

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



LY TU TRONG
COLLEGE

TIỂU LUẬN MÔN HỌC
HỌC PHẦN NGUYÊN LÝ CHI TIẾT MÁY
ĐỀ SỐ: 7

SVTH: 1. LÊ ĐÌNH CHƯƠNG - MSSV:20005355

Ngành học: Chế tạo khuôn mẫu

Lớp học: 20C1-CTK1

Môn học: Nguyên lý chi tiết máy

GVHD: Lư Thị Yến Vũ

Thành phố Hồ Chí Minh – 14/10/2021

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



Ngành học: Chế tạo khuôn mẫu

Lớp học: 20C1-CTK1

TIỂU LUẬN MÔN HỌC

Môn học: Nguyên lý chi tiết máy

Đề số:7

Giám khảo 1

Giám khảo 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 10/2021

LỜI MỞ ĐẦU

Trong thời đại ngày nay nền khoa học tiên tiến đang phát triển mạnh mẽ trên toàn thế giới trong đó ngành công nghệ đóng vai trò rất quan trọng, các hệ thống máy móc ngày càng trở nên phổ biến và từng bước thay thế sức người, để tạo ra được những máy móc ngày càng hoàn thiện và hiện đại hơn thì bộ môn Nguyên lý chi tiết máy đóng vai trò rất quan trọng.

Với một nền công nghiệp hóa và hiện đại hóa thì chúng ta phải chế tạo được ra các thiết bị máy móc, công cụ để đáp ứng co mọi ngành sản xuất.

Việc thiết kế đồ án hoặc hoàn thành bài tập lớn là một khâu rất quan trọng trong quá trình học tập và nghiên cứu môn học Nguyên lý chi tiết máy, nó giúp cho người sinh viên hiểu sâu và đúc được những kiến thức cơ bản của môn học.

MỤC LỤC

CHƯƠNG 1: BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1.1 Khái niệm chung:

- Nguyên lý làm việc: Truyền động theo nguyên lý ma sát, truyền động giữa 2 trục xa nhau
- Phân loại: Theo tiết diện đai: Đai dẹt, đai thang, đai tròn, đai răng
- Theo kiểu truyền động: truyền chuyển động giữa 2 trục song song nhau, truyền động giữa 2 trục chéo nhau.
- Theo vật liệu chế tạo đai: đai vải, đai vải cao su đai sợi bông, đai sợi len, đai bằng vật liệu tổng hợp





1.2 Ưu và nhược điểm của truyền động đai

Ưu điểm:

- Có thể truyền động giữa 2 trục có khoảng cách xa nhau.
- 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.

Nhược điểm:

- Kích thước bộ truyền lớn
- Tỷ số truyền không ổn định vì có sự trượt đàn hồi của đai.
- Lực tác dụng lên ổ và trục lớn vì có lực căng sẵn trên dây đai.
- Dây đai mau mòn do ma sát
- Tỷ số truyền không lớn

1.3 Các phương pháp căng đai

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

1.4 Vật liệu làm đai:

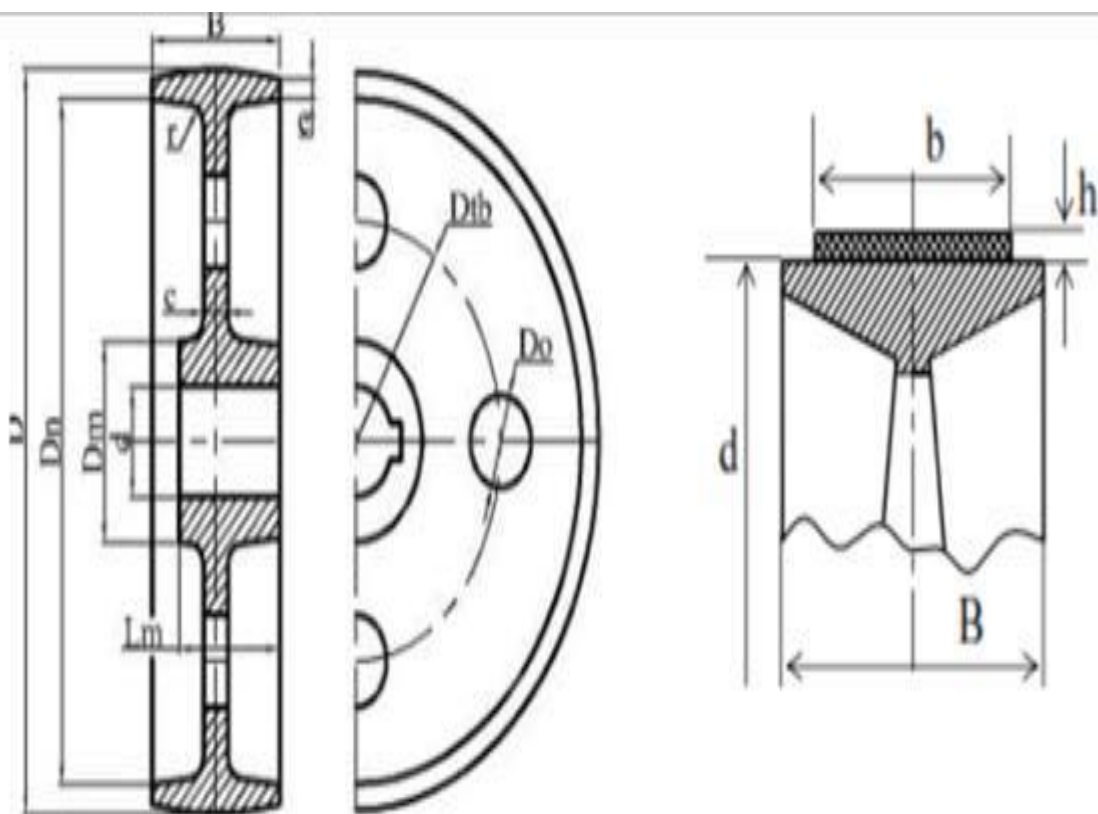
- ◆ Đối với đai dẹt: Bao gồm các loại đai sau: đai da, đai vải cao su, đai sợi len, đai sợi bông, đai làm bằng vật liệu tổng hợp.
- ◆ Đối với đai thang: Đai thang gồm có đai sợi xếp và đai sợi bện

1.5 Kết cấu của đai dẹt:

Đai dẹt, hay còn gọi là đai phẳng, tiết diện đai là hình chữ nhật hẹp, bánh đai hình trụ tròn, đường sinh thẳng hoặc hình tang tròn, bề mặt làm việc là mặt rộng của đai.

Bảng 3.1. Các thông số đai dẹt

Số lớp vải	Chiều dày đai h, mm		Đường kính nhỏ nhất của bánh đai, mm	
	Không có lớp lót	Có lớp lót	Trị số nên dùng	Trị số cho phép
2	2,5	3	100	80
3	3,75	4,5	160	125
4	5	6	224	180
5	6,25	7,5	280	250



Hình 3.9. Kết cấu bánh đai dẹt

1.6 Kết cấu của đai thang

Bề rộng lớn nhất của đai; b_0 : Bề rộng của đai tại mặt phẳng trung hòa; y_0 :

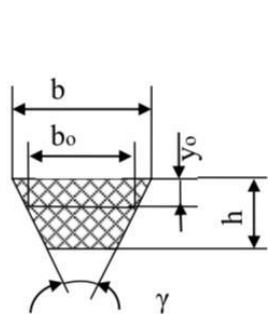
Khoảng cách từ mặt phẳng trung hoà đến mặt trên của đai; h : Chiều cao của đai;

$\gamma = 40^\circ$: Góc ở đỉnh; L : Chiều dài đai, được tính là chiều dài lớp trung hoà.

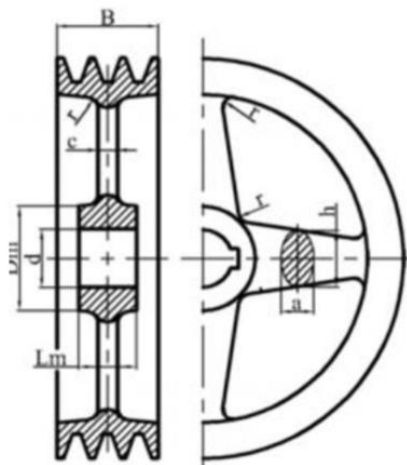
+ Đai thang được chế tạo thành vòng kín, có chiều dài L và tiết diện đai A được tiêu chuẩn hóa. TCVN 2332-78 quy định 6 loại đai thang thường Z, O, A, B, C, D. TCVN 3210- 79 quy định 3 loại đai thang hẹp SPZ, SPA, SPB.

+ Đai thang có tiết diện hình thang, bánh đai có rãnh hình thang, thường dùng nhiều dây đai trong một bộ truyền.

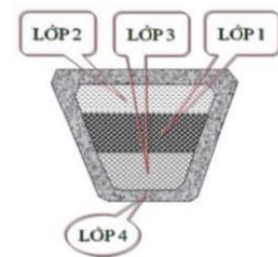
Mặt cắt ngang đai hình thang loại A như hình 3.12 gồm các lớp sau:



Hình 3.10. Tiết diện dây đai thang



Hình 3.11. Kết cấu bánh đai thang



Hình 3.12. Mặt cắt ngang đai hình thang loại A

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 Ltc (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

Bảng 3.2. Kích thước mặt cắt đai, chiều dài đai, đường kính bánh đai các loại đai thang

Dạng đai	Ký hiệu	b ₀ , mm	b, mm	h, mm	y ₀ , mm	A, mm ²	Chiều dài đai, mm	T ₁ , Nm	d ₁ , mm
Đai thang	Z	8,5	10	6	2,1	47	400 ÷ 2500	< 25	70 ÷ 140
	A	11	13	8	2,8	81	560 ÷ 4000	11 ÷ 70	100 ÷ 200
	B	14	17	10,5	4,0	138	800 ÷ 6300	40 ÷ 190	140 ÷ 280
	C	19	22	13,5	4,8	230	1800 ÷ 10600	110 ÷ 550	250 ÷ 400
	D	27	32	19	6,9	476	3150 ÷ 15000	450 ÷ 2000	320 ÷ 630
Đai thang hẹp	E	32	38	23,5	8,3	692	4500 ÷ 18000	1100 ÷ 4500	500 ÷ 1000
	SPZ	8,5	10	8	2	56	630 ÷ 3500	< 500	< 150
	SPA	11	13	10	2,8	93	800 ÷ 4500	90 ÷ 400	90 ÷ 400
	SPB	14	17	13	3,5	159	1250 ÷ 8000	300 ÷ 2000	300 ÷ 2000

3. Thông số hình học bộ truyền đai

3. Thông số hình học

Góc ôm trên bánh dẫn (rad)

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

Góc ôm trên bánh dẫn (độ)

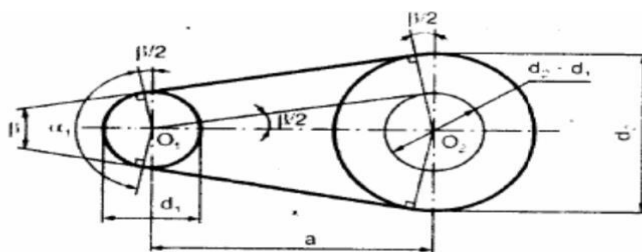
$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{a}$$

Chiều dài dây đai L

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

Khoảng cách trục a

$$a = \frac{\left(L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} \right) + \sqrt{\left(L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2}}{4}$$



a - khoảng cách giữa hai trục; α_1 - góc ôm bánh đai nhỏ

Hình 4.10 Các thông số hình học bộ truyền đai

4. Vận tốc và tỉ số truyền

Vận tốc dài trên bánh dẫn

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{6.10^4}$$

Vận tốc dài trên bánh bị dẫn

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{6.10^4}$$

Tỉ số truyền

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)}$$

Nếu bỏ qua hiện tượng trượt

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

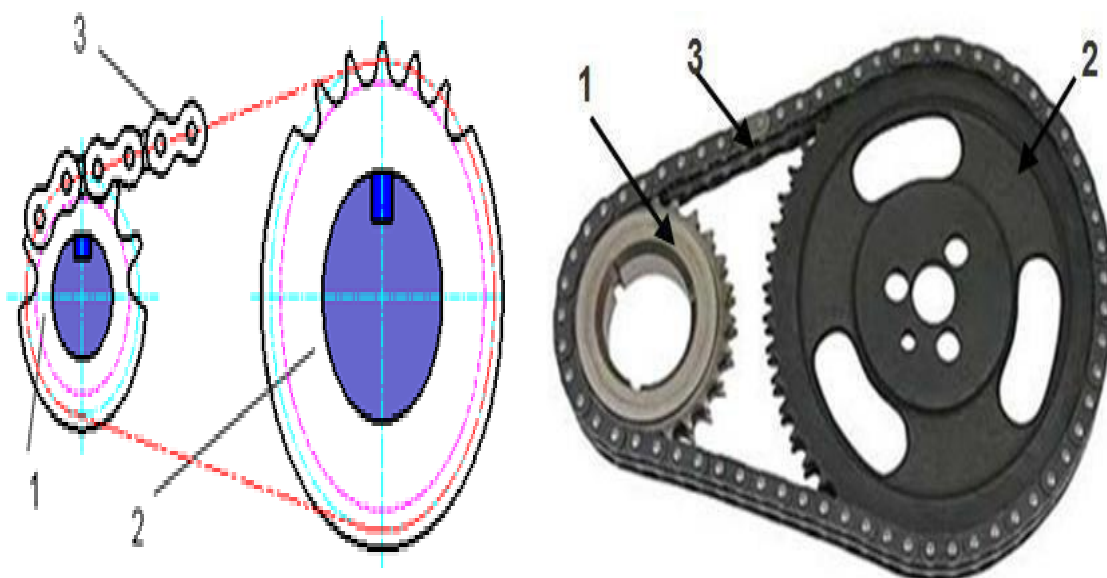
CHƯƠNG 2: BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

2.1 Khái niệm chung:

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

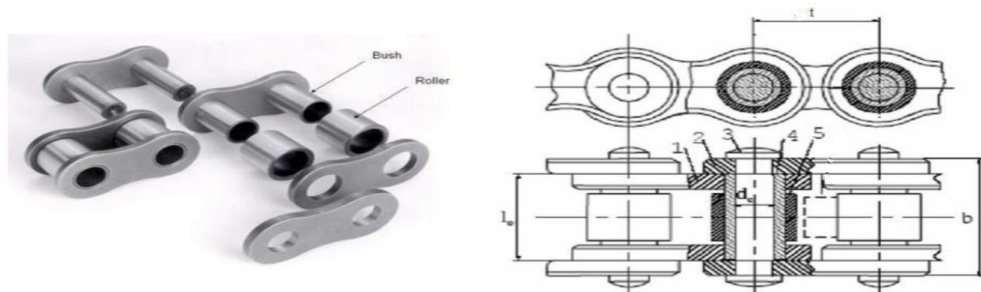
2.2 Cấu tạo của bộ truyền động xích:

- Cấu tạo chính của bộ truyền xích có 3 bộ phận chính: đĩa dẫn 1, đĩa bị dẫn 2 và xích 3
- Ngoài ra, tùy trường hợp, có thể có thêm bộ phận căng xích, bộ phận bôi trơn, hộp che.
- + Đĩa xích dẫn 1, có đường kính tính toán là d_1 lắp trên trục I, quay với số vòng quay n_1 , công suất truyền động P_1 , mô men xoắn trên trục T_1 . Đĩa xích có răng tương tự như bánh răng. Trong quá trình truyền động, răng đĩa xích ăn khớp với các mắt xích, tương tự như bánh răng ăn khớp với thanh 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 , mô men 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. Các mắt xích xoay quanh khớp bản lề, khi vào ăn khớp với răng đĩa xích.

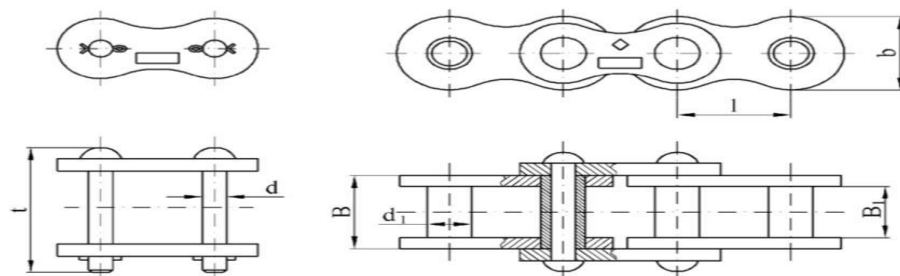


2.3 Phân loại bộ truyền động xích:

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



Hình 4.3. Xích con lăn

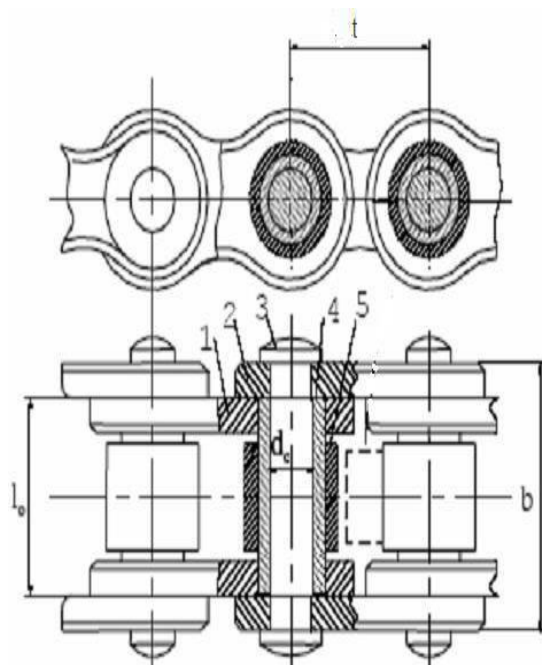


Hình 4.5. Xích ống

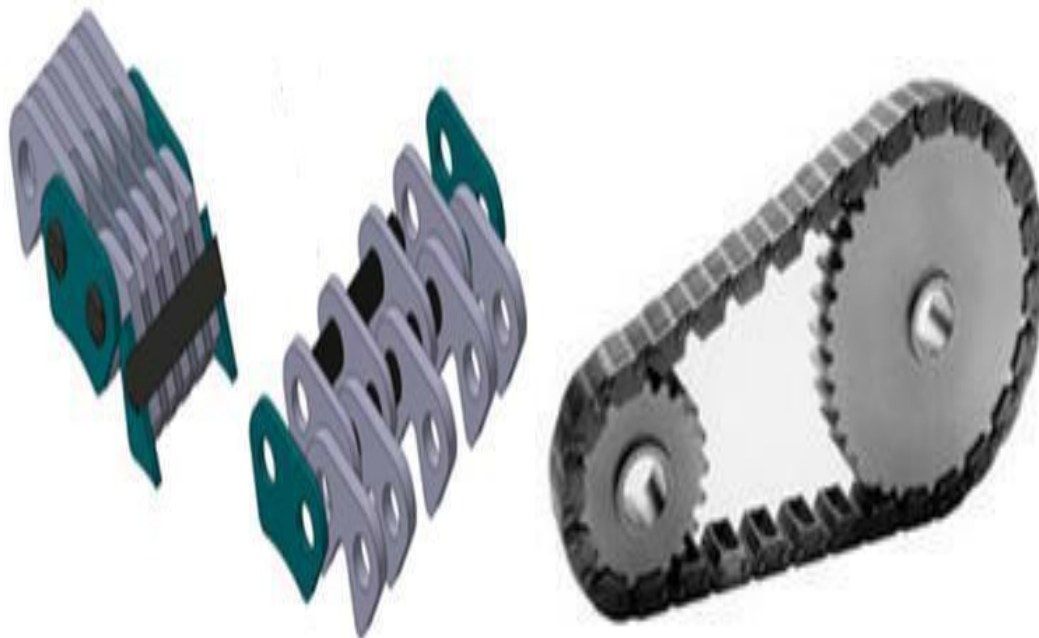


Hình 4.6. Xích răng

+ Xích con lăn



+Xích răng :



+Xích ống:



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

2.4.1 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.

2.4.2 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.

2.4.3 Phạm vi sử dụng:

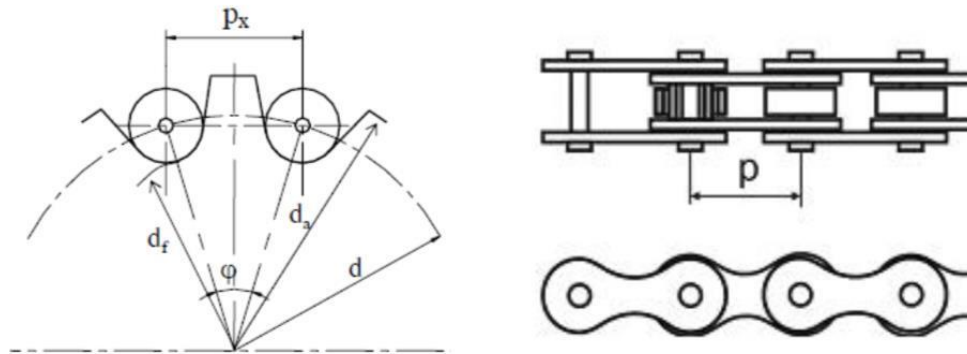
- Khoảng cách trục xa đến 8m
- Dẫn động cho nhiều đĩa xích
- $P \leq 10\text{kW}$, $v \leq 15\text{m/s}$, $n \leq 500\text{v/p}$, $u \leq 8$
- Bộ ruyền xích được dùng nhiều trong các máy nông nghiệp, máy vận chuyển, và trong tay máy

THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH 4.2.1. Bước xích

Bước xích p_C , mm được tiêu chuẩn hóa. Cũng là bước của răng đĩa xích trên vòng tròn đi qua tâm các chốt.

Bước xích p_C có giá trị từ 12, 7÷50,8 mm, có thể chọn theo bảng 4.2

4.2.2. Đĩa xích



Hình 4.7. Thông số hình học của bộ truyền 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; là đường kính của vòng tròn đi qua tâm các chốt (Hình 4.7). Đường kính vòng chia của đĩa tính theo công thức:

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

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

- Đường kính vòng tròn chân răng đĩa xích d_{f1} , d_{f2} , mm.

- Đường kính vòng tròn đỉnh răng d_{a1} , d_{a2} , mm.

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

- Số răng của đĩa xích dẫn Z_1 của đĩa xích bị dẫn Z_2 .
 - Bước xích p_c , mm, là bước của răng đĩa xích trên vòng tròn đi qua tâm các chốt.
 - Số mắt của dây xích X luôn là số chẵn, để dễ dàng nối với nhau.
- Số mắt xích: $X = L/p_c$
- Khoảng cách trục a, là khoảng cách giữa tâm đĩa xích dẫn và đĩa bị dẫn; mm.

2.2.3 Số răng đĩa xích

Số răng dẫn z_1 ta theo công thức:

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.

Đối với bộ truyền chịu tải trọng va đập nên chọn $Z_{\min} \geq 17$ khi $v > 2$ m/s.

Trong tính toán thiết kế chọn $Z_1 = 29 - 2u$ (4.1)

- Số răng đĩa bị dẫn Z_2 :

Tính theo công thức sau: $Z_2 = u \cdot Z_1 \leq Z_{2\max}$ (4.2)

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

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

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

4.2.4. Khoảng cách trục và số mắt xích

1. Số mắt xích

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

- Chiều dài xích L theo khoảng cách trục:

$$L \approx 2 \cdot a + \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} \quad (mm) \quad (4.4)$$

Loại xích	Tỷ số truyền u					
	1 – 2	2 – 3	3 – 4	4 – 5	5 – 6	> 6
	Số răng Z_1					
Xích ống con lăn	30 – 27	27 – 25	25 – 23	23 – 21	21 – 17	17 – 15
Xích răng	35 – 32	32 – 30	30 – 27	27 – 23	23 – 19	19 – 17

Vì $\pi d_1 = p_c \cdot Z_1$ và $\pi d_2 = p_c \cdot Z_2$

$$\rightarrow L \approx 2 \cdot a + \frac{p_c}{2} (Z_2 + Z_1) + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p_c^2}{a} \quad (mm) \quad (4.5)$$

- Số mắt xích: Mặt khác $L = X \cdot p_c \Rightarrow$ Số mắt xích X

$$X = \frac{L}{p_c} \approx \frac{2 \cdot a}{p_c} + \frac{1}{2} (Z_2 + Z_1) + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p_c}{a} \quad (4.6)$$

Giá trị X được làm tròn số nguyên và nên chọn số chẵn.

2. Khoảng cách trục chính xác

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

$$a = 0,25 \cdot p_c \cdot \left[\left(X - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right) + \sqrt{\left(X - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] \quad (mm) \quad (4.7)$$

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

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

$$L = X \cdot p_c \quad (4.8)$$

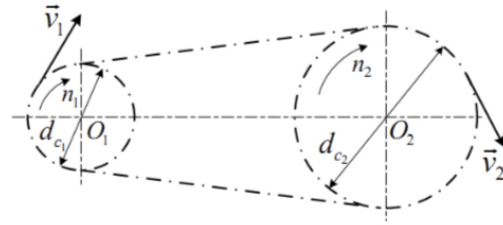
2.3 Động học của bộ truyền động xích

2.3.1 Vận tốc và tỉ số truyền trung bình

- Vận tốc bộ truyền xích:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{p_c \cdot Z_1 \cdot n_1}{60000} \text{ (m/s)} \quad (4.8)$$

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000} = \frac{p_c \cdot Z_2 \cdot n_2}{60000} \text{ (m/s)} \quad (4.9)$$



Hình 4.8. Vận tốc trung bình trong bộ truyền xích

Vận tốc xích càng tăng thì xích càng chóng mòn, tải trọng động và tiếng ồn tăng. Do đó nên chọn $v \leq 15 \text{ m/s}$

- Tỷ số truyền của bộ truyền xích:

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

Nên chọn $u \leq 8$

2.3.2 Lực tác dụng lên bộ truyền động xích

$$F_0 = K_f \cdot a \cdot q_m \cdot g \quad (4.10)$$

a: chiều dài đoạn xích tự do gần bằng khoảng cách trục (m)

q_m : khối lượng một mét xích (kg/m)

g: gia tốc trọng trường (m/s²)

K_f : hệ số phụ thuộc vào độ võng của xích, $K_f = 6$ khi bộ truyền nằm ngang, $K_f = 3$ khi góc nghiêng $< 40^\circ$, $K_f = 1$ khi bộ truyền thẳng đứng.

- Điều kiện cân bằng của đĩa xích:

$$\sum T = -T_1 + F_1 \cdot \frac{d_1}{2} - F_2 \cdot \frac{d_2}{2} = 0$$

$$F_1 - F_2 = F_t \quad (4.11)$$

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{v} \quad (4.12)$$

$$\text{- Lực quán tính ly tâm: } F_v = q_m \cdot v^2 \quad (4.13)$$

Giá trị $F_2 = F_0 + F_v$. Vì F_0 và F_v tương đối nhỏ so với lực vòng F_t , nên khi tính toán ta có thể lấy gần đúng $F_1 \approx F_t$; $F_2 \approx 0$

$$\text{- Lực tác dụng lên ổ và trục: } F_r = K_m \cdot F_t \quad (4.14)$$

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)

2.3.3. Tải trọng động và động năng va đập của bộ truyền động xích

Trong truyền động xích, do vận tốc của xích và đĩa xích bị dẫn thay đổi cho nên

sinh ra tải trọng động. Khi xích có khối lượng m chuyển động với vận tốc V_x

thay đổi theo thời gian, nghĩa là chuyển động với gia tốc a_x , sinh ra tải trọng động (lực quán tính)

$$F_d = m \cdot a_x = \frac{a \cdot q_m \cdot n_1^2 \cdot p_c}{18 \cdot 10^7} \text{ (N)} \quad (4.15)$$

Trong đó m : khối lượng xích (kg)

a_x : Gia tốc xích (m/s)

a : khoảng cách trục (mm)

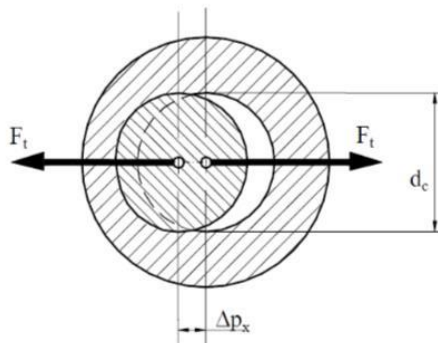
p_c : Bước xích (mm)

n_1 : tốc độ quay của đĩa xích dẫn (vg/ph)

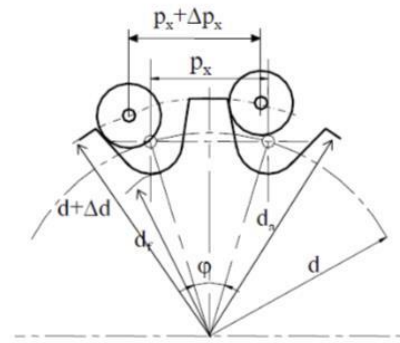
q_m : khối lượng 1 mét xích (kg/m)

2.4. CÁC DẠNG HỎNG, VẬT LIỆU VÀ BÔI TRƠN

2.4.1. Các dạng hỏng



Hình 4.7. Xích bị mòn làm tăng bước xích



Hình 4.8. Hiện tượng xích bị tuột

Trong khi làm việc, trong bộ truyền xích có thể xảy ra các dạng hỏng sau:

- Đứt xích, dây xích bị tách rời ra không làm việc được nữa, có thể gây nguy hiểm cho người và thiết bị xung quanh. Xích có thể bị đứt do mỏi, do quá tải đột ngột, hoặc do các mối ghép giữa má xích với chốt bị hỏng.

- Mòn bản lề xích. Trên mặt tiếp xúc của bản lề có áp suất lớn, và bị trượt tương đối khi vào ăn khớp với răng đĩa xích, nên tốc độ mòn khá nhanh. Ổng lót và chốt chỉ mòn một phía, làm bước xích tăng thêm một lượng Δp_x (Hình 4.7).

Khi bước xích tăng thêm, toàn bộ dây xích bị đẩy ra phía đỉnh răng đĩa xích, tâm các chốt nằm trên đường tròn có đường kính $d + \Delta d$. Xích dễ bị tuột ra khỏi

đĩa xích (Hình 4.8).

Mòn làm giảm đáng kể tiết diện ngang của chốt, có thể dẫn đến gãy chốt.

Các phần tử của dây xích bị mài: rỗ bề mặt con lăn, ống lót, gãy chốt, vỡ con lăn. - Mòn răng đĩa xích, làm nhọn răng, răng đĩa xích bị gãy.

2.4.2. Vật liệu chế tạo xích và đĩa xích

Đĩa xích có cấu tạo gần giống bánh răng, chỉ khác ở phần vành răng. Kích thước và biên dạng răng phụ thuộc vào loại xích. Vật liệu làm đĩa xích thường là thép cacbon hay thép hợp kim, sau khi gia công tôi đạt độ cứng 50 – 60H RC.

2.4.3. Bôi trơn

Bôi trơn là biện pháp làm tăng khả năng làm việc, kéo dài tuổi thọ của bộ truyền động xích. Bôi trơn tốt sẽ làm cho hiệu suất làm việc của bộ truyền cao. Tùy thuộc vào vận tốc của bộ truyền, có thể có các biện pháp bôi trơn sau:

- Bôi trơn định kỳ dùng cho bộ truyền có vận tốc thấp khoảng $(3 \div 4)$ m/s, cứ sau $(8 \div 10)$ giờ bôi trơn một lần hay dùng phương pháp bôi trơn nhỏ giọt. Ngoài ra có thể bôi trơn bằng cách nấu chảy mỡ rồi ngâm xích cho ngấm vào bản lề. - Bôi trơn thường xuyên dùng cho bộ truyền có vận tốc cao. Nếu vận tốc khoảng $(5 \div 8)$ m/s, ngâm xích ngập trong dầu tới nửa chiều cao mắt xích. Nếu vận tốc $v > 8$ m/s thì tốt nhất là dùng bơm phun dầu liên tục vào mắt xích

2.5. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH

Thông số đầu vào: công suất P_1 , kW; số vòng quay n_1 , vg/ph; tỷ số truyền u .

Bước 1. Chọn loại xích phụ thuộc vào công suất truyền, vận tốc và điều kiện làm việc. Bước 2. Chọn số răng sơ bộ của đĩa xích dẫn theo công thức

$$Z_1 = 29 - 2 \times u.$$

Nên chọn số răng đĩa xích là số lẻ để xích mòn đều.

Bước 3. Tính số răng đĩa xích lớn theo công thức

$$Z_2 = u \times Z_1 \text{ với điều kiện } Z_2 \leq Z_{2\max}$$

→ Xác định lại chính xác tỷ số truyền bộ truyền xích, sai số tỉ số truyền $\leq 3\%$

Bước 4. 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 4.3

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

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 $K_r=1,2 \div 1,5$; nếu có va đập mạnh thì $K_r=1,8$.

K_{lv} : hệ số xét đến chế độ làm việc: làm việc một ca thì $K_{lv}=1$; làm việc hai ca thì $K_{lv}=1,12$; làm việc ba ca thì $K_{lv}=1,45$.

Bước 5. 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 tính toán (kW)

$[P]$: công suất cho phép của bộ truyền một dây có bước p_c (tra **bảng 4.3**)

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

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

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

Bảng 4.3. Lựa chọn bước xích p_c theo công suất cho phép $[P]$

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	2,42	2,72	
12,7	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	3,20
12,7	4,45	10,11	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	5,95
15,875	5,08	11,30	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	7,55
15,875	5,08	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	9,65
19,05	5,96	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9	12,7
25,4	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3	19,3
31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,0	43,8
38,1	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	99,2	10,8	
44,45	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	88,3	101			
50,8	14,29	45,21	22,9	68,1	110	138	157			

Với giá trị P_t vừa xác định, theo bảng 4.4 ta chọn bước xích p_c theo cột giá trị n_{01} khi tính hệ số K_n .

Bước 6. Kiểm tra số vòng quay tới hạn (bảng 4.4)

Nếu không thỏa thì ta tăng số dây xích và tính toán lại hoặc thay đổi loại xích.

Bảng 4.4. Giá trị giới hạn bước xích p_c theo số vòng quay n_1

Số vòng quay, (vg/ph)									
- Xích con lăn $Z_1 \geq 15$	1250	1000	900	800	630	500	400	300	
- Xích răng $Z_1 \geq 17$	3300	2650	2200	1650	1320				
Bước xích $[p_c]_{\max}$ cho phép, (mm)	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	

- Vận tốc v :

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

- Lực vòng có ích:

$$F_t = \frac{1000 \times P}{v} \text{ (N)}$$

Xác định vận tốc trung bình v của xích

Bước 8. Tính toán kiểm nghiệm bước xích

Theo công thức sau:

$$p_c \geq 2,82 \times \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K}{Z_1 \cdot [p_0] \cdot K_x}} = 600 \times \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot K}{Z_1 \cdot n_1 \cdot [p_0] \cdot K_x}}$$

với $[p_0]$ tra từ **bảng 4.5**, nếu không thỏa thì tăng bước xích và tiến hành tính toán lại.

Bảng 4.5. Áp suất cho phép $[p_0]$

Bước xích $p_c, (mm)$	Áp suất cho phép trong bản lề xích $[p_0]$ (MPa) khi số vòng quay bánh xích nhỏ n_1 (vg/ph)								
	≤ 50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000
12,7÷15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5	16
19,05÷25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15	
31,75÷38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15		
44,45÷50,8	35	26	21	17,5	15				

- Chiều dài xích: $L = X \cdot p_c$

Bước 9. Xác định số mắt xích X

- Chọn khoảng cách trục sơ bộ từ $a = (30 \div 50) \cdot p_c$

- Xác định số mắt xích X theo công thức:

Và để bộ truyền làm việc bình thường nên giảm a một đoạn $(0,002 \div 0,004)a$.

Bước 10. Kiểm tra xích theo hệ số an toàn

Xích răng	60	50	40	25	20			
-----------	----	----	----	----	----	--	--	--

$$s = \frac{Q}{F_1 + F_v + F_0} \leq [s]$$

với $[s]$ tra **bảng 4.6** và Q tra **bảng 4.7**

Bảng 4.6. Hệ số an toàn cho phép $[s]$

Số vòng quay n , (vg/ph)	Bước xích p_c , (mm)					
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1
49,94	7,1	7,2	7,2	7,3	7,4	7,5
99,89	7,3	7,4	7,5	7,6	7,8	8,0
299,85	7,9	8,2	8,4	8,9	9,4	9,8
499,40	8,5	8,9	9,4	10,2	11,8	12,5
749,62	9,3	10,0	10,7	12,0	13,0	14,0
998,86	10,0	19,8	11,7	13,1	15,0	

Bảng 4.7. Thông số xích con lăn 1 dãy

Kích thước, (mm)		Diện tích bản lề A, (mm ²)	Tải trọng phá hủy Q, (kN)	Khối lượng 1m xích q_m (kg)
d	h			
10,16	14,8	71	22,7	0,9
11,91	18,2	105	29,5	1,6
15,88	24,2	180	50,0	2,6

$$F_1 = F_t$$

$$F_v = q_m \cdot v^2$$

với q_m tra **bảng 4.7**

$$F_0 = K_f \cdot a \cdot q_m \cdot g$$

K_f : hệ số phụ thuộc vào độ võng của xích. $K_f=6$ khi xích nằm ngang; $K_f=3$ khi góc nghiêng giữa đường tâm trục và phương nằm ngang nhỏ hơn 40°; $K_f=1$ khi xích thẳng đứng.

Và kiểm tra số lần va đập của xích trong một giây theo công thức:

$$i = \frac{4 \cdot v}{L} = \frac{4 \cdot n_1 \cdot Z_1 \cdot p_c}{p_c \cdot X \cdot 60} = \frac{Z_1 \cdot n_1}{15 \cdot X} \leq [i]$$

trong đó: X số mắt xích

Z_1, n_1 : số răng và số vòng quay của đĩa xích dẫn

$[i]$: số lần va đập cho phép của xích trong một giây (**bảng 4.8**)

Bảng 4.7. Số lần va đập cho phép của xích $[i]$ trong một giây

Dạng xích	Bước xích p_c , (mm)							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Xích con lăn	40	30	25	20	16	14	12	10

Bước 11. Tính lực tác dụng lên trục theo công thức:

- Lực tác dụng lên trục: $F_r = K_m F_t$

K_m : hệ số trọng lượng xích

$Km=1,15$ khi xích nằm ngang hoặc khi góc nghiêng giữa đường nối tâm hai trục và

phương nằm ngang nhỏ hơn 40° $Km=1$ khi góc nghiêng đường nối tâm hai trục từ 40° đến vị trí thẳng đứng

- Xác định các kích thước bộ truyền:

Thông số hình học		Công thức
Đường kính vòng chia	Bánh dẫn	$d_1 = \frac{p_c \times Z_1}{\pi}$
	Bánh bị dẫn	$d_2 = \frac{p_c \times Z_2}{\pi}$
Đường kính vòng đỉnh	Bánh dẫn	$d_{a1} = p_c \times [0,5 + \cotg(\pi / Z_1)]$
	Bánh bị dẫn	$d_{a2} = p_c \times [0,5 + \cotg(\pi / Z_2)]$

CHƯƠNG 3: BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

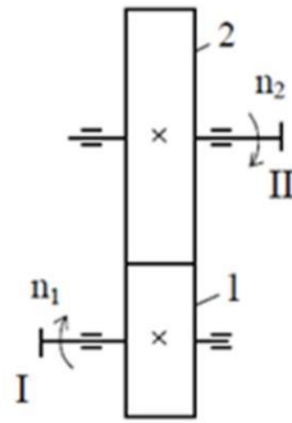
3.1 : Khái niệm chung:

- Truyền động bánh răng là truyền động ăn khớp trực tiếp, trong đó chuyển động và tải trọng được truyền nhờ sự ăn khớp của các răng trên bánh răng hoặc thanh răng. Bộ truyền bánh răng thường có 2 bộ phận chính:

- Bánh răng dẫn 1, có đường kính d_1 được lắp trên trục dẫn I, quay với số vòng quay n_1 công suất truyền động P_1 mô men xoắn trên trục T_1

- Bánh răng bị dẫn 2, có đường kính d_2 , được lắp trên trục bị dẫn II, quay với số vòng quay n_2 , công suất truyền động P_2 , mô men xoắn trên trục T_2 .

- Trên bánh răng có các răng, khi truyền động các răng ăn khớp với nhau, tiếp xúc và đẩy nhau trên đường ăn khớp .



Hình 5.1. Sơ đồ bộ truyền bánh răng trụ

3.2: Phân loại:

Theo vị trí tương đối giữa các trục

- Truyền động bánh răng trụ, các trục song song với nhau
- Truyền động bánh răng côn, các trục vuông góc với nhau
- Truyền động bánh răng hypecbôlôit, các trục chéo nhau



Theo tính chất di động của đường tâm các trục

- Truyền động bánh răng thường, đường tâm trục của tất cả các bánh răng đều cố định.
- Truyền động bánh răng hành tinh, đường tâm trục của 1 hoặc nhiều bánh răng di động trong mặt phẳng quay.

Theo phương của răng so với đường sinh

- Truyền động bánh răng thẳng (bánh trụ răng thẳng và bánh côn răng thẳng)
- Truyền động bánh răng nghiêng (bánh trụ răng nghiêng, bánh côn răng xoắn, răng cong)
- Truyền động bánh răng chữ V



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

- 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.

$m = t /$ 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 Z1: nên chọn $Z1 \geq 17$ để tránh cắt chân răng.

- Số răng bánh lớn Z2: xác định từ tỉ số truyền

- Profil góc α_0 : $\alpha_0 = 14,5^\circ$; 20° , 25° là thông số cơ bản của biên dạng răng.

Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng theo bảng 5.1

Bảng 5.1. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng 3.3.2. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng có một bộ thông số tương tự như bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, được tính trên mặt đầu của bánh răng (mặt phẳng vuông góc với trục bánh răng). Một số thông số được xác định trên mặt phẳng pháp tuyến n-n, vuông góc với phương của răng.

Bảng 5.2. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng nghiêng

3.3.3. Các thông số hình học của bánh răng côn răng thẳng

Bánh răng côn chủ yếu dùng để truyền động giữa hai trục vuông góc với nhau. Khi vận tốc thấp (khoảng $2 \div 3$ m/s) thường dùng bánh răng côn răng thẳng

vì chế tạo và lắp ghép đơn giản hơn các loại bánh răng nón khác. Khi vận tốc cao thì dùng bánh răng côn răng nghiêng hoặc răng cung tròn vì sự ăn khớp êm, khả năng tải cao và tính công nghệ cũng cao. So với bánh răng trụ thì bánh răng nón chế tạo và lắp ghép phức tạp hơn, các trục lại cắt nhau khiến khó bố trí ổ trục (một trục phải để công xôn). Việc cố định ổ trục cũng phức tạp vì có lực dọc trục. Do đó chỉ sử dụng bánh răng nón khi cần thiết.

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

3.5. CÁC DẠNG HỎNG, HIỆU SUẤT VÀ BÔI TRƠN CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

3.5.1. Các dạng hỏng và vật liệu chế tạo

1. Các dạng hỏng

Trong quá trình làm việc, trên bánh răng có thể xuất hiện các dạng hỏng sau:

- Gãy răng bánh răng, là dạng hỏng nguy hiểm nhất, bộ truyền không tiếp tục làm việc được nữa và còn gây nguy hiểm cho các chi tiết máy lân cận. Gãy răng có thể do quá tải, hoặc do bị mỏi, khi ứng suất uốn trên tiết diện chân răng vượt quá giá trị cho phép.

- Tróc rỗ mặt răng, trên mặt răng có những lỗ nhỏ và sâu, làm hỏng mặt răng, bộ truyền làm việc không tốt nữa. Tróc rỗ thường xảy ra ở những bộ truyền có độ rắn mặt răng cao, ứng suất tiếp xúc không lớn lắm và bôi trơn đầy đủ. Nguyên nhân ứng suất tiếp xúc thay đổi, mặt răng bị mỏi, xuất hiện các vết nứt trên bề mặt. Vết nứt lớn dần lên, đến một mức nào đó sẽ làm tróc ra một mảnh kim loại, để lại vết lõm. - Bong mặt răng, có những vảy kim loại tách ra khỏi bề mặt răng, tạo nên những

vết lõm nông và rộng. Bong mặt răng làm thay đổi biên dạng răng, giảm chất lượng bề mặt, bộ truyền làm việc không tốt nữa. Dạng hỏng này thường có ở những bộ truyền mặt răng được tôi, sau khi thấm nitơ, thấm than. Nguyên nhân là do nhiệt luyện và hóa nhiệt luyện không tốt, tổ chức kim loại trên mặt răng bị phá hỏng, kém bền vững. Dưới tác dụng của ứng suất lớn và thay đổi, một lớp mỏng kim loại đã bị tách khỏi mặt răng.

3.5.2. Hiệu suất bộ truyền động bánh răng

3.5.3. Bôi trơn bộ truyền động bánh răng

Để giảm mất mát công suất do ma sát, giảm mài mòn răng và đề phòng các chi tiết máy bị han gỉ cần bôi trơn bộ truyền thường xuyên. Đối với bộ truyền để hở của những máy không quan trọng có thể bôi trơn định kỳ bằng mỡ. Đối với bộ truyền kín, ta có hai kiểu bôi trơn là bôi trơn ngâm dầu và bôi trơn lưu thông.

Bôi trơn ngâm dầu: Bánh răng được ngâm trong dầu ở trong hộp. Cách bôi trơn này thường dùng khi vận tốc $v < 12 \text{ m/s}$. Khi vận tốc vòng lớn, công suất mất mát do khuấy dầu tăng lên, dầu dễ bị biến chất do bắn tóe, mặt khác các chất cặn bã ở đáy hộp dễ bị khuấy động và hắt vào chỗ ăn khớp làm cho răng

chóng bị mài mòn. Vì vậy cần đảm bảo lượng dầu ngâm cần thiết. Khi vận tốc của bộ truyền gần bằng 12 m/s thì bánh răng được ngâm trong dầu với chiều cao là $(0,75 \div 2)h$ nhưng không nhỏ hơn 10mm. Trong đó: h là chiều cao răng.

Đối với bánh răng côn, mức dầu nên ngập chiều rộng bánh răng lớn. Khi vận tốc nhỏ $(0,8 \div 1,5)$ m/s, lấy chiều sâu ngâm dầu bằng 1/6 bán kính bánh răng cấp nhanh và bằng 1/4 bán kính bánh răng cấp chậm. Lượng dầu bôi trơn thường vào khoảng $(0,4 \div 0,8)$ lít cho

1kW công suất truyền. Bôi trơn lưu thông: Phương pháp này dùng cho bộ truyền có vận tốc lớn (lớn

hơn 12

$\div 14$) m/s. Dầu bôi trơn có áp suất $(0,5 \div 1,75)$ at được bơm từ bể qua các đường ống, qua các vòi phun đến bôi trơn chỗ ăn khớp. Đối với bánh răng nghiêng hoặc bánh răng chữ V nên đặt vòi phun sao cho các tia dầu bắn theo chiều quay của bánh răng.

3.6. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ RĂNG THẲNG

Bước 1: xác định vật liệu chế tạo bánh răng

Chọn vật liệu chế tạo bánh răng, phương pháp nhiệt luyện, tra cơ tính vật liệu như: giới hạn bền, giới hạn chảy, độ rắn vật liệu từ đó tìm ra giới hạn mỏi.

- Vật liệu là thép.

$$[\sigma_H] = \sigma_{0H \text{ lim}} \frac{0,9K_{HL}}{s_H}$$

Trong đó:

$\sigma_{0H \text{ lim}}$: giới hạn mỏi tiếp xúc tương ứng với số chu kỳ cơ sở N_{H0}

s_H : hệ số an toàn tra theo bảng 4.2

K_{HL} : hệ số tuổi thọ, xác định theo công thức:

$$K_{HL} = m_H \sqrt{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}$$

m_H : bậc của đường cong mỏi, có giá trị bằng 6

N_{H0} : số chu kỳ làm việc cơ sở $N_{H0} = 30HB^{2,4}$

N_{HE} : số chu kỳ làm việc tương đương

Nếu bánh răng làm việc với chế độ tải trọng và số vòng quay n không đổi:

$$N = 60c.n.L_h$$

c - số lần ăn khớp của răng trong mỗi vòng quay của bánh răng

L_h - tổng thời gian làm việc tính bằng giờ. $L_h = L.365.K_{\text{năm}}.24.K_n$

L - tuổi thọ tính bằng năm

$K_{\text{năm}}, K_n$ – hệ số sử dụng bộ truyền trong một năm và trong một ngày.

K_{HE} : hệ số chế độ tải trọng cho trong Bảng 4.3.

Nếu bộ truyền làm việc với chế độ tải trọng thay đổi theo nhiều bậc:

Bước 2: xác định ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$

$$N_{HE} = 60c \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 n_i \cdot t_i$$

Trong đó:

và T_i – số vòng quay, thời gian làm việc tính bằng giờ và moment xoắn ở chế độ làm việc thứ i .

$T_{\max}$: moment xoắn lớn nhất trong các moment T_i không kể moment quá tải vì loại moment quá tải xảy ra trong khoảng thời gian rất ngắn so với các chế độ tải trọng khác.

Khi $N_{HE} > N_{H0}$ thì lấy $N_{HE} = N_{H0}$ để tính toán.

Nếu bộ truyền làm việc với chế độ tải trọng thay đổi liên tục:

$$N_{HE} = K_{HE} N_{\Sigma}$$

Trong đó: $N_{\Sigma} = 60cnL_h$

Khi bộ truyền làm việc với số vòng quay n không đổi thì $N_{\Sigma} = 60cnL_h$

Khi cần tính toán kiểm nghiệm, $[\sigma_H]$ cần phải được xác định lại theo công thức:

$$[\sigma_H] = \sigma_{0H \text{ lim}} \frac{K_{HL} Z_R Z_V K_t K_{xH}}{s_H}$$

Trong đó:

Z_R : hệ số xét đến ảnh hưởng của độ nhám bề mặt

$$\begin{cases} \text{khi } R_a = 1,25 \div 0,63 \mu m \Rightarrow Z_R = 1 \\ \text{khi } R_a = 2,50 \div 1,25 \mu m \Rightarrow Z_R = 0,95 \\ \text{khi } R_a = 10 \div 2,50 \mu m \Rightarrow Z_R = 0,9 \end{cases}$$

Z_V : hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc vòng

$$\begin{cases} \text{khi } HB \leq 350 \Rightarrow Z_V = 0,85 v^{0,1} \\ \text{khi } HB \geq 350 \Rightarrow Z_V = 0,925 v^{0,05} \end{cases}$$

K_t : hệ số xét đến điều kiện bôi trơn, thường chọn

K_{xH} : hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước răng:

$$K_{xH} = \sqrt{1,05 - \frac{d}{10^4}}$$

Khoảng cách trục a_w được tính theo công thức:

$$a_w = 50(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u}} = 50(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u^2}}$$

Trong đó: T_2 : moment xoắn trên bánh bị dẫn.

Bước 7: chọn modun m theo khoảng cách trục a_w

Bước 8: xác định tổng số răng, xác định z_1 và z_2 .

$$z_1 + z_2 = z_1(1 + u) = \frac{2a_w}{m}$$

$$z_1 = \frac{d_1}{m}; z_2 = u \cdot z_1$$

Số răng tối thiểu bằng 17 để tránh hiện tượng cắt chân răng.

Bước 9: tính toán lại tỉ số truyền u .

Khi cần thiết phải kiểm tra lại sai số $\Delta u \leq (2 \div 3) \%$

Bước 10: xác định các kích thước của bộ truyền bánh răng.

Các giá trị đường kính tính chính xác đến 0,01mm

Bước 11: tính vận tốc vòng và chọn cấp chính xác bộ truyền:

Bước 12: xác định giá trị các lực tác dụng lên bộ truyền

Bước 13: chọn hệ số tải trọng động K_{HV} và K_{FV} :

Hệ số tải trọng động K_{HV} và K_{FV} được chọn theo Bảng 4.7:

Bước 14: xác định ứng suất tính toán σ_H trên vùng ăn khớp

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{\omega 1}} \sqrt{\frac{2 T_1 K_H (u \pm 1)}{b_{\omega} u}} \leq [\sigma_H]$$

Bước 4: chọn ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$ theo bánh bị dẫn vì bánh này có độ bền thấp hơn. $[\sigma_H] = \min([\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}])$

Khi tính toán bánh răng trụ răng thẳng, ta chọn

Bước 5: Tính ψ_{bd} và chọn sơ bộ hệ số tải trọng tính $K_H = K_{H\beta}$

Chọn hệ số chiều rộng vành răng ψ_{ba} . Giá trị ψ_{ba} tùy thuộc vào vị trí bánh răng trên trục và độ rắn của vật liệu, chọn theo dãy số tiêu chuẩn sau: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63 ...

Đối với các bánh răng trong hộp giảm tốc, tùy thuộc vào vị trí của bánh răng trên trục, có thể chọn ψ_{ba} theo Bảng 4.4

Tính ψ_{bd} theo ψ_{ba} và chọn sơ bộ hệ số tải trọng tính $K_H = K_{H\beta}$ theo Bảng 4.5.

Bước 6: tính toán khoảng cách trục a_w .

Nếu cặp vật liệu làm bằng thép thì $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ MPa và . Khi đó:

$$Z_M = 275 \text{ MPa}^{1/2}$$

Bước 15: tính các hệ số Y_{F1} và Y_{F2} và xác định đặc tính so sánh độ bền uốn theo tỉ số

$$[\sigma_F] / Y_F$$

$$Y_{F1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_1} - \frac{27,9x_1}{z_1^2} + 0,092x_1^2; Y_{F2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_2} - \frac{27,9x_2}{z_2^2} + 0,092x_2^2$$

Bước 16: tính toán và kiểm nghiệm giá trị ứng suất uốn tại chân răng

Cho phép quá tải đến 5%.

Nếu điều kiện bền tiếp xúc không thỏa thì ta tăng chiều rộng vành răng b_2 . Nếu điều này không thỏa ta thay đổi khoảng cách trục a_w hoặc chọn lại vật liệu có độ bền cao hơn và tính toán lại.

Trong đó:

Z_ε : hệ số xét đến ảnh hưởng của tổng chiều dài tiếp xúc:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_a}{3}}$$

ε_a : hệ số trùng khớp ngang, có giá trị từ $1,2 \div 1,9$

Z_H : hệ số xét đến hình dạng của bề mặt tiếp xúc:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}}$$

Z_M : hệ số xét đến cơ tính vật liệu:

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi[E_2(1-\mu_1^2) + E_1(1-\mu_2^2)]}}$$

với:

E_1, E_2 : modun đàn hồi của vật liệu chế tạo bánh răng dẫn và bánh răng bị dẫn.

μ : hệ số poisson của vật liệu chế tạo cặp bánh răng.

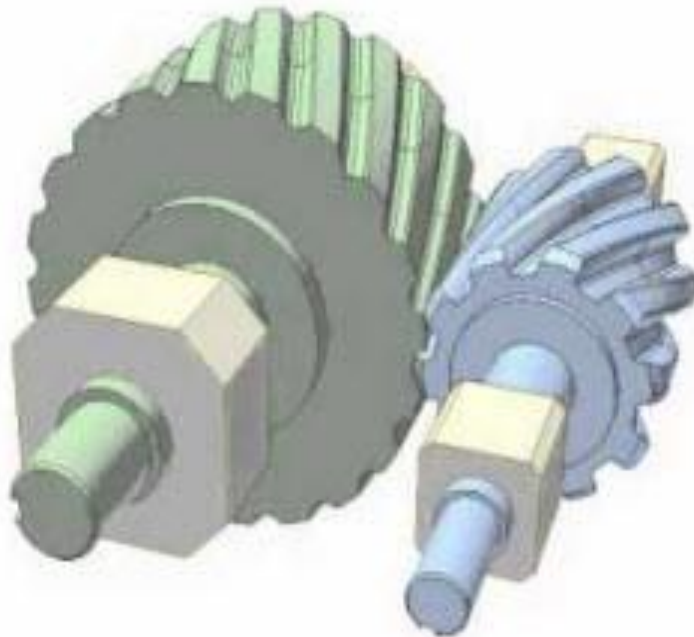
Theo dạng ăn khớp

- Bộ truyền ăn khớp ngoài
- Bộ truyền ăn khớp trong

<i>Theo</i>	<i>dạng</i>	<i>profin</i>	<i>rang</i>
			
Tiếp xúc ngoài		Tiếp xúc trong	

- Truyền động bánh răng xyclôit: Biên dạng răng là đường cong xiclôit, sử dụng chủ yếu trong đồng hồ và dụng cụ đo.

- Truyền động bánh răng Nôvikôv: Biên dạng răng là cung tròn, Nôvikov tìm ra năm 1954 làm tăng khả năng tải của bộ truyền, sử dụng nhiều trong xe tăng Truyền động bánh răng thân khai được dùng rộng rãi hơn cả, do răng được chế tạo bằng dụng cụ có cạnh thẳng, đảm bảo độ chính xác cao và không bị ảnh hưởng của sai số khoảng cách trục do đó không làm thay đổi qui luật chuyển động và tỉ số truyền.



Theo dạng thay đổi chuyển động

- Truyền động bánh răng-bánh răng, biến chuyển động quay thành chuyển động quay - Truyền động bánh răng-thanh răng, biến chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến và ngược lại

Theo kết cấu

- Bộ truyền hở không được bôi trơn hoặc bôi trơn định kỳ, làm việc với vận tốc thấp;
- Bộ truyền kín được bôi trơn đầy đủ, làm việc với vận tốc trung bình hoặc cao.

5.1.3. 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.
- Đòi hỏi 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...

Bộ truyền bánh răng có thể:

- Truyền công suất rất nhỏ (0,1kW): dụng cụ đo
- Truyền công suất khá lớn (300 kW): các máy mỏ, máy xây dựng, máy làm đường
- Truyền công suất rất lớn (100.000 kW): bộ truyền dùng trong các nhà máy phát điện
- Vận tốc đạt được 140 m/s hoặc có thể cao hơn.

- Tỉ số truyền (của một cặp bánh răng) có thể từ 1 đến 10 hoặc có thể cao hơn.

NỘI DUNG: TÓM TẮT KIẾN THỨC LIÊN QUAN (VÍ DỤ BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI)

GHI LẠI ĐỀ - GHI LẠI LỜI GIẢI

(KIẾN THỨC LIÊN QUAN CHO TỪNG BỘ TRUYỀN)

TÀI LIỆU THAM KHẢO

BÀI LÀM

THI KẾT THÚC HỌC PHẦN

classroom.google.com/j/0j/c/Mag1MjC20TEzMoIw/a/NDE800C3MDgyMTky/details

THI KẾT THÚC HỌC PHẦN

100 points

Classroom

Add a class component

Open with Google Docs

ĐỀ 7

Câu 1. (3,0 điểm)

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1 = 10\text{kW}$; số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 1400\text{vòng/phút}$; tỷ số truyền $u = 3$; đường kính bánh dẫn $d_1 = 180\text{mm}$, lực căng ban đầu $F_0 = 800\text{N}$ và khoảng cách trục $a = 1500\text{mm}$. Bỏ qua hiện tượng trượt tròn và lực căng phụ F_c . Hãy xác định:

- Góc ôm đai α_1 và chiều dài dây thực tế đai L (1đ).
- Vận tốc v ; lực vòng F_t ; lực trên nhánh căng F_1 ; lực trên nhánh chùng F_2 và lực tác dụng lên trục F (1,25đ).
- Hệ số ma sát f tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt tròn (0,75đ).

Câu 2. (3 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 $Z_1 = 22$ răng; tỷ số truyền $u = 3$; số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 350\text{vòng/phút}$. Bộ truyền đặt nằm ngang; làm việc có va đập mạnh; khoảng cách trục $a = 40\text{p}$; bôi trơn định kỳ; khoảng cách trục bộ truyền xích điều chỉnh được; làm việc hai ca; xích 2 dãy. Xác định:

- Hệ số K và chọn bước xích p_x ? (1,5 điểm)
- Số mắt xích X để nối xích dễ dàng? (0,75 điểm)
- Vận tốc, lực vòng và lực tác dụng lên ổ trục? (0,75 điểm)

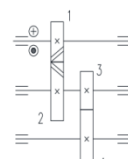
Câu 3. (1,5 điểm)

Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn có khoảng cách trục $a_c = 325\text{mm}$, tỷ số truyền $u = 4$, mô đun pháp $m_n = 5\text{mm}$ góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh, 2 bánh răng ăn khớp ngoài. Hãy xác định: số Z_1, Z_2 và góc nghiêng răng β ? (1,50 điểm)

Câu 4. (2,5 điểm)

Phân tích lực tác dụng và tính giá trị các lực tác dụng lên các cặp bánh răng ăn khớp theo sơ đồ bên. Cho biết $T_1 = 80000\text{Nmm}$, $Z_1 = 20$, $Z_2 = 50$, $Z_3 = 25$, $Z_4 = 40$. Mô đun $m_n = 4\text{mm}$. Góc nghiêng răng là 10° , góc ăn khớp 20° .

(hãy vẽ hình phân tích lực rồi mới tính độ lớn)



Page 7 / 15

Turned in

Chương - Thi K...

Chương - Thi K...

Chương - Thi K...

Chương - Thi K...

Chương - Thi K...

Chương - Thi K...

Chương - Thi K...

Chương - Thi K...

Chương - Thi K...

Submit

ments

LƯU THYỀN VU

Type here to search

77°F Light rain

9:40 PM 10/20/2021

Trần Lê Đình Cường MSVV: 20005355

Lớp: 20CE-CTHĐ Môn: Vật lý đại cương

Đề 3

Câu 1:

$P = 10 \text{ kW}$
 $n_1 = 1400 \text{ vòng/phút}$
 $v = 3$
 $d_1 = 180 \text{ mm}$
 $F_0 = 500 \text{ N}$
 $a = 500 \text{ mm}$

a) α_1 , $L = ?$ (1đ)

Giải:

$v = \frac{dx}{dt} \Rightarrow dx = v \cdot dt = 3 \cdot 160 = 540 \text{ (mm)}$

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

$= 2 \cdot 500 + \frac{\pi}{4} (180 + 140) + \frac{(540 - 180)^2}{4 \cdot 500}$

$= 2 \cdot 500 + 157,6 \text{ mm}$

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

$L = 915,2, 6 + (100 \rightarrow 400) \text{ mm}$

$L = 9300 \text{ mm}$

$\alpha_1 = (180 - 57,6) \cdot \frac{dx - d_1}{a}$

THE Stationery

16/10

9:41 PM 10/20/2021

b) v_1 , F_1 , F_2 , $F_0 = ?$

$v_1 = \frac{v}{n} = \frac{1400}{60000} = 13,15 \text{ m/s}$

$F_1 = \frac{1000 \cdot P_1}{v_1} = \frac{1000 \cdot 10}{13,15} = 798,2 \text{ N}$

Giải theo hướng song song:

$F_1 = F_0 + 0,5 \cdot \frac{F_2}{2}$

$= 100 + 0,5 \cdot \frac{798,2}{2}$

$= 989,5 \text{ (N)}$

$F_2 = F_0 - 0,5 \cdot \frac{F_1}{2}$

$= 100 - 0,5 \cdot \frac{989,5}{2}$

$= 610,45 \text{ (N)}$

Giải theo hướng vuông góc:

$F_0 = 2 \cdot F_1 \cdot \sin(\frac{\alpha_1}{2})$

$= 2 \cdot 800 \cdot \sin(\frac{16,74}{2})$

$= 1588,6 \text{ (N)}$

THE Stationery

16/10

9:41 PM 10/20/2021

DT

c) nếu biến đổi không xảy ra hiện tượng trượt thì
Đặt λ là đại số

$$F_0 > \frac{F_c}{2} \cdot \frac{e^{2\lambda} + 1}{e^{2\lambda} - 1} + F_v$$

$$800 > \frac{785,2}{2} \cdot \frac{e^{2 \cdot 166,32} + 1}{e^{2 \cdot 166,32} - 1} + 0 \text{ (Bỏ qua biến đổi trượt)}$$

$$\Rightarrow \lambda > 6,13 \times 10^{-3}$$

vậy hệ số ma sát tối thiểu của hệ số
ra hiện tượng trượt thì $f_{min} = 6,13 \times 10^{-3}$

Câu 2. $P_1 = 8 \text{ kW}$
 $Z_1 = 22 \text{ răng}$
 $a = 3$
 $n_1 = 350 \text{ vòng/phút}$
 a) thời điểm ngay, làm việc có sai lệch nhỏ
 $a = 40 \text{ pc}$
 b) thời điểm, V_c trục bị trượt đến cuối của
 làm việc 2 ca, xích 2 dĩa

a) $K_1, K_2 = ?$

Giải

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} \Rightarrow Z_2 = u \cdot Z_1 = 3 \cdot 22 = 66 \text{ (răng)}$$

Hệ số K

16/10

Lê Đình Chương
11:34 16/10/2021

Type here to search

77°F Light rain

9:41 PM
10/20/2021

DT

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

$K_0 = 1$ xích mới ngay
 $K_a = 1$, $a = 40 \text{ pc}$
 $K_{dc} = 1$, xích điều chỉnh được
 $K_b = 1,5$, bôi trơn định kỳ
 $K_n = 1,8$, vận tốc nhỏ
 $K_{lv} = 1,12$, làm việc 2 ca
 $K = 1 \times 1 \times 1 \times 1,5 \times 1,8 \times 1,12$
 $K = 3,024$

Hệ số K_n

$K_n = \frac{n_0}{n_1}$ mà $n_1 = 350 \text{ vòng/ph}$, $n_0 = 400$
 $\Rightarrow K_n = \frac{400}{350} = \frac{8}{7}$

Hệ số K_2

$$\frac{H_{c2}}{Z_2} = \frac{25}{22} = \frac{25}{22} \times$$

Hệ số $K_2 = 1,7$ xích 2 dĩa

$$P_t = \frac{K_1 \cdot K_n \cdot K_2}{K_x} \cdot P_1 = \frac{3,024 \cdot \frac{8}{7} \cdot 25}{1,7} = 2,31 \text{ (kW)}$$

Bảng 4.3 [P] = 2,31 kW $P_c = 12,7 \text{ kW}$
 vậy $P_c = 12,7 \text{ kW}$

16/10

Lê Đình Chương
11:34 16/10/2021

Type here to search

77°F Light rain

9:42 PM
10/20/2021

DT

Lê Đình Chương 2001 - CT 19 (T 2)

MSBV: 20005355

Đề (7)

Câu 2 b) Giải:

$$x = \frac{2a}{pc} + \frac{1}{2} (z_2 + z_1) + \frac{(z_2 - z_1)^2}{2a} \cdot \frac{pc}{a}$$

$$= \frac{2 \cdot 40}{12.7} + \frac{1}{2} (66 + 22) + \frac{(66 - 22)^2}{2 \cdot 40} \cdot \frac{12.7}{1000}$$

$$x = 125.22$$

$\Rightarrow$ Chọn $x = 126$ m để xích

2c) $v_x = \frac{pc - z_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{12.7 - 22 \cdot 350}{60000} = 1.63$ (m/s)

~~$v_x = \frac{12.7 - 22 \cdot 350}{60000} = 1.63$ (m/s)~~

Wavelength $F_e = \frac{1000 \cdot P_t}{v} = \frac{1000 \cdot 8}{1.63} = 4907.38$ (m)

Wavelength $F_m = 1.15$ (Wavelength)

$F_m = k \cdot m \cdot F_e = 1.15 \cdot 4907.38 = 5644.177$ (m)

Câu 3 (1.5đ)

$a_m = 325$ mm

$v = 4$

$\alpha = 20^\circ$

$m = 5$ mm

THE Stationery

Lê Đình Chương
11:34 16/10/2021

Type here to search

100%

77°F Light rain

ENG

9:42 PM
10/20/2021

DT

Lê Đình Chương 2001 - CT 19 (T 2)

MSBV: 20005355

Đề (7)

Câu 2 b) Giải:

$$a_w = \frac{m_1 (z_2 + z_1)}{2 \cos \beta} \cos \beta = \frac{m_1 (z_2 + z_1)}{2 \cos \beta}$$

$$= \frac{4 (z_2 + z_1)}{2 \cdot 520} \quad (n) \text{ và } z_2 = v \cdot z_1$$

ĐK góc nghiêng $\alpha = 20^\circ$, $b = 7.8^\circ$

$\Rightarrow \cos 8^\circ > \cos \beta > \cos 20^\circ$ (2)

Thay (1) vào (2) ta được:

$$\cos 8^\circ > \frac{4 (v z_1 + z_1)}{2 \cdot 520} > \cos 20^\circ$$

$$\cos 8^\circ \cdot \frac{2 \cdot 520}{4} > (v z_1 + z_1) > \cos 20^\circ \cdot \frac{2 \cdot 520}{4}$$

$$156.44 > (v z_1 + z_1) > 126.35$$

c) $156.44 > (v z_1 + z_1) > 126.35$

d) $156.44 > (v z_1 + z_1) > 126.35$

e) $45 z_1 + z_1 = 156.44$ 126.35

$46 z_1 = 156.44 - 126.35 = 30.09$

$z_1 = \frac{30.09}{46} = 0.654$

$\Rightarrow$ Chọn $z_1 = 25$ răng

$\Rightarrow z_2 = v z_1 = 5 \cdot 25 = 125$ răng

Các góc nghiêng β

$$a_w = \frac{m_1 (z_2 + z_1)}{2 \cos \beta} \cos \beta = \frac{m_1 (z_2 + z_1)}{2 \cos \beta}$$

THE Stationery

Lê Đình Chương
11:34 16/10/2021

Type here to search

100%

77°F Light rain

ENG

9:42 PM
10/20/2021

$$32\sqrt{5} = \frac{\sqrt{125} \cdot 100}{2 \cos \beta} \Rightarrow \cos \beta = 0,936$$
$$\Rightarrow \beta = 17,94^\circ$$

Lê Đình Chương
11:34 16/10/2021



Type here to search



100% 77°F Light rain 9:42 PM 10/20/2021

TÀI LIỆU THAM KHẢO

Chuong3:Botruyendongdai

Chuong4:Botruyendongxich

Chuong5:Botruyenbanhrang

Tailieu.vn

123docz.net

Text.xemtailieu.net