



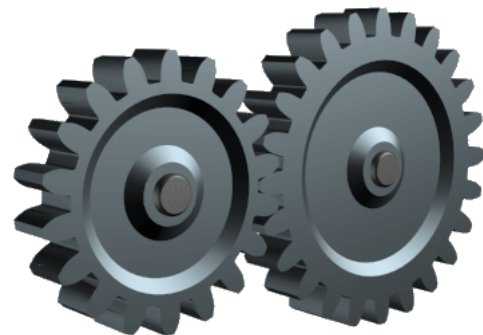
第03章

齿轮传动设计

第02节 齿轮的传动

宋超阳

songcy@ieee.org



本章要点概述

- 齿轮机构及其设计
 - 齿轮机构的类型与特点
 - 渐开线直齿圆柱齿轮机构
 - 其他齿轮机构及其传动分析
- 齿轮传动设计
 - 齿轮传动的失效形式和设计约束
 - 直齿圆柱齿轮传动的强度条件
 - 齿轮材料和许用应力
 - 斜齿圆柱齿轮传动的强度条件
 - 直齿锥齿轮传动的强度条件
 - 齿轮传动的设计方法
 - 行星齿轮传动设计概要
 - 曲线齿锥齿轮和准双曲面齿轮传动
 - 齿轮传动类型的选择
- 蜗杆传动设计
 - 圆柱蜗杆传动主要参数及几何尺寸
 - 蜗杆传动的失效形式和设计约束
 - 圆柱蜗杆传动的强度条件
 - 蜗杆传动的效率和热平衡计算
 - 圆柱蜗杆传动的设计方法
 - 环面蜗杆传动
 - 蜗杆传动类型的选择
- 齿轮系及其设计
 - 定轴齿轮系及其传动比
 - 周转齿轮系及其传动比
 - 复合齿轮系及其传动比
 - 齿轮系的应用
 - 行星轮系设计
 - 其他行星传动简介

齿轮传动设计

齿轮传动的失效形式和设计约束
直齿圆柱齿轮传动的强度条件
 齿轮材料和许用应力
斜齿圆柱齿轮传动的强度条件
直齿锥齿轮传动的强度条件
 齿轮传动的设计方法
 齿轮传动类型的选择

齿轮传动的 失效形式和设计约束

齿轮传动设计

齿轮传动的失效形式分析

- 五种失效（损伤）形式
 - 齿根弯曲疲劳折断
 - 齿面疲劳点蚀
 - 齿面磨损
 - 齿面胶合
 - 齿面塑性变形
- 齿轮失效形式是强度计算的前提，分析的重点包括
 - 对各种失效的现象
 - 损伤出现于轮齿的什么部位
 - 损伤的机理（基本原因）
 - 防止和减轻各种失效的主要措施
 - 采用的计算准则

齿根弯曲疲劳折断

理解成因

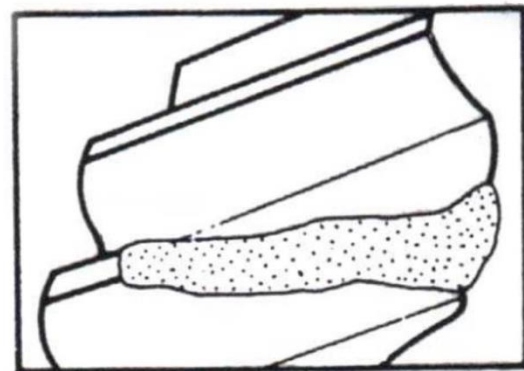
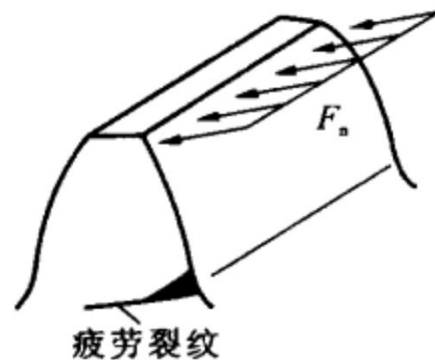
- 轮齿折断轮齿受力后，其根部受弯曲应力作用（变应力）
 - 在齿根过渡圆角处，应力最大且有应力集中
 - 当此处的变应力超过了材料的疲劳极限时，其拉伸侧将产生疲劳裂纹
 - 裂纹不断扩展，最终造成轮齿弯曲疲劳折断

失效特点

- **全齿折断**：齿宽较小的直齿圆柱齿轮，裂纹往往沿全齿根扩展，导致全齿折断
- **局部折断**：齿宽较大的直齿圆柱齿轮（因制造误差使载荷集中在齿的一端）、斜齿圆柱齿轮和人字齿轮（接触线倾斜），其齿根裂纹往往沿倾斜方向扩展，发生轮齿的局部折断

解决措施

- ① 采用正变位齿轮，以增大齿根厚度
- ② 增大齿根圆角半径和降低表面粗糙度值
- ③ 采用表面强化处理（如喷丸、辗压等）



齿面疲劳点蚀

理解成因

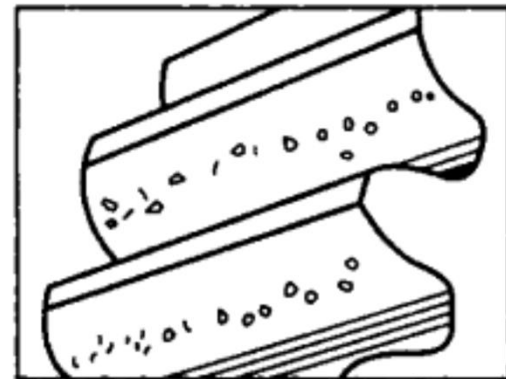
- 轮齿受力后，齿面接触处将产生循环变化的接触应力，在接触应力反复作用下，轮齿表面或次表层出现不规则的细线状疲劳裂纹，并由于有润滑油进入裂纹，将产生很高的油压，促使裂纹扩展，使齿面金属脱落而形成麻点状凹坑，最终形成点蚀

失效特点

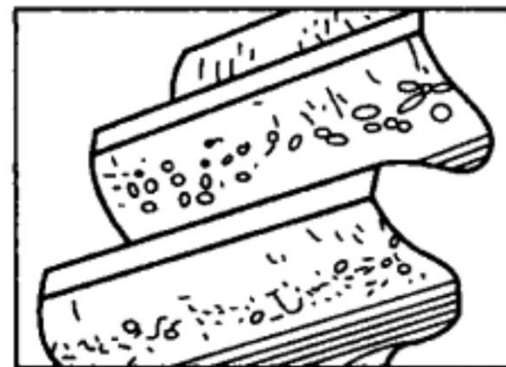
- 点蚀常发生于闭式软齿面 ($HBS < 350$) 传动中
- 点蚀的形成与润滑油的存在密切相关
- 点蚀常发生于节线附近 (通常只有一对齿啮合)
 - ① 节线附近常为单齿对啮合区，轮齿受力与接触应力最大
 - ② 节线处齿廓相对滑动速度低，润滑不良，不易形成油膜，摩擦力较大
 - ③ 润滑油挤入裂纹，使裂纹扩张
- 开式传动中一般不会出现点蚀现象 (磨损较快)

解决措施

- ① 提高齿面硬度、齿面质量、增大直径和降低表面粗糙度
- ② 在许可范围内采用大的变位系数和 (即 $\chi = \chi_1 + \chi_2$)，以增大综合曲率半径
- ③ 采用黏度较高的润滑油



• 早期点蚀



• 破坏性点蚀



齿面磨损

理解成因

- 在齿轮传动中，当齿面间落入砂粒、铁屑、非金属物等磨料性物质时，会引起齿面磨损，这种磨损称为磨粒磨损
- 齿面磨损后，齿廓形状破坏，引起冲击、振动和噪声，且由于齿厚减薄而可能发生轮齿折断

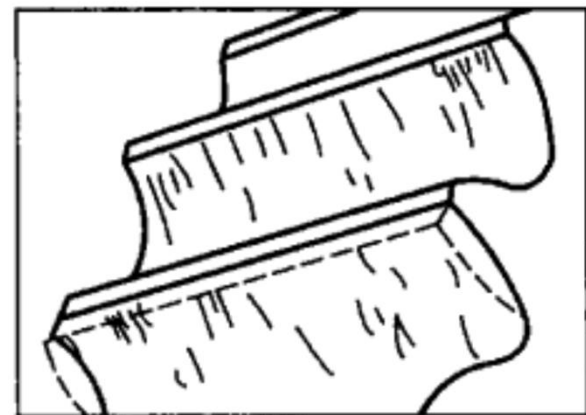


失效特点

- 开式齿轮传动的主要失效形式

解决措施

- 改善密封和润滑条件，在油中加入减摩添加剂，保持油的清洁，提高齿面硬度等，均能提高抗磨粒磨损能力



齿面胶合

理解成因

- 配对齿轮采用异种金属时，其抗胶合能力比同种金属强
- 互相啮合的轮齿齿面，在一定的温度或压力作用下，发生黏着，随着齿面的相对运动，使金属从齿面上撕落而引起严重的黏着磨损

失效特点

- 热胶合：在重载、高速齿轮传动中，由于啮合处产生很大的摩擦热，导致局部温度过高，使齿面油膜破裂，产生两接触齿面金属融焊而黏着
- 热胶合是高速、重载齿轮传动的主要失效形式
- 冷胶合：在重载、低速齿轮传动中，由于局部齿面啮合处压力很高，且速度低，不易形成油膜，使接触表面膜被刺破而黏着

解决措施

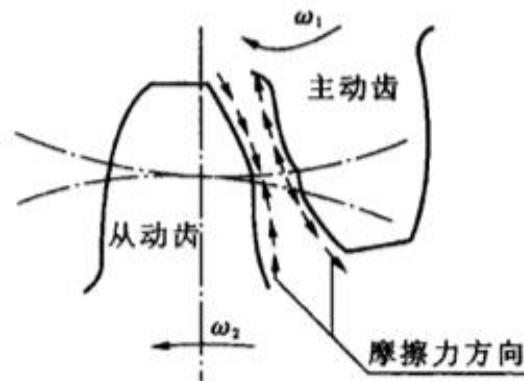
- 采用异种金属、降低齿高、提高齿面硬度等
- 减小模数、降低齿高、采用角度变位齿轮以减小滑动系数，提高齿面硬度，采用抗胶合能力强的润滑油（极压油）等，均可减缓或防止齿面胶合



齿面塑性变形

理解成因

- 当轮齿材料较软，载荷及摩擦力又很大时，轮齿在啮合过程中，齿面表层的材料就会沿着摩擦力的方向产生塑性变形



失效特点

- 由于主动轮齿上所受的摩擦力是背离节线分别朝向齿顶及齿根作用的，故产生塑性变形后，齿面沿节线处形成凹沟
- 从动轮齿上所受的摩擦力方向则相反，故产生塑性变形后，齿面沿节线处形成凸棱



解决措施

- 提高齿面硬度，采用黏度高的润滑油，均可防止或减轻齿面的塑性变形。

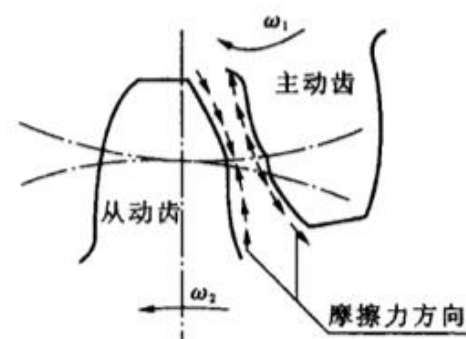
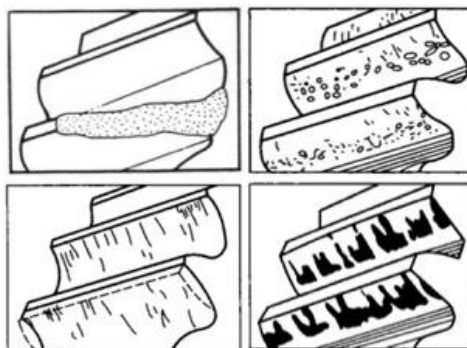
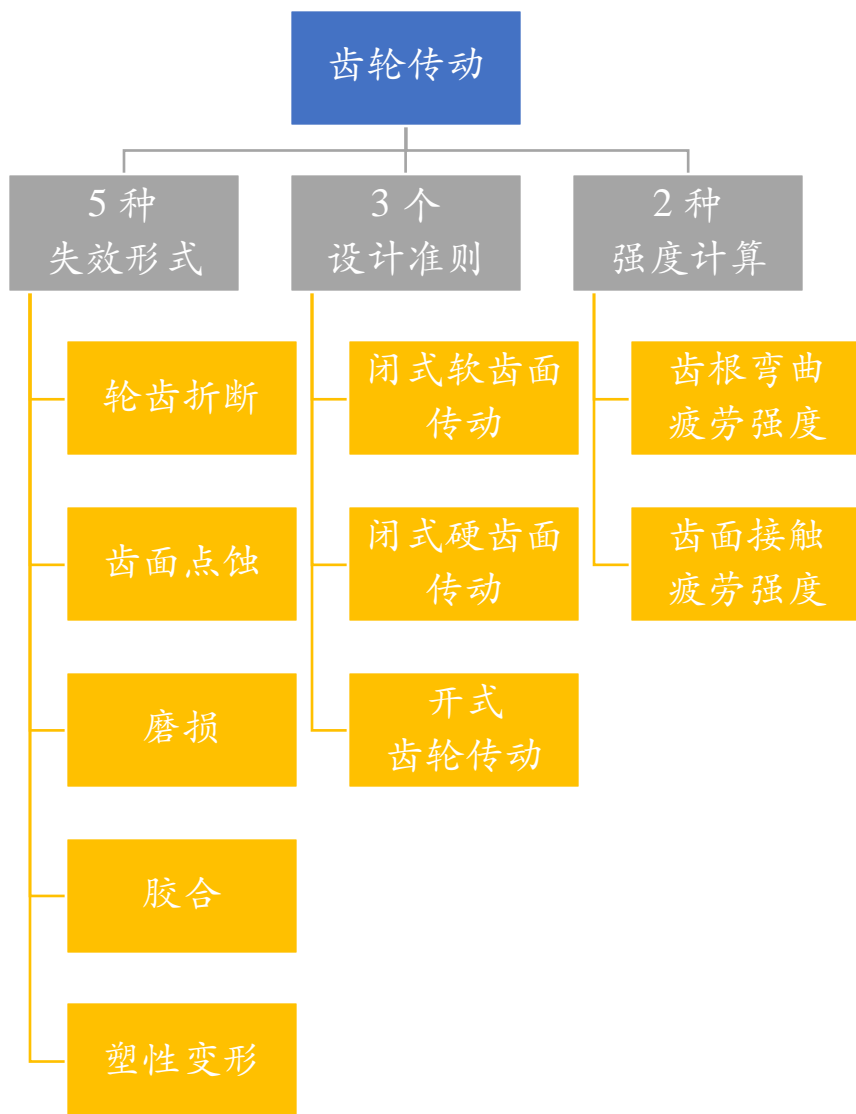
齿轮传动的设计约束

- 主要针对轮齿疲劳折断和齿面疲劳点蚀这两种失效形式
 - 齿根弯曲疲劳强度——齿轮抵抗轮齿疲劳折断的能力
 - 齿面接触疲劳强度——齿轮抵抗齿面疲劳点蚀的能力

设计准则	主要失效形式	设计约束	强度校核
对于 <u>闭式软齿面</u> 传动 (硬度 ≤ 350 HBS)	齿面点蚀	齿面接触疲劳强度	齿根弯曲疲劳强度
对于 <u>闭式硬齿面</u> 传动 (硬度 > 350 HBS)	齿根弯曲疲劳折断	齿根弯曲疲劳强度	齿面接触疲劳强度
对于 <u>开式齿轮</u> 传动	齿面磨损和轮齿折断 (无成熟计算方法)	按齿根弯曲疲劳强度 设计, 将模数增大 10-15 %	不校核 齿面接触疲劳强度

- 短期过载的齿轮传动, 其主要失效形式是过载折断或塑性变形, 其设计约束条件为静强度条件
- 设计齿轮时, 除应满足上述强度约束条件外, 还应考虑诸如经济性、环境污染 (主要是振动和噪声) 等问题。

齿轮传动的设计约束



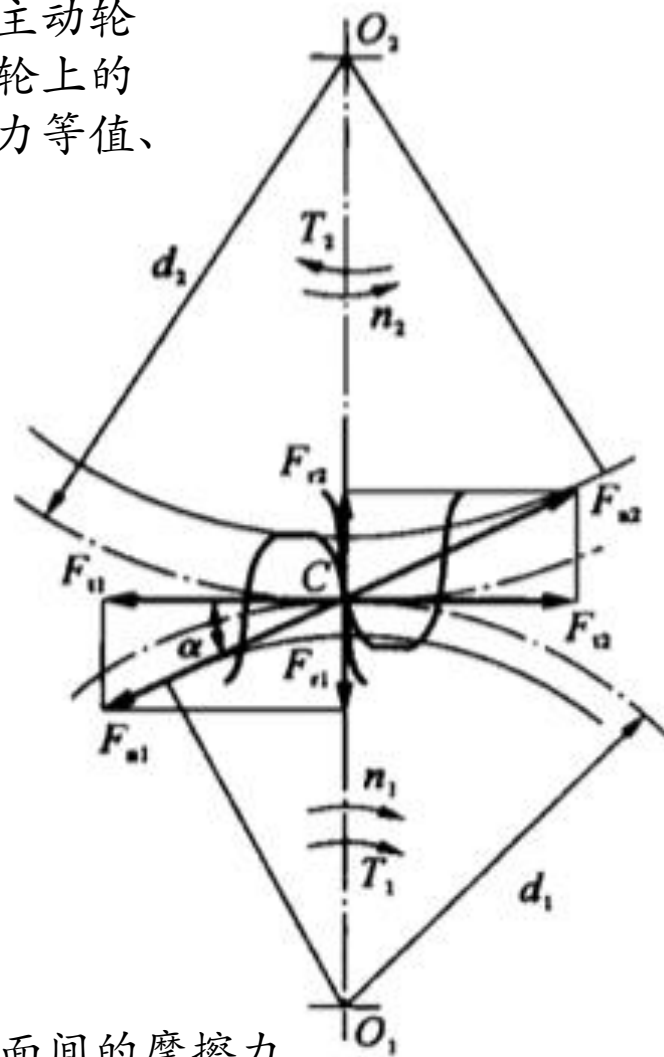
直齿圆柱齿轮传动的 强度条件

齿轮传动设计

齿轮受力分析 (名义载荷)

- 转矩 $T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1}$ (N·mm)
 - 主动齿轮 1 传给从动齿轮 2
- 轮齿上的法向力 $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{2T_1}{d_1 \cos \alpha}$ (N)
 - 切于分度圆上的圆周力 $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$ (N)
 - F_{t1} 与主动轮回转方向相反 (阻力)
 - F_{t2} 与从动轮回转方向相同 (驱动力)
 - 和沿半径方向的径向力 $F_r = F_t \tan \alpha$ (N)
 - F_{r1} 、 F_{r2} 分别指向各自齿轮的轮心
- T_1 : 主动齿轮传递的名义转矩 (N·mm)
- d_1 : 主动齿轮的分度圆直径 (mm)
- α : 分度圆压力角 ($^\circ$)
- P_1 : 主动齿轮传递的功率 (kW)
- n_1 : 主动齿轮的转速 (r/min)

作用在主动轮和从动轮上的各对应力等值、反向



略去齿面间的摩擦力

计算载荷

- 名义载荷 \Rightarrow 修正系数 \Rightarrow 计算载荷
 - 由于原动机和工作机的振动和冲击，在轮齿啮合过程中产生的动载荷
 - 制造安装误差或受载后轮齿产生的弹性变形以及轴、轴承、箱体的变形等原因，造成的载荷沿齿宽方向的分布不均及啮合的各轮齿间载荷的分布不均
- 与圆周力对应的计算载荷为

$$F_{tc} = KF_t$$

$$K = K_A K_v K_\beta K_\alpha \quad (\text{载荷系数})$$

K_A : 使用系数

- 考虑原动机和工作机的工作特性等引起的动力过载对轮齿受载的影响



K_v : 动载系数

- 考虑齿轮副在啮合过程中，因啮合误差（基节误差、齿形误差和轮齿变形等）所引起的内部附加动载荷对轮齿受载的影响



K_β : 齿向载荷分布系数

- 考虑由于轴的变形和齿轮制造误差等引起的载荷沿齿宽方向分布不均匀的影响



K_α : 齿间载荷分配系数

- 考虑同时啮合的各对轮齿间载荷分配不均匀的影响

K_A ：使用系数

考虑原动机和工作机的工作特性等引起的动力过载对轮齿受载的影响

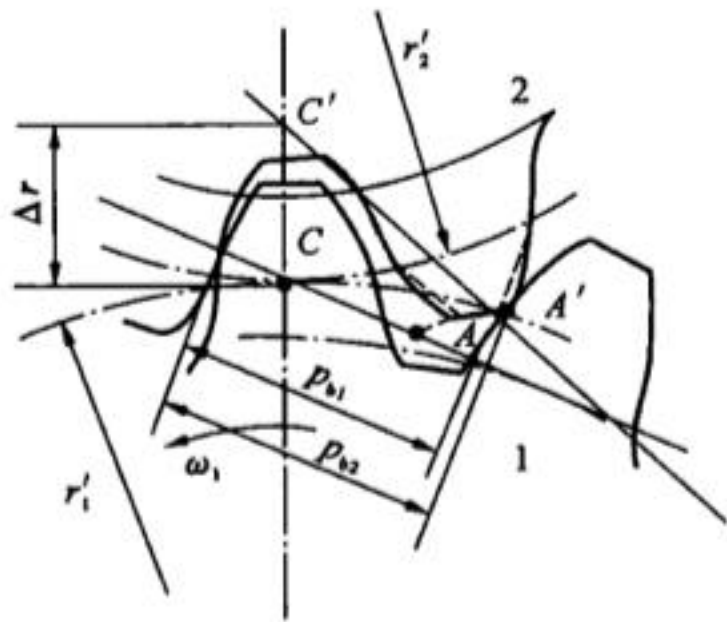
工作机的工作特性	原动机的工作特性及其示例			
	均匀平稳 电动机, 匀速转动的汽轮机	轻微冲击 汽轮机, 液压马达	中等冲击 多缸内燃机	严重冲击 单缸内燃机
均匀平稳	1.00	1.10	1.25	1.50
轻微冲击	1.25	1.35	1.50	1.75
中等冲击	1.50	1.60	1.75	2.00

注：对于增速传动, 根据经验建议取表中值的 1.1 倍。

K_v : 动载系数

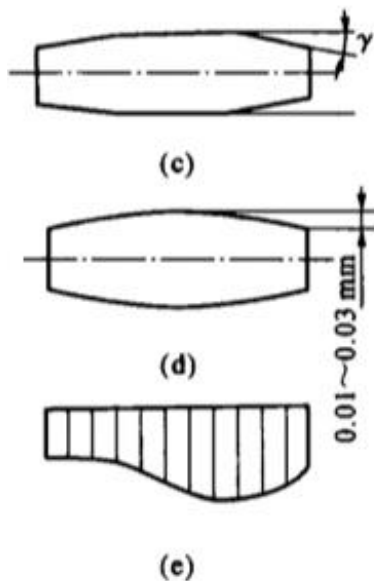
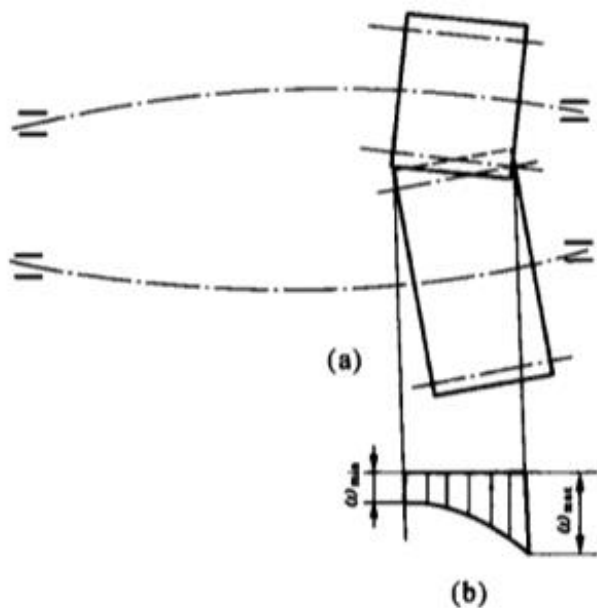
考虑齿轮副在啮合过程中，因啮合误差（基节误差、齿形误差和轮齿变形等）所引起的内部附加动载荷对轮齿受载的影响

- 若啮合轮齿的基节不等，如 $p_{b1} < p_{b2}$ 时，
 - 则第二对轮齿在尚未进入啮合区时就提前在 A' 点开始啮合，使瞬时速比发生变化而产生 冲击和动载荷
- 若齿形有误差，瞬时速比不为定值，也会产生 动载荷
 - 齿轮的速度越高，齿轮振动越大
- 提高齿轮的制造精度，可以减小内部 动载荷
 - 对齿轮进行适当的修形，将齿顶按虚线所示切掉一部分，可使 A' 点延迟进入啮合，也可达到降低动载荷的目的
- 齿轮精度低、速度高时，引起内部附加动载荷越大， K_v 取值越大
 - 对于 直齿圆柱齿轮 传动，可取 $K_v = 1.05 \sim 1.4$
 - 对于 斜齿圆柱齿轮 传动，因传动平稳，可取 $K_v = 1.02 \sim 1.2$



K_β : 齿向载荷分布系数

考虑由于轴的变形和齿轮制造误差等引起的载荷沿齿宽方向分布不均匀的影响



将齿侧沿齿宽方向进行修形

将齿面制成鼓形

均可降低轮齿上的载荷集中

- 当两轮之一为软齿面时，取 $K_\beta = 1 \sim 1.2$
- 当两轮均为硬齿面时，取 $K_\beta = 1.1 \sim 1.35$

载荷集中现象

- 当齿轮相对轴承布置不对称时，齿轮受载后，轴产生弯曲变形，两齿轮随之偏斜，使得作用在齿面上的载荷沿接触线分布不均匀

产生的影响

- 若齿轮靠近转矩输入端布置，偏载严重
- 若齿轮远离转矩输入端布置，偏载减小
- 齿宽较小、对称布置、轴刚度大， K_β 取偏大值

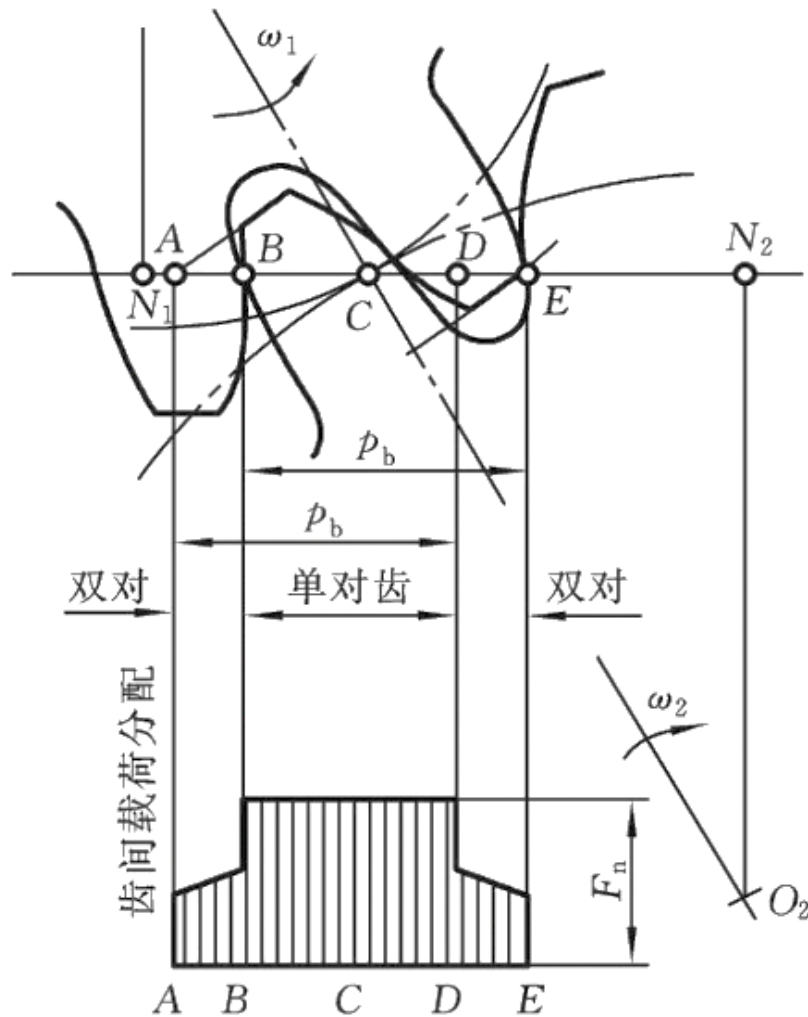
措施

- 为了减少载荷集中，应将齿轮布置在远离转矩输入端

K_a : 齿间载荷分配系数

考虑同时啮合的各对轮齿间载荷分配不均匀的影响

- 当重合度 $\varepsilon_a > 1$, 存在双对齿啮合区
 - 由于轮齿的弹性变形和制造误差, 载荷在两对齿上分配是不均匀的
 - 轮齿从齿根到齿顶啮合的过程中, 齿面上载荷作用点随轮齿在啮合线上位置的不同而改变
 - 由于齿面上力作用点位置的改变, 轮齿在啮合线上不同位置的变形及刚度不同, 刚度大者承担载荷大, 因此在同时啮合的两对轮齿间, 载荷的分配是不均匀的
 - 此外, 基节误差、齿轮的重合度、齿面硬度、齿顶修缘等对齿间载荷分配也有影响
- $K_a = 1.0 \sim 1.2$
 - 直齿圆柱齿轮
 - 斜齿圆柱齿轮 (精度高于7级)
- $K_a = 1.2 \sim 1.4$
 - 斜齿圆柱齿轮 (精度低于7级)
- 当齿轮制造精度低、齿面为硬齿面时, 取大值; 当精度高、齿面为软齿面时, 取小值。



齿面接触疲劳强度条件

两零件表面常为
点接触或线接触

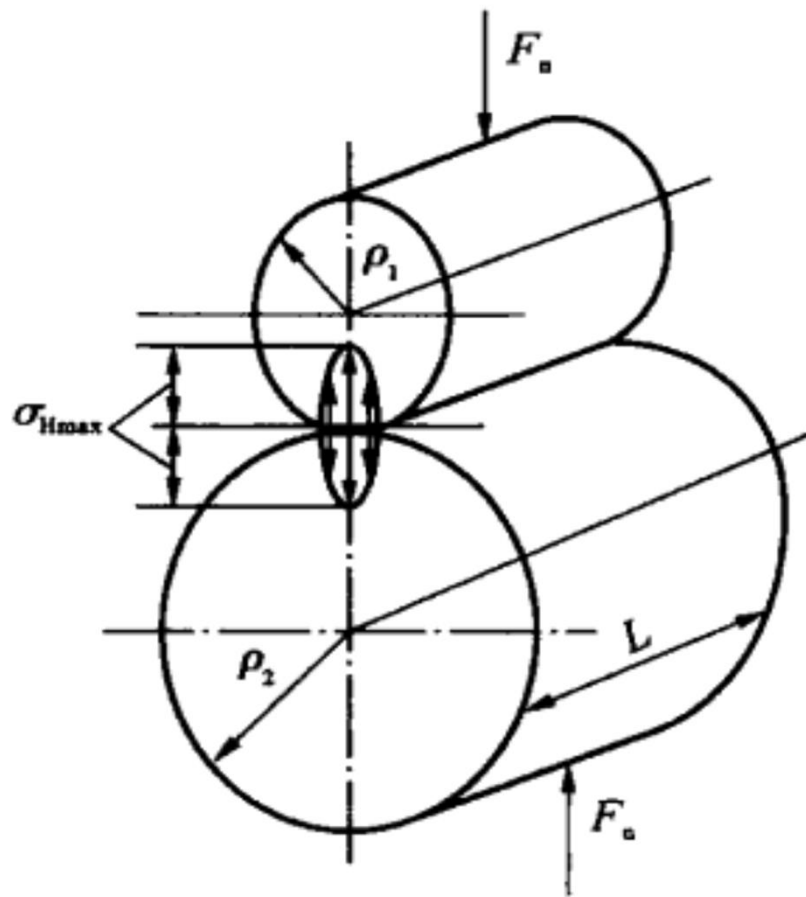
受载后因弹性变形而
成为狭小的面接触接
触处的局部应力称为
接触应力 σ_H

在此变应力反复作用
下, 会产生疲劳点蚀

σ_H 常为
脉动循环变应力
(齿轮周期性啮合)

对于闭式软齿面齿轮
传动, 主要失效形式:
齿面疲劳点蚀

齿面接触疲劳强度计
算的目的:
防止点蚀破坏



强度条件

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$$

σ_H : 实际接触应力 (Mpa)

σ_{HP} : 许用接触应力 (Mpa)

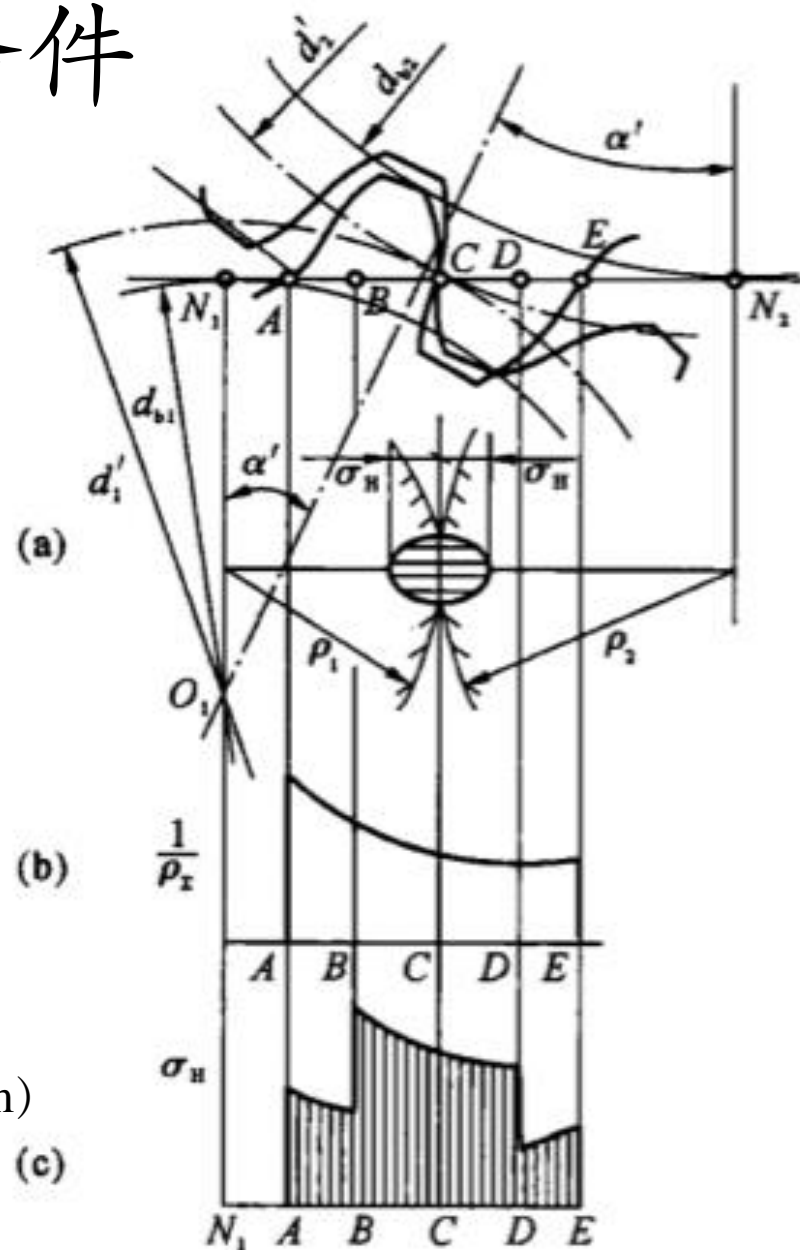
齿面接触疲劳强度条件

接触疲劳强度计算通常以节点为计算点

- 轮齿在啮合过程中，齿廓接触点是不断变化的，因此，齿廓的曲率半径也将随着啮合位置的不同而变化
- 对于重合度 $1 < \varepsilon_a \leq 2$ 的渐开线直齿圆柱齿轮传动
 - 在双齿对啮合区，载荷将由两对齿承担
 - 在单齿对啮合区，全部载荷由一对齿承担
- 节点 C 处的 ρ 值虽不是最小，但该点一般处于单对齿啮合区，只有一对齿啮合，且点蚀也往往先在节线附近的表面出现

$$\rho_{1/2} = \frac{d'_{1/2}}{2} \sin \alpha'$$

- d'_1, d'_2 : 小齿轮和大齿轮的节圆直径 (mm)
- α' : 啮合角 ($^\circ$)



齿面接触疲劳强度条件

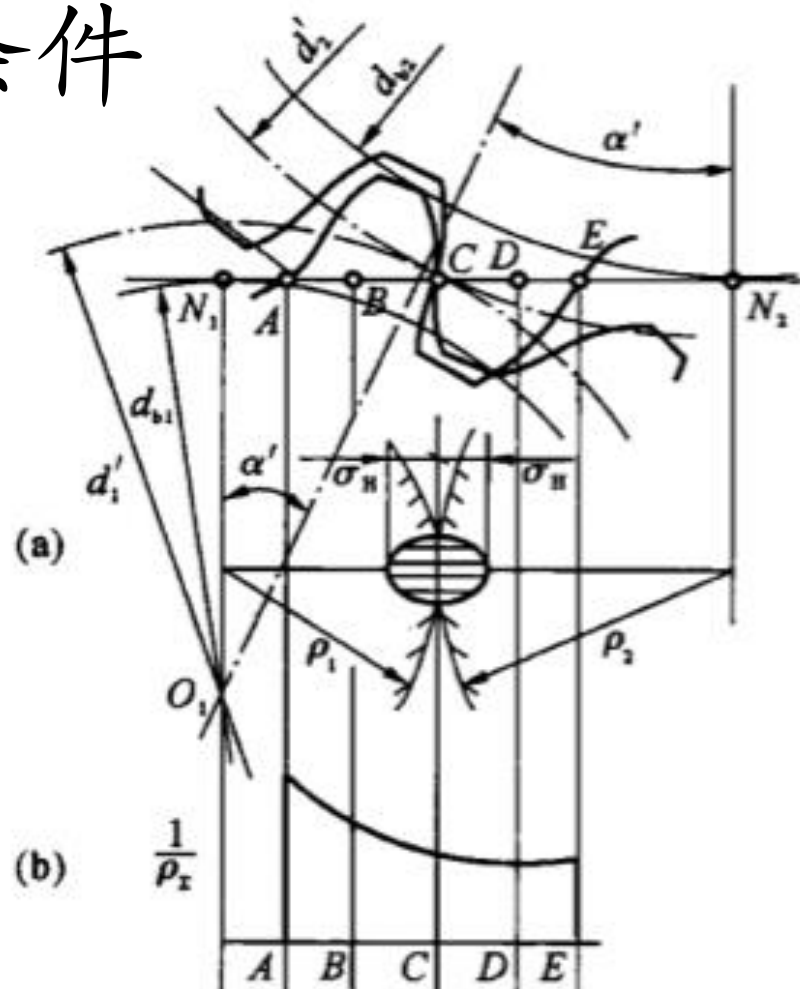
接触线长度: $L = b/Z_t^2$

计算载荷: $F_{nc} = KF_n$

齿数比: $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d'_2}{d'_1}$

啮合角与直径关系: $\frac{d'_1}{d_1} = \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}$

曲率半径: $\rho_{1/2} = \frac{d'_{1/2}}{2} \sin \alpha'$



- Z_ε : 重合度系数, 考虑因重合度增加、接触线长度增加、接触应力降低的影响系数
- 对于直齿圆柱齿轮传动, 一般可取 $Z_\varepsilon = 0.85 \sim 0.92$
- 齿数多时, ε_a 大, Z_ε 取小值, 反之取大值

齿面接触疲劳强度条件

- 赫兹公式：计算两弹性圆柱体的最大接触应力

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)} \cdot \frac{F_n}{L \rho_\Sigma}}$$

$$= Z_H Z_E Z_\epsilon \sqrt{\frac{2KT_1(u \pm 1)}{b d_1^2 u}} \quad (\text{MPa})$$

正、负号对应
外、内啮合齿轮传动

节点区域系数： $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha \cdot \tan \alpha'}}$

材料系数： $Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}}$

表 3-2 材料系数 $Z_E (\sqrt{\text{MPa}})$

小轮材料	大轮材料				
	锻钢	铸钢	球墨铸铁	灰铸铁	夹布胶木
锻钢	189.8	188.9	186.4	162.0	56.4
铸钢	—	188.0	180.5	161.4	—
球墨铸铁	—	—	173.9	156.6	—
灰铸铁	—	—	—	143.7	—

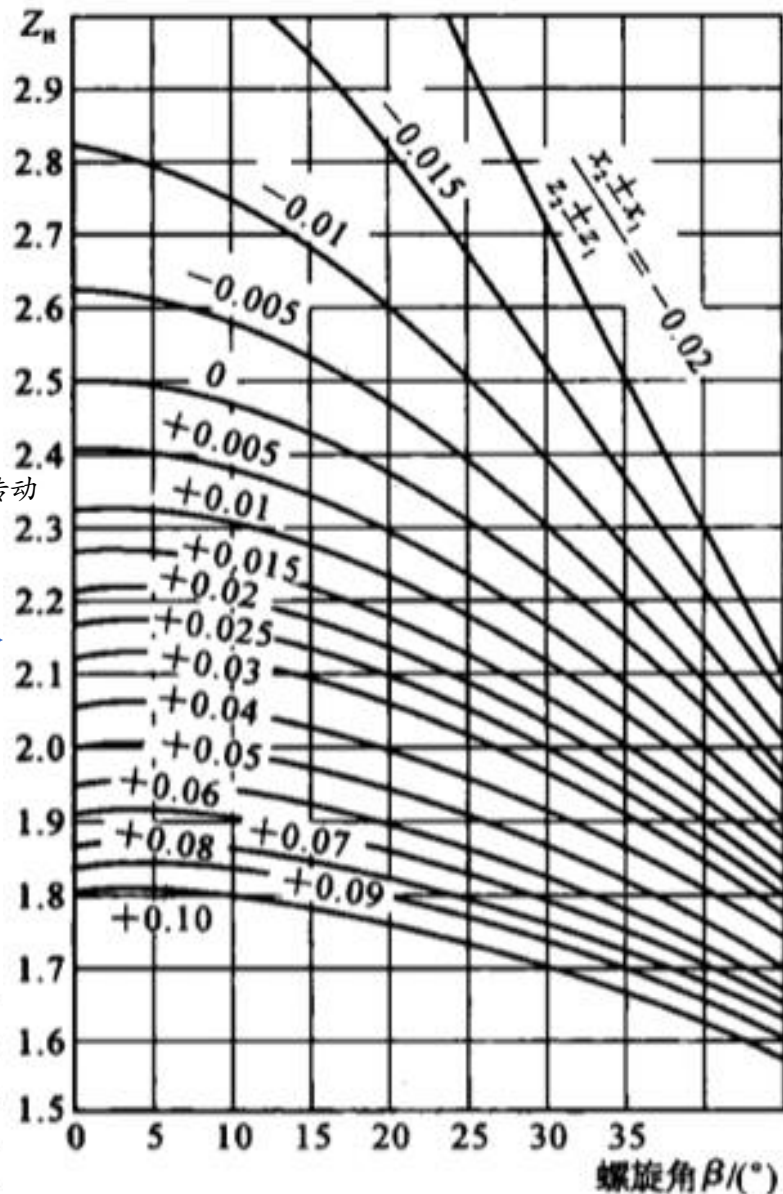


图 3-11 节点区域系数 $Z_H (\alpha_n = 20^\circ)$

直齿圆柱齿轮的齿面接触疲劳强度条件

- 校核式

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2KT_1(u \pm 1)}{b d_1^2 u}} \leq \sigma_{HP}$$

σ_{HP} : 许用接触应力 (Mpa)

分度圆直径 d_1 、齿宽 b 、齿数比 u 、啮合角 α'

- 两齿轮的接触应力相等，即 $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$
 - 但许用接触应力 σ_{HP1} 和 σ_{HP2} 齿轮的材料、热处理方式和应力循环次数有关，一般不相等
 - 取 σ_{HP1} 和 σ_{HP2} 两者中较小者代入计算
- 齿轮接触强度主要取决于齿轮的大小，而不取决于轮齿或模数的大小
 - d 越大， σ_H 越小，接触强度越高 (F_n 减小；齿廓平直)
 - 模数 m 的大小对接触强度无直接影响 $d_1 = mz_1$
- 啮合角 α' 增大，可使 Z_H 和 σ_H 减小
 - 采用正角度变位传动 ($x_1 + x_2 > 0$)，可提高齿面接触强度

直齿圆柱齿轮的齿面接触疲劳强度条件

- 设计式：齿面接触疲劳强度条件的另一表达形式

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\left(\frac{Z_H Z_E Z_\varepsilon}{\sigma_{HP}}\right)^2 \cdot \frac{2KT_1}{\psi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \quad (\text{mm})$$

- 其中齿宽 $b = \psi_d d_1$ ， ψ_d 为齿宽系数， d_1 为齿轮分度圆直径
- 正、负号对应外、内啮合齿轮传动
- 适用于标准和变位直齿圆柱齿轮传动

- 提高齿轮接触疲劳强度的主要措施

- 可减小齿面接触应力
 - 加大齿轮直径 d 或中心距 a
 - 适当增大齿宽 b (或齿宽系数 ψ_d)
 - 采用正角度变位齿轮传动和提高齿轮精度等级
- 提高许用接触应力 σ_{HP} 值
 - 改善齿轮材料和热处理方式 (提高齿面硬度)

轮齿弯曲强度条件

- 为了防止轮齿折断，轮齿的弯曲强度条件为

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$$

σ_F : 齿根弯曲应力 (MPa) σ_{FP} : 许用弯曲应力 (MPa)

计算 σ_F : 危险截面的弯曲应力

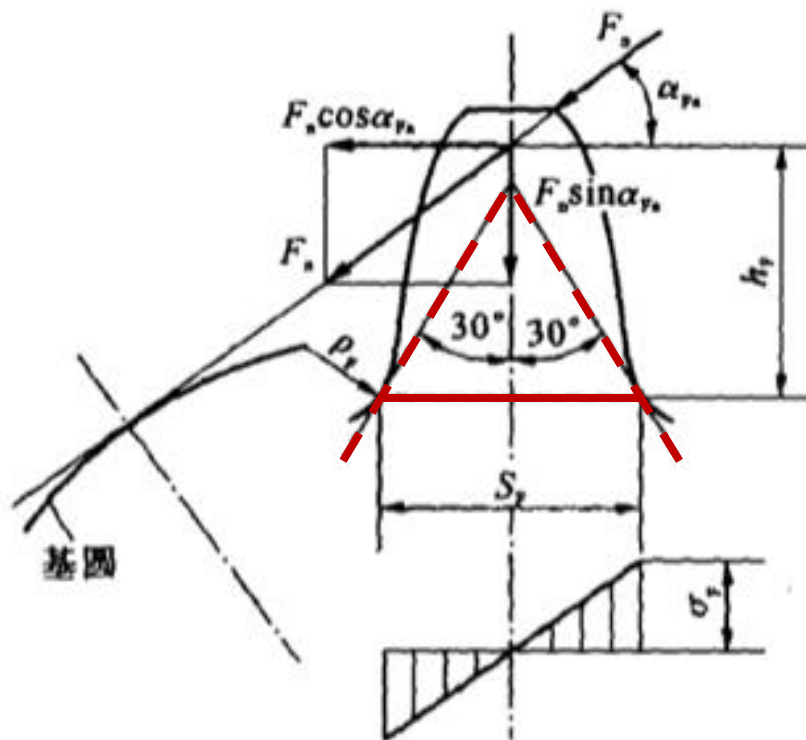
- 载荷 F_n 作用点在哪里时 σ_F 最大?

确定: 齿根危险截面

- 将轮齿视为悬臂梁，作与轮齿对称中线成 30° 角并与齿根过渡曲线相切的直线，通过两切点作平行于齿轮轴线的截面，此截面即为齿根危险截面。

确定: 轮齿上的载荷作用点

- 啮合过程中，轮齿上的载荷作用点是变化的，应将其中使齿根产生**最大弯矩者**作为计算时的载荷作用点。



轮齿弯曲强度条件

- 为了防止轮齿折断，轮齿的弯曲强度条件为

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$$

σ_F : 齿根弯曲应力 (MPa) σ_{FP} : 许用弯曲应力 (MPa)

计算 σ_F : 危险截面的弯曲应力

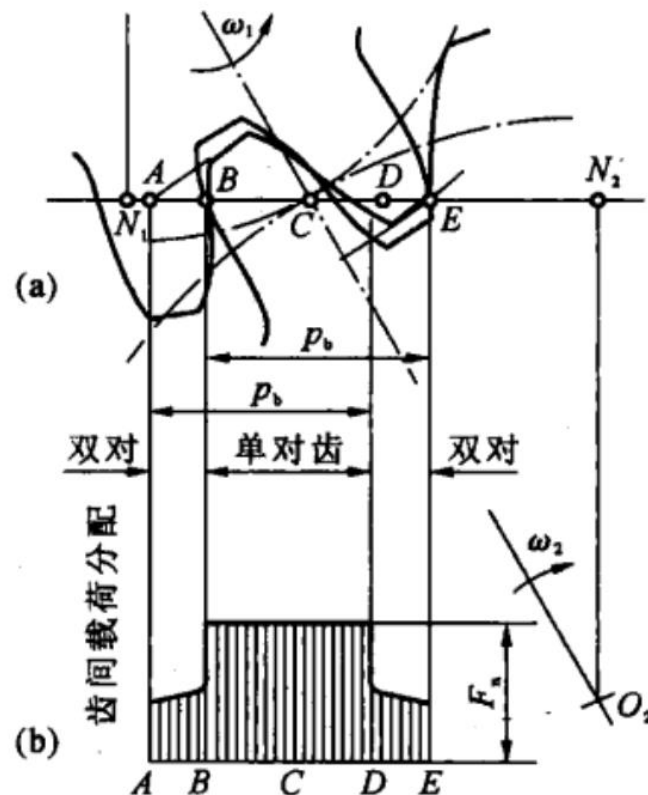
- 载荷 F_n 作用点在哪里时 σ_F 最大?

确定: 齿根危险截面

- 将轮齿视为悬臂梁，作与轮齿对称中线成 30° 角并与齿根过渡曲线相切的直线，通过两切点作平行于齿轮轴线的截面，此截面即为齿根危险截面。

确定: 轮齿上的载荷作用点

- 啮合过程中，轮齿上的载荷作用点是变化的，应将其中使齿根产生最大弯矩者作为计算时的载荷作用点。



轮齿弯曲强度条件

• 轮齿在 E 点啮合时

- 处于双齿对啮合区中
- 力臂最大，但此时有两对轮齿共同承担载荷，齿根所受弯矩不是最大

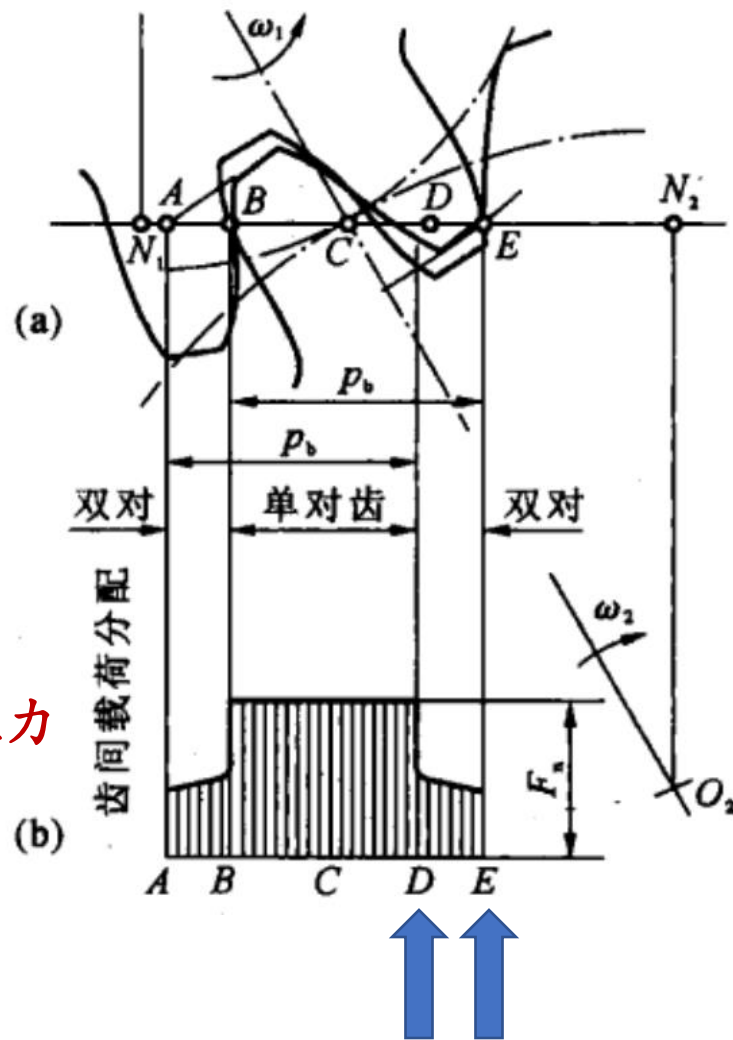
• 轮齿在 D 点啮合时

- 单齿对啮合区上界点
- 力臂虽较前者稍小，但仅一对轮齿承担总载荷，因此，齿根所受弯矩最大

• 将力作用于齿顶时产生的齿根应力折算为

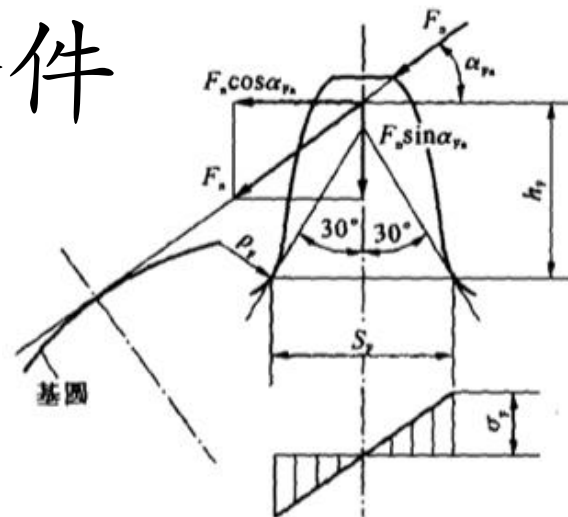
力作用于单齿对啮合区上界点时产生的齿根应力

- 应以 D 点作为计算时的载荷的作用点
- 但由于按此点计算较为复杂
- 一般可将齿顶作为载荷的作用点，
- 引入重合度系数 Y_e



轮齿弯曲强度条件

- 将 F_n 移至轮齿的对称线上，并分解为
 - 切向分力 $F_n \cos \alpha_{F_n}$ ，使齿根产生弯曲应力和切应力
 - 径向分力 $F_n \sin \alpha_{F_n}$ ，使齿根产生压应力
 - α_{F_n} ：齿顶载荷作用角，略去齿面间摩擦力



- 校核齿根弯曲疲劳强度时应按危险截面拉伸侧的弯曲应力计算
 - 由于切应力和压应力比弯曲应力小得多，且齿根弯曲疲劳裂纹首先发生在拉伸侧

- 其弯曲应力为

$$\sigma_F = \frac{M}{W} = \frac{F_n \cos \alpha_{F_n} h_F}{b S_F^2 / 2} = \frac{2KT_1}{bd_1 m} \cdot \frac{6(h_F/m) \cos \alpha_{F_n}}{(S_F/m)^2 \cos \alpha} \quad (\text{MPa})$$

h_F ：弯曲力臂 | S_F ：危险截面厚度 | b ：齿宽 | α_{F_n} ：载荷作用角

轮齿弯曲强度条件

- 其弯曲应力为

$$\sigma_F = \frac{M}{W} = \frac{F_n \cos \alpha_{F_n} h_F}{b S_F^2 / 2} = \frac{2KT_1}{bd_1 m} \cdot \frac{6(h_F/m) \cos \alpha_{F_n}}{(S_F/m)^2 \cos \alpha} \quad (\text{MPa})$$

h_F : 弯曲力臂 | S_F : 危险截面厚度 | b : 齿宽 | α_{F_n} : 载荷作用角

- 轮齿弯曲疲劳强度条件

$$\text{校核式: } \sigma_F = \frac{2KT_1}{bd_1 m} \cdot Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon = \frac{2KT_1}{\psi_d z_1^2 m^3} \cdot Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP} \quad (\text{MPa})$$

$$\text{计算式 (可计算齿轮的模数): } m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\psi_d z_1^2 \sigma_{FP}} \cdot Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon} \quad (\text{mm})$$

- 考虑齿根应力集中和危险截面上的压应力和切应力的影响
- Y_{Fa} : 载荷作用于齿顶时的齿形系数 $Y_{Fa} = \frac{6(h_F/m) \cos \alpha_{Fa}}{(S_F/m)^2 \cos \alpha}$
- Y_{Sa} : 应力修正系数 | Y_ε : 重合度系数
- σ_{FP} : 许用弯曲应力 (MPa)

轮齿弯曲强度条件

- Y_{Fa} : 载荷作用于齿顶时的齿形系数 $Y_{Fa} = \frac{6(h_F/m) \cos \alpha_{Fa}}{(S_F/m)^2 \cos \alpha}$
 - Y_{Fa} 与模数 m 无关, 只与 λ 、 γ 、 α_{Fa} 、 α 决定的齿形有关
 - $h_F = \lambda m$, $S_F = \gamma m$ (λ 、 γ 为与齿形有关的比例系数)
- 对于 $\alpha = 20^\circ$ 的标准齿制齿轮 (其齿顶高系数为标准值)
 - 其齿数 z 和变位系数 x 不同时, 齿形也不同, 故 Y_{Fa} 主要与 z 、 x 有关
 - 齿数少, 齿根厚度薄, Y_{Fa} 大, σ_F 大, 弯曲强度低

- 对于正变位齿轮 ($x > 0$), 齿根厚度大
 - 使 Y_{Fa} 减小, 可提高齿根弯曲强度, 因此, Y_{Fa} 主要取决于齿数 z 和变位系数 x

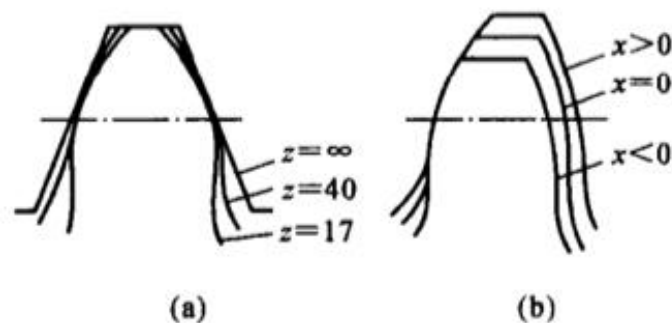


图 3-13 齿数和变位系数对齿形的影响

(a) 齿数的影响; (b) 变位系数的影响

轮齿弯曲强度条件

Y_{Fa} 、 Y_{Sa} 值可根据 z 和 x 查表获得

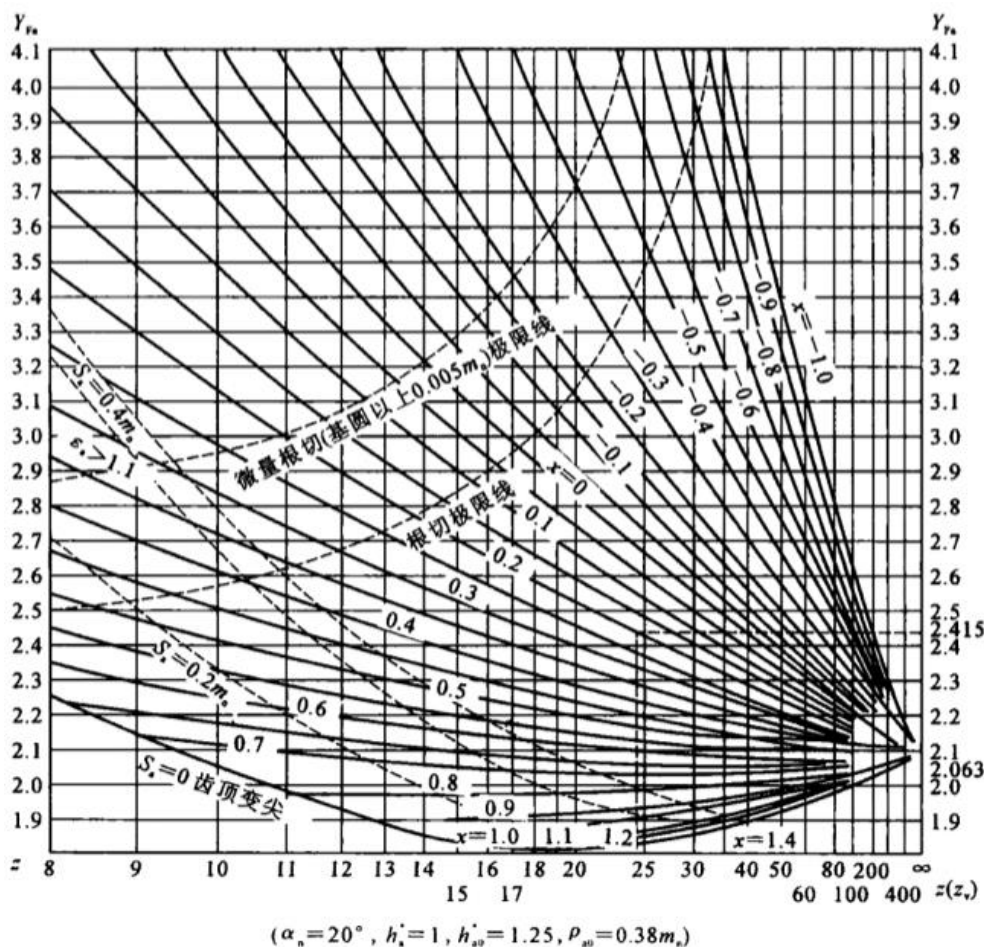


图 3-14 外齿轮的齿形系数 Y_{Fa}

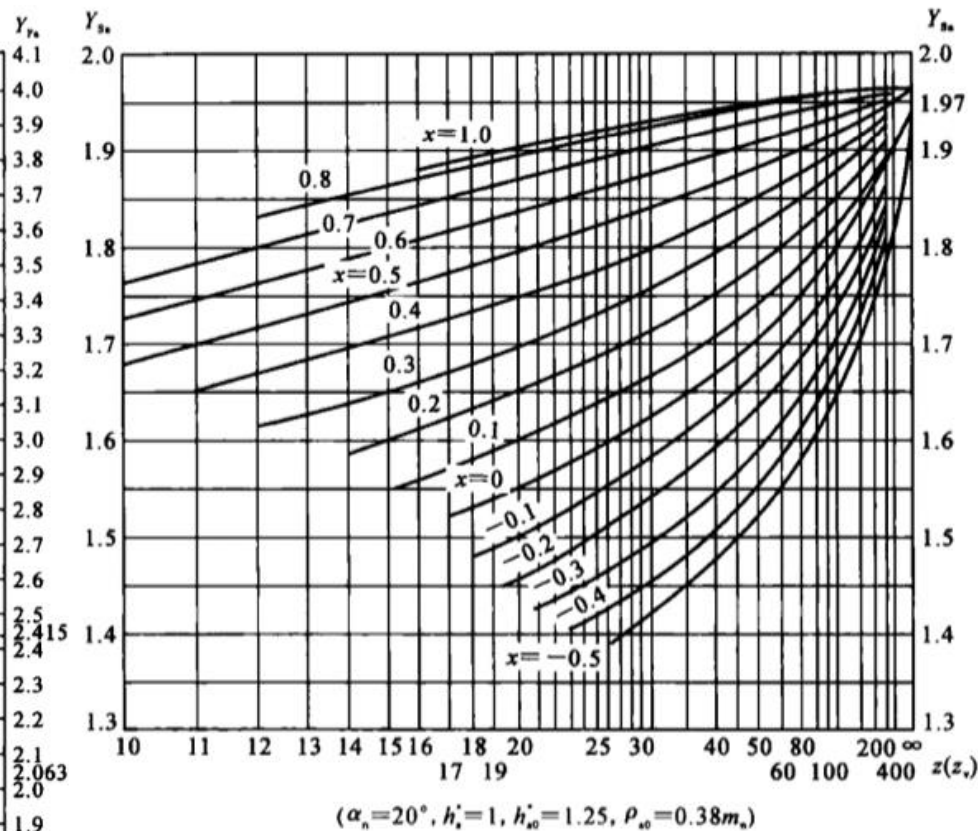


图 3-15 外齿轮的应力修正系数 Y_{Sa}

轮齿弯曲强度条件

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\psi_d z_1^2 \sigma_{FP}} \cdot Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\varepsilon}} \quad (\text{mm})$$

- 重合度系数： Y_{ε}
 - 将力的作用点由齿顶转移到单齿对啮合区上界点的系数
 - 当 $\varepsilon < 2$ 时，取 $Y_{\varepsilon} = 0.65 \sim 0.85$
 - z 大， Y_{ε} 取小值，反之取大值
- 因大、小齿轮的 Y_{Fa} 、 Y_{Sa} 不相等，它们的弯曲应力是不相等的
 - 大、小齿轮应分别进行轮齿弯曲强度校核
 - 材料或热处理方式不同时，其许用弯曲应力也不相等
 - 大、小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{\sigma_{FP}}$ 比值可能不同，大者其弯曲疲劳强度较弱
 - 设计时应以两者中的大值代入，求得 m 后，应将其圆整为标准模数

轮齿弯曲强度条件

影响轮齿弯曲强度的主要几何参数

齿数 z

模数 m

齿宽 b

变位系数 x

$$\sigma_F = \frac{2KT_1}{bd_1m} \cdot Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP}$$

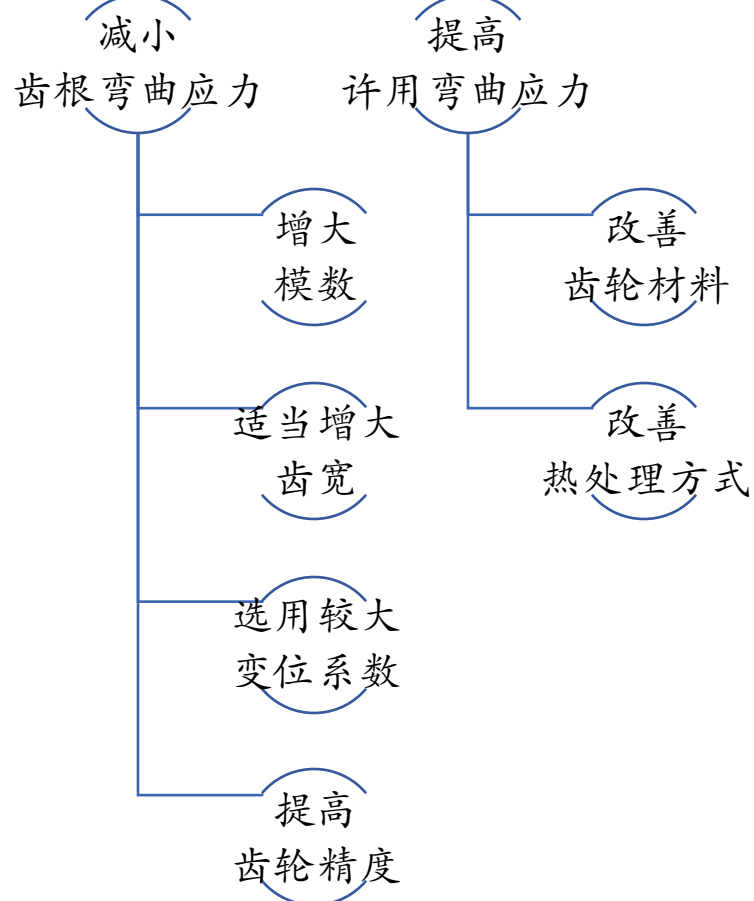
当 z 、 m 、 b 、 x 增大时，
 σ_F 减小

在中心距 a 或直径 d 和齿宽 b 确定后， σ_F 的大小主要取决于 m 和 z

增加齿数，虽可能因 Y_{Fa} 、 Y_{Sa} 减小而使 σ_F 有所降低

但由于 m 对 σ_F 的影响比之大，所以，在 d 一定的条件下，增大 m 并相应减小 z ，可提高轮齿的弯曲强度。

提高轮齿弯曲疲劳强度的
主要措施



齿轮材料和许用应力

齿轮传动设计

齿轮材料及热处理方式

正火或
调质钢

锻钢

表面硬化钢
和渗氮钢

选材时考虑

工作条件

载荷性质

经济性

制造方法等

铸钢

铸铁

非金属材料

材料牌号	热处理方式	强度极限	屈服极限	硬 度	
		σ_b /MPa	σ_s /MPa	HBS	HRC(齿面)
45	正火	588	294	169~217	—
	调质	647	373	229~286	—
	表面淬火	—	—	—	40~50
35SiMn	调质	785	510	229~286	—
42SiMn	表面淬火	—	—	—	45~55
38SiMnMo	调质	735	588	229~286	—
	表面淬火	—	—	—	45~55
40Cr	调质	735	539	241~286	—
	表面淬火	—	—	—	48~55
38CrMoAlA	调质	890	834	229	—
	氮化	—	—	—	HV>850
20Cr	渗碳、淬火	637	392	—	56~62
20CrMnTi	渗碳、淬火	1079	834	—	56~62
ZG310~570	正火	570	310	162~197	—
ZG340~640	正火	640	340	179~207	—
	调质	700	380	241~269	—
HT300	—	250	—	169~255	—
HT350	—	290	—	182~273	—
QT500—7	正火	500	320	170~230	—
QT600—3	正火	600	370	190~270	—
夹布胶木	—	100	—	25~35	—

齿轮材料及热处理方式

调质

正火

表面淬火

渗碳淬火

表面氮化

软齿面。改善机械性能，增大强度和韧性
切削性能好
(HBS≤350)

硬齿面。强度高、耐磨性好、可抗冲击
需磨齿，工艺较复杂
(HBS>350)
(HRC≥40)

若配对齿轮均采用软齿面：

小齿轮受载次数多，故材料应选好些，热处理硬度稍高于大齿轮
(约30~40HBS)，以保证大、小齿轮的强度接近相等

许用应力

- 根据试验齿轮的接触疲劳极限和弯曲疲劳极限确定的，试验齿轮的疲劳极限又是在一定试验条件下获得的
 - 当设计齿轮的工作条件与试验条件不同时，需加以修正

$$\text{许用接触应力} : \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_{Hmin}} Z_N$$

$$\text{许用弯曲应力} : \sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} Y_{ST} Y_N$$

- σ_{Hlim} 、 σ_{Flim} ：试验齿轮的接触疲劳极限和弯曲疲劳极限 (MPa)
- Z_N 、 Y_N ：接触强度和弯曲强度计算的寿命系数
- Y_{ST} ：试验齿轮的应力修正系数，按国家标准取 $Y_{ST} = 2.0$
- S_{Hmin} 、 S_{Fmin} ：接触强度和弯曲强度计算的最小安全系数

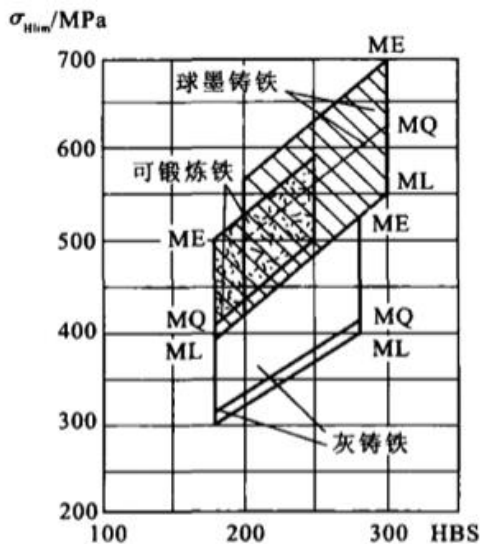
试验齿轮的疲劳极限 σ_{Hlim}

• 试验齿轮的疲劳极限是在持久寿命期限内，失效概率为 1% 时，经运转试验获得的

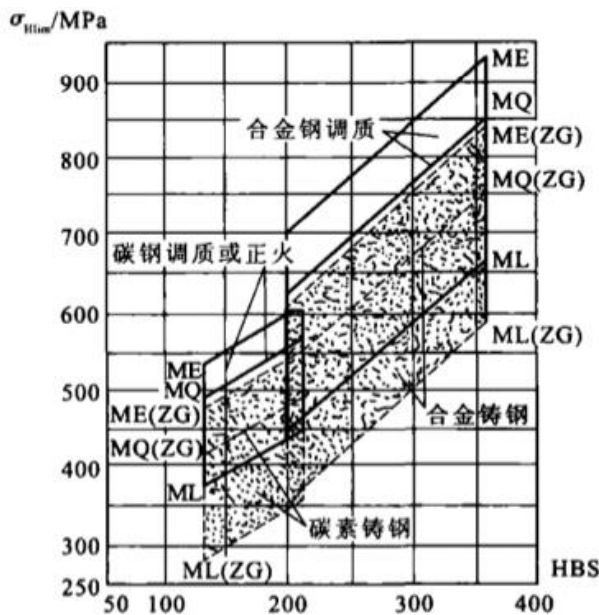
• 接触疲劳极限的试验条件：

- 节点速度 $v = 10 \text{ m/s}$
- 矿物油润滑（运动黏度 $\nu = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$ ）
- 齿面平均粗糙度 $Rz = 3 \mu\text{m}$

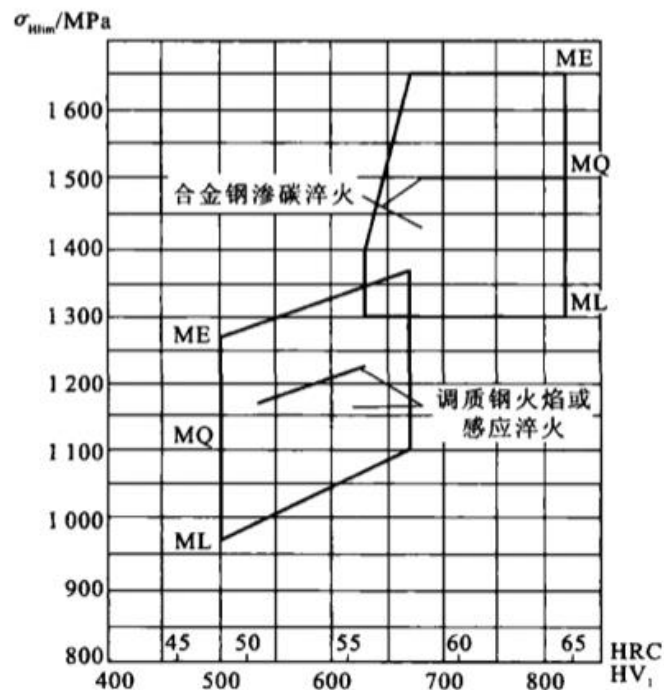
σ_{Hlim} 查表获得



铸铁



调质钢和铸钢



表面硬化钢

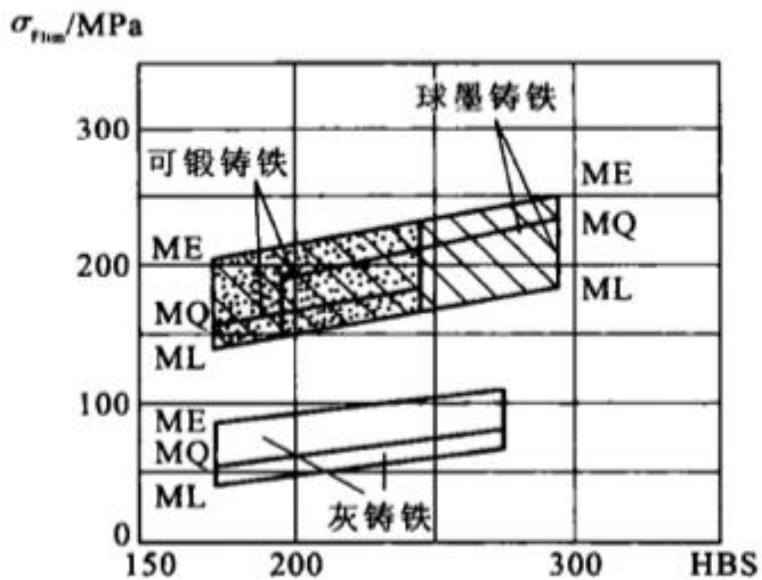
试验齿轮的疲劳极限 σ_{Flim}

• 试验齿轮的疲劳极限是在持久寿命期限内，失效概率为 1% 时，经运转试验获得的

• 弯曲疲劳极限的试验条件：

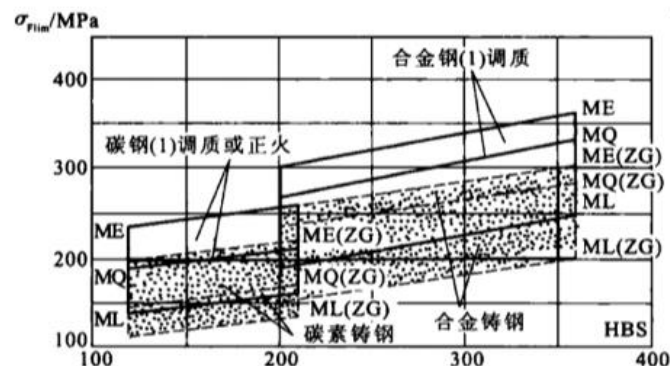
- $m = 3 \sim 5 \text{ mm}$, $\beta = 0^\circ$, $n = 10 \sim 50 \text{ mm}$, $v = 10 \text{ m/s}$
- 齿根表面平均粗糙度 $Rz = 10 \mu\text{m}$
- 轮齿受单向弯曲

σ_{Flim} 查表获得

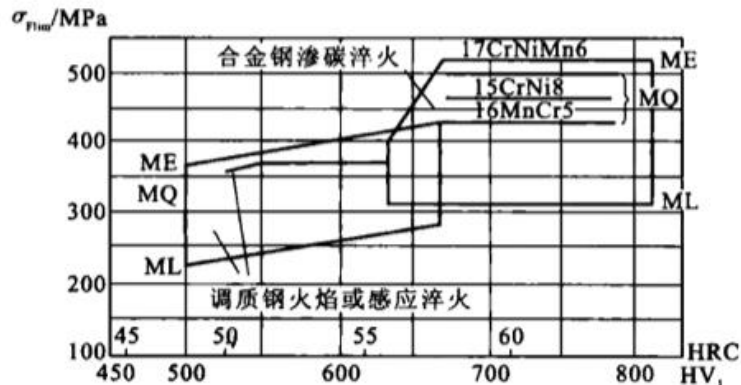


铸铁

调质钢和铸钢



表面硬化钢

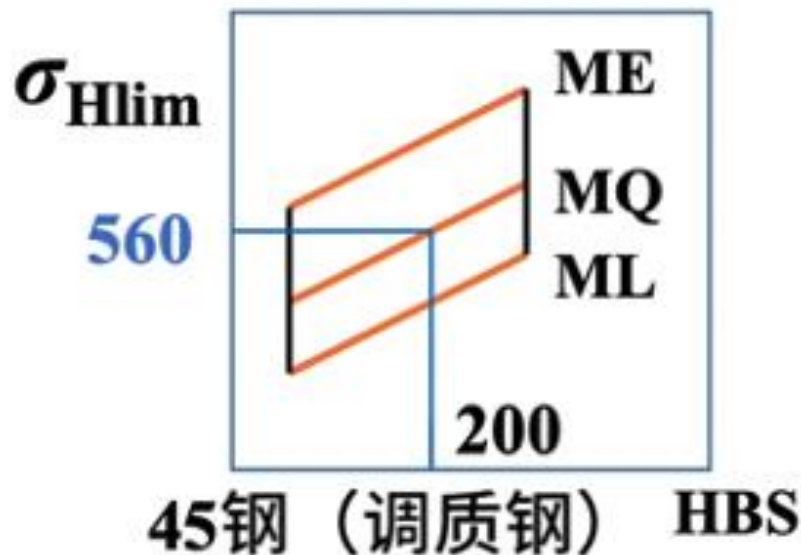


试验齿轮的疲劳极限 σ_{Hlim} 、 σ_{Flim}

- 给出的 σ_{Hlim} 、 σ_{Flim} 值有一定的变动范围
 - 同一批齿轮中，其材质、热处理质量及加工质量等有一定的差异致使所得到的试验齿轮的疲劳极限值出现较大的离散性
- 不同齿轮材料品质和热处理质量的 σ_{Hlim} 、 σ_{Flim} 的取值线

- ME线：质量很高
- MQ线：中等要求
- ML线：最低要求

- 当齿面硬度超过其区域范围时，可将图向右作适当的线性延伸
 - σ_{Flim} 值是在单向弯曲条件即受脉动循环变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），轮齿受对称循环变应力作用，此时的弯曲疲劳极限应将图示值乘以系数 0.7。

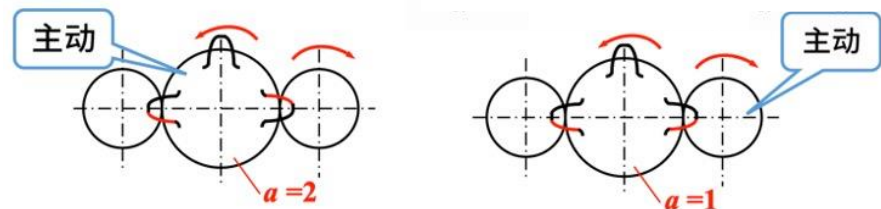


通常可按 MQ 线
选取 σ_{Hlim} 、 σ_{Flim} 值

寿命系数 Z_N 、 Y_N

• 图中 σ_{Hlim} 、 σ_{Flim} 是按无限寿命试验得到的数据

- 当要求所设计的齿轮为有限寿命时
 - 其疲劳极限还会有所提高，需进行修正
 - $\sigma_{Hlim} \cdot Z_N$ 、 $\sigma_{Flim} \cdot Y_N$



受稳定载荷时， Z_N 、 Y_N 按轮齿经受的循环次数 N 由下图查取

• 转速不变时

$$N = 60 \cdot n \cdot a \cdot t$$

- n : 齿轮转速 (r/min)
- a : 齿轮每转一转，轮齿同侧齿面啮合次数
- t : 齿轮总工作时间 (h)

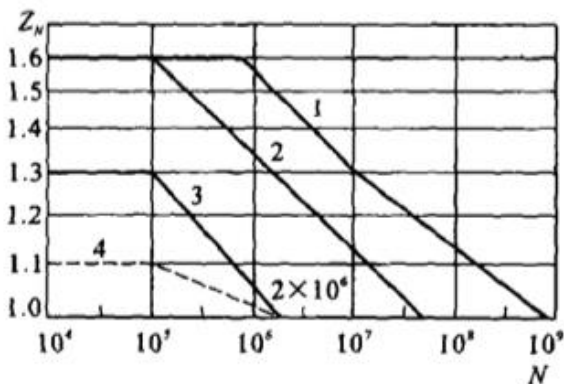


图 3-18 接触强度计算寿命系数 Z_N

- 1—碳钢(经正火、调质、表面淬火、渗碳淬火), 球墨铸铁, 珠光体可锻铸铁(允许一定的点蚀);
- 2—材料和热处理同 1, 不允许出现点蚀;
- 3—碳钢调质后气体渗氮, 渗氮钢气体氮化, 灰铸铁;
- 4—碳钢调质后液体渗氮

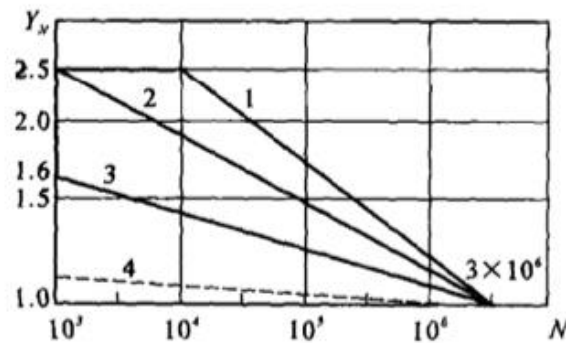


图 3-19 弯曲强度计算寿命系数 Y_N

- 1—碳钢(经正火、调质), 球墨铸铁, 珠光体可锻铸铁;
- 2—碳钢经表面淬火、渗碳淬火;
- 3—碳钢调质后气体渗氮, 渗氮钢气体氮化, 灰铸铁;
- 4—碳钢调质后液体渗氮

最小安全系数 S_{Hmin} 、 S_{Fmin}

- 选择最小安全系数时，应考虑
 - 齿轮的载荷数据
 - 计算方法的正确性
 - 对齿轮的可靠性要求
- S_{Hmin} 、 S_{Fmin} 的值可查表
 - 在计算数据的准确性较差，计算方法粗糙，失效后可能造成严重后果等情况下，两者均应取大值

表 3-4 最小安全系数 S_{Hmin} 、 S_{Fmin} 值

安全系数	静强度		疲劳强度	
	一般传动	重要传动	一般传动	重要传动
接触强度 S_{Hmin}	1.0	1.3	1.0~1.2	1.3~1.6
弯曲强度 S_{Fmin}	1.4	1.8	1.4~1.5	1.6~3.0

斜齿圆柱齿轮传动的 强度条件

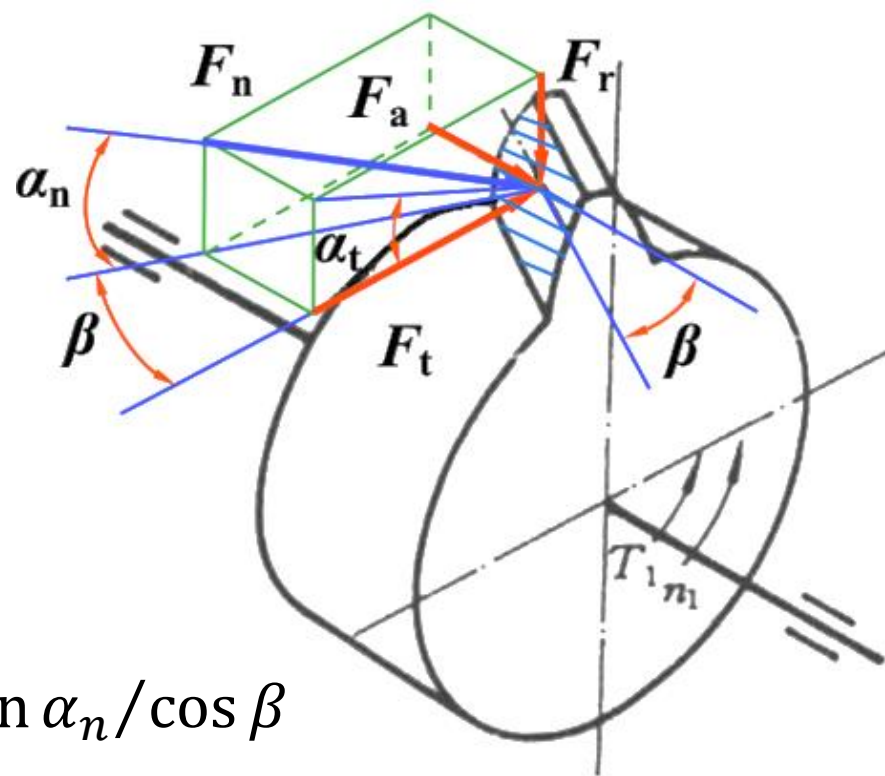
齿轮传动设计

斜齿圆柱齿轮传动，因轮齿接触线倾斜，同时啮合的齿数多，重合度大，故传动平稳，噪声小，承载能力强，常在速度较高的传动系统中使用

受力分析

• 若略去齿面间的摩擦力，作用于节点 C 的法向力 F_n

- α_n : 法面分度圆压力角
- α_t : 端面分度圆压力角
- β : 分度圆螺旋角
- β_b : 基圆螺旋角



- 圆周力 $F_t = 2T_1/d_1$
- 径向力 $F_r = F_t \tan \alpha_t = F_t \tan \alpha_n / \cos \beta$
- 轴向力 $F_a = F_t \tan \beta$
- 法向力 $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cdot \cos \beta} = \frac{F_t}{\cos \alpha_t \cdot \cos \beta_b} = \frac{F_t}{d_1 \cos \alpha_t \cdot \cos \beta_b}$

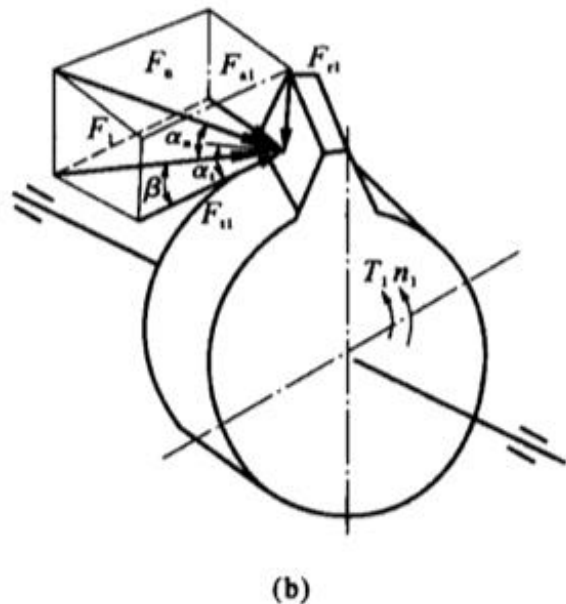
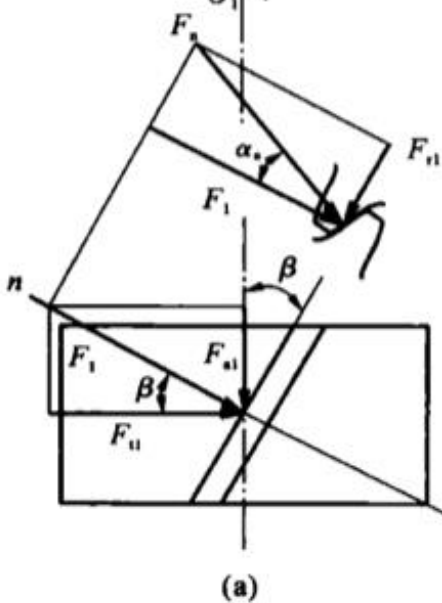
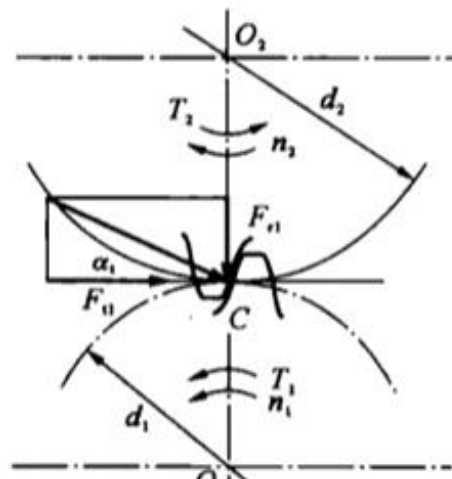
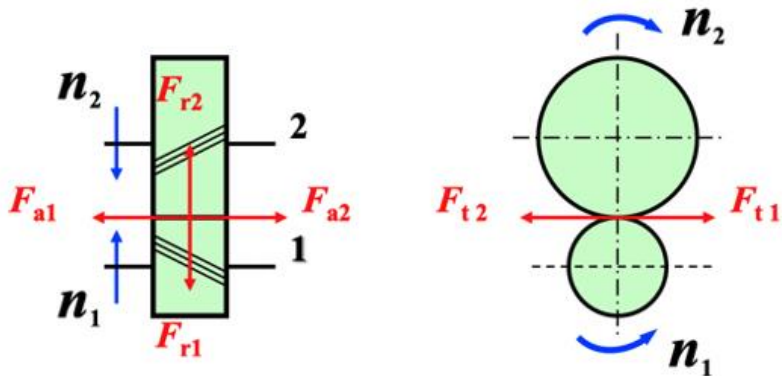
受力分析

各力关系：

- $F_{t1} = -F_{t2}$
- $F_{r1} = -F_{r2}$
- $F_{a1} = -F_{a2}$

各力方向

- F_t 、 F_r 与直齿轮相同
- F_a 取决于齿轮的回转方向和螺旋线方向，可以用“主动轮左、右手定则”



作用在主动轮和从动轮上的各力均对应等值、反向。各分力的方向可用下面的方法判定。

- (1) 圆周力 F_t 在主动轮上与回转方向相反，在从动轮上与回转方向相同
- (2) 径向力 F_r 分别指向各自的轮心
- (3) 轴向力 F_a 的方向取决于齿轮的回转方向和螺旋线方向，可以用“主动轮左、右手定则”来判断：

当主动轮为右旋时，以右手四指的弯曲方向表示主动轮的转向，拇指指向即为它所受轴向力的方向

当主动轮为左旋时，用左手，方法同上。从动轮上的轴向力方向与主动轮的相反

上述左、右手定则仅适用于主动轮

齿面接触疲劳强度条件

计算斜齿圆柱齿轮传动的接触应力时的特点

① 啮合的接触线是倾斜的，有利于提高接触强度，引入螺旋角系数 $Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$

② 节点的曲率半径按法面计算

③ 重合度大，传动平稳

斜齿圆柱齿轮传动齿面接触疲劳强度条件

$$\text{校核式: } \sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{2KT_1}{bd_1^2} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq \sigma_{HP} \quad (\text{MPa})$$

$$\text{设计式: } d_1 \geq \sqrt[3]{\left(\frac{Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta}{\sigma_{HP}}\right)^2 \cdot \frac{2KT_1}{\psi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \quad (\text{mm})$$

• Z_H 为节点区域系数 $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \tan \alpha_t}}$

• 可查表获得

• Z_ε 重合度系数

• 因斜齿圆柱齿轮传动的重合度较大，可取 $Z_\varepsilon = 0.75 \sim 0.88$

• 齿数多时，取小值；反之取大值

由于斜齿圆柱齿轮的 Z_H 、 Z_ε 、 K_v 比直齿圆柱齿轮小，在同样条件下，斜齿圆柱齿轮传动的接触疲劳强度比直齿圆柱齿轮传动高

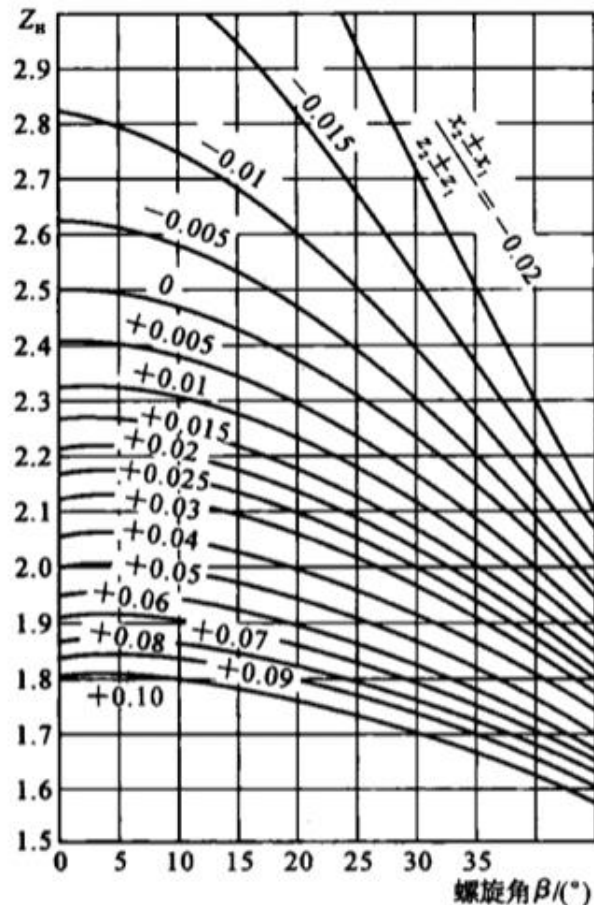


图 3-11 节点区域系数 $Z_H (\alpha_n = 20^\circ)$

齿面接触疲劳强度条件

$$\text{校核式: } \sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{2KT_1}{bd_1^2} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq \sigma_{HP} \quad (\text{MPa})$$

$$\text{设计式: } d_1 \geq \sqrt[3]{\left(\frac{Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta}{\sigma_{HP}}\right)^2 \cdot \frac{2KT_1}{\psi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \quad (\text{mm})$$

设计出 d_1 后, 计算其他几何参数

初步选定齿数 z_1 (闭式软齿面: 20~40)

初步选定螺旋角 β , 常用 $10^\circ \sim 15^\circ$

计算 $m_n = d_1 \cos \beta / z_1$, 向上圆整成标准值且 $m_n \geq 1.5$

计算中心距 $a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$, 并圆整

齿根弯曲疲劳强度条件

- 近似将其视为按轮齿法面展开的当量直齿圆柱齿轮
 - 由于斜齿圆柱齿轮的接触线是倾斜的，所以轮齿往往发生局部折断而且，啮合过程中，其接触线和危险截面的位置都在不断变化，其齿根应力很难精确计算
 - 考虑到斜齿圆柱齿轮倾斜的接触线对提高弯曲强度有利，引入螺旋角系数 Y_β ，对齿根应力进行修正，并以法向模数 m_n 代替 m ，可得斜齿圆柱齿轮轮齿的弯曲疲劳强度条件为

$$\text{校核式: } \sigma_F = \frac{2KT_1}{bd_1m_n} \cdot Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta = \frac{2KT_1}{\psi_d z_1^2 m^3} \cdot Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta \leq \sigma_{FP} \quad (\text{MPa})$$

$$\text{计算式 (可计算齿轮的模数, } d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} \text{)} : m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 \cos^2 \beta Y_\varepsilon Y_\beta}{\psi_d z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{\sigma_{FP}}} \quad (\text{mm})$$

- Y_β : 螺旋角系数, $Y_\beta = 0.85 \sim 0.92$, β 角大时取小值, 反之取大值
- Y_{Fa} 、 Y_{Sa} : 按当量齿数 $z_v = z / \cos^3 \beta$, 查表获得
- Y_ε : 重合度系数 | σ_{FP} : 许用弯曲应力 (MPa)

齿根弯曲疲劳强度条件

$$\text{校核式: } \sigma_F = \frac{2KT_1}{bd_1m_n} \cdot Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta = \frac{2KT_1}{\psi_d z_1^2 m^3} \cdot Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta \leq \sigma_{FP} \quad (\text{MPa})$$

$$\text{计算式 (可计算齿轮的模数, } d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} \text{)} : m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 \cos^2 \beta Y_\varepsilon Y_\beta}{\psi_d z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{\sigma_{FP}}} \quad (\text{mm})$$

- 因大、小齿轮的 σ_F 和 σ_{FP} 均可能不相同，故应分别进行验算
 - 计算时，应取 $\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{\sigma_{FP1}}$ 与 $\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{\sigma_{FP2}}$ 两者中的较大值代入
- 在相同条件下，斜齿圆柱齿轮传动的轮齿弯曲应力比直齿圆柱齿轮传动的小，其弯曲疲劳强度比直齿圆柱齿轮传动的高
 - 因 $z_v > z$ ，故斜齿圆柱齿轮的 $Y_{Fa} Y_{Sa}$ 比直齿圆柱齿轮的小
 - K_v 也小，式中还增加了一个小于 1 的螺旋角系数

直齿锥齿轮传动的 强度条件

齿轮传动设计

锥齿轮传动常用于传递两相交轴之间的运动和动力

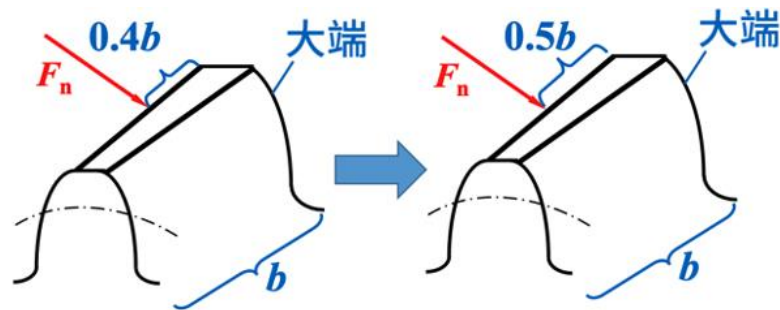
直齿锥齿轮的特点

- 根据轮齿方向和分度圆母线方向的相互关系，锥齿轮传动可分为

- **直齿锥齿轮传动**

- 本课仅介绍常用的轴交角 $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ 的直齿锥齿轮传动的强度条件

- 斜齿锥齿轮传动
- 曲线齿锥齿轮传动



- 直齿锥齿轮传动仅适用于 $v \leq 5m/s$ 的传动

- 由于锥齿轮的理论齿廓为球面渐开线，而实际加工出的齿形与其有较大的误差，不易获得高的精度，在传动中会产生较大的振动和噪声

- 直齿锥齿轮的标准模数为大端模数 m ，其几何尺寸按大端计算

- 直齿锥齿轮的轮齿从大端到小端逐渐收缩，轮齿沿齿宽方向的截面大小不等，受力后不同截面的弹性变形各异，引起载荷分布不均，受力和强度计算都相当复杂

- **故一般以齿宽中点的当量直齿圆柱齿轮作为计算基础**

直齿锥齿轮的特点

- 根据轮齿方向和分度圆母线方向的相互关系，锥齿轮传动可分为
 - 直齿锥齿轮传动（本课仅介绍此类常用设计：轴交角 $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ ）
 - 斜齿锥齿轮传动
 - 曲线齿锥齿轮传动

传动中会产生较大的振动和噪声， $v \leq 5m/s$

- 由于锥齿轮的理论齿廓为球面渐开线，而实际加工出的齿形与其有较大的误差，不易获得高的精度

轮齿分布在锥面上，从大端到小端逐渐收缩

- 轮齿沿齿宽方向的截面大小不等

不同截面的弹性变形各异，载荷分布不均

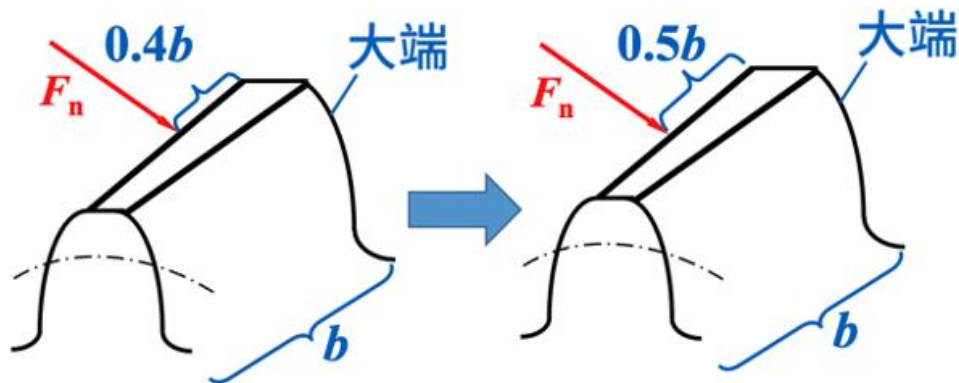
- 受力和强度计算都相当复杂

直齿锥齿轮的标准模数为大端模数 m

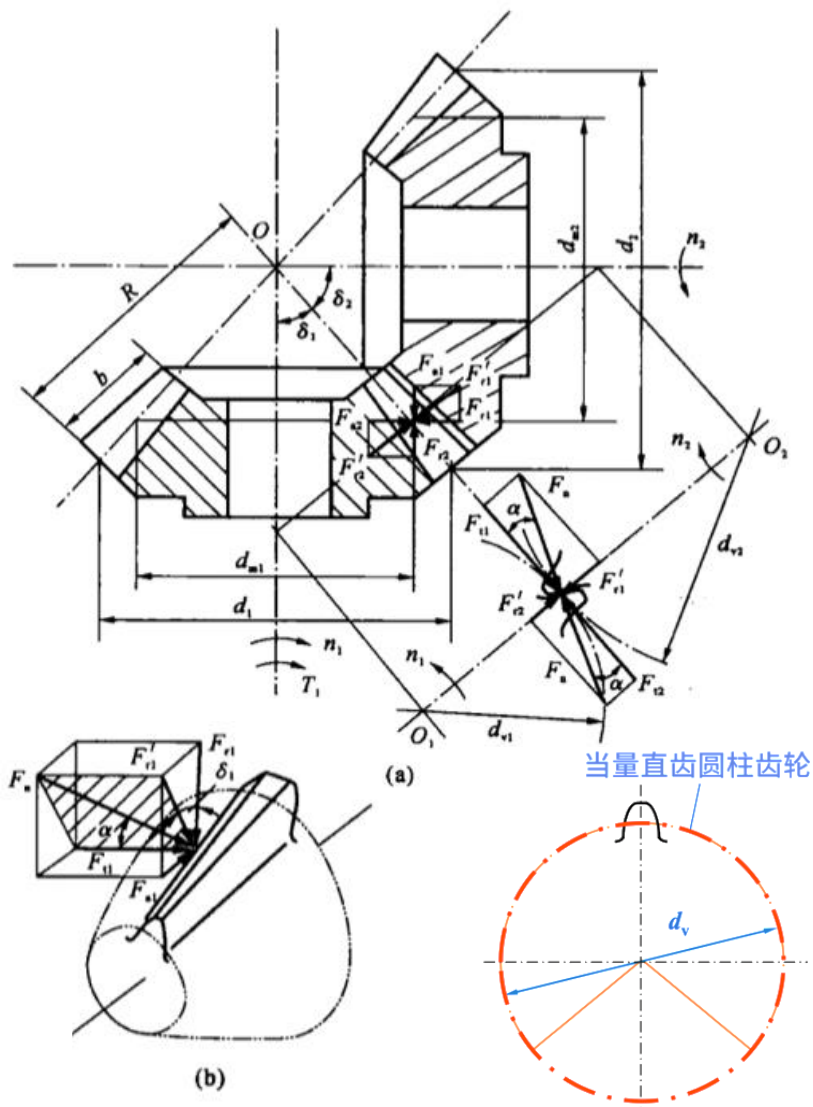
- 其几何尺寸按大端计算

故一般以齿宽中点的当量直齿圆柱齿轮作为计算基础，假定：

- 法向力 F_n 作用于齿宽中点
- 锥齿轮的强度 = 齿宽中点处的当量直齿圆柱齿轮的强度



直齿锥齿轮传动的当量齿轮的几何关系



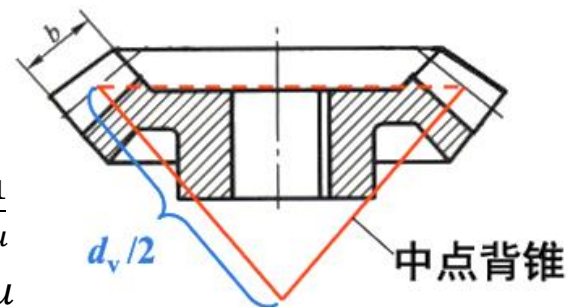
• 齿数比: $u = z_2/z_1$

• 分度圆锥角

$$\bullet \tan \delta_1 = \frac{d_1/2}{d_2/2} = \frac{1}{u}$$

$$\bullet \tan \delta_2 = \frac{d_2/2}{d_1/2} = u$$

$$\bullet \cos \delta_1 = \frac{u}{\sqrt{1+u^2}}$$



• 当量齿轮直径: $d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1}$, $d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2}$

• 当量齿数: $z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$, $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$

• 当量齿数比: $u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = u^2$

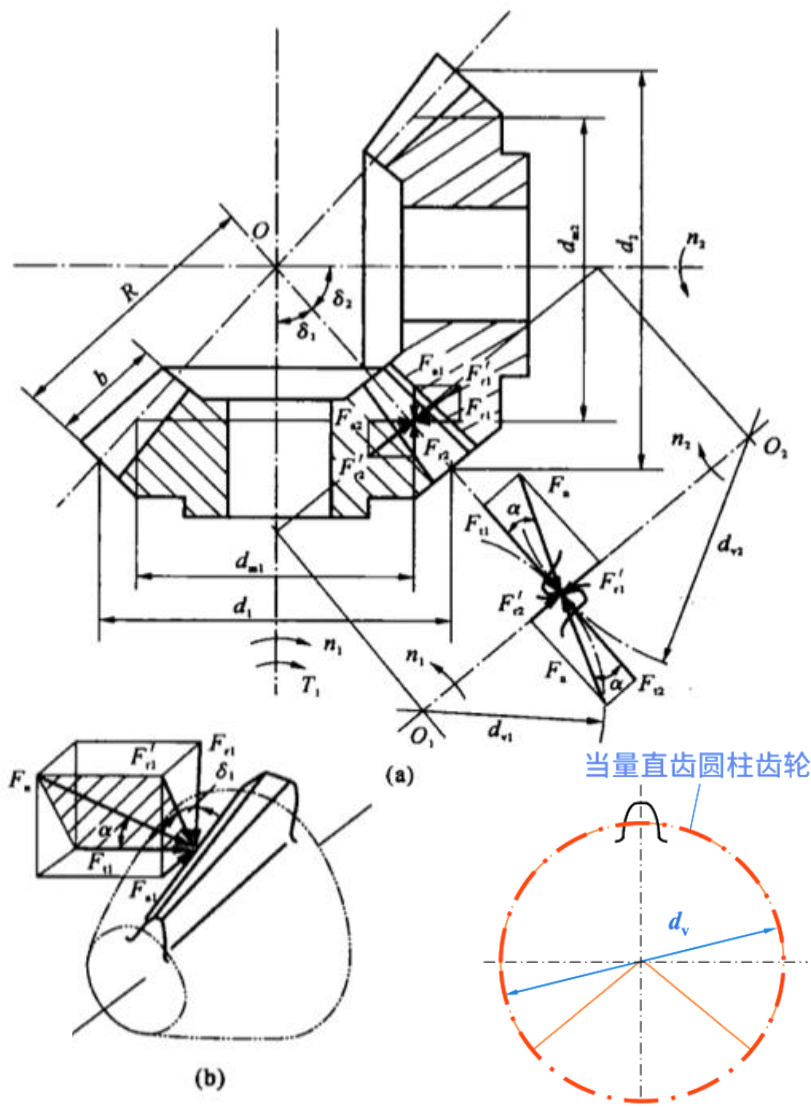
• 齿宽系数: $\psi_R = \frac{b}{R}$

• 锥距: $R = 0.5 d_1 \sqrt{1+u^2}$

• 齿宽中点直径: $d_{m1} = (1 - 0.5\psi_R)d_1$

• 齿宽中点模数: $m_m = (1 - 0.5\psi_R)m$

受力和计算载荷



- 齿面间的法向力 F_n 可分解为
- 圆周力 F_t : 在主动轮上是阻力, 与回转方向相反; 在从动轮上是驱动力, 与回转方向相同
 - $$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2T_1}{(1-0.5\psi_R)d_1} = -F_{t2}$$
- 径向力 F_r : 分别指向各自的轮心
 - $$F_{r1} = F'_{r1} \cos \delta_1 = F_{t1} \tan \alpha \cdot \cos \delta_1 = -F_{a2}$$
 - $$F_{a1} = F'_{r1} \sin \delta_1 = F_{t1} \tan \alpha \cdot \sin \delta_1 = -F_{r2}$$
- 轴向力 F_a : 分别由各轮的小端指向大端
 - $$F_a = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha}$$

受力和计算载荷

- 直齿锥齿轮传动的计算圆周力为

$$F_{nc} = KF_n$$

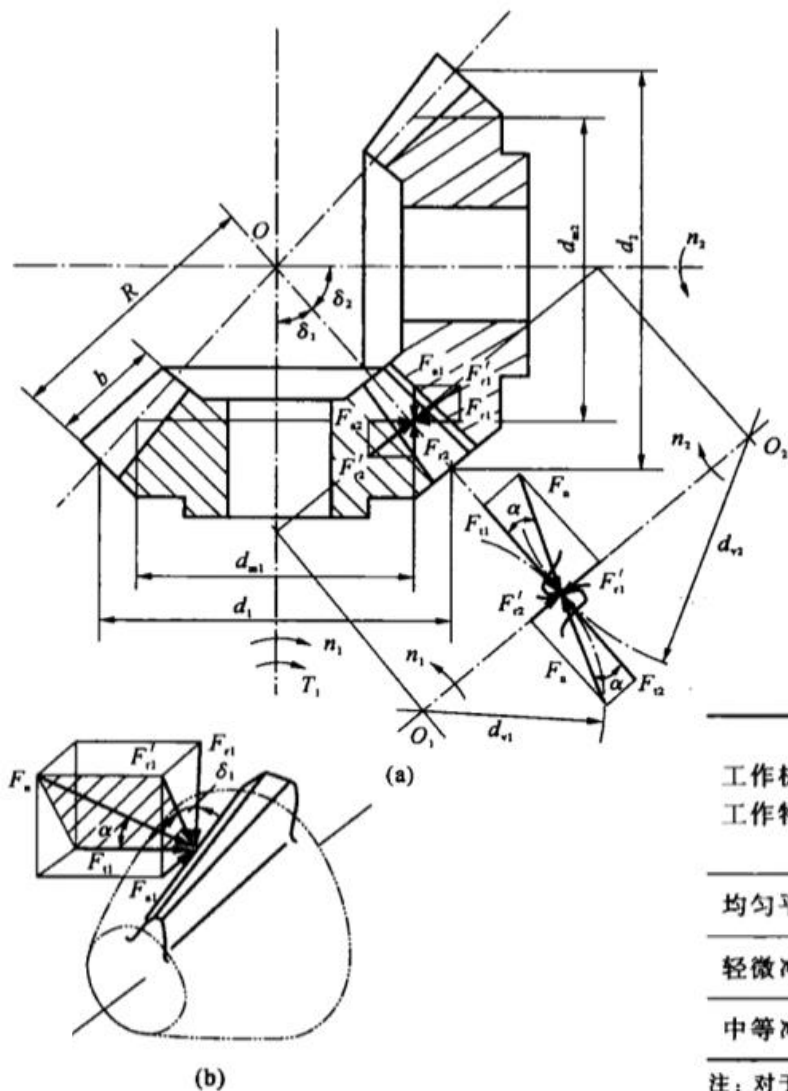
$$K = K_A K_v K_\beta K_\alpha$$

- K_A 同圆柱齿轮
- $K_v = 1.1 \sim 1.4$
- $K_\beta = 1.1 \sim 1.3$
- $K_\alpha = 1$

表 3-1 使用系数 K_A

工作机的工作特性	原动机的工作特性及其示例			
	均匀平稳 电动机, 匀速转动的汽轮机	轻微冲击 汽轮机, 液压马达	中等冲击 多缸内燃机	严重冲击 单缸内燃机
均匀平稳	1.00	1.10	1.25	1.50
轻微冲击	1.25	1.35	1.50	1.75
中等冲击	1.50	1.60	1.75	2.00

注: 对于增速传动, 根据经验建议取表中值的 1.1 倍。

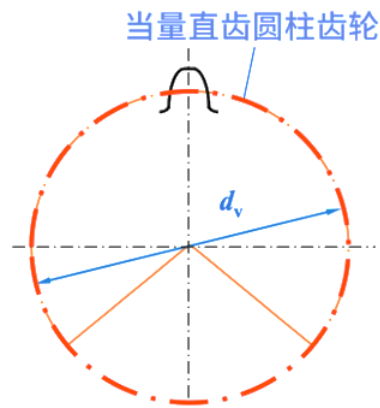


齿面接触疲劳强度条件

- 按齿宽中点处的当量直齿圆柱齿轮进行计算
 - 因直齿锥齿轮一般制造精度较低，可忽略重合度的影响，即略去 Z_ε ，并取有效齿宽 $b_{eH} = 0.85b$ ，将当量齿轮的有关参量代入，得

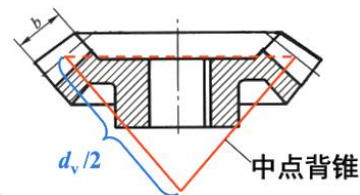
$$\text{校核式: } \sigma_H = Z_H Z_E \sqrt{\frac{2KT_{v1}}{b_{eH}d_{v1}^2} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}} \leq \sigma_{HP} \quad (\text{MPa})$$

$$T_{v1} = F_{t1} \cdot \frac{d_{v1}}{2} = F_{t1} \cdot \frac{d_{m1}}{2 \cos \delta_1} = \frac{T_1}{\cos \delta_1}$$



$$\text{校核式: } \sigma_H = Z_H Z_E \sqrt{\frac{4KT_1}{0.85\psi_R(1 - 0.5\psi_R)^2 d_1^3 u}} \leq \sigma_{HP} \quad (\text{MPa})$$

$$\text{设计式: } d_1 \geq \sqrt[3]{\left(\frac{Z_H Z_E}{\sigma_{HP}}\right)^2 \cdot \frac{4KT_1}{0.85\psi_R(1 - 0.5\psi_R)^2 u}} \quad (\text{mm})$$

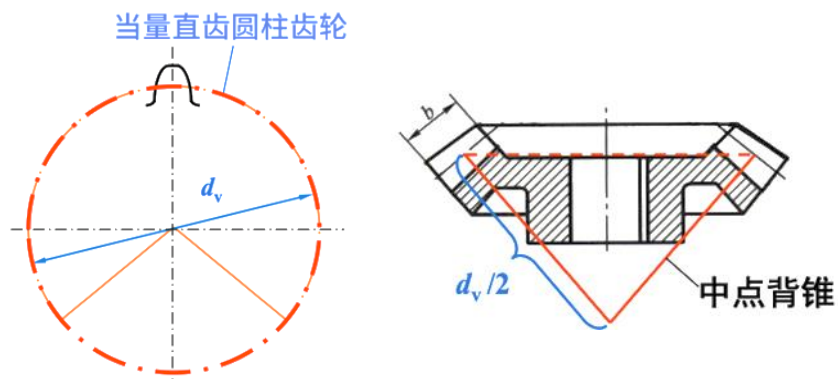


齿面接触疲劳强度条件

$$\text{校核式: } \sigma_H = Z_H Z_E \sqrt{\frac{4KT_1}{0.85\psi_R(1-0.5\psi_R)^2 d_1^3 u}} \leq \sigma_{HP} \quad (\text{MPa})$$

$$\text{设计式: } d_1 \geq \sqrt[3]{\left(\frac{Z_H Z_E}{\sigma_{HP}}\right)^2 \cdot \frac{4KT_1}{0.85\psi_R(1-0.5\psi_R)^2 u}} \quad (\text{mm})$$

- d_1 : 小锥齿轮大端分度圆直径
- Z_H 、 Z_E 、 σ_{HP} 的查取同圆柱齿轮
- 通常取 $b_1 = b_2$, 便于安装调整, 保证两轮锥顶重合
- 通常 $u \leq 5$, 限制大齿轮直径, 利于锥齿轮加工
- 设计出 d_1 后, 计算其他参数



初选 z_1

计算
 $m = d_1/z_1$
并向上取标准值

计算
 $d_1 = mz_1$ 、 z_2 、
 d_2 、 u 等

$R =$
 $0.5d_1\sqrt{1+u^2}$
(R 不能圆整)

轮齿弯曲疲劳强度条件

- 作与齿面接触疲劳强度计算时相同的处理，忽略重合度系数，按齿宽中点的当量直齿圆柱齿轮进行计算

$$\text{校核式: } \sigma_F = \frac{2KT_{v1}}{bd_{v1}m_m} \cdot Y_{Fa} Y_{Sa} = \frac{4KT_1 Y_{Fa} Y_{Sa}}{\psi_R (1 - 0.5\psi_R)^2 m^3 z_1^2 \sqrt{1 + u^2}} \leq \sigma_{FP} \quad (\text{MPa})$$

$$\text{计算式: } m \geq \sqrt[3]{\frac{4KT_1 Y_{Fa} Y_{Sa}}{\psi_R (1 - 0.5\psi_R)^2 z_1^2 \sigma_{FP} \sqrt{1 + u^2}}} \quad (\text{mm})$$

- 可计算齿轮的模数， $z_v = \frac{z}{\cos \delta}$
- 计算时，应取 $\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{\sigma_{FP1}}$ 与 $\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{\sigma_{FP2}}$ 两者中的较大值代入

齿轮传动的 设计方法

齿轮传动设计

齿轮传动的设计步骤

根据工作条件、载荷性质、使用要求，合理选择材料、齿面硬度、热处理方法及精度等级

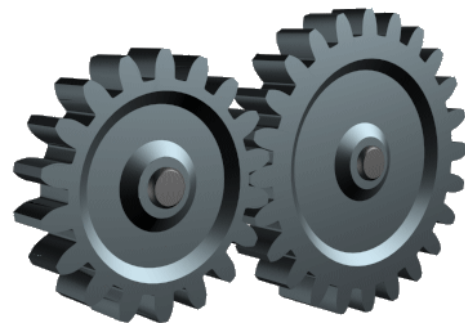
根据主要失效形式，确定相应的设计准则

- 工作环境：闭式、开式
- 软齿面硬度 $\leq 350\text{HBS}$ ，硬齿面硬度 $> 350\text{HBS}$ 或 $> 40\text{HRC}$

合理选择有关参数，设计计算 d_1 或 m

考虑其他可能产生的失效形式，进行强度校核

几何尺寸计算及齿轮的结构设计



材料、精度及主要参数的选择原则

1. 材料及热处理方法

- 要求轮齿具有足够的**强度**和**韧性** => 抵抗轮齿折断
- 齿面应具有较高的**硬度**和**耐磨性** => 防止点蚀、胶合、磨损
- 重载、要求结构紧凑：材料选好些、硬度选高些

2. 精度等级

- GB10095-1988将齿轮精度分为三个公差组：
 - 第I公差组：反映**运动精度**，即传递运动的准确性；
 - 第II公差组：反映**工作平稳性**，噪声，振动；
 - 第III公差组：反映**接触精度**，影响载荷分布的均匀性。
- 每个公差组有12个精度等级，1级最高，12级最低。
 - 常用**6~9级**，且三个公差组可取不同等级。

材料、精度及主要参数的选择原则

表 3-5 齿轮在不同传动精度等级下适用的速度范围

齿的种类	传动种类	齿面硬度 HBS	齿轮精度等级				
			3,4,5	6	7	8	9
直齿	圆柱齿轮	≤ 350	> 12	≤ 18	≤ 12	≤ 6	≤ 4
		> 350	> 10	≤ 15	≤ 10	≤ 5	≤ 3
	锥齿轮	≤ 350	> 7	≤ 10	≤ 7	≤ 4	≤ 3
		> 350	> 6	≤ 9	≤ 6	≤ 3	≤ 2.5
斜齿及曲齿	圆柱齿轮	≤ 350	> 25	≤ 36	≤ 25	≤ 12	≤ 8
		> 350	> 20	≤ 30	≤ 20	≤ 9	≤ 6
	锥齿轮	≤ 350	> 16	≤ 24	≤ 16	≤ 9	≤ 6
		> 350	> 13	≤ 19	≤ 13	≤ 7	≤ 6

材料、精度及主要参数的选择原则

3. 齿数 z 的选择（大、小齿轮的齿数最好互质，使磨损均匀）

- 齿数多，则重合度大，运动平稳性好，噪声小。
- 对于闭式软齿面传动：一般取 $z_1 = 25 \sim 40$
- 对于闭式硬齿面或开式齿轮传动：一般取 $z_1 = 17 \sim 25$ ，以便增大模数提高弯曲强度

4. 模数 m (m_m) 的选择

- 强度计算后得到，圆整成标准值，优先选用第一系列
- 传递动力时，圆柱齿轮 $m > 1.5$ ，锥齿轮 $m > 2$

5. 螺旋角 β 的选择（一般取 $\beta = 10^\circ \sim 25^\circ$ ）

- $\beta \uparrow \Rightarrow$ 平稳性 $\uparrow \Rightarrow$ 承载能力 \uparrow
- $\beta \uparrow \Rightarrow$ 轴向力 $\uparrow \Rightarrow$ 轴承受力 \uparrow

6. 齿宽系数 ψ_d 、 ψ_R 的选择

- 齿宽系数 $\uparrow \Rightarrow$ 齿宽 $b \uparrow \Rightarrow$ 强度 $\uparrow \Rightarrow$ 径向尺寸越小
- 齿宽系数 $\uparrow \Rightarrow$ 齿宽 $b \uparrow \Rightarrow$ 轴向尺寸 $\uparrow \Rightarrow$ 易引起偏载

材料、精度及主要参数的选择原则

- 设计时，齿宽系数应选择适当：

表 3-6 圆柱齿轮的齿宽系数 ψ_d

齿轮相对轴承的位置	大轮或两轮齿面硬度 $\leq 350\text{HBS}$	两轮齿面硬度 $> 350\text{HBS}$
对称布置	0.8~1.4	0.4~0.9
不对称布置	0.6~1.2	0.3~0.6
悬臂布置	0.3~0.4	0.2~0.25

注：① 载荷稳定时 ψ_d 取大值，轴与轴承的刚度较大时取大值，斜齿轮与人字齿轮取大值；

② 对于金属切削机床的齿轮传动， ψ_d 取小值，传递功率不大时 ψ_d 可小到 0.2。

- 支承刚度大、斜齿轮传动， ψ_d 取偏大值
- 硬齿面、悬臂布置易产生偏载，故 ψ_d 取值很小
- 开式齿轮传动安装精度差， ψ_d 取小值
- 锥齿轮传动： ψ_R 不宜过大，常取 $\psi_d = 1/4 \sim 1/3$

行星齿轮传动设计概要

齿轮传动设计

行星齿轮传动的特点和应用

- 渐开线行星齿轮传动是一种至少有一个齿轮的几何轴线绕公共几何轴线作公转运动的齿轮传动装置。
 - 优点：结构紧凑，体积小、重量轻，传动比范围大，传动效率高（要求形式选用得当），运转平稳、噪声小，可进行运动的合成与分解等
 - 缺点：结构比较复杂，零件制造精度要求高，安装较困难，润滑和冷却要求高
- 根据采用的基本构件不同可分为
 - 2K-H型
 - 3KW型
 - K-H-V型
 - K：太阳轮 | H：行星架 | V：输出机构

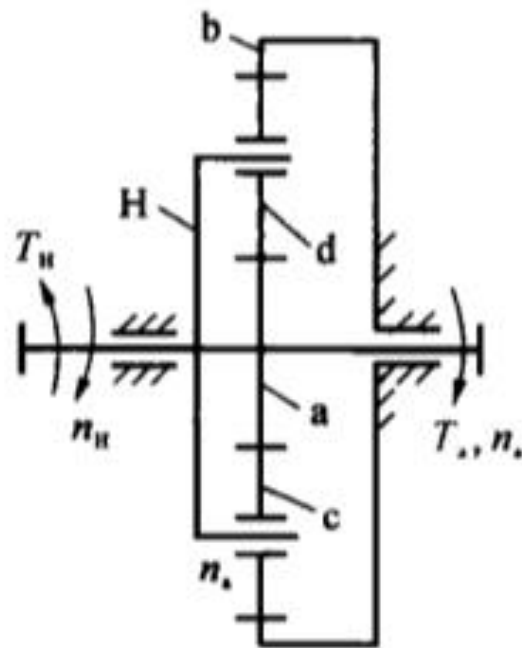


图 3-29 NGW 型行星齿轮传动

a—太阳轮；b—内齿圈

c—行星轮；H—行星架

行星齿轮传动的设计要点

- 设计行星齿轮传动时
 - 首先应根据传动比和传动要求，选定行星齿轮传动形式，确定行星轮数目 n_p ，根据配齿条件确定行星齿轮传动中各齿轮的齿数和变位系数
 - 然后进行齿轮强度计算，确定齿轮模数、齿宽和中心距以及材料、热处理方式等
- 每一种行星齿轮传动皆可分解为几对齿轮副（外啮合齿轮副和内啮合齿轮副）
 - 因此，其齿轮强度条件可分别采用定轴线齿轮传动的公式
 - 但要考虑行星齿轮传动的结构特点（多个行星轮啮合，对于NGW型传动，行星轮的轮齿既参与外啮合，又参与内啮合）和运动特点（行星轮既自转又公转）
 - 一般情况下，NGW型行星齿轮传动的承载能力主要取决于外啮合齿轮副，因而要计算外啮合齿轮副的强度
 - 但是，对于太阳轮和行星轮的轮齿为渗碳淬火、磨削加工，而内齿圈为调质处理、插齿加工的行星齿轮传动，其内齿轮的强度为薄弱环节，也应进行强度校核

行星轮间载荷分配不均系数 K_p

- 由于行星齿轮传动各组成零件不可避免地存在加工误差、装配误差以及运转中受力变形等因素的影响，**各行星轮的受载实际上是不相等的**
 - 虽然随着制造精度的提高、合理的均载机构的采用等，各行星轮受载不均匀的程度大为降低，但仍或多或少存在受载不均匀的情况
- 对此，在强度计算中应引入**不均载系数 K_p** 加以考虑
 - K_p 值在齿面接触强度条件中以 K_{HP} 表示，在轮齿弯曲强度条件中以 K_{FP} 表示
 - 其近似关系为 $K_{FP} = 1 + 1.5(K_{HP} - 1)$
- 对于 NGW 型传动，当无均载机构和 $n_p = 3$ 时，取 $K_{HP} = 1.35 \sim 1.45$
 - 采用齿式联轴器浮动机构的 NGW 型传动，当制造精度不低于 7 级，圆周速度不超过 15 m/s 时， K_{HP} 值按下表选取

表 3-15 NGW 型传动的 K_{HP} 值

齿 轮 精度等级	浮 动 件			
	太阳轮	内齿圈	行星架	太阳轮和行星架
6	1.05	1.10	1.20	1.10
7	1.10	1.15	1.25	1.15

注：① 太阳轮和内齿圈同时浮动时，按太阳轮浮动选取；

② 表中数值适用 $n_p = 3$ 。

小齿轮转矩 T_1 及圆周力 F

- 对于 NGW 型传动，各齿轮副中太阳轮轴上的转矩为 T_a ，每个小齿轮传递的转矩 T_1 按以下方式计算

- 对于 $a-c$ 啮合齿轮副：
$$\begin{cases} \text{当 } z_a \leq z_c \text{ 时, } T_1 = \frac{T_a}{n_p} K_p \text{ (N} \cdot \text{m)} \\ \text{当 } z_a > z_c \text{ 时, } T_1 = \frac{T_a}{n_p} K_p \frac{z_c}{z_a} \text{ (N} \cdot \text{m)} \end{cases}$$

- 对于 $c-b$ 啮合齿轮副：
$$T_1 = \frac{T_a}{n_p} K_p \frac{z_c}{z_a} \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

- 各齿轮副中小齿轮上的圆周力 $F_{t1} = \frac{2000T_1}{d_1} \text{ (N)}$

- d_1 为该小轮分度圆直径 (mm)

应力循环次数 N

- 应力循环次数 N 应根据各齿轮相对行星架的转速确定
 - 当载荷恒定时，NGW 型传动中各齿轮的 N 值按下表计算

表 3-16 应力循环次数 N

项 目	计 算 公 式
N_a	$N_a = 60(n_a - n_H)n_p t$
N_b	$N_b = 60(n_b - n_H)n_p t$
N_c	$N_c = 60(n_c - n_H)n_p t$

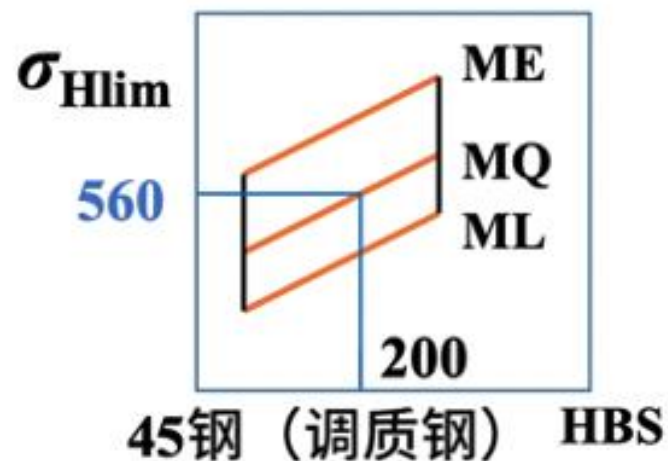
- N_a 、 N_b 、 N_c 分别为太阳轮、内齿圈、行星轮的循环次数
- n_a 、 n_b 、 n_c 、 n_H 分别为太阳轮、内齿圈、行星轮、行星架的转速
- t 为齿轮同侧齿面总工作时间 (h)

- 对于NGW型行星齿轮传动的行星轮，其虽同时与太阳轮和内齿圈啮合，但啮合是由轮齿的两侧面分别完成的，故在计算 N_c 的公式中，取 $n_p = 1$
- 对于双向运转承受交变载荷的行星齿轮传动，如果两个方向的运转条件相同，进行接触强度和弯曲强度计算时，应用 $0.5t$ 替换上表中的 t
- 但对于 NGW 型结构中的行星轮， N_c 计算式中的 t 不变，且接触强度计算时的 N_c 值按下式计算

$$N_c = 30(n_c - n_H) \left[1 + \left(\frac{z_a}{z_b} \right)^3 \right] t$$

载荷系数与疲劳极限 σ_{Hlim} 和 σ_{Flim}

- 载荷系数
 - 对计算要求不高时，可近似按前述方法确定
 - 对于重要的传动时，其值可由《机械设计手册》查取
- 试验齿轮的疲劳极限 σ_{Hlim} 和 σ_{Flim} 值分别查表获得
 - 虽然在理论计算中，行星齿轮传动内啮合的承载能力一般比外啮合的高，但试验和工业使用情况表明，内啮合传动的接触强度往往低于计算结果
 - 在进行内啮合传动的接触强度计算时，应将选取的 σ_{Hlim} 值适当降低
- 建议：
 - 当 $2 \leq \frac{z_b}{z_c} \leq 4$ 时，降低 8%
 - 当 $z_b \leq 2z_c$ 时，降低 16%
 - 当 $z_b > 4z_c$ 时，可不降低



曲线齿锥齿轮和 准双曲面齿轮传动

齿轮传动设计

由于直齿锥齿轮加工的齿形与理论球面渐开线齿形之间存在误差，齿轮精度较低，在传动中会产生较大的振动和噪声，不宜用于高速齿轮传动

高速场合宜采用曲线齿锥齿轮传动

曲线齿锥齿轮传动较之直齿锥齿轮传动具有重合度大、承载能力高、传动效率高、传动平稳、噪声小等优点，因而获得了日益广泛的应用

弧齿锥齿轮传动

- 这种齿轮沿齿长方向的齿线为圆弧，可在专用的格里森（Gleason）铣齿机上切齿，并容易磨齿，是曲线齿锥齿轮中应用最为广泛的一种
- 齿轮齿线上各点的螺旋角是不同的，一般取齿宽中点分度圆螺旋角 β_m 为名义螺旋角
 - β_m 越大，齿轮传动越平稳，噪声越低，常取 $\beta_m = 35^\circ$
 - 当 $\beta_m = 0^\circ$ 时，称为零度齿锥齿轮，其传动平稳性和生产效率比直齿锥齿轮高，常用于替代直齿锥齿轮

- 弧齿锥齿轮传动的强度条件，可按美国格里森公司提供的方法计算
 - 弧齿锥齿轮的最小齿数为 $z_{min} = 6 \sim 8$ ，故传动比可比直齿锥齿轮大得多
 - 零度齿锥齿轮的最小齿数为 $z_{min} = 13$

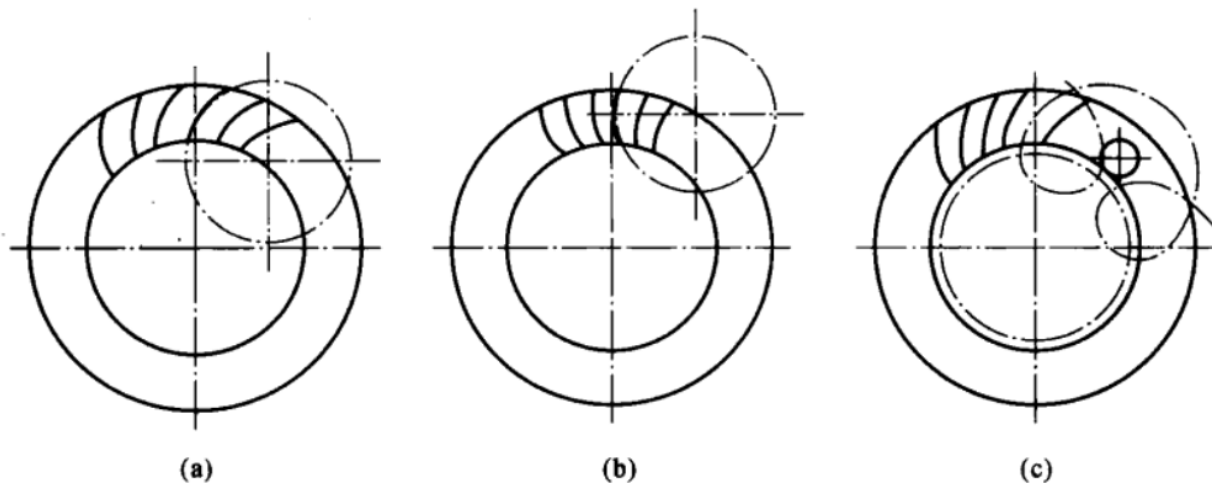
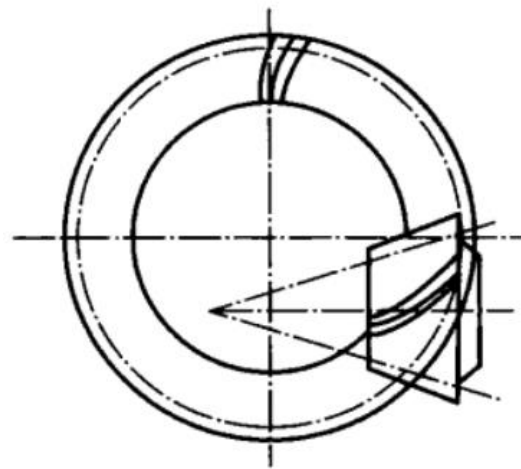


图 3-30 曲线齿锥齿轮

(a) 弧齿锥齿轮；(b) 零度齿锥齿轮；(c) 延伸外摆线齿锥齿轮

准双曲面齿轮传动

- 准双曲面齿轮传动最常用的轴交角为 $\Sigma = 90^\circ$
 - 与锥齿轮传动不同的是，其轴线是偏置的，由于轴线偏置，使得大、小齿轮的轴线不相交，小齿轮轴可从大齿轮轴下穿过，避免了悬臂布置，这样，可做成两端支承的结构，增大了小齿轮轴的刚性
 - 对于后轮驱动的汽车，这样有利于降低传动装置的高度，使汽车的重心下降，从而可提高整机的平稳性
- 这种齿轮常做成齿廓为渐开线的弧线齿，可在普通的弧齿锥齿轮机床上加工，且可磨齿
 - 这种传动，小、大齿轮的螺旋角 β_{m1} 与 β_{m2} 不相等，一般 $\beta_{m1} > \beta_{m2}$
 - 通常可取 $\beta_{m2} = 30^\circ \sim 35^\circ$ ， β_{m1} 则视 z_1 而定， z_1 越小， β_{m1} 越大
- 由于 β_m 不相等，故一对准双曲面齿轮要能正常传动，必须保证法向齿距相等，即两轮的法向模数是相等的，但其端面模数却不是相等的
 - 小齿轮的端面模数一般较大，故与锥齿轮传动相比，在传动比相同时，其小齿轮直径得以增大，从而可提高传动的刚性。
- 具有轴的布置方便、传动平稳、噪声低、承载能力大等特点
 - 多用于高速、重载、传动比大而要求结构紧凑的场合
 - 不仅广泛应用于汽车工业，在其他工业领域也逐渐得到了应用



齿轮传动类型的选择

齿轮传动设计

选择齿轮传动的类型时，应根据齿轮传动的特点，考虑主机设备对传动装置的要求（包括功率、转速、传动比、结构尺寸、效率、重量、平稳性、噪声、传动精度、可靠性等），从满足功能需求出发，合理选择齿轮传动的类型

选择的原則

(1) 对于平行轴传动，多采用直齿或斜齿圆柱齿轮传动；对于相交轴传动，多采用直齿或曲线齿锥齿轮传动；对于两轴既不平行又不相交的传动（交错轴传动），可采用准双曲面齿轮传动和交错轴螺旋齿轮传动。考虑到结构和工艺简单，应优先采用平行轴齿轮传动。

(2) 对于高速、大功率的外啮合传动，应着重考虑提高其传动的平稳性和可靠性，可选用斜齿圆柱齿轮传动；对于低速、重载长期运转的齿轮传动，应着重提高其传动效率，可选用直齿圆柱齿轮传动。

(3) 对于速度较低相交轴传动，可采用直齿锥齿轮传动，其效率比较高；速度较高时，则应选用曲线齿锥齿轮传动，以提高其传动平稳性。

(4) 在汽车、拖拉机等机械中，在交错轴间传递运动和动力时，可选用准双曲面齿轮传动，其传动效率虽较低，但在有空间限制的条件下，可以传递较大的功率。

(5) 各种行星齿轮传动和谐波齿轮传动主要用于同轴性好（即输入轴与输出轴处于同一轴线）、要求结构紧凑和传动比大的齿轮传动装置中。



机械设计

Design & Learning Research Group

谢谢~

宋超阳
songcy@ieee.org