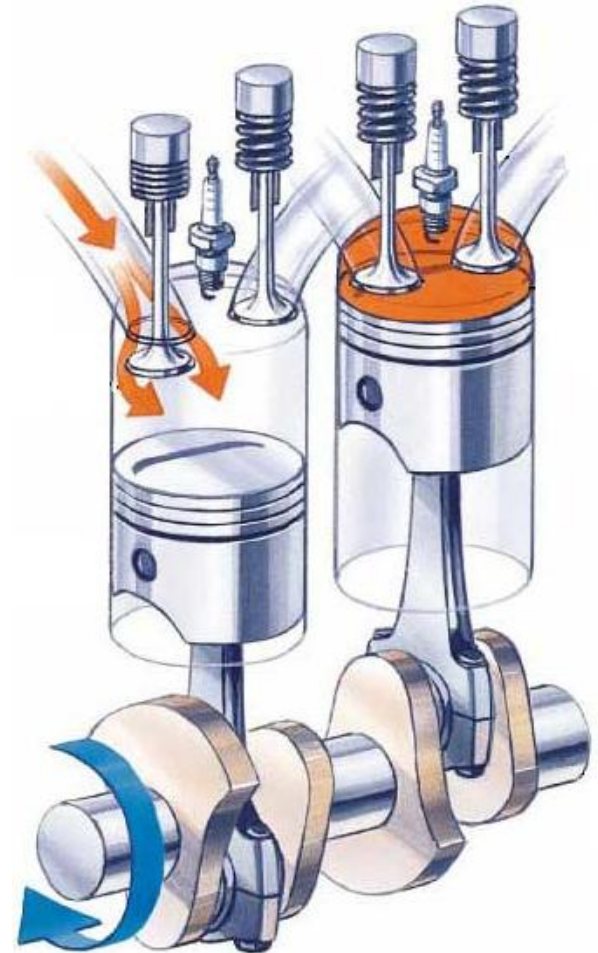


CƠ SỞ TRUYỀN ĐỘNG CƠ KHÍ

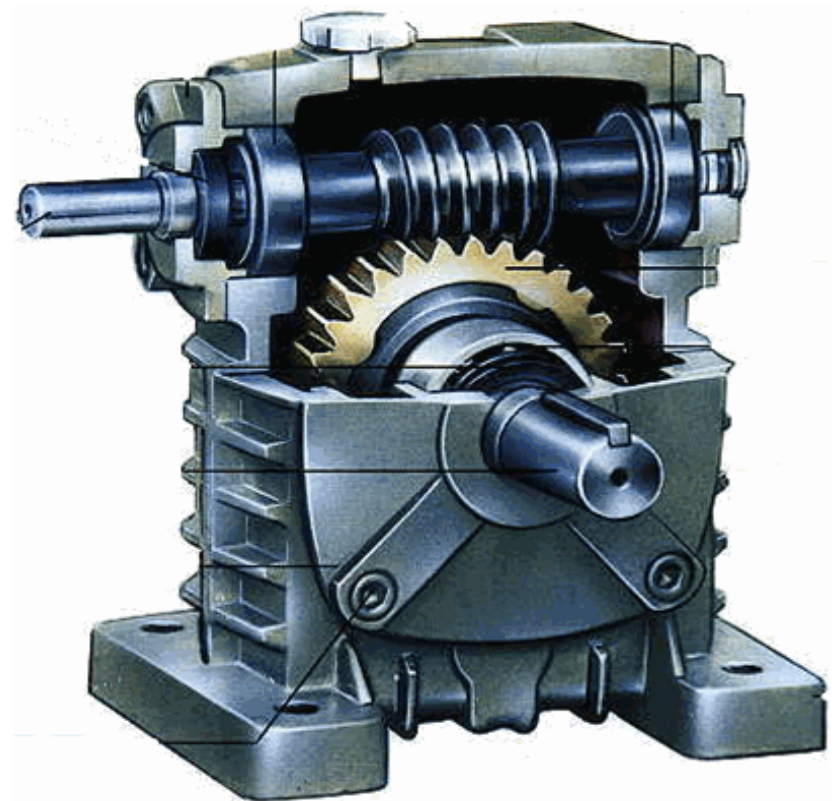
Nguyễn Hữu Hào



7.1. Khái niệm chung

7.1.1. Nguyên lý làm việc

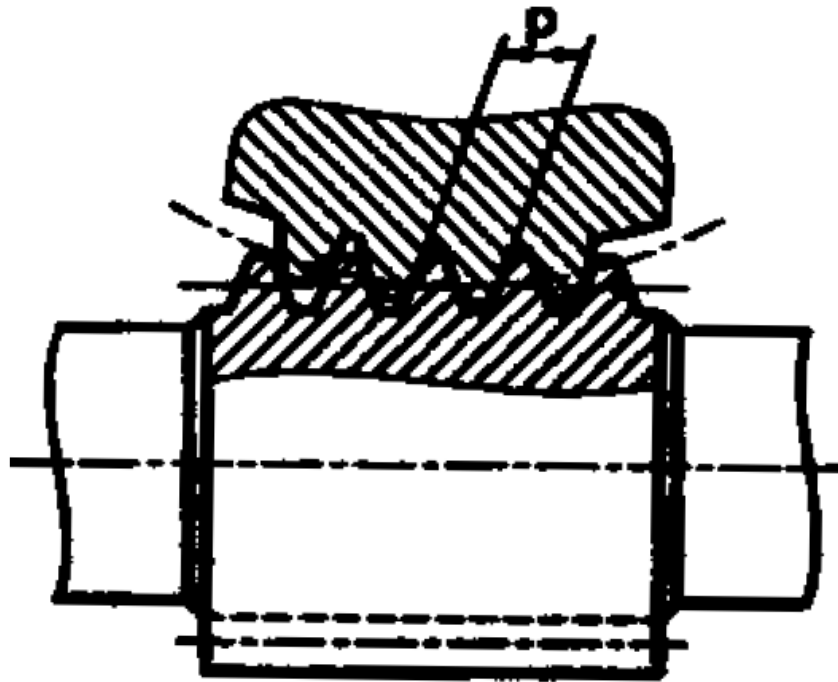
- Bộ truyền bánh vít – trục vít làm việc theo nguyên lý ăn khớp



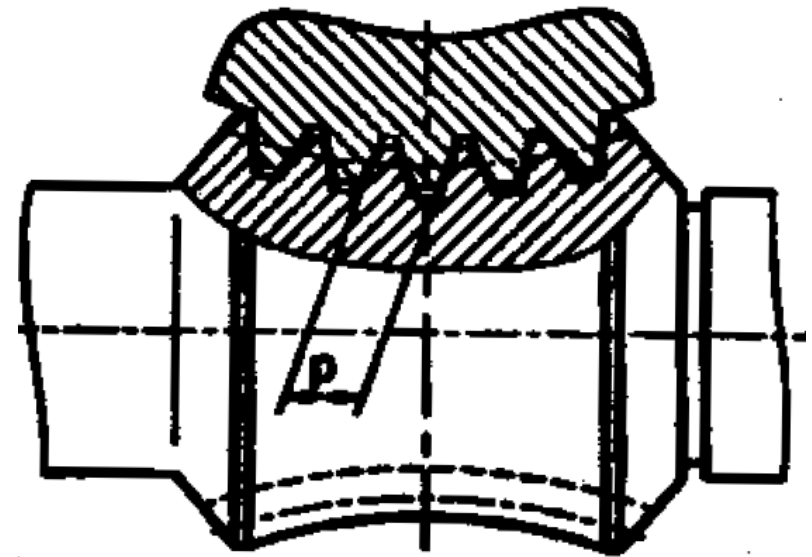
7.1. Khái niệm chung

7.1.2. Phân loại

- Theo hình dạng mặt chia trục vít: Trục vít mặt trụ và trục vít mặt Globoid



Trục vít mặt trụ

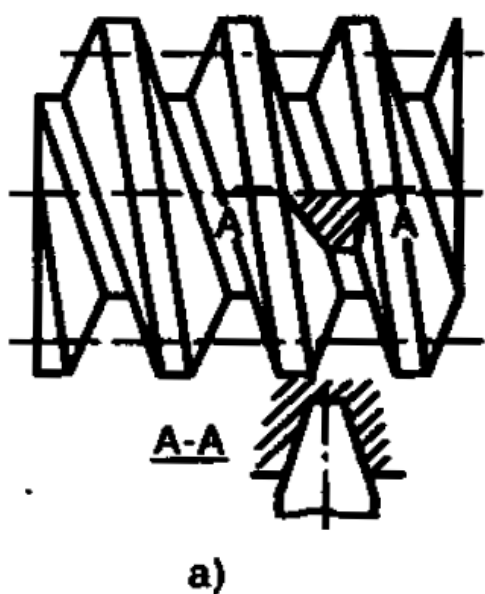


Trục vít mặt Globoid

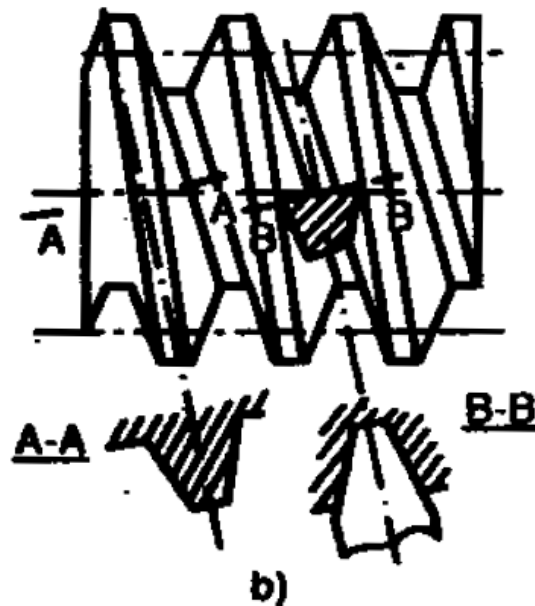
7.1. Khái niệm chung

7.1.2. Phân loại

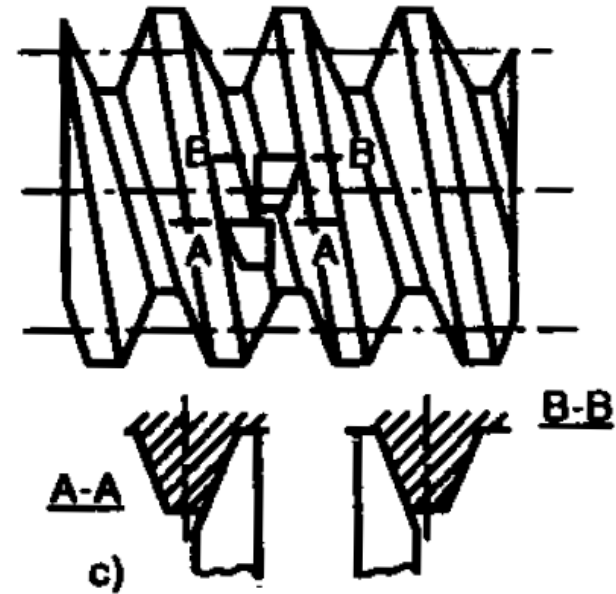
- Theo hình dạng ren trục vít: Trục vít Archimède, trục vít Convolute, trục vít thân khai



Trục vít Archimède



Trục vít Convolute

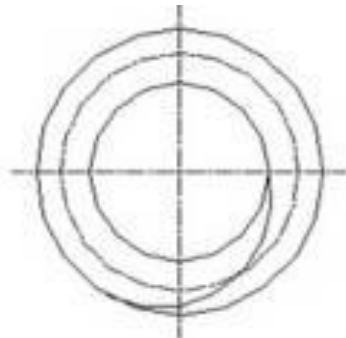


Trục vít thân khai

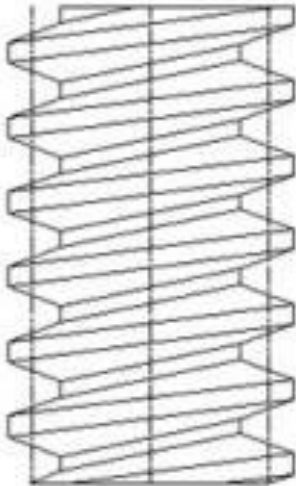
7.1. Khái niệm chung

7.1.2. Phân loại

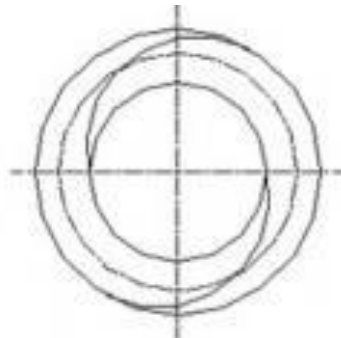
- Theo số mối ren: Trục vít 1 mối ren, trục vít nhiều mối ren



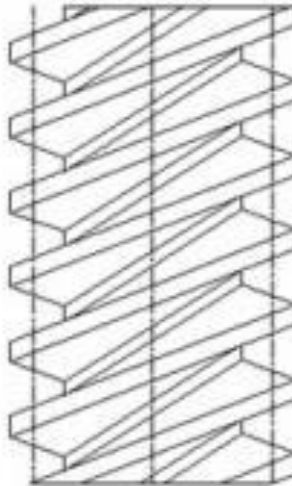
1 start



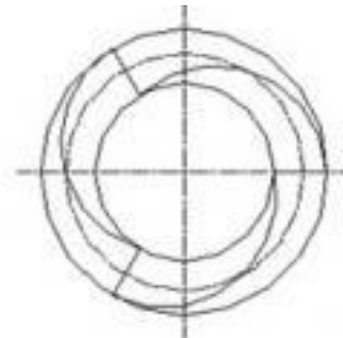
1 mối ren



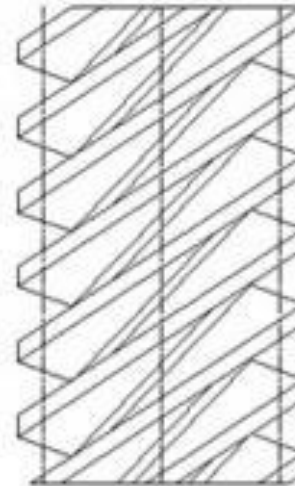
2 starts



2 mối ren



3 starts



3 mối ren

7.1. Khái niệm chung

7.1.3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

❖ Ưu điểm:

- Tỷ số truyền lớn
- Làm việc êm, không ồn
- Có khả năng tự hãm
- Có độ chính xác động học cao

❖ Nhược điểm:

- Hiệu suất thấp, sinh nhiệt nhiều do có vận tốc trượt lớn
- Vật liệu chế tạo bánh vít làm bằng kim loại màu để giảm ma sát nên khá đắt tiền.

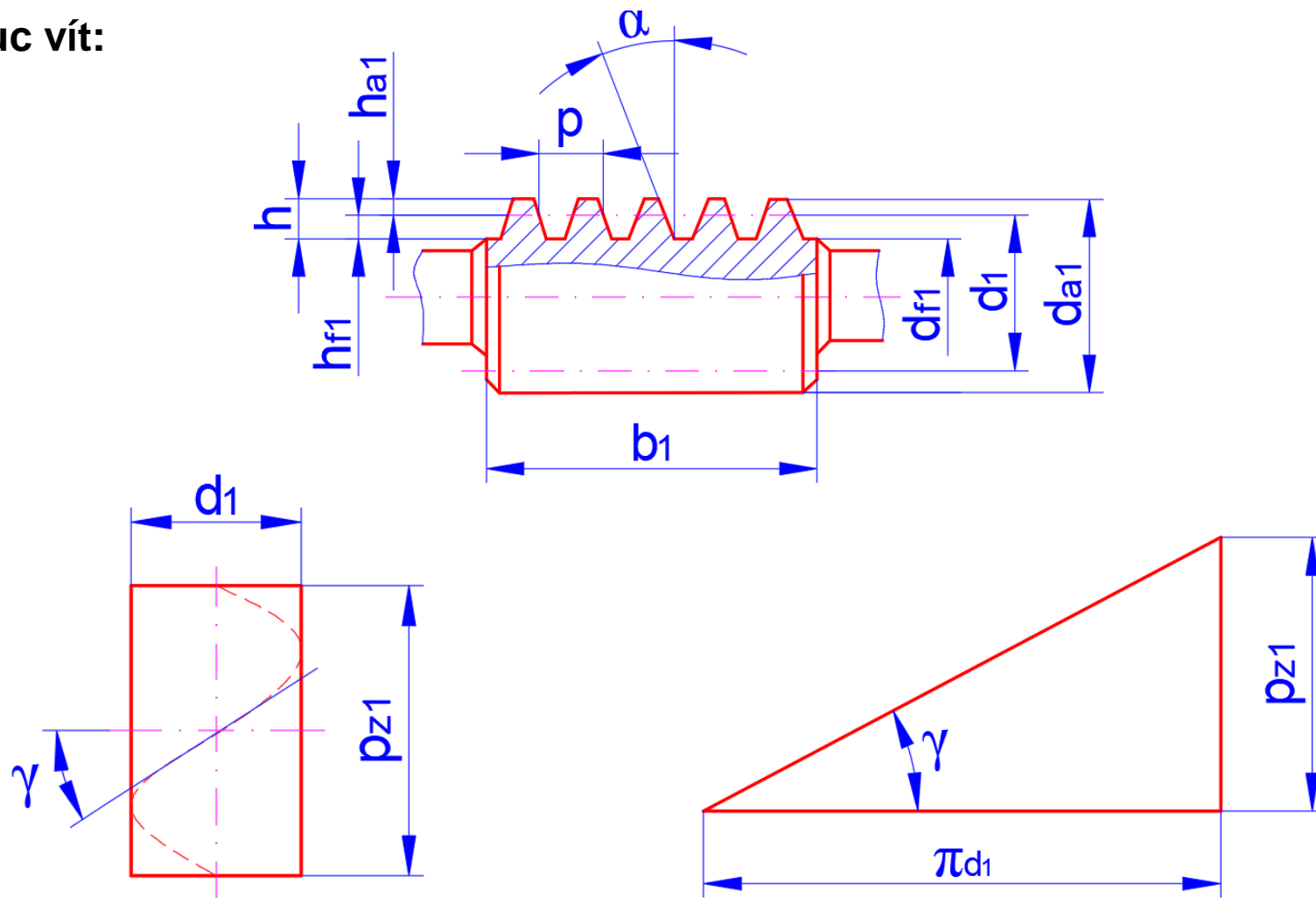
❖ Phạm vi sử dụng:

- Chỉ sử dụng cho phạm vi công suất $< 60 \text{ kW}$
- Có tỷ số truyền lớn nên được sử dụng rộng rãi trong các cơ cấu phân độ
- Có khả năng tự hãm nên thường sử dụng trong các cơ cấu nâng.

7.2. Các thông số hình học chủ yếu

7.2.1. Trường hợp không dịch chỉnh

❖ Trục vít:



7.2. Các thông số hình học chủ yếu

7.2.1. Trường hợp không dịch chỉnh

❖ Trục vít:

Thông số hình học	Công thức
Góc biên dạng ren	$\alpha = 20^\circ$
Bước dọc trục vít (<i>không bắt buộc đo trên cùng 1 đường xoắn ốc</i>)	$p = m\pi$
Mô đun dọc trục vít (<i>bằng với mô đun ngang của bánh vít</i>) và được tiêu chuẩn hóa.	$m = p/\pi$
Hệ số đường kính (<i>tra bảng 7.2</i>)	$q = d_1/m$
Số mối ren trục vít	z_1
Chiều cao đầu ren	$h_{a1} = m$
Chiều cao chân ren	$h_{f1} = 1,2m$
Đường kính vòng chia	$d_1 = mq$

7.2. Các thông số hình học chủ yếu

7.2.1. Trường hợp không dịch chỉnh

Bảng 7.2 Chọn hệ số đường kính q theo môđun m

Môđun m , (mm)	Hệ số đường kính (q)
1,6	10; 12,5; 16; 20
2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
6,3	8,0; 10,0; 12,5; 14,0; 16,0; 20,0
10	8,0; 10,0; 12,5; 16,0
20	8,0; 10,0

7.2. Các thông số hình học chủ yếu

7.2.1. Trường hợp không dịch chỉnh

❖ Trục vít:

Thông số hình học	Công thức
Đường kính vòng đỉnh	$d_{a1} = d_1 + 2m$
Đường kính vòng đáy	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$
Bước xoắn ốc (<i>đo trên cùng 1 đường xoắn ốc</i>)	$p_{z1} = z_1 p$
Góc xoắn vít (góc nâng ren vít) γ , thông thường $\gamma < 30^\circ$.	$\tan \gamma = \frac{p_{z1}}{\pi d_1} = \frac{\pi m z_1}{\pi d_1} = \frac{z_1}{q}$
Chiều dài phần cắt chân ren của trục vít b_1 .	$b_1 \geq (C_1 + C_2 z_2)m$ Các giá trị C_1 , C_2 xác định như sau: Nếu $z_1 = 1$ hoặc 2 thì $C_1 = 11$, $C_2 = 0,06$ Nếu $z_1 = 4$ thì $C_1 = 12,5$ và $C_2 = 0,09$

7.2. Các thông số hình học chủ yếu

7.2.1. Trường hợp không dịch chỉnh

❖ Bánh vít:

- Đường kính vòng chia: $d_2 = mz_2$

- Đường kính vòng đỉnh:

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = m(z_2 + 2)$$

- Đường kính vòng đáy:

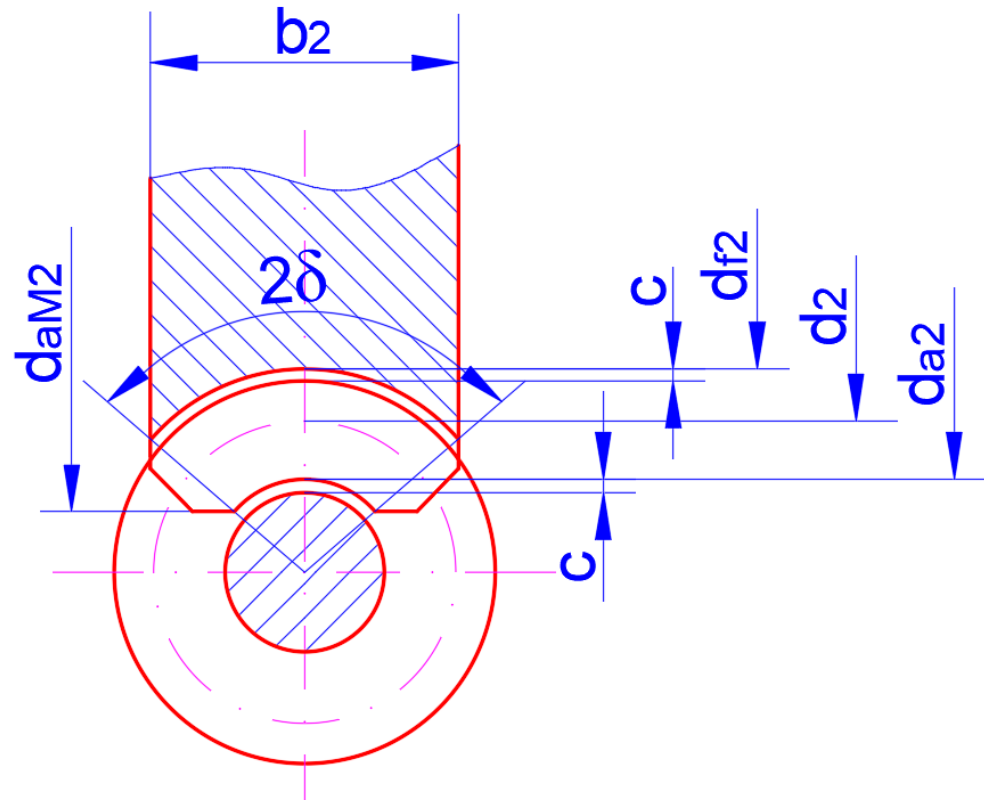
$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = m(z_2 - 2,4)$$

- Khoảng cách trục:

$$a = 0,5(d_2 + d_1) = 0,5m(q + z_2)$$

- Đường kính lớn nhất của bánh vít:

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$$



7.2. Các thông số hình học chủ yếu

7.2.1. Trường hợp không dịch chỉnh

❖ Bánh vít:

- Chiều rộng bánh vít:

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} \text{ khi } z_1 = 1 \text{ hoặc } 2$$

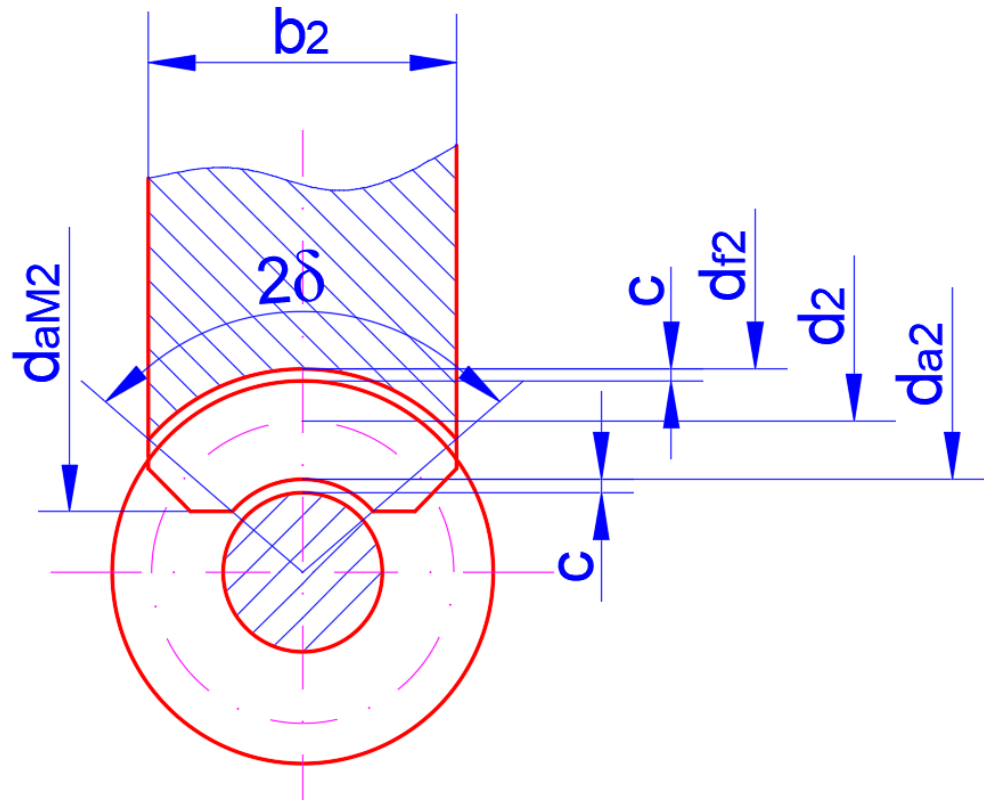
$$b_2 \leq 0,67d_{a1} \text{ khi } z_1 = 4$$

- Góc ôm trục vít bởi bánh vít:

$$\sin \delta = \frac{b_2}{(d_{a1} - 0,5m)}$$

Thông thường $2\delta \approx 100^\circ$.

- Góc nghiêng răng của bánh vít: $\beta = \gamma$
- Số răng z_2 thông thường chọn ≥ 28 để tránh hiện tượng cắt chân răng.



7.2. Các thông số hình học chủ yếu

7.2.2. Trường hợp có dịch chỉnh

- Để chọn khoảng cách trục a theo tiêu chuẩn, ta cần phải dịch chỉnh răng.
- Vì cắt bánh vít khi không dịch chỉnh hoặc dịch chỉnh đều dùng dao có hình dạng và kích thước giống trục vít nên **dịch chỉnh chỉ tiến hành đối với răng của bánh vít.**
- Hệ số dịch chỉnh: $x = \frac{a}{m} - 0,5(z_2 + q)$ và $-0,7 \leq x \leq 0,7$
- Đường kính vòng lăn của trục vít: $d_{w1} = (q + 2x)m$
- Đường kính vòng đỉnh của bánh vít: $d_{a2} = (z_2 + 2 + 2x)m$
- Đường kính vòng đáy của bánh vít: $d_{f1} = (z_2 - 2,4 + 2x)m$
- Các kích thước còn lại không thay đổi.

7.3. Tỷ số truyền, vận tốc vòng, vận tốc trượt

7.3.1. Tỷ số truyền

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

- Tỷ số truyền được chọn theo dãy tiêu chuẩn, giá trị u thực tế không được sai lệch quá 4 % so với giá trị tiêu chuẩn:

Dãy 1	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80
Dãy 2	9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71

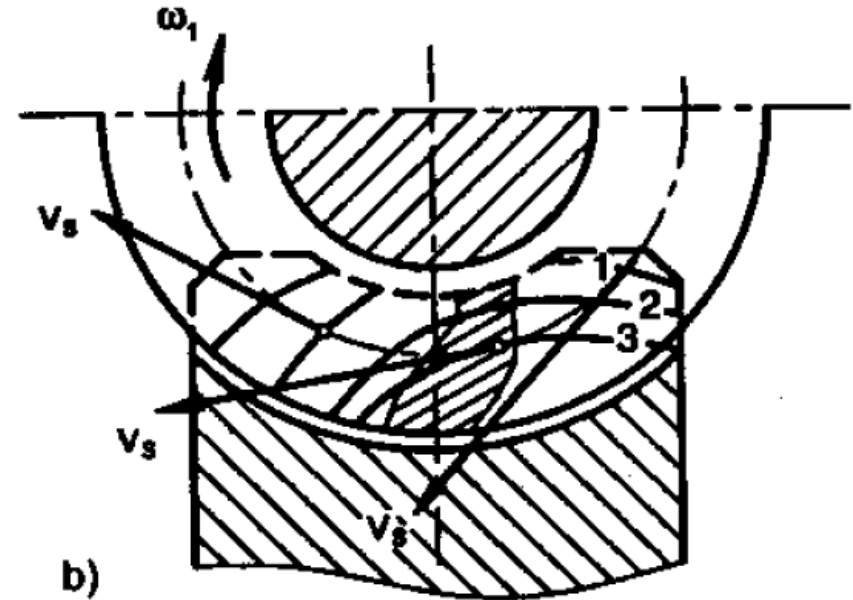
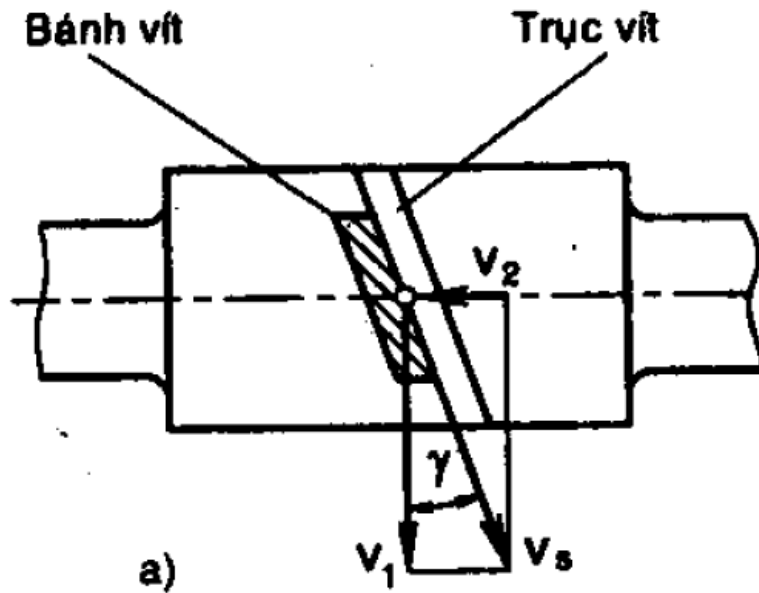
7.3. Tỷ số truyền, vận tốc vòng, vận tốc trượt

7.3.2. Vận tốc vòng

- Vận tốc vòng của trục vít và bánh vít có phương vuông góc với nhau.
- Vận tốc vòng của trục vít: $v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}$
- Vận tốc vòng của bánh vít: $v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60000}$

7.3. Tỷ số truyền, vận tốc vòng, vận tốc trượt

7.3.3. Vận tốc trượt



$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{v_1}{\frac{1}{\sqrt{1 + \tan^2 \gamma}}} = \frac{v_1 \sqrt{z_1^2 + q^2}}{q}$$



$$v_s = \frac{\pi d_1 n_1 \sqrt{z_1^2 + q^2}}{60000 \cdot q} = \frac{m n_1 \sqrt{z_1^2 + q^2}}{19100}$$

7.3. Tỷ số truyền, vận tốc vòng, vận tốc trượt

7.3.3. Vận tốc trượt

- Khi thiết kế có thể chọn sơ bộ giá trị v_s theo công thức thực nghiệm:

$$v_s \approx (0,02 \div 0,05) \omega_1 \approx \frac{(3,7 \div 4,6) n_1}{10000} \sqrt[3]{T_2}$$

Trong đó:

ω_1 là vận tốc góc của trục vít, rad/s

n_1 là số vòng quay của trục vít, vòng/phút

T_2 là mô men xoắn trên bánh vít, Nmm

7.4. Hiệu suất bộ truyền trục vít

Sinh viên tự đọc tài liệu, trang 279 tài liệu cơ sở thiết kế máy của Nguyễn Hữu Lộc

7.5. Phân tích lực tác dụng

7.5.1. Lực tác dụng

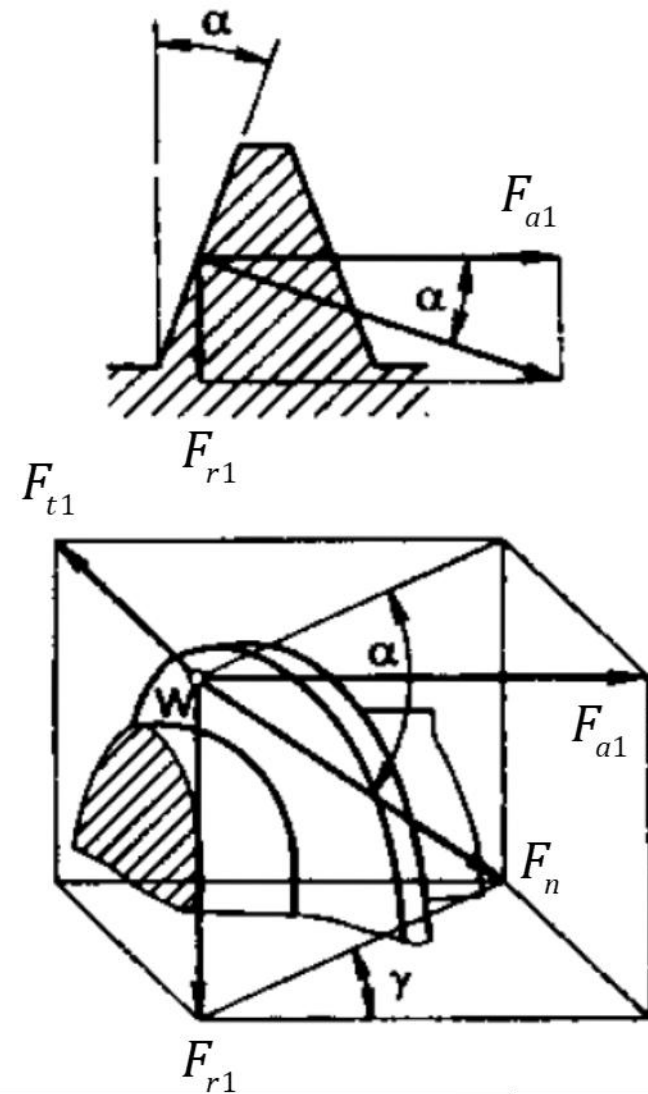
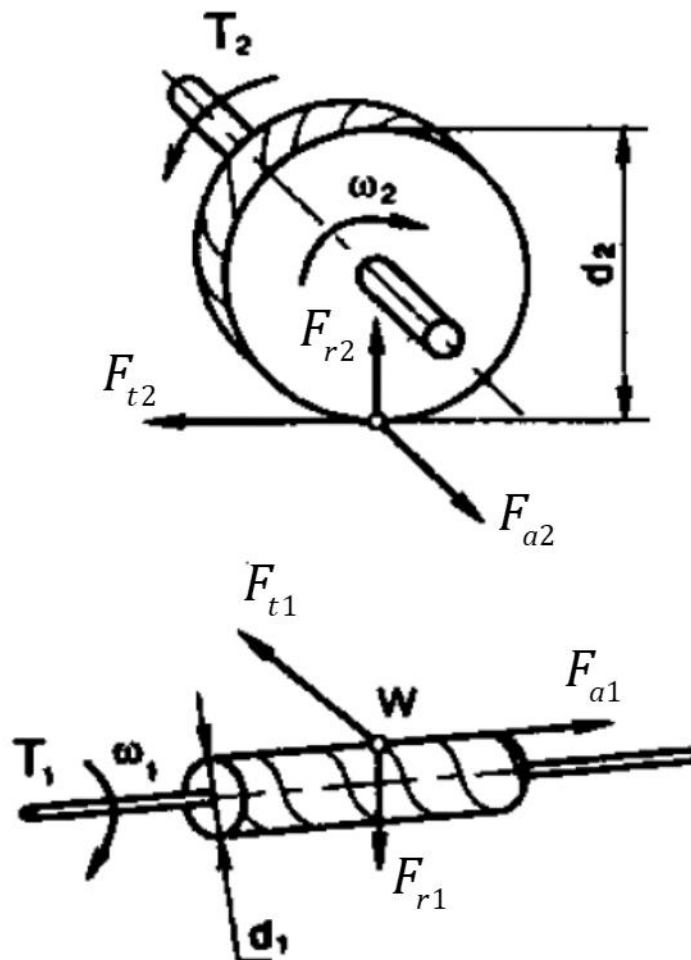
❖ Phương, chiều các lực ăn khớp:

- Lực hướng tâm F_r : Luôn hướng vào tâm trục
- Lực vòng F_t :
 - ✓ Trên trục vít: Ngược chiều quay của trục vít
 - ✓ Trên bánh vít: Ngược chiều so với F_a trên trục vít.
- Lực dọc trục F_a :
 - ✓ Trên trục vít: Hướng vào mặt răng làm việc
 - ✓ Trên bánh vít: Ngược chiều so với F_t trên trục vít.

7.5. Phân tích lực tác dụng

7.5.1. Lực tác dụng

❖ Phương, chiều các lực ăn khớp:



7.5. Phân tích lực tác dụng

7.5.1. Lực tác dụng

❖ Độ lớn các lực:

- Lực vòng trục vít F_{t1} bằng lực dọc trục của bánh vít F_{a2} :

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}$$

- Lực dọc trục trục vít F_{a1} bằng lực vòng của bánh vít F_{t2} :

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \eta \cdot u$$

- Lực hướng tâm trục vít F_{r1} bằng lực hướng tâm bánh vít F_{r2} :

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

7.5. Phân tích lực tác dụng

7.5.2. Tải trọng tính

- Đối với bộ truyền trục vít – bánh vít, hệ số tải trọng tính khi tính toán theo ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn bằng nhau:

$$K_H = K_F = K_v K_\beta$$

Trong đó:

K_v là hệ số tải trọng động, tra bảng 7.6

K_β là hệ số tập trung tải trọng, khi tải trọng ngoài không đổi thì $K_\beta = 1$; khi tải trọng ngoài thay đổi thì $K_\beta = 1,06 \div 1,2$. Giá trị K_β càng lớn khi q càng nhỏ và khi z_2 càng lớn.

7.5. Phân tích lực tác dụng

7.5.2. Tải trọng tính

Bảng 7.6 Hệ số K_v

Cấp chính xác	Hệ số K_v khi vận tốc trượt v_s , (m/s)				
	< 1,5	1,5 ÷ 3	3 ÷ 7,5	7,5 ÷ 12	12 ÷ 16
6	–	–	1	1,1	1,3
7	1	1	1,1	1,2	
8	1,15	1,25	1,4		
9	1,25	–	–		

7.6. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính

7.6.1. Các dạng hỏng

- ❖ **Hiện tượng dính:** Các hạt (mảnh) kim loại của rang bánh vít khi bị đứt ra sẽ dính chặt vào mặt ren trục vít (ren trục vít có độ rắn cao hơn), khiến mặt ren trục vít trở nên sần sùi, làm mài mòn nhanh mặt răng bánh vít.
- ❖ **Mòn bề mặt răng:** Do có hiện tượng trượt trên bề mặt tiếp xúc nên làm giảm tuổi thọ và độ chính xác của bộ truyền. Răng bánh vít mòn nhiều sẽ bị gãy.
- ❖ **Tróc rỗ bề mặt răng:** Xảy ra chủ yếu ở các bộ truyền làm bằng vật liệu có độ bền chống dính cao (như đồng thau)

7.6. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính

7.6.2. Các chỉ tiêu tính

❖ **Tính theo độ bền tiếp xúc:** Tránh hiện tượng dính

❖ **Tính theo độ bền uốn:** Tránh hiện tượng gãy răng

Lưu ý: Bộ truyền trục vít – bánh vít được tính toán chủ yếu theo độ bền tiếp xúc, kiểm tra theo độ bền uốn. Chỉ khi bánh vít có số răng lớn ($z_2 > 100$) và mô đun nhỏ hoặc các bộ truyền quay tay thì tính theo độ bền uốn là chủ yếu.

7.7. Vật liệu chế tạo trục vít – bánh vít

7.7.1. Trục vít

- Thép C45: tôi bề mặt đạt độ rắn $40 \div 48$ HRC.
- Thép 20MnCr5: Thấm than

7.7.2. Bánh vít

- Nếu $v_s > 5$ m/s: đồng thanh thiếc
- Nếu $2 < v_s < 5$ m/s: đồng thanh không thiếc
- Nếu $v_s < 2$ m/s: gang xám và gang biến hình

7.8. Tính toán bộ truyền trục vít

7.8.1. Ứng suất cho phép

❖ Ứng suất tiếp xúc cho phép:

- **Bánh vít có răng chế tạo từ đồng thanh thiếc ($\sigma_b < 300 \text{ MPa}$):** Ứng suất tiếp xúc cho phép chọn theo điều kiện chống tróc rỗ bề mặt răng.

$$[\sigma_H] = (0,76 \div 0,9) \sigma_b K_{HL} C_v$$

Trong đó:

σ_b là giới hạn bền của vật liệu, tra bảng 7.8

C_v là hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc trượt, tra bảng 7.9

7.8. Tính toán bộ truyền trục vít

7.8.1. Ứng suất cho phép

Bảng 7.8 Vật liệu chế tạo bánh vít

Vật liệu bánh vít	Phương pháp đúc	σ_{ch} (MPa)	σ_b (MPa)
Br SnP10-1	Khuôn cát	120	200
Br SnP10-1	Khuôn kim loại	150	260
Br SnNiP	Ly tâm	170	290
Br AlFe9-4	Khuôn cát	200	400
GX 15-32			320
GX 18-36			360

Bảng 7.9 Hệ số C_v

Vận tốc trượt v_s (m/s)	≤ 1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

7.8. Tính toán bộ truyền trục vít

7.8.1. Ứng suất cho phép

❖ Ứng suất tiếp xúc cho phép:

- Hệ số tuổi thọ:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} \quad \text{với} \quad N_{HE} = 60 \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_{2i}}{T_2} \right)^4 n_i t_i$$

Trong đó:

N_{HE} là số chu kỳ làm việc tương đương, nếu $N_{HE} \geq 2,6 \cdot 10^8$ thì lấy $N_{HE} = 2,6 \cdot 10^8$ chu kỳ.

n_i , T_{2i} , t_i là số vòng quay trong 1 phút, mô men xoắn trên bánh vít và thời gian làm việc tính bằng giờ trong chế độ làm việc thứ i .

T_2 là mô men lớn nhất trong các giá trị T_{2i} .

7.8. Tính toán bộ truyền trục vít

7.8.1. Ứng suất cho phép

❖ Ứng suất tiếp xúc cho phép:

- Bánh vít có răng chế tạo từ đồng thanh không thiếc ($\sigma_b > 300 \text{ MPa}$): Ứng suất tiếp xúc cho phép chọn theo điều kiện chống dính.

$$[\sigma_H] = (276 \div 300) - 25v_s$$

- Bánh vít làm bằng gang:

$$[\sigma_H] = (176 \div 200) - 35v_s$$

7.8. Tính toán bộ truyền trục vít

7.8.1. Ứng suất cho phép

❖ Ứng suất uốn cho phép:

- Bánh vít làm bằng đồng thanh quay một chiều:

$$[\sigma_F] = (0,25\sigma_{ch} + 0,08\sigma_b) \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}$$

Trong đó: σ_{ch} , σ_b là giới hạn chảy và giới hạn bền của vật liệu, tra bảng 7.8

N_{FE} là số chu kỳ tải trọng tương đương, xác định theo công thức:

$$N_{FE} = 60 \sum_{i=1}^N \left(\frac{T_{2i}}{T_2} \right)^9 n_i t_i$$

Với: n_i , T_{2i} , t_i là số vòng quay trong 1 phút, mô men xoắn trên bánh vít và thời gian làm việc tính bằng giờ trong chế độ làm việc thứ i .

T_2 là mô men lớn nhất trong các giá trị T_{2i} .

Nếu $N_{FE} \geq 2,6 \cdot 10^8$ thì lấy $N_{FE} = 2,6 \cdot 10^8$. Nếu $N_{FE} \leq 10^6$ thì lấy $N_{FE} = 10^6$

7.8. Tính toán bộ truyền trục vít

7.8.1. Ứng suất cho phép

❖ Ứng suất uốn cho phép:

- Bánh vít làm gang:

- ✓ Quay một chiều: $[\sigma_F] = 0,12\sigma_{bF}$

- ✓ Quay một chiều: $[\sigma_F] = 0,075\sigma_{bF}$

σ_{bF} là giới hạn bền uốn của vật liệu

7.8. Tính toán bộ truyền trục vít

7.8.2. Tính toán thiết kế bộ truyền trục vít

❖ Thiết kế theo độ bền tiếp xúc:

- Tính khoảng cách trục:
$$a = \left(1 + \frac{q}{z_2}\right)^3 \sqrt{\left(\frac{170}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{T_2 K_H}{(q/z_2)}}$$

Trong đó:

q là hệ số đường kính

T_2 là mô xoắn trên bánh vít, Nmm

Tỷ số $q/z_2 = 0,26$.

K_H là hệ số tải trọng, $K_H = K_v K_\beta$

- Sau khi có a thì tính mô đun:
$$m = \frac{2a}{z_2 + q}$$

Chọn m theo giá trị tiêu chuẩn, tính lại khoảng cách trục a . Nếu có yêu cầu, ta có thể chọn a theo tiêu chuẩn, nếu cần thiết phải dịch chỉnh răng.

7.8. Tính toán bộ truyền trục vít

7.8.2. Tính toán thiết kế bộ truyền trục vít

- Công kiểm tra bền:

$$\sigma_F = \frac{1,2T_2 Y_F K_F}{z_2 q m^3} \leq [\sigma_F]$$

Trong đó:

K_F là hệ số tải trọng, $K_F = K_v K_\beta$

Y_F là hệ số dạng răng phụ thuộc vào số răng tương đương ($z_v = z_2/\cos^3\gamma$), tra bảng 7.10.

$[\sigma_F]$ là ứng suất uốn cho phép, MPa.

7.8. Tính toán bộ truyền trục vít

7.8.2. Tính toán thiết kế bộ truyền trục vít

Bảng 7.10 Hệ số Y_{F2} đối với bánh vít

Z_{v2}	Y_{F2}	Z_{v2}	Y_{F2}	Z_{v2}	Y_{F2}
28	1,80	40	1,55	100	1,30
30	1,76	45	1,48	150	1,27
32	1,71	50	1,45	300	1,24
35	1,64	60	1,40		
37	1,61	80	1,34		

7.8. Tính toán bộ truyền trục vít

7.8.2. Tính toán thiết kế bộ truyền trục vít

❖ **Thiết kế theo độ bền uốn:** Áp dụng khi bộ truyền để hở, quay tay, hoặc khi số răng bánh vít lớn ($z_2 > 100$). Công thức thiết kế:

$$m = \sqrt[3]{\frac{1,5T_2Y_FK_F}{z_2q[\sigma_F]}}$$

7.9. Tính toán nhiệt

- Do làm việc với ma sát lớn nên trong bộ truyền trực vít sinh ra rất nhiều nhiệt làm dầu bôi trơn bị nóng lên. Khi nhiệt độ dầu vượt qua giá trị cho phép ($t_{max} = 95\text{ }^{\circ}\text{C}$) sẽ làm giảm độ nhớt của dầu và hiện tượng dính có thể xảy ra. Do đó, cần phải tính toán nhiệt theo phương trình cân bằng nhiệt sau:

$$1000P_1(1-\eta) = AK_T(t-t_0)(1+\psi)$$

Trong đó:

P_1 là công suất trên trục vít, kW

η là hiệu suất bộ truyền

A là diện tích bề mặt tỏa nhiệt, m^2 .

K_T là hệ số tỏa nhiệt, $K_T = 12 \div 18\text{ W}/(\text{m}^2.\text{ }^{\circ}\text{C})$

t là nhiệt độ của dầu, $^{\circ}\text{C}$

t_0 là nhiệt độ môi trường, $^{\circ}\text{C}$

ψ là hệ số tỏa nhiệt qua bề máy (đáy) thông thường bằng 0,3.

7.9. Tính toán nhiệt

- Công thức tính nhiệt độ dầu bôi trơn khi làm việc:

$$t = t_0 + \frac{1000P_1(1-\eta)}{AK_T(1+\psi)} \leq [t]$$

$[t] = 75 \div 85 \text{ }^\circ\text{C}$ là nhiệt độ cho phép của dầu bộ trơn.

- Để giảm t thì phải tăng cường biện pháp thoát nhiệt như làm giàn tỏa nhiệt, quạt, nước làm mát,...

7.10. Kết cấu bôi trơn bộ truyền trục vít

Sinh viên đọc tài liệu Cơ sở thiết kế máy của Nguyễn Hữu Lộc, trang 293.

7.11. Trình tự thiết kế bộ truyền trục vít – bánh vít

1. Xác định tỷ số truyền $u = \omega_1/\omega_2$
2. Dự đoán vận tốc trượt v_s theo công thức:

$$v_s \approx (0,02 \div 0,05) \omega_1 \approx \frac{(3,7 \div 4,6) n_1}{10000} \sqrt[3]{T_2}$$

Chọn vật liệu bánh vít, trục vít, phương pháp chế tạo, nhiệt luyện, cấp chính xác.

3. Tính ứng suất cho phép $[\sigma_H]$ và $[\sigma_F]$ theo mục 4.8.1.
4. Chọn số mối ren z_1 , hệ số đường kính q . Tính $z_2 = uz_1$. Tính chính xác tỷ số truyền u .
5. Chọn hiệu suất theo công thức:

$$\eta \approx 0,9 \left(1 - \frac{u}{200} \right)$$

7.11. Trình tự thiết kế bộ truyền trục vít – bánh vít

6. Tính khoảng cách trục a theo độ bền tiếp xúc:

$$a = \left(1 + \frac{q}{z_2} \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{[\sigma_H]} \right)^2 \frac{T_2 K_H}{(q / z_2)} }$$

Tính mô đun theo công thức: $m = \frac{2a}{z_2 + q}$

Chọn lại mô đun m theo dãy số tiêu chuẩn

Tính lại khoảng cách trục a . Nếu a không phải tiêu chuẩn thì tiến hành dịch chỉnh răng bánh vít.

Nếu bộ truyền hở, quay tay, hoặc số răng bánh vít lớn ($z_2 > 100$) thì tính mô đun theo công thức:

$$m = \sqrt[3]{ \frac{1,5 T_2 Y_F K_F}{z_2 q [\sigma_F]} }$$

7.11. Trình tự thiết kế bộ truyền trục vít – bánh vít

7. Xác định kích thước của bộ truyền.
8. Kiểm nghiệm vận tốc trượt theo công thức:

$$v_s = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} \frac{\sqrt{z_1^2 + q^2}}{q} = \frac{m n_1 \sqrt{z_1^2 + q^2}}{19100}$$

Chọn hệ số tải trọng theo bảng 7.6

Tính hiệu suất theo công thức:

$$\eta = (0,9 \div 0,95) \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi')}$$

$$\gamma = \arctan\left(\frac{z_1}{q}\right)$$

$$\varphi' = \arctan f'$$

f' là hệ số ma sát động, tra bảng 7.5

7.11. Trình tự thiết kế bộ truyền trục vít – bánh vít

9. Nếu vật liệu bánh vít chế tạo từ đồng thanh có độ rắn cao hoặc bằng gang thì tính lại giá trị $[\sigma_H]$ với v_s vừa tìm được. Giá trị vừa tính không được lớn hơn 5% giá trị sơ bộ ở mục 4.3.
10. Xác định số răng tương đương của bánh vít z_{v2} . Chọn hệ số Y_{F2} theo bảng 7.10 và kiểm nghiệm suất uốn của bánh vít theo công thức:

$$\sigma_F = \frac{1,5T_2 Y_F K_F}{z_2 q m^3} \leq [\sigma_F]$$

11. Tính toán nhiệt theo công thức:

$$t = t_0 + \frac{1000P_1(1-\eta)}{AK_t(1+\psi)}$$

12. Chọn dầu bôi trơn theo bảng 7.12.

7.11. Trình tự thiết kế bộ truyền trục vít – bánh vít

Bảng 7.5 Phụ thuộc hệ số ma sát thay thế f' vào vận tốc trượt

$v_{sl}, (m/s)$	f'	ρ'	$v_{sl}, (m/s)$	f'	ρ'
0,01	0,110 ÷ 0,120	6°17' ÷ 6°51'	2,5	0,030 ÷ 0,040	1°43' ÷ 2°17'
0,1	0,080 ÷ 0,090	4°34' ÷ 5°09'	3,0	0,028 ÷ 0,035	1°36' ÷ 2°00'
0,25	0,063 ÷ 0,075	3°43' ÷ 4°17'	4,0	0,023 ÷ 0,030	1°19' ÷ 1°43'
0,5	0,055 ÷ 0,065	3°09' ÷ 3°43'	7,0	0,018 ÷ 0,026	1°02' ÷ 1°29'
1,0	0,045 ÷ 0,055	2°35' ÷ 3°09'	10,0	0,016 ÷ 0,024	0°55' ÷ 1°22'
1,5	0,040 ÷ 0,050	2°17' ÷ 2°52'	15,0	0,014 ÷ 0,020	0°48' ÷ 1°09'
2,0	0,035 ÷ 0,450	2°00' ÷ 2°35'			

7.11. Trình tự thiết kế bộ truyền trục vít – bánh vít

Bảng 7.10 Hệ số Y_{F2} đối với bánh vít

z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}
28	1,80	40	1,55	100	1,30
30	1,76	45	1,48	150	1,27
32	1,71	50	1,45	300	1,24
35	1,64	60	1,40		
37	1,61	80	1,34		

7.11. Trình tự thiết kế bộ truyền trục vít – bánh vít

Bảng 7.11 Ứng suất uốn cho phép của trục $[\sigma_F]$

Thép	Nhiệt luyện	$[\sigma_F], \text{MPa}$	Thép	Nhiệt luyện	$[\sigma_F], \text{MPa}$
C35	Thường hóa	55	15Cr	Thấm carbon	65
C45	Thường hóa	60	12CrNi3	Thấm carbon	70
40Cr	Tôi	80	C40	Tôi cải thiện	60
CT6	Thường hóa	60			

7.11. Trình tự thiết kế bộ truyền trục vít – bánh vít

Bảng 7.11 Ứng suất uốn cho phép của trục $[\sigma_F]$

Thép	Nhiệt luyện	$[\sigma_F]$, MPa	Thép	Nhiệt luyện	$[\sigma_F]$, MPa
C35	Thường hóa	55	15Cr	Thấm carbon	65
C45	Thường hóa	60	12CrNi3	Thấm carbon	70
40Cr	Tôi	80	C40	Tôi cải thiện	60
CT6	Thường hóa	60			

7.11. Trình tự thiết kế bộ truyền trực vít – bánh vít

Bảng 7.12

Tỷ số $\sigma_H/10^3 v_s$	1,25	3,2	8	20	50
Độ nhớt động v. cSt ($10^{-6} m^2/s$) khi $t = 100^\circ C$	8,5	12	17	26	42