



CHƯƠNG 6

TRUYỀN ĐỘNG TRỰC VÍT



NỘI DUNG

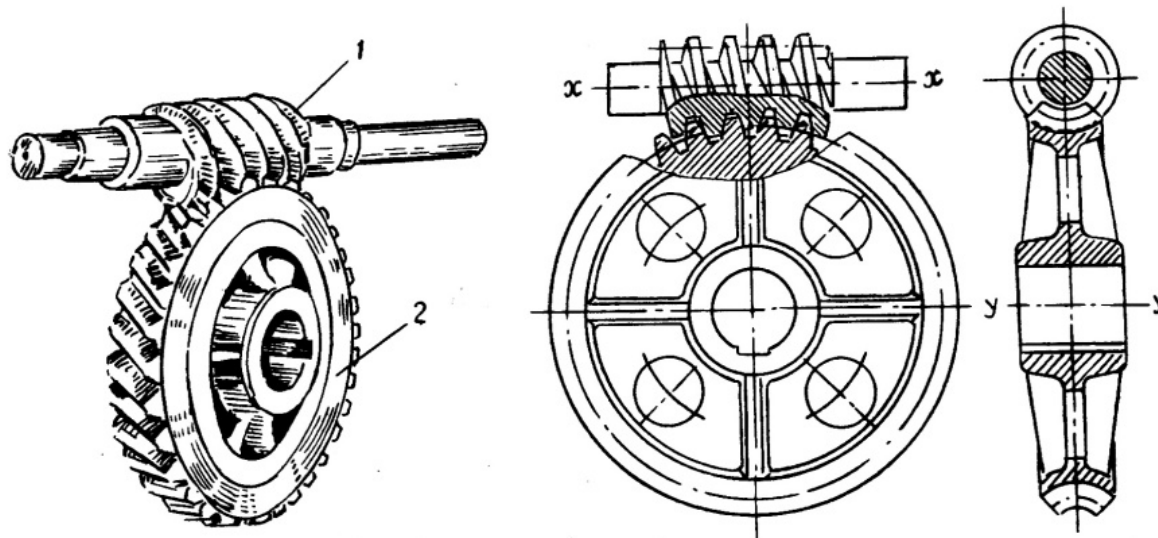
- ① Khái niệm chung
- ② Các thông số hình học chủ yếu
- ③ Động học bộ truyền trục vít
- ④ Vật liệu và ứng suất cho phép



6.1. Khái niệm chung

6.1.1. Cấu tạo

- Là bộ truyền răng – vít, kết hợp giữa bộ truyền bánh răng và vít
- Truyền chuyển động và công suất giữa hai trục chéo nhau, thường 90°
- Vì có khả năng tự hãm, chuyển động và công suất thường chỉ truyền một chiều từ trục vít sang bánh vít

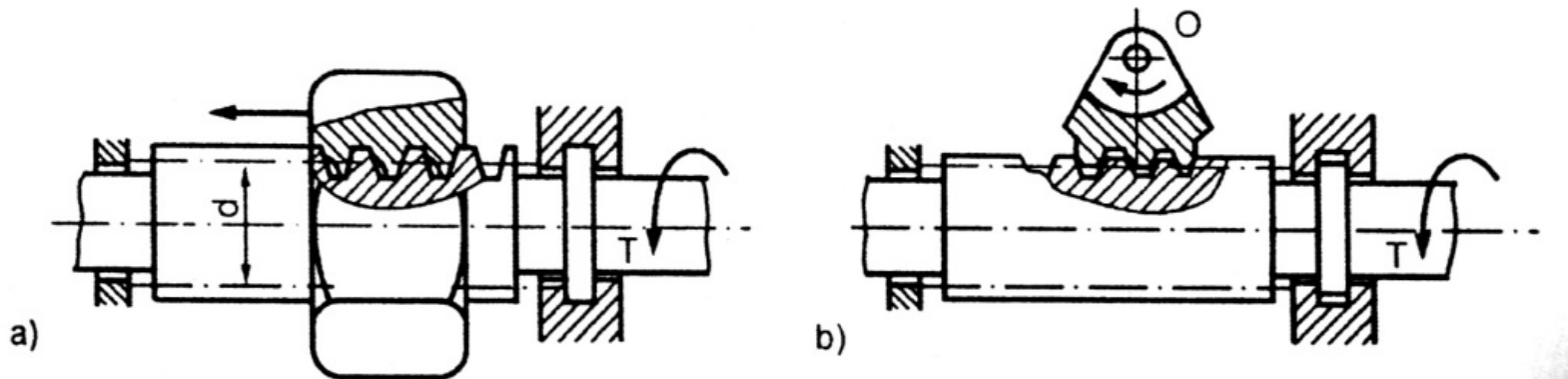




6.1. Khái niệm chung

6.1.1. Cấu tạo

- Khi vít quay, cố định chiều dọc trục thì đai ốc chuyển động tịnh tiến
- Trong bộ truyền trục vít, bánh vít xem như đai ốc quay.



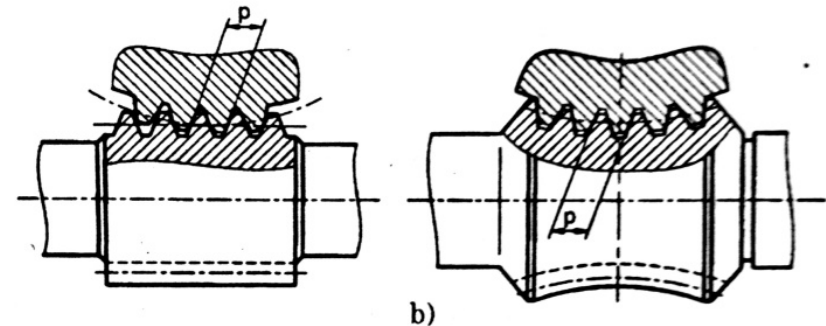


6.1. Khái niệm chung

6.1.2. Phân loại

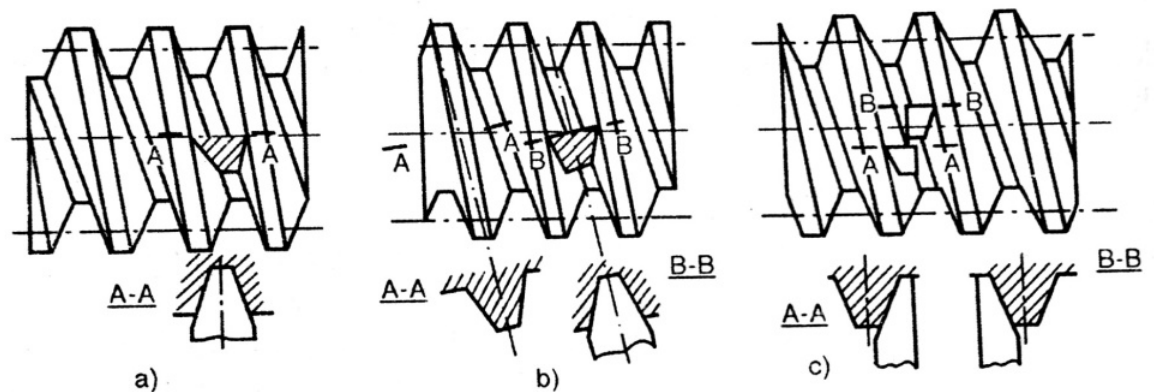
➤ Theo hình dạng mặt trục chia của trục vít

- Trục vít trụ
- Trục vít Globoid



➤ Theo hình dạng ren

- Trục vít Acsimet
- Trục vít Convolute
- Trục vít thân khai



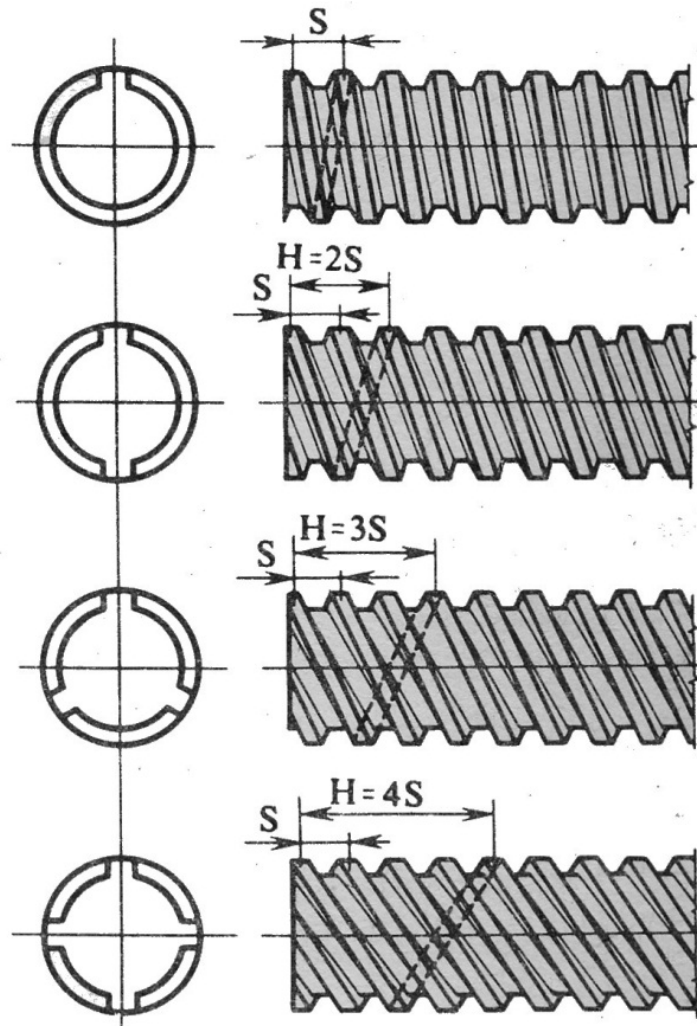


6.1. Khái niệm chung

6.1.2. Phân loại

➤ Theo số mối ren

- Một mối ren
- Nhiều mối ren





6.1. Khái niệm chung

6.1.3. Ưu nhược điểm, phạm vi sử dụng

➤ Ưu điểm

- Tỷ số truyền lớn
- Làm việc êm và không ồn
- Có khả năng tự hãm

➤ Nhược điểm

- Hiệu suất thấp, nhiệt sinh nhiều
- Cần dùng vật liệu giảm ma sát (đồng thanh) tương đối đắt làm trục vít
- Yêu cầu cao về độ chính xác lắp ghép

➤ Phạm vi sử dụng

- Hiệu suất thấp ($70 \div 80\%$) nên sử dụng với công suất $\leq 60\text{kW}$
- Tỷ số truyền $20 \div 60$, có thể đến 100 hoặc ≤ 300 đối với cơ cấu phân độ
- Dùng trong máy nâng chuyển, mắt cắt kim loại, ô-tô...



6.2. Các thông số hình học chủ yếu

- Góc pôfin tiêu chuẩn: $\alpha = 20^\circ$
- Bước của trục vít: P
- Môđun dọc trục vít
$$m = P / \pi$$
- Hệ số đường kính: q
- Đường kính mặt trụ chia trục vít:

$$d_1 = mq$$

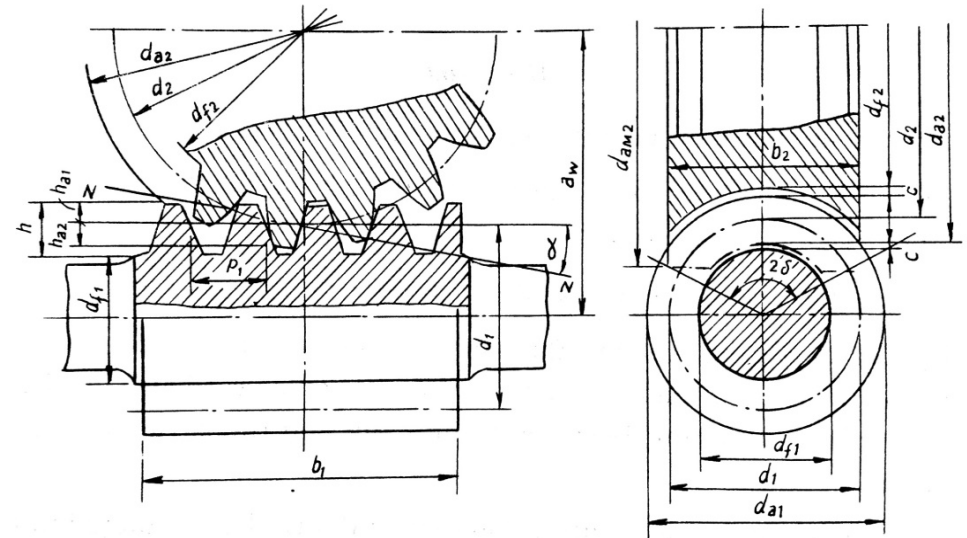
Tiêu chuẩn quy định

Dãy 1 $m = 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25.$

Dãy 2 $m = 1,5; 3; 3,5; 6; 7; 18.$

Dãy 1 $q = 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25.$

Dãy 2 $q = 7,1; 9; 11,2; 14; 18; 22,4.$





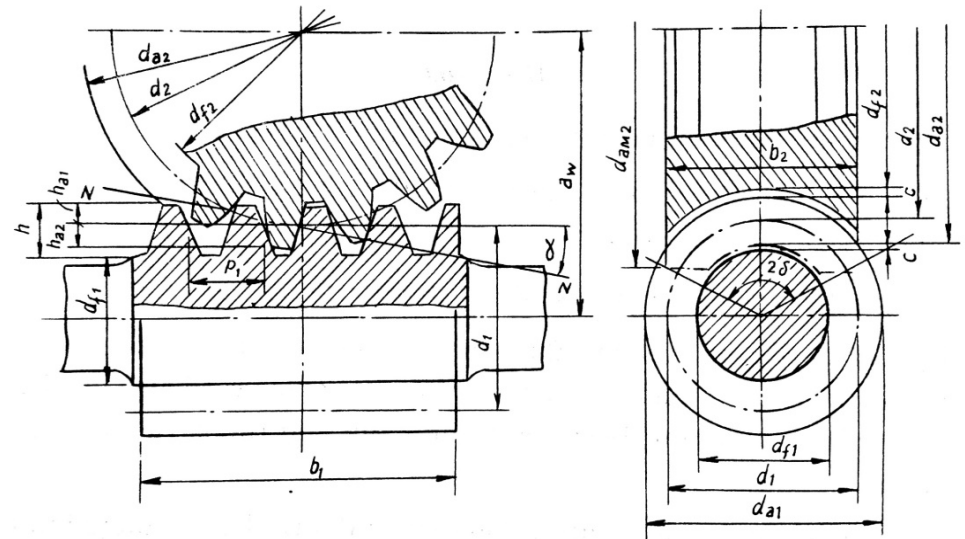
6.2. Các thông số hình học chủ yếu

- Số mối ren trục vít: $Z_1 = 1, 2, 4$
- Góc vít của đường xoắn ốc: $\gamma = 5 \div 20^\circ$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\pi m Z_1}{\pi d_1} = \frac{Z_1}{q}$$

- Nếu tăng Z_1 , góc γ tăng
 - Hiệu suất tăng
 - Kích thước lớn, giá thành tăng
- Nếu giảm Z_1
 - Hiệu suất giảm
 - Mất mát công suất, sinh nhiệt nhiều

→ Khi truyền công suất lớn, không nên dùng $Z_1 = 1$





6.2. Các thông số hình học chủ yếu

- Số răng bánh vít

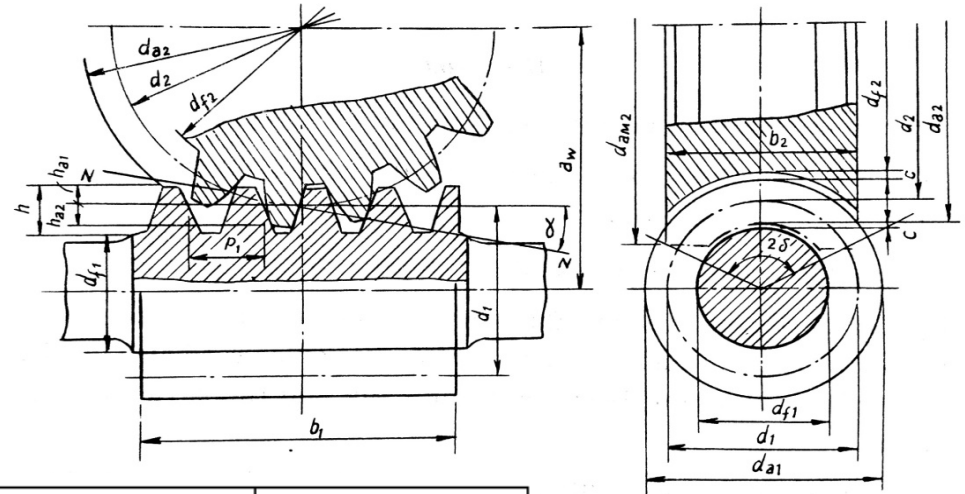
$$Z_2 = uZ_1$$

- Hạn chế Z_2

$$Z_{2min} = 26 \div 28; Z_{2max} = 60 \div 80$$

- Chọn Z_1 theo tỉ số truyền u

u	$10 \div 18$	$18 \div 40$	> 40
Z_1	4	2	1



- Khoảng cách trục:

$$a_w = 0,5(q + Z_1 + 2x)$$

- Hệ số dịch chỉnh

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + Z_2)$$

Khi cắt bánh vít $-1 \leq x \leq 1$; nên dùng $-0,7 \leq x \leq 0,7$



6.2. Các thông số hình học chủ yếu

- Đường kính vòng lăn không dịch chỉnh

$$d_1 = mq$$

- Đường kính vòng lăn có dịch chỉnh

$$d_1 = (q + 2x)m$$

- Đường kính vòng chia bánh vít

$$d_2 = mZ_2$$

- Đường kính vòng đỉnh và đáy

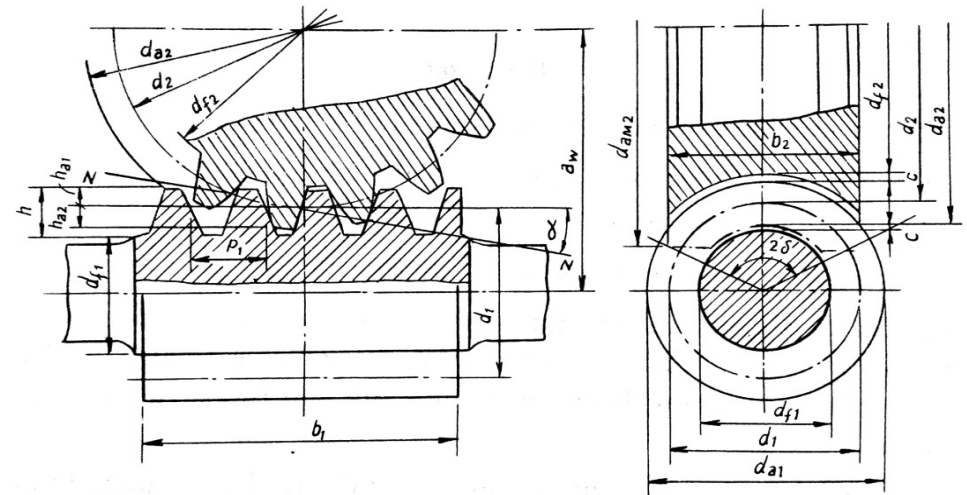
- Trục vít

$$d_{a1} = d_1 + 2m = m(q + 2)$$

$$d_{f1} = m(q - 2,4)$$

- Bánh vít

$$d_{a2} = m(Z_2 + 2 + 2x) \quad d_{f2} = m(Z_2 - 2,4 + 2x)$$





6.2. Các thông số hình học chủ yếu

- Đường kính ngoài bánh vít

$$d_{aw2} \leq d_{a2} + 2m \quad \text{khi } Z_1 = 1$$

$$d_{aw2} \leq d_{a2} + 1,5m \quad \text{khi } Z_1 = 2$$

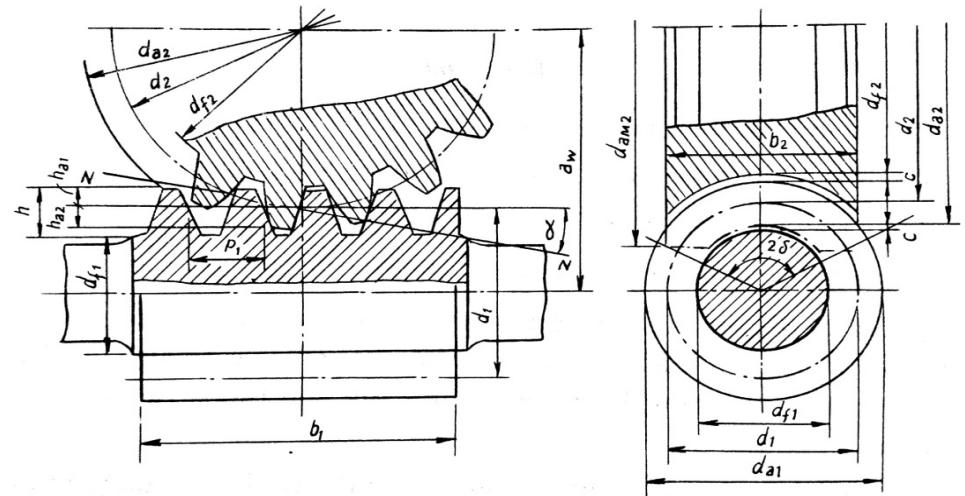
$$d_{aw2} \leq d_{a2} + m \quad \text{khi } Z_1 = 4$$

- Góc ôm 2δ

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

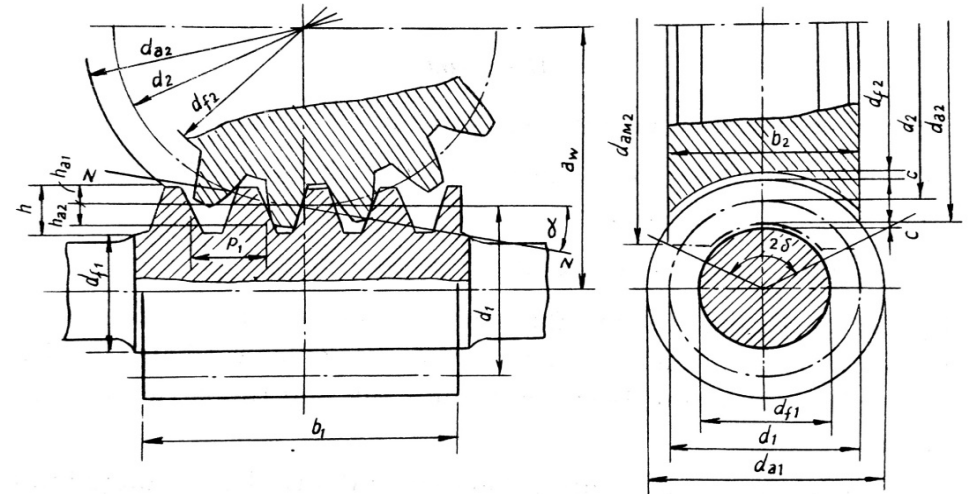
- Chiều rộng bánh vít b_2

$$Z_1 = 1 \div 2; \quad b_2 \leq 0,75d_{a1}$$





6.2. Các thông số hình học chủ yếu



➤ Chiều dài phần cắt ren b_1

Hệ số dịch chỉnh x	Chiều dài phần cắt ren b_1 , khi số mỗi ren	
	$Z_1 = 1 \div 2$	$Z_1 = 4$
-1	$b_1 \geq (10,5 + Z_1)m$	$b_1 \geq (10,5 + Z_1)m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06 Z_2)m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09 Z_2)m$
0	$b_1 \geq (11 + 0,06 Z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09 Z_2)m$
0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1 Z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1 Z_2)m$
1	$b_1 \geq (12 + 0,1 Z_2)m$	$b_1 \geq (13 + 0,1 Z_2)m$



6.3. Động học bộ truyền trục vít

6.3.1. Vận tốc và tỉ số truyền

- Trục vít quay 1 vòng, bánh vít di chuyển $\pi m Z_1$

Trục vít quay n_1 vg/ph, bánh vít quay được $n_2 = \frac{\pi m Z_1}{\pi d_2} n_1$ vg/ph

- Tỉ số truyền của bộ truyền trục vít

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\pi d_2}{\pi m Z_1} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Hoặc vì $\pi m Z_1 = \pi d_1 \tan \gamma$

$$\Rightarrow u = \frac{\pi d_2}{\pi m Z_1} = \frac{d_2}{d_1 \tan \gamma}$$

- Tỉ số truyền = Số răng bánh vít / Số mối ren trục vít
- Vì Z_1 khá nhỏ nên bộ truyền trục vít có thể đạt tỉ số truyền rất lớn



6.3. Động học bộ truyền trục vít

6.3.1. Vận tốc và tỉ số truyền

- Vận tốc vòng v_1 của trục vít và v_2 của bánh vít khác phương và trị số nên khi làm việc sinh ra trượt
- Vận tốc trượt v_t tiếp tuyến với đường xoắn ốc của ren trục vít

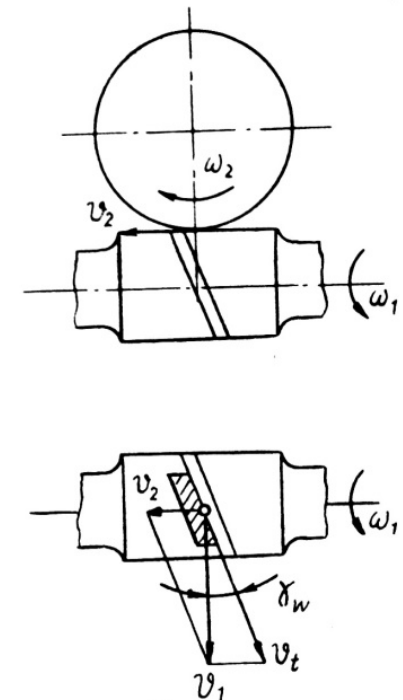
$$v_t = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi d_{\omega 1} n_1}{6.10^4 \cos \gamma} \quad m / s$$

- Đối với bộ truyền không dịch chỉnh

$$d_{\omega 1} = d_1 = m q; \quad \operatorname{tg} \gamma = Z_1 / q$$

$$\cos \gamma = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1}} = \frac{q}{\sqrt{Z_1^2 + q^2}}$$

$$\Rightarrow v_t = \frac{m n_1}{19100} \sqrt{Z_1^2 + q^2} \quad m / s$$



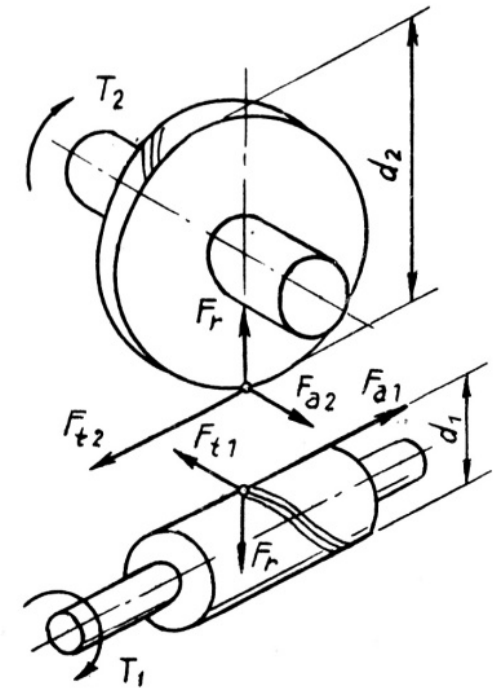
- Vận tốc trượt lớn gây dính và mòn, do đó làm giảm hiệu suất bộ truyền



6.3. Động học bộ truyền trục vít

6.3.2. Lực tác dụng trong bộ truyền trục vít

- Khi làm việc, ren trục vít và răng bánh vít chịu lực pháp tuyến F_n , gồm 3 thành phần
 - Lực vòng F_t
 - Lực hướng tâm F_r
 - Lực dọc trục F_a
- Lực vòng F_{t1} trên trục vít cân bằng với lực dọc trục F_{a2} trên bánh vít
- Lực dọc trục F_{a1} trên trục vít cân bằng với lực vòng F_{t2} trên bánh vít





6.3. Động học bộ truyền trục vít

6.3.2. Lực tác dụng trong bộ truyền trục vít

- Xác định trị số các lực thành phần

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

$$F_{r1} = F_{a1} \tan(\gamma \pm \varphi) = F_{t2} \tan(\gamma \pm \varphi)$$

φ – góc ma sát,

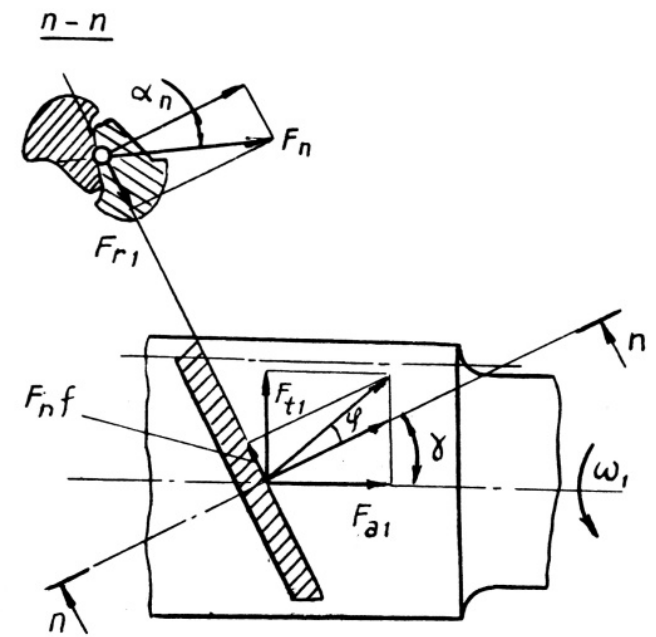
dấu "+" dùng khi trục vít dẫn động

dấu "-" dùng khi trục vít bị dẫn

- Góc ma sát thường nhỏ ($< 3^\circ$), có thể bỏ qua

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cos \gamma};$$

$$F_r = F_n \sin \alpha = \frac{F_{t2} \tan \alpha}{\cos \gamma}$$





6.3. Động học bộ truyền trục vít

6.3.3. Hiệu suất truyền động trục vít

➤ Trường hợp trục vít dẫn động

- Nếu chỉ kể đến tổn thất ma sát giữa ren trục vít và răng bánh vít

$$\eta_k = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} = \frac{F_{t2} d_2 \omega_2}{F_{t1} d_1 \omega_1} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}$$

- Nếu kể đến cả mất mát công suất do khuấy dầu

$$\eta = \frac{0,95 \operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}$$

➤ Để tăng hiệu suất

- Tăng $\operatorname{tg} \gamma = Z_1/q$
 - Tăng $Z_1 \rightarrow Z_2$ tăng, kích thước bộ truyền tăng
 - Giảm $q \rightarrow$ đường kính trục vít nhỏ, kém cứng vững
- Giảm ρ : phụ thuộc hệ số ma sát của cặp vật liệu, không giảm được



6.3. Động học bộ truyền trục vít

6.3.3. Hiệu suất truyền động trục vít

➤ Trường hợp bánh vít chủ động

$$\eta = \frac{0,95 \operatorname{tg}(\gamma - \varphi)}{\operatorname{tg} \gamma}$$

- Khi $\gamma \leq \varphi \rightarrow \eta = 0$, bộ truyền có tính tự hãm
- Khi đảm bảo tự hãm, hiệu suất bộ truyền trục vít thấp $\eta \leq 0,5$ nên nếu khi không cần thiết không nên dùng bộ truyền tự hãm

Có thể xác định gần đúng hiệu suất theo Z_1

Z_1	1	2	4
η	0,7 – 0,75	0,75 – 0,82	0,87 – 0,92

➤ Hiệu suất bộ truyền trục vít khá thấp, phần công suất mất mát sẽ biến thành nhiệt làm nóng bộ truyền



6.4. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

6.4.1. Các dạng hỏng

- Các dạng hỏng như trong truyền động bánh răng, nhưng do vận tốc trượt lớn, điều kiện hình thành màng dầu không thuận lợi → dính và mòn nguy hiểm hơn.
 - Dính đặc biệt nguy hiểm khi bánh vít làm bằng vật liệu cứng hơn
 - Khi v lớn, các hạt kim loại ở bánh vít đứt ra dính vào mặt ren vít, mặt ren trục vít sần sùi sẽ mài mòn nhanh mặt răng bánh vít
 - Nếu bánh vít làm bằng vật liệu mềm, hiện tượng dính ít nguy hiểm vì các hạt kim loại quét đều lên bề mặt ren vít
 - Mòn thường xảy ra ở răng bánh vít
 - Mòn nhanh khi lắp ghép không chính xác, dầu có cặn, bề mặt ren không nhẵn, khi thường đóng và mở máy
 - Răng mòn nhiều sẽ bị gãy
 - Tróc rỗ mặt răng: xảy ra ở các bánh vít làm bằng đồng thanh thiếc



6.4. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

6.4.2. Các đặc điểm tính toán

- Tính toán trục vít có những đặc điểm sau
 - Hiện tượng dính và mòn là nguy hiểm nhưng chưa có phương pháp tính tin cậy, vì vậy, vẫn tính theo ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn, chú ý chọn ứng suất cho phép phù hợp.
 - Bánh vít làm bằng vật liệu có cơ tính kém hơn → tính toán độ bền cho răng bánh vít
 - Do trượt sinh nhiệt, phải tính nhiệt truyền động trục vít
 - Bộ truyền có u lớn, đường kính bánh vít lớn, gối đỡ trục vít cách xa → cần kiểm nghiệm độ bền thân trục vít theo hệ số an toàn



6.5. Tính toán độ bền và tính nhiệt

6.5.1. Tải trọng riêng và hệ số tải trọng

➤ Hệ số phân bố không đều của tải trọng

- Do sai số chế tạo và lắp ghép, biến dạng đàn hồi khi chịu lực, tải trọng phân bố trên chiều dài tiếp xúc
- Hệ số phân bố không đều tải trọng trên chiều dài tiếp xúc

$$K_{\beta} = \frac{q_{\max}}{q_m} = \frac{q_m + q_{\beta}}{q_m} = 1 + \frac{q_{\beta}}{q_m} = 1 + \frac{\delta_{\beta}}{\delta_m}$$

q_{β} – tải trọng riêng do biến dạng đàn hồi

δ_m, δ_{β} – chuyển vị đàn hồi trung bình và chuyển vị do độ võng gây nên

- Độ võng phụ thuộc Z_1, Z_2, q và khả năng chạy mòn của vật liệu nên

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{Z_2}{\theta} \right)^3 \left(1 - \frac{T_{2tb}}{T_{2\max}} \right)$$



6.5. Tính toán độ bền và tính nhiệt

6.5.1. Tải trọng riêng và hệ số tải trọng

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{Z_2}{\theta} \right)^3 \left(1 - \frac{T_{2tb}}{T_{2\max}} \right)$$

- θ – hệ số biến dạng trục vít, phụ thuộc Z_1 và q
- T_{2tb} – mômen xoắn trung bình trên trục bánh vít

$$T_{2tb} = \sum T_{2i} t_i n_{2i} / \sum t_i n_{2i}$$

- T_{2i} , t_i , n_{2i} – mômen xoắn, tuổi thọ, số vòng quay bánh vít ở chế độ i
- $T_{2\max}$ – mômen xoắn lớn nhất trong các mômen xoắn T_{2i}

➤ Khi tải trọng không đổi, $K_{\beta} = 1$, do khả năng chạy mòn hoàn toàn của các bề mặt tiếp xúc, do đó làm cho tải trọng phân bố đều trên chiều dài tiếp xúc



6.5. Tính toán độ bền và tính nhiệt

6.5.1. Tải trọng riêng và hệ số tải trọng

➤ Hệ số tải trọng động

$$K_v = 1 + \frac{q_v}{q_t}$$

- q_v – tải trọng động riêng
- q_t – tải trọng riêng ngoài

➤ Trị số K_v phụ thuộc vận tốc trượt v_t và cấp chính xác

Cấp chính xác	Hệ số tải trọng động khi vận tốc trượt v_t , m/s					
	đến 1,5	trên 1,5 đến 3	trên 3 đến 7,5	trên 7,5 đến 12	trên 12 đến 18	trên 18
6	-	-	1	1,1	1,3	1,4
7	1	1	1,1	1,2	-	-
8	1,1	1,2	1,3	-	-	-
9	1,3	-	-	-	-	-



6.5. Tính toán độ bền và tính nhiệt

6.5.1. Tải trọng riêng và hệ số tải trọng

- Do phân bố tải trọng không đều và tải trọng động phụ nên tải trọng riêng tính toán tăng lên, cần đưa thêm vào hệ số tải trọng

$$q_H = q_n K_H = F_n K_H / l_H$$

$$q_F = q_n K_F = F_n K_F / l_H$$

- l_H – chiều dài tiếp xúc
- K_H, K_F – hệ số tải trọng khi tính về độ bền tiếp xúc và uốn

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



6.5. Tính toán độ bền và tính nhiệt

6.5.2. Tính theo ứng suất tiếp xúc

➤ Điều kiện bền tiếp xúc

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_H}{2\rho}} \leq [\sigma_H]$$

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q_H E / \rho} \leq [\sigma_H]$$

■ Bán kính cong tương đương

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}; \quad \rho_1 = \infty; \quad \rho_2 = \frac{d_2}{2 \cos^2 \gamma} \sin \alpha$$

$$\Rightarrow \rho = \rho_2 = \frac{d_2}{2 \cos^2 \gamma} \sin \alpha$$



6.5. Tính toán độ bền và tính nhiệt

6.5.2. Tính theo ứng suất tiếp xúc

➤ Điều kiện bền tiếp xúc

$$\sigma_H = 0,418\sqrt{q_H E / \rho} \leq [\sigma_H]$$

- Tải trọng tính toán

$$q_H = q_n K_H = F_n K_H / l_H$$

Tổng chiều dài tiếp xúc giữa ren trục vít và răng bánh vít

$$l_H = K_\varepsilon b \varepsilon_\alpha / \cos \gamma$$

$K_\varepsilon = 0,75$ – hệ số giảm chiều dài đường tiếp xúc (không ăn khớp hết góc 2δ)

ε_α – hệ số trùng khớp ngang, có giá trị từ $1,8 \div 2,2$

b – chiều dài răng bánh vít $b = \pi d_1 2\delta / 360$

Thông thường $2\delta = 100^\circ$ và $\varepsilon_\alpha = 1,8$ và thay $F_n = F_{t2} / (\cos \alpha \cos \gamma)$

$$l_H = 1,2 \frac{d_1}{\cos \gamma} \Rightarrow q_H = \frac{F_{t2} K_H}{1,2 d_1 \cos \alpha}$$



6.5. Tính toán độ bền và tính nhiệt

6.5.2. Tính theo ứng suất tiếp xúc

➤ Điều kiện bền tiếp xúc

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q_H E / \rho} \leq [\sigma_H]$$

▪ Môđun đàn hồi tương đương

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$$

E_1, E_2 là môđun đàn hồi vật liệu chế tạo trục vít và bánh vít

$$E_1 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$E_2 = 0,9 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$\Rightarrow E = 1,27 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

➤ Thay vào ta được công thức tính toán kiểm nghiệm

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv}}{d_1}} \leq [\sigma_H]$$



6.5. Tính toán độ bền và tính nhiệt

6.5.2. Tính theo ứng suất tiếp xúc

- Điều kiện bền tiếp xúc

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q_H E / \rho} \leq [\sigma_H]$$

- Thay vào ta được công thức tính toán kiểm nghiệm

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv}}{d_1}} \leq [\sigma_H]$$

- Thay $d_1 = mq$; $d_2 = mZ_2$; $m = 2a/(Z_2 + q)$
ta có công thức tính toán thiết kế

$$a \geq (Z_2 + q) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{T_2 K_H}{q}}, mm$$



6.5. Tính toán độ bền và tính nhiệt

6.5.3. Tính theo ứng suất uốn

- Tính ứng suất uốn ở chân răng bánh vít phức tạp vì dạng răng thay đổi theo chiều rộng bánh vít và chân răng lại cong
- Vì vậy, gần đúng tính như bánh răng nghiêng có $\beta = \gamma$ và sử dụng các kết quả tính cho bánh răng nghiêng
- Từ bánh răng nghiêng ta có

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\varepsilon Y_\beta}{bm} \leq [\sigma_F]$$

- Với bánh vít

$$F_t = 2T_2 / d_2$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{140} = 1 - \frac{10}{140} = 0,93$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha} = \frac{1}{0,75 \cdot 1,8} = 0,74$$

$$\Rightarrow \sigma_F = \frac{1,4 T_2 K_F Y_F}{b_2 d_2 m} \leq [\sigma_F]$$



6.5. Tính toán độ bền và tính nhiệt

6.5.3. Tính theo ứng suất uốn

- Công thức kiểm nghiệm độ bền uốn

$$\sigma_F = \frac{1,4T_2K_FY_F}{b_2d_2m} \leq [\sigma_F]$$

- T_2 – mômen xoắn trên trục bánh vít
- b_2, d_2 – chiều rộng và đường kính vòng chia bánh vít
- K_F – hệ số tải trọng
- $[\sigma_F]$ – ứng suất uốn cho phép
- Y_F – hệ số dạng răng bánh vít, tra theo số răng tương đương $Z_v = Z_2/\cos^3\gamma$

z_v	20	24	26	28	30	32	35	37
Y_F	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61
z_v	40	45	50	60	80	100	150	≥ 300
Y_F	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24



6.5. Tính toán độ bền và tính nhiệt

6.5.4. Kiểm nghiệm độ bền răng khi quá tải

- Nhằm tránh biến dạng dư hoặc dính bề mặt răng, gãy răng do quá tải
- Công thức kiểm nghiệm

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{qt}} \leq [\sigma_H]_{\max}$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{qt} \leq [\sigma_F]_{\max}$$

- $K_{qt} = T_{2\max} / T_2$ – hệ số quá tải
- $T_{2\max}, T_2$ – mômen xoắn lớn nhất và mômen xoắn danh nghĩa
- σ_H, σ_F – ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn tính toán
- $[\sigma_H], [\sigma_F]$ – ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép khi quá tải



6.5. Tính toán độ bền và tính nhiệt

6.5.5. Tính nhiệt truyền động trực vít

- Do ma sát trong bộ truyền lớn → Sinh nhiều nhiệt
- Tác hại: Phá hủy màng dầu, gây dính, thậm chí bị hư hỏng
- Nguyên tắc tính nhiệt

Nhiệt sinh ra = Nhiệt tỏa đi

$$t_{thực} \leq [t_d]$$



6.5. Tính toán độ bền và tính nhiệt

6.5.5. Tính nhiệt truyền động trực vít

- Nhiệt lượng sinh ra trong một giờ

$$Q_s = 1000P_1(1 - \eta) = \frac{1000P_2(1 - \eta)}{\eta}$$

- Nhiệt lượng thoát qua vách hộp

$$Q_t = K_t(t_d - t_o)A(1 + \psi)$$

- P_1 – công suất trên trục vít, kW
- η – hiệu suất truyền động
- K_t – hệ số tỏa nhiệt, $K_t = 8 \div 17,5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{°C})$
- t_d, t_o – nhiệt độ dầu và nhiệt độ môi trường không khí
- A – diện tích bề mặt thoát nhiệt của hộp, m^2 , gần đúng lấy $A = 20a^2$, nếu có gân tăng thêm $10 \div 20\%A$
- $\psi = 0,25$ – hệ số xét đến sự thoát nhiệt qua đáy hộp xuống bệ máy



6.5. Tính toán độ bền và tính nhiệt

6.5.5. Tính nhiệt truyền động trực vít

➤ Từ các biểu thức

$$Q_s = Q_t$$

$$Q_s = 1000P_1(1-\eta) = \frac{1000P_2(1-\eta)}{\eta}$$

$$Q_t = K_t(t_d - t_o)A(1+\psi)$$

➤ Suy ra

$$t_d = \frac{1000P_1(1-\eta)}{K_t A(1+\psi)\beta} + t_o \leq [t_d]$$

- $[t_d] = 70 \div 90^\circ\text{C}$ – nhiệt độ cho phép của dầu
- $t_o = 20^\circ\text{C}$ – nhiệt độ môi trường không khí
- β – hệ số xét đến sự giảm nhiệt sinh ra do làm việc ngắt quãng

$$\beta = \frac{t_{ck}}{\sum P_i t_i / P_1}$$

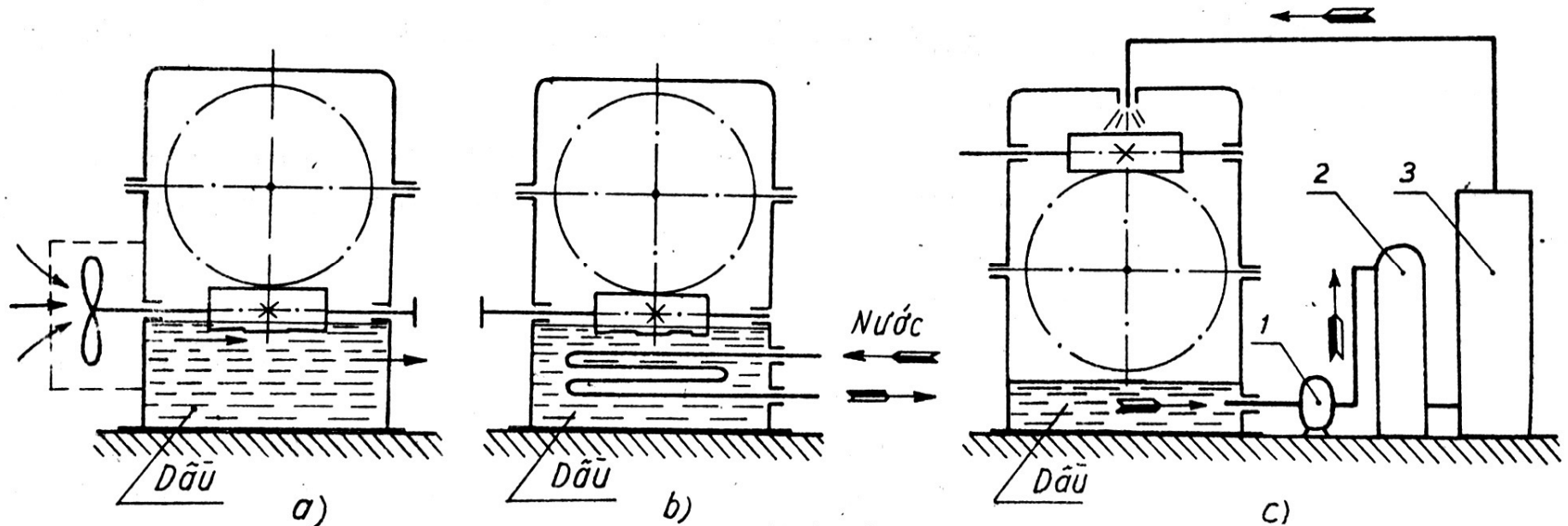
- t_{ck} – thời gian của một chu kì tải trọng
- P_i, t_i – công suất và thời gian chế độ thứ i
- P_1 – công suất danh nghĩa



6.5. Tính toán độ bền và tính nhiệt

6.5.5. Tính nhiệt truyền động trực vít

- Nếu nhiệt độ dầu không thỏa mãn giá trị cho phép, có thể lắp thêm quạt gió, ống dẫn nước hoặc phun dầu đã làm lạnh





6.5. Tính toán độ bền và tính nhiệt

6.5.5. Tính nhiệt truyền động trực vít

- Trường hợp bộ truyền được làm nguội bằng quạt

$$t_d = \frac{1000P_1(1-\eta)}{[K_t(A-A_q)(1+\psi) + K_{tq}A_q]\beta} + t_o \leq [t_d]$$

- A_q – diện tích bề mặt hộp được quạt nguội, m^2 , $A_q = 0,3A$
- K_{tq} – hệ số tỏa nhiệt của phần bề mặt hộp được quạt, $W/(m^2\text{°C})$
 $K_{tq} = 12; 21; 29; 40 \text{ W/(m}^2\text{°C)}$ ứng với $n_q = 750; 1000; 1500; 3000 \text{ vg/ph}$

- Khi thiết kế, thường chọn nhiệt độ làm việc bằng nhiệt độ cho phép của dầu, từ đó tính diện tích tỏa nhiệt cần thiết

$$A > \frac{1000P_1(1-\eta)}{[0,7K_t(1+\psi) + 0,3K_{tq}]\beta([t_d] - t_o)}$$



THANK YOU!