

第6章 齿轮传动设计

6.1 概述

6.2 齿轮传动的失效形式和设计准则

6.3 圆柱齿轮传动的计算载荷

6.4 标准直齿圆柱齿轮传动的强度计算

6.5 齿轮材料和许用应力

6.6 标准斜齿圆柱齿轮传动的强度计算

6.7 标准直齿锥齿轮传动的强度计算

6.8 齿轮传动的设计方法

6.9 齿轮的结构设计

6.10 齿轮传动的润滑

齿轮传动是机械传动中应用最广泛的一种传动形式。常见的应用场合：家电、机床、汽车、输送机等的齿轮传动。

一、齿轮传动的特点

1. 主要优点

- 传动比稳定 无论是平均值还是瞬时值。
- 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，齿轮传动所需的空间一般较小。
- 与各类传动相比，齿轮传动工作可靠，寿命长。

2. 主要缺点

- 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。
- 精度低时振动和噪声大。
- 不宜用于轴间距离较大的传动。



二、齿轮传动的分类

按传动轴相对位置分：



平行轴齿轮传动

圆柱齿轮：直齿、斜齿、
人字齿、曲线齿



相交轴齿轮传动

锥齿轮：直齿、斜齿、
曲线齿



交错轴齿轮传动

交错轴斜齿轮、
蜗杆传动

按装置形式分：开式传动、半开式传动、闭式传动。

开式——齿轮完全暴露，用于低速及不重要的场合

半开式——只有简单防护罩，用于农业机械、建筑机械及简单机械设备

闭式——封闭于箱体，润滑、密封好，用于汽车、机床及航空发动机等

按齿面硬度分：软齿面齿轮（齿面硬度 $\leq 350\text{HBW}$ 或 38HRC ）

硬齿面齿轮（齿面硬度 $> 350\text{HBW}$ 或 38HRC ）



三、学习的目的

从传递运动和动力的要求出发，齿轮传动必须解决以下两个基本问题：

1. 传动平稳 这要求瞬时传动比恒定，以减小齿轮啮合中的振动、冲击和噪声（涉及齿轮啮合原理，已在《机械原理》中学习）。
2. 承载能力足够 这要求齿轮传动在尺寸和质量较小的情况下，保证正常使用所需的强度、耐磨性等要求，以达到在使用期限内不发生失效的目的。

本章着重讨论齿轮传动承载能力的问题。学习的目的是掌握齿轮传动的设计方法，也就是要能够根据齿轮工作条件的要求，设计出传动可靠的齿轮。



6.2 齿轮传动的失效形式和设计准则

一、失效形式

齿轮传动的失效主要发生在轮齿部分，其失效形式主要有轮齿折断、齿面点蚀、齿面磨损、齿面胶合和塑性变形五种。

1. 轮齿折断

轮齿折断的机理：力学模型—悬臂梁。在齿根弯曲应力+应力集中的反复作用下，造成齿根弯曲疲劳折断；在轮齿受到突然过载时，也可能出现过载折断。

轮齿折断有全齿折断和局部折断两种形式。直齿轮轮齿的折断一般是全齿折断；而斜齿轮和人字齿轮由于接触线倾斜，一般是局部折断。

提高轮齿抗折断能力的措施有：

齿轮必须具有足够大的模数，而且可适当增大齿根过渡圆角半径，减小齿根应力集中；

合理提高齿轮的制造精度和安装精度，增大轴及支承的刚度，使轮齿接触线上受载较为均匀；

采用合适的热处理，使轮齿心部材料具有足够的韧性，采用喷丸、滚压等工艺，对齿根表层进行强化处理。



6.2 齿轮传动的失效形式和设计准则

2. 齿面点蚀

点蚀就是齿面材料在交变的接触应力作用下，由于疲劳而产生的点状损伤现象。初始的点蚀仅为针尖大小的点，若工作条件未加改善，点将逐渐扩大甚至连成一片，形成明显的齿面损伤。



提高齿面抗点蚀能力的措施可以有：

提高齿面材料的硬度；

降低齿面粗糙度；

采用合理的润滑，降低接触应力；

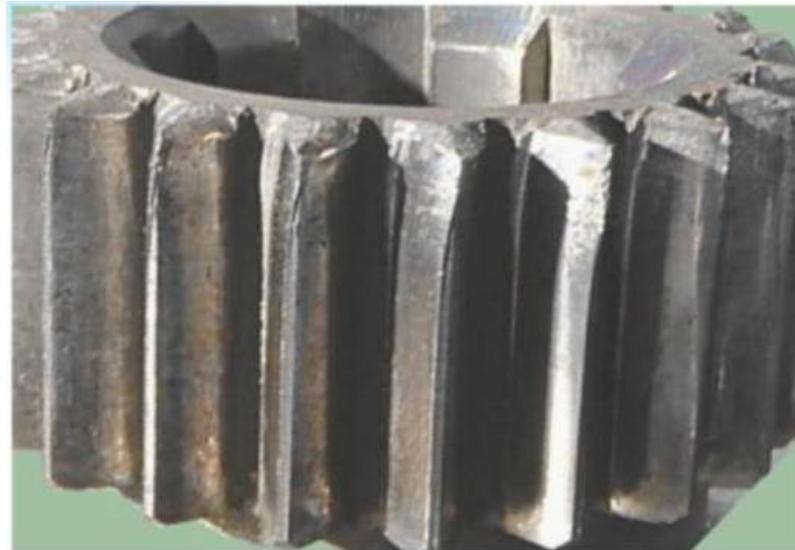
在合理的限度内，增大齿轮直径，从而减小接触应力；

在合理的限度内，用较高粘度的油润滑，以避免较稀的油挤入疲劳裂纹，加速裂纹扩展。



6.2 齿轮传动的失效形式和设计准则

3. 齿面磨损



齿面磨损是指当啮合表面间落入磨料性物质（如铁屑、砂粒等）时，齿面即被逐渐磨损而导致报废。

提高齿面抗磨损能力的措施可以有：

提高齿面材料的硬度；

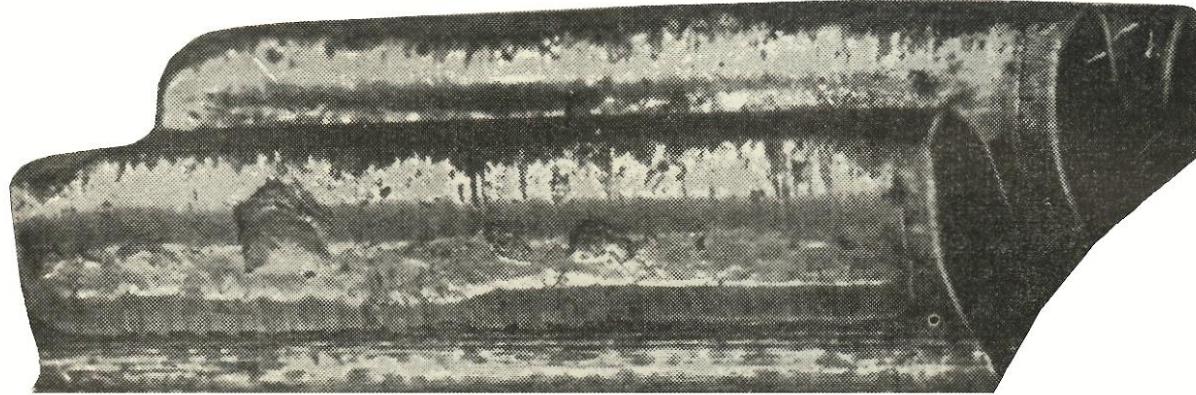
采用闭式齿轮传动，并加以合理的润滑；

改善润滑和密封条件，尽量为齿轮传动保持清洁的工作环境。



6.2 齿轮传动的失效形式和设计准则

4. 齿面胶合



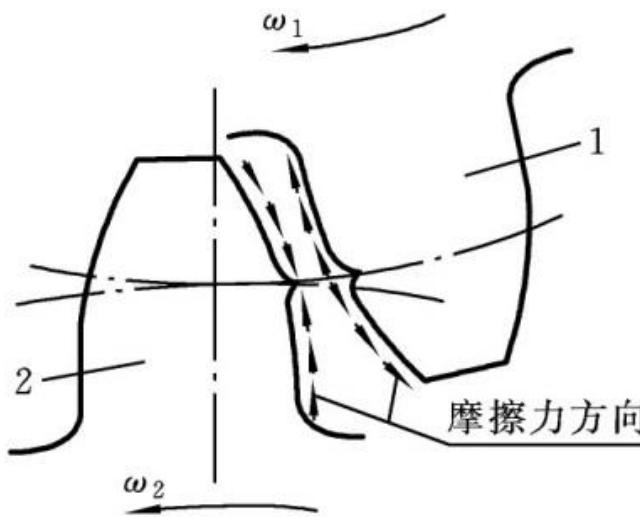
在高速重载齿轮传动中，由于齿面间压力大、相对滑动速度大，摩擦发热多，使啮合点处瞬时温度过高，润滑失效，致使相啮合两齿面金属尖峰直接接触并相互粘连在一起，当两齿面相对运动时，粘连的地方即被撕开，在齿面上沿相对滑动方向形成条状伤痕，这种现象称为齿面**热胶合**。在低速重载齿轮传动中，由于齿面间润滑油膜难以形成，或由于局部偏载使油膜破坏，也可能发生胶合，但此时齿面间并无明显的瞬时高温，故称为**冷胶合**。胶合发生在齿面相对滑动速度大的齿顶或齿根部位。

减小模数、降低齿高、降低滑动系数、提高齿面硬度和降低齿面粗糙度、采用齿廓修形、采用抗胶合能力强的齿轮材料和加入含减压添加剂的润滑油等，均可提高齿面抗胶合能力。



6.2 齿轮传动的失效形式和设计准则

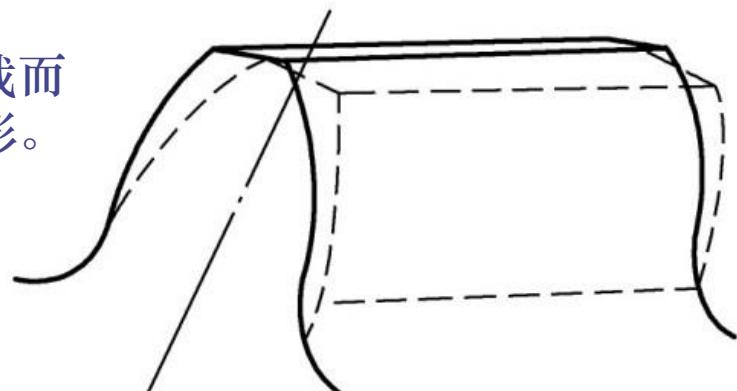
5. 塑性变形 发生在轮齿材料较软、载荷及摩擦力又很大时。



a. 轮齿在啮合过程中，齿面表层的材料会沿着摩擦力的方向产生齿面塑性变形。

b. 较软的轮齿还会因为突然过载而引起轮齿歪斜，即齿体塑料变形。

适当提高齿面硬度，使用黏度较高的润滑油，可以防止或减轻轮齿的塑性变形。



6.2 齿轮传动的失效形式和设计准则

二、设计准则

在设计齿轮传动时，应依据齿轮可能出现的失效形式来确定设计准则。

1. 闭式齿轮传动

对于**闭式软齿面齿轮传动**，其失效形式主要是齿面点蚀，其次是轮齿折断，故通常先按齿面接触疲劳强度进行设计，确定齿轮的主要几何参数后，再校核齿根弯曲疲劳强度。

对于**闭式硬齿面齿轮传动**，其失效形式主要是轮齿折断，其次是齿面点蚀，故通常先按齿根弯曲疲劳强度进行设计，确定齿轮的主要几何参数后，再校核齿面接触疲劳强度。

对高速重载齿轮传动，可能出现齿面胶合，故还需校核齿面胶合强度。

2. 开式齿轮传动

对于**开式齿轮传动**，其主要失效形式是齿面磨损以及在轮齿磨薄后发生的轮齿折断。因磨损尚无成熟的计算方法，故目前多是按齿根弯曲疲劳强度进行设计，并考虑磨损的影响将模数适当增大（一般为10%~15%）。由于开式齿轮传动不会出现点蚀，因而无须验算齿面接触疲劳强度。



6.3 圆柱齿轮传动的计算载荷

齿轮传动的法向计算载荷为：

$$F_{nc} = KF_n$$

式中， F_n 为轮齿所受的名义法向力， K 为载荷系数。

实际传动中原动机及工作机的振动冲击、齿轮的制造误差、载荷分布不均匀等状况都对载荷系数产生影响。载荷系数 K 的计算式为：

$$K = K_A K_v K_\alpha K_\beta \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{齿面接触疲劳强度计算用: } K_H = K_A K_v K_{H\alpha} K_\beta \\ \text{齿根弯曲疲劳强度计算用: } K_F = K_A K_v K_{F\alpha} K_\beta \end{array} \right.$$

式中： K_A —使用系数

K_v —动载系数

K_α —齿间载荷分配系数

K_β —齿向载荷分布系数

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{齿面接触疲劳强度计算用: } K_{H\alpha} \\ \text{齿根弯曲疲劳强度计算用: } K_{F\alpha} \end{array} \right.$$



6.3 圆柱齿轮传动的计算载荷

一、使用系数 K_A

使用系数 K_A 是考虑齿轮啮合外部因素引起附加动载荷影响的系数。影响的主要因素是原动机和工作机的工作特性。

查表6-1。

二、动载系数 K_v

动载系数 K_v 是考虑齿轮制造精度“运转速度等内部因素引起的附加动载荷影响的系数。影响动载系数 K_v 的主要因素是由法向齿距和齿形偏差产生的传动误差、分度圆圆周速度 v 和轮齿啮合刚度等。

一般齿轮传动的动载系数 K_v 值可根据齿轮第II公差组精度等级和圆周速度 v 按图6-6查取。

三、齿间载荷分配系数 K_α

齿间载荷分配系数 K_α 是考虑同时啮合的各对轮齿间载荷分配不均匀对轮齿应力影响的系数。影响 K_α 的主要因素有轮齿制造误差（特别是齿距偏差）、齿面硬度、齿廓修形和跑合情况等。

分为 $K_{H\alpha}$ 、 $K_{F\alpha}$ ，查表6-2。

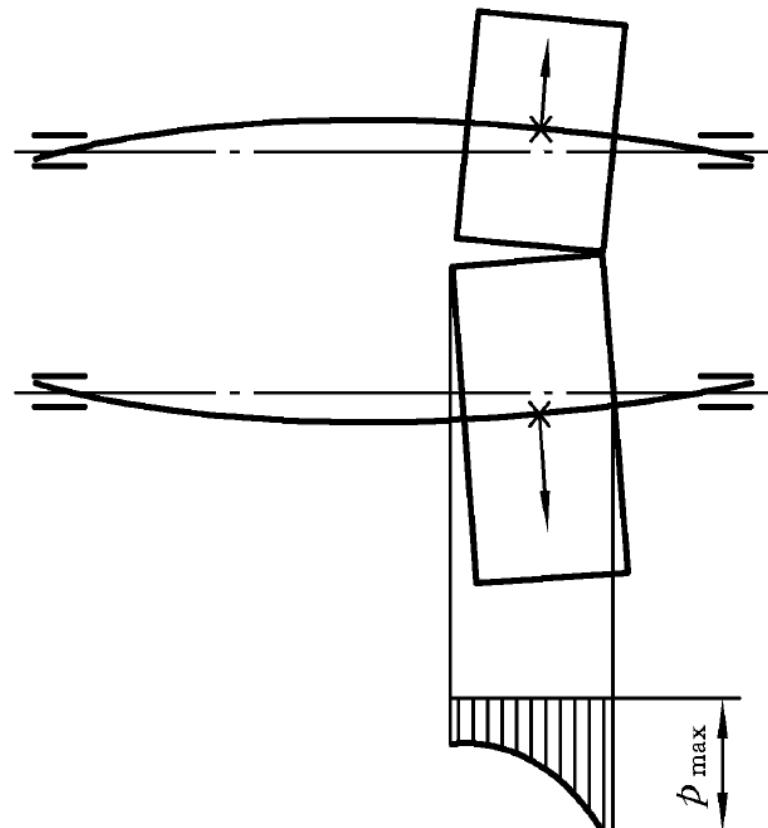


6.3 圆柱齿轮传动的计算载荷

四、齿向载荷分布系数 K_β

齿向载荷分布系数 K_β 是考虑沿齿宽方向载荷分布不均匀对轮齿应力影响的系数。影响 K_β 的主要因素有：齿轮的制造和安装误差、齿轮在轴上的布置方式、支承刚度、齿轮的宽度和齿面硬度等。

如图所示的一对齿轮在两轴承间作非对称布置，受载后轴产生弯曲变形，轴上的齿轮也随之倾斜，这就使作用在齿面上的载荷沿接触线分布不均匀。轴因受转矩作用而发生扭转变形，同样会产生载荷沿齿宽分布不均匀。靠近转矩输入端的一侧，轮齿上的载荷最大。

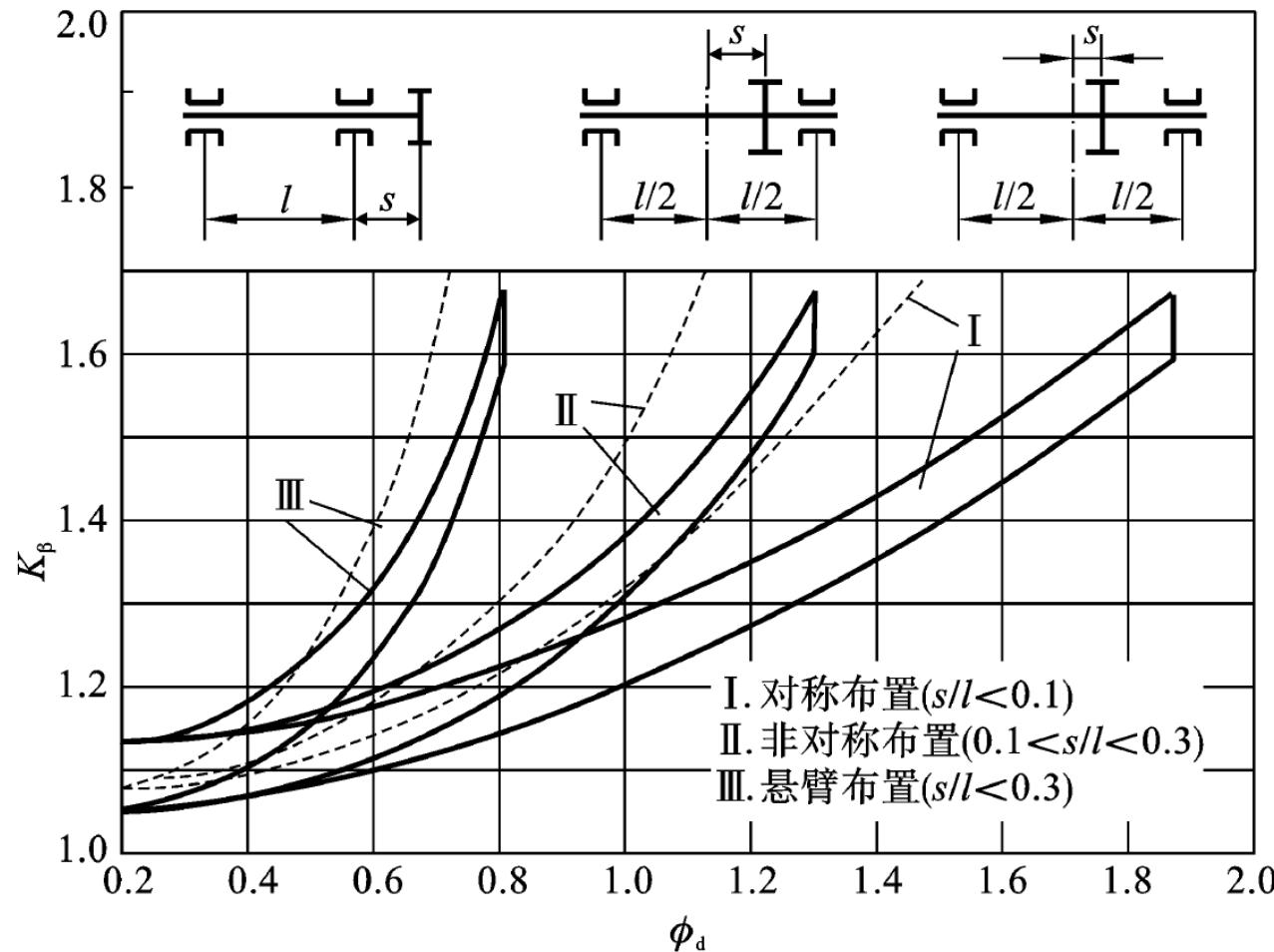


6.3 圆柱齿轮传动的计算载荷

齿向载荷分布系数 K_β 可按图6-10选取。图中曲线I、II、III分别适用于齿轮在对称支承、非对称支承和悬臂支承场合。

实线所示区域，适用于第III公差组精度等级为6~8级的软齿面齿轮副。其下限值与6级精度齿轮副对应，上限值与8级精度齿轮副对应。对于6、7级齿轮，可在其间估计选取。

虚线所示曲线，适用于精度等级为5、6级的硬齿面齿轮副。当硬齿面齿轮精度低于6级时，可将图中查得的系数适当加大。



6.4 标准直齿圆柱齿轮传动的强度计算

一、受力分析

以节点 C 处的啮合力为分析对象，并不计啮合轮齿间的摩擦力，可得：

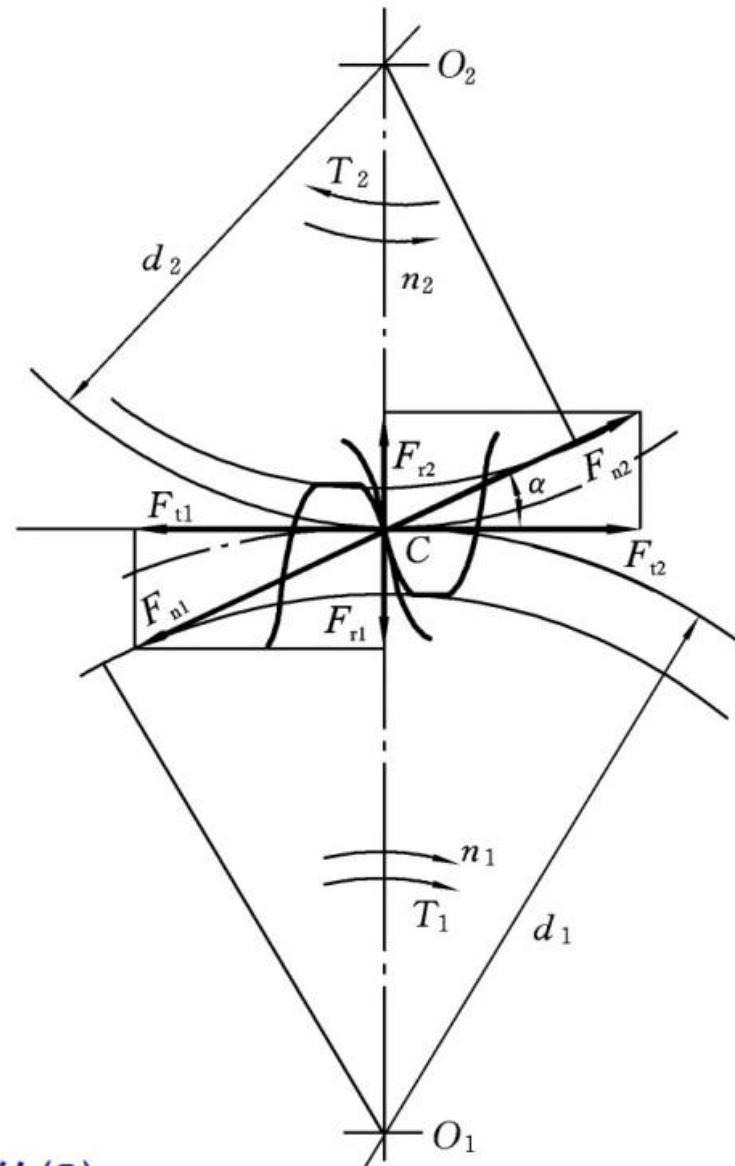
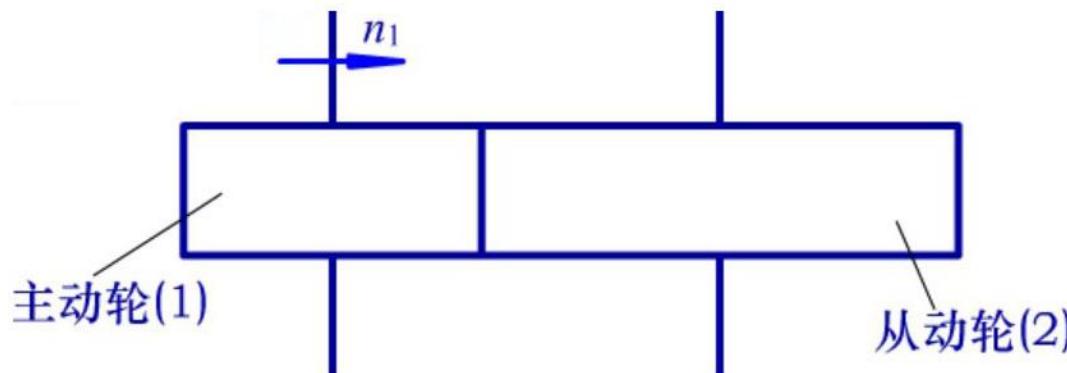
$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}$$

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

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

各力方向的确定方法

啮合传动中轮齿的受力方向分析



6.4 标准直齿圆柱齿轮传动的强度计算

二、齿面接触疲劳强度计算

基本公式—赫兹应力计算公式，即：

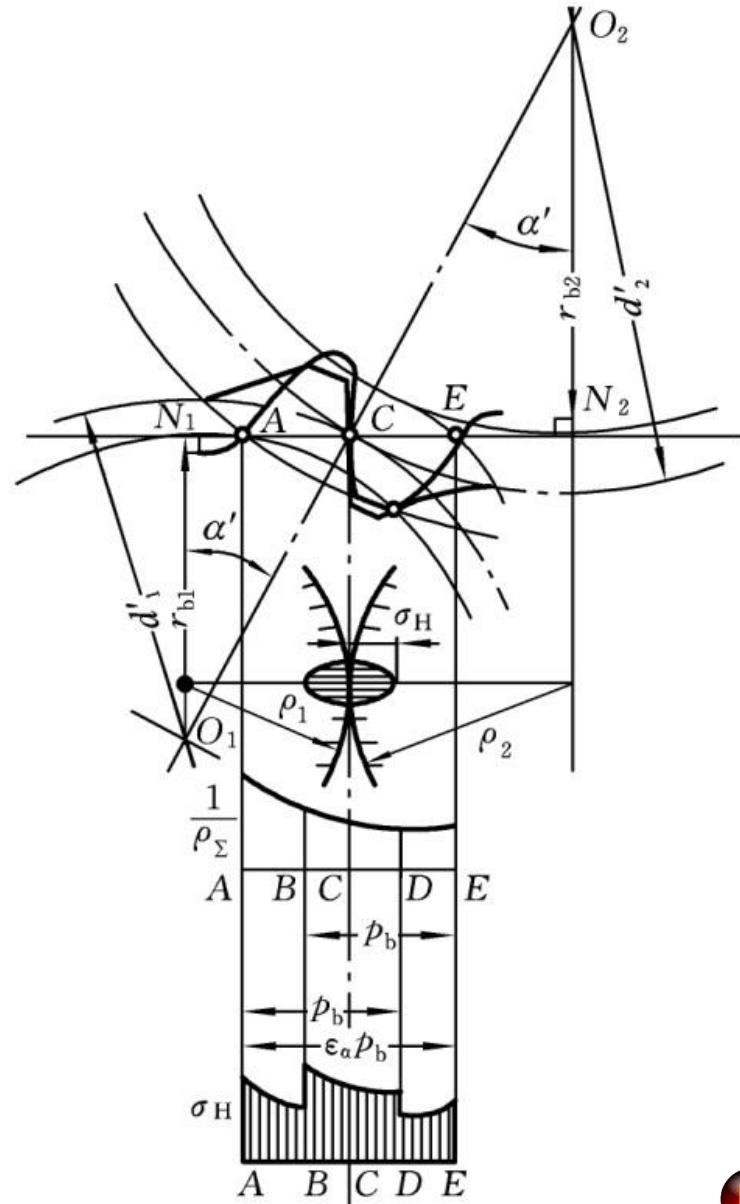
$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{nc} \left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right)}{\pi \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}}$$

令： $\frac{1}{\rho_\Sigma} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$, $Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}}$

则齿面接触疲劳强度条件式为：

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{nc}}{L\rho_\Sigma}} \cdot Z_E \leq [\sigma_H]$$

在节点啮合时，接触应力较大，且点蚀常发生在节点附近，故以节点为接触应力计算点。



6.4 标准直齿圆柱齿轮传动的强度计算

计算载荷为：

$$F_{nc} = K_H F_n = \frac{K_H F_t}{\cos \alpha}$$

节点处的综合曲率为：

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

u —齿数比， $z_2/z_1 \geq 1$

轮齿的接触线长度为：

$$L = \frac{b}{Z_\varepsilon^2}$$

b —齿宽

重合度系数： $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_a}{3}}$

重合度： $\varepsilon_a = 1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right)$



6.4 标准直齿圆柱齿轮传动的强度计算

齿面接触疲劳强度的校核计算公式：

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{K_H F_t}{bd_1} \frac{u \pm 1}{u}} Z_H Z_E Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{2K_H T_1}{\phi_d d_1^3} \frac{u \pm 1}{u}} Z_H Z_E Z_\varepsilon \leq [\sigma_H]$$

齿面接触疲劳强度的设计计算公式：

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2K_H T_1}{\phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E Z_\varepsilon}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

上述公式中：

$\phi_d = b / d_1$ —齿宽系数；

u —齿数比， $u=z_2/z_1$ ；

Z_E —弹性影响系数，表6-3；

Z_H —区域系数； $Z_H = \sqrt{2 / \sin \alpha \cos \alpha} = 2.5$

Z_ε —重合度系数。



6.4 标准直齿圆柱齿轮传动的强度计算

齿面接触疲劳强度计算的说明：

- 接触强度计算公式中，“+”号用于外啮合，“-”号用于内啮合。
- 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 时，因载荷系数中的动载系数 K_v 、齿间载荷分配系数 K_{Ha} 不能预先确定，故可先试选 K_{vt} (如取 $K_{vt}=1.05\sim1.2$)和 K_{Hot} (如取 $K_{Hot}=1.0\sim1.2$)，计算出试算用载荷系数 K_{Ht} 。算出 d_{1t} 后，用 d_{1t} 再查取 K_v 、 K_{Ha} 。若查取值与试选接近，则不必修改原设计。否则，按下式修正原设计。

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K_v K_{Ha}}{K_{vt} K_{Hot}}}$$

- 在齿轮的齿宽系数、材料及传动比已选定的情况下，影响齿轮齿面接触疲劳强度的主要因素是齿轮直径。小齿轮直径愈大，齿轮的齿面接触疲劳强度就愈高。



6.4 标准直齿圆柱齿轮传动的强度计算

三、齿根弯曲疲劳强度计算

中等精度齿轮传动的弯曲疲劳强度计算的力学模型：

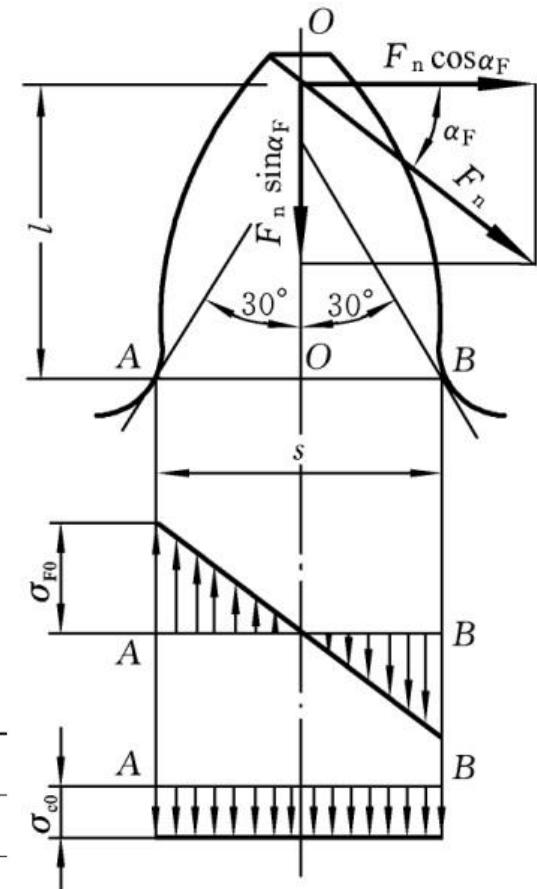
根据该力学模型可得齿根名义弯曲应力

$$\sigma_{F0} = \frac{M}{W} = \frac{F_n \cos \alpha_F l}{\frac{bs^2}{6}} = \frac{2T_1}{bd_1 m} \frac{6 \left(\frac{l}{m} \right) \cos \alpha_F}{\left(\frac{s}{m} \right)^2 \cos \alpha} = \frac{2T_1}{bd_1 m} Y_{Fa}$$

Y_{Fa} 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。

Y_{Fa} 与 Y_{Sa}

$z(z_v)$	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
Y_{Fa}	2.97	2.91	2.85	2.80	2.76	2.72	2.69	2.65	2.62	2.60	2.57	2.55	2.53
Y_{Sa}	1.52	1.53	1.54	1.55	1.56	1.57	1.575	1.58	1.59	1.595	1.60	1.61	1.62
$z(z_v)$	30	35	40	45	50	60	70	80	90	100	150	200	∞
Y_{Fa}	2.52	2.45	2.40	2.35	2.32	2.28	2.24	2.22	2.20	2.18	2.14	2.12	2.06
Y_{Sa}	1.625	1.65	1.67	1.68	1.70	1.73	1.75	1.77	1.78	1.79	1.83	1.865	1.97



6.4 标准直齿圆柱齿轮传动的强度计算

计入载荷系数 K_F 、齿根应力校正系数 Y_{sa} 、重合度系数 Y_ε 对 σ_{F0} 修正后，齿根弯曲疲劳强度的校核计算公式为：

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_F Y_{Sa} Y_\varepsilon = -\frac{2K_F T_1}{bd_1 m} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon \leq [\sigma_F]$$

重合度系数为：

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

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

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2K_F T_1 Y_\varepsilon \cdot Y_{Fa} Y_{Sa}}{\phi_d z_1^2 [\sigma_F]}}$$



6.4 标准直齿圆柱齿轮传动的强度计算

齿根弯曲疲劳强度计算的说明：

- 因大、小齿轮的 Y_{Fa} 、 Y_{Sa} 值不相等，所以它们的齿根弯曲应力是不相等的。材料或热处理方式不同时，其许用弯曲应力也不相等，故进行齿根弯曲强度校核时，大、小齿轮应分别进行。
- 在按弯曲强度设计公式计算时，应代入 $\frac{Y_{Fa1}Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1}$ 和 $\frac{Y_{Fa2}Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2}$ 中较大者。
- 与齿面接触疲劳强度设计相似，用设计公式初步计算齿轮模数 m 时，可先试选 K_{vt} (如取 $K_{vt}=1.05\sim1.2$)和 K_{Fat} (如取 $K_{Fat}=1.0\sim1.2$)，计算出试算用载荷系数 K_{Ft} 。算出 m_t 后计算出 d_{1t} ，再查取 K_v 、 K_{Fa} 。若查取值与试选接近，则不必修改原设计。否则，按下式修正原设计。

$$m = m_t \sqrt[3]{\frac{K_v K_{Fa}}{K_{vt} K_{Fat}}}$$

- 当其他条件确定后，齿轮的弯曲疲劳强度主要取决于模数的大小。模数愈大，齿轮的弯曲疲劳强度就愈高。对于用于动力传动的齿轮，其模数一般不应小于 $1.5\sim2$ mm。



6.5 齿轮材料和许用应力

一、齿轮材料

1. 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、心部韧。

2. 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。

二、齿轮的热处理

1. 正火和调质

□ 钢制软齿面齿轮，其配对两轮齿面的硬度差应保持在30~50HBW或更多。

2. 整体淬火和表面热处理



6.5 齿轮材料和许用应力

常用材料—软齿面

材料牌号	热处理方法	抗拉强度 σ_b /MPa	屈服强度 σ_s /MPa	硬度(HBW)	
				齿心部	齿面
HT250	—	250	—	170~241	
HT300		300		187~255	
HT350		350		197~269	
QT500-5	正火	500	—	147~241	
QT600-2		600		229~302	
ZG310-570		580		156~217	
ZG340-640		650		169~229	
45		580		162~217	
ZG340-640		700		241~269	
45	调质	650	—	217~255	
50Mn2		930		255~302	
42SiMn		750		217~269	
38SiMnMo		700		217~269	
40Cr		700		241~286	



6.5 齿轮材料和许用应力

常用材料—硬齿面

材料牌号	热处理方法	抗拉强度 σ_b /MPa	屈服强度 σ_s /MPa	硬度(HBW)	
				齿心部	齿面
45	调质-表面淬火	—	—	217~255	40~50 HRC
40Cr				241~286	48~55 HRC
20Cr	渗碳淬火	650	400	300	58~62 HRC
20CrMnTi		1 100	850		
12Cr2Ni4		1 100	850	320	
20Cr2Ni4		1 200	1 100	350	
35CrAlA	调质-渗氮 (氮化层厚 $\delta \geq 0.3$ mm、 0.5 mm)	950	750	255~321	>65 HRC
38CrMoAlA		1 000	850		
加布胶木		100		25~35	

注: 40Cr钢可用40MnB或40MnVB钢代替; 20Cr、20CrMnTi钢可用20Mn2B或20MnVB钢代替。



三、齿轮材料的选择

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；

载荷：轻载、中载、重载

速度：低速、中速、高速

环境：闭式、开式

注意：正火碳钢，不论毛坯的制作方法如何，只能用于制作在载荷平稳或轻度冲击下工作的齿轮，不能承受大的冲击载荷；调质碳钢可用于制作在中等冲击下工作的齿轮。

- 应考虑齿轮尺寸大小，毛坯成形方法及热处理和制造工艺；

齿轮尺寸大小、毛坯成形方法：

热处理和制造工艺：

- 选择齿轮材料时要考虑齿轮生产的经济性。



6.5 齿轮材料和许用应力

四、齿轮的许用应力

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim} Z_N}{S_H}$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim} Y_{st} Y_N}{S_F}$$

$\sigma_{H\lim}$ 为齿轮的接触疲劳极限， $\sigma_{F\lim}$ 为齿轮的弯曲疲劳极限。

Y_{st} 为齿轮的应力修正系数， $Y_{st}=2.0$ 。

S_H 、 S_F 为安全系数：

接触强度计算时： $S_H=1.0$ ；

弯曲强度计算时： $S_F=1.25\sim1.50$ 。

Z_N 、 Y_N 为寿命系数，是应力循环次数N对疲劳极限的影响系数；

n 为齿轮的转数，单位为r/min；

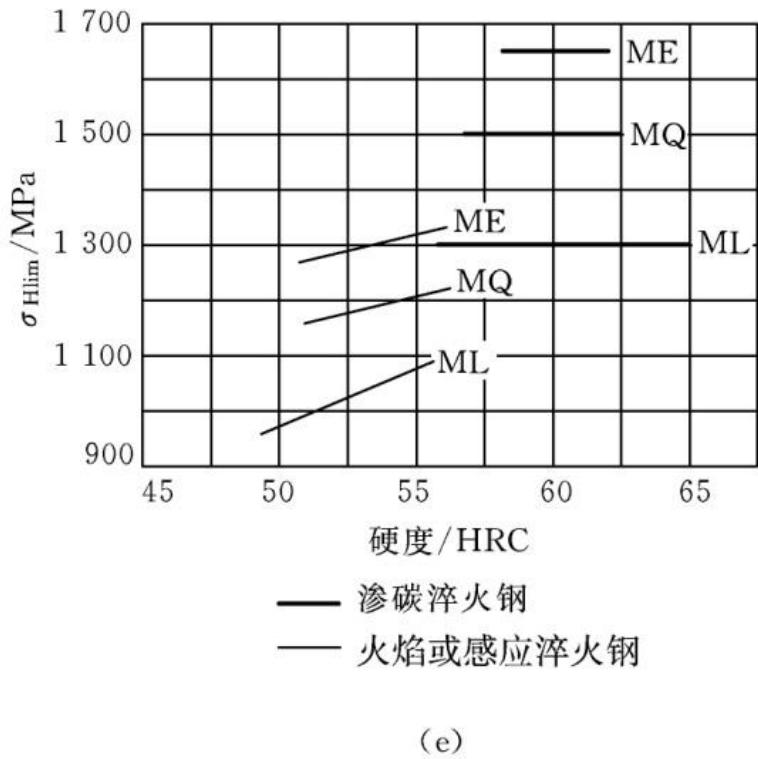
j 为齿轮每转一圈，同一齿面啮合的次数；

L_h 为齿轮的工作寿命，单位为h。

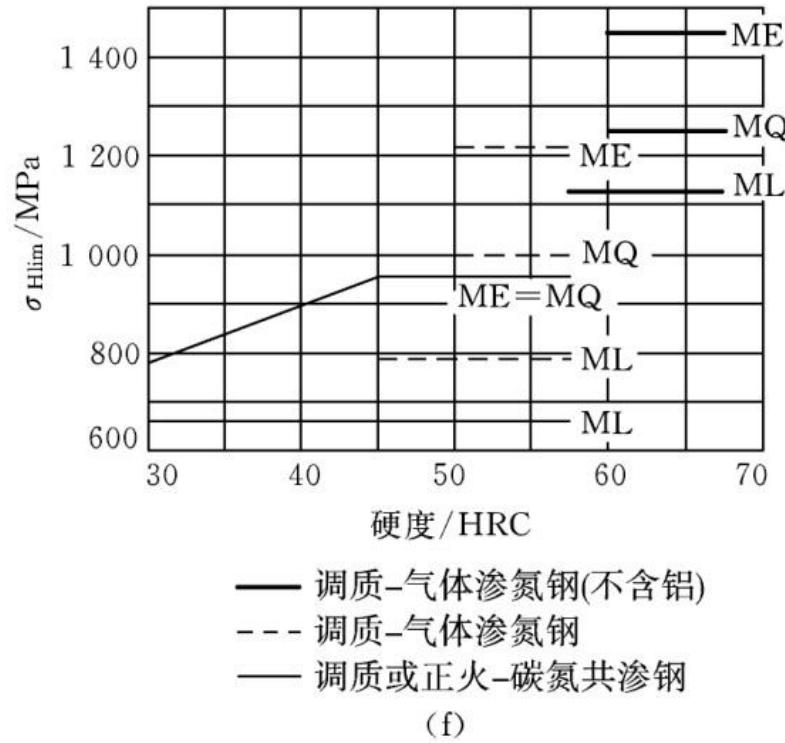
$$N = 60njL_h$$



6.5 齿轮材料和许用应力



(e)



(f)

图 6-14 齿轮的接触疲劳极限 σ_{Hlim}

ME—齿轮材料品质和热处理质量很高时的疲劳强度极限取值线

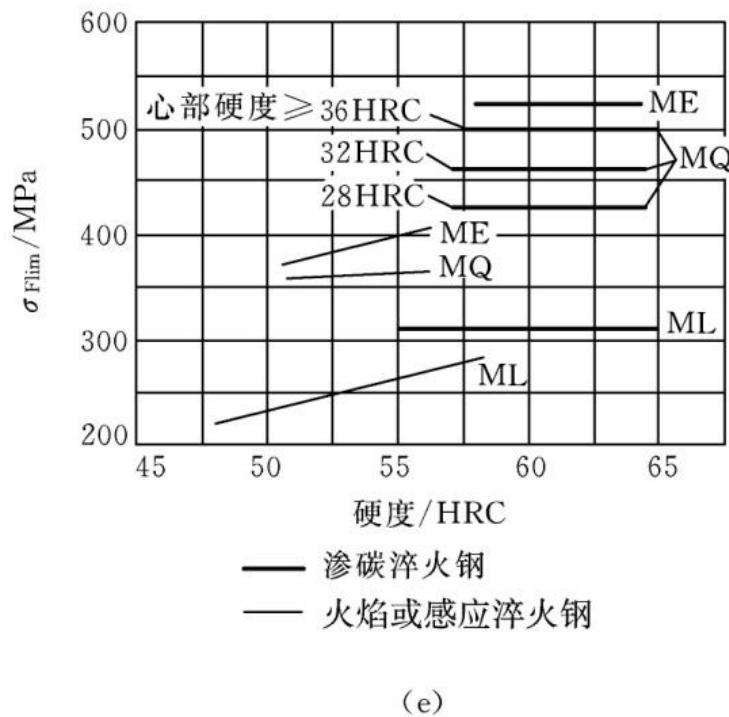
MQ—齿轮材料品质和热处理质量达到中等要求时的疲劳强度极限取值线

ML—齿轮材料品质和热处理质量达到最低要求时的疲劳强度极限取值线。
一般选取其中间偏下值，即在MQ和ML中间取值。

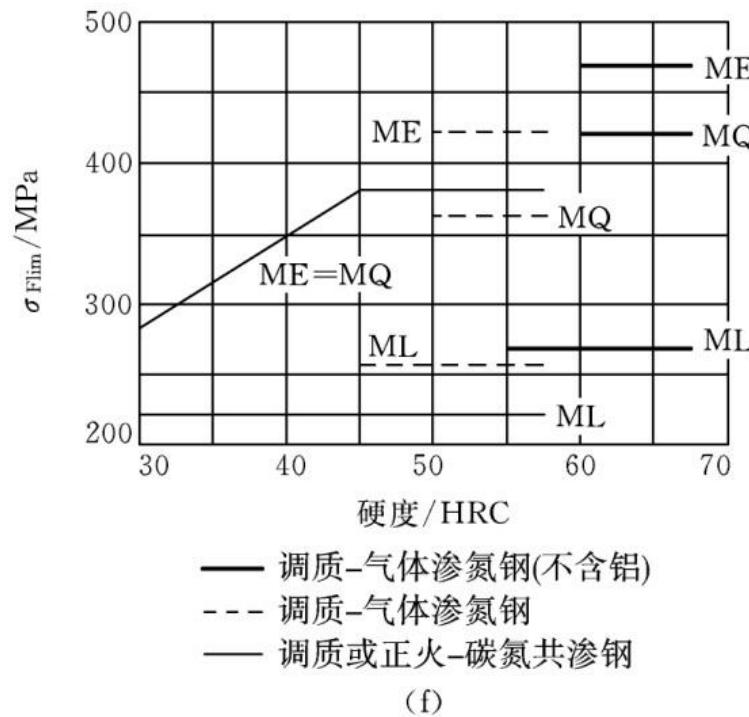
若齿面硬度超出图中荐用的范围，可大体按外插法查取相应的极限应力值。



6.5 齿轮材料和许用应力



(e)



(f)

图 6-15 齿轮的弯曲疲劳极限 σ_{Flim}

图6-15中的 σ_{Flim} 值是在单向弯曲条件即受脉动循环应力下得到的疲劳极限。对于受双向弯曲的齿轮（如行星轮、中间惰轮等），轮齿受对称循环应力作用，此时的弯曲疲劳极限应将图示值乘以系数0.7。



6.6 标准斜齿圆柱齿轮传动的强度计算

一、受力分析

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

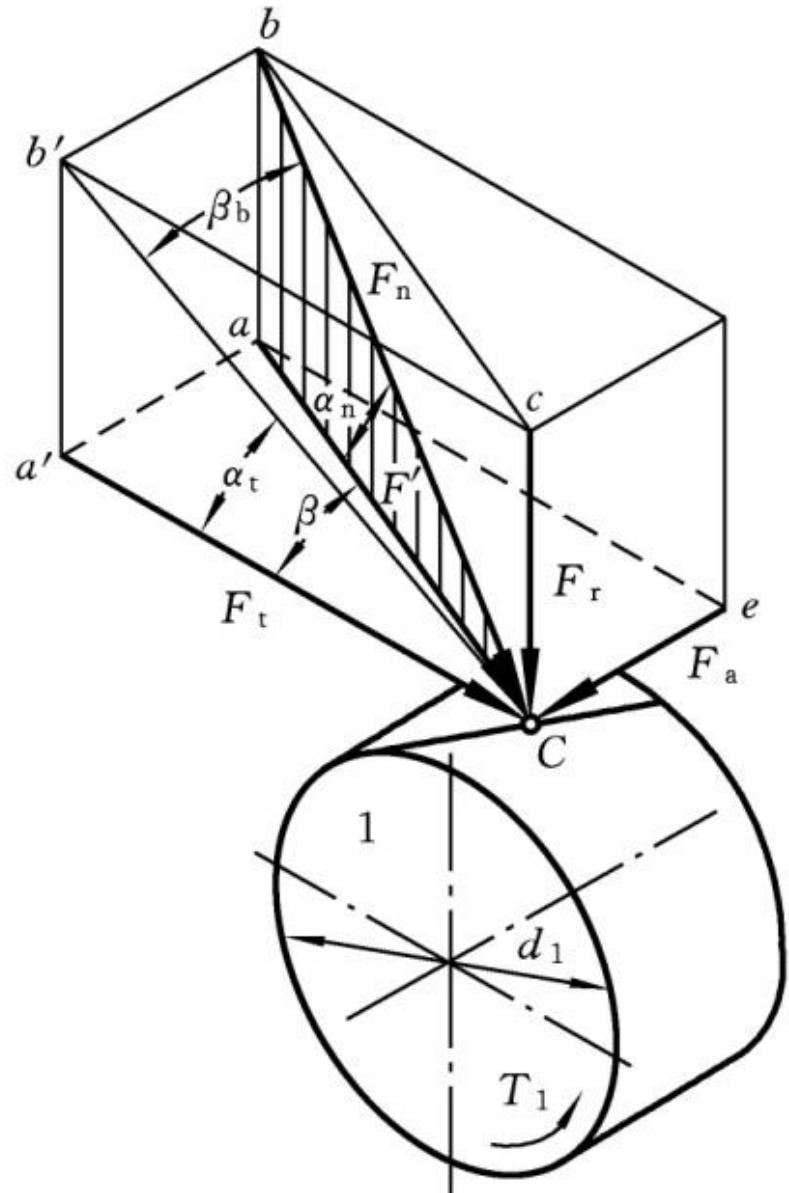
$$F' = \frac{F_t}{\cos \beta} = \frac{2T_1}{d_1 \cos \beta}$$

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

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

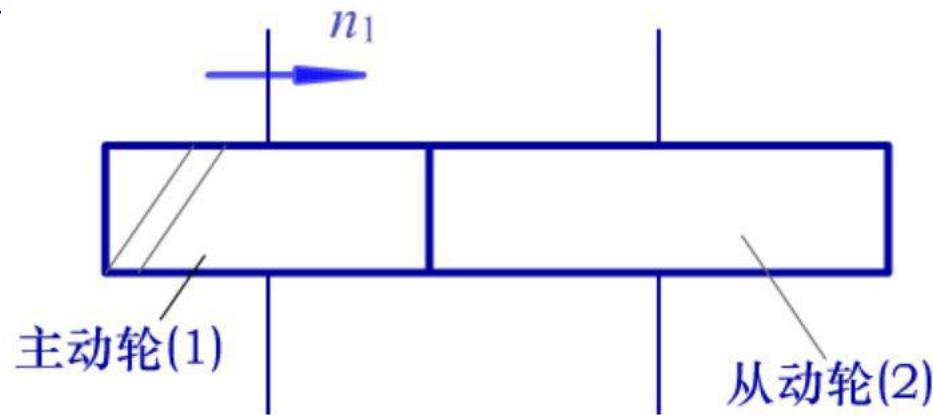
$$F_n = \frac{F'}{\cos \alpha_n} = \frac{2T_1}{d_1 \cos \alpha_n \cos \beta}$$

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。



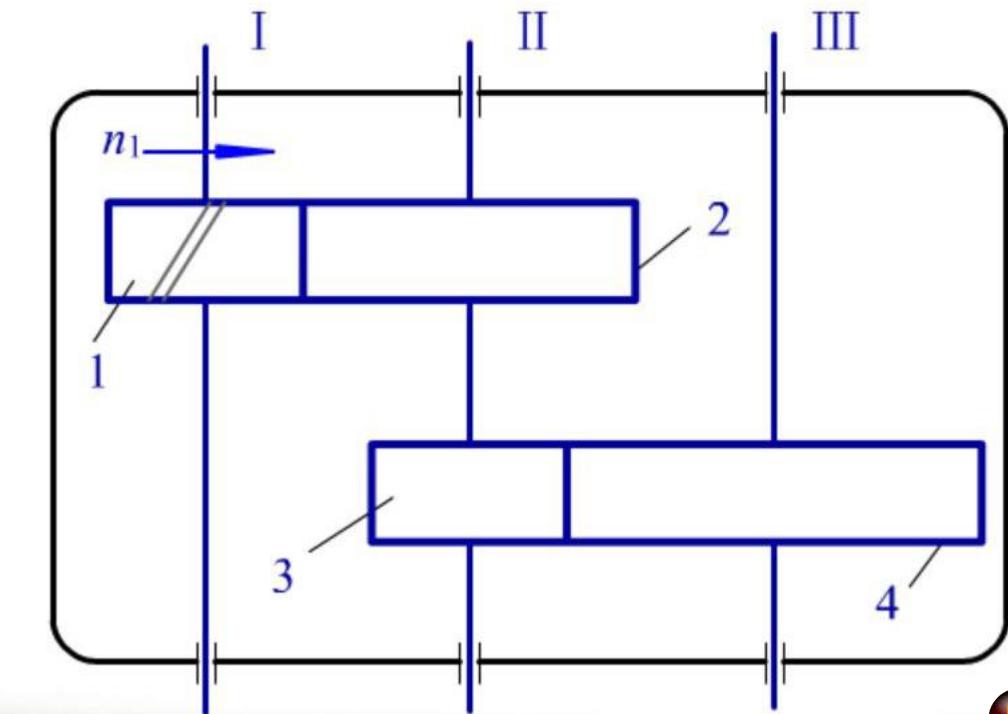
6.6 标准斜齿圆柱齿轮传动的强度计算

啮合传动中轮齿的受力方向分析



例：双级斜齿轮传动的受力分析

已知主动轴I的回转方向和齿轮1的螺旋线方向，为使中间轴II上两齿轮所受轴向力相互抵消一部分。试确定轮3的螺旋线方向，并画出轮2、轮3的各分力。



6.6 标准斜齿圆柱齿轮传动的强度计算

二、齿面接触疲劳强度计算

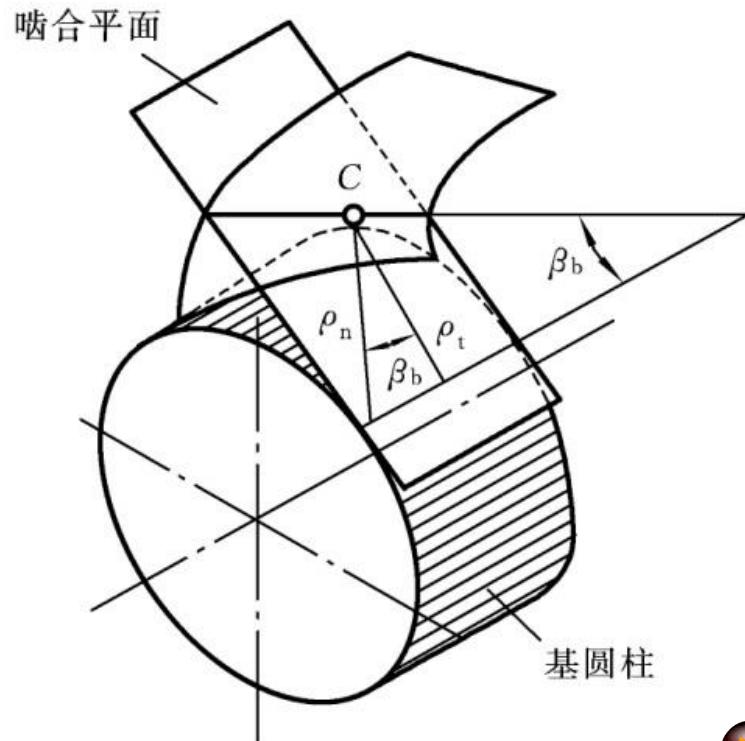
标准斜齿圆柱齿轮的齿面接触疲劳强度计算的原理和方法与标准直齿圆柱齿轮的基本相同，仍按齿轮节点处进行计算。不同的是：斜齿轮啮合点的曲率半径应按法面计算；接触线总长度 L 不仅受端面重合度影响，同时还受轴向重合度影响，并且由于斜齿轮的接触线是从齿根到齿顶倾斜的，而这种倾斜对齿面接触强度有利，故在强度计算中需引入螺旋角系数予以修正。

$$\text{计算载荷 } F_{nc} = K_H F_n = \frac{K_H F_t}{\cos \alpha_t \cos \beta_b}$$

节点处的法面曲率半径 ρ_n 以及综合曲率分别为：

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

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



6.6 标准斜齿圆柱齿轮传动的强度计算

接触线总长度 L 为

$$L = \frac{b}{Z_{\varepsilon}^2 \cos \beta_b}$$

重合度系数 Z_{ε} ：当 $\varepsilon_{\beta} < 1$ 时 $Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3}(1 - \varepsilon_{\beta}) + \frac{\varepsilon_{\beta}}{\varepsilon_{\alpha}}}$
当 $\varepsilon_{\beta} \geq 1$ 时 $Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}}$

端面重合度 $\varepsilon_{\alpha} = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta$

轴向重合度 $\varepsilon_{\beta} = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} = 0.318 \phi_d z_1 \tan \beta$



6.6 标准斜齿圆柱齿轮传动的强度计算

借助直齿轮齿面接触疲劳强度计算公式，并引入螺旋角系数，根据上述关系后可得：

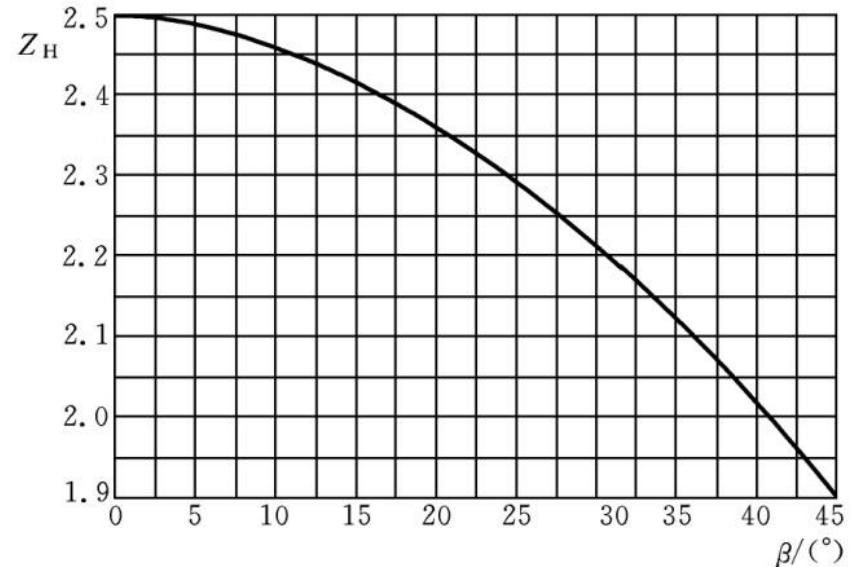
校核计算公式： $\sigma_H = \sqrt{\frac{2K_H T_1 \cdot u \pm 1}{\phi_d d_1^3} \cdot Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta} \leq [\sigma_H]$

区域系数：

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin \alpha_t \cos \alpha_t}}$$
 →

螺旋角系数：

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$$



设计计算公式： $d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2K_H T_1}{\phi_d} \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta}{[\sigma_H]} \right)^2}$



6.6 标准斜齿圆柱齿轮传动的强度计算

三、齿根弯曲疲劳强度计算

斜齿轮齿面上的接触线为一斜线。受载时，轮齿的失效形式为局部折断（如右图）。

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

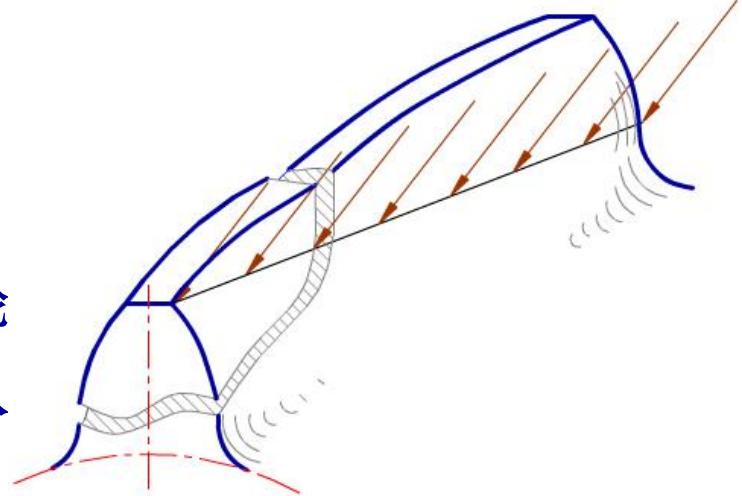
$$\text{校核计算公式: } \sigma_F = \frac{2K_F T_1}{bd_1 m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta \leq [\sigma_F]$$

$$\text{设计计算公式: } m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2K_F T_1 Y_\varepsilon Y_\beta \cos^2 \beta}{\phi_d z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$

式中： Y_{Fa} 、 Y_{Sa} 应按当量齿数 $z_v = z / \cos^3 \beta$ 查表确定；

重合度系数为： $Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_{av}}$ ，其中 $\varepsilon_{av} = \varepsilon_a / \cos^2 \beta_b$

斜齿轮螺旋角影响系数 Y_β 的数值可查图6-21确定。



斜齿圆柱齿轮轮齿受载及折断



6.7 标准直齿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：

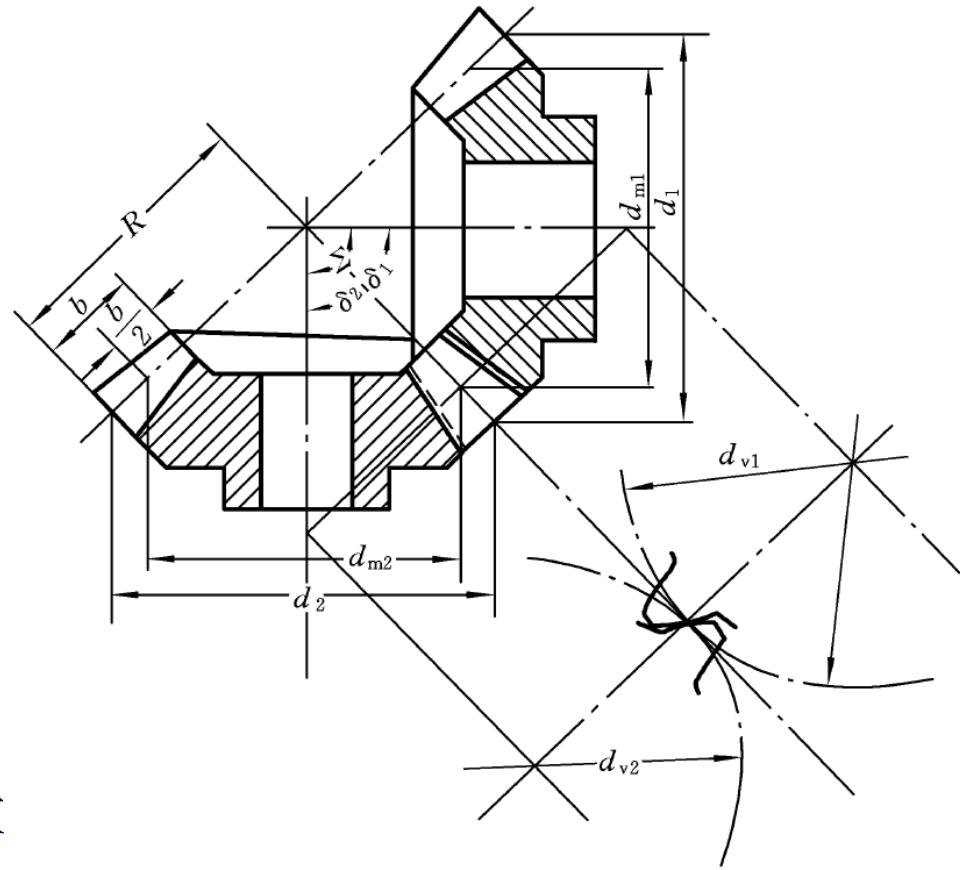
$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \cot \delta_1 = \tan \delta_2$$

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

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

令 $\phi_R = b/R$ 为锥齿轮传动的齿宽系数

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



6.7 标准直齿锥齿轮传动的强度计算

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：

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

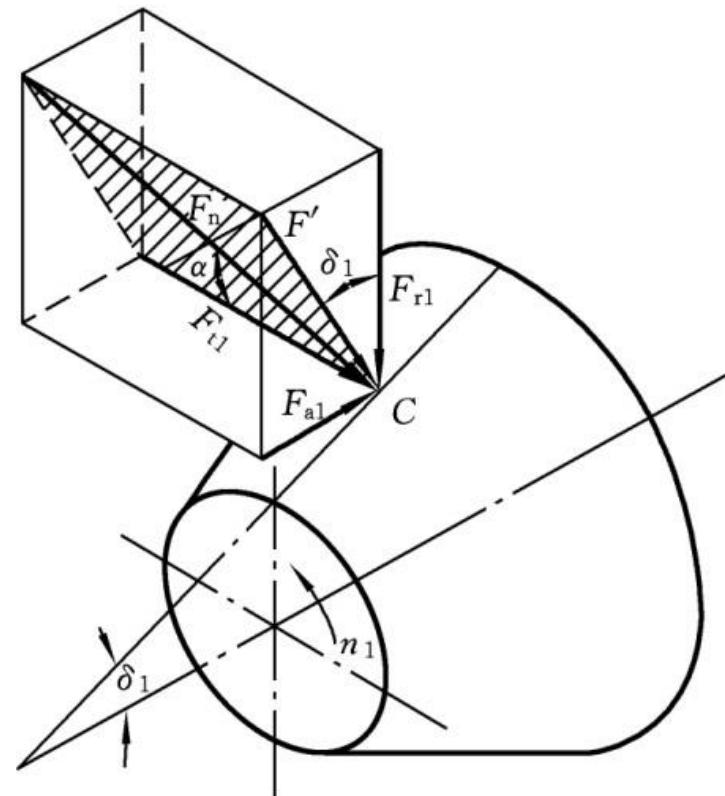
$$F' = F_t \tan \alpha = \frac{2T_1}{d_{m1}} \tan \alpha$$

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

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

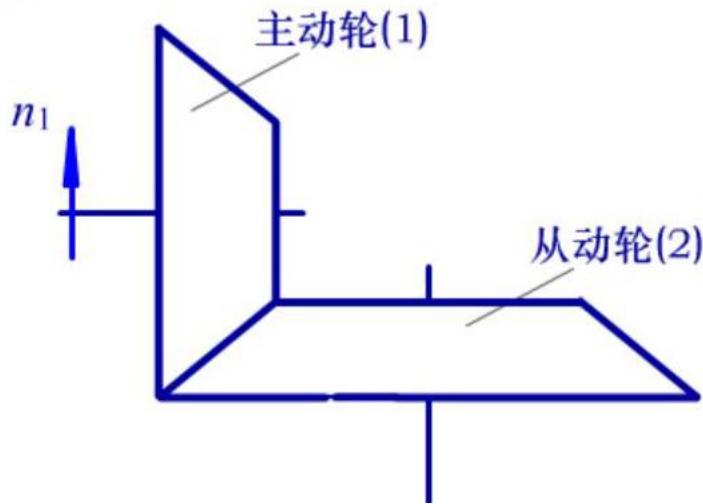
$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{2T_1}{d_{m1} \cos \alpha}$$

轴向力 F_a 的方向总是由锥齿轮的小端指向大端。



6.7 标准直齿锥齿轮传动的强度计算

啮合传动中轮齿的受力方向分析



三、齿面接触疲劳强度计算

直齿锥齿轮的齿面接触疲劳强度按齿宽中点处的当量圆柱齿轮计算。为简化计算，通常按一对齿承担载荷，即略去重合度系数。此外，工作齿宽取为锥齿轮的齿宽 b 的0.85倍。



6.7 标准直齿锥齿轮传动的强度计算

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：
$$\sigma_H = \sqrt{\frac{4.71KT_1}{\phi_R (1 - 0.5\phi_R)^2 d_1^3 u}} \cdot Z_H Z_E \leq [\sigma_H]$$

设计计算公式：
$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{4.71KT_1}{\phi_R (1 - 0.5\phi_R)^2 u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2}$$

载荷系数 $K=K_A K_v K_\alpha K_\beta$ 。 K_A 取法与圆柱齿轮相同， K_v 按图6-6低一级精度、齿宽中点圆周速度取值， K_α 可取1，而 K_β 按下列布置情况取值：当两锥齿轮均为两端支承时， $K_\beta=1.5 \sim 1.65$ ；当其中之一为悬臂时， $K_\beta=1.65 \sim 1.88$ ；当两者均为悬臂时， $K_\beta=1.88 \sim 2.25$ 。



6.7 标准直齿锥齿轮传动的强度计算

四、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计算公式如下：

校核计算公式：
$$\sigma_F = \frac{4.71KT_1}{\phi_R (1 - 0.5\phi_R)^2 m^3 z_1^2 \sqrt{u^2 + 1}} Y_{Fa} Y_{Sa} \leq [\sigma_F]$$

设计计算公式：
$$m \geq \sqrt[3]{\frac{4.71KT_1}{\phi_R (1 - 0.5\phi_R)^2 z_1^2 \sqrt{u^2 + 1}} \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$



6.8 齿轮传动的设计方法

一、设计任务

根据齿轮传动的工作条件和要求、输入轴的转速和功率、齿数比、原动机和工作机的工作特性、齿轮工况、工作寿命、外形尺寸要求等，确定：齿轮材料和热处理方式、主要参数和几何尺寸、结构形式及尺寸、精度等级及其检验公差等。

二、设计过程和方法

1. 齿轮材料、热处理方式
2. 齿轮精度的选择

第I组检验项目主要是保证传递运动的准确性；

第II组检验项目主要是保证传递运动的平稳性；

第III组检验项目主要是保证载荷分布的均匀性。

圆柱齿轮精度共分13级，0级精度最高，第12级精度最低。

锥齿轮精度共分10级，2级精度最高，第11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。



6.8 齿轮传动的设计方法

3. 主要参数的选择

1) 齿数的选择 当 d_1 已按接触疲劳强度确定时,



因此，在保证弯曲疲劳强度的前提下，齿数选得多一些好！

一般情况下，
闭式软齿面齿轮传动: $z_1=20\sim40$
闭式硬齿面、开式齿轮传动: $z_1=17\sim20$ }， $z_2=uz_1$ (取整)

2) 齿宽系数 ϕ_d 、 ϕ_R 和齿宽 b

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

ϕ_d 的选取：齿宽系数表（表6-7），锥齿轮取 $\phi_R=0.25\sim0.35$ ，常用 $\phi_R=1/3$ 。

$b=\phi_d d_1$ ，并圆整；取 $b_2=b$ ， $b_1=b+(5\sim10)\text{mm}$ 。

3) 模数 m 圆柱齿轮不小于1.5mm，锥齿轮应大于2mm。

4) 螺旋角 常用 $\beta=8\sim20^\circ$ ，建议初选 $\beta=12\sim15^\circ$ 。



6.8 齿轮传动的设计方法

三、设计实例

例6-1 直齿圆柱齿轮传动设计

注意点：采用硬齿面，齿轮对称布置。

例6-2 斜齿圆柱齿轮传动设计

注意点：采用软齿面，齿轮非对称布置。

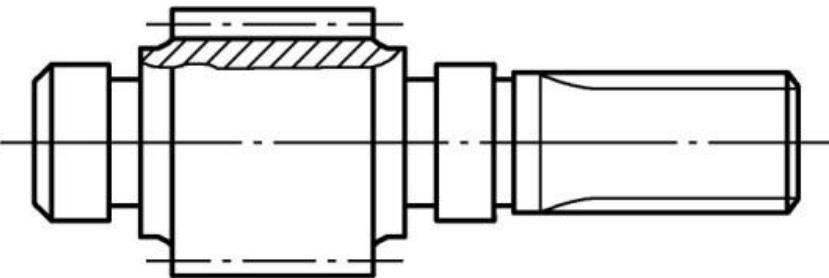
例6-3 直齿锥齿轮传动设计

注意点：采用软齿面，小锥齿轮悬臂布置。

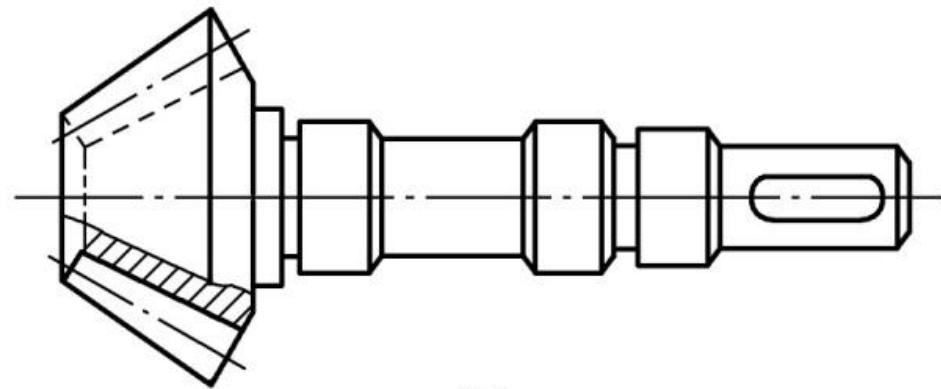


6.9 齿轮的结构设计

- 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
 - 1. 齿轮轴



(a)



(b)



6.9 齿轮的结构设计

问题：对于钢制齿轮，制作成齿轮轴或单独齿轮的依据？

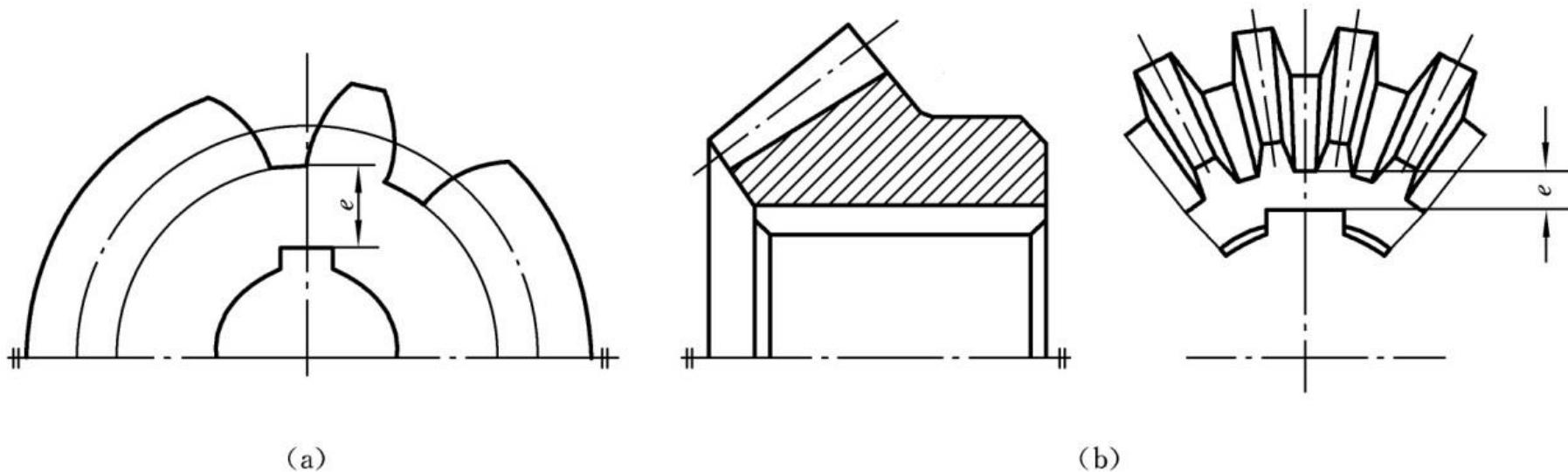


图 6-25 齿轮
(a) 圆柱齿轮； (b) 锥齿轮

齿轮和轴应做成一体的情况：

圆柱齿轮：齿根圆到键槽底部的距离 $e < 2m_t$ (m_t 为端面模数)

锥齿轮：按齿轮小端尺寸计算而得的 $e < 1.6m$

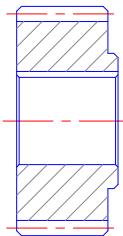
若 e 值超过上述尺寸时，齿轮与轴分开制造较为合理。



6.9 齿轮的结构设计

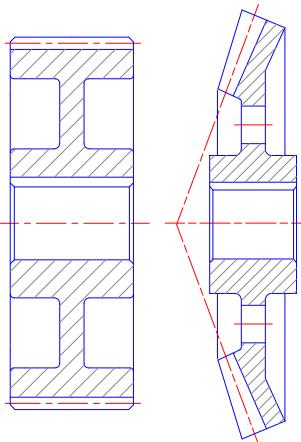
2. 实心式齿轮

$$d_a \leq 160\text{mm}$$



3. 腹板式齿轮

$$d_a \leq 500\text{mm}$$



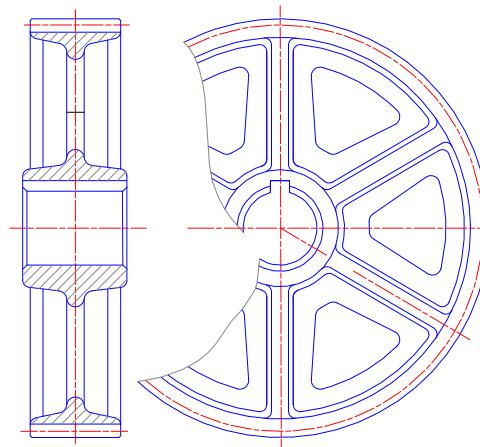
4. 轮辐式齿轮

$$400\text{mm} < d_a \leq 1000\text{mm}$$

大直径齿轮还可采用组装式、焊接式。

由于毛坯制造方法有自由锻造、模锻、铸造等方式，因而齿轮的结构也略有不同！

注意点：拔模斜度



6.10 齿轮传动的润滑

一、齿轮传动的润滑方式

齿轮传动时，相啮合的齿面间承受很大压力并有相对滑动，所以必须进行润滑，以减小摩擦和磨损，利于散热和延长齿轮寿命。

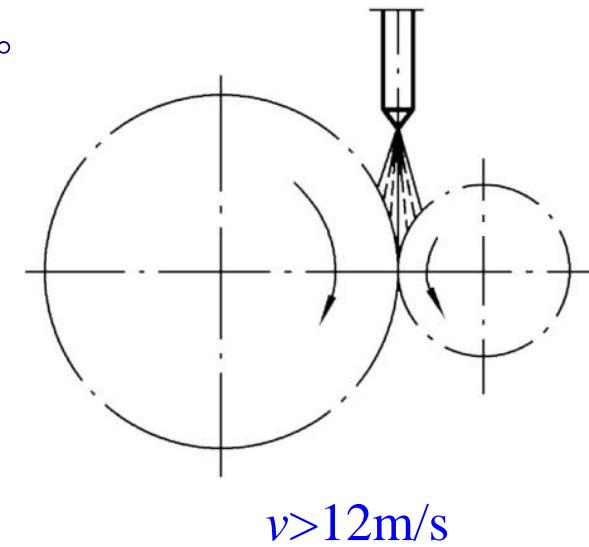
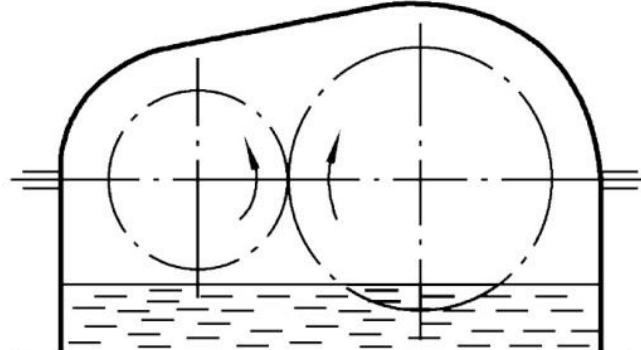
因开式和半开式齿轮传动的速度低，因而一般采用人工定期加油或在齿面涂抹润滑脂。

闭式齿轮传动，通常采用浸油润滑和喷油润滑。

大齿轮浸油深度：

圆柱齿轮，通常不宜超过1个齿高，但一般不小于10mm；

锥齿轮，应浸入全齿宽，至少应浸入齿宽的一半。



二、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。

