đây.

***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

Tên gọi	Kí hiệu	Công thức
Đường kính vòng chia	d	$d = m \times Z$
Chiều cao đỉnh răng	h_a	$h_a = m$
Chiều cao chân răng	h_f	$h_f = 1,25 \times m$
Chiều cao răng	h	$h = h_a + h_f = 2,25 \times m$
Đường kính vòng đỉnh	d_a	$d_a = m \times (Z + 2)$
Đường kính vòng chân	d_f	$d_f = m \times (Z - 2,5)$
Khoảng cách tâm của hai bánh răng ăn khớp (dấu [+] ăn khớp ngoài) (dấu [-] ăn khớp trong)	a	$a = \frac{d_2 + d_1}{2} = \frac{m \times (Z_2 + Z_1)}{2}$
Đề bài không nói rõ thì để ăn khớp ngoài.		

5.5. Mô đun pháp tuyến

Tên gọi	Kí hiệu	Công thức
Đường kính vòng chia	d	$d = \frac{m_n \times Z}{\cos \beta}$
Chiều cao đỉnh răng	h_a	$h_a = m_n$
Chiều cao chân răng	h_f	$h_f = 1,25 \times m_n$
Chiều cao răng	h	$h = h_a + h_f = 2,25 \times m_n$
Đường kính vòng đỉnh	d_a	$d_a = m_n \times (Z + 2)$
Đường kính vòng chân	d_f	$d_f = m_n \times (Z - 2,5)$
Khoảng cách tâm của hai bánh răng ăn khớp (dấu [+] ăn khớp ngoài) (dấu [-] ăn khớp trong)	a_w	$a_w = \frac{d_2 + d_1}{2} = \frac{m_n \times (Z_2 + Z_1)}{2 \times \cos \beta}$

Góc nghiêng răng β

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

Tỉ số truyền

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

1.7 Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng

a. 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.

-Lực tác dụng lên bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng được phân tích bằng 2 thành phần : Lực vòng F_t và lực hướng tâm F_r

Lực vòng F_t :

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

-Phương chiều : tại vị trí ăn khớp , chiều của lực vòng ngược chiều chuyển động của bánh răng dẫn

-Độ lớn:

$$F_{t_1} = F_{t_2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_1}{m.Z_1} \text{ (N)}$$

Với T_1 : mô men xoắn trên bánh dẫn (N.m)

m : mô đun răng (mm) ; Z_1 : số răng bánh dẫn

-Lực hướng tâm :

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

- Phương chiều : tại vị trí ăn khớp , chiều của lực hướng tâm hướng vào tâm của bánh răng dẫn

-Độ lớn :

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t_1} \times \tan \alpha$$

α : góc ăn khớp

Bánh răng tiêu chuẩn $\alpha = 20^\circ$

b.Lực tác dụng lên bánh răng nghiêng

- Đối với bánh răng trụ răng nghiêng có 3 lực tác dụng ; Lực vòng F_t ,Lực hướng tâm F_r , Lực dọc trục F_a .

-Lực vòng F_t :

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

-Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng dẫn

-Độ lớn :

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

-Lực hướng tâm F_r :

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều hướng vào tâm bánh răng dẫn
- Giá trị:

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \times \tan \alpha}{\cos \beta} \text{ (N)}$$

-Lực dọc trục :

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều hướng vào mặt răng làm việc
- Giá trị :

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \times \tan \beta$$

β : Góc nghiêng răng

α : góc ăn khớp

1.8 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:
- Lực tác dụng lên bộ truyền bánh răng côn được phân tích bằng 3 thành phần : lực vòng F_t , lực hướng tâm F_r và Lực dọc trục F_a

-Lực vòng F_{t1} :

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Phương chiều : phương theo OY của hệ toạ độ , chiều ngược chiều quay của bánh răng dẫn
- Lực F_{t2} đối xứng với F_{t1}

-Độ lớn :

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}}$$

- trong đó d_m : đường kính trung bình của bánh răng côn dẫn

Lực hướng tâm F_r (N)

- Trên bánh dẫn lực F_{r1} có :
- Điểm đặt vị trí ăn khớp
- Phương chiều: hướng vào tâm bánh răng Z_1
- Trên bánh răng bị dẫn : lực F_{r2} hướng vào tâm bánh răng bị dẫn Z_2
- Giá trị:

$$F_{r1} = F_{t1} \times \tan \alpha \times \cos \delta_1 \text{ (N)}$$

$$F_{r2} = F_{t2} \times \tan \alpha \times \cos \delta_2 \text{ (N)}$$

Lực dọc trục F_a (N):

- Điểm đặt vị trí ăn khớp
- Lực F_{a1} trên bánh răng dẫn : ngược chiều và cùng độ lớn với F_{r2}
- Lực F_{a2} : ngược chiều và cùng độ lớn với F_{r1}

- Độ Lớn :

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_1 = F_{r2}$$

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

Trong đó :

- α : góc ăn khớp , $\sigma_{1,2}$: góc mặt côn của bánh dẫn và bị dẫn .
- Bánh răng côn : $\sigma_1 + \sigma_2 = 90^\circ$

CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

6.1.Khái niệm chung

6.1.1.Nguyên lý làm việc

Truyền động trục vít thuộc một loại truyền động bánh răng đặc biệt dùng để truyền động quay và tải trọng giữa hai trục chéo nhau.

Thông thường trục vít được chế tạo bằng thép, còn bánh vít được làm từ đồng thau, gang.

6.1.3.Ưu và nhược điểm

*1.Ưu điểm

- Tỷ số truyền lớn, có thể đến 1000
- Làm việc êm không ồn
- Có khả năng tự hãm

*2.Nhược điểm

- Hiệu suất thấp do ma sát
- Cần dung chất liệu giảm ma sát (đồng thanh) tương đối đắt tiền

6.2.Thông số hình học

Mô đun được kí hiệu : m

$$m = \frac{t}{\pi}$$

t : bước ren trục vít = bước ren bánh vít

Giá trị m

Dãy 1 : 1 ; 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 răng của trục vít : $\alpha = 20^\circ$

- Hệ số đường kính trục vít : q (mm)

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 đường xoắn ốc : $S = Z_1 \times t$

- Số mối ren của trục vít : $Z_1 = \frac{1}{4}$

- Số răng bánh vít Z_2 ($Z_2 \geq 25$) : thông thường chọn trong khoảng $Z_2 = 50 \rightarrow 60$ răng

- Đường kính mặt trụ lăn của trục vít d_1 (mm) $d_1 = d_{c1} = m \times q$

- Đường kính vòng lăn bánh vít d_2 (mm) $d_2 = d_{c2} = m \times Z_2$

- Góc nâng của ren trục vít λ (độ)

$$\lambda = 5^\circ \rightarrow 20^\circ$$

$$\tan \lambda = \frac{Z}{q}$$

- Góc nghiêng răng của bánh vít

$$\beta = \gamma$$

- Góc ôm trục vít bởi bánh vít $\sin \delta = \frac{b_2}{d_{e1} - 0,5m}$

6.3. Động học truyền động

6.3.1. Tỷ số truyền (u)

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

Tỷ số truyền

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

Vì $\pi d_2 = Z_2 \times t$ và $S = Z_1 \times t$

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

6.3.2. Vận tốc vòng

Vận tốc vòng trục vít

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

Vận tốc vòng bánh vít

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

chú thích

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

$d_2 = m \times Z_2$: đường kính vòng lăn bánh vít

3.3. Vận tốc trượt

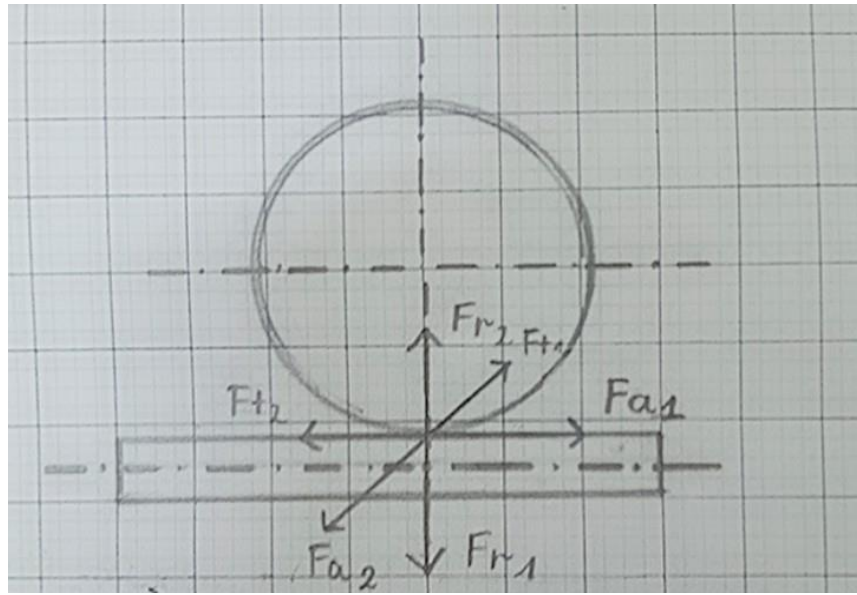
- Vận tốc trượt : v_{tr}

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

Đối với bộ phận truyền không dịch chỉnh

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

Lực tác dụng lên bộ truyền trục vít bánh vít được phân tích thành 3 thành phần : lực vòng F_t , lực hướng tâm F_r , lực dọc trục F_a



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. Chiều của F_{t1} ngược với chiều quay của trục vít chiều của F_{t2} cùng với chiều quay bánh vít (ngược chiều F_{a1})

- **Giá trị của F_{t1} và F_{t2}**

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}$$

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

Quan hệ giữa F_{t1} và F_{t2} được xác định

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

Trong đó φ là góc ma sát

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 (hướng tâm bánh vít)

- **Giá trị :**

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_{t_2} \times \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \lambda}$$

3.Lực dọc trục F_a

- **Điểm đặt :** vị trí ăn khớp

- **Phương chiều :** F_{a_1} tác dụng lên trục I, song song với trục I. Lực dọc trục F_{a_2} song song với trục II. Chiều của lực F_{a_1} , F_{a_2} phụ thuộc vào chiều quay và chiều nghiêng của đường ren.

F_{a_1} : hướng mặt vào ren làm việc của trục vít

F_{a_2} : ngược chiều F_{t_1}

- **Giá trị :**

$$F_{a_1} = F_{t_2} = 2 \times \frac{T_2}{d_2}$$

$$F_{a_2} = F_{t_1} = 2 \times \frac{T_1}{d_1}$$

GHI LẠI ĐỀ - GHI LẠI LỜI GIẢI

Tên : Phan Đức Đăng Khoa

Mã đề thi : 30

Lớp : 19T4-CNO5

Bài 1 :

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1=10$ kW; số vòng quay bánh dẫn $n_1=1400$ vòng/phút; tỷ số truyền $u=3$; đường kính bánh dẫn $d_1=180$ mm, lực căng ban đầu $F_0=1000$ N và khoảng cách trục $a=1800$ mm. Bỏ qua hiện tượng trượt trơn và lực căng phụ F_v . Hãy xác định:

a. Góc ôm đai α_1 và chiều dài cần thiết của dây đai L ? (0,75đ)

b. Vận tốc v_1 ; lực vòng F_t ; lực tác dụng lên ổ trục F_r . (0,75đ)

c. Hệ số ma sát f tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt trơn (0,5đ)

d. Nếu thay đai dẹt bằng đai thang, xác định chiều dài dây đai L theo tiêu chuẩn và tính lại khoảng cách trục chính xác? (1,0 đ)

Tóm tắt

$$P_1 = 10 \text{ kW}$$

$$n_1 = 1400 \text{ vòng/phút}$$

$$u = 3$$

$$d_1 = 180 \text{ mm}$$

$$F_0 = 1000 \text{ mm}$$

$$\alpha = 1800 \text{ mm}$$

Giải

a/ Đường kính d_2

$$u = \frac{d_2}{d_1} \Rightarrow 3 = \frac{d_2}{180} \Rightarrow d_2 = 540 \text{ (mm)}$$

Góc ôm đai α_1

$$\alpha_1 = 180 - 57 \times \frac{d_2 - d_1}{a}$$

$$\alpha_1 = 180 - 57 \times \frac{540 - 180}{1800}$$

$$\alpha_1 = 168,8^\circ \Rightarrow 2,946 \text{ (rad)}$$

Chiều dài tính toán của dây đai

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

$$L_{tt} = 2 \times 1800 + \frac{\pi(180 + 540)}{2} + \frac{(540 - 180)^2}{4 \times 1800}$$

$$L_{tt} = 4731 \text{ (mm)}$$

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

$$L = 4731 + (100 \rightarrow 400)$$

$$L = 4831 \rightarrow 5131$$

$$\text{Chọn } L = 5000 \text{ (mm)}$$

b/ Vận tốc v_1

$$v_1 = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60000} = \frac{\pi \times 180 \times 1400}{60000} = 13,19 \text{ (m/s)}$$

Lực vòng F_t

$$F_t = \frac{1000 \times P_1}{V_1} = \frac{1000 \times 10}{13,19} = 758,2 \text{ (N)}$$

Lực tác dụng ở trục F_r

$$F_r = 2 \times F_0 \times \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)$$

$$F_r = 2 \times 1000 \times \sin\left(\frac{168,8}{2}\right)$$

$$F_r = 1990,5 \text{ (N)}$$

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

$$F_0 \geq \frac{F_t}{2} \times \frac{e^{f \times \alpha_1} + 1}{e^{f \times \alpha_1} - 1} + F_v \text{ (1)}$$

Với $F_v = 0$ thì :

$$F_0 \geq \frac{F_t}{2} \times \frac{e^{f \times \alpha_1} + 1}{e^{f \times \alpha_1} - 1}$$

$$1000 \geq \frac{758,2}{2} \times \frac{e^{f \times 2,946} + 1}{e^{f \times 2,946} - 1}$$

$$\Rightarrow f \geq 0,27$$

Vậy hệ số ma sát trượt tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt tron là $f_{\min} = 0,27$

d/ Nếu là đai thang ta chọn $L = 5000 \text{ (mm)}$

Khoảng cách trục chính xác:

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

Trong đó :

$$K = L - \frac{\pi \times (d_1 + d_2)}{2}$$

$$K = 5000 - \frac{\pi \times (180 + 540)}{2}$$

$$K = 3869 \text{ (mm)}$$

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{540 - 180}{2} = 180 \text{ (mm)}$$

$$\Rightarrow a_{ct} = \frac{3869 + \sqrt{3869^2 - 8 \times 180^2}}{4}$$

$$a_{ct} = 1926,1 \text{ (mm)}$$

Bài 2 :

Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: khoảng cách trục $a=950$ mm, bước xích $P_c=25,4$ mm; công suất truyền động $P=10$ kW; số răng đĩa xích dẫn $Z_1=22$ răng; tỉ số truyền $u=3,5$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=300$ 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 đến điều kiện nối xích dễ dàng ? (1,25đ)

b. Vận tốc v_1 ; lực vòng F_t và lực tác dụng lên ổ trục F_r biết bộ truyền thẳng đứng? (1,0đ)

Tóm tắt

$$a = 950 \text{ mm}$$

$$P_c = 25,4 \text{ mm}$$

$$P = 10 \text{ kW}$$

$$Z_1 = 22 \text{ răng}$$

$$u = 3,5$$

$$n_1 = 300 \text{ vòng/phút}$$

Giải

a/ Số răng Z_2

$$Z_2 = u \times Z_1$$

$$Z_2 = 3,5 \times 22$$

$$Z_2 = 77 \text{ (răng)}$$

Đường kính vòng chia d_1

$$d_1 = \frac{P_c \times Z_1}{\pi} = \frac{25,4 \times 22}{\pi} = 177,9 \text{ (mm)}$$

Đường kính vòng chia d_2

$$d_2 = \frac{P_c \times Z_2}{\pi} = \frac{25,4 \times 77}{\pi} = 622,6 \text{ (mm)}$$

Số mắt xích

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

$$X = \frac{2 \times 950}{25,4} + \frac{1}{2} (77 + 22) + \left(\frac{77 - 22}{2\pi} \right)^2 \times \frac{25,4}{950}$$

$$X = 126,4 \text{ (mm)}$$

Chọn $X=126$ mắt xích

b/ Vận tốc v_1

$$v_1 = \frac{P_c \times Z_1 \times n_1}{60000} = \frac{25,4 \times 22 \times 300}{60000} = 2,79 \text{ (m/s)}$$

Lực vòng F_t

$$F_t = \frac{1000 \times P_1}{v_1} = \frac{1000 \times 10}{2,79} = 3584,2 \text{ (N)}$$

Do bộ truyền thẳng đứng $\Rightarrow K_m = 1$

$$F_r = K_m \times F_t$$

$$F_r = 1 \times 3584,2$$

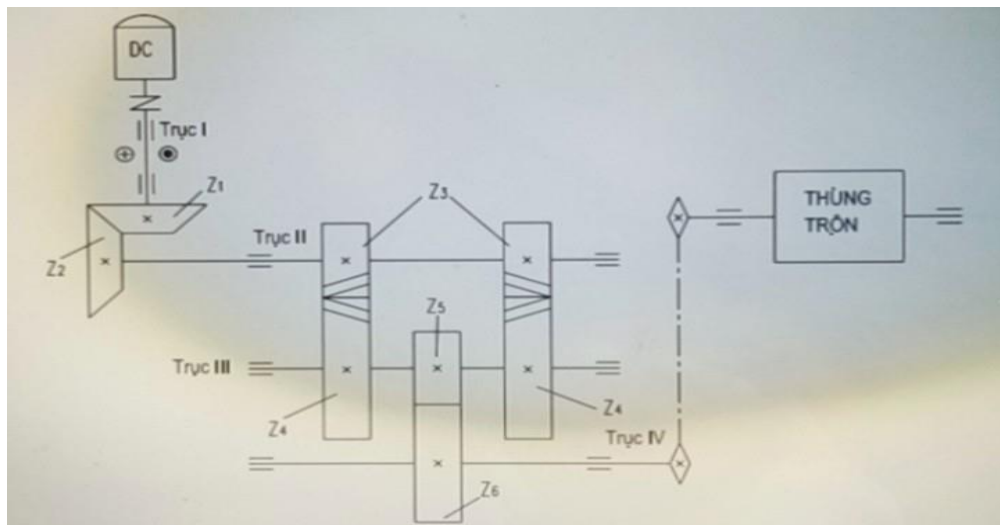
$$F_r = 3584,2 \text{ (N)}$$

Bài 4 :

Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc} = 960$ vòng/phút. Số răng các bánh răng: $Z_1=20$, $Z_2=40$, $Z_3=25$, $Z_4=50$, $Z_5=20$, $Z_6=45$, tỉ số truyền của bộ truyền xích $u_x=3$. Xác định:

a. Tỉ số truyền chung của hệ thống và số vòng quay thùng tròn (1,0đ)

b. Phương và chiều các lực tác dụng lên các bánh răng. (1,25 đ)



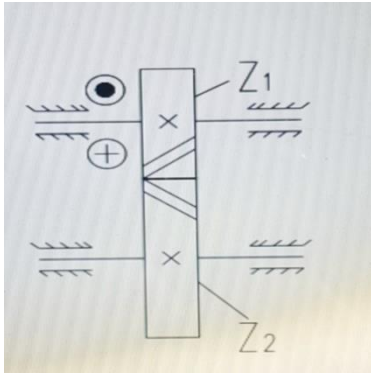
Giải

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

pháp tuyến $m_n=6 \text{ mm}$, số răng $Z_2=4.Z_1$, góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh, 2 bánh răng ăn khớp ngoài. Hãy xác định:

a. Số răng Z_1, Z_2 và góc nghiêng răng β ? (1,25 đ)

b. Phân tích và tính giá trị các lực tác dụng lên cặp bánh răng trên đã cho. (1,25 đ)



Giải

a/ Khoảng cách trục a_w

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

$$\Rightarrow \cos \beta = \frac{m_n \times (Z_2 + Z_1)}{2 \times a_w} = \frac{6 \times (4 \times Z_1 + Z_1)}{2 \times 350}$$

$$= \frac{3 \times Z_1}{70}$$

$$\text{Vì ta có } 20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ \Rightarrow \cos 8^\circ \geq \cos \beta \geq \cos 20^\circ$$

$$\Rightarrow \cos 8^\circ \geq \frac{3 \times Z_1}{70} \geq \cos 20^\circ$$

$$\Rightarrow \frac{70 \times \cos 8^\circ}{3} \geq Z_1 \geq \frac{70 \times \cos 20^\circ}{3}$$

$$\Rightarrow 23,1 \geq Z_1 \geq 22$$

$$\rightarrow Z_1 = 22 \text{ (răng)}$$

$$\rightarrow Z_2 = 4 \times Z_1$$

$$= 4 \times 22$$

$$= 88 \text{ (răng)}$$

Góc nghiêng răng β

$$\cos \beta = \frac{m_n \times (Z_2 + Z_1)}{2 \times a_w} = \frac{6 \times (88 + 22)}{2 \times 350}$$

$$\cos\beta = \frac{33}{35}$$

$$\rightarrow \beta = 19,5^\circ$$

b/Lực vòng F_t

$$F_{t_1} = F_{t_2} = 2 \times T_1 \times \cos \beta \div m_n \times Z_1$$

$$F_{t_1} = F_{t_2} = 2 \times 60000 \times \cos 19,5^\circ \div 6 \times 22$$

$$F_{t_1} = F_{t_2} = 856,9 \text{ (N)}$$

Lực hướng tâm F_r

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_{t_1} \times \tan \alpha \div \cos \beta$$

$$F_{r_1} = F_{r_2} = 856,9 \times \tan 20^\circ \div \cos 19,5^\circ$$

$$F_{r_1} = F_{r_2} = 330,9 \text{ (N)}$$

Lực dọc trục

$$F_{a_1} = F_{a_2} = F_{t_1} \times \tan \beta$$

$$F_{a_1} = F_{a_2} = 856,9 \times \tan 19,5^\circ$$

$$F_{a_1} = F_{a_2} = 807,7 \text{ (N)}$$

.....

TÀI LIỆU THAM KHẢO

CHƯƠNG 1- BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

<https://classroom.google.com/u/1/c/NDE2Mjg2NDc0NDUy/m/NDE4NTU5OTY3NTE3/details>

CHƯƠNG 2- BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

<https://classroom.google.com/u/1/c/NDE2Mjg2NDc0NDUy/m/NDIwNzEwMjQ3ODQ2/details>

CHƯƠNG 3- BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

<https://classroom.google.com/u/1/c/NDE2Mjg2NDc0NDUy/m/NDI4NzI5MjM1ODY2/details>