

Bài 7. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

Mục tiêu: - Mô tả được cấu tạo, nguyên lý làm việc, phân loại, các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán bộ truyền động bánh răng.

- Xác định được các thông số hình học, các thành phần liên tác động lên bộ truyền động bánh răng và cách tính toán bộ truyền theo số cặp tiếp xúc và bôi trơn.

I. Khái niệm chung

1. Nguyên lý làm việc

Bộ truyền bánh răng làm việc theo nguyên lý ăn khớp theo hình vẽ truyền chuyển động và công suất như sau ăn khớp cặp các răng trên các bánh răng.

2. Phân loại

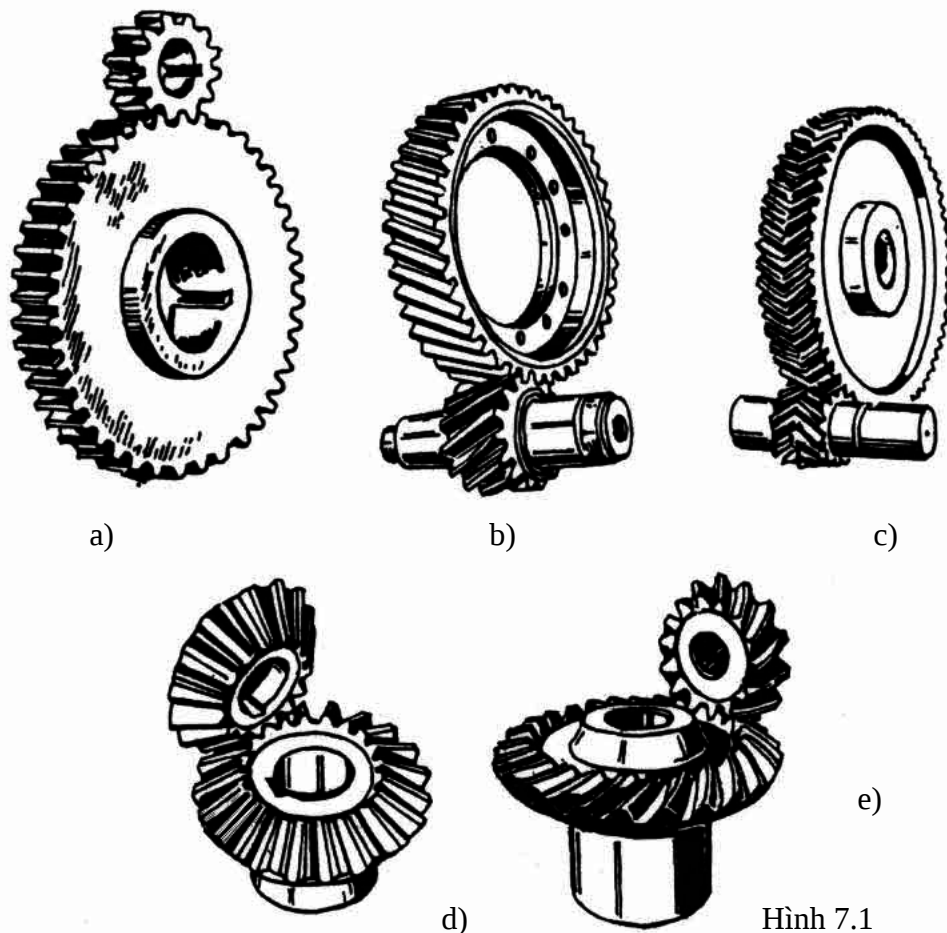
Tùy theo vị trí trục giữa giữa các trục có các loại sau:

- Hai trục song song: truyền động bánh răng trụ (răng thẳng, răng nghiêng, răng chữ V), hình 7.1a, b, c. Bánh răng trụ ăn khớp trong, hình 7.2b.

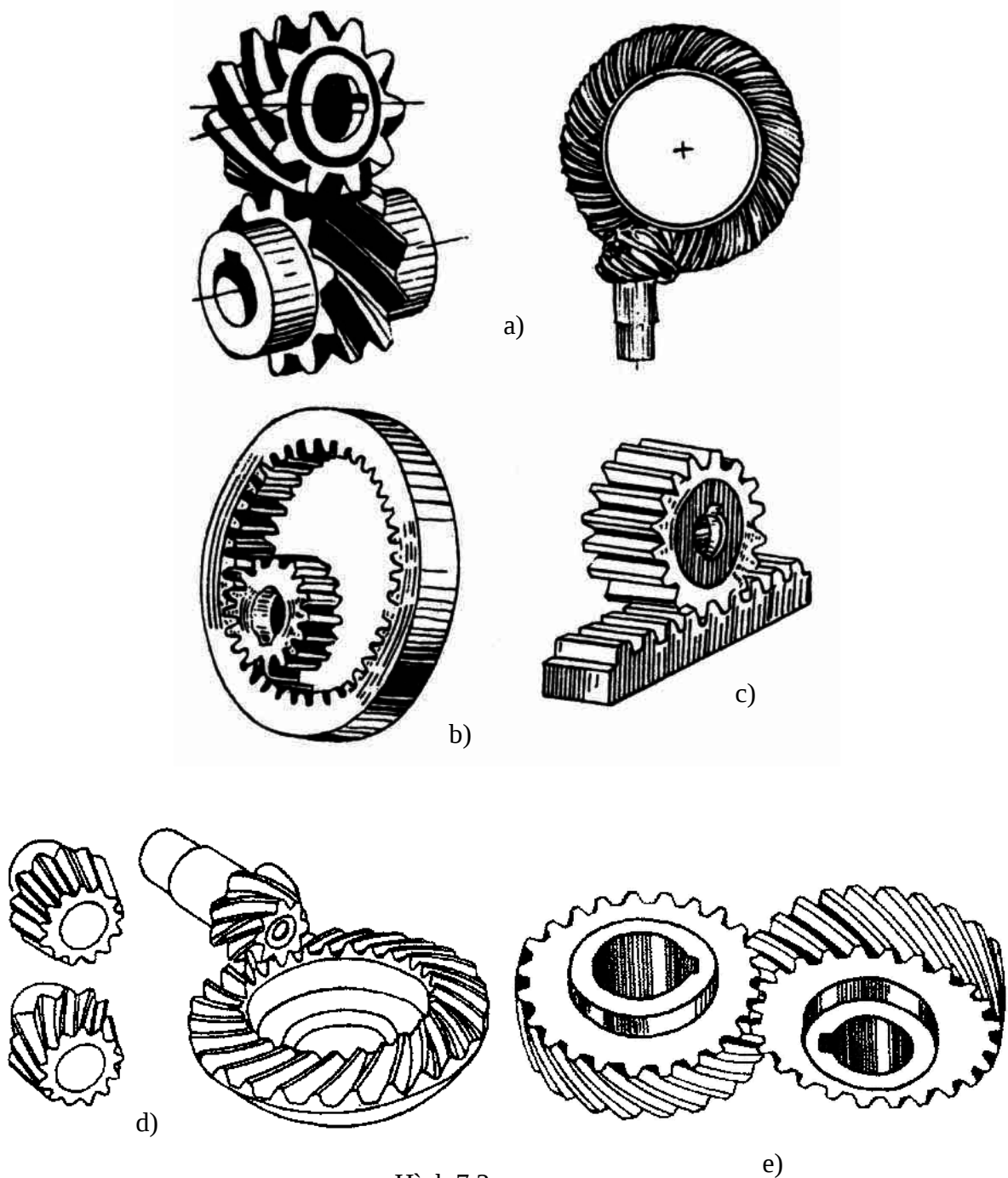
- Hai trục cắt nhau (thẳng là vuông góc với nhau): truyền động bánh răng nón (răng thẳng, răng nghiêng, răng cong) hình 7.1d.

- Hai trục chéo nhau: truyền động bánh răng trụ chéo hoặc bánh răng nón chéo (bánh răng hypôit), hình 7.1e, hình 7.2 a, d, e.

- Truyền động bánh răng – thanh răng: dùng để chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến và ngược lại, hình 7.2c.



Hình 7.1



Hình 7.2

3. Ưu nhược điểm

a. Ưu điểm

Sở dĩ các truyền động có khí khác, truyền động bánh răng có nhiều ưu điểm nổi bật:

- Kích thước nhỏ gọn, khả năng tải lớn;
- Hiệu suất cao có thể đạt $0,97 \div 0,99$;
- Tuổi thọ cao, làm việc chắc chắn;
- Tốc độ truyền cố định;
- Làm việc tốt trong phạm vi công suất, tốc độ và tốc độ truyền khá rộng.

b. Nhiệm vụ đi kèm

- Đảm bảo chi tiêu có đủ chính xác cao;
- Có nhu cầu tiêu dùng khi làm việc và vận tải;
- Chịu và đẹp kém;
- Số dùng không có lợi khi khoanh cách hai trục.

c. Phạm vi sử dụng

Truyền động bánh răng để các sử dụng phổ biến trong các thiết bị và máy móc, truyền động cho các máy bơm nước, có thể truyền công suất từ nhỏ đến lớn (300MW), vận tốc có thể từ thấp đến cao (200m/s).

4. Các thông số hình học của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

* Số răng: $Z_1; Z_2$ ($Z_1 \geq 17$)

* Tỷ số truyền: $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$

* Bước răng trên vòng chia: t (mm), hình 7.3

* Bước răng trên vòng cơ sở: $t_0 = t \cdot \cos \alpha_0$

* Góc phân răng: $\alpha_0 = 20^\circ$ (đây là thông số cơ bản và dùng răng).

* Modul ăn khớp: $m = \frac{t}{\pi}$ (là thông số cơ bản và kích thước của răng, để các tiêu chuẩn hóa)

* Đường kính vòng chia: $d_c = m \cdot Z$

* Đường kính vòng cơ sở: $d_0 = d_c \cdot \cos \alpha_0$

* Đường kính vòng lăn: $d_1 = \frac{2 \cdot A}{i \pm 1}$; $d_2 = d_1 \cdot i$

* Để tránh cặp bánh răng không dịch chỉnh hoặc dịch chỉnh đều:

$$d_1 = d_{c1} = m \cdot Z_1; \quad d_2 = d_{c2} = m \cdot Z_2$$

* Hệ số dịch dao: ξ (tra sổ tay thiết kế)

* Khoảng cách trục A : $A = \frac{d_2 \pm d_1}{2}$

* Để tránh cặp bánh răng không dịch chỉnh hoặc dịch chỉnh đều: $A = \frac{1}{2} m (Z_2 \pm Z_1)$

+ Dùng (+) _ ăn khớp ngoài.

+ Dùng (-) _ ăn khớp trong.

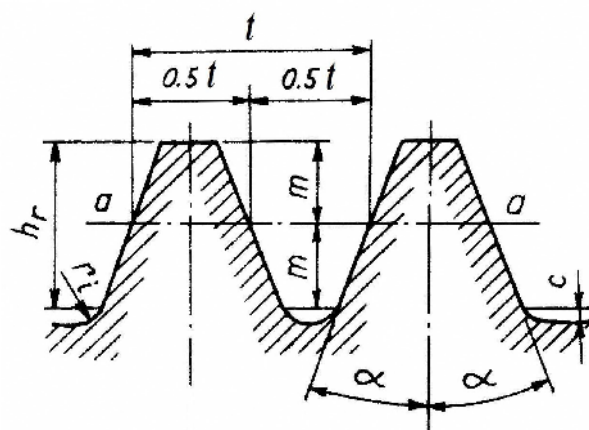
* Chiều cao răng: $h = 2,25m$ (không dịch chỉnh).

* Đường kính vòng đỉnh răng: $D_e = d_c + 2m$ (không dịch chỉnh)

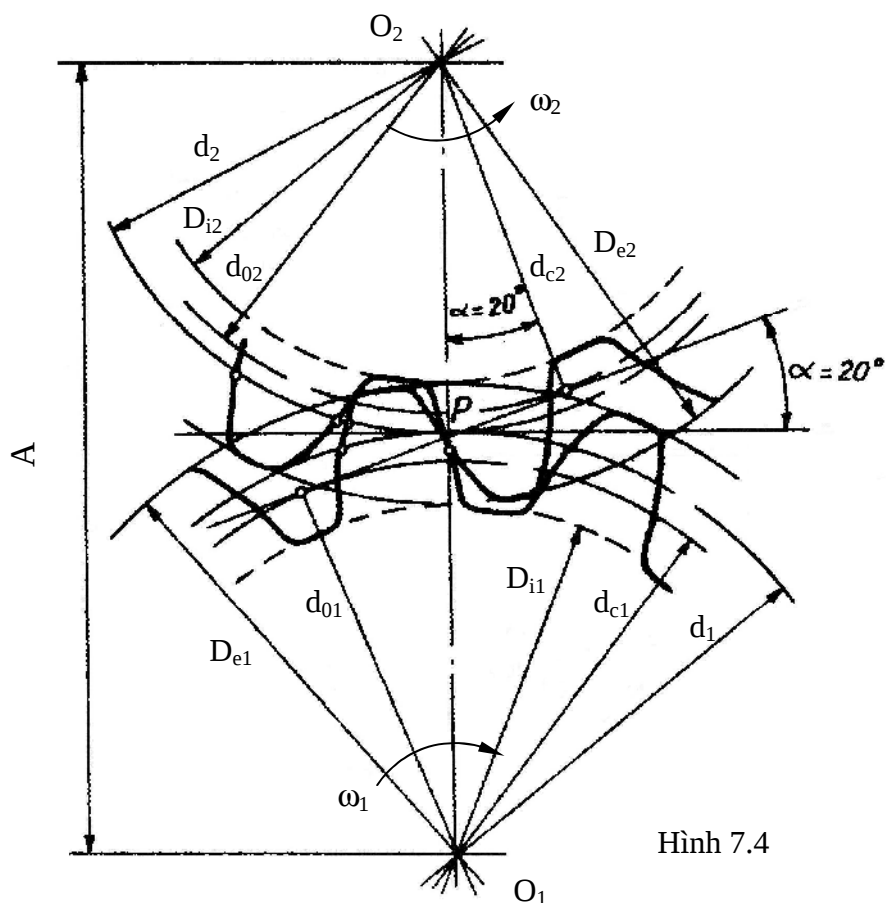
* Đường kính vòng chân răng: $D_i = d_c - 2,5m$ (không dịch chỉnh)

* Góc ăn khớp α để xác định theo biểu thức: $\cos \alpha = \frac{(Z_2 \pm Z_1) \cdot m \cdot \cos \alpha_0}{2 \cdot A}$

Để tránh cặp bánh răng không dịch chỉnh hoặc dịch chỉnh đều thì $\alpha = \alpha_0$.



Hình 7.3



Hình 7.4

Đề chính xác ăn khớp

Đề chính xác ăn khớp của bộ truyền bánh răng phụ thuộc vào đề chính xác chế tạo bánh răng và các chi tiết máy đề chúng (vật liệu, nhiệt độ) và đề biến dạng của chúng. Như hình ảnh của các sai số về chế tạo bánh răng như: sai số về bề mặt răng và đường răng sẽ ảnh hưởng đến sai số động học gây ra tiếng ồn, va đập tiếng ồn; sai số về hình dạng của răng gây ra sự phân bố không đều của tải trọng trên chiều dài của răng. Để tránh kết quả khi ăn khớp phải bỏ độ dư khe hở để tránh răng.

Khi chế tạo bánh răng không tránh khỏi các sai số: sai số bề mặt răng, sai số biên dạng răng, độ không song song, độ đồng tâm, sai số khoảng cách trục v.v... Các sai số này dẫn đến hiện tượng tăng tiếng ồn khi làm việc và gây nên các dạng hỏng của bộ truyền. Theo tiêu

chuẩn có 12 cặp chính xác với độ chính xác giảm khi cặp càng tăng. Thông thường sẽ dùng các cặp chính xác 6, 7, 8, 9.

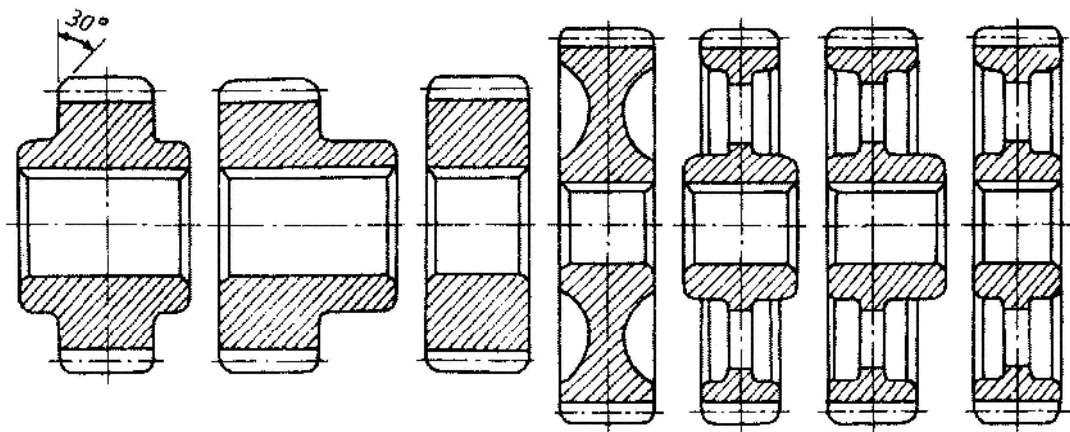
Cặp chính xác 6 thường dùng với bộ truyền có vận tốc lớn; cặp chính xác 7, cặp chính xác 8 thường dùng với bộ truyền có vận tốc trung bình và cặp chính xác 9 cho bộ truyền cặp chậm.

Kết cấu bánh răng

- Trường hợp hộp động kính đáy răng chèn lệch ít so với động kính d của trục thì nên chế tạo bánh răng liền trục (khoảng cách từ đáy răng đến rãnh then $\leq 2,5$ modul đối với bánh trục và $\leq 1,6$ modul đối với bánh răng nón). Các trường hợp khác nên chế tạo bánh răng riêng rời lắp lên trục.

- Bánh răng có động kính nhỏ hơn 500mm thường chế tạo bằng phôi rèn hoặc phôi dập, trường hợp hộp không quan trọng có thể đúc hoặc chế tạo bằng phôi cán.

- Khi bánh răng có động kính trên 500mm thường chế tạo riêng vành răng rời ghép vào phần moayơ.



Hình 7.5

II. Tải trọng và ứng suất

1. Tải trọng và ứng suất

* Tải trọng

a. Tính toán tải trọng

Công suất tính toán trong bộ truyền được xác định: $N_t = K \cdot N$

với K – hệ số tải trọng ($K > 1$)

N – công suất danh nghĩa.

Hệ số tải trọng K được xác định như sau: $K = K_{tt} \cdot K_d$;

với K_{tt} – hệ số tải trọng trung tâm

K_d – hệ số tải trọng động.

b. Hệ số tải trọng trung tâm

- Nguyên nhân gây ra sự phân bố không đều của tải trọng là do sai số chế tạo, biến dạng đàn hồi của trục, chuyển vị đàn hồi và mòn của bề mặt gây ra tiếp xúc lệch của các răng khi ăn khớp, làm tải trọng phân bố không đều.

$$\text{- H\ddot{u} s\ddot{e}: } K_{tt} = \frac{q_{\max}}{q}$$

v\ddot{a} i $q_{\max}$ _ t\ddot{a} i tr\ddot{a} ng ri\ddot{e}ng c\ddot{a} c đ\ddot{a} i;

q _ t\ddot{a} i tr\ddot{a} ng ri\ddot{e}ng trung b\ddot{ì}nh (g\ddot{ı} s\ddot{e} t\ddot{a} i tr\ddot{a} ng ph\ddot{a}n b\ddot{a} đ\ddot{a} u);
H\ddot{u} s\ddot{e} t\ddot{a} p trung t\ddot{a} i tr\ddot{a} ng ph\ddot{a} thu\ddot{c} ch\ddot{e} y\ddot{u}: v\ddot{a} tr\ddot{ı} b\ddot{a}nh r\ddot{a}ng so v\ddot{a} i ψ_d ,
ch\ddot{ı}u r\ddot{a}ng t\ddot{a} i đ\ddot{a} i ($\psi_d = \frac{b}{d_1}$) c\ddot{a} v\ddot{a}nh r\ddot{a}ng, đ\ddot{a} c\ddot{a} ng c\ddot{a} tr\ddot{a} c, t\ddot{a} ng đ\ddot{a} c\ddot{a} ng c\ddot{a} đ\ddot{a} i r\ddot{a}ng t\ddot{a} i ch\ddot{e} \ddot{a}n kh\ddot{e}p, kh\ddot{e} n\ddot{a}ng ch\ddot{e}y m\ddot{o}n c\ddot{a} r\ddot{a}ng.

+ Đ\ddot{a} i v\ddot{a} i b\ddot{a} truy\ddot{a}n kh\ddot{o}ng ch\ddot{e}y m\ddot{o}n, c\ddot{o} th\ddot{e} l\ddot{y} K_{tt} theo c\ddot{a}c tr\ddot{a} s\ddot{e} b\ddot{a}ng 3-12 TKCTM.

+ Đ\ddot{a} i v\ddot{a} i c\ddot{a}c b\ddot{a} truy\ddot{a}n c\ddot{o} kh\ddot{e} n\ddot{a}ng ch\ddot{e}y m\ddot{o}n, n\ddot{h}u t\ddot{a} i tr\ddot{a} ng kh\ddot{o}ng đ\ddot{a} i l\ddot{y} $K_{tt} = 1$, n\ddot{h}u b\ddot{a} truy\ddot{a}n c\ddot{o} kh\ddot{e} n\ddot{a}ng ch\ddot{e}y m\ddot{o}n nh\ddot{a} ng t\ddot{a} i tr\ddot{a} ng thay đ\ddot{a} i đ\ddot{a} c t\ddot{a} i t\ddot{a} ng c\ddot{a} g\ddot{ı}n đ\ddot{a} ng: $K_{tt} = \frac{K_{tt\ddot{a}ng} + 1}{2}$

c. H\ddot{u} s\ddot{e} t\ddot{a} i tr\ddot{a} ng đ\ddot{a} ng

- Nguy\ddot{e}n nh\ddot{a}n g\ddot{a}y ra t\ddot{a} i tr\ddot{a} ng đ\ddot{a} ng l\ddot{a} do c\ddot{a}c sai s\ddot{e} ch\ddot{e} t\ddot{a} o, l\ddot{a}p gh\ddot{e}p c\ddot{a}ng nh\ddot{a} bi\ddot{e}n đ\ddot{a} ng c\ddot{a} r\ddot{a}ng khi ch\ddot{e}u t\ddot{a} i l\ddot{a}m t\ddot{a} s\ddot{e} truy\ddot{a}n t\ddot{a} c th\ddot{e} i $i_{tt} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ thay đ\ddot{a} i, m\ddot{a}c d\ddot{u}

$\omega_1 = \text{const}$ ho\ddot{c} $\omega_2 = \text{const}$ nh\ddot{a} ng $\frac{d\omega_2}{dt} \neq 0$ g\ddot{a}y t\ddot{a} i đ\ddot{a} ng ph\ddot{a} tr\ddot{e}n r\ddot{a}ng.

$$\text{- H\ddot{u} s\ddot{e}: } K_d = \frac{P + P_d}{P} = 1 + \frac{P_d}{P}$$

v\ddot{a} i P _ l\ddot{y} c\ddot{a} v\ddot{o}ng

P_d _ t\ddot{a} i tr\ddot{a} ng đ\ddot{a} ng.

H\ddot{u} s\ddot{e} K_d đ\ddot{a} c x\ddot{a}c đ\ddot{a}nh theo b\ddot{a}ng 3-13 TKCTM

Khi t\ddot{a}n t\ddot{a}n s\ddot{e} b\ddot{a} c\ddot{o} th\ddot{e} l\ddot{y} $K = 1,3 \div 1,5$. Sau khi x\ddot{a}c đ\ddot{a}nh k\ddot{ı}ch th\ddot{e} c\ddot{a} b\ddot{a} truy\ddot{a}n c\ddot{o} th\ddot{e} ch\ddot{e}n ch\ddot{ı}nh x\ddot{a}c K v\ddot{a} n\ddot{h}u c\ddot{a}n ph\ddot{a}i t\ddot{a}n t\ddot{a}n đ\ddot{ı}u ch\ddot{ı}nh l\ddot{a}i k\ddot{ı}ch th\ddot{e} c\ddot{a}.

*** \ddot{a} ng su\ddot{t}**

- Khi truy\ddot{a}n m\ddot{o}men xo\ddot{a}n t\ddot{a} i ch\ddot{e} c\ddot{a}c r\ddot{a}ng t\ddot{a} i p\ddot{a}c x\ddot{u}c nh\ddot{a}u sinh ra l\ddot{y} c\ddot{a} ph\ddot{a}p tuy\ddot{a}n

$$P_n = \frac{2M_1}{d_{01}}$$

d_{01} _ đ\ddot{a} c\ddot{a} ng k\ddot{ı}nh v\ddot{o}ng c\ddot{a} s\ddot{e} b\ddot{a}nh r\ddot{a}ng.

- Ngo\ddot{a}i ra v\ddot{ı} khi \ddot{a}n kh\ddot{e}p c\ddot{a}c r\ddot{a}ng tr\ddot{a} t l\ddot{e}n nh\ddot{a}u n\ddot{e}n c\ddot{o} l\ddot{y} c\ddot{a} ma s\ddot{a}t: $F_{ms} = f \cdot P_n$

f _ h\ddot{u} s\ddot{e} ma s\ddot{a}t.

- Đ\ddot{a} i t\ddot{a}c đ\ddot{a}ng c\ddot{a} c\ddot{a}c l\ddot{y} c\ddot{a} này r\ddot{a}ng ch\ddot{e}u tr\ddot{a}ng th\ddot{a}i \ddot{a}ng su\ddot{t} ph\ddot{a} c\ddot{a}p, ch\ddot{e} y\ddot{u} l\ddot{a} \ddot{a}ng su\ddot{t} t\ddot{a} i p\ddot{a}c σ_{tx} v\ddot{a} \ddot{a}ng su\ddot{t} u\ddot{a}n σ_u . Đ\ddot{a} i v\ddot{a} i m\ddot{a}i r\ddot{a}ng, c\ddot{a}c \ddot{a}ng su\ddot{t} này thay đ\ddot{a} i theo chu kỳ m\ddot{a}ch đ\ddot{a}ng g\ddot{ı}a\ddot{a}n đ\ddot{a}ng

- \ddot{a}ng su\ddot{t} thay đ\ddot{a} i l\ddot{a} nguy\ddot{e}n nh\ddot{a}n l\ddot{a}m r\ddot{a}ng h\ddot{a}ng do m\ddot{a}i; g\ddot{a}y r\ddot{a}ng do \ddot{a}ng su\ddot{t} u\ddot{a}n v\ddot{a} tr\ddot{a}c r\ddot{a} b\ddot{a} m\ddot{a}t do \ddot{a}ng su\ddot{t} t\ddot{a} i p\ddot{a}c. Ngo\ddot{a}i ra do ma s\ddot{a}t n\ddot{e}n b\ddot{a} m\ddot{a}t r\ddot{a}ng c\ddot{o} th\ddot{e} b\ddot{a} m\ddot{o}n ho\ddot{c} đ\ddot{ı}nh.

a. *Đánh suất tiếp xúc cho phép*

$$[\sigma]_{tx} = [\sigma]_{N0tx} \cdot K'_N$$

Trong đó: $[\sigma]_{N0tx}$ – đánh suất tiếp xúc cho phép (N/mm^2) khi bánh răng làm việc lâu dài, phụ thuộc vào độ rắn HB hoặc độ rắn HRC theo bảng 3-9 TKCTM

$$K'_N \text{ – hệ số chu kỳ đánh suất tiếp xúc, tính theo công thức: } K'_N = 6 \sqrt{\frac{N_0}{N_{td}}}$$

N_0 – số chu kỳ cơ sở của đường cong mỏi tiếp xúc, thường chọn $N_0 = 10^7$

N_{td} – số chu kỳ tải động.

1. Trường hợp bánh răng chịu tải trọng không thay đổi

$$N_{td} = N = 60 \cdot u \cdot n \cdot T$$

Trong đó: n – số vòng quay trong một phút của bánh răng.

T – thời gian sử dụng làm việc.

u – số lần ăn khớp của một răng khi bánh răng quay 1 vòng.

2. Trường hợp bánh răng chịu tải trọng thay đổi

$$N_{td} = 60 \cdot u \cdot \sum \left(\frac{M_i}{M_{\max}} \right)^{m/2} n_i T_i$$

Trong đó: M_i ; n_i ; T_i – mômen xoắn, số vòng quay trong 1 phút và thời gian sử dụng bánh răng làm việc ở chế độ i ; $M_{\max}$ – mômen xoắn lớn nhất tác động lên bánh răng (ở đây không tính mômen xoắn do quá tải trong thời gian ngắn); Nếu $N_{td} \geq N_0$ thì lấy $K'_N = 1$.

b. *Đánh suất uốn cho phép*

- Khi răng làm việc một mặt (răng chịu tải một phía)

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_0 \cdot K'' \cdot N}{n \cdot K} \approx \frac{(1,4 \div 1,6) \cdot \sigma_{-1} \cdot K''_N}{n \cdot K}$$

- Khi răng làm việc hai mặt (răng chịu tải hai phía)

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_{-1}}{n \cdot K} K''_N$$

Trong đó:

* σ_0 ; σ_{-1} – giới hạn mỏi uốn trong chu kỳ mỏi chẵn và trong chu kỳ lẻ, có thể tra trong sổ tay hoặc lấy gần đúng:

+ đối với thép $\sigma_{-1} = (0,4 \div 0,45) \sigma_{bk}$;

+ đối với gang $\sigma_{-1} = 0,25 \sigma_{bk}$;

giới hạn bền kéo tra bảng 3-8 TKCTM

* n – hệ số an toàn

+ đối với bánh răng làm bằng thép rèn hoặc thép cán, thường hóa hoặc tôi thì $n = 1,5$; tôi $n = 1,8 \div 2$

+ đối với bánh răng bằng thép đúc hoặc gang: $n = 1,8$ (khi thường hóa hoặc tôi thì n).

$n = 2$ khi không nhiệt luyện; Trồng hàng rào để cỏ thối than hoặc tôi bột, lấy σ_{bk} của lõi răng.

* K_{h} số tiếp trung bình suất ăn chân răng

+ Đới vôi bánh răng bằng thép: $K \approx 1,8$ khi thép hóa học tôi cải thiện; $K \approx 2$ khi tôi thấm; $K \approx 1,2$ khi tôi bột.

+ Đới vôi bánh răng bằng gang hoặc chèn dũa $K_{\sigma} = 1$

* K''_N hệ số chu kỳ ứng suất uốn, tính theo công thức:

$$K''_N = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_{td}}}$$

với N_{td} - chu kỳ tiếp ứng

N_0 - số chu kỳ cơ sở của ứng suất uốn,

có thể lấy $N_0 = 5 \cdot 10^6$

1. Nếu tiếp ứng không thay đổi, $N_{td} = 60 \cdot n \cdot T$

2. Nếu tiếp ứng thay đổi, $N_{td} = 60 \cdot u \cdot \sum \left(\frac{M_i}{M_{\max}} \right)^m n_i \cdot T_i$

Trong đó: m - bậc ứng suất uốn, có thể lấy $m = 6$ đới vôi thép hóa học tôi cải thiện; $m = 9$ đới vôi thép tôi.

Nếu $N_{td} \geq N_0$ thì lấy $K''_N = 1$

2. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

1. Gãy răng

Gãy răng do ứng suất uốn, có thể do quá tải hoặc mỏi. Vật gãy thường bắt đầu từ đáy răng, chế góc lớn, nếu bánh răng quay một chiều, vết nứt xuất hiện ở các thanh kéo. Các bánh răng nghiêng và chế V răng thường gãy theo tiết diện xiên. Đây là dạng hỏng chủ yếu của bộ truyền không bôi trơn tốt.

2. Tróc vôi bột mặt răng

Tróc vôi bột mặt răng do ứng suất tiếp xúc gây nên, đây là dạng hỏng chủ yếu của bộ truyền để bôi trơn tốt. Tróc thường bắt đầu ở vùng tâm ăn khớp (phía chân răng). Trong quá trình làm việc, các vết tróc phát triển và số vết tróc tăng dần, cuối cùng toàn bộ bề mặt răng phía đối diện ăn khớp bị phá hỏng. Hiện tượng tróc nhất thời xảy ra khi độ rắn mặt răng thấp ($HB < 350$), khi răng có độ rắn bề mặt cao ($HB > 350$) thường xảy ra tróc lan rộng.

3. Mòn răng

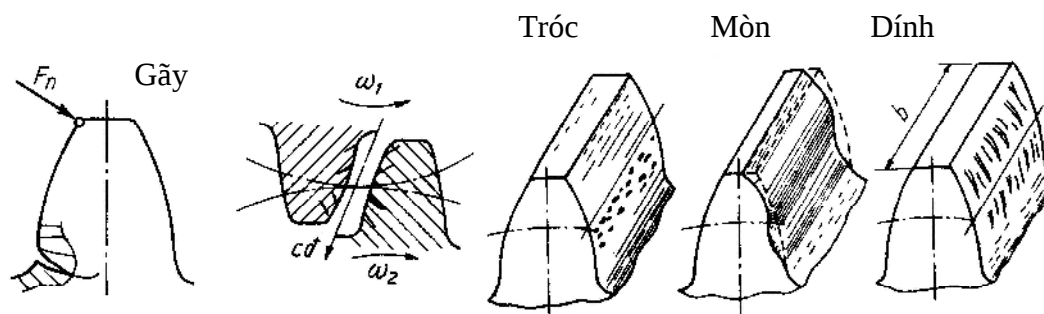
Mòn răng là dạng hỏng của bộ truyền để bôi trơn tốt, răng mòn nhiều ở đỉnh và chân răng. Mòn nhiều làm dạng răng thay đổi, tải trọng tăng lên, tiết diện của răng giảm và cuối cùng làm răng bị gãy.

4. Dính răng

Dính răng xảy ra nhiều nhất ở các bộ truyền churning tải trọng lớn và có vận tốc cao, nhất là đới vôi cặp bánh răng làm cùng vật liệu và không tôi bột răng.

5. Biến dạng dẻo bề mặt răng

Biến dạng dẻo bề mặt răng do tác động của lực ma sát, thường xảy ra với các bộ truyền bằng thép có độ rắn thấp, chủ yếu trong lồng.



Hình 7.6

6. Bong bề mặt răng

Bong bề mặt răng xảy ra khi các răng được chế tạo từ thép, than hoặc tôi bề mặt, trong trường hợp nhiệt luyện không đúng và răng chủ yếu trong lồng.

Chỉ tiêu tính toán bánh răng: hiện nay người ta thường thiết kế bộ truyền bánh răng theo số bền tiếp xúc và tính kiểm nghiệm số bền uốn.

Vật liệu và nhiệt luyện bánh răng

- Vật liệu làm bánh răng phải thỏa mãn các điều kiện về độ bền tiếp xúc (tránh tróc rỗ, mài mòn, dính v.v...) và độ bền uốn. Trong thực tế sản xuất và nghiên cứu để cải thiện ứng suất tiếp xúc cho phép phải thu hẹp vào độ rắn vật liệu. Để chế tạo bánh răng, ta chủ yếu sử dụng thép, gang và ngoài ra còn sử dụng các vật liệu không kim loại khác.

- Tùy thuộc vào độ rắn, vật liệu bằng thép được chia ra hai nhóm:

+ Độ rắn $HB \leq 350$ – bánh răng được tôi hóa hoặc tôi casei thềm.

+ Độ rắn $HB \geq 350$ – bánh răng tôi thấm, tôi cao tần, thấm cacbon, thấm nitơ.

- Bánh răng có độ rắn vật liệu $HB \leq 350$ có khả năng cắt gọt chính xác sau khi nhiệt luyện. Bánh răng nhóm vật liệu này có khả năng chống mòn tốt và không bị phá hủy khi chủ yếu trong lồng, truyền công suất nhỏ và vừa. Thường dùng chế tạo bánh răng có đường kính lớn vì nhiệt luyện khó khăn.

- Bánh răng có độ rắn vật liệu $HB > 350$ được biểu thị bằng HRC ($1 \text{ HRC} \approx 10 \text{ HB}$). Các dạng nhiệt luyện cho phép đạt độ rắn $50 \div 60 \text{ HRC}$, khi đó ứng suất tiếp xúc cho phép tăng lên hai lần và khả năng tải tăng lên bốn lần so với thép tôi hóa và thép tôi casei thềm; tăng độ cứng làm tăng khả năng tải, tuy nhiên cũng gây ra nhiễu động và nhớt chế tạo phải chính xác, độ cứng của trục và ổ tăng lên, cắt răng trở nên khó khăn, khó gia công khi nhiệt luyện.

- Gang dùng cho bánh răng có kích thước lớn, bánh răng cặp chậm, bộ truyền hở, có nhu cầu giảm tải độ bền theo ứng suất uốn thấp.

- Chất dẻo: tectoli, lignofon, poliamid dạng capron, gỗ ép tấm v.v... được sử dụng trong bộ truyền có tải trọng thấp.

III. B₁ truyền bánh răng trục răng thẳng

1. Lực tác động

- B₁ qua tác động của lực ma sát F_{ms} , truyền lực pháp tuyến P_n vào tâm ăn khớp và phân tích thành các thành phần:

+ $\vec{P}$ lực vòng

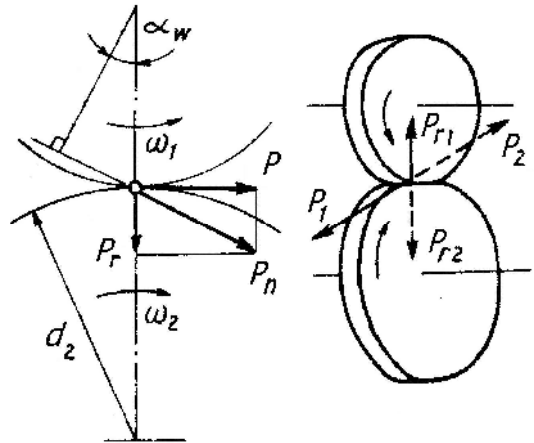
+ $\vec{P}_r$ lực hướng tâm

+ $\vec{P}_n$ lực pháp tuyến

Lực vòng P נגוץ chiếu với v_1 , cùng chiếu với v_2 .

$$- \text{Vật dẫn: } P = \frac{2.M_1}{d_1} = \frac{2.M_2}{d_2}$$

$$P_r = P \cdot \tan \alpha ; P_n = \frac{P}{\cos \alpha}$$



Hình 7.7

2. Tính toán bánh răng theo số cặp tiếp xúc

- Mục đích tính theo số cặp tiếp xúc (giới hạn ứng suất tiếp xúc) để tránh dòng hỏng trượt rỗ bề mặt răng. Tính tải tâm ăn khớp và tính theo công thức Hec.

* Ta có công thức kiểm nghiệm:

$$\sigma_{tx} = \frac{1,05 \cdot 10^6}{A \cdot i} \sqrt{\frac{(i \pm 1)^3 \cdot K \cdot N}{b \cdot n_2}} \leq [\sigma]_{tx}$$

Để thiết lập công thức thiết kế, đặt $\psi_A = \frac{b}{A} \Rightarrow b = \psi_A \cdot A$ (giới ψ_A là hệ số chiếu rỗng bánh răng; thông thường chọn $\psi_A = 0,15 \div 0,45$), nếu chọn ψ_A lớn thì A giảm ngược lại tăng.

* Thay vào công thức trên ta có công thức thiết kế theo điều kiện số cặp tiếp xúc:

$$A \geq (i \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{1,05 \cdot 10^6}{i \cdot [\sigma]_{tx}} \right)^2 \cdot \frac{K \cdot N}{\psi_A \cdot n_2}}$$

Trong đó: N – công suất (kw)

n_2 – số vòng quay trong 1 phút của trục dẫn (vòng/phút)

A – khoảng cách trục (mm)

b – chiều rộng bánh răng (mm)

$[\sigma]_{tx}$ – ứng suất tiếp xúc cho phép của vật liệu (N/mm^2)

3. Tính toán bánh răng theo số cơ bản u_n

- Mục đích tính theo giới hạn ứng suất uốn để tiết diện nguy hiểm nhất nhằm tránh dòng hỏng gãy răng. Tính số cơ bản khi răng ăn khớp tại đỉnh (cánh tay đòn mômen uốn tại đỉnh là lớn nhất). Coi như có một đôi răng ăn khớp, bỏ qua tác động của lực ma sát để vẽ ứng suất uốn, tiết diện nguy hiểm tại chân răng (hình chữ nhật b.s), tính số cơ bản ở phía răng chịu kéo (vì các vật liệu thép và hợp kim gang gây răng bị đứt ở vị trí này).

- Trượt tải trọng pháp tuyến (toàn phần) P_n vẽ đường đi x_{ng} của răng và phân tích thành hai thành phần:

- + Thành phần $P_n \cdot \sin \alpha'$ gây nén
- + Thành phần $P_n \cdot \cos \alpha'$ gây uốn

* Ta có công thức kiểm nghiệm:

$$\sigma_u = \frac{19,1 \cdot 10^6}{m^2 \cdot y \cdot Z \cdot b} \cdot \frac{K \cdot N}{n} \leq [\sigma]_u$$

$$\text{Đặt } \psi_m = \frac{b}{m} \Rightarrow b = m \cdot \psi_m$$

Thay vào công thức trên ta có công thức thiết kế:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{19,1 \cdot 10^6}{\psi_m \cdot Z \cdot y \cdot [\sigma]_u} \cdot \frac{K \cdot N}{n}}$$

- Trượt môđun m phải chọn theo tiêu chuẩn.

- Trượt hai bánh răng cùng vật liệu, tính cho bánh nhỏ ($Z_1 \leq Z_2 \Rightarrow y_1 \leq y_2$).

- Trượt hai bánh răng khác vật liệu, tính cho bánh nào có tích $y \cdot [\sigma]_u$ nhỏ hơn. Hợp lý nhất là chọn sao cho $y_1 \cdot [\sigma]_{u1} \approx y_2 \cdot [\sigma]_{u2}$

y _ hệ số dòng răng (tra bảng 3.18 TKCTM)

Z _ số răng

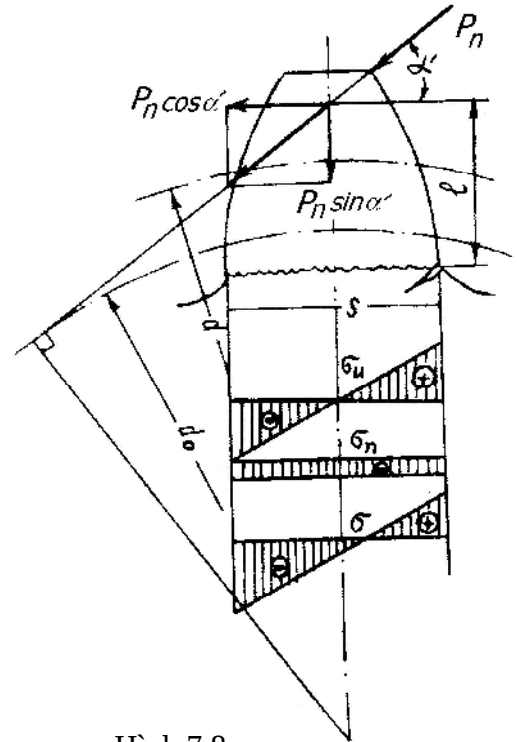
IV. B_{tr} trượt bánh răng trục răng nghiêng

1. Các thông số hình học chủ yếu

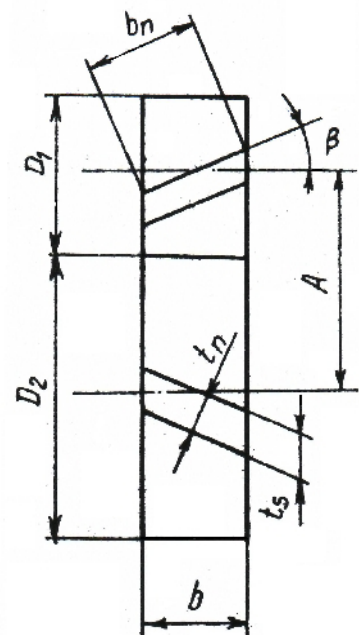
- Bánh răng nghiêng có trục răng nghiêng với trục sinh mặt trục chia mặt góc β (gọi là góc nghiêng của răng). Các thông số của răng để xét trong hai tiết diện: tiết diện pháp tuyến và tiết diện ngang s-s,

$$\text{ta có: } t_s = \frac{t_n}{\cos \beta}; m_s = \frac{m_n}{\cos \beta}; d_c = m_s \cdot Z; Z = \frac{m_n}{\cos \beta} Z$$

- Các kích thước chiều cao răng, đường kính vòng đỉnh, vòng chân răng để xác định theo công thức như của bánh trục răng thẳng nhưng thay môđun m bằng môđun pháp m_n .



Hình 7.8



Hình 7.8

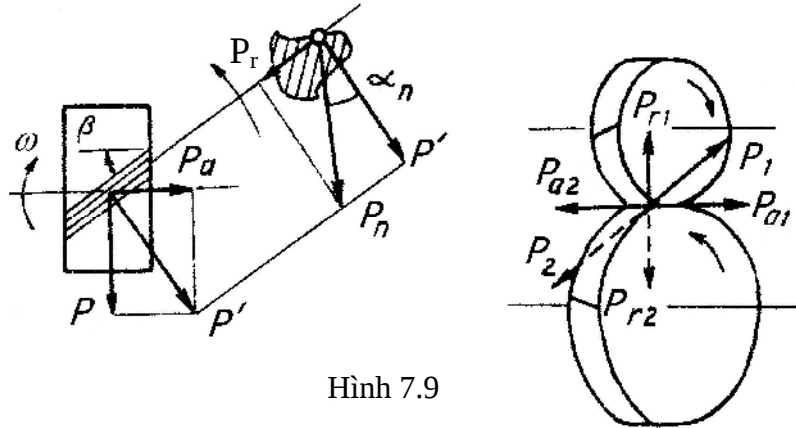
* Khoảng cách trục A (trục răng h p không dịch chỉnh):

$$A = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot (Z_2 \pm Z_1)$$

Trong đó: m_n ; Z_1 ; Z_2 cho trục, có thể thay đổi A bằng cách thay đổi β .

2. Lực tác động khi hai bánh răng ăn khớp

Lực pháp tuyến P_n tác động trong mặt phẳng vuông góc với răng dọc dãi và tâm ăn khớp và phân tích:



Hình 7.9

+ $P_n \rightarrow P'$ và P_r

+ $P' \rightarrow P$ và P_a

- P' : lực vòng theo hướng pháp tuyến với phương răng

- P : lực tiếp tuyến với vòng lăn

- P_a : lực dọc trục

- P_r : lực hướng tâm

* Để tìm các lực

+ Lực vòng: $P = \frac{2.M_1}{d_1} = \frac{2.M_2}{d_2}$

+ Lực dọc trục: $P_a = P.tg\beta$ (có chiều hướng vào mặt răng ăn khớp)

+ Lực hướng tâm: $P_r = P.tg\alpha_n = P \cdot \frac{tg\alpha_n}{\cos \beta} = P.tg\alpha$

+ Lực toàn phần (lực pháp tuyến): $P_n = \frac{P}{\cos \alpha_n} = \frac{P}{\cos \alpha_n \cdot \cos \beta}$

* Lực dọc trục P_a tỉ lệ với $tg\beta$, do đó để hạn chế lực này thông thường chọn $\beta = (8^\circ \div 20^\circ)$. Để khắc phục nhược điểm trên có thể dùng bánh răng ch V (các lực dọc trục tác động lên cân bằng nhau).

* Để giảm tải răng nghiêng là ăn khớp êm, thời tiếp xúc giảm, chiều dài tiếp xúc lớn, vì các răng vào hoặc ra khớp dần dần, chiều dài tiếp xúc không thay đổi đột ngột như răng thẳng.

* Trong mặt phẳng pháp tuyến, dùng rằng của bánh răng nghiêng thì ng thì nh của mặt bánh răng thì ng có các đặc điểm như sau:

+ Môđun: m_n

+ Đường kính vòng chia: $d_{td} = \frac{d}{\cos^2 \beta}$

+ Số răng thì ng đôi ng: Z_{td} ;

$$\text{Theo định nghĩa: } d_{td} = m_n \cdot Z_{td} \Rightarrow d_{td} = \frac{d}{\cos^2 \beta} = m_n \cdot \frac{Z_{td}}{\cos^2 \beta} \Rightarrow Z_{td} = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$$

* Tỷ lệ truyền riêng phân bố không đều vì đường tiếp xúc nằm chênh trên mặt răng nên tăng đặc của đôi răng trên đường tiếp xúc không như nhau nên tỷ lệ truyền riêng phân bố không đều, tỷ lệ truyền lớn nhất $q_{\max}$ thì vị trí tâm ăn khớp.

3. Tính toán bánh răng theo số c bên tiếp xúc

- Để tính ứng suất tiếp xúc dùng công thức Héc: $\sigma_{tx} = 0,418 \sqrt{\frac{q \cdot E}{\rho}}$

- Tính đường kính trục ngoài bánh răng thì ng, tính cho bánh răng đôi ng đôi ng, bổ sung các đặc điểm bán kính cong của răng nghiêng lên trục so với răng thì ng; Tỷ lệ truyền riêng trung bình của bánh răng nghiêng như trục so với răng thì ng.

* Công thức kiểm nghiệm số c bên tiếp xúc của bánh răng nghiêng:

$$\sigma_{tx} = \frac{1,05 \cdot 10^6}{A \cdot i} \sqrt{\frac{(i \pm 1)^3}{b} \cdot \frac{K \cdot N}{\theta'' \cdot n_2}} \leq [\sigma]_{tx}$$

* Công thức thiết kế theo điều kiện số c bên tiếp xúc:

$$A \geq (i \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{1,05 \cdot 10^6}{[\sigma]_{tx} \cdot i} \right) \cdot \frac{K \cdot N}{\psi_A \cdot \theta'' \cdot n_2}}$$

Trong đó: θ'' – hệ số tăng số c bên tiếp xúc (thì ng chẵn $\theta'' = 1,4-1,6$)

4. Tính toán bánh răng theo số c bên uốn

- Tính đường kính trục bánh răng thì ng, tính cho bánh răng đôi ng đôi ng có bổ sung các đặc điểm, hệ số dùng rằng lên trục, tỷ lệ truyền riêng tác động lên răng nghiêng như trục so với răng thì ng, tiết diện nguy hiểm và uốn là tiết diện chéo, nghiêng mặt góc μ so với đáy răng, ứng suất uốn trong tiết diện này chỉ bằng khoảng $\cos^2 \beta$ lần ứng suất sinh ra trong tiết diện nguy hiểm của răng thì ng.

* Công thức kiểm nghiệm số c bên uốn của bánh răng nghiêng:

$$\sigma_u = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot K \cdot N \cdot \cos^3 \beta}{m_n^2 \cdot b \cdot Z \cdot n \cdot y_{td}} \cdot \xi \cdot \varepsilon_s$$

$$\text{Đặt } \theta'' = \frac{\xi \cdot \varepsilon_s}{\cos^3 \beta}$$

chẵn $\theta'' \approx 1,4 \div 1,6$; hệ số tăng số c bên uốn của răng nghiêng.

* Công thức thiết kế theo điều kiện sức bền uốn:

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{19,1 \cdot 10^6}{\psi_{mn} \cdot y_{td} \cdot Z \cdot [\sigma]_u} \cdot \frac{K \cdot N}{\theta'' \cdot n}}$$

Sau khi tính được m_n phải chọn m_n theo tiêu chuẩn.

V. Bê tông cốt thép bánh răng nón răng thẳng

1. Các thông số hình học chủ yếu

- Để chế tạo bánh răng nón chủ yếu dùng để truyền động giữa hai trục vuông góc với nhau. Bánh răng thẳng dùng chủ yếu và lắp ghép được giữa hai trục các loại bánh răng nón khác, thẳng dùng dùng khi vận tốc thấp ($v \geq 2 \div 3$ m/s).

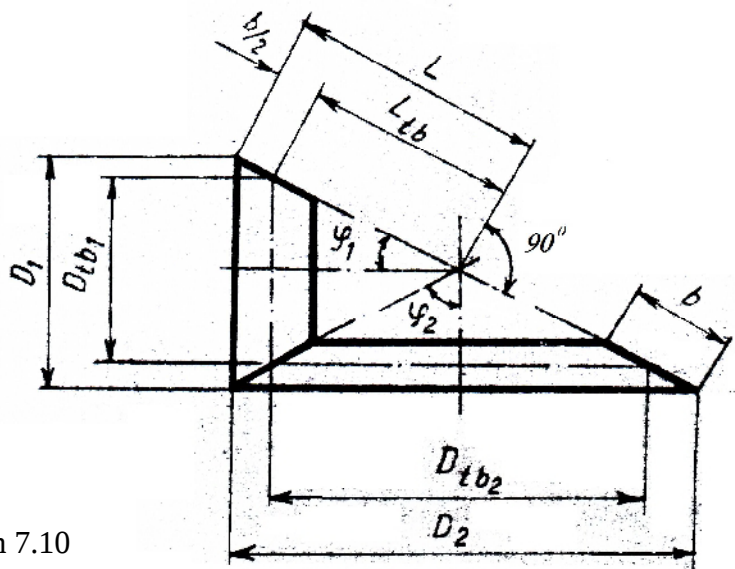
- So với bánh răng trụ thì bánh nón chủ yếu và lắp ghép phức tạp hơn, các trục lắp với nhau nên khó bố trí trục, vì các cặp bánh răng cũng phức tạp vì có trục đôi trục.

- Các thông số hình học chủ yếu:

+ φ_1 ; φ_2 – góc mặt nón lăn (trùng với mặt nón chia) của bánh dẫn và bánh bị dẫn.

+ Góc giữa hai trục $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$

+ Tỷ số truyền $i = \frac{Z_2}{Z_1} = \tan \varphi_2 = \frac{1}{\tan \varphi_1}$;



Hình 7.10

- Các thông số hình học của bánh răng nón được xét ở hai tiết diện: tiết diện đáy lòn và tiết diện trung bình.

* Các thông số hình học ở đáy lòn:

+ môđun: m_s

+ đường kính vòng lăn (vòng chia): $d_1 = m_s \cdot Z_1$; $d_2 = m_s \cdot Z_2$.

+ chiều dài đường sinh mặt nón lăn: $L = 0,5 m_s \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$.

+ chiều cao răng: $h = 2,25 m_s$.

* Các thông số tính toán trung bình:

+ môđun: m_{tb}

+ đường kính trung bình: $d_{tb1} = m_{tb} \cdot Z_1 = 2(L - 0,5b)\sin\varphi_1$;

$d_{tb2} = m_{tb} \cdot Z_2 = 2(L - 0,5b)\sin\varphi_2$;

Do kích thước của trục nhỏ hơn khoảng cách đến đỉnh các mặt nón nên ta có: $\frac{m_{tb}}{m_s} = \frac{L - 0,5b}{L}$

2. Lực tác động khi hai bánh răng ăn khớp

* Phân tích lực pháp tuyến P_n đặt tại mặt tiếp xúc trên vòng tròn chia trung bình.

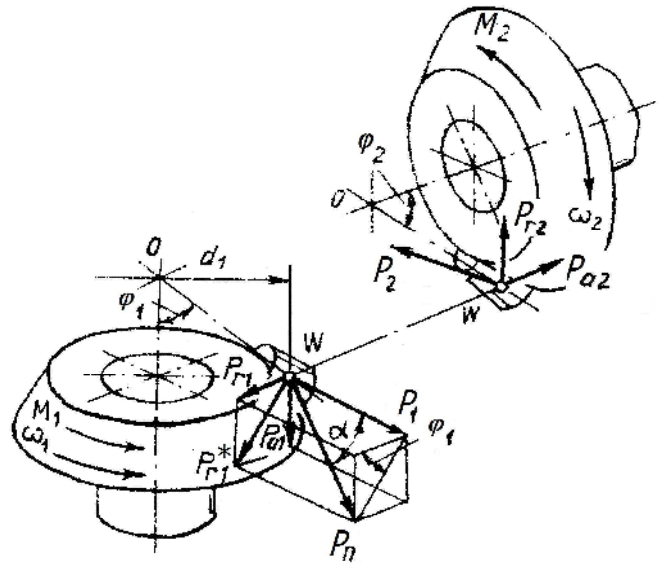
- $P_n \rightarrow P$ và P_r^*

- $P_r^* \rightarrow P_r$ và P_a

P : lực vòng

P_r : lực hướng tâm

P_a : lực dọc trục



Hình 7.11

* Để tính các lực:

+ Lực vòng

$$P_1 = \frac{2M_1}{d_{tb1}} = P_2 = \frac{2M_2}{d_{tb2}}$$

+ Lực hướng tâm: $P_{r1} = P \cdot \tan\alpha \cdot \cos\varphi_1$;

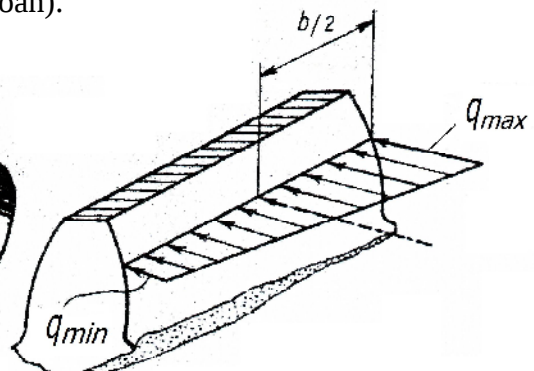
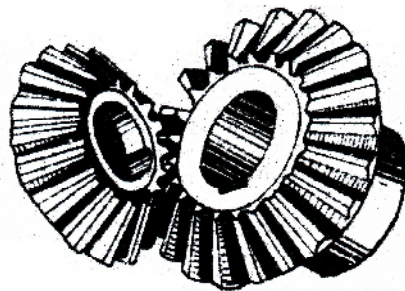
+ Lực dọc trục: $P_{a1} = P \cdot \tan\alpha \cdot \sin\varphi_1$;

* Với bánh bên ngoài, lực tác động có hướng ngược lại, do đó: $P_{a2} = P_{r1}$; $P_{r2} = P_{a1}$;

* Lực toàn phần: $P_{tp} = \frac{P}{\cos\alpha}$; Chiều dọc trục: hướng từ đáy nhô đến đáy lõm.

Để dễ tính số cặp bánh răng nón

- Tỷ lệ truyền phân bố theo quy luật hình thang (do tăng dần công suất đôi răng thay đổi trên đường tiếp xúc), hợp lực đặt tại gần đáy lõm. Để đơn giản, ta coi hợp lực đặt tại tiết diện trung bình (điều này tăng an toàn cho tính toán).



Hình 7.12

- Ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn không thay đổi dọc theo chiều dài răng nháy vì có thể tính số c bên trái bất kỳ tiết diện nào, nên ứng suất dọc răng tính toán ta tính tại tiết diện trung bình.

+ môđun: m_{tb} ;

$$+ \text{đường kính tiết diện đường răng: } d_{td} = \frac{d_{tb}}{\cos \varphi}$$

Vậy:

$$+ d_{td} = \frac{2(L - 0,5b) \cdot \sin \varphi}{\cos \varphi} = 2(L - 0,5b) \operatorname{tg} \varphi$$

$$+ \text{Số răng tiết diện đường răng: } Z_{td} = \frac{Z}{\cos \varphi}$$

3. Tính toán bánh răng theo số c bên tiếp xúc

Số đường công thức Héc tính cho bánh răng tiết diện đường răng. Ta có công thức kiểm nghiệm số c bên tiếp xúc của bánh răng nón thông (khả năng tải bánh nón chuẩn 0,85 lần so với bánh răng tiết diện đường răng):

$$\sigma_{tx} = \frac{1,05 \cdot 10^6}{(L - 0,5b) \cdot i} \sqrt{\frac{(i^2 + 1)^{3/2}}{b} \cdot \frac{K \cdot N}{0,85 \cdot n_2}} \leq [\sigma]_{tx}$$

$$\text{Đặt } \psi_L = \frac{b}{L} \Rightarrow b = \psi_L \cdot L; \psi_L = (0,25 \div 0,35)$$

Thay b vào công thức trên ta có công thức thiết kế:

$$L \geq \sqrt{i^2 + 1} \sqrt[3]{\left(\frac{1,05 \cdot 10^6}{(1 - 0,5\psi_L) \cdot i \cdot [\sigma]_{tx}} \right)^2 \cdot \frac{K \cdot N}{0,85 \cdot n_2 \cdot \psi_L}}$$

$$\text{mà: } L = 0,5m_s \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$$

$$m_s = \left(\frac{1}{50} \div \frac{1}{30} \right) \cdot L \quad (\text{chọn } m_s \text{ theo tiêu chuẩn) và } Z_2 = i \cdot Z_1$$

4. Tính toán bánh răng theo số c bên uốn

Ta tính toán kiểm nghiệm đường bên uốn tại nháy bề truyền bánh răng răng thông.

$$\sigma_u = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot K \cdot N}{0,85 \cdot n \cdot m_{tb}^2 \cdot b \cdot y_{td}} \leq [\sigma]_u$$

$$\text{Đặt } \psi_{mtb} = \frac{b}{m_{tb}} \Rightarrow b = m_{tb} \cdot \psi_{mtb}$$

Thay b vào công thức trên ta được công thức thiết kế:

$$m_{tb} \geq \sqrt[3]{\frac{19,1 \cdot 10^6}{\psi_{mtb} \cdot Z \cdot y_{td} \cdot [\sigma]_u} \cdot \frac{K \cdot N}{0,85 \cdot n}}$$

Từ m_{tb} ta xác định được $m_s = m_{tb} \cdot \frac{L}{L - 0,5b} = m_{tb} \cdot \frac{1}{1 - 0,5\psi_L}$ (chọn m_s theo tiêu chuẩn).

CÂU HỎI ÔN TẬP

1. Nêu cấu tạo, nguyên lý làm việc và phân loại trục bánh răng.
2. Nêu các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán bộ trục bánh răng.
3. Phân tích sơ đồ và nêu những đặc điểm của trục bánh răng.
4. Trình bày khái niệm và tải trọng và ứng suất trong trục bánh răng.
5. Trình bày các thông số hình học, các thành phần lực tác động lên bộ trục bánh răng thẳng răng nghiêng, bánh răng trục răng nghiêng và bánh răng nón răng thẳng.
6. Trình bày cách tính toán bộ trục bánh răng thẳng răng nghiêng, bánh răng trục răng nghiêng và bánh răng nón răng thẳng theo sơ bộ tính sơ và bền uốn.