

专业课强化精讲课程

第6讲

第八章 齿轮传动（二）

九、齿轮传动的失效形式、设计准则及材料选择

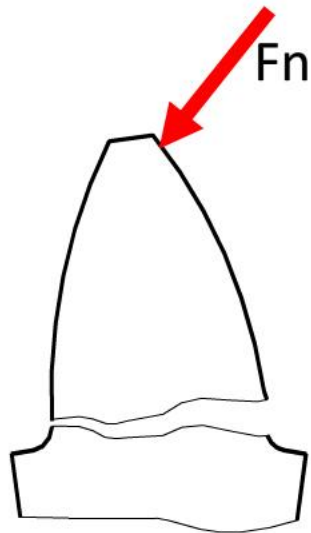
(一) 齿轮传动的失效形式

齿轮传动的失效主要是轮齿的失效，而轮齿的失效形式与工作条件、速度、载荷、材料热处理等因素有关，其常见的失效形式有：

1. 轮齿折断：

折断发生在齿根处

✂ 原因 { 齿根弯曲应力大；
齿根应力集中



- 1) 过载折断（淬火钢和铸铁齿轮常见的失效形式）；
- 2) 疲劳折断

✂ 采取措施

- 1) 材料及热处理;
- 2) 增大模数;
- 3) 增大齿根圆角半径消除刀痕;
- 4) 喷丸、滚压处理;
- 5) 增大轴及支承刚度。

2. 齿面点蚀:

轮齿接触表面在变化的接触应力作用下, 由于疲劳而产生的麻点剥蚀损伤现象, 开始是针尖大小麻点, 逐渐扩展连成片状。点蚀一般首先出现在齿根靠近节线处, 再向其它部位扩展。

✂ 形成原因

轮齿在节圆附近一对齿受力, 载荷大; 滑动速度低形成油膜条件差; 接触疲劳产生麻点。

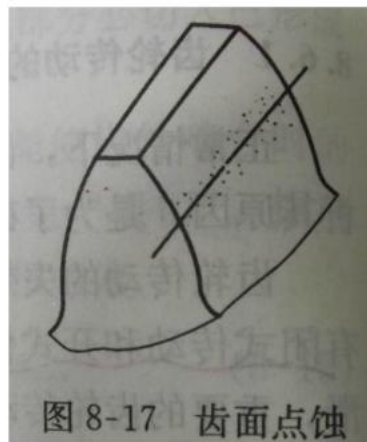


图 8-17 齿面点蚀

✂ 采取措施:

提高材料的硬度;

加强润滑, 提高油的粘度

注意: 1) 点蚀常发生在闭式软齿面传动中;

2) 开式传动主要是磨损, 很少出现点蚀。

3. 齿面的胶合:

齿面粘连后撕脱

✂ 原因:

高速重载; 滑动速度大; 散热不良; 齿面金属熔化粘连后撕脱——热胶合

低速重载, 由于齿面间油膜破坏, 也会出现胶合——冷胶合



✂ 采取措施：

- 1) 减小模数，降低齿高（降低滑动系数）；
- 2) 抗胶合能力强的润滑油；
- 3) 两轮采用不同的材料及硬度；
- 4) 提高齿面硬度、降低粗糙度；
- 5) 热平衡计算。

4. 齿面磨损：

✂ 原因：相对滑动；
润滑不良；存在杂质。

✂ 措施：1) 加强润滑；
2) 开式改闭式传动

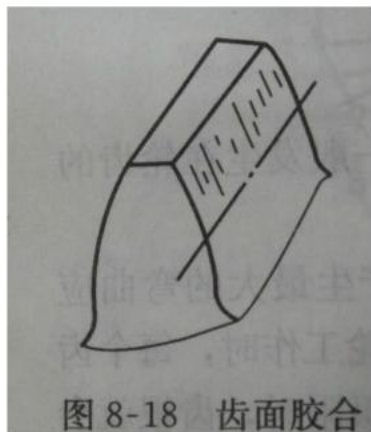


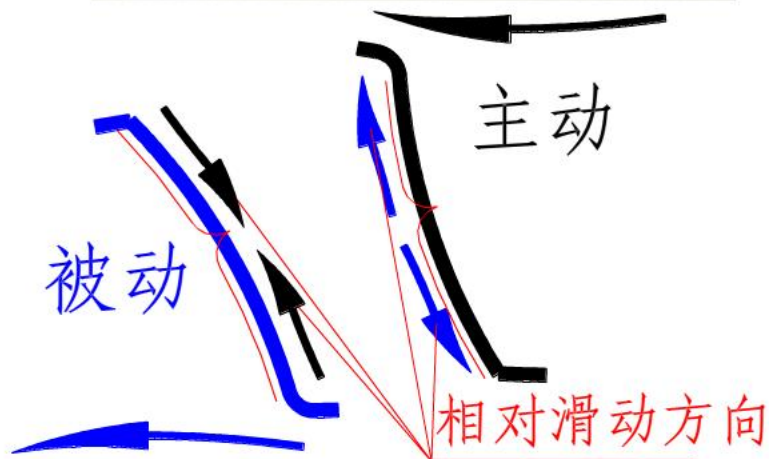
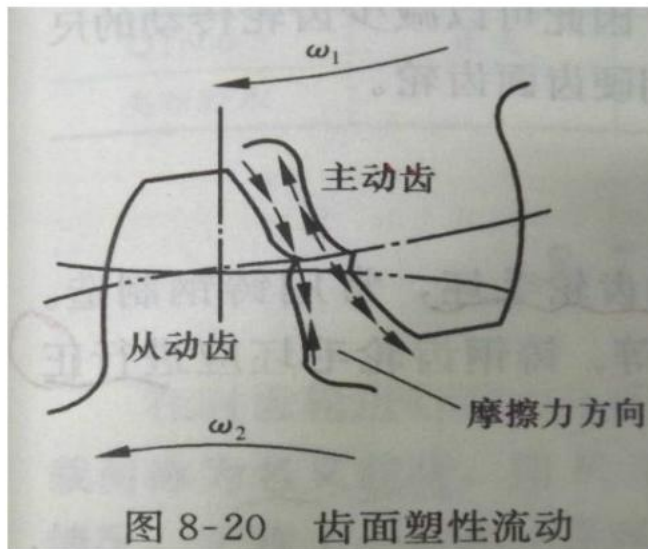
图 8-18 齿面胶合



5. 齿面的塑性流动

✂ 原因：重载，齿面软

✂ 措施：提高材料的硬度，
改善润滑



（二）设计准则：

★ 具体工作条件下的设计准则：

工作条件		主要失效	设计准则	设计方法
闭式传动	软齿面	点蚀	保证齿面有足够的接触疲劳强度	按齿面接触疲劳强度设计 按轮齿弯曲疲劳强度校核
	硬齿面	断齿、点蚀	保证齿面有足够的接触疲劳强度和轮齿有足够的弯曲疲劳强度	先按轮齿弯曲疲劳强度设计，再按齿面接触疲劳强度校核
开式（半开）传动		磨损——断齿	保证齿面有足够的抗磨损能力和轮齿有足够的弯曲疲劳强度	按轮齿弯曲疲劳强度条件性设计，加大模数10~15%
高速、重载		胶合	保证齿面有足够的抗胶合能力	进行抗胶合能力计算或进行热平衡计算

十、齿轮材料及选择原则

对材料的基本要求：齿面要硬，齿芯要韧。

齿面具有较高的硬度和耐磨性 —— 抵抗齿面点蚀、胶合、磨损、塑性变形

轮齿具有足够强度和韧性 —— 抵抗轮齿折断

1) 常用材料：

齿轮常用材料是各种牌号的中碳钢，中、低碳合金钢，铸钢和铸铁等。一般多采用锻造毛坯或轧制钢材，齿轮尺寸较大或结构复杂且生产批量大时，可采用铸钢或铸铁。

金属 { 钢 { 调质钢 45、40Cr、30CrMnSi、35SiMn等
锻钢 { 渗碳钢 20Cr、20CrMnTi等
氮化钢
铸钢 ZG310-570等
铸铁 HT250、HT200、QT500-5等

非金属：夹布塑胶、尼龙

常用于小功率、精度不高、噪声低的场合

2) 常用热处理方法

1. 表面淬火

用于中碳钢和中碳合金钢。表面淬火硬度可达52~56HRC，由于齿面的硬度高，耐磨性好，而齿芯的韧性较高，用于轻微冲击、要求结构紧凑、无须磨齿的场合。

2.渗碳淬火

渗碳钢用于低碳钢和低碳合金钢，表面淬火硬度可达**52-56HRC**，齿面的硬度高，耐磨性好，而齿芯的韧性较高，用于冲击严重、要求结构紧凑的重要齿轮传动。

通常渗碳淬火后要磨齿。

3.调质

用于中碳钢和中碳合金钢。调质后齿面硬度一般为**220~260HBS**。适用于无结构尺寸要求。

4.正火（常化）

正火用于消除内应力，亦适用于机械强度要求不高的齿轮。

5.渗氮

渗氮后齿面硬度可达**60-62HRC**，因氮化温度低，轮齿的变形小，适用于难于磨齿（如内齿轮），又要求齿面硬度大的场合。

上述5种热处理方法中，3、4两种方法得到的为软齿面齿轮（ $HB \leq 350$ ），其余3种得到硬齿面齿轮（ $HB > 350$ ）。

3) 齿轮材料的选择原则：

1.工作条件的要求：功率、可靠度、质量、环境

2.工艺要求：毛坯选择；热处理方式

3.硬度选择：*软齿面硬度 $\leq 350HBS$ ；

*软齿面齿轮 $HBS1-HBS2 \geq 25 \sim 50$

高速、重载
体积紧凑

} 较好的材料及热处理方式

十一、齿轮传动的计算载荷

名义载荷(理论载荷): F_n

计算载荷(考虑实际因素的载荷): F_{ca} $F_{ca} = KF_n$

载荷系数 $K = K_A K_V K_\alpha K_\beta$

- 1.使用系数 K_A : 是考虑轮齿啮合是外部因素引起的附加动载荷。它主要取决于原动机和工作机的特性、质量比、联轴器类型及运行状态。

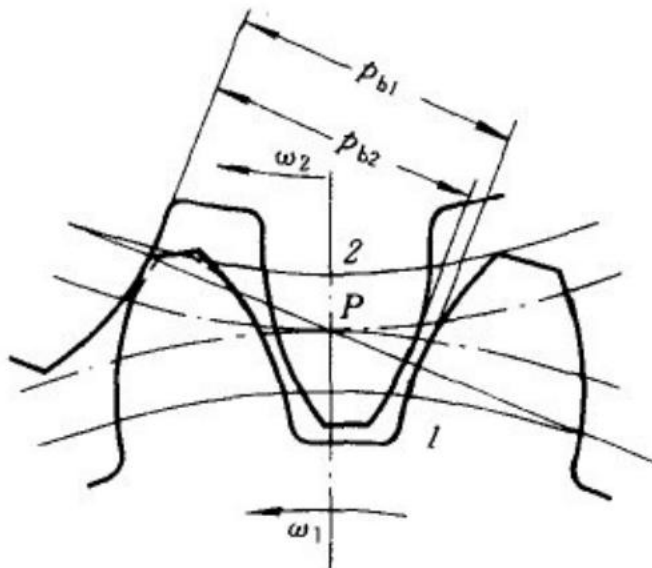
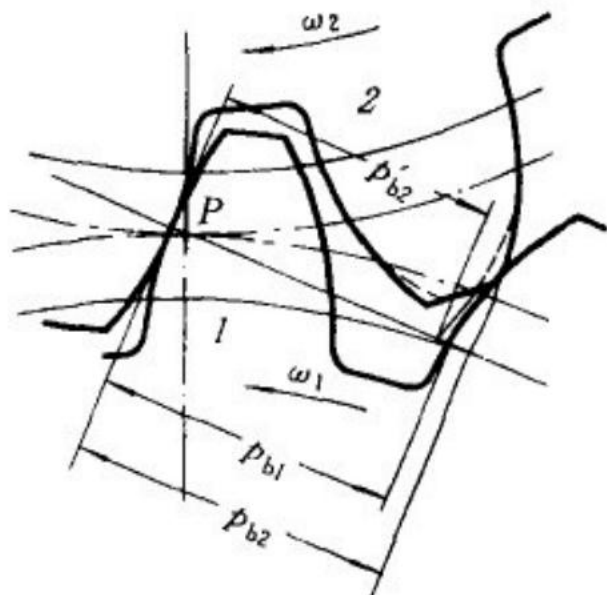
载荷状况	工作机器	原动机			
		电机	蒸汽机	多缸内燃机	单缸内燃机
均匀平稳	...	1.0	1.1	1.25	1.5
轻微冲击	...	1.25	1.35	1.5	1.75
中等冲击	...	1.5	1.6	1.75	2.0
严重冲击	...	1.75	1.85	2.0	2.25

2. 动载系数 K_v :

产生原因:

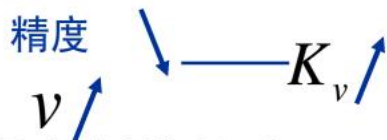
1) 由制造、安装误差及轮齿受载后变形所引起的基节不等

—— 瞬时传动比不是定值 —— 产生冲击和动载荷



2) 由直齿轮传动中，单、双齿啮合的过渡——啮合刚度变化——动载荷

影响因素:

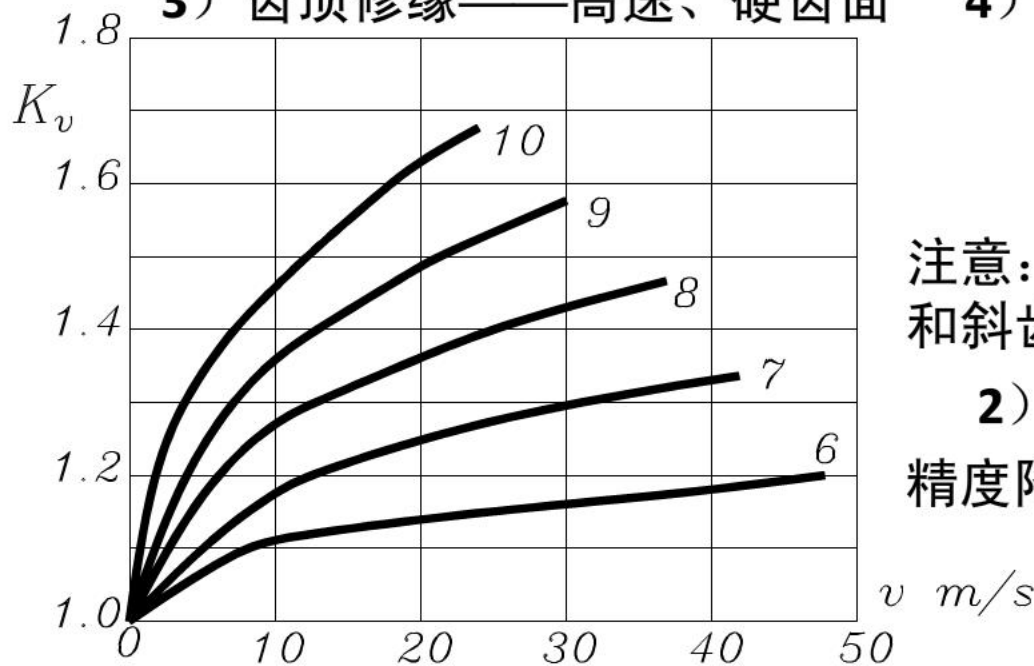


采取措施: 1) 提高制造精度

2) 减小齿轮直径——降低 v

3) 齿顶修缘——高速、硬齿面

4) 跑合



注意: 1) 此图适用于直齿和斜齿圆柱齿轮;

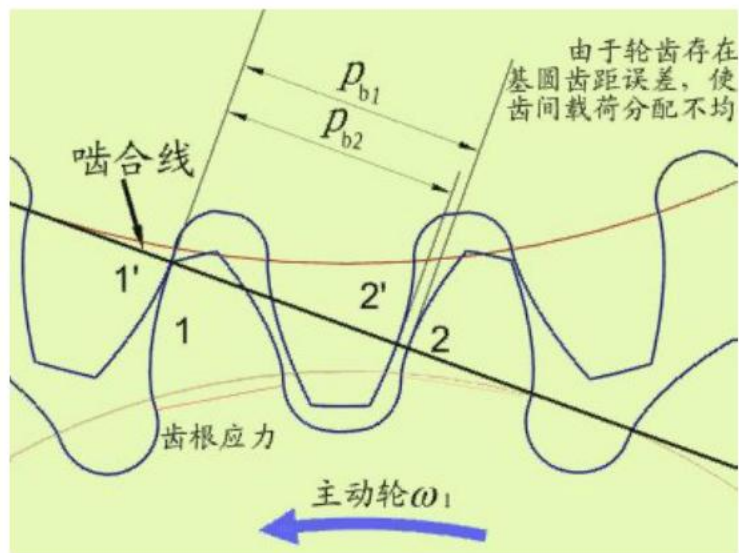
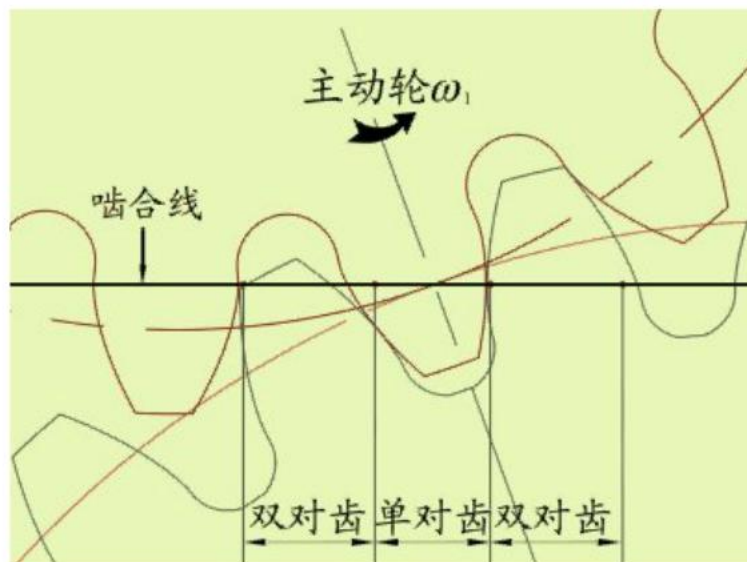
2) 对于直齿圆锥齿轮, 精度降一级, 按 v_m 查图。

3. 齿间载荷分配系数 K_α :

产生原因: 双对齿
啮合

轮齿弹性变形
和齿距误差

两对齿上载荷分配
不均



采取措施: 提高制造精度

4.齿向载荷分布系数 K_β :

产生原因:

- 1) 齿轮相对两轴承不对称配置;
- 2) 轴、轴承、支座的变形;
- 3) 制造、安装误差。

采取措施:

- 1) 增大轴、轴承、支座的刚度;
- 2) 对称布置;
- 3) 适当地限制齿轮的宽度;
- 4) 鼓型轮齿;
- 5) 提高制造精度等。

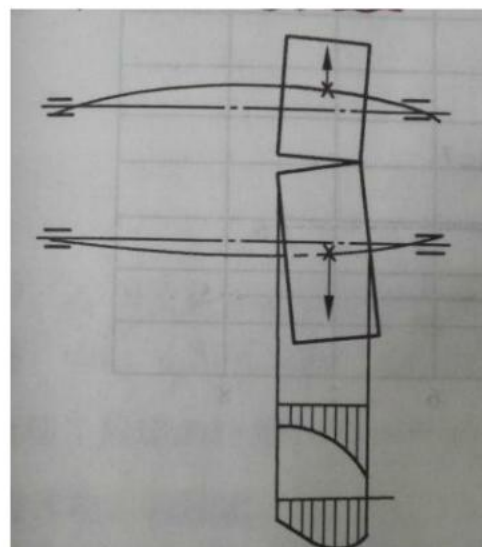


图 8-22 轮齿所受的载荷分布不均



图 8-23 腰鼓形轮齿

十二、直齿圆柱齿轮的强度计算

(一) 直齿圆柱齿轮的受力分析:

力学模型简化: **1)** 作用在齿面上的分布载荷以作用在齿宽中点上的集中力代替; **2)** 忽略摩擦力。

✂ 受力大小: F_n 分解为 F_t 、 F_r

$$\text{切向力 } F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = F_{t2}$$

$$\text{径向力 } F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha = F_{r2}$$

$$\text{法向力 } F_{n1} = \frac{F_t}{\cos \alpha} = F_{n2}$$

其中:

T_1 —小齿轮的扭矩, $\text{N} \cdot \text{mm}$; $T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1}$ $\text{N} \cdot \text{mm}$



✂ 力的方向: 圆周力: 主动轮上 F_{t1} 与 v_1 反向; 从动轮上 F_{t2} 与 v_2 同向

径向力: F_{r1} 和 F_{r2} 指向各自的轮心

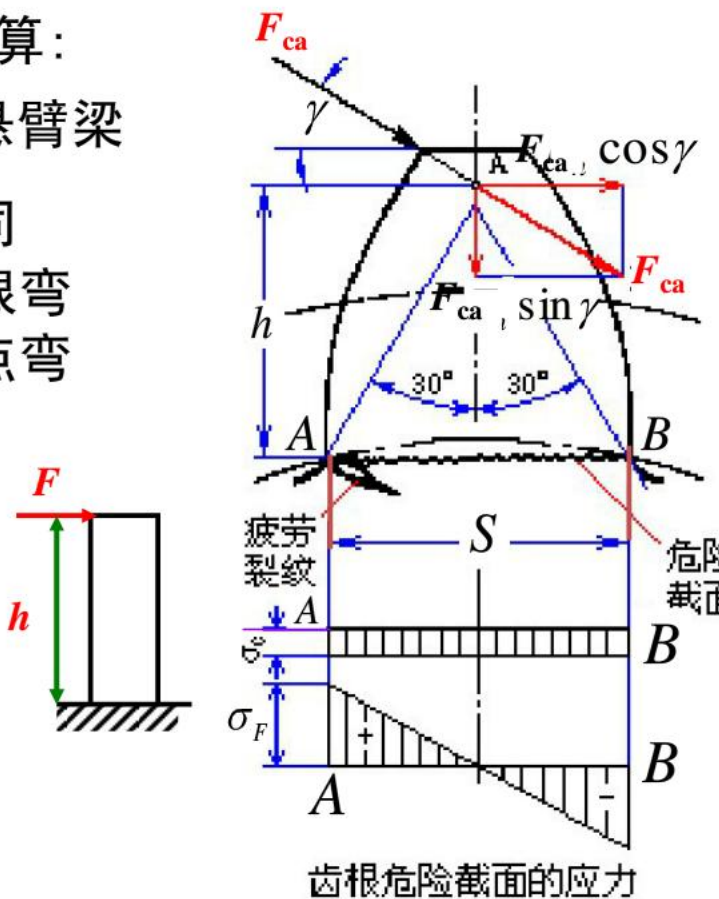
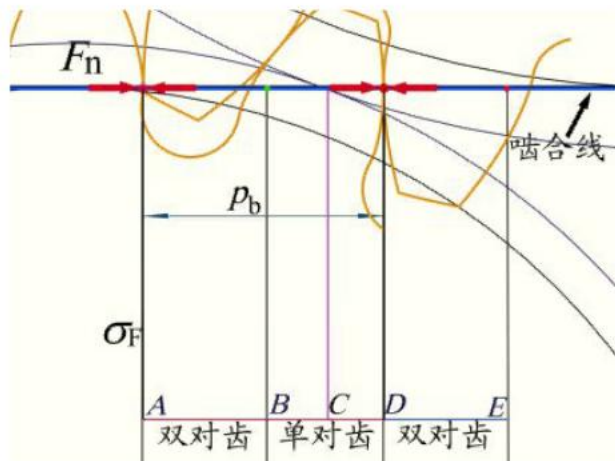
(二) 直齿圆柱齿轮传动的应力计算

1. 直齿圆柱齿轮弯曲疲劳应力计算:

建立力学模型：——轮齿相当悬臂梁

沿工作齿廓各点所受的载荷不同

结论：齿廓各不同啮合点的齿根弯曲应力不同，单齿啮合的最高点弯曲应力最大。



危险截面确定：用 30° 切线法

对于精度较低（7、8、9级）的齿轮

假设：1）载荷作用于齿顶；

2）全部载荷由一对齿承受；

3）不计齿根的压应力

危险截面处的弯曲应力：

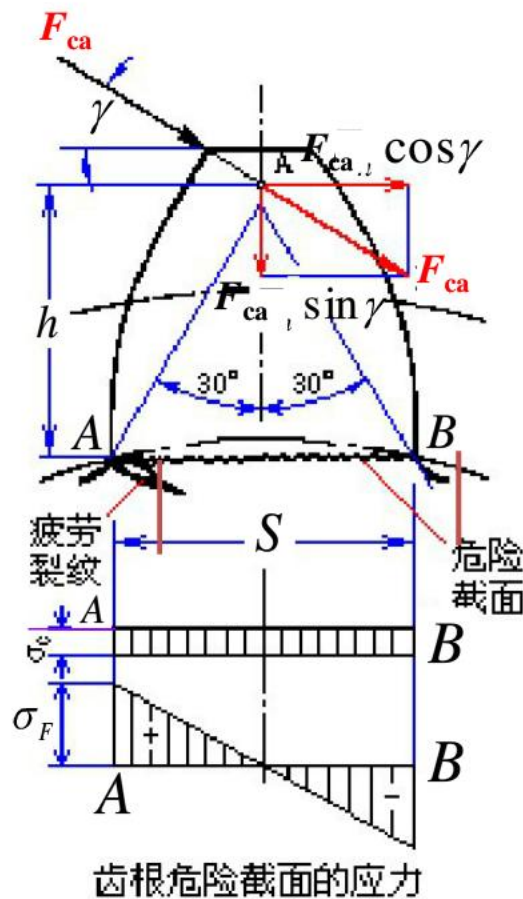
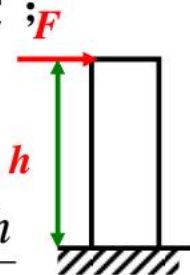
$$\sigma_{F0} = \frac{M}{W} = \frac{F_{ca} \cos \gamma \cdot h}{bS^2/6} = \frac{KF_n \cos \gamma \cdot h}{bS^2/6}$$

令： $h = K_h m$, $S = K_s m$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}$$

$$\sigma_{F0} = \frac{KF_t}{bm} \cdot \frac{6K_h \cos \gamma}{K_s^2 \cos \alpha} = \frac{KF_t}{bm} Y_{Fa}$$

Y_{Fa} 齿形系数



$$\sigma_{F0} = \frac{KF_t}{bm} Y_{Fa}$$

仅与齿数 z 有关、与模数 m 无关

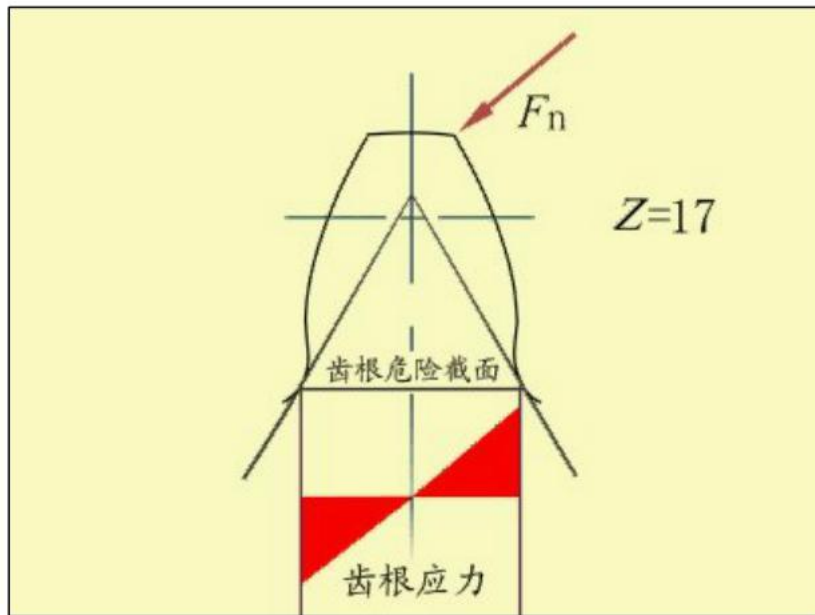
$z \nearrow \rightarrow d \nearrow \rightarrow d_b = d \cos \alpha \nearrow \rightarrow$ 渐开线越平 \rightarrow 齿根宽度 $\nearrow \rightarrow Y_{Fa} \searrow$

考虑齿根应力集中，引入应力修正系数 Y_{sa} ，则：

用以计入齿轮重合度对轮齿弯曲应力的影响，引入重合度系数 Y_ε

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon}$$

$$\sigma_F = \frac{KF_t}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon$$



弯曲强度计算公式:

许用弯曲应力

$$\sigma_F = \frac{KF_t}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon \leq [\sigma_F] \text{ MPa} \quad \text{—— 校核公式}$$

$$\because F_t = \frac{2000T_1}{d_1} = \frac{2000T_1}{mz_1}, \quad d_1 = mz_1, \text{ 令 } \varphi_d = \frac{b}{d_1} \text{ 得: } \frac{2KT_1}{\varphi_d m^3 z_1^2} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon \leq [\sigma]_F \text{ MPa}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2000KT_1 Y_\varepsilon}{\varphi_d z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa} \cdot Y_{Sa}}{[\sigma]_F}} \text{ mm} \quad \text{—— 设计公式}$$

注意事项: 1) σ_F 与 b 和 m 有关;

2) 两齿轮的 Y_{fa} 、 Y_{sa} 不同, 则: $\sigma_{F1} \neq \sigma_{F2}$, 若 $[\sigma_F]_1 \neq [\sigma_F]_2$ 取: $\frac{Y_{Fa} Y_{sa}}{[\sigma]_F} = \max \left\{ \frac{Y_{Fa1} Y_{sa1}}{[\sigma]_{F1}}, \frac{Y_{Fa2} Y_{sa2}}{[\sigma]_{F2}} \right\}$ 代入公式计算

3) 两齿轮 齿宽, 一般 $B_1 \neq B_2$, 取接触齿宽 $b = \min\{B_1; B_2\}$ 代入公式计算, 一般: $b = B_2$, $B_1 = B_2 + (5 \sim 10) \text{ mm}$

4) 设计计算时, K_V 、 K_α 、 K_β 的确定也与 m 有关。

设计时: 初选 $K_t (=1.2 \sim 1.4)$

按 m_t 计算几何尺寸

计算 K

$$m = m_t \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}}$$

计算 m_t

查取 K_V 、 K_α 、 K_β

5) 对开式齿轮: 只按弯曲疲劳强度设计, 然后将模数加大 **10% ~ 15%**

6) 提高齿轮弯曲疲劳强度的主要措施:

(1) $m \uparrow \rightarrow \sigma_F \downarrow \rightarrow$ 弯曲强度 \uparrow

(2) $b (\phi_d) \uparrow \rightarrow \sigma_F \downarrow \rightarrow$ 弯曲强度 \uparrow

(3) $[\sigma]_F \uparrow$ (高强度材料、高热处理硬度) \rightarrow 弯曲强度 \uparrow

2. 直齿圆柱齿轮接触疲劳应力计算:

设计准则: 保证齿面不发生点蚀失效

——即保证齿面有足够的接

触疲劳强度 $\sigma_H \leq [\sigma_H]$

最大接触应力发生在接触区的中线处,由弹性力学知, 最大接触应力为:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F}{L} \frac{(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2})}{\pi [\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}]}} = Z_E \sqrt{\frac{F}{L \rho_\Sigma}}$$

其中:

$$\frac{1}{\rho_\Sigma} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2},$$

式中:

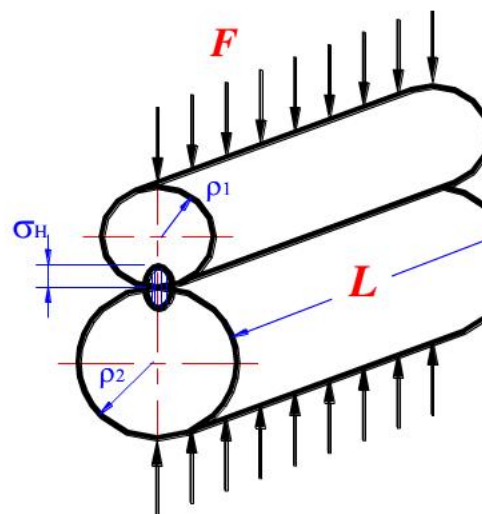
ρ_Σ ——两接触体的综合曲率半径;

“+”——外接触;

“-”——内接触;

μ_1, μ_2 ——两接触体的泊松比;

E_1, E_2 ——两接触体的弹性模量。



(赫兹公式)

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}} \quad \sqrt{MPa}$$

弹性系数

3) 齿面接触疲劳强度的计算:

(1) 两渐开线齿面上的最大接触应力计算:

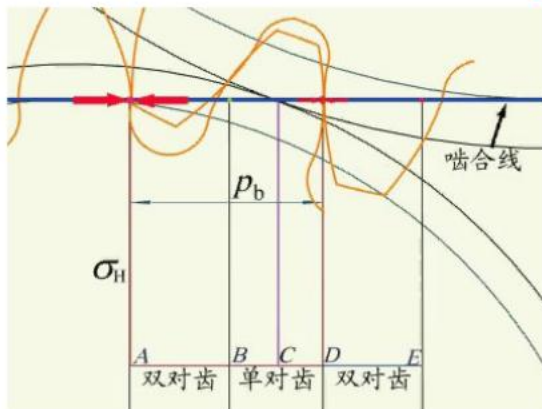
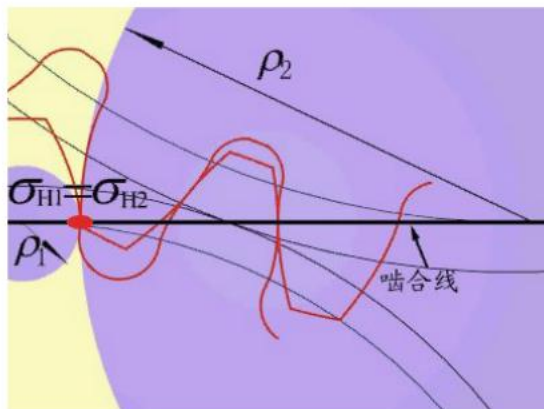
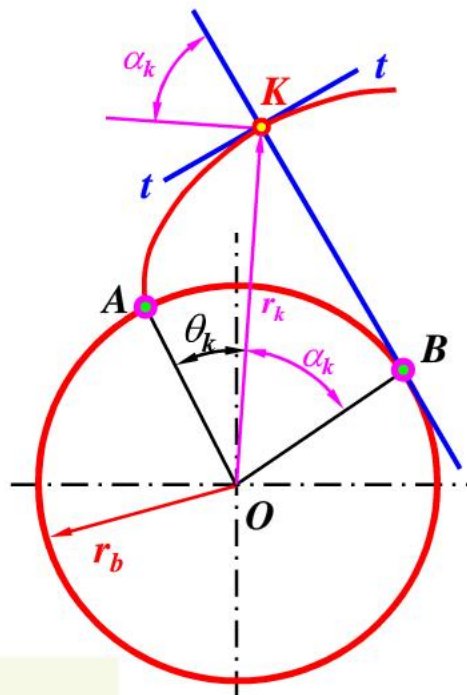
📖 建立力学模型:

1. 渐开线齿廓上各点的曲率半径 ρ 不同

2. 沿工作齿廓各点所受的载荷不同

(有单齿、双齿啮合之分)

结论: 工作齿廓各点的接触应力不同, 在小齿轮单齿啮合的最低点接触应力最大。



通常按节点啮合进行计算即：将渐开线齿廓在节点啮合当量成一对 圆柱体接触，再按赫兹公式计算。

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{F}{L \rho_\Sigma}}$$

$$\frac{1}{\rho_\Sigma} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$$

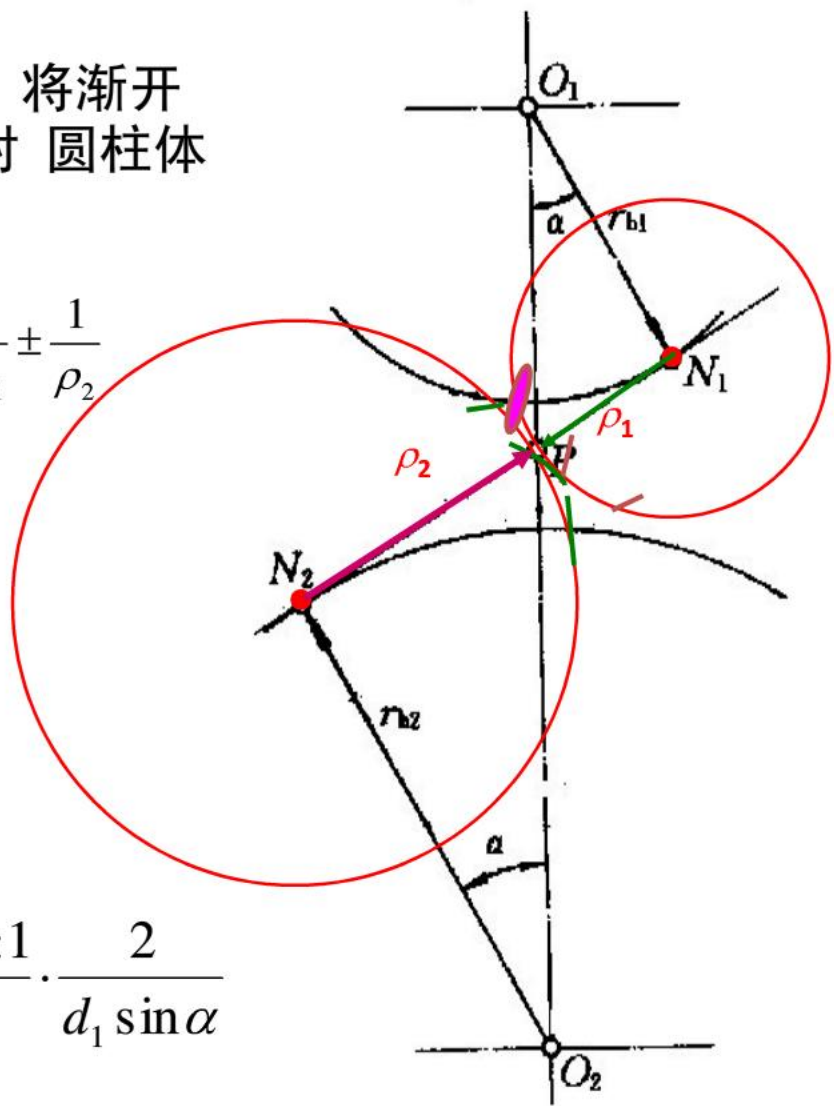
式中：

$$\rho_1 = N_1 P = r_1' \sin \alpha'$$

$$= r_1 \sin \alpha = \frac{d_1}{2} \sin \alpha$$

$$\rho_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha$$

$$\frac{1}{\rho_\Sigma} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{\rho_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u} = \frac{u \pm 1}{u} \cdot \frac{2}{d_1 \sin \alpha}$$

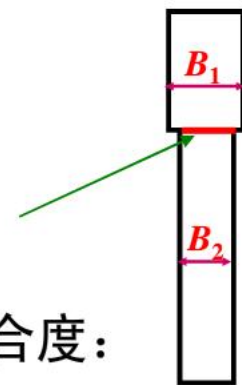


$$\frac{1}{\rho_{\Sigma}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{\rho_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u} = \frac{u \pm 1}{u} \cdot \frac{2}{d_1 \sin \alpha} \quad \text{其中: } u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \text{ —— 齿数比}$$

$$F = F_{ca} = KF_n = \frac{KF_t}{\cos \alpha},$$

$L = b$ —— 接触齿宽（工作齿宽）

将以上各式代入赫兹公式，并考虑重合度：



$$\sigma_H = Z_E Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{F}{L \rho_{\Sigma}}} = Z_E Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{KF_t}{b \cos \alpha} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \cdot \frac{2}{d_1 \sin \alpha}} = Z_E Z_H Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{KF_t}{b d_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}}$$

式中: $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin \alpha \cos \alpha}}$ —— 节点区域系数，当 $\alpha = 20^\circ$ 时， $Z_H = 2.5$

$$= \frac{1}{\cos \alpha} \sqrt{\frac{2}{\tan \alpha}} \quad Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon}{3}} \text{ —— 重合度系数}$$

2) 齿面接触疲劳强度计算:

许用接触应力

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{KF_t}{bd_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \cdot Z_E Z_H Z_\varepsilon \leq [\sigma]_H \quad \text{MPa} \quad \text{—— 校核公式}$$

将 $F_t = \frac{2000T_1}{d_1}$ 代入得: $\frac{Z_E Z_H Z_\varepsilon}{a} \sqrt{\frac{500KT_1(u \pm 1)^3}{bu}} \leq [\sigma]_H \quad \text{MPa}$

将 $\phi_a = \frac{b}{a}$ 代入得:

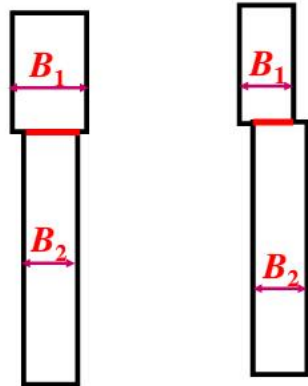
$$a \geq (u \pm 1)^3 \sqrt[3]{\frac{500KT_1}{\phi_a u} \left(\frac{Z_E Z_H Z_\varepsilon}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad \text{mm} \quad \text{—— 设计公式}$$

注意事项:

1. σ_H 与 b 和 d_1 (即 $z_1 m$) 有关, 而与 z_1 和 m 单项无关;

2. 两齿轮 $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$, 若 $[\sigma_H]_1 \neq [\sigma_H]_2$, 一般取 $[\sigma_H] = \min\{[\sigma_H]_1; [\sigma_H]_2\}$ 代入公式计算

3. 两齿轮 齿宽, 一般 $B_1 \neq B_2$, 取接触齿宽 $b = \min\{B_1; B_2\}$ 代入公式计算, 一般: $b = B_2, B_1 = B_2 + (5 \sim 10) \text{ mm}$



4.提高齿轮接触疲劳强度的主要措施:

(1) $d_1 \uparrow \rightarrow \sigma_H \downarrow \rightarrow$ 接触强度 \uparrow

(2) $b \uparrow \rightarrow \sigma_H \downarrow \rightarrow$ 接触强度 \uparrow

(3) $[\sigma]_H \uparrow$ (高强度材料、高热处理硬度) \rightarrow 接触强度 \uparrow