

齿轮传动概述



齿轮传动概述1

齿轮传动是机械传动中最重要的传动之一，其应用范围十分广泛，型式多样，传递功率从很小到很大（可高达数万千瓦）。

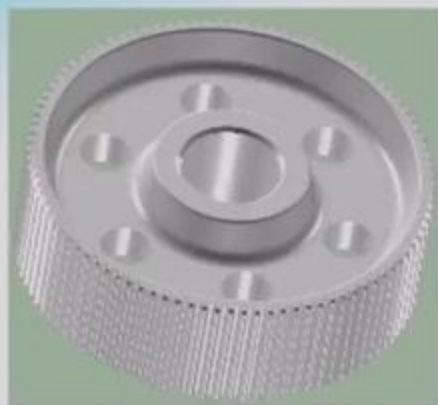
一、齿轮传动的主要特点：

- ✓ 传动效率高：可达99%。在常用的机械传动中，齿轮传动的效率为最高；
- ✓ 结构紧凑：与带传动、链传动相比，在同样的使用条件下，齿轮传动所需的空間一般较小；
- ✓ 与各类传动相比：齿轮传动工作可靠，寿命长；
- ✓ 传动比稳定：无论是平均值还是瞬时值。这也是齿轮传动获得广泛应用的原因之一；
- ✓ 与带传动、链传动相比：齿轮的制造及安装精度要求高，价格较贵。

二、齿轮传动的分类

按齿轮类型分：直齿圆柱齿轮传动
锥齿轮传动

斜齿圆柱齿轮传动
人字齿轮传动



直齿圆柱齿轮



斜齿圆柱齿轮



内 齿 圈



锥 齿 轮



人字齿轮



小人字齿轮

按装置形式分：开式传动、半开式传动、闭式传动。

按使用情况分：动力齿轮—以动力传输为主，常为高速重载或低速重载传动。
传动齿轮—以运动准确为主，一般为轻载高精度传动。

按齿面硬度分：软齿面齿轮（齿面硬度 $\leq 350\text{HBS}$ ）
硬齿面齿轮（齿面硬度 $> 350\text{HBS}$ ）

齿轮传动的失效形式及设计准则

一、齿轮的主要失效形式

齿轮传动的失效主要是指轮齿的失效，常见的失效形式有：

轮齿折断、齿面磨损、齿面点蚀、齿面胶合、塑性变形

由于齿轮其它部分（齿圈、轮辐、轮毂等）通常是经验设计的，其尺寸对于强度和刚度而言均较富裕，实践中也极少失效。

轮齿折断

视轮齿为悬臂梁，在载荷多次重复的作用下齿根产生循环变化的弯曲应力；当齿根处最大应力超过材料的弯曲疲劳极限应力时，齿根部分就会产生疲劳裂纹，并逐步扩散，最终造成轮齿疲劳断裂；轮齿也有因遭受短时意外的严重过载而造成突然的折断。

提高轮齿抗折断能力的措施：

- (1) 增大齿根过渡圆角半径，消除加工刀痕，减小齿根应力集中；
- (2) 增大轴及支承的刚度，使轮齿接触线上受载较为均匀；
- (3) 采用合适的热处理，使轮齿芯部材料具有足够的韧性；
- (4) 采用喷丸、滚压等工艺对，对齿根表层进行强化处理。



齿面点蚀

润滑良好的闭式齿轮传动在工作了一段时间后，轮齿靠近节线的齿根工作表面上出现一些微小的凹坑，称为点蚀。

齿面抗点蚀能力主要与齿面硬度有关，提高齿面硬度可以提高齿面抗点蚀能力。

此外，由于润滑油渗入微观裂纹，有可能促使裂缝扩展，故采用黏度大的润滑油有利于减缓点蚀。

开式齿轮传动，齿面磨损较快，往往齿面表层还未来得及出现点蚀就已被磨掉，所以很少见到点蚀现象。



轮齿折断

视轮齿为悬臂梁，在载荷多次重复的作用下齿根产生循环变化的弯曲应力；当齿根处最大应力超过材料的弯曲疲劳极限应力时，齿根部分就会产生疲劳裂纹，并逐步扩散，最终造成轮齿疲劳断裂；轮齿也有因遭受短时意外的严重过载而造成突然的折断。

提高轮齿抗折断能力的措施：

- (1) 增大齿根过渡圆角半径，消除加工刀痕，减小齿根应力集中；
- (2) 增大轴及支承的刚度，使轮齿接触线上受载较为均匀；
- (3) 采用合适的热处理，使轮齿芯部材料具有足够的韧性；
- (4) 采用喷丸、滚压等工艺对，对齿根表层进行强化处理。



齿面点蚀

润滑良好的闭式齿轮传动在工作了一段时间后，轮齿靠近节线的齿根工作表面上出现一些微小的凹坑，称为点蚀。

齿面抗点蚀能力主要与齿面硬度有关，提高齿面硬度可以提高齿面抗点蚀能力。

此外，由于润滑油渗入微观裂纹，有可能促使裂缝扩展，故采用黏度大的润滑油有利于减缓点蚀。

开式齿轮传动，齿面磨损较快，往往齿面表层还未来得及出现点蚀就已被磨掉，所以很少见到点蚀现象。



齿面磨损

因摩擦、磨损损伤产生的微小颗粒、其他金属和非金属杂物进入轮齿的工作表面，齿轮传动时，齿面间有相对滑动存在，在载荷的作用下，这些外来颗粒起着磨损作用，引起齿面产生磨粒磨损。

磨粒磨损主要发生在开式齿轮传动。闭式齿轮传动由于润滑和密封条件好，一般不会发生磨粒磨损。

- 措施：
- 1.减小齿面粗糙度
 - 2.改善润滑条件，清洁环境
 - 3.提高齿面硬度



齿面胶合

胶合是相啮合齿面的金属，在一定压力下直接接触发生黏着，同时随着齿面的相对运动，使较软轮齿表面上的金属被硬齿面撕落而在齿面上沿相对滑动方向形成沟纹的一种黏着磨损现象。

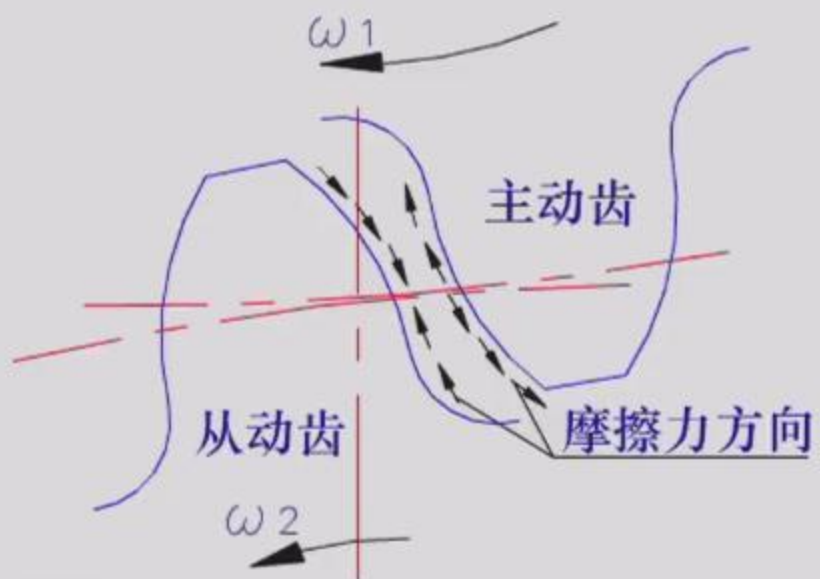


胶合现象在高速重载或低速重载工况下均有发生。对于高速重载齿轮是由于啮合处局部过热导致两接触齿面金属融焊而黏着；对于重载低速齿轮则是由于啮合处局部压力很高，且速度低而使两接触表面间润滑油膜被刺破而黏着。

胶合严重时在滑动方向呈现明显的黏撕沟痕，齿廓完全毁坏，振动、噪声增大，油温升高，齿轮传动立即突然失效。

措施：采用良好的润滑方式、限制油温和采用抗胶合添加剂的合成润滑油可防止或减轻轮齿产生胶合破坏。

塑性变形



在过大的应力作用下，轮齿表面材料处于屈服状态，在齿面切向力作用下产生材料塑性流动，即塑性变形。

提高齿面的硬度，采用高粘度的或加有极压添加剂的润滑油均有助于减缓或防止轮齿产生塑性变形

二、齿轮的设计准则

对一般工况下的齿轮传动，其设计准则是：

- 保证足够的齿根弯曲疲劳强度，以免发生齿根折断。
- 保证足够的齿面接触疲劳强度，以免发生齿面点蚀。

对高速重载齿轮传动，除以上两设计准则外，还应按齿面抗胶合能力的准则进行设计。

由实践得知：

- 1.闭式软齿面齿轮传动，以保证齿面接触疲劳强度为主。
- 2.闭式硬齿面或开式齿轮传动，以保证齿根弯曲疲劳强度为主。

齿轮的材料及其选择原则

一、对齿轮材料性能的要求

齿轮的齿体应有较高的抗折断能力，齿面应有较强的抗点蚀、抗磨损和较高的抗胶合能力，即要求：齿面硬、芯部韧。

二、常用的齿轮材料

钢：许多钢材经适当的热处理或表面处理，可以成为常用的齿轮材料；

铸铁：常作为低速、轻载、不太重要的场合的齿轮材料；

非金属材料：适用于高速、轻载、且要求降低噪声的场合。

三、齿轮材料选用的基本原则

- ❑ 齿轮材料必须满足工作条件的要求，如强度、寿命、可靠性、经济性等；
- ❑ 应考虑齿轮尺寸大小，毛坯成型方法及热处理和制造工艺；
- ❑ 钢制软齿面齿轮，其配对两轮齿面的硬度差应保持在30~50HBS或更多。

齿轮传动的计算载荷

上述轮齿上的作用力是按静力学的计算方法得到的，称为**名义载荷**。实际传动中由于原动机、工作机性能的影响以及制造、安装误差等的影响，载荷会有所增大，且沿接触线分布不均匀。因此，进行齿轮强度计算时采用**计算载荷** F_{nc} 来计算。

$$F_{nc} = K \times F_n$$

K 为载荷系数，其值为： $K = K_A K_v K_\alpha K_\beta$

式中： K_A —使用系数

K_α —齿间载荷分配系数

K_v —动载系数

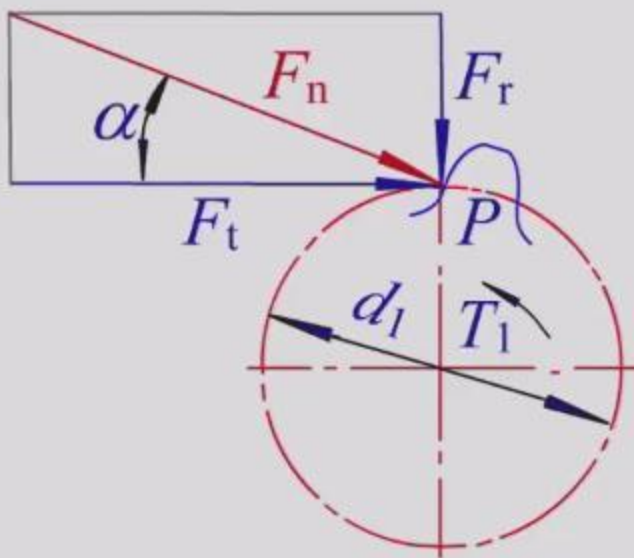
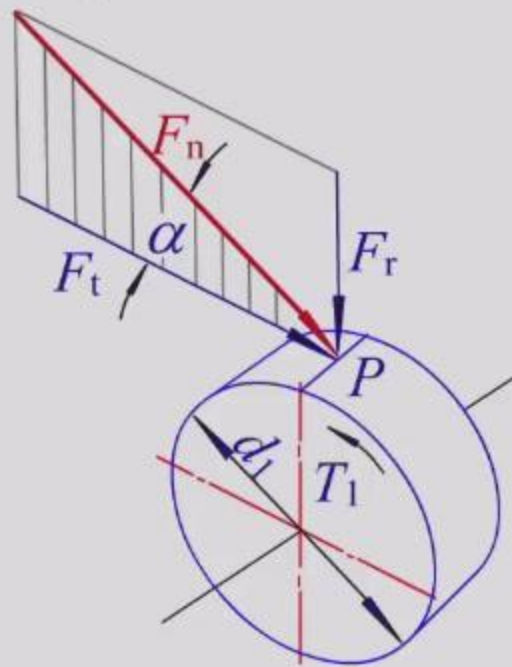
K_β —齿向载荷分布系数

标准直齿圆柱齿轮强度计算

一、轮齿的受力分析

以节点 P 处的啮合力为分析对象，并不计啮合轮齿间的摩擦力，可得：

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} \quad F_r = F_t \tan \alpha = \frac{2T_1}{d_1} \tan \alpha \quad F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{2T_1}{d_1 \cos \alpha}$$



二、齿面接触疲劳强度计算

基本公式——赫兹应力计算公式，即：

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{ca} \times (\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2})}{\pi (\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}) L}}$$

在节点啮合时，接触应力较大，故以节点为接触应力计算点。

节点处的综合曲率半径为：

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

令：

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

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin \alpha \cos \alpha}}$$

上述式中： u —齿数比， $u=z_2/z_1$ ； Z_E —弹性影响系数； Z_H —区域系数；

二、齿面接触疲劳强度计算

则赫兹应力计算公式:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{ca} \times (\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2})}{\pi (\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}) L}}$$

变为:

$$\text{齿面接触疲劳强度的校核式: } \sigma_H = Z_E Z_H \sqrt{\frac{u \pm 1}{u} \frac{2KT_1}{bd_1^2}} \leq [\sigma_H]$$

$$\text{齿面接触疲劳强度的设计式: } d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

u —齿数比, $u=z_2/z_1$; Z_E —弹性影响系数; Z_H —区域系数;

三、齿根弯曲疲劳强度计算

根据该力学模型可得齿根理论弯曲应力

$$\sigma_{F0} = \frac{M}{W} = \frac{KF_n h_F \cos \alpha_F}{\frac{bS_F^2}{6}} = \frac{KF_t}{bm} \frac{6\left(\frac{h_F}{m}\right) \cos \alpha_F}{\left(\frac{S_F}{m}\right)^2 \cos \alpha} = \frac{KF_t}{bm} Y_F$$

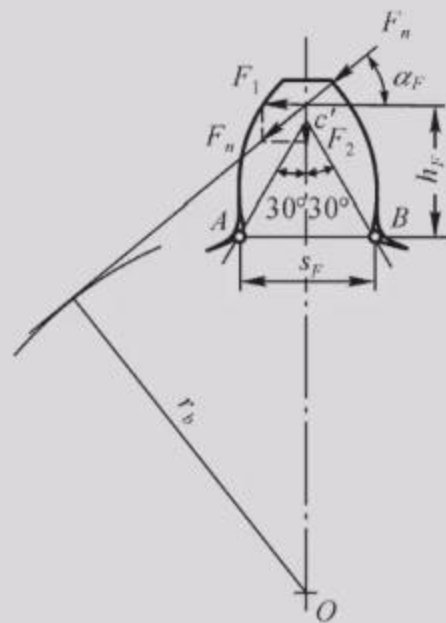
Y_F 为齿形系数，是仅与齿形有关而与模数 m 无关的系数，其值可根据齿数查表获得。

计入齿根应力校正系数 Y_{sa} 后，令 $Y_F Y_{sa} = Y_{Fs}$ ，强度条件式为：

$$\sigma_F = \frac{KF_t Y_F Y_{sa}}{bm} = \frac{2KT_1 Y_{Fs}}{bm^2 z_1} \leq [\sigma_F]$$

引入齿宽系数后 $\phi_d = \frac{b}{d_1}$ ，可得设计公式：

$$m \geq 3 \sqrt{\frac{2KT_1}{\phi_d Z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fs}}{[\sigma_F]}}$$

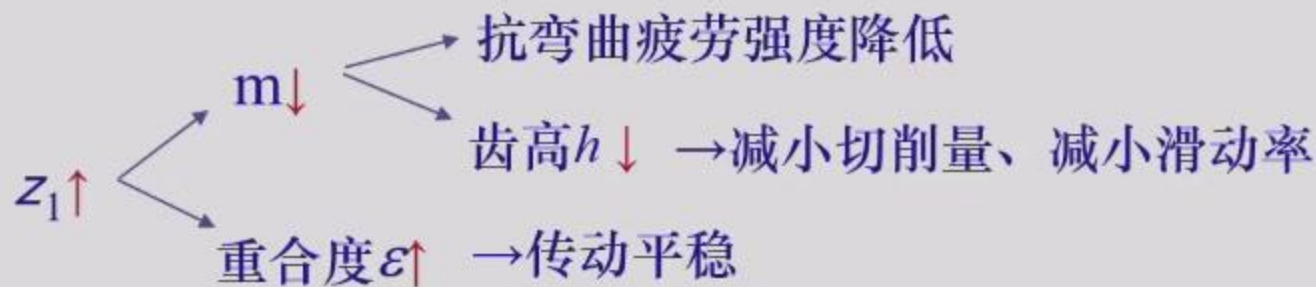


齿轮传动设计参数、许用应力与精度选择

一、齿轮传动设计参数的选择

1. 压力角 α 的选择 一般情况下取 $\alpha = 20^\circ$

2. 齿数的选择 当 d_1 已按接触疲劳强度确定时,



一般情况下, 闭式齿轮传动: $z_1=20\sim40$

开式齿轮传动: $z_1=17\sim20$ $z_2=uz_1$

3. 齿宽系数 ϕ_d 的选择

$\phi_d \uparrow \rightarrow$ 齿宽 $b \uparrow \rightarrow$ 有利于提高强度, 但 ϕ_d 过大将导致 $K_\beta \uparrow$

二、齿轮传动的许用应力

$$[\sigma] = \frac{K_N \sigma_{\text{lim}}}{S}$$

式中： K_N 为寿命系数，是应力循环次数 N 对疲劳极限的影响系数；

σ_{lim} 为齿轮的疲劳极限， S 为安全系数。

弯曲强度计算时： $S = S_F = 1.25 \sim 1.50$ ； $\sigma_{\text{lim}} = \sigma_{\text{FE}}$

接触强度计算时： $S = S_H = 1.0$ ； $\sigma_{\text{lim}} = \sigma_{\text{Hlim}}$

三、齿轮精度的选择

齿轮精度共分12级，1级精度最高，第12级精度最低。

精度选择是以传动的用途，使用条件，传递功率，圆周速度等为依据来确定。

四、齿轮传动的强度计算说明

❑ 弯曲强度计算中，因大、小齿轮的 $[\sigma_F]$ 、 Y_{Fs} 值不同，故按此强度

准则设计齿轮传动时，公式中应代 $\frac{Y_{Fs1}}{[\sigma_F]_1}$ 和 $\frac{Y_{Fs2}}{[\sigma_F]_2}$ 中较大者。

❑ 接触强度计算中，因两对齿轮的 $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$ ，故按此强度准则设计齿轮传动时，公式中应代 $[\sigma_H]_1$ 和 $[\sigma_H]_2$ 中较小者。

❑ 用设计公式初步计算齿轮分度圆直径 d_1 (或模数 m_n)时，因载荷系数中的 K_V 、 K_α 、 K_β 不能预先确定，故可先试选一载荷系数 K_t 。算出 d_{1t} (或 m_{nt})后，用 d_{1t} 再查取 K_V 、 K_α 、 K_β 从而计算 K_t 。若 K 与 K_t 接近，则不必修改原设计。否则，按下式修正原设计。

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} \quad m_n = m_{nt} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}}$$

三、齿根弯曲疲劳强度计算

根据该力学模型可得齿根理论弯曲应力

$$\sigma_{F0} = \frac{M}{W} = \frac{KF_n h_F \cos \alpha_F}{\frac{bS_F^2}{6}} = \frac{KF_t}{bm} \frac{6\left(\frac{h_F}{m}\right) \cos \alpha_F}{\left(\frac{S_F}{m}\right)^2 \cos \alpha} = \frac{KF_t}{bm} Y_F$$

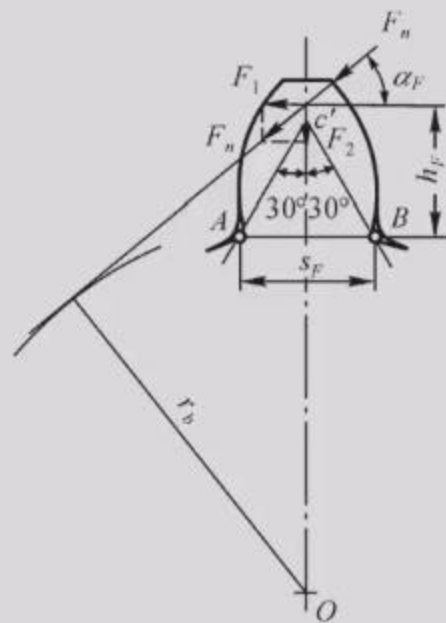
Y_F 为齿形系数，是仅与齿形有关而与模数 m 无关的系数，其值可根据齿数查表获得。

计入齿根应力校正系数 Y_{sa} 后，令 $Y_F Y_{sa} = Y_{Fs}$ ，强度条件式为：

$$\sigma_F = \frac{KF_t Y_F Y_{sa}}{bm} = \frac{2KT_1 Y_{Fs}}{bm^2 z_1} \leq [\sigma_F]$$

引入齿宽系数后 $\phi_d = \frac{b}{d_1}$ ，可得设计公式：

$$m \geq 3 \sqrt{\frac{2KT_1}{\phi_d Z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fs}}{[\sigma_F]}}$$



标准斜齿圆柱齿轮强度计算

一、轮齿的受力分析

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

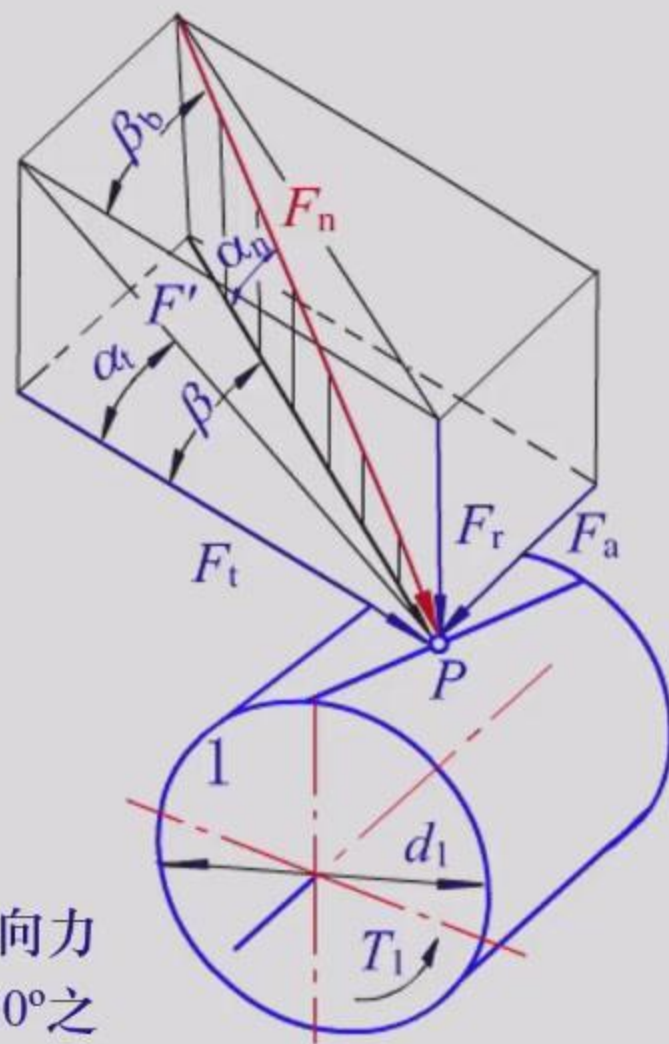
$$F' = \frac{F_t}{\cos \beta} = \frac{2T_1}{d_1 \cos \beta}$$

$$F_r = F' \tan \alpha_n = \frac{2T_1 \tan \alpha_n}{d_1 \cos \beta}$$

$$F_a = F_t \tan \beta = \frac{2T_1 \tan \beta}{d_1}$$

$$F_n = \frac{F'}{\cos \alpha_n} = \frac{2T_1}{d_1 \cos \alpha_n \cos \beta}$$

由于 $F_a \propto \tan \beta$ ，为了不使轴承承受的轴向力过大，螺旋角 β 不宜选得过大，常在 $\beta = 8^\circ \sim 20^\circ$ 之间选择。



二、计算载荷

计算载荷（线载荷） $p_{ca} = \frac{KF_n}{L}$

式中： L 为所有啮合轮齿上接触线长度之和，即右图中接触区内几条实线长度之和。

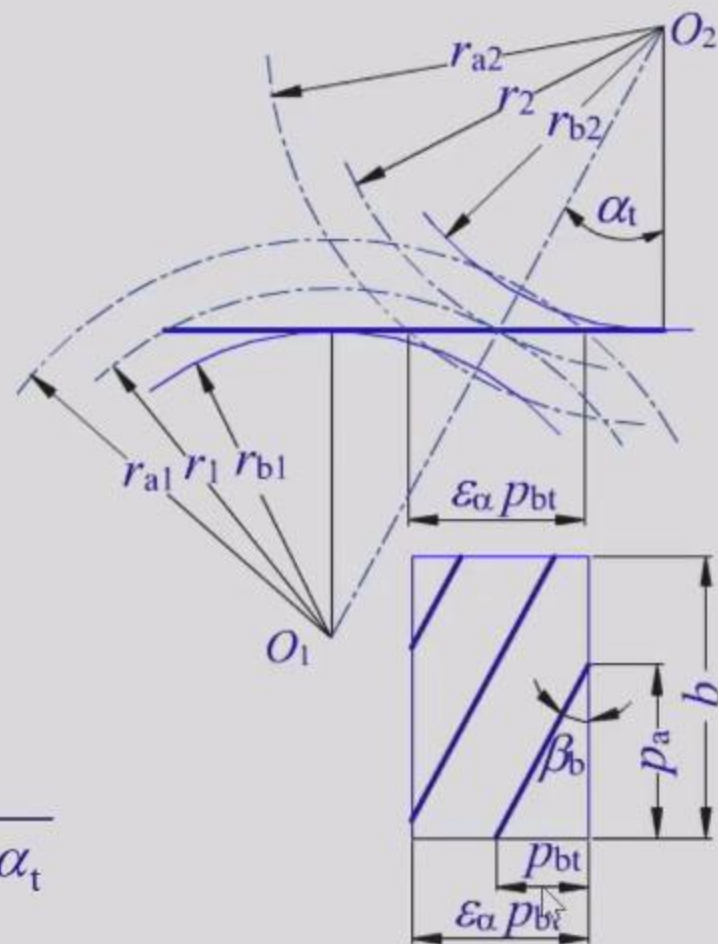
啮合过程中，由于啮合线总长一般是变动的值，具体计算时可下式近似计算：

$$L = \frac{b \varepsilon_d}{\cos \beta_b}$$

因此，

$$p_{ca} = \frac{KF_n}{L} = \frac{KF_t}{\frac{b \varepsilon_\alpha}{\cos \beta_b} \cos \alpha_t \cos \beta_b} = \frac{KF_t}{b \varepsilon_\alpha \cos \alpha_t}$$

载荷系数的计算与直齿轮相同，即： $K = K_A K_v K_\alpha K_\beta$



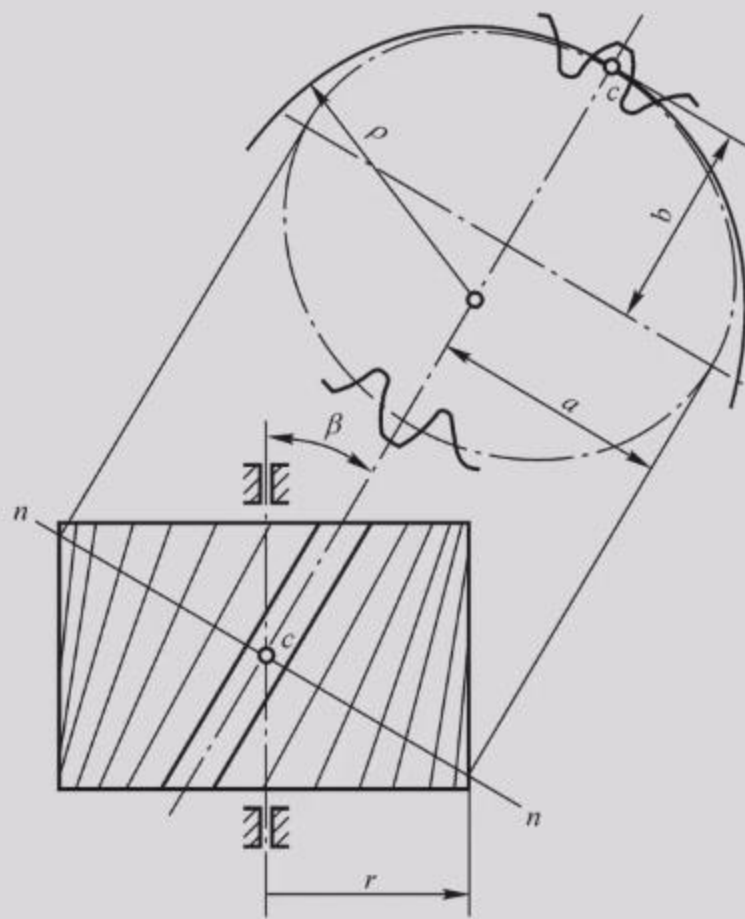
当量齿轮和当量齿数

$$z_v = \frac{d_v}{m_v} = \frac{z}{\cos^3 \beta}$$

几何尺寸计算

$$d = m_t z = m_n z / \cos \beta$$

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$$



三、齿根弯曲疲劳强度计算

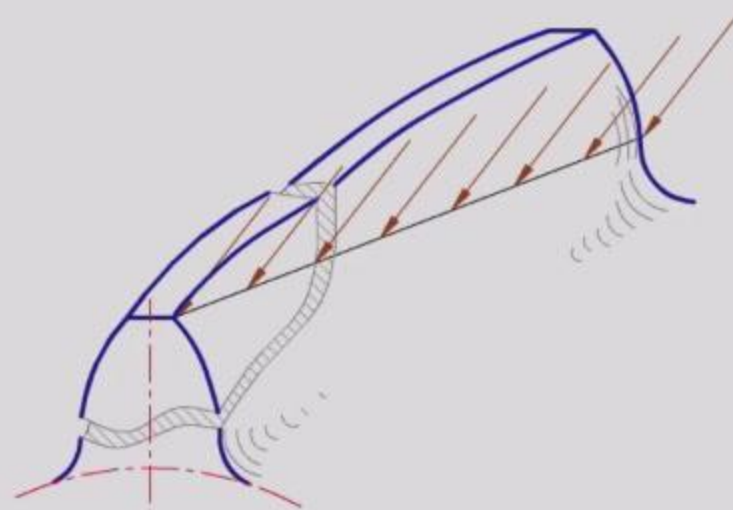
强度计算时，通常以斜齿轮的当量齿轮为对象，借助直齿轮齿根弯曲疲劳计算公式，并引入斜齿轮螺旋角影响系数 Y_β ，得：

校核计算公式：
$$\sigma_F = \frac{KF_t Y_F Y_{Sa} Y_\beta}{b m_n \varepsilon_\alpha} \leq [\sigma_F]$$

设计计算公式：
$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_\beta \cos^2 \beta}{\phi_d z_1^2 \varepsilon_\alpha} \cdot \frac{Y_F Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$

式中：齿形系数 Y_F 、齿根应力影响系数 Y_{Sa} 应按当量齿数 $z_v = z / \cos^3 \beta$ 查表确定

斜齿轮螺旋角影响系数 Y_β 的数值可查图确定



斜齿圆柱齿轮轮齿受载及折断

四、齿面接触疲劳强度计算

斜齿轮齿面接触强度仍以节点处的接触应力为代表，将节点处的法面曲率半径 ρ_n 代入计算。法面曲率半径以及综合曲率半径有以下关系为：

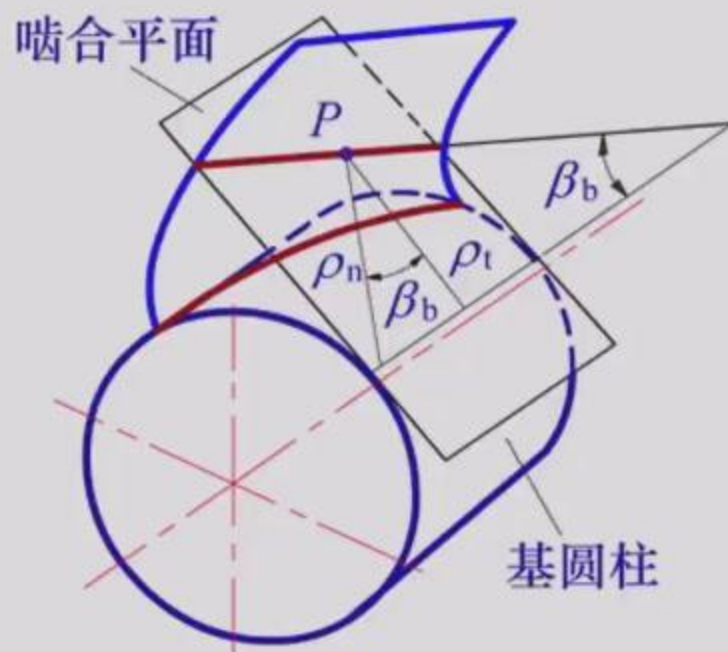
$$\rho_n = \frac{\rho_t}{\cos \beta_b} = \frac{d \sin \alpha_t}{2 \cos \beta_b}$$

$$\frac{1}{\rho_\Sigma} = \frac{1}{\rho_{n1}} \pm \frac{1}{\rho_{n2}} = \frac{2 \cos \beta_b}{d_1 \sin \alpha_t} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)$$

借助直齿轮齿面接触疲劳强度计算公式，并引入根据上述关系后可得：

$$\text{校核计算公式: } \sigma_H = \sqrt{\frac{KF_t}{bd_1 \varepsilon_\alpha} \frac{u \pm 1}{u}} z_E z_H \leq [\sigma_H]$$

$$\text{设计计算公式: } d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d \varepsilon_\alpha} \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{z_E z_H}{[\sigma_H]} \right)^2}$$



斜齿圆柱齿轮法面曲率半径

标准锥齿轮传动的强度计算

一、设计参数

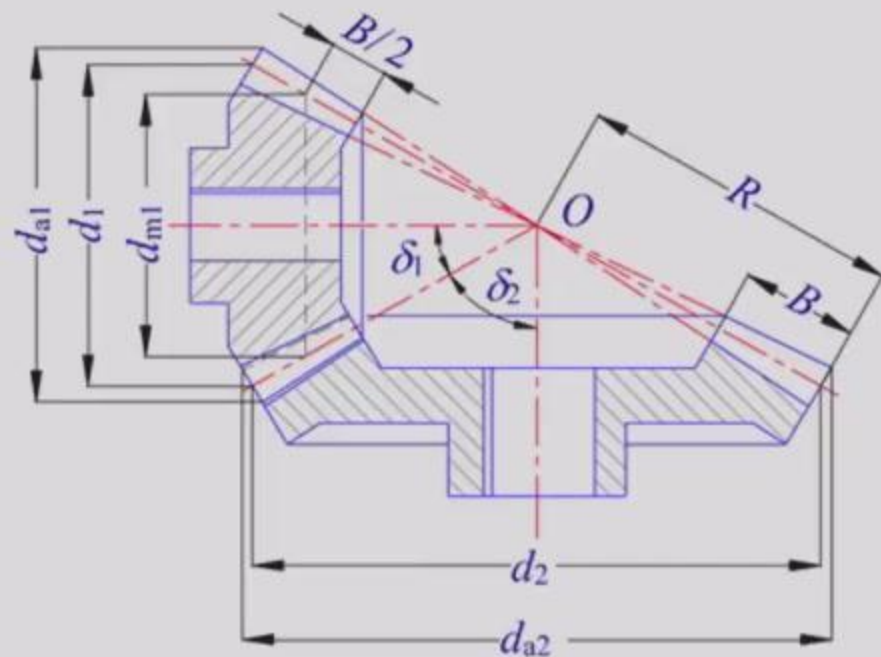
直齿锥齿轮传动是以大端参数为标准值，强度计算时，是以锥齿轮齿宽中点处的当量齿轮作为计算时的依据。

对轴交角为 90° 的直齿锥齿轮传动：

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \cot \delta_1 = \tan \delta_2$$

$$R = \sqrt{\left(\frac{d_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_2}{2}\right)^2} = d_1 \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{2}$$

$$\frac{d_{m1}}{d_1} = \frac{d_{m2}}{d_2} = \frac{R - 0.5b}{R} = 1 - 0.5 \frac{b}{R}$$



直齿锥齿轮传动的几何参数

令 $\phi_R = b/R$ 为锥齿轮传动的齿宽系数，设计中常取 $\phi_R = 0.25 \sim 0.35$ 。

则有： $d_m = d(1 - 0.5\phi_R)$ 以及 $m_m = m(1 - 0.5\phi_R)$

二、轮齿的受力分析

直齿锥齿轮的轮齿受力分析模型如下图，将总法向载荷集中作用于齿宽中点处的法面截面内。 F_n 可分解为圆周力 F_t ，径向力 F_r 和轴向力 F_a 三个分力。

各分力计算公式：

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}}$$

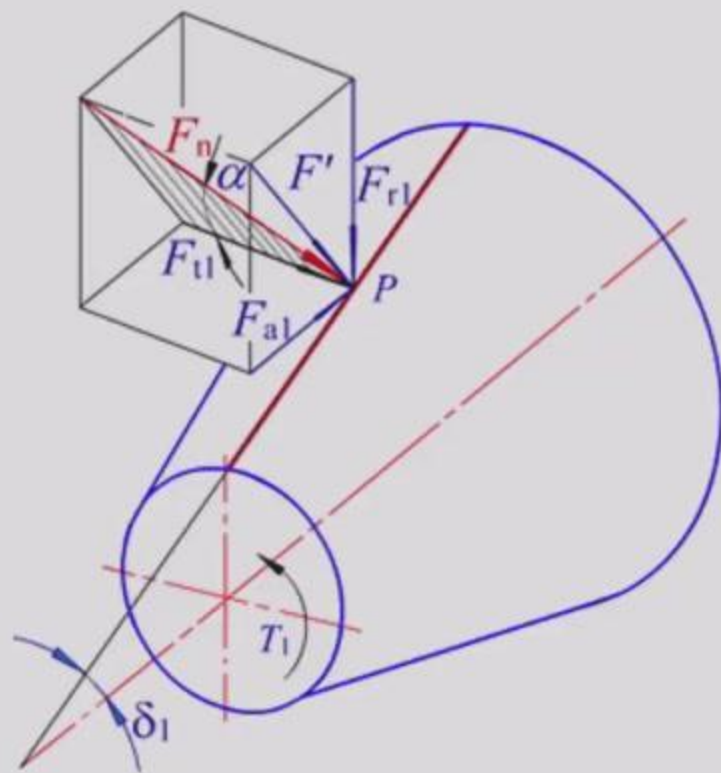
$$F' = F_t \tan \alpha = \frac{2T_1}{d_{m1}} \tan \alpha$$

$$F_{r1} = F' \cos \delta_1 = \frac{2T_1}{d_{m1}} \tan \alpha \cos \delta_1 = F_{a2}$$

$$F_{a1} = F' \sin \delta_1 = \frac{2T_1}{d_{m1}} \tan \alpha \sin \delta_1 = F_{r2}$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{2T_1}{d_{m1} \cos \alpha}$$

轴向力 F_a 的方向总是由锥齿轮的小端指向大端。



三、齿根弯曲疲劳强度计算

直齿锥齿轮的弯曲疲劳强度可近似地按齿宽中点处的当量圆柱齿轮进行计算。采用直齿圆柱齿轮强度计算公式，并代入当量齿轮的相应参数，得直齿锥齿轮弯曲强度校核式和设计式如下：

校核计算公式：
$$\sigma_F = \frac{KF_t Y_F Y_{Sa}}{bm(1 - 0.5\phi_R)} \leq [\sigma_F]$$

设计计算公式：
$$m \geq \sqrt[3]{\frac{4KT_1}{\phi_R(1 - 0.5\phi_R)^2 z_1^2 \sqrt{u^2 + 1}} \frac{Y_F Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$

上式中载荷系数 $K=K_A K_V K_\alpha K_\beta$ 。 $K_A K_V$ 取法与前者相同， $K_{F\alpha}$ 、 $K_{H\alpha}$ 可取1，而 $K_{F\beta}=K_{H\beta}=1.5K_{H\beta be}$ 。 $K_{H\beta be}$ 为轴承系数，与齿轮的支承方式有关。

四、齿面接触疲劳强度计算

直齿锥齿轮的齿面接触疲劳强度，仍按齿宽中点处的当量圆柱齿轮计算。
工作齿宽取为锥齿轮的齿宽 b 。

综合曲率为：

$$\frac{1}{\rho_{\Sigma}} = \frac{1}{\rho_{v_1}} + \frac{1}{\rho_{v_2}} = \frac{2}{d_{v_1} \sin \alpha} + \frac{2}{u_v d_{v_1} \sin \alpha} = \frac{2 \cos \delta_1}{d_{m_1} \sin \alpha} \left(1 + \frac{1}{u_v}\right)$$

利用赫兹公式，并代入齿宽中点处的当量齿轮相应参数，可得锥齿轮齿面接触疲劳强度计算公式如下：

校核计算公式：

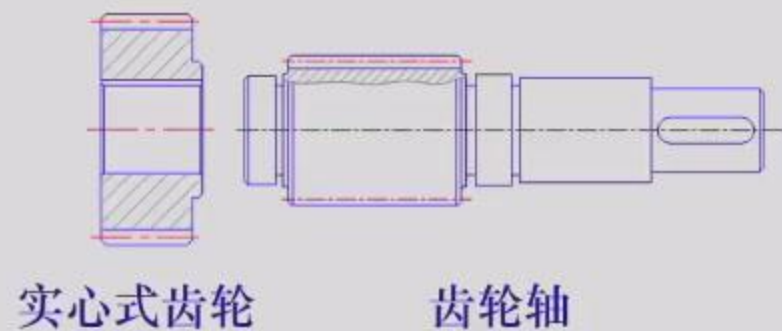
$$\sigma_H = 5Z_E \sqrt{\frac{KT_1}{\phi_R (1 - 0.5\phi_R)^2 d_1^3 u}} \leq [\sigma_H]$$

设计计算公式：

$$d_1 \geq 2.92 \sqrt[3]{\left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{KT_1}{\phi_R (1 - 0.5\phi_R)^2 u}}$$

齿轮的结构设计

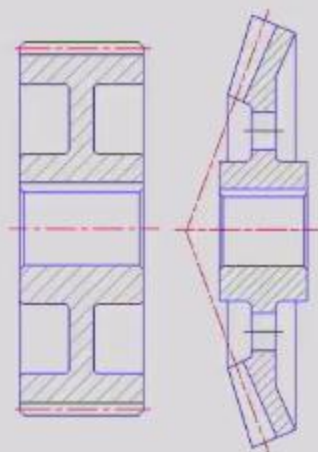
- 通过强度计算确定出了齿轮的齿数 z 、模数 m 、齿宽 B 、螺旋角 β 、分度圆直径 d 等主要尺寸。
- 齿轮的结构设计主要是确定轮缘，轮辐，轮毂等结构形式及尺寸大小。
- 在综合考虑齿轮几何尺寸，毛坯，材料，加工方法，使用要求及经济性等 各方面因素的基础上，按齿轮的直径大小，选定合适的结构形式，再根据 推荐的经验数据进行结构尺寸计算。
- 常见的结构形式有



实心式齿轮

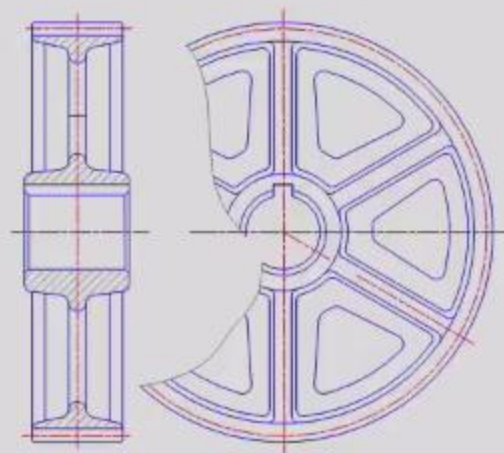
齿轮轴

小尺寸齿轮结构



腹板式结构

中型尺寸齿轮结构



轮辐式结构

大尺寸齿轮结构

齿轮传动的润滑

一、齿轮传动润滑的目的

齿轮传动时，相啮合的齿面间有相对滑动，因此就会产生摩擦和磨损，增加动力消耗，降低传动效率。

对齿轮传动进行润滑，就是为了避免金属直接接触，减少摩擦磨损，同时还可以起到散热和防锈蚀的目的。

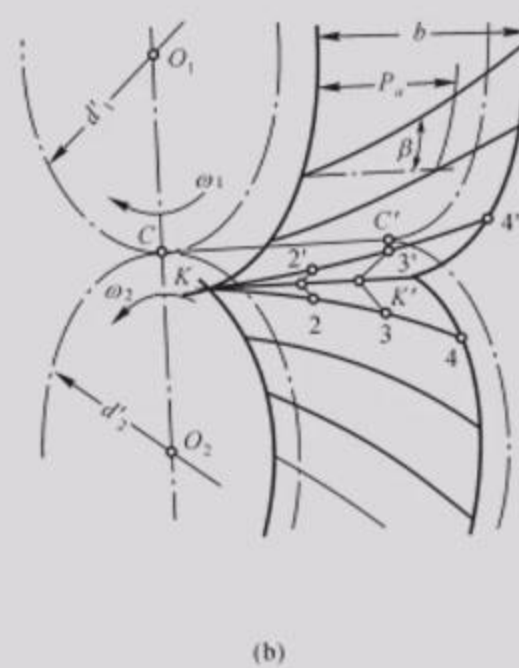
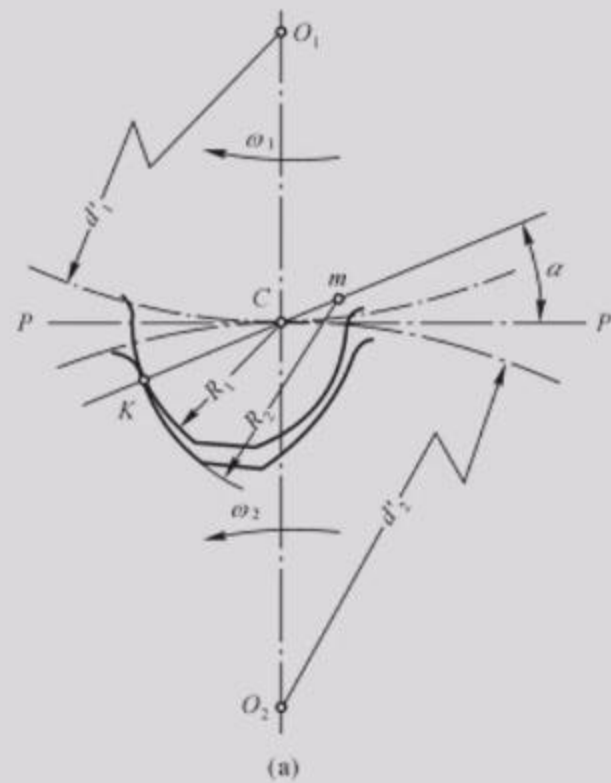
二、齿轮传动的润滑方式

开式及半开式齿轮传动或速度较低的闭式齿轮传动，通常采用人工周期性加油润滑。通用的闭式齿轮传动，常采用浸油润滑和喷油润滑。

三、润滑剂的选择

齿轮传动常用的润滑剂为润滑油或润滑脂。选用时，应根据齿轮的工作情况（转速高低、载荷大小、环境温度等），选择润滑剂的粘度、牌号。

圆弧齿轮传动



关于齿轮承载能力计算

渐开线圆柱齿轮承载能力计算：有DIN、ANSI/AGMA、ISO三大标准体系和中国渐开线圆柱齿轮承载能力计算体系。

(1) DIN 渐开线圆柱齿轮承载能力计算体系主要有以下标准

- ① DIN 3990-1-1987 圆柱齿轮承载能力的计算，引言和一般影响因素
- ② DIN 3990-2-1987 圆柱齿轮承载能力的计算，点蚀计算
- ③ DIN 3990-3-1987 圆柱齿轮承载能力的计算，轮齿弯曲强度计算
- ④ DIN 3990-4-1987 圆柱齿轮承载能力的计算，胶合承载能力计算
- ⑤ DIN 3990-5-1987 圆柱齿轮承载能力的计算，疲劳极限和材料质量
- ⑥ DIN 3990-6-1994 圆柱齿轮承载能力的计算，使用强度的计算
- ⑦ DIN 3990-11-1989 圆柱齿轮承载能力的计算，工业齿轮的应用标准；详细方法
- ⑧ DIN 3990-21-1989 圆柱齿轮承载能力的计算，高速齿轮和类似要求齿轮的应用标准
- ⑨ DIN 3990-31-1990 圆柱齿轮承载能力的计算，船用齿轮的应用标准
- ⑩ DIN 3990-41-1990 圆柱齿轮承载能力的计算，车辆齿轮的应用标准

关于齿轮承载能力计算

渐开线圆柱齿轮承载能力计算：有DIN、ANSI/AGMA、ISO三大标准体系和中国渐开线圆柱齿轮承载能力计算体系。

(2) ANSI/AGMA 渐开线圆柱齿轮承载能力计算体系主要有以下标准

- ① AGMA 908-B89 Information Sheet—Geometry Factors for Determining the Pitting Resistance and Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth
- ② AGMA 925-A03 Effect of Lubrication on Gear Surface Distress
- ③ AGMA 927-A01 Load Distribution Factors—Analytical Methods for Cylindrical Gears
- ④ ANSI/AGMA 2001-D04 Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Gear Teeth
- ⑤ ANSI/AGMA 2101-D04 Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur Teeth (Metric Edition)
- ⑥ ANSI/AGMA 6032-A94 Standard for Marine Gear Units: Rating
- ⑦ ANSI/AGMA ISO 6336-6-A08 Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears—Part Service Life Under Variable Load

关于齿轮承载能力计算

渐开线圆柱齿轮承载能力计算：有DIN、ANSI/AGMA、ISO三大标准体系和中国渐开线圆柱齿轮承载能力计算体系。

(3) ISO 渐开线圆柱齿轮承载能力计算体系以 ISO 6336 为主，在此基础上衍生出如下标准

ISO 9083: 2001 (……)	船舶齿轮承载能力计算
ISO 9084: 1998 (JB/T 8830—2001)	高速齿轮承载能力计算
ISO 9085: 2002 (GB/T 19406—2003)	工业齿轮承载能力计算

关于齿轮承载能力计算

渐开线圆柱齿轮承载能力计算：有DIN、ANSI/AGMA、ISO三大标准体系和中国渐开线圆柱齿轮承载能力计算体系。

我国渐开线圆柱齿轮承载能力计算体系主要标准有：

- ① GB/T 3480—1997 渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法
- ② GB/T 3480.5—2008 直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第5部分：材料的强度和质量
- ③ GB/T 10063—1988 通用机械渐开线圆柱齿轮承载能力简化计算方法
- ④ GB/T 19406—2003 渐开线直齿和斜齿圆柱齿轮承载能力计算方法 工业齿轮应用
- ⑤ GB/Z 6413.1—2003 圆柱齿轮、锥齿轮和双曲面齿轮胶合承载能力计算方法 第1部分：闪温法
- ⑥ GB/Z 6413.2—2003 圆柱齿轮、锥齿轮和双曲面齿轮胶合承载能力计算方法 第2部分：积分温度法
- ⑦ JB/T 8830—2001 高速渐开线圆柱齿轮和类似要求齿轮承载能力计算方法
- ⑧ JB/T 9837—1999 拖拉机圆柱齿轮承载能力计算方法

齿轮设计计算

试设计计算驱动带式运输机的闭式单级外啮合斜齿圆柱齿轮传动。已知电动机驱动, 载荷平稳, 单向传动, 小齿轮传递功率 $P_1 = 7.5\text{kW}$, 转速 $n_1 = 970\text{r/min}$, 齿数比 $u = 4.5$ 。

解: 1) 选择齿轮材料。

传动无特殊要求, 采用软齿面齿轮。由表 6-5, 小齿轮选用 40MnB 钢调质, 241~286 HBS, 大齿轮选用 45 钢正火, 169~217 HBS

表 6-5 常用齿轮材料及其主要力学性能

材料牌号	热处理方法	抗拉强度 σ_b (MPa)	屈服极限 σ_s (MPa)	硬 度	
				HBS	HRC(表面淬火)
45	正火	588	294	169~217	40~50
	调质	647	373	229~286	
35SiMn, 42SiMn	调质	785	510	229~286	45~55
40MnB	调质	735	490	241~286	45~55
38SiMnMo	调质	735	588	229~286	45~55
40Cr	调质	735	539	241~286	48~55
20Cr	渗碳淬火	637	392		56~62
20CrMnTi	渗碳淬火	1079	834		56~62
ZG270-500	正火	270	500	140~170	

齿轮设计计算

试设计计算驱动带式运输机的闭式单级外啮合斜齿圆柱齿轮传动。已知电动机驱动, 载荷平稳, 单向传动, 小齿轮传递功率 $P_1 = 7.5\text{kW}$, 转速 $n_1 = 970\text{r/min}$, 齿数比 $u = 4.5$ 。

解: 1) 选择齿轮材料。

传动无特殊要求, 采用软齿面齿轮。由表 6-5, 小齿轮选用 40MnB 钢调质, 241~286 HBS, 大齿轮选用 45 钢正火, 169~217 HBS

2) 按齿面接触强度计算。

一对钢齿轮的设计公式按式 (6-55)

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\left(\frac{590}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{(u+1) K T_1}{u \phi_H}} \quad (\text{mm})$$

① 计算小齿轮传递的转矩, 同例 6-2

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 73840 (\text{N} \cdot \text{mm})$$

② 选择小齿轮齿数 $z_1 = 22$, 大齿轮齿数 $z_2 = uz_1 = 4.5 \times 22 = 99$

③ 转速不高, 功率不大, 选择齿轮精度为 8 级

④ 载荷平稳, 对称布置, 轴的刚度较大, 取载荷综合系数 $K = 1.2$ (表 6-6)

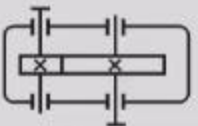
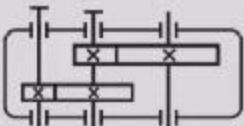
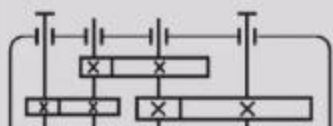
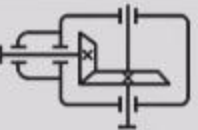
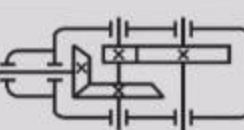
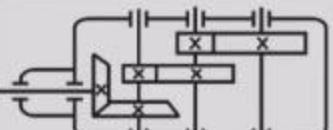
⑤ 齿宽系数取 $\phi_H = 0.9$ (表 6-9)

齿轮设计计算

表 6-9 齿宽系数 $\psi_d = b/d_1$

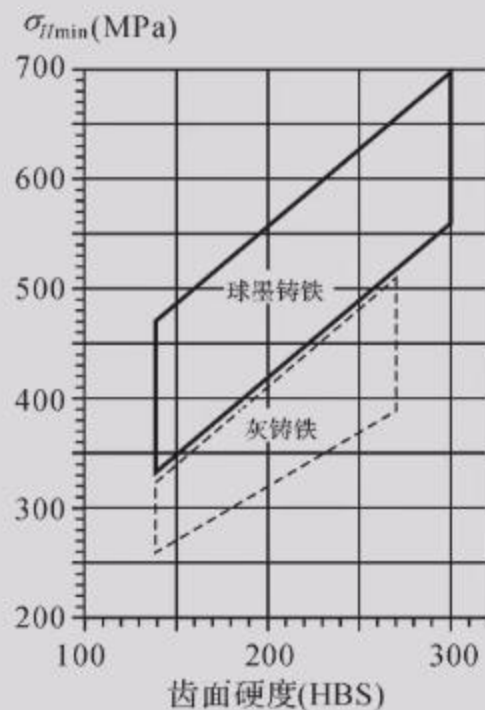
齿轮相对于轴承的位置	齿面硬度	
	软齿面	硬齿面
对 称	0.8~1.4	0.4~0.9
非对称布置	0.6~1.2	0.3~0.6
悬臂布置	0.3~0.4	0.2~0.25

注：①直齿圆柱齿轮取小值，斜齿取大值（人字齿可更大）。
②载荷平稳，轴系刚度较大时取大值，反之取小值。
③一对齿轮中，只要其中有一只齿轮是软齿面，选取 ψ_d 时，按软齿面计。

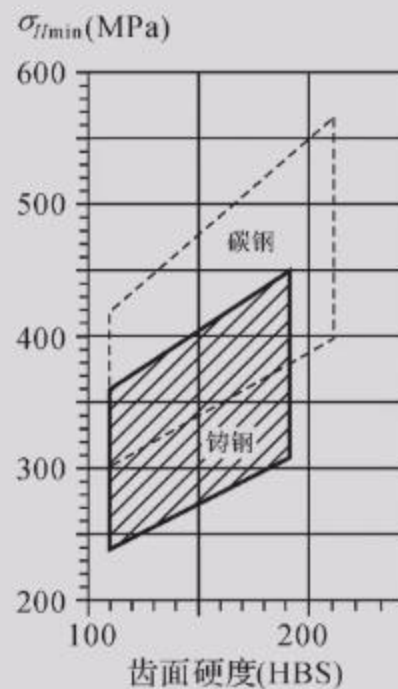
		单级减速器	二级减速器	三级减速器
齿轮 减速器	圆柱 齿轮	 直齿 $i \leq 5$ 斜齿、人字齿 $i \leq 10$	 $i = 8 \sim 40$	 $i = 40 \sim 400$
	圆锥 齿轮	 直齿 $i \leq 3$ 斜齿、曲齿 $i \leq 6$	 $i = 8 \sim 15$	 $i = 25 \sim 75$

⑥确定许用接触应力

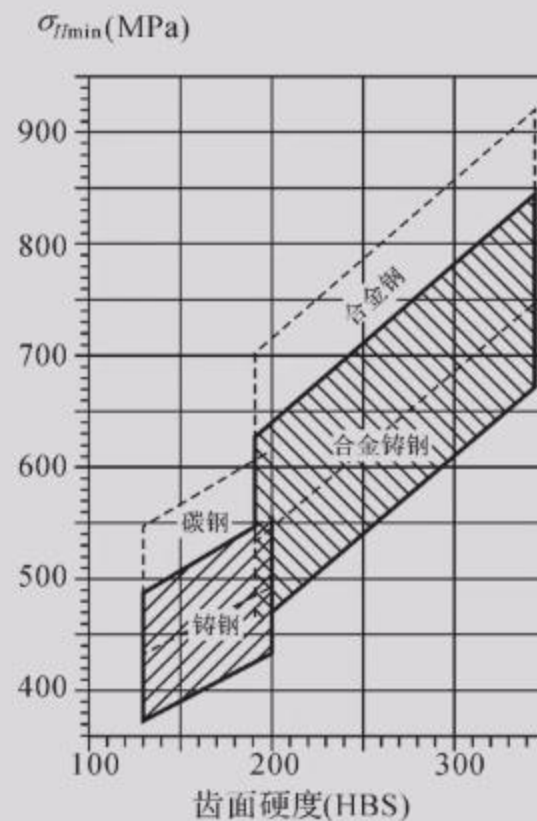
由图 6-28 查得 $\sigma_{Hlim1}=720\text{MPa}$, $\sigma_{Hlim2}=460\text{MPa}$,由表 6-8 查得 $S_{Hmin}=1$,故由式 (6-33) 得 $[\sigma_{H1}]=720\text{MPa}$ $[\sigma_{H2}]=460\text{MPa}$,所以 $[\sigma_H]=[\sigma_{H2}]=460\text{MPa}$



(a) 铸铁



(b) 碳钢正火



(c) 调质

⑦计算小齿轮分度圆直径

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\left(\frac{590}{460}\right)^2 \frac{(4.5+1)}{4.5} \frac{1.2 \times 73840}{0.9}} = 58.28 \text{ (mm)}$$

⑧计算中心距 $a = \frac{d_1}{2} (1+u) = \frac{d_1}{2} \left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right) = \frac{58.28}{2} \left(1 + \frac{99}{22}\right) = 160.27 \text{ (mm)}$

取 $a=160\text{mm}$

⑨初选螺旋角 $\beta=20^\circ$

计算齿轮模数 m_n

$$m_n = \frac{2a \cos \beta}{z_1 + z_2} = \frac{2 \times 160 \cos 20^\circ}{2 + 99} = 2.4851 \text{ (mm)}, \text{圆整取 } m_n = 2.5 \text{ mm}$$

计算螺旋角 β

$$\beta = \arccos \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \times 160} = 19.036^\circ = 19^\circ 2' 10''$$

计算齿轮主要尺寸及圆周速度

$$\text{分度圆直径 } d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{2.5 \times 22}{\cos 19.036^\circ} = 58.182 \text{ (mm)}$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{2.5 \times 99}{\cos 19.036^\circ} = 261.818 \text{ (mm)}$$

$$\text{中心距 } a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = 160(\text{mm})$$

$$\text{齿轮宽度 } b = \phi_d \cdot d_1 = 0.9 \times 58.182 = 52.364(\text{mm}) \text{ 取 } b_1 = 56\text{mm}, b_2 = 52\text{mm}$$

$$\text{圆周速度 } v = \frac{\pi d_1 n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 58.182 \times 970}{60 \times 1000} = 2.955(\text{m/s}), 8 \text{ 级精度可以。}$$

3)校核齿根弯曲强度。

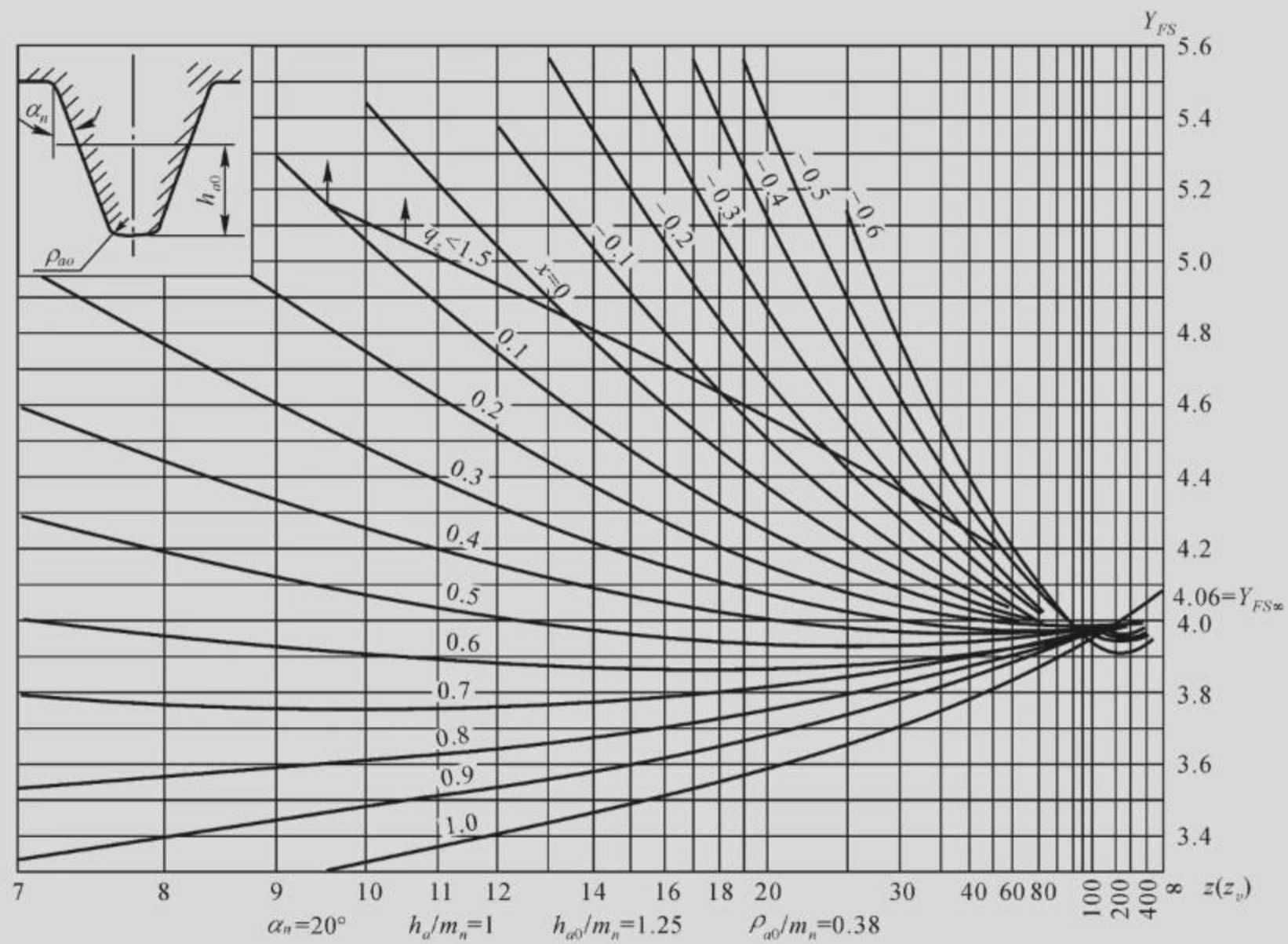
$$\text{校核公式按式(6-56) } \sigma_F = \frac{1.6 K T_1 Y_{Fa}}{b d_1 m_n} \leq [\sigma_F] \quad (\text{MPa})$$

①复合齿形系数

$$\text{小齿轮 } z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 22 / \cos^3 19.036^\circ = 26.04$$

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 99 / \cos^3 19.036^\circ = 117.19$$

由图 6-30 查得复合齿形系数 $Y_{Fa1} = 4.19; Y_{Fa2} = 3.92$



由图 6-30 查得复合齿形系数 $Y_{Fa1}=4.19$; $Y_{Fa2}=3.92$

②确定许用弯曲应力,同例 6-2, $[\sigma_{F1}]=530\text{MPa}$; $[\sigma_{F2}]=360\text{MPa}$

③式中已知 $K=1.2$, $T_1=73840\text{N}\cdot\text{mm}$, $m_n=2.5\text{mm}$, $b=52\text{mm}$, $d_1=58.182\text{mm}$

④校核计算

$$\sigma_{F2} = \frac{1.6 \times 1.2 \times 73840 \times 3.92}{52 \times 58.182 \times 2.5} = 73.48 (\text{MPa}) < [\sigma_{F2}] = 360 (\text{MPa})$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot \frac{Y_{Fa1}}{Y_{Fa2}} = 73.48 \times \frac{4.19}{3.92} = 78.54 (\text{MPa}) < [\sigma_{F1}] = 530 (\text{MPa})$$

校核计算安全

4)结构设计。(从略)