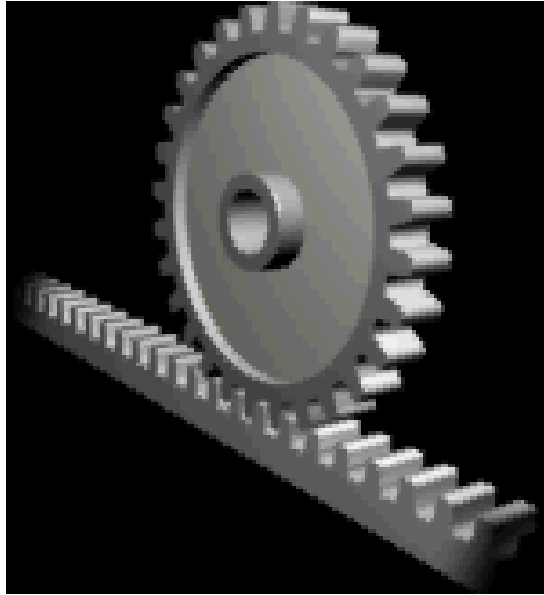
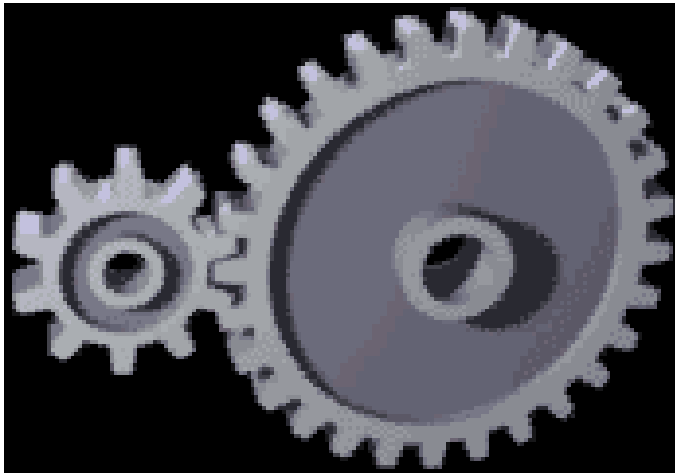


Chương 6 **BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG**

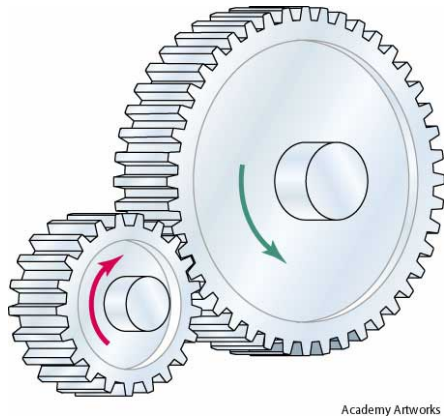
1. Khái niệm chung



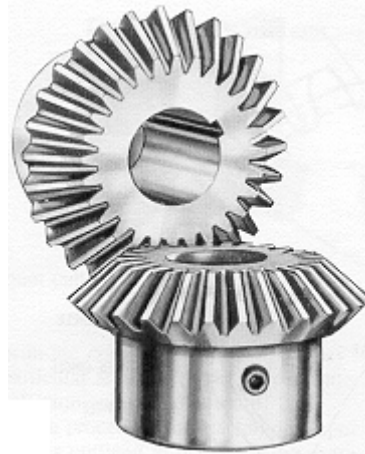
Công dụng: bộ truyền bánh răng truyền chuyển động và mômen xoắn giữa 2 trục gần nhau, làm việc theo nguyên lý ăn khớp



Phân loại theo vị trí các trục:



bánh răng trụ

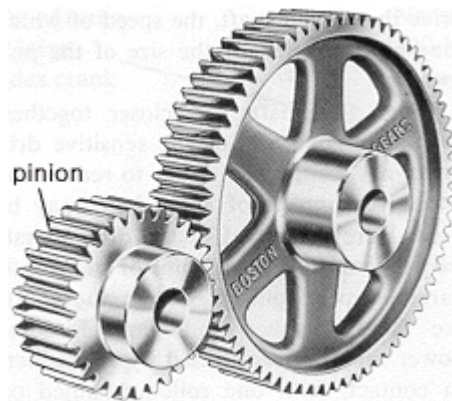


bánh răng côn

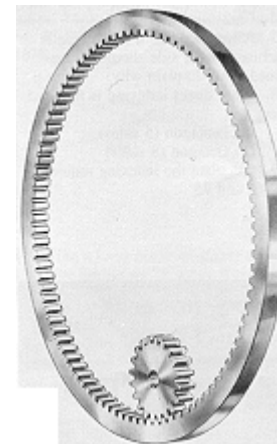


bánh răng trụ chéo

Phân loại theo sự phân bố các răng:



bánh răng ngoài



bánh răng trong

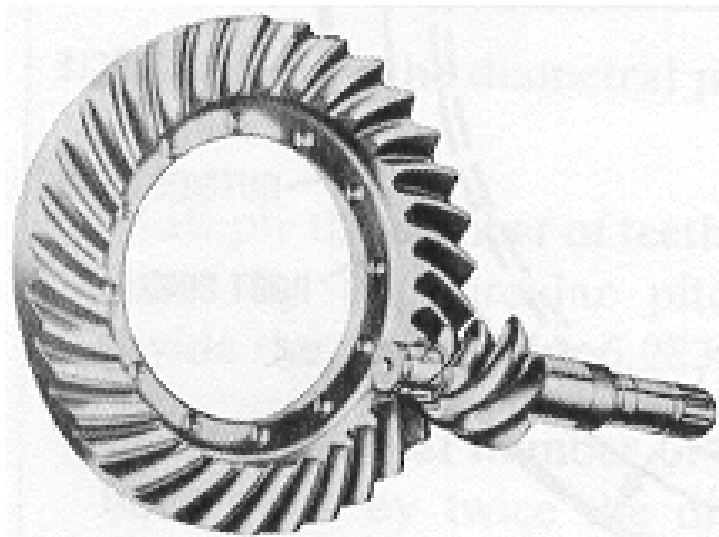
Phân loại theo phương răng so với đường sinh:



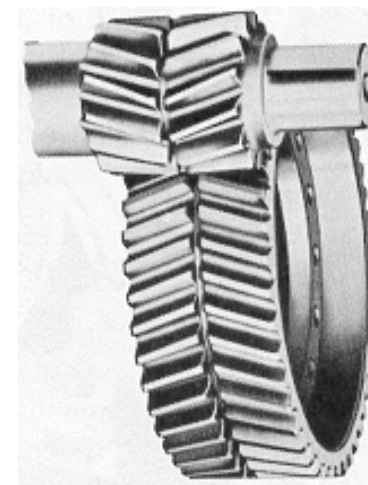
răng thẳng



răng nghiêng



răng cong

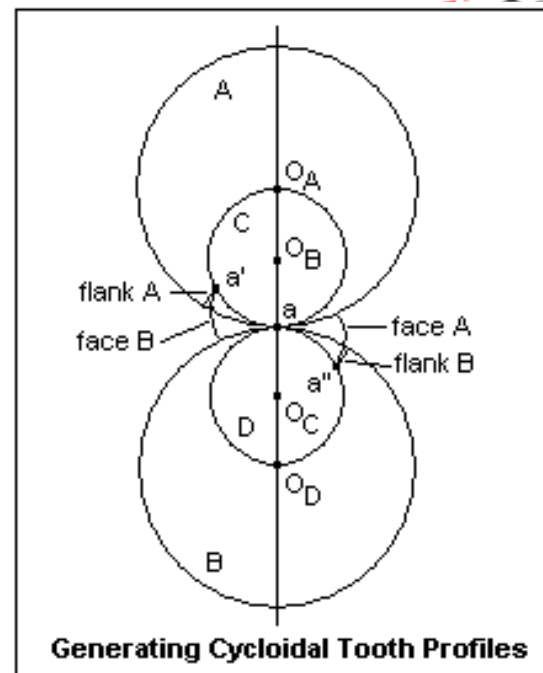
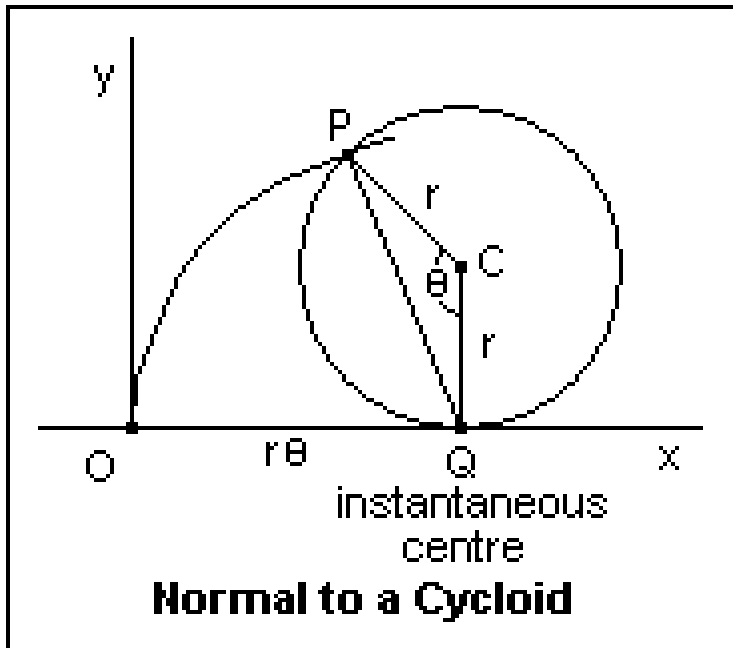
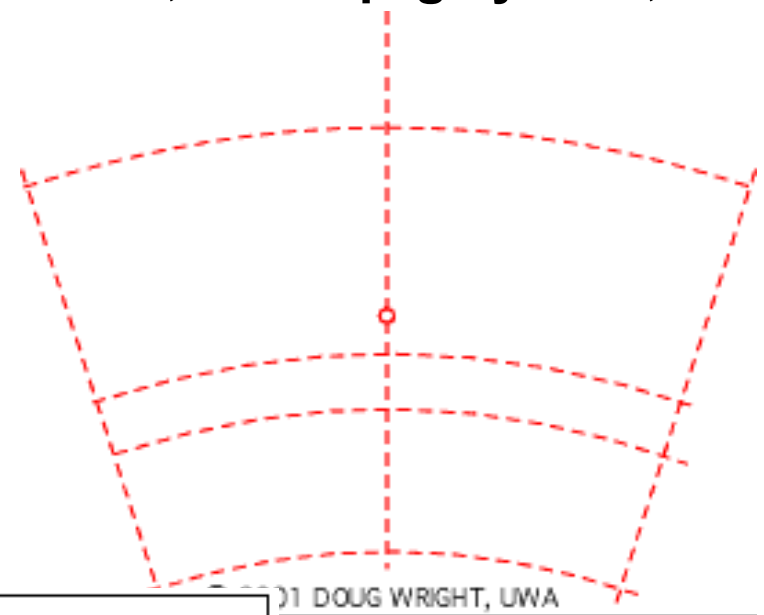
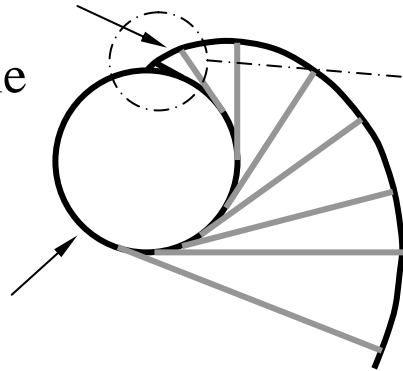


răng chữ V

Phân loại theo biên dạng răng: biên dạng thân khai, biên dạng cycloid, biên dạng Novikov

Involute
tooth
profile

Base
Circle



Phân loại theo chiều nghiêng của răng: nghiêng trái, nghiêng phải

Nghiêng phải



Nghiêng trái



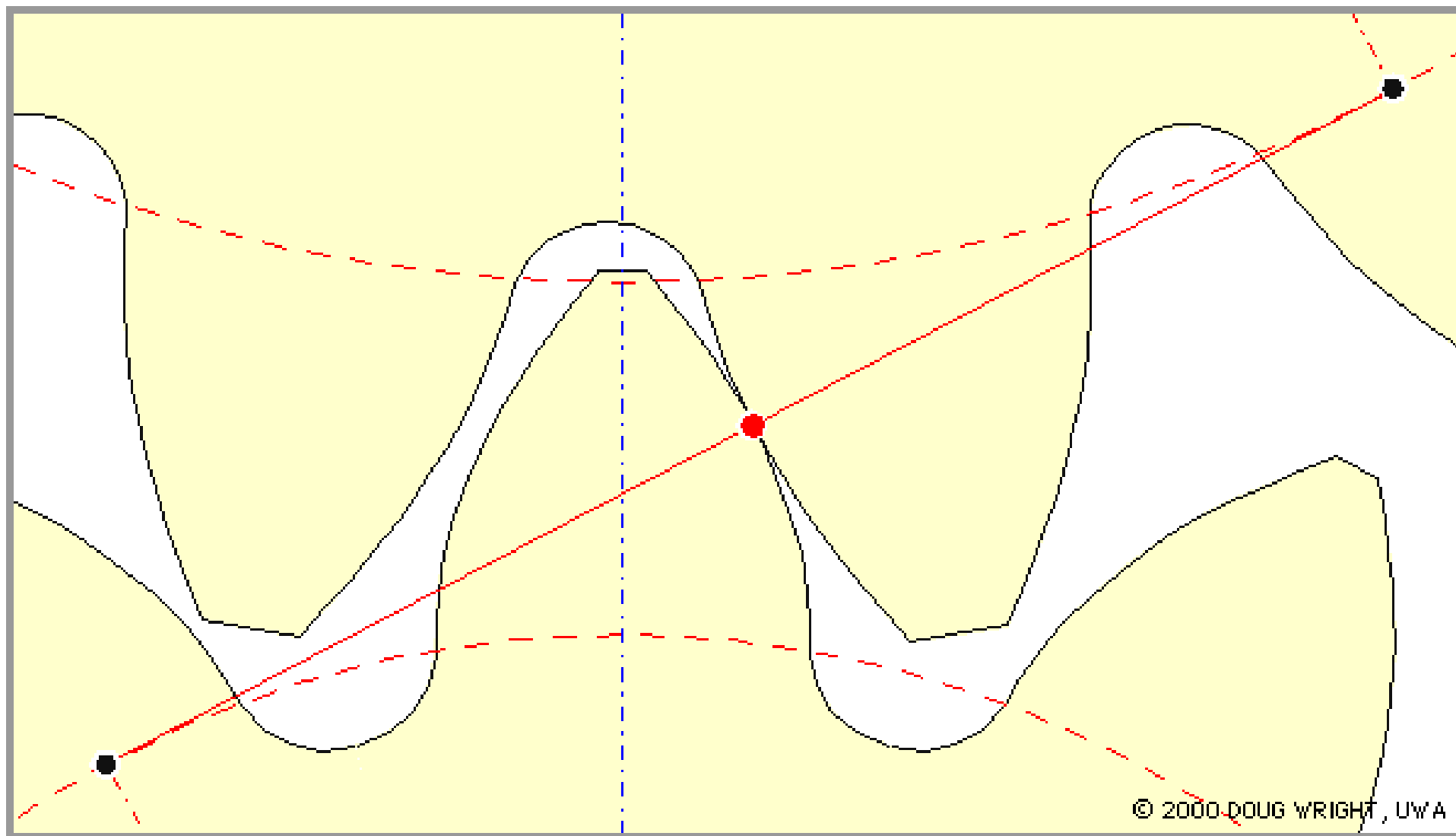
Phân loại theo hệ đo lường: bánh răng hệ mét, bánh răng hệ anh

Ưu điểm:

- Kích thước nhỏ, khả năng tải lớn
- Tỷ số truyền không đổi
- Hiệu suất cao, tuổi thọ cao

Nhược điểm:

- Chế tạo phức tạp, đòi hỏi độ chính xác cao
- Gây ồn khi làm việc ở vận tốc cao



2. Thông số hình học bánh răng trụ

2.1 Bánh răng trụ răng thẳng

Bước răng $p = \pi \cdot m$

Môđun m (tiêu chuẩn tra trang 195)

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

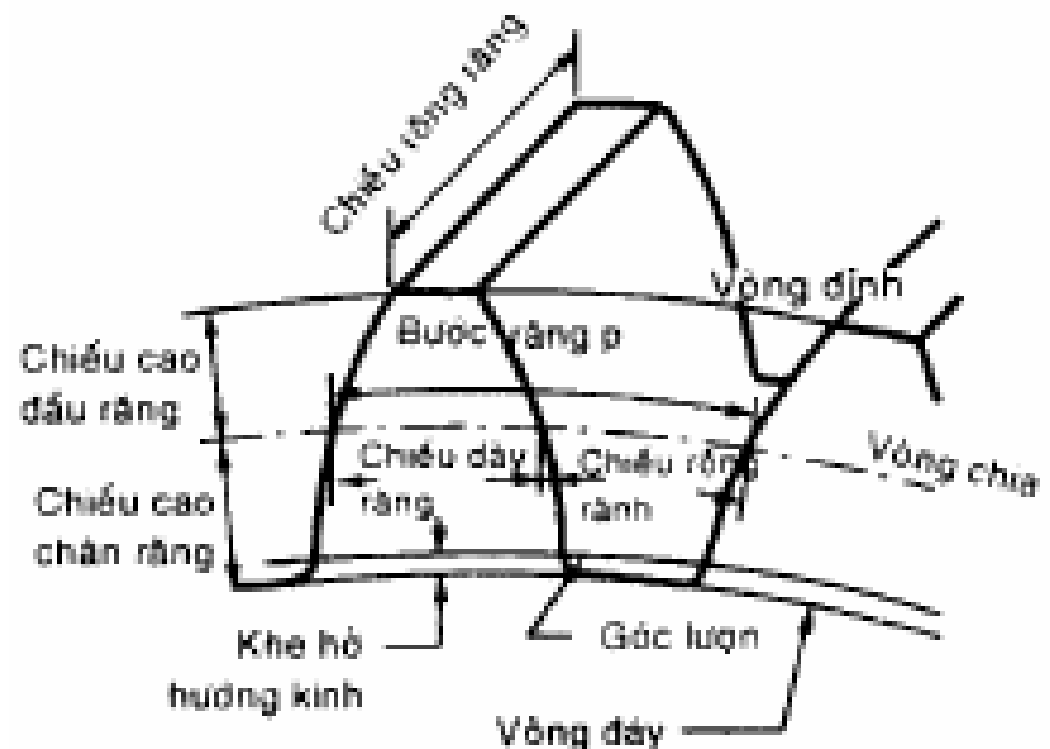
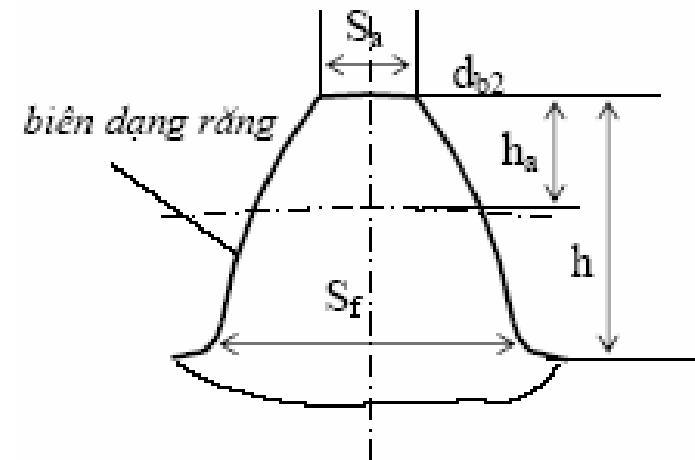
3.5 4.5 5.5 7 9 11 14 18 22

Số răng Z ($Z_{\min}=17$)

Đường kính vòng chia $d = m \cdot Z$

Khoảng cách trục

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



2.2 Bánh răng trụ răng nghiêng

Bước pháp p_n Bước ngang $p_s = \frac{p_n}{\cos \beta}$

Môđun pháp m_n (tiêu chuẩn trang 195)

Môđun ngang $m_s = \frac{m_n}{\cos \beta}$ với β là góc nghiêng răng

bánh răng nghiêng chọn $8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$

bánh răng chữ V chọn $30^\circ \leq \beta \leq 40^\circ$

Đường kính vòng chia $d = m_s Z = \frac{m_n Z}{\cos \beta}$

Đường kính vòng đỉnh $d_a = d + 2m_n$

Đường kính vòng chân $d_i = d - 2.5m_n$

Khoảng cách trục $a = \frac{m_s (Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{m_n (Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta}$

3. Lực tác dụng và tải trọng tính

3.1 Phân tích lực tác dụng trong bánh răng

Lực ăn khớp F_n được phân tích thành 3 lực theo 3 phương vuông góc nhau.

- Lực vòng F_t có phương vuông góc trục (không cắt trục)

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}$$

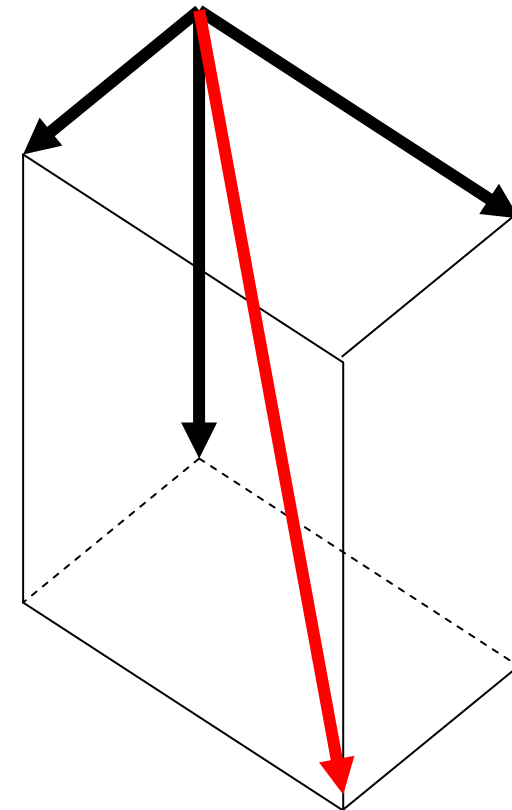
- Lực hướng tâm F_r có phương vuông góc trục

$$F_r = \frac{F_t \tan \alpha_n}{\cos \beta}$$

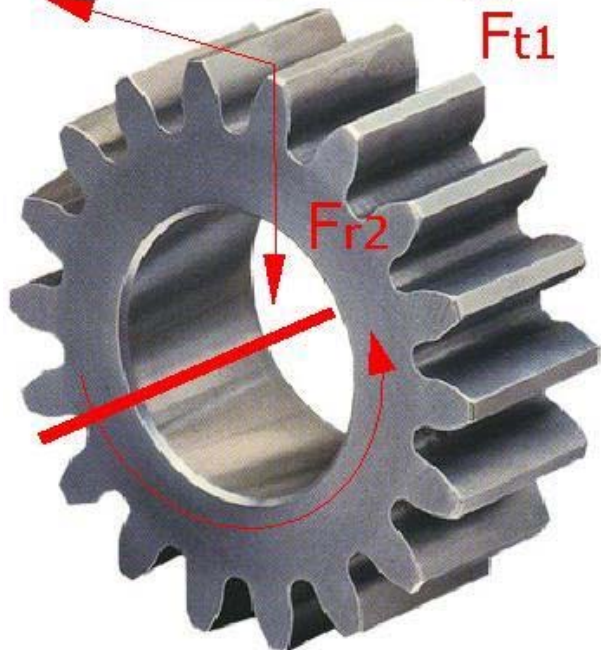
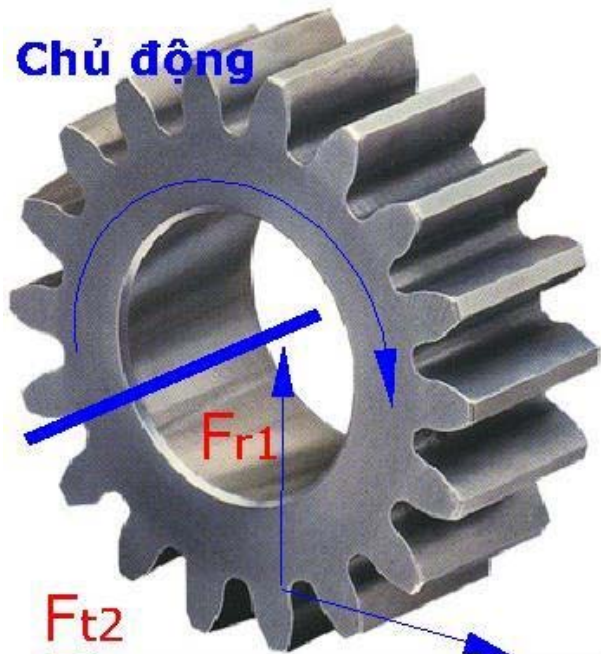
- Lực dọc trục F_a có phương song song trục

$$F_a = F_t \tan \beta$$

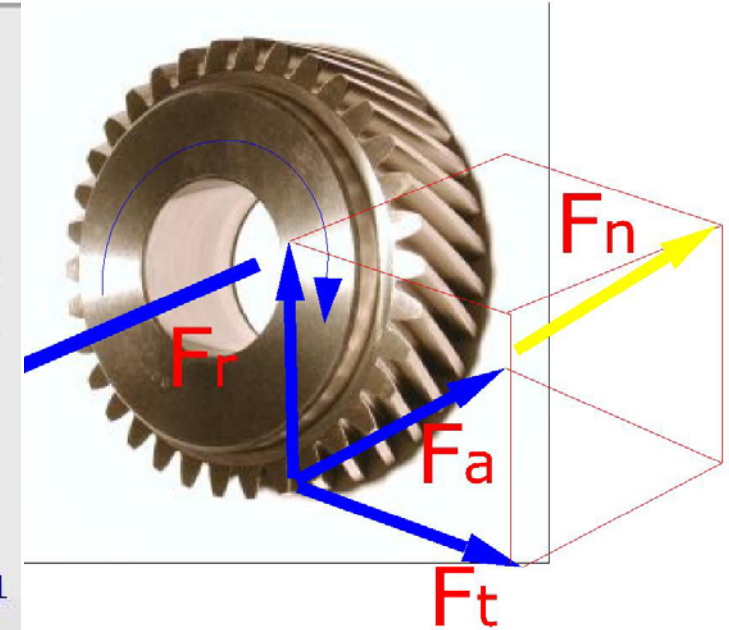
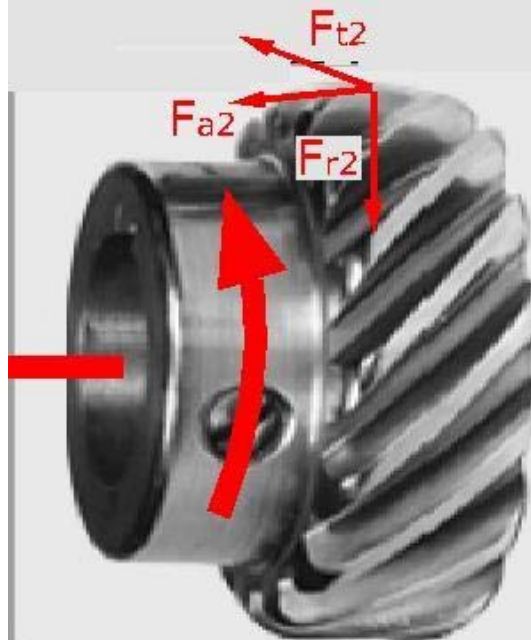
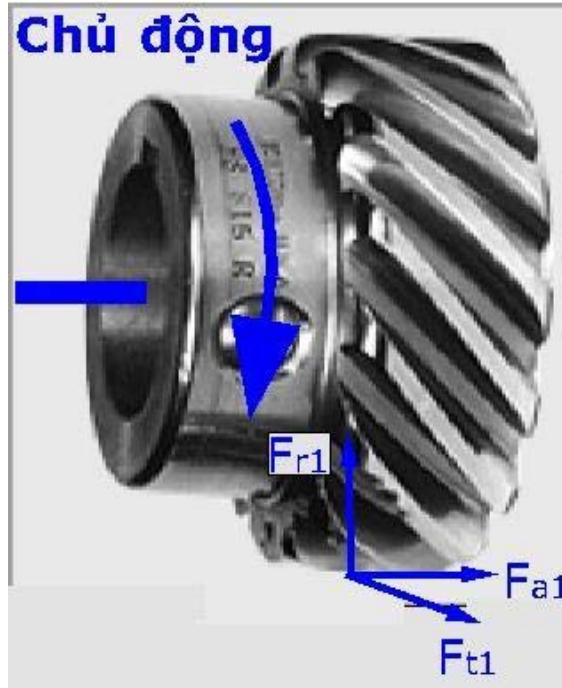
- Lực ăn khớp $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cos \beta}$



Chủ động



Chủ động



$$F_{t1} = -F_{t2}$$

$$F_{r1} = -F_{r2}$$

$$F_{a1} = -F_{a2}$$

Chiều của các lực:

- Lực F_t : trên bánh dẫn ngược chiều quay, trên bánh bị dẫn cùng chiều quay
- Lực F_r : luôn luôn hướng vào đường tâm trục bánh răng
- Lực F_a : luôn luôn hướng vào mặt răng làm việc

3.3 Tải trọng tính

Tải trọng tính (dùng để tính toán) bao gồm tải trọng danh nghĩa và tải trọng phụ phát sinh trong quá trình ăn khớp

$$P_t = KP_{dn} \quad \text{hoặc} \quad T_t = KT_{dn} \quad \text{hoặc} \quad F_t = KF_{dn}$$

Khi tính ứng suất tiếp xúc $K = K_H = K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha}$

Khi tính ứng suất uốn $K = K_F = K_{F\beta} K_{FV} K_{F\alpha}$

Với $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$: hệ số tập trung tải trọng (bảng 6.4)

K_{HV} , K_{FV} : hệ số tải trọng động (bảng 6.5 và 6.6)

$K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$: hệ số xét đến phân bố tải không đều giữa các đội răng
(trang 213) 11

4. Hiệu suất của bộ truyền bánh răng

Hiệu suất $\eta = \frac{P_2}{P_1}$

Với P_1 là công suất trên trục dẫn

P_2 là công suất trên trục bị dẫn

Thông thường đối với

- bộ truyền bánh răng trụ bôi trơn liên tục bằng dầu $\eta = 0,97 \div 0,99$
- bộ truyền bánh răng trụ bôi trơn định kỳ bằng mỡ $\eta = 0,93 \div 0,95$
- bộ truyền bánh răng côn bôi trơn liên tục bằng dầu $\eta = 0,95 \div 0,98$
- bộ truyền bánh răng côn bôi trơn định kỳ bằng mỡ $\eta = 0,92 \div 0,94$

5. Vật liệu và nhiệt luyện bánh răng

Yêu cầu: độ bền cao, độ cứng cao, rã tiền

Vật liệu: thường chọn gang hoặc thép (cacbon, hợp kim)

Nhiệt luyện: thường hoá, tôi cải thiện (HB<350)

tôi thể tích, tôi bề mặt, thấm than, nitơ (HB>350)

Đặc điểm:

- **HB<350 cắt gọt sau nhiệt luyện nên không cần gia công tinh lại**
- **HB>350 nhiệt luyện sau cắt gọt nên cần gia công tinh lại sau nhiệt luyện**
- **Để chạy mòn tốt thì $H_1 > H_2 + (10\sim 15)HB$**

6. Ứng suất cho phép

6.1 Ứng suất tiếp xúc

- Thép

Khi tính toán thiết kế $[\sigma_H] = \sigma_{0H \text{ lim}} \frac{0.9K_{HL}}{S_H}$

Với $\sigma_{0H \text{ lim}}$, S_H tra bảng 6.13

hệ số tuổi thọ $K_{HL} = m_H \sqrt{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$ với $N_{HO} = 30HB^{2.4}$
 (nếu $K_{HL} < 1$ chọn $K_{HL} = 1$) $m_H = 6$

Nếu tải thay đổi theo bậc $N_{HE} = 60c \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 n_i t_i$

Khi tính toán kiểm nghiệm $[\sigma_H] = \sigma_{0H \text{ lim}} \frac{K_{HL} Z_R Z_V K_l K_{xH}}{S_H}$

- Bánh răng trụ răng thẳng $[\sigma_H] = \min([\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}])$
- Bánh răng trụ răng nghiêng $[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}])$
- Gang
 - Gang xám $[\sigma_H] = 1.5 \text{ HB}$
 - Gang có độ bền cao $[\sigma_H] = 1.8 \text{ HB}$
- Phi kim loại
 - Tectolic $[\sigma_H] = 45 \sim 60 \text{ MPa}$
 - Lignofon $[\sigma_H] = 50 \sim 60 \text{ MPa}$

6.2 Ứng suất uốn

•Thép

Khi tính toán thiết kế

Với $\sigma_{0F\lim}$, S_F tra bảng 6.13

$$[\sigma_F] = \sigma_{0F\lim} \frac{K_{FL}}{S_F}$$

hệ số tuổi thọ

(nếu $K_{FL} < 1$ chọn $K_{FL} = 1$)

$$K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$$

với $N_{FO} = 5 \cdot 10^6$

$$m_F = 6$$

$$m_F = 9$$

khi $HB \leq 350$

khi $HB > 350$

Nếu tải thay đổi theo bậc

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

Khi tính toán kiểm nghiệm

$$[\sigma_F] = \sigma_{0F\lim} \frac{K_{FL} Y_R Y_x Y_\delta K_{FC}}{S_F}$$

• Gang
$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{-1}}{[s] K_\sigma}$$

• Phi kim loại
$$[\sigma_F] = 15 \div 20 \text{ MPa}$$

7. Dạng hỏng và chỉ tiêu tính

7.1 Dạng hỏng

Có 5 dạng hỏng xảy ra trong bộ truyền bánh răng

- Tróc rỗ bề mặt răng do sự thay đổi của ứng suất tiếp xúc



Tróc rỗ bề mặt

- **Gãy rỗng do quá tải hoặc do sự thay đổi của ứng suất uốn**



Gãy rỗng

- Mòn răng do trượt biên dạng



- Dính răng do nhiệt độ và áp suất cục bộ cao tại vùng tiếp xúc
- Bong bề mặt răng do nhiệt luyện kém
- Biến dạng dẻo bề mặt răng do cơ tính vật liệu kém

Dạng hỏng cơ bản: tróc rỗ bề mặt và gãy răng do mỏi

7.2 Chỉ tiêu tính

Tính theo ứng suất tiếp xúc để tránh tróc rỗ bề mặt răng

Tính theo ứng suất uốn để tránh gãy răng do mỏi uốn

Trường hợp bộ truyền được che kín và bôi trơn tốt

- Thiết kế theo chỉ tiêu tiếp xúc
- Kiểm tra bền theo chỉ tiêu uốn

Trường hợp bộ truyền để hở và bôi trơn kém

- Thiết kế theo chỉ tiêu uốn
- Kiểm tra bền theo chỉ tiêu tiếp xúc

8. Tính bền bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

8.1 Tính theo chỉ tiêu tiếp xúc

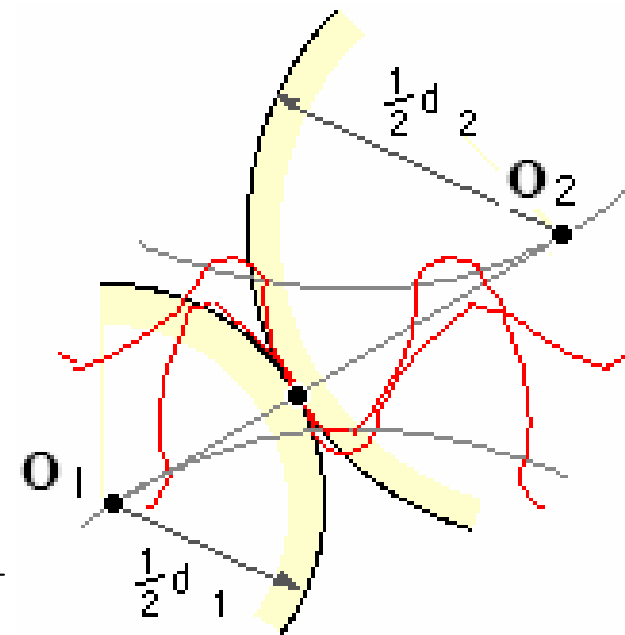
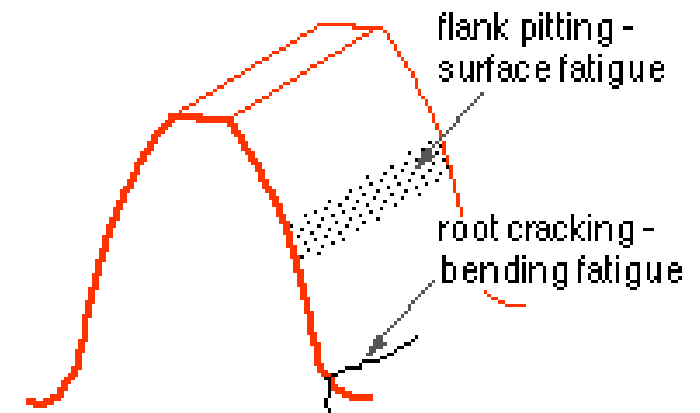
Tính ứng suất tiếp xúc khi F_n ở vị trí tâm ăn khớp

Công thức Hetz cho 2 hình trụ tiếp xúc ngoài

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

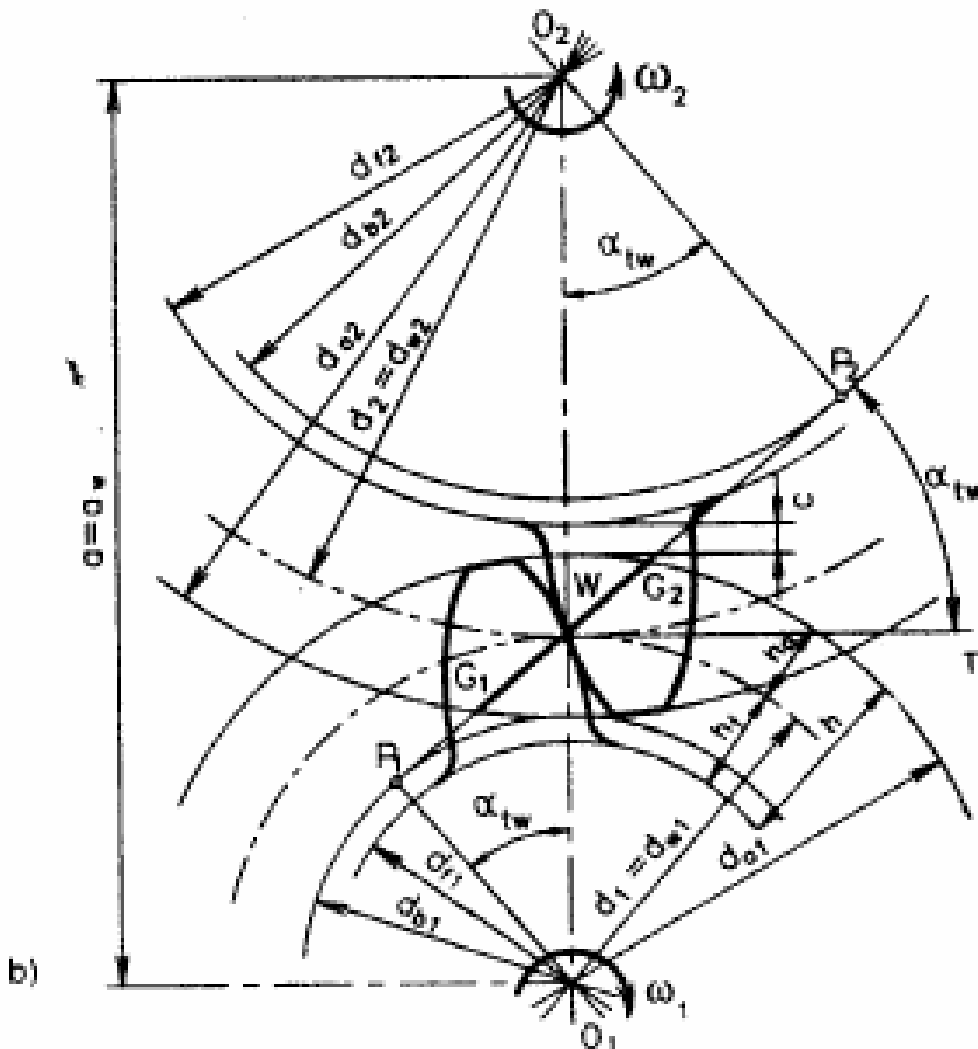
Hệ số vật liệu

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



Bán kính cong tương đương

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_2} \pm \frac{1}{\rho_1} = \frac{2}{d_{w2} \sin \alpha} \pm \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha} = \frac{2}{d_{w1}} \times \frac{u \pm 1}{u \sin \alpha}$$



Tải trọng phân bố

$$q_n = \frac{K_H F_n}{l_H}$$

Với

$$l_H = \frac{b_w}{Z_\epsilon^2} \quad Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}$$

$$\Rightarrow q_n = \frac{K_H F_t}{l_H \cos \alpha} = \frac{2K_H T_1 Z_\epsilon^2}{b_w d_{w1} \cos \alpha}$$

Thay tất cả vào công thức Hetz

Công thức kiểm tra bền

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2K_H T_1 (u \pm 1)}{b_w u}} \leq [\sigma_H]$$

Vật liệu thép – thép $Z_M = 275\sqrt{MPa}$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}} = \sqrt{\frac{2}{\sin(2 \times 20^\circ)}} = 1.76 \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.2}{3}} = 0.96$$

d_{w1} : đường kính vòng chia (lăn) bánh răng 1

Công thức thiết kế (Khoảng cách trục)

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

Với $\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w}$ **tra bảng 6.15**

8.2 Tính theo ứng suất uốn

Tính ứng suất khi lực F_n ở đỉnh răng

$$F_t' = F_n \cos \alpha' = \frac{F_t \cos \alpha'}{\cos \alpha} \quad F_n' = F_n \sin \alpha' = \frac{F_t \sin \alpha'}{\cos \alpha}$$

Ứng suất danh nghĩa ở chân răng

$$\sigma = \sigma_u - \sigma_n$$

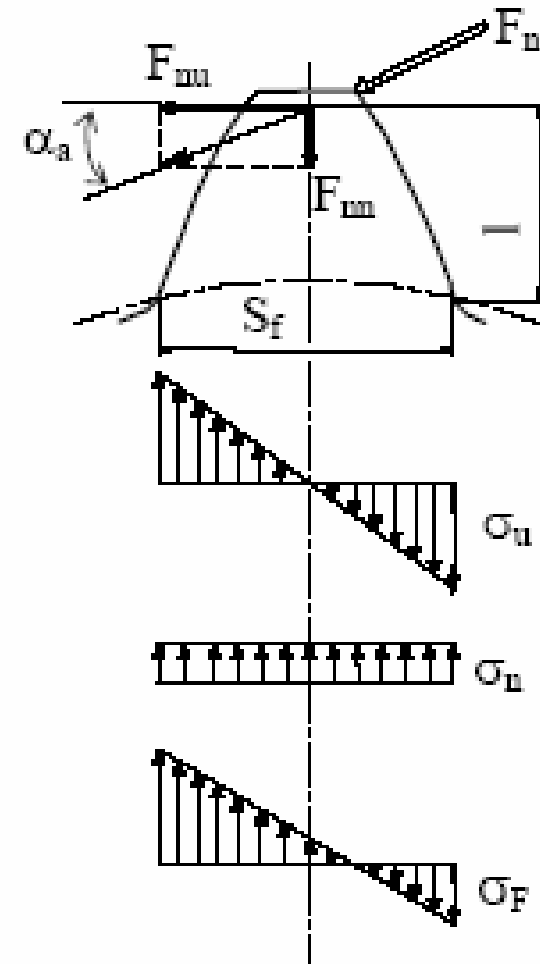
Ứng suất ở chân răng

$$\sigma = (\sigma_u - \sigma_n) K_\sigma$$

K_σ : hệ số tập trung ứng suất ở chân răng

$$\sigma = \left(\frac{F_t' l}{W_u} - \frac{F_n'}{A} \right) \cdot K_\sigma = \left(\frac{6 F_t l \cos \alpha'}{b_w s^2 \cos \alpha} - \frac{F_t \sin \alpha'}{b_w s \cos \alpha} \right) \cdot K_\sigma$$

$$\sigma = \frac{K_F F_t}{m \cdot b_w} \left(\frac{6 m l \cos \alpha'}{s^2 \cos \alpha} - \frac{m \sin \alpha'}{s \cos \alpha} \right) \cdot K_\sigma = \frac{K_F Y_F F_t}{m b_w}$$



Hệ số dạng răng

$$Y_F = \left(\frac{6ml \cos \alpha'}{s^2 \cos \alpha} - \frac{m \sin \alpha'}{s \cos \alpha} \right) \cdot K_\sigma$$

Y_F phụ thuộc số răng Z và hệ số dịch chỉnh x , không phụ thuộc môđun m

$$Y_F = 3.47 + \frac{13.2}{Z} - \frac{27.9x}{Z} + 0.092x^2$$

Công thức kiểm tra bền $\sigma_F = \frac{K_F F_t Y_F}{b_w m} \leq [\sigma_F]$

Công thức thiết kế (mô đun) $m \geq 3 \sqrt{\frac{2K_F T_1 Y_F}{Z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F]}}$

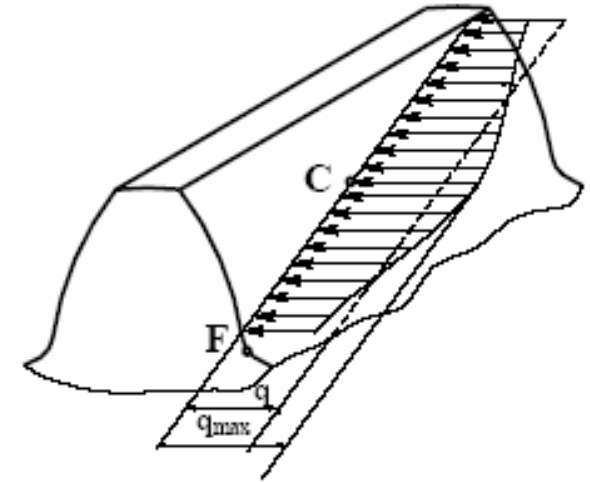
Với $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}$ tra bảng 6.16

Thường chọn $Z_1 = 17$ răng

9. Tính bền bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

9.1 Đặc điểm trong tính toán

- Làm việc êm
- Cường độ tải trọng trên răng bé
- Đường tiếp xúc nằm nghiêng trên mặt răng
- Thay bánh răng nghiêng bằng bánh răng trụ răng thẳng tương đương



Đường kính bánh răng tương đương $d_v = \frac{d}{\cos^2 \beta}$

Số răng bánh răng tương đương $Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$

9.2 Tính theo ứng suất tiếp xúc

Công thức thiết kế

$$a_w = 43(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} T_1}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u}}$$

Công thức kiểm tra bền

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2K_H T_1 (u \pm 1)}{b_w u}} \leq [\sigma_H]$$

Với $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin(2 \times \alpha_{tw})}}$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad \varepsilon_\alpha = 1.6$$

9.3 Tính theo ứng suất uốn

Công thức thiết kế

$$m_n \geq 3 \sqrt{\frac{2K_F T_1 Y_F Y_\varepsilon Y_\beta}{Z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F]}}$$

Công thức kiểm tra bền

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

Với
$$Y_F = 3.47 + \frac{13.2}{Z_v} - \frac{27.9x}{Z_v} + 0.092x^2$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140}$$

10. Truyền động bánh răng nón

10.1 Thông số hình học

- Mô đun trên mặt mút lớn m_e
(tiêu chuẩn trang 195)
- Số răng Z
- Đường kính vòng chia ngoài

$$d_e = m_e Z$$

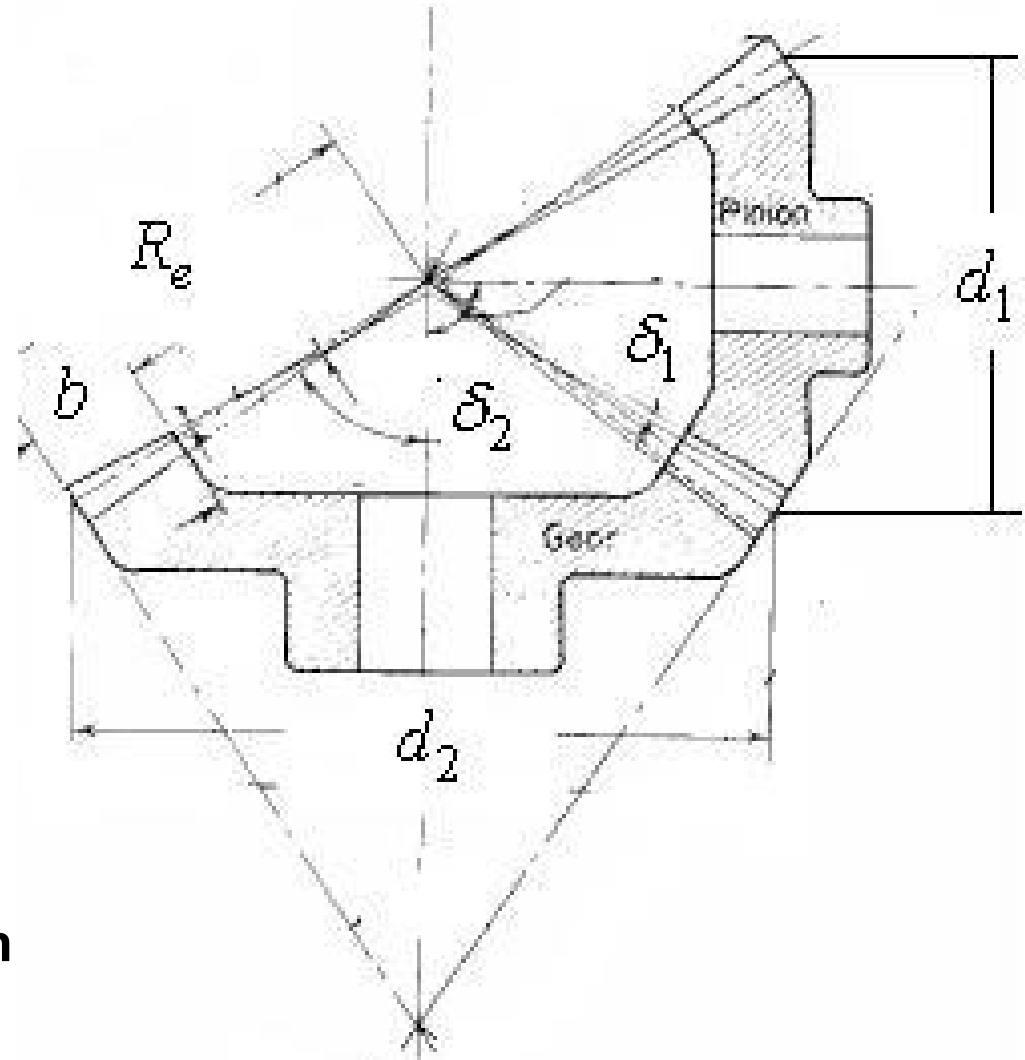
- Mô đun trung bình

$$m_m = m_e (1 - 0.5\psi_{be})$$

- Đường kính vòng chia trung bình

$$d_m = m_m Z$$

- Hệ số $\psi_{be} = \frac{b}{R_e}$ thường chọn $\psi_{be} = 0.25 \div 0.3$



- Bề rộng bánh răng b
- Chiều dài đường sinh mặt nón chia

$$R_e = \frac{m_e}{2} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$$

- Góc đỉnh nón chia $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$

$$\delta_1 = \arctan\left(\frac{Z_1}{Z_2}\right) = \arctan\left(\frac{1}{u}\right) \quad \delta_2 = \arctan\left(\frac{Z_2}{Z_1}\right) = \arctan(u)$$

10.2 Lực tác dụng và tải trọng tính

10.2.1 Lực tác dụng

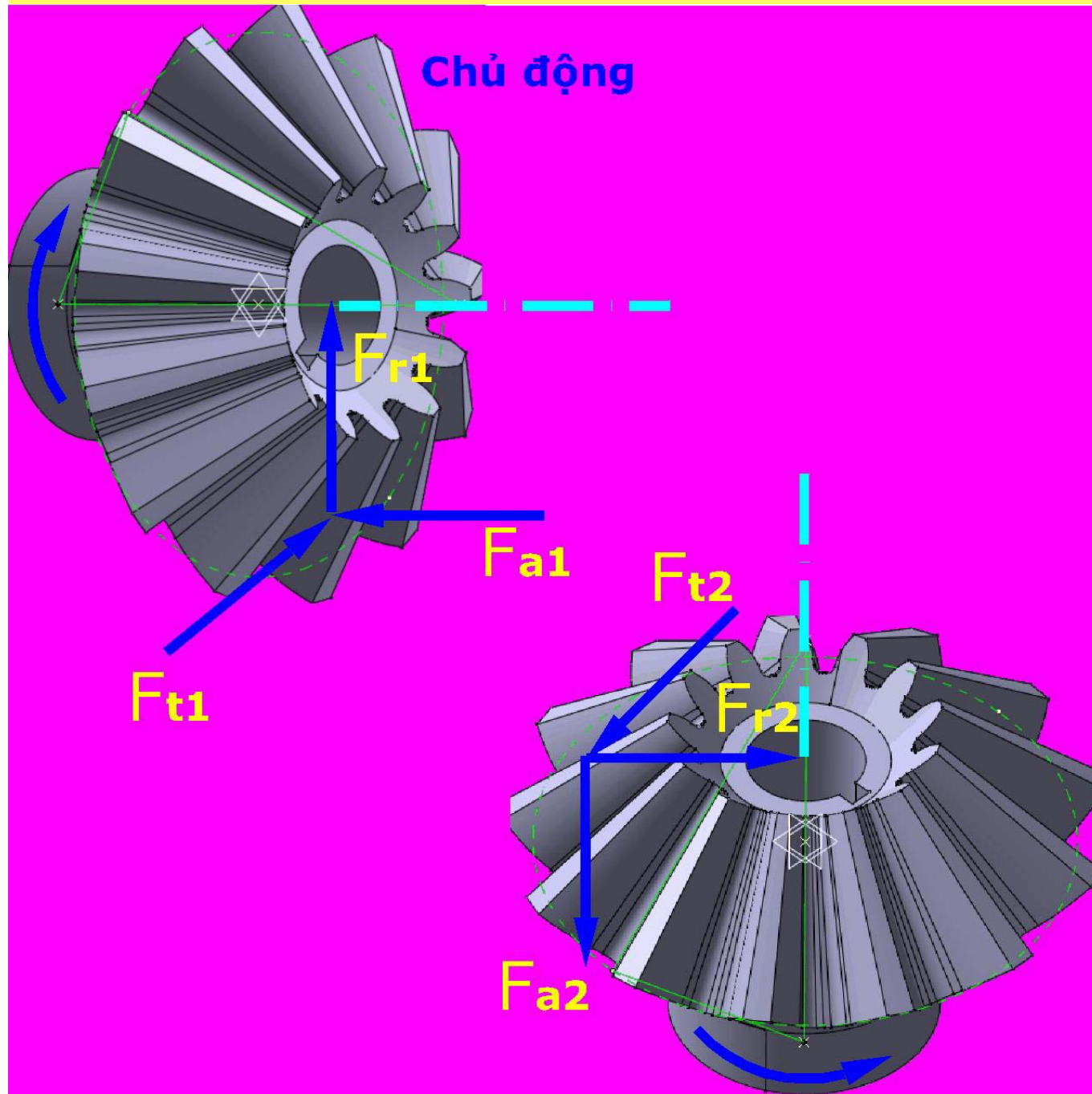
Lực ăn khớp F_n được phân tích thành 3 lực theo 3 phương vuông góc nhau.

Lực vòng F_t có phương vuông góc trục (không cắt trục)

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

Lực hướng tâm F_r có phương vuông góc trục

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \tan \alpha \cos \delta_1$$



$$F_{t1} = -F_{t2}$$

$$F_{a1} = -F_{r2}$$

$$F_{r1} = -F_{a2}$$

- Lực dọc trục

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \tan \alpha \sin \delta_1$$

Chiều của các lực:

- Lực F_t : trên bánh dẫn ngược chiều quay, trên bánh bị dẫn cùng chiều quay
- Lực F_r : luôn luôn hướng vào đường tâm trục bánh răng
- Lực F_a : luôn luôn hướng ngược với đỉnh nón

10.2.2 Tải trọng tính

Khi tính ứng suất tiếp xúc $K=K_H= K_{H\beta} K_{HV}$

Khi tính ứng suất uốn $K=K_F= K_{F\beta} K_{FV}$

Với $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$: hệ số tập trung tải trọng (bảng 6.18 và công thức 6.105)

K_{HV} , K_{FV} : hệ số tải trọng động (bảng 6.17)

10.3 Tính bền bộ truyền bánh răng nón răng thẳng

10.3.1 Đặc điểm tính toán

- Ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn không thay đổi dọc theo chiều dài răng
- Do điều kiện ăn khớp khó khăn nên đưa vào hệ số hiệu chỉnh 0.85
- Thay bánh răng nón răng thẳng bằng bánh răng trụ răng thẳng tương đương

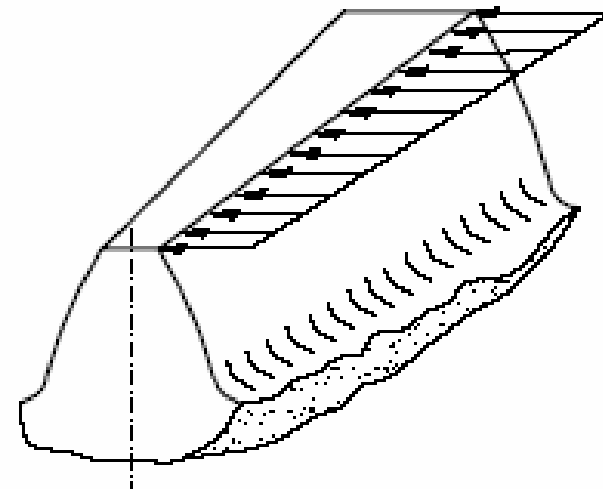
Đường kính bánh răng tương đương $d_v = \frac{d_m}{\cos \delta}$

Số răng tương đương $Z_v = \frac{Z}{\cos \delta}$

Tỉ số truyền tương đương $u_v = u^2$

Mômen xoắn trên bánh răng tg đương

$$T_{1v} = \frac{T_1}{\cos \delta_1}$$



10.3.2 Tính theo ứng suất tiếp xúc

Công thức thiết kế - Chiều dài đường sinh mặt nón chia (6.116b)

$$R_e = 47.5\sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta}T_1}{0.85(1-\psi_{be})^2\psi_{be}u[\sigma_H]^2}}$$

Công thức kiểm tra (6.114)

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2K_H T_1 \sqrt{u^2 + 1}}{0.85 b d_{m1}^2 u}} \leq [\sigma_H]$$

10.3.3 Tính theo ứng suất uốn

Công thức thiết kế - Môđun trên mặt mút lớn (6.119c)

$$m_e \geq 3 \sqrt{\frac{2K_F T_1 Y_{F1}}{0.85 \psi_{bd} Z_1 [\sigma_F] (1 - 0.5 \psi_{be})^2}}$$

Với $\psi_{bd} = \frac{b}{d_{m1}}$

Công thức kiểm tra (6.118)

$$\sigma_F = \frac{K_F F_1 Y_{F1}}{0.85 b m_m} \leq [\sigma_F]$$

11. Trình tự thiết kế bộ truyền bánh răng (thiết kế theo tiếp xúc)

11.1 Thiết kế bộ truyền bánh răng trụ

Thông số ban đầu: công suất P_1 , số vòng quay trục dẫn n_1 , tỉ số truyền u , điều kiện làm việc.

1. Chọn vật liệu, phương pháp nhiệt luyện
2. Xác định ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép
3. Chọn hệ số ψ_{ba} Chọn sơ bộ hệ số K_H
4. Tính khoảng cách trục a_w (làm tròn theo tiêu chuẩn nếu thiết kế hộp giảm tốc tiêu chuẩn)
5. Chọn môđun $m_n = (0.01 \div 0.02)a_w$
6. Xác định số răng. Tính chính xác u
7. Tính vận tốc vòng v . Chọn cấp chính xác chế tạo bánh răng
8. Xác định lại hệ số K_H . Nếu sai lệch quá 5% so với giá trị sơ bộ thì trở lại bước 4

9. Kiểm tra theo độ bền uốn

10. Kiểm tra quá tải

11. Xác định chính xác các thông số hình học của bộ truyền

12. Tính lực tác động lên trục

11.2 Thiết kế bộ truyền bánh răng nón

1. Chọn vật liệu, phương pháp nhiệt luyện

2. Xác định ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép

3. Chọn hệ số ψ_{be} Chọn sơ bộ hệ số K_H

4. Xác định chiều dài côn ngoài

5. Chọn Z_{1p} . Xác định m_e . Tính chính xác tỉ số truyền

6. Xác định môđun trung bình. Tính vận tốc vòng. Chọn cấp chính xác.

7. Xác định lại hệ số K_H . Nếu sai lệch quá 5% so với giá trị sơ bộ thì trở lại bước 4

8. Kiểm tra theo độ bền uốn

10. Kiểm tra quá tải

11. Xác định chính xác các thông số hình học của bộ truyền

12. Tính lực tác động lên trục

HẾT CHƯƠNG 6