

第11章 齿轮传动

本章教学内容

- § 11-1 齿轮传动的失效形式和设计准则
- § 11-2 齿轮材料和热处理
- § 11-3 直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷
- § 11-4 直齿圆柱齿轮传动的强度计算
- § 11-8 齿轮的构造
- § 11-9 齿轮传动的润滑和效率

本章重点

- ✓ 齿轮传动的失效形式及设计准则
- ✓ 直齿圆柱齿轮的受力分析
- ✓ 直齿圆柱齿轮的强度计算

教学要求

- 1、了解齿轮传动特点、分类；
- 2、掌握主要失效形式及设计准则；
- 3、了解常用齿轮材料及热处理方法；
- 4、掌握齿轮传动的受力分析；
- 5、了解直齿圆柱齿轮的强度计算；

介绍直齿圆柱、斜齿圆柱、直齿圆锥齿轮传动的设计。

分类

按类型分

- 直齿圆柱齿轮传动
- 斜齿圆柱齿轮传及人字齿轮传动
- 锥齿轮传动

按工作条件分

- 开式传动 外露、灰尘、易磨损，适于低速传动。
- 闭式传动 全封闭、润滑良好、适于重要应用。

按齿面硬度分

- 硬齿面齿轮 (齿面硬度 $350 > HBS$)
- 软齿面齿轮 (齿面硬度 $\leq 350 HBS$)

按载荷分

- 低速轻载: $V \leq 1 \sim 3 m/S$; $F_n \leq 5 \sim 10 KN$
- 中速中载: $3 m/S < V < 10 m/S$; $10 KN \leq F_n < 50 KN$
- 高速重载: $V \geq 10 m/S$; $F_n \geq 50 KN$

§ 11-1 齿轮传动的失效形式和设计准则

一、轮齿的失效形式

1. 轮齿折断
2. 齿面磨料磨损
3. 齿面疲劳点蚀
4. 齿面胶合
5. 齿面塑性变形

二、齿轮设计计算准则

- 1、 齿轮主要的失效形式有哪些？
- 2、 各种失效形式产生的原因？
- 3、 各种失效形式主要发生的场合？
- 4、 应对各种失效形式的措施？

主要考虑的情况：

软齿面、硬齿面、高速、低速、
重载、轻载、开式、闭式

一、轮齿的失效形式

1. 轮齿折断

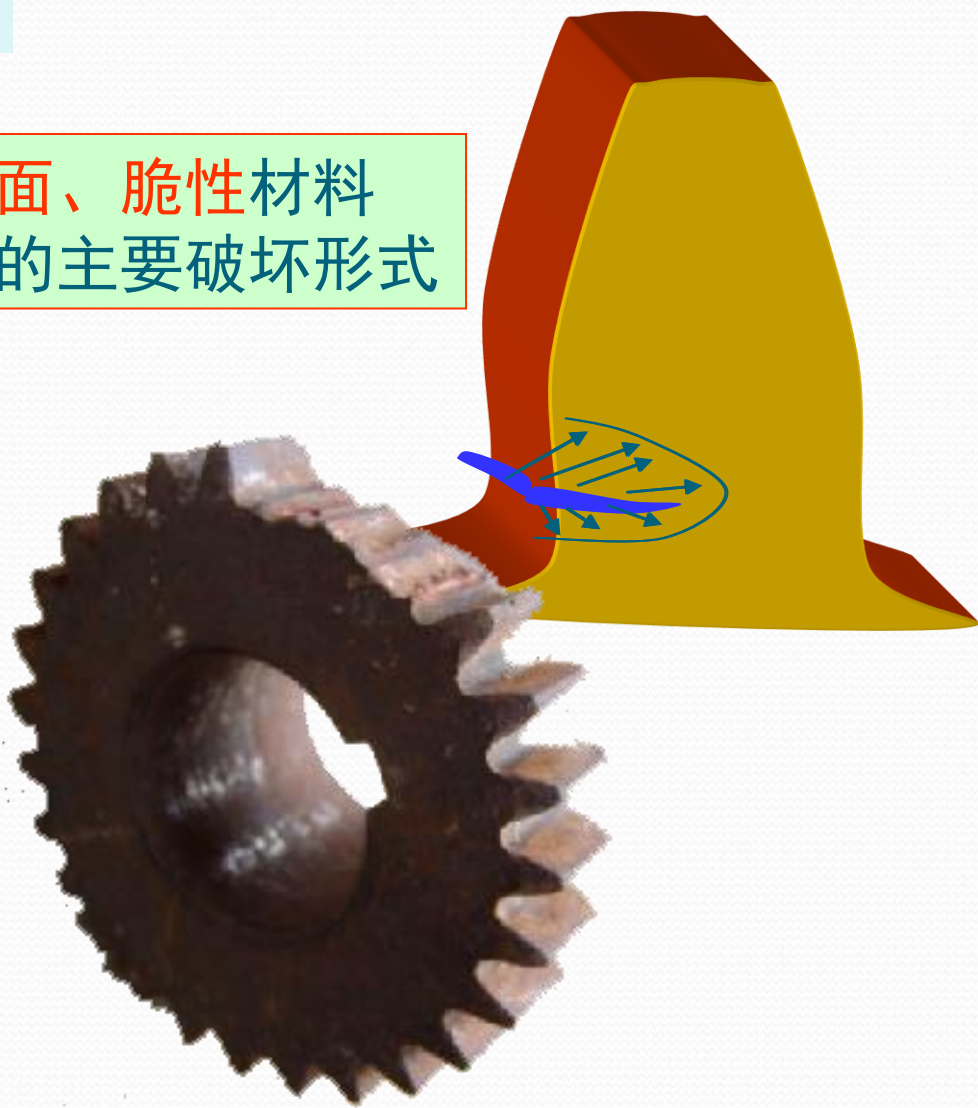
┌ 疲劳折断
└ 过载折断

闭式硬齿面、脆性材料
齿轮传动的主要破坏形式

→ { 全齿折断(齿根)(直齿)
局部折断(斜齿受载不均)

疲劳折断：轮齿受的弯曲应力是循环变化的，在齿根的过渡圆角处具有较大的应力集中。易发生轮齿疲劳折断。

过载折断：齿轮受到过载或冲击时，引起轮齿的突然折断。



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，对齿根表层进行强化处理。

2.齿面失效

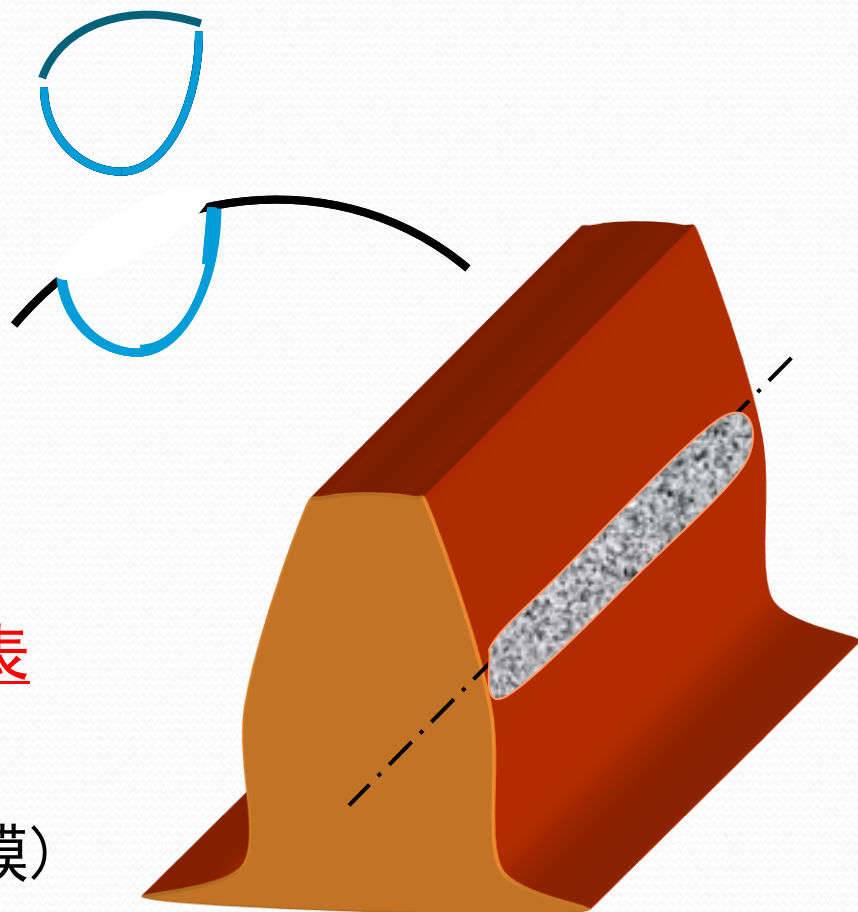
齿面点蚀
齿面胶合
齿面磨损
齿面塑性变形

1)齿面点蚀

闭式软齿面齿轮传动的主要破坏形式。开式传动中一般不会出现点蚀现象。

发生部位：一般出现在齿根表面靠近节线处。

(载荷大；速度低难形成油膜)



齿面点蚀



采取措施:

- 提高材料硬度 \Rightarrow 增强抗点蚀能力
- 合理选择润滑油 \Rightarrow 防止裂纹扩展

2) 齿面胶合

润滑失效→表面粘连
→沿运动方向撕裂

当齿面所受的压力很大且润滑效果差，或压力很大而速度很高时，由于发热大，瞬时温度高，相啮合的齿面发生粘联现象，此时两齿面有相对滑动，粘接的地方被撕裂。→这叫**热胶合**。

低速重载的齿轮，油膜遭破坏也发生胶合现象。这时齿面温度无明显增高，这种胶合→**冷胶合**。

高速重载、低速重载闭式传动的主要破坏形式。

- 措施：**
- 1) 材料的硬度及配对
 - 2) 减小齿面粗糙度
 - 3) 增加润滑油粘度(**低速**)
 - 4) 加抗胶合添加剂(**高速**)



3) 齿面磨损

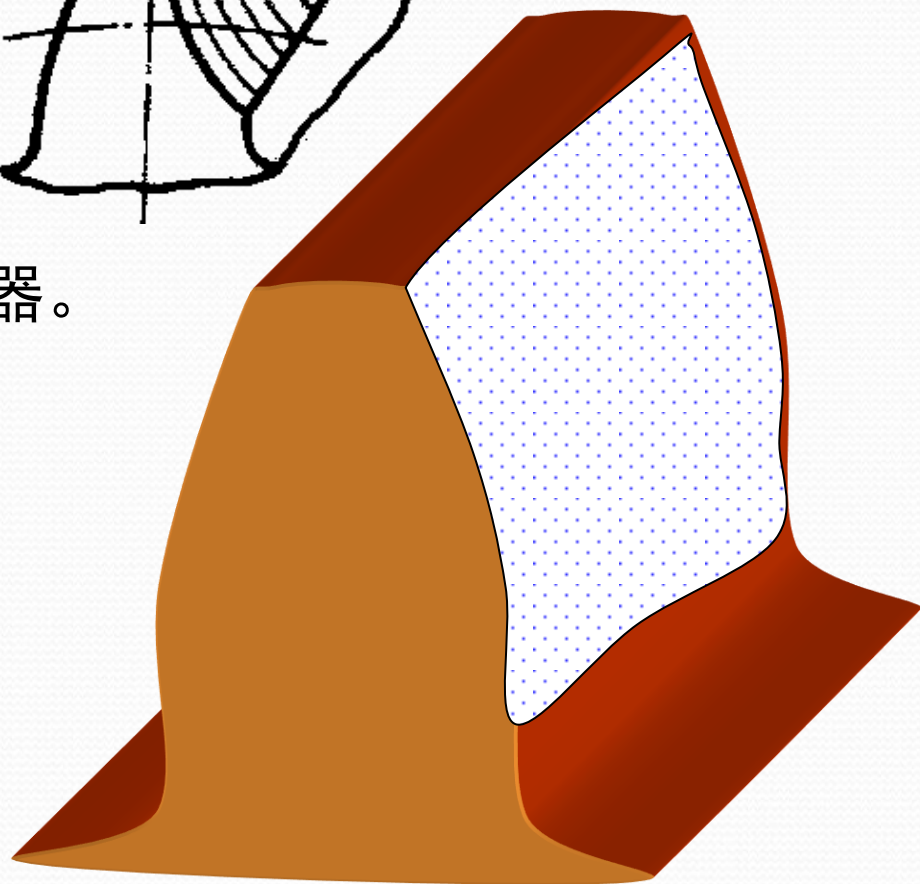
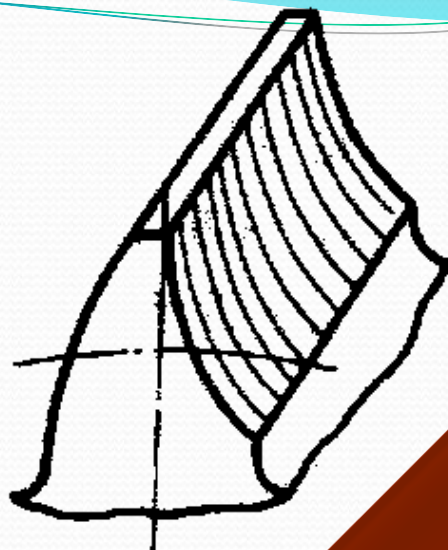
→ 齿形破坏

1) **磨粒磨损**：由于金属微粒，灰石砂粒进入齿轮引起的磨损。

2) **跑合磨损**：一般指新机器。

开式齿轮传动易发生磨粒磨损。

- 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



4) 齿面塑性变形

应力过大→材料屈服→塑性流动 →齿面变形

低速重载软齿面闭式传动的主要破坏形式。

因为重载时，摩擦力增大使齿面表层材料沿摩擦力方向流动，在从动轮接线处形成凹棱，而在主动接线处形成凹槽。

二、齿轮传动设计准则

防齿面点蚀 → 齿面接触疲劳强度计算 → 求中心距 a

防轮齿折断 → 齿根弯曲疲劳强度计算 → 求模数 m

常用的计算方法:

闭式传动 { 软齿面(点蚀): 按齿面强度设计(先求 a) → 按弯曲强度校核
硬齿面(折断): 按弯曲强度设计(先求 m)
→ 按齿面强度校核

开式传动: 按弯曲强度设计(求 m) →
(磨损) 考虑磨损将 $[\sigma_F] \times (0.7 \sim 0.8)$
(许用弯曲应力)

§ 11-2 齿轮材料和热处理

1、对齿轮材料性能的要求

- 1) 齿面要硬, 齿芯要韧
- 2) 易于加工及热处理
- 3) 软齿面齿轮齿面配对硬度差为30~50HBS

2、常用齿轮材料

钢材的韧性好, 耐冲击, 通过热处理和化学处理可改善材料的机械性能, 最适于用来制造齿轮。

| | |
|-------|---|
| 锻钢 | 含碳量为(0.15~0.6)%的碳素钢或合金钢。 一般齿轮用碳素钢, 重要齿轮用合金钢。 |
| 铸钢 | 耐磨性及强度较好, 常用于大尺寸齿轮。 |
| 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。 |

3. 常用热处理

软齿面：正火、调质

两轮材料相同时，采用不同的热处理

硬齿面：低碳钢—渗碳+淬火

中碳钢—表面淬火

为什么要求钢制软齿面齿轮要求小齿轮硬度大于大齿轮30-50HBS?

- 原因：**
- 1) 小齿轮齿根强度较弱
 - 2) 小齿轮的应力循环次数较多
 - 3) 当大小齿轮有较大硬度差时，较硬的小齿轮会对较软的大齿轮齿面产生冷作硬化的作用，可提高大齿轮的接触疲劳强度

4. 钢制齿轮加工工艺过程

软齿面齿轮：

坯料→热(正、调)→切齿(一般8级、精切7级)

硬齿面齿轮：

坯料→热(正)→切齿→表面硬化处理(淬火、氰化、氮化)→精加工(磨齿)

此类齿轮精度高、强度大、价格贵一般用在高速、重载及要求尺寸紧凑的场合。

§ 11-3 直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷

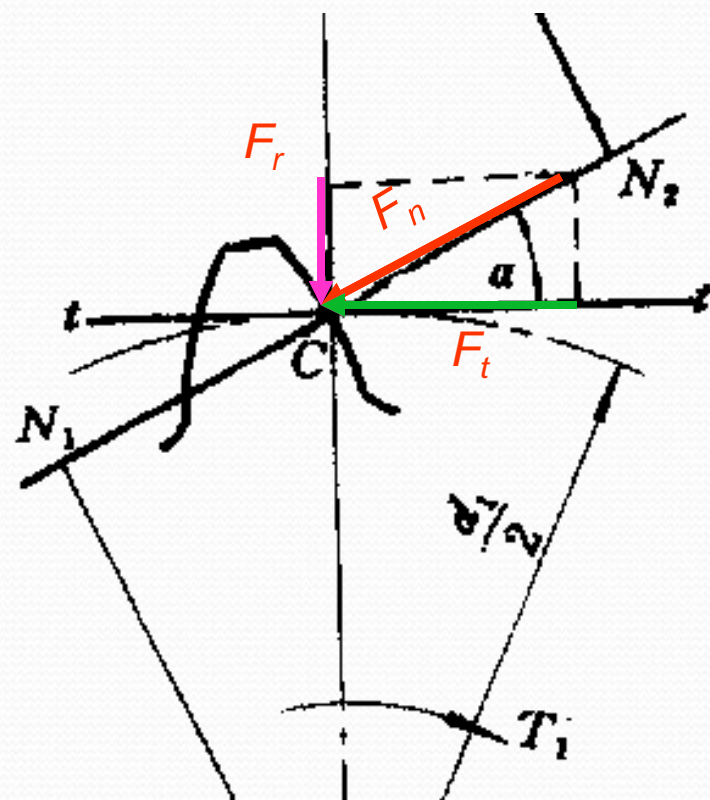
一、轮齿上的作用力

设一对标准齿轮正确安装，齿廓在C点接触，略去 F_f 不计 → 轮齿间的法向力为 F_n ，沿啮合线指向齿面

→对 F_n 进行分解：

1. F_n 的分解：

F_n { 圆周力 F_t ：沿分度圆切线方向指向齿面
径向力 F_r ：沿半径方向指向齿面



2. 作用力的大小:

圆周力 $F_t = 2T_1 / d_1$

径向力 $F_r = F_t \cdot \tan \alpha$

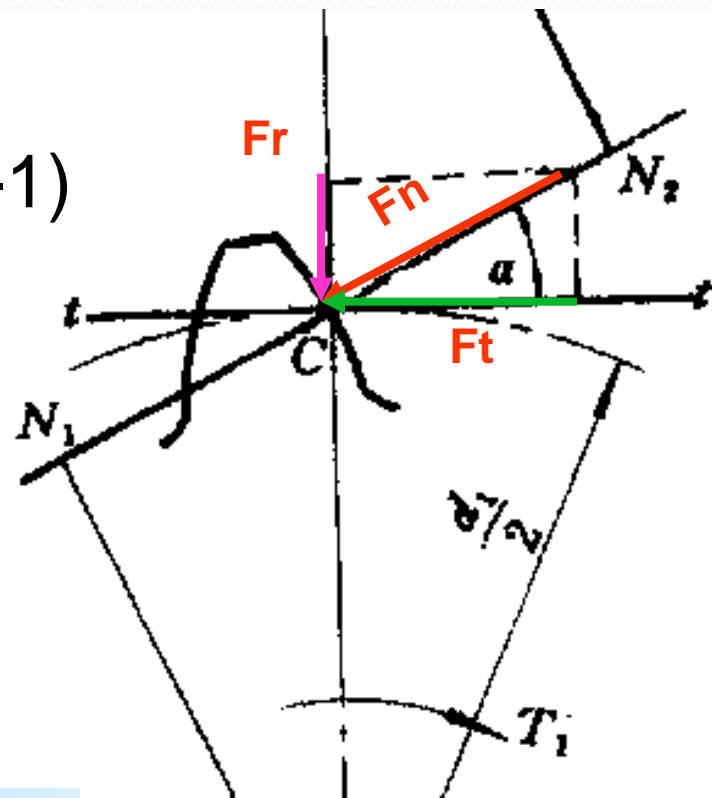
法向力 $F_n = F_t / \cos \alpha$

(11-1)

式中: T_1 :小齿轮转矩 $N \cdot mm$,
 d_1 :小齿轮分度圆直径 mm ,
 α :压力角

$$T_1 = 10^6 \frac{P}{\omega_1} = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1} \quad N \cdot mm$$

P —功率 kw , n 转速— r/min



3. 作用力的方向及判断

- F_t
 {

 F_{t1} (主): 与 V_1 反向

 F_{t2} (从): 与 V_2 同向

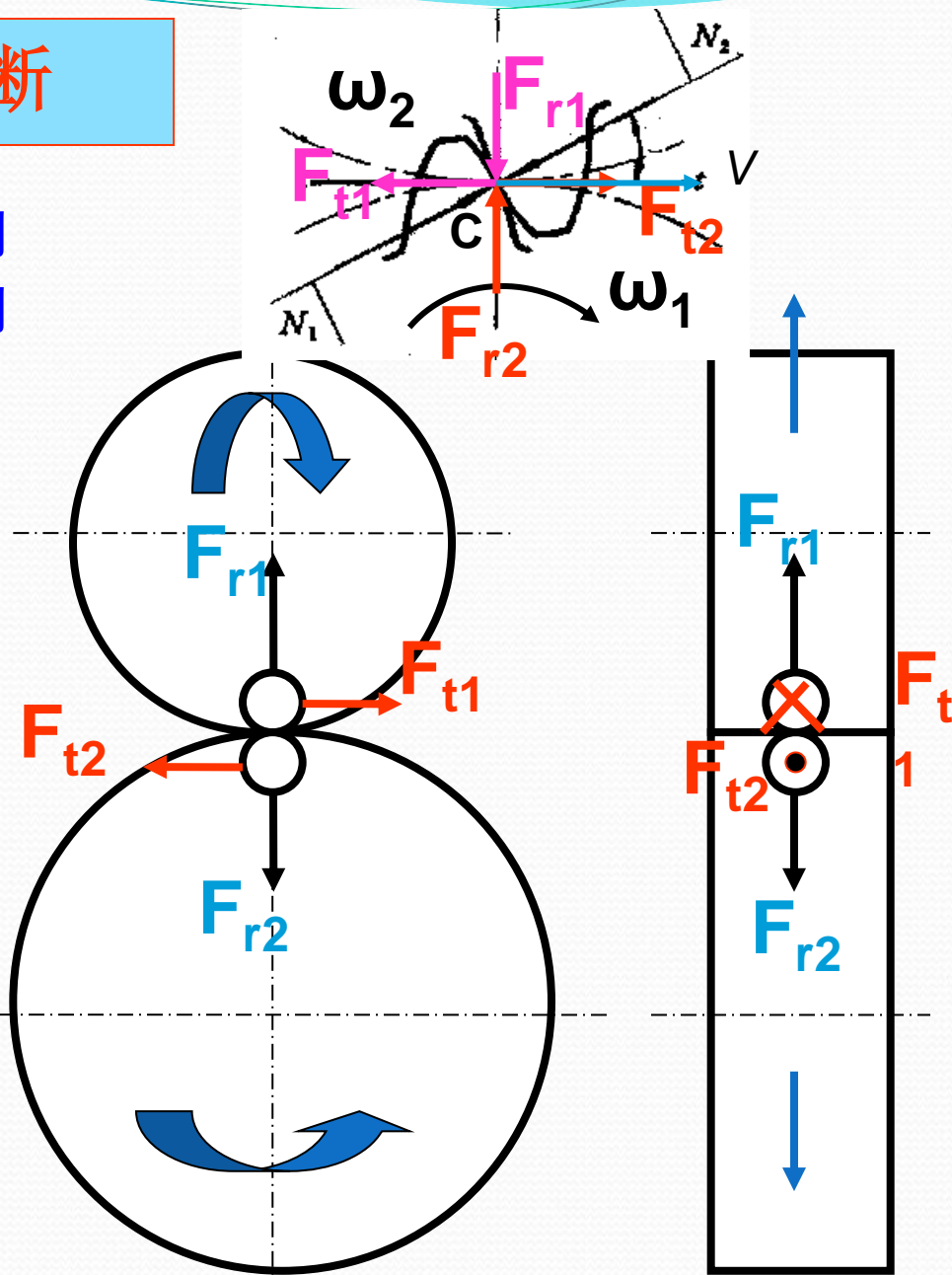
 F_r 一由啮合点指向各自轮心

示意图

$$F_{t1} = -F_{t2}$$

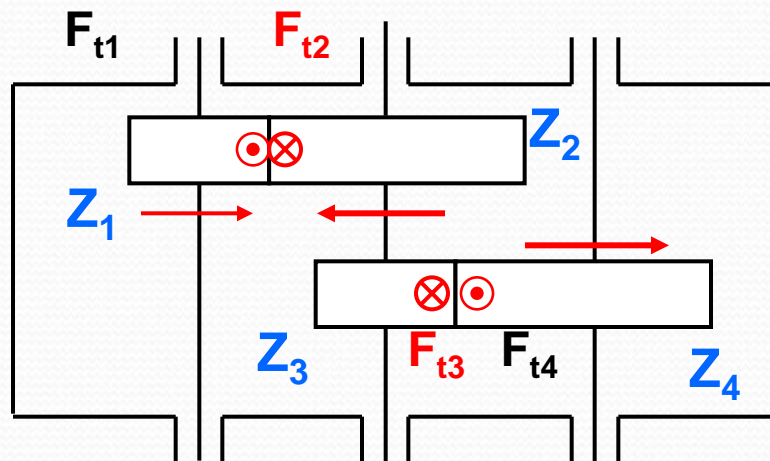
$$F_{r1} = -F_{r2}$$

※：画受力图时，各分力画在啮合点上



例题1

- 已知：如图
- 求：齿轮2、3的圆周力的方向



四、计算载荷

名义载荷 F_n ——由于齿轮传递的额定功率及转速所计算出的载荷（齿面接触线上的法向载荷 F_n ）。

计算载荷 $K \cdot F_n$

F_n —名义载荷； K —载荷系数 >1

载荷集中：由于传动装置制造和安装误差、轴和轴承的变形，载荷沿齿宽分布不均匀，出现载荷集中。

主要影响因素：支承情况；轴、轴承和支座的刚度；齿轮宽度；制造安装精度等。制造安装精度高、齿宽系数小、轴和轴承刚度好，载荷沿齿宽分布均匀，集中载荷越小。

附加载荷：由于齿轮制造误差、工作中的变形、原动机和工作机的特性等原因，会引起附加载荷。

主要影响因素：原动机和工作机的类型；齿轮的制造精度一级圆周速度。制造精度越低，圆周速度越大，附加载荷越大。

§ 11-3 齿轮传动强度计算

齿轮传动设计准则

| 齿轮工作条件 | 主要失效形式 | 设计准则 |
|-----------|--------|---|
| 软齿面闭式齿轮传动 | 齿面点蚀 | 按齿面接触强度设计 校核齿根弯曲强度 |
| 硬齿面闭式齿轮传动 | 齿根折断 | 按齿根弯曲强度设计 校核齿面接触疲劳强度 |
| 开式齿轮传动 | 磨损 | 只按齿根弯曲疲劳强度设计 适当降低许用应力以增大模数值 (考虑磨损齿厚的影响) |

一、齿面接触疲劳强度计算

1、直齿圆柱齿轮齿面接触疲劳强度

接触强度(σ_H)→点、线接触，接触 $A \approx 0$ 。

→(受载弹性变形)小矩形、小椭圆。

σ_H 特点:

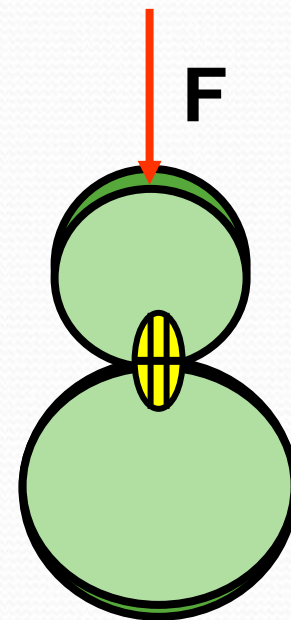
①接触 A 小,且分布不均→中心 $\sigma_H = 1.5\sigma_H$

② $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$

③ σ_H 与 \sqrt{F} , $\sqrt{1/\rho_\Sigma}$, $\sqrt{1/b}$ 成正比

→∵接触面小, ∴ σ_H 大→在 σ_H 反复作用下

→ 疲劳裂纹→扩展→点蚀→振动、噪音。



σ_H 计算式(赫兹公式)

一对圆柱体

μ —泊松比

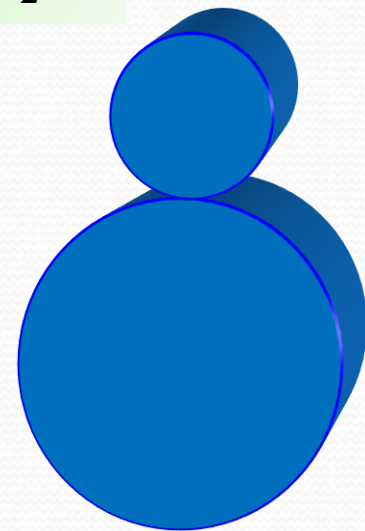
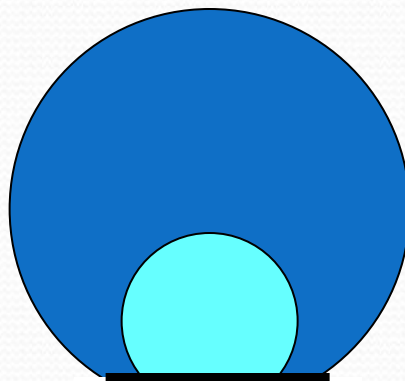
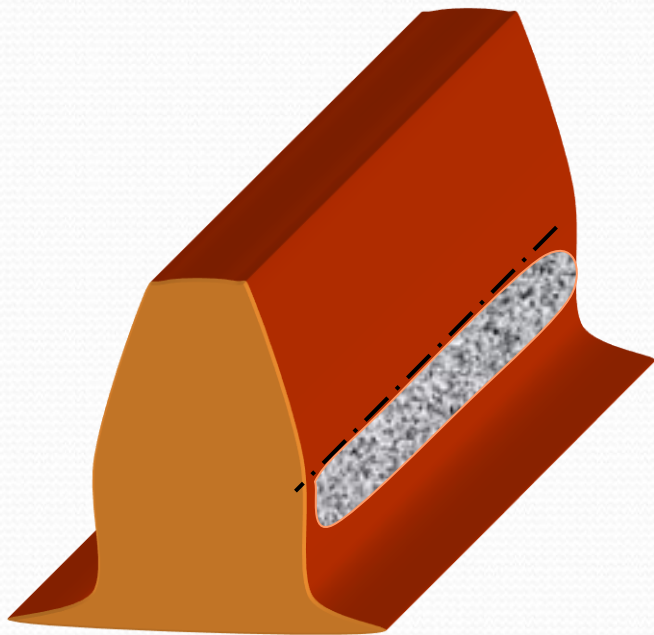
E_1, E_2 ----弹性系数

F_n ——轮齿上的法向力

b ——齿宽

ρ ——综合曲率半径

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{b\pi} \cdot \frac{\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}}{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}}} \quad (9-15)$$



2、直齿圆柱齿轮齿面接触疲劳强度计算

1) 强度公式建立的依据:

(1) 以赫兹公式为基础→一对圆柱体(线接触)接触面上的接触应力

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H$$

(2) 以节点作为计算点 → 以齿廓节点处的 ρ 作为圆柱体的半径 r

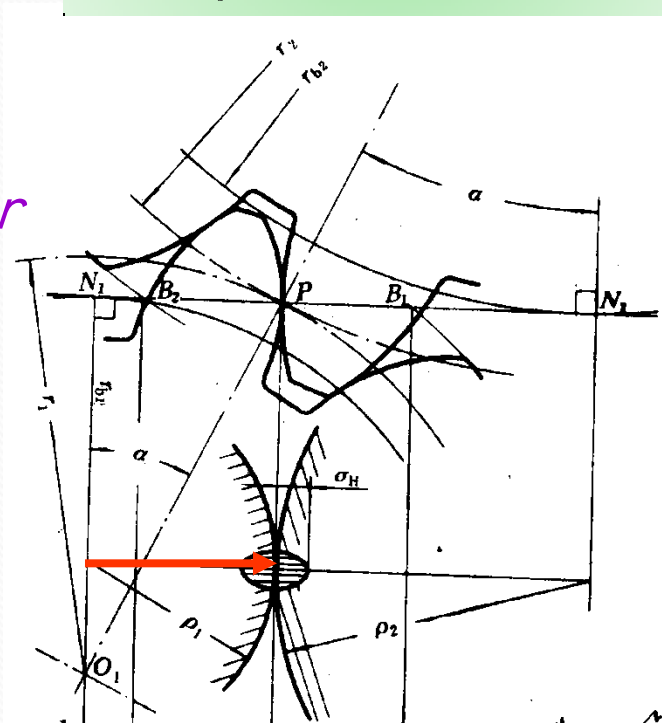
$$\rho_1 = \overline{N_1P} = d_1 \cdot \sin \alpha / 2$$

$$\text{令 } d_2/d_1 = z_2/z_1 = u$$

$$\text{则中心距 } a = \frac{1}{2}(d_1 \pm d_2) = \frac{d_1}{2}(u \pm 1)$$

$$\text{或表示为 } d_1 = \frac{2a}{u \pm 1}$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{b\pi} \cdot \frac{\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}}{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}}}$$



为计算方便，令：

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

——弹性影响系数，表11-3

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha \tan \alpha'}}$$

——区域系数，标准直齿为2.5，节圆=分度圆

将圆周力 $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$ 和齿宽系数 $\phi_d = \frac{b}{d_1}$ 代入

得： 齿面接触强度
校核公式

$$\begin{aligned}\sigma_H &= Z_H \cdot Z_E \sqrt{\frac{KF_t}{bd_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \\ &= Z_H \cdot Z_E \sqrt{\frac{2KT_1}{\phi_d d_1^3} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma_H]\end{aligned}$$

齿面接触强度
设计公式

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad \star (11-3)$$

式中： σ_H —轮齿齿面接触应力 Mpa;

T_1 —小轮传递的转矩 N·mm ；

a — 中心距 mm ；

K —载荷系数；

为什么小齿轮要比大齿轮宽呢？

b —(大)齿轮的宽度mm， $b=b_2$ ， $b_1=b_2+(5\sim 10)$ 。

齿轮接触强度分析:

- 1) 当一对齿轮的材料、传动比、齿宽系数一定时，
轮齿的表面接触强度仅取决于中心距 a (d_1)

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \sqrt{\frac{2KT_1}{\phi_d d_1^3} \cdot \frac{u \pm 1}{u}}$$

- 2) 受载时，两齿轮的 $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$ 接触面积也相同; 但因两齿轮材料不同，热处理方法不同其许用应力不同 $[\sigma_H]_1 \neq [\sigma_H]_2$

→ 按接触设计时 → 取较小 $[\sigma_H]$ 代入计算

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

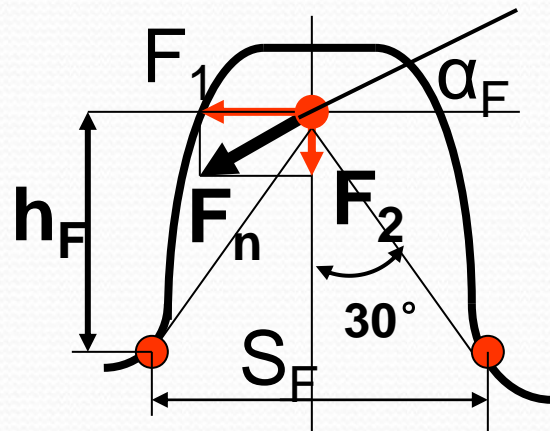
圆柱齿轮传动按公式计算出中心距 a ，初选齿数 z_1 、 z_2 ，计算出模数 m ，圆整取标准值。

在其他参数相同的情况下，齿轮的接触疲劳强度与中心距或齿轮的分度圆直径有关。

二、齿根弯曲疲劳强度计算

1、强度公式建立的依据

- 1) 载荷作用在齿顶, 仅由一对轮齿承担(7~9级)
- 2) 30° 切线法确定危险截面 图11-6



2、强度计算公式:

$$\sigma_F = M / W$$

1) 公式的建立:

(1) 求M $F_n \begin{cases} F_1 = F_n \cos \alpha_F & (\text{弯曲}) \\ F_2 = F_n \sin \alpha_F & (\text{压}) \end{cases} \rightarrow \text{舍去} \rightarrow M = KF_n \cos \alpha_F h_F$

(2) 求W $W = \frac{bS_F^2}{6} \quad \because F_n = F_t / \cos \alpha$

$$\sigma_F = \frac{6KF_n h_F \cos \alpha_F}{bS_F^2} = \frac{KF_t}{bm} \cdot \frac{6(h_F/m) \cos \alpha_F}{(S_F/m)^2 \cos \alpha}$$

$$\sigma_F = \frac{KF_t}{bm} \cdot \frac{6 \left(\frac{h_F}{m} \right) \cos \alpha_F}{\left(\frac{s_F}{m} \right)^2 \cos \alpha}$$

令：

$$\frac{6 \left(\frac{h_F}{m} \right) \cos \alpha_F}{\left(\frac{s_F}{m} \right)^2 \cos \alpha} = Y_F$$

Y_F — 齿形系数

Y_F : 齿形系数 → 与齿形(尺寸比例)有关, 与 m 无关

$Z \uparrow \rightarrow Y_F \downarrow \sigma_F \downarrow$

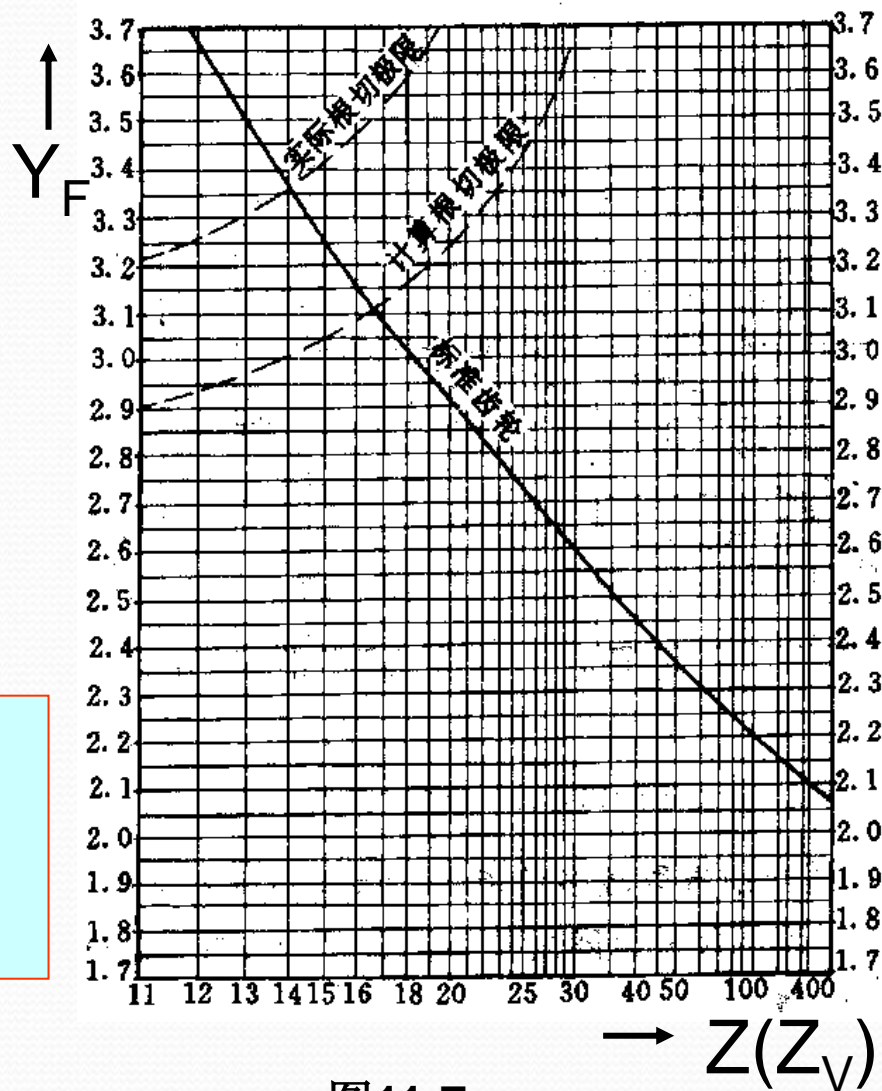


图11-7

2) 强度计算公式

(1) 校核公式:

$$\sigma_F = \frac{KF_t Y_F Y_s}{bm} = \frac{2KT_1 Y_F Y_s}{bz_1 m^2} \leq [\sigma_F]$$

Y_F —— 齿形系数 查图11-7;

Z_1 —— 小轮齿数

$[\sigma_F]$ —— 许用弯曲应力MPa $\rightarrow [\sigma_F] = \sigma_{FE} / S_F$

σ_{Flim} —— 弯曲疲劳极限

S_F —— 弯曲疲劳安全系数

(2) 设计公式:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{4KT_1 Y_F}{\psi_a z_1^2 (u \pm 1) [\sigma_F]}} \quad \text{mm} \quad (11-6)$$

ϕ_d —— 齿宽系数; u —— 齿数比



3. 弯曲强度计算说明

1) 标准齿轮的 Y_F 只决定于齿数，与模数无关，齿数越多，齿形系数越小。

2) 主从齿轮齿数不同，齿形系数不同，弯曲应力不同，

$$\sigma_{F1} \neq \sigma_{F2}$$

因 $[\sigma_{F1}] \neq [\sigma_{F2}]$ { 校核时: 分别校核 $\sigma_{F1} \leq [\sigma_{F1}]$; $\sigma_{F2} \leq [\sigma_{F2}]$
设计时: 取 $Y_{F1}/[\sigma_{F1}]$ 与 $Y_{F2}/[\sigma_{F2}]$ 中较大者

弯曲强度较弱者决定着齿轮的模数及其他几何参数

3) 轮齿的弯曲强度主要取决于 m ， m 必取标准值，传递动力齿轮模数 $m \geq 1.5\text{mm}$ 。

$$\sigma_F = \frac{2KT_1 Y_F Y_s}{bm^2 z_1} \leq [\sigma_F] \quad m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_F Y_s}{\phi_d z_1^2 [\sigma_F]}}$$



三、计算方法

→按主要失效形式决定

- 闭式 { 软齿面(点蚀): 按齿面接触强度设计→按弯曲强度校核
- 式 { 硬齿面(折断): 按弯曲强度设计→按齿面接触强度校核
- 开式传动: (磨损): 按弯曲强度设计→考虑磨损将
 $[\sigma_F] \times (0.7 \sim 0.8)$

§ 11-5 圆柱齿轮传动的设计

1 齿数比 u

$u = z_2/z_1$ 由传动比而定，为避免大齿轮齿数过多，导致径向尺寸过大， $u < 7$

2 模数 m 和齿数 z

- 模数 m 主要影响齿根弯曲强度
- 齿面接触强度主要与 d_1 与 u 有关
- 闭式软齿面： z_1 宜取多→提高平稳性， $z_1 = 20 \sim 40$
- 开式或闭式硬齿面： z_1 宜取少→保证轮齿弯曲强度， $z_1 \geq 17$

3 齿宽系数 ϕ_d 及齿宽 b

$\phi_d \uparrow \rightarrow b \uparrow \rightarrow$ 承载能力 \uparrow 但载荷分布不 均匀 $\uparrow \rightarrow$ 应取得适当

4 齿轮精度的选择

齿轮的精度按国家标准分为0~12级，其中0级最高，12级最低。

例题：某两级直齿圆柱齿轮减速器用电动机驱动，单向运转，载荷有中等冲击。高速级传动比 $i = 3.7$ ，高速轴转速 $n = 745 \text{ r/min}$ ，传动功率 $P = 17 \text{ kW}$ ，采用软齿面，试计算此高速级传动。

解：1.选材料，定 $[\sigma_H]$ ， $[\sigma_F]$ ：P.184

2.按齿面接触强度计算：

(1)选8级精度(表11-5 P.191); 取载荷系数 $K=1.5$
选齿宽系数 $\phi_d=0.9$

(2)求 $T_1=9.55 \times 10^6 \text{ P}_1/n_1=2.18 \times 10^5 \text{ N mm}$
 $u=Z_2/Z_1=i=3.7$

(3)按接触强度初求 $a \geq (u \pm 1)^3 \sqrt{\left(\frac{335}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{KT_1}{\phi_d u}}$

中心距 $a = 220.2 \text{ mm}$

(4) 选齿数 Z 并求模数 m : 取 $Z_1=32$, $Z_2=uZ_1\approx 118$
 $m=2a/(Z_1+Z_2)=2.94\text{mm}$, 取 $m=3\text{mm}$

(5) 求中心距 a , 齿宽 b : $a=m(Z_1+Z_2)/2=225\text{mm}$
 $b=\phi_d d_1=84.7\text{mm}$ $b_2=85\text{mm}$, $b_1=b_2+5=90\text{mm}$

3. 校核轮齿弯曲强度

(1) 查齿形系数 Y_F (图11-7 P.189): $Y_{F1}=2.57$, $Y_{F2}=2.18$

(2) 验算弯曲应力

$$\sigma_{F1}=64.9\text{Mpa} < [\sigma_{F1}] = 185\text{Mpa}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot Y_{F2} / Y_{F1} = 55.1\text{Mpa} < [\sigma_{F2}] = 138\text{Mpa}$$

\therefore 安全

(3) 求圆周速度 V : $V=3.74\text{m/S}$ 所选精度合适
表(11-5) P.191。

二. 弯曲强度公式

校核:
$$\sigma_F = \frac{2KT_1}{bd_1m_n} Y_F Y_s \leq [\sigma_F] \quad \text{Mpa (11-10)}$$

设计:
$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_F Y_s \cos^2 \beta}{\phi_d z_1^2 [\sigma_F]}} \quad \text{mm (11-11)}$$

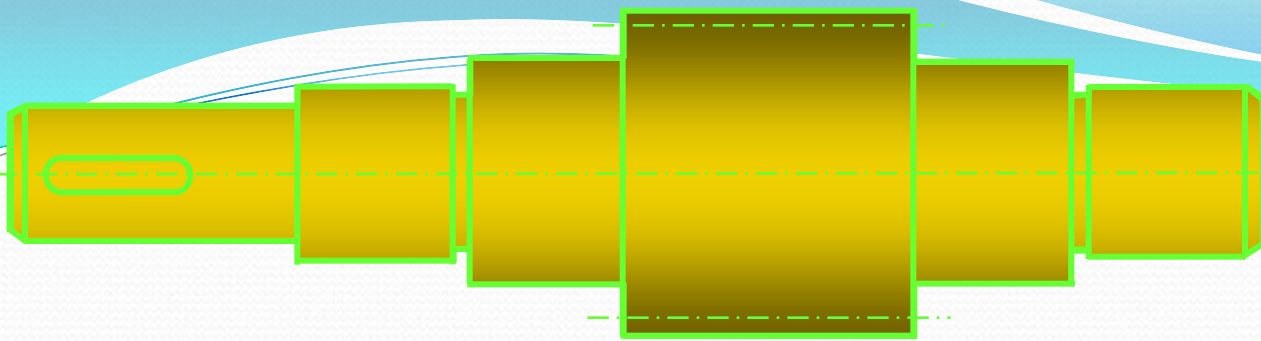
注意: 1. Y_F 用 Z_V 查

2. 设计 → 先选 Z_1 、 $\beta=8 \sim 20^\circ$ → 求 m_n ，取标准 → 求 a
 a 取整 → 修正 β (精确到小数后3~4位) (d 、 d_a 、 d_f)

§ 11-8 齿轮的构造

→ 由直径确定

- d_a 很小 → 齿轮轴
- $d_a \leq 160\text{mm}$ → 实心齿轮轴
- $d_a \leq 500\text{mm}$ → 锻或铸 { 实心齿轮
腹板式齿轮(或带加强筋)
- $d_a \geq 400\text{mm}$ → 铸铁、铸钢 → { 轮幅式齿轮
组装式齿轮



齿轮轴



实心齿轮



腹板式齿轮



轮辐式齿轮

§ 11-9 齿轮传动的润滑和效率

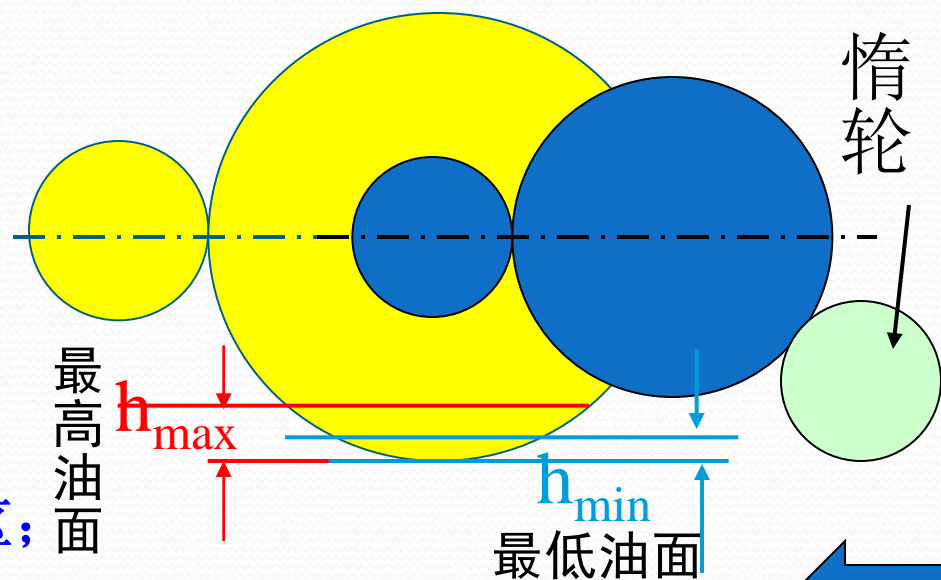
开式传动 → 人工定期(油或脂)

闭式传动

油池润滑: $\begin{cases} \text{最低油面} = 1 \text{全齿高} \geq 10\text{mm} \\ V \leq 12\text{m/S} \\ \text{最高油面} \leq (1/3 \sim 1/6) r \end{cases}$

惰轮蘸油润滑
(多级) 图11-19

喷油润滑:
 $V > 12\text{m/S}$



理由:

- 1) v 过高, 油被甩走, 不能进入啮合区;
- 2) 搅油过于激烈, 使油温升高, 降低润滑性能;
- 3) 搅起箱底沉淀的杂质, 加剧轮齿的磨损。

齿轮传动的损耗：
啮合中的摩擦损耗；
搅动润滑油的油阻损耗；
轴承中的摩擦损耗。

表11-8 齿轮传动的平均效率

| 传动装置 | 6级或7级精度的闭式传动 | 8级精度的闭式传动 | 开式传动 |
|------|--------------|-----------|------|
| 圆柱齿轮 | 0.98 | 0.97 | 0.95 |
| 圆锥齿轮 | 0.97 | 0.96 | 0.93 |

小 结：

1.分类 ， 正确啮合条件

2.失效形式； 计算准则； 常用的计算方法

3.结构尺寸、参数计算及选择（直、斜）

4.直、斜齿轮特点及强度比较

5.作用力分析：

$F_t - F_{t1}$ （主）：与 V_1 反向

F_{t2} （从）：与 V_2 同向

F_r — 由啮合点指向轮心

6.强度计算

1)强度公式建立的依据:

2)强度计算说明: (1)接触强度:①主要取决于 中心距

$$\textcircled{2} \sigma_{H1} = \sigma_{H2} ; [\sigma_H]_1 \neq [\sigma_H]_2 \rightarrow$$

成对计算 \rightarrow 取较小 $[\sigma_H]$ 代入计算

(2)弯曲强度:①主要取决于 m

$$\textcircled{2} \sigma_{F1} > \sigma_{F2} ; [\sigma_{F1}] \neq [\sigma_{F2}] \rightarrow \text{分别计算}$$

\rightarrow 校核时分别校核 ; 设计时应取 $Y_F/[\sigma_F]$ 中大者

3)强度公式(不用记)中参、系数的含义及选择计算