

# 机械设计基础

---

## 机械设计基础

### 机械总论

机械：机构和机器

机器共有特征：

机器的分类：

工作机的组成：

机构共有特征：

机构的分类：

机械术语：

机构运动简图：

平面机构自由度

自由度计算：

平面机构：

\*机械零件设计概论

机械零件设计概论

机械零件强度

应力的种类：

静应力下的许用应力：

变应力下的许用应力：

### 联接

#### 螺纹联接

分类

几何参数

螺旋副

常用参数

预紧和防松

预紧：

防松：

螺栓联接强度计算

受拉螺栓

受剪螺栓

材料和许用应力

提高螺纹联接强度途径

#### 键联接

类型

平键联接

半圆形联接

楔键联接/切向键联接

强度校核

#### 销联接

类型

圆柱销

圆锥销 (1: 50锥度)

#### 铆接/焊接/粘接

铆接

焊接

胶接

#### 过盈联接

### 带传动

几何关系

## 张紧方法

调整中心距

采用张紧轮

自动张紧：中小功率

## 优缺点

优点：

缺点：

## 应用

V带/V带轮

受力分析

应力分析

弹性滑动/打滑

设计计算

主要失效形式：

许用分析

参数选择

选择V带型号

确定带轮基准直径

验算带速

中心距、基准长度 $L_d$

校核小带轮包角 $\alpha_1$

确定V带根数

确定带预拉力

计算带传动作用在轴上的压力 $F_Q$

结构设计

其他带传动

窄V带传动

多楔带传动

同步带传动

## 链传动

链条/链轮

链条

链轮

运动分析

受力分析

滚子链失效分析/设计计算

主要失效形式

功率曲线图

链传动计算

布置和润滑

布置原则：

润滑

## 齿轮传动

概述

齿廓啮合基本定律

渐开线齿廓

齿条

内齿轮

直齿圆柱齿轮加工及精度

根切

齿轮失效

齿轮材料

强度计算

受力分析

齿面接触强度

- 齿根弯曲强度
- 主要参数选择
- 斜齿轮
  - 啮合特点
  - 基本参数
  - 传动重合度
  - 当量齿轮/根切齿数
  - 受力分析
  - 强度计算
- 锥齿轮
  - 类型
  - 当量齿轮
  - 几何参数
- 齿轮结构
  - 齿轮轴
  - 实心齿轮
  - 腹板式齿轮
  - 轮辐式齿轮
- 齿轮润滑及效率
- 变位齿轮传动
- 蜗杆传动
  - 特点
  - 主要参数/几何尺寸
  - 运动分析
  - 受力分析
  - 失效形式/材料/结构
  - 强度计算
  - 效率/润滑/热平衡
- 轮系
- 螺旋传动
  - 差动螺旋传动
  - 滑动螺旋传动
  - 材料
  - 设计计算
  - 滚动螺旋
- 连杆传动
  - 曲柄摇杆
    - 死点-火车轮/飞机起落架
  - 双曲柄机构
  - 双摇杆机构
  - 平面四杆机构设计
- 凸轮传动
  - 图解法
  - 解析法
  - 基本尺寸
- 间歇运动机构
  - 棘轮传动
  - 槽轮传动
  - 其他步进机构
- 轴
  - 强度分析
  - 刚度分析
- 轴承（滑动-滚动）
  - 滑动轴承
  - 滚动轴承

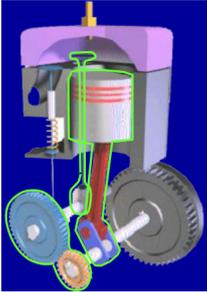
# 机械总论

## 机械：机构和机器

机构：传力、传动、改变运动形式的多件实物的组合体

机器：根据某种具体使用要求而设计的多件实物的组合体

典型机械：

- 内燃机：
  - 曲柄滑块机构
  - 凸轮机构/齿轮机构

## 机器共有特征：

- 人造实物组合体
- 各部分有**确定的相对运动**
- 代替或减轻人类劳动**完成有用功**或**实现能量的转换**

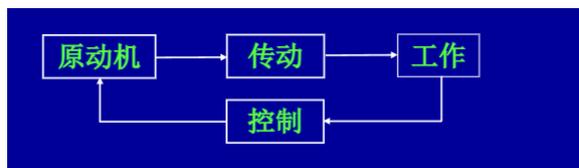
## 机器的分类：

**原动机**：实现能量转换(如内燃机、蒸汽机、电动机)

**工作机**：完成有用功（如机床等）

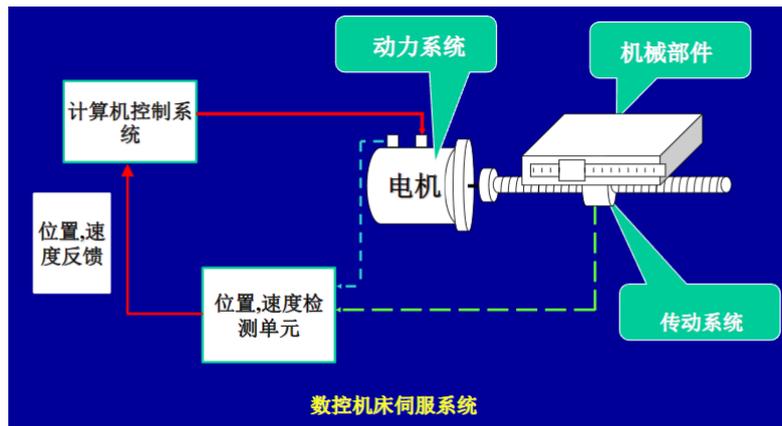
## 工作机的组成：

- **原动部分**：工作机动力来源（常见：电动机、内燃机）
- **工作部分**：完成预定动作，位于传动路线终点
- **传动部分**：联接原动机和工作部分的中间部分
- **控制部分**：保证机器的启动、停止和正常协调工作



- **传动（驱动）系统**：
  - 改变速度：调速
  - 改变运动形式：旋转、直线

- 传递动力：传动
- 伺服系统（检测部分）：



### 机构共有特征：

- 人造实物组合体
- 各部分有**确定的相对运动**
- 用来**传递力或实现运动的转换**

### 机构的分类：

- **通用机构**：用途广泛（如齿轮机构、连杆机构）
- **专用机构**：只能用于特定场合（如钟表擒纵机构）

机器与机构的关系：作用不同，若干机构构成复杂机器

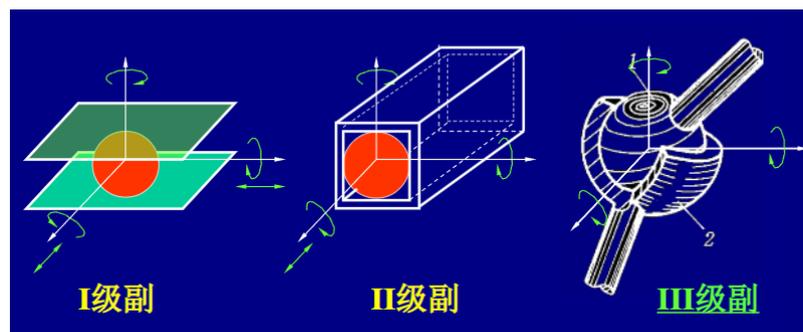
### 机械术语：

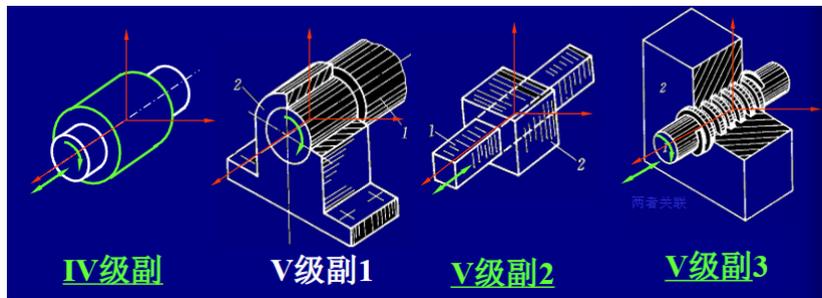
**零件**：独立的制造单元

**构件**：最小独立的运动单元，由一个或多个零件构成

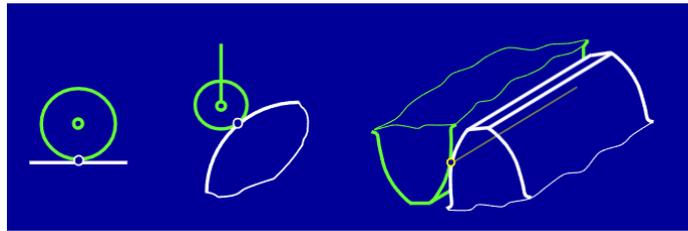
**运动副**：两个构件直接接触组成的仍能产生某些相对运动的联接（如滚子凸轮、齿轮轮廓、活塞与缸套）

- 按引入的约束数分类：
  - I级副、II级副、III级副、IV级副、V级副





- 按相对运动范围分类：
  - 平面运动副：平面运动（拉杆天线）
  - 空间运动副：空间运动（球铰链、螺旋、生物关节）
- 按运动副元素分类：
  - 高副：点、线接触，应力高（滚动副、凸轮副、齿轮副）



- 低副：面接触，应力低（转动副、移动副）

常用运动副的符号		
运动副名称	运动副符号	
	两运动构件构成的运动副	两构件之一为固定时的运动副
平面运动副	转动副	
	移动副	

平面高副		
空间运动副	螺旋副	
	球面副球铰副	

构件表示方法：

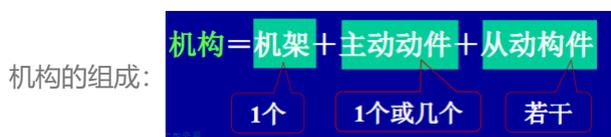
一般构件的表示方法	
杆、轴构件	
固定构件	
同一构件	

一般构件的表示方法	
两副构件	
三副构件	

**运动链：**两个以上的构件通过运动副的联接而构成的系统（闭式链、开式链）

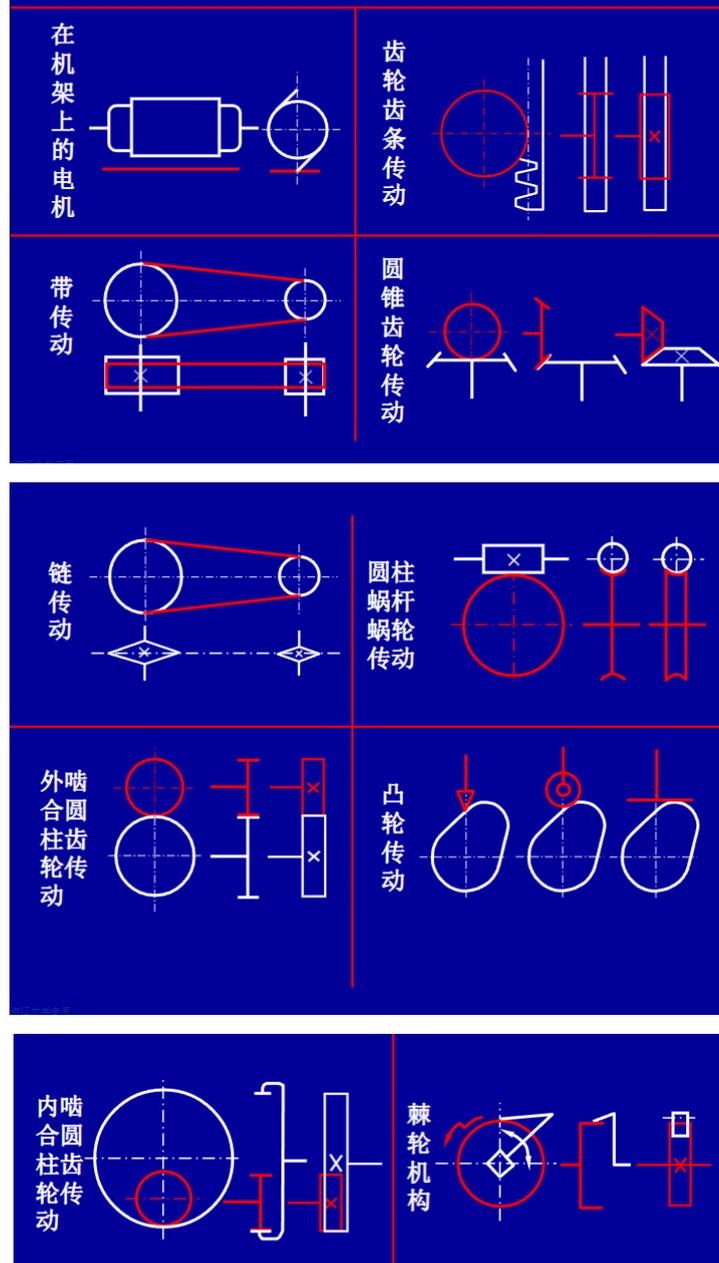
**机构：**具有确定运动的运动链

- 固定构件（机架）：作为参考系的构件（机床床身、车辆底盘、飞机机身）
- 运动构件：可动构件
  - 主动构件：由外力直接驱动，其运动规律由外界确定的运动构件
  - 从动构件：其余可动构件



**机构运动简图：**

## 常用机构运动简图符号



机构运动简图应满足的条件:

1. 构件数目与实际相同
2. 运动副的性质、数目与实际相符
3. 运动副之间的相对位置以及构件尺寸与实际机构成比例。

## 平面机构自由度

**平面机构:** 全部由平面运动副组成的机构

**空间机构:** 至少含有一个空间运动副的机构

**机构自由度 (Freedom):** 确定各构件相对位置所需的独立参数数目

**主动构件:** 能独立运动的构件——**一个原动件提供一个独立参数**

运动链成为具有相对运动机构的条件:

- 运动链自由度  $> 0$

- 运动链自由度=主动件数

## 自由度计算:

### 平面机构:

$x, y, \theta$  三个独立参数唯一确定平面运动刚体空间位置

单个自由构件自由度: 3

运动副:

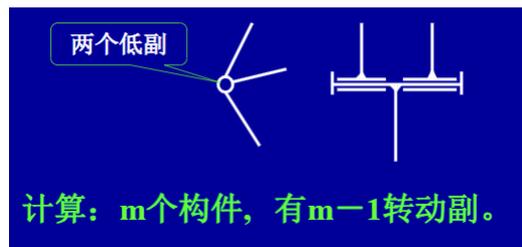
构件自由度 = 3 - 约束数 = 自由构件自由度数 - 约束数

活动构件数	构件总自由度	低副约束数	高副约束数
n	3n	2P <sub>L</sub>	P <sub>H</sub>

$$F = 3n - (2P_L + P_H)$$

### 复合铰链:

两个以上的构件在同一处以转动副相联



**局部自由度:** 构件局部运动所产生的自由度 (不影响机构的输入、输出) (解决方法: 去除+刚化焊接)

$$F = 3n - (2P_L + P_H) - F_P$$

**虚约束:** 对机构运动不起作用的约束 (与其他约束重复), 需减去

- 两构件联接前后, 联接点的轨迹重合
- 两构件构成多个移动副, 且导路平行
- 两构件构成多个转动副, 且同轴
- 运动时, 两构件上的两点距离始终不变
- 对运动不起作用的对称部分
- 两构件构成高副, 两处接触, 且法线重合

## \*机械零件设计概论

### 机械零件设计概论

- 机械设计应满足的要求在满足预期功能的前提下, 性能好、效率高、成本低, 在预定使用期限内安全可靠, 操作方便、维修简单和造型美观等。
- **机械零件的失效:** 机械零件由于某种原因不能正常工作时, 称为失效。
- **工作能力 (承载能力):** 在不发生失效的条件下, 零件所能安全工作的限度。
- **零件的失效形式:**

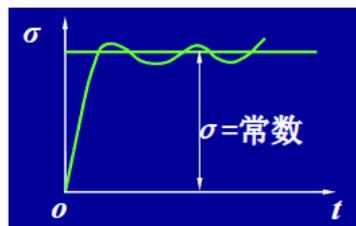
- 断裂或塑性变形;
- 过大的弹性变形;
- 工作表面的过度磨损或损伤;
- 发生强烈的振动;
- 联接的松弛;
- 摩擦传动的打滑等
- **失效原因:** 强度、刚度、耐磨性、振动稳定性、温度等
- **防止失效的判定条件:** 计算量 < 许用量
  - 强度条件: 塑性变形甚至断裂 |  $\sigma < [\sigma]$
  - 刚度条件: 弹性变形过大 |  $y < [y]$  |  $\varepsilon < [\varepsilon]$
  - 耐磨性: 表面磨损或胶合或打滑 |  $pv < [pv]$
  - 振动稳定性: 高速运转机械, 强烈振动 |  $f < [f]$
  - 耐热性: 热平衡计算, 温度过高 |  $t < [t]$

## 机械零件强度

- **名义载荷:** 理想平稳工作条件下作用在零件上的载荷
- **名义应力:** 按名义载荷上得到的应力
- **载荷系数  $K$ :** 考虑各种附加载荷因素的影响
- **计算载荷:** 载荷系数与名义载荷的乘积
- **计算应力:** 计算载荷计算得到的应力:  $\sigma$ 、 $\tau$

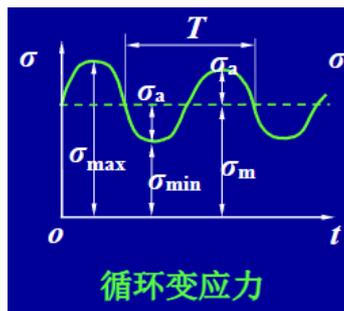
## 应力的种类:

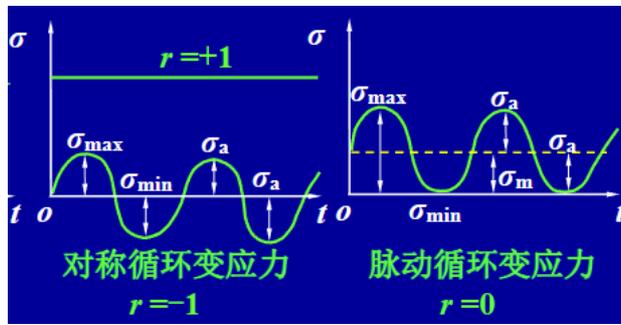
- 静应力:  $\sigma = const$
- 变应力:  $\sigma = \sigma(t)$
- 平均应力:  $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$
- 应力幅:  $\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$



- 变应力循环特性:

$$r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \begin{cases} -1 & \text{对称循环变应力} \\ 0 & \text{脉动循环变应力} \\ 1 & \text{静应力} \end{cases}$$



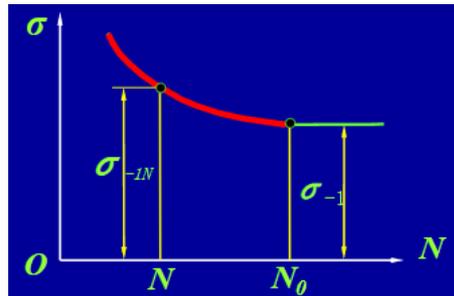


静应力下的许用应力:

- 破坏形式: 断裂/塑性变形
- 塑性材料:  $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S}$
- 脆性材料:  $[\sigma] = \frac{\sigma_B}{S}$

变应力下的许用应力:

- 破坏形式: 疲劳断裂
- 特征:
  - 疲劳断裂的最大应力远比静应力下材料的强度极限低, 甚至比屈服极限低(不管脆性材料或塑性)
  - 疲劳断口均表现为无明显塑性变形的脆性突然断裂
  - 疲劳断裂是微观损伤积累到一定程度的结果, 与循环次数有关
- 疲劳曲线:



$$\sigma \leq \sigma_{-1N_0} \implies N \geq N_0 \implies \text{试件不会断裂}$$

$$N < N_0 \text{ 时, } \sigma_{-1N}^m N = \sigma_{-1N_0}^m N_0 = C$$

$$\sigma_{-1N} = \sigma_{-1} \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}}$$

• 许用应力:

- 极限应力为疲劳极限
- 考虑零件切口、沟槽等截面突变、绝对尺寸和表面状态等影响, 引入如下参数

应力集中系数:  $k_\sigma$

尺寸系数:  $\varepsilon_\sigma$

表面状态系数:  $\beta$

- 对称循环变化:  $[\sigma_{-1}] = \frac{\varepsilon_\sigma \beta \sigma_{-1}}{k_\sigma S}$
- 脉动循环变化:  $[\sigma_0] = \frac{\varepsilon_\sigma \beta \sigma_0}{k_\sigma S}$

- **有限寿命:**  $[\sigma_{-1N}] = \frac{\varepsilon_\sigma \beta \sigma_{-1}}{k_\sigma S} \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}}$

- **安全系数S:**

$S \uparrow \implies$  零件尺寸大, 结构笨重

$S \downarrow \implies$  可能不安全

原则: 1)保证机件具有足够的强度 2)尽可能节省材料

$$S = S_1 S_2 S_3$$

## 联接

### 螺纹联接

#### 分类

- **牙型**
  - 矩形
  - 三角形
  - 梯形 (传动)
  - 锯齿形 (传动)
- **旋向:**
  - 右旋
  - 左旋
- **根数:**
  - 单线
  - 多线  $S = nP$
- **回转体内外表面:**
  - 外螺纹
  - 内螺纹

#### 组成螺纹副

- **作用:**
  - 联接
  - 传动
- **母体形状:**
  - 圆柱
  - 圆锥
  - 管螺纹

#### 几何参数

# 螺纹的主要几何参数

(1) **大径d** 与外螺纹牙顶(或内螺纹牙底)相重合的假想圆柱体的直径。

(2) **小径d<sub>1</sub>** 与外螺纹牙底(或内螺纹牙顶)相重合的假想圆柱体的直径。

(3) **中径d<sub>2</sub>** 也是一个假想圆柱的直径, 该圆柱的母线上牙型沟槽和凸起宽度相等。

(4) **螺距P** 相邻两牙在中径线上对应两点间的轴向距离。

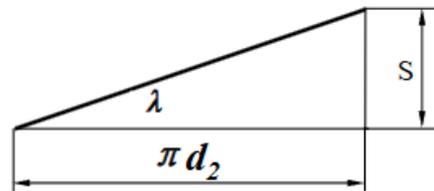
(5) **导程S**  $S = nP$   
同一条螺旋线上的相邻两牙在中径线上对应两点间的轴向距P

(6) **螺纹升角λ** 中径d<sub>2</sub>圆柱上, 螺旋线的切线与垂直于螺纹轴线的平面的夹角

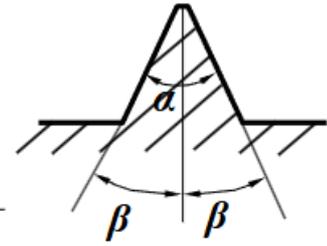
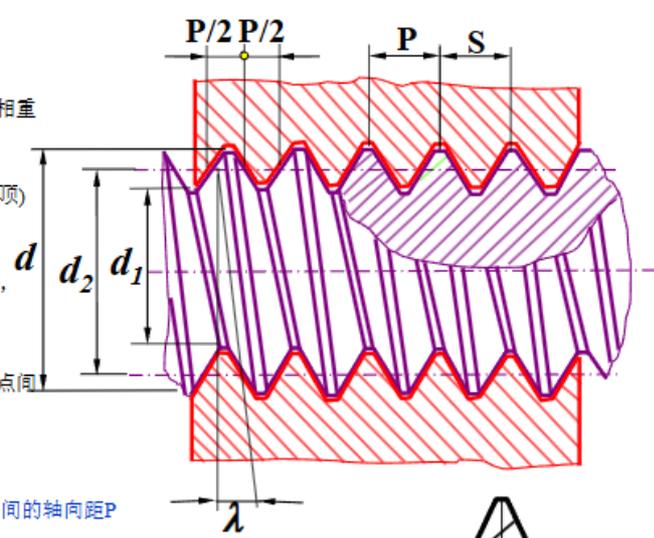
$$\tan \lambda = \frac{nP}{\pi d_2}$$

(7) **牙型角α** 轴向截面内螺纹牙型相邻两侧边的夹角。牙型侧边与螺纹轴线的垂线间的夹角。

**牙侧角β**



浙江大学专用



## 螺旋副

1. 矩形螺纹  $\beta = 0^\circ$

展开中径d<sub>2</sub>圆柱面得一斜面。

Q ---- 轴向载荷      F<sub>t</sub> ---- 水平推力

N ---- 法向反力      F<sub>f</sub> = f F<sub>n</sub> ---- 摩擦力

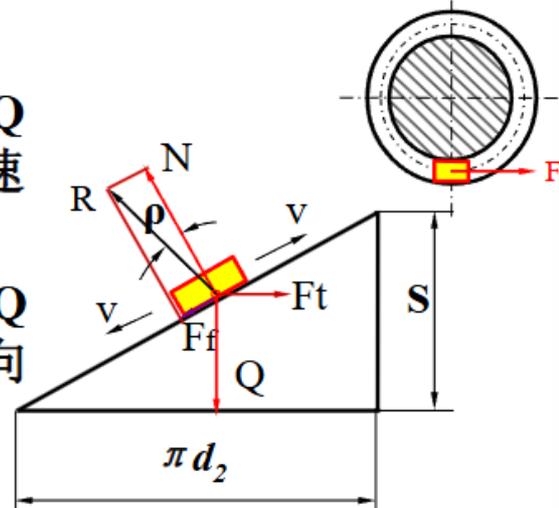
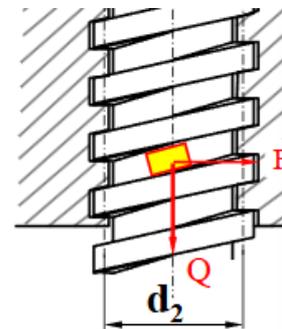
f ---- 摩擦系数

ρ ---- 摩擦角

**螺纹的拧紧** ---- 螺母在F<sub>t</sub>和Q的联合作用下, 逆着Q等速向上运动。

**螺纹的拧松** ---- 螺母在F<sub>t</sub>和Q的联合作用下, 顺着Q等速向下运动。

螺旋副在轴向载荷Fa作用下相对运动, 可看作在中径的水平力F推动滑块(重物)沿螺纹运动



浙江大学专用

• 拧紧

驱动力矩:

$$T = F_t \frac{d_2}{2} = \frac{d_2}{2} Q \tan(\lambda + \rho)$$

- 拧松

驱动力矩:

$$T = F_t \frac{d_2}{2} = \frac{d_2}{2} Q \tan(\lambda - \rho)$$

自锁条件:  $\lambda \leq \rho$

## 2. 非矩形螺纹 $\beta \neq 0^\circ$

矩形螺纹忽略升角的影响时有:

$$N = Q$$

当  $\beta \neq 0^\circ$  时, 摩擦力为:

$$F_f = fN = \frac{f}{\cos \beta} Q$$

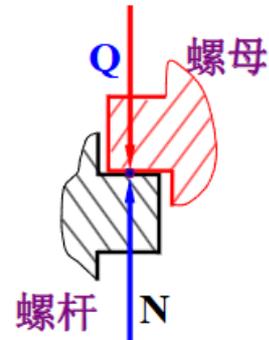
$$= f_v Q$$

摩擦系数为  $f$  的非矩形螺纹所产生的摩擦力与摩擦系数为  $f_v$  的矩形螺纹所产生的摩擦力相当。

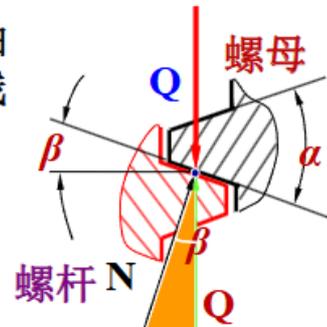
故称  $f_v$  为当量摩擦系数。

$$f_v = \frac{f}{\cos \beta} = \operatorname{tg} \rho_v \quad \text{称 } \rho_v \text{ 为当量摩擦角}$$

轴线



轴线



滑块上升:

$$\text{水平推力: } F = Q \operatorname{tg}(\lambda + \rho_v)$$

$$\text{驱动力矩: } T = \frac{d_2}{2} Q \operatorname{tg}(\lambda + \rho_v)$$

滑块下降:

$$F = Q \operatorname{tg}(\lambda - \rho_v)$$

$$T = \frac{d_2}{2} Q \operatorname{tg}(\lambda - \rho_v)$$

非矩形螺旋的自锁条件:  $\lambda < \rho_v$  对于联接螺纹必须满足自锁条件

螺旋转动一圈时, 有效功为  $QS$ , 输入功为  $2\pi T$

效率:

$$\eta = \frac{QS}{2\pi T} = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho_v)}$$

当  $\rho'$  一定时，在  $\lambda = 45^\circ - \rho_v/2$  处效率曲线有极大值。

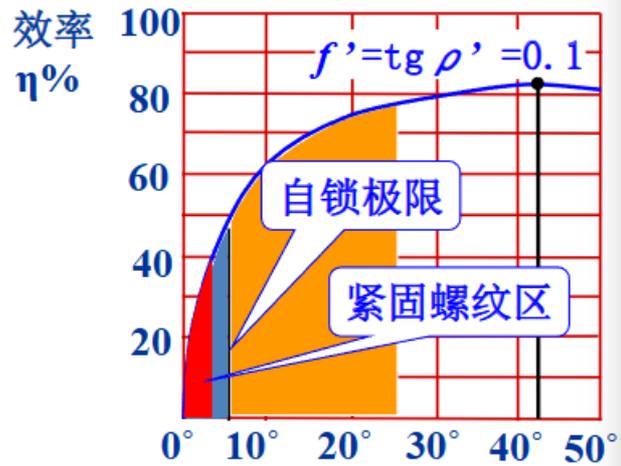
对于传动螺旋，一般取：

$$\rho_v < \lambda < 25^\circ$$

升角过大，制造困难，且效率增高也不明显。

对于联接螺纹，必须取：

$$\lambda < \rho_v = 5.7^\circ$$



浙江大学专用

### 常用参数

- 三角形螺纹/圆锥管螺纹： $\alpha = 60^\circ$
- 管螺纹  $\alpha = 55^\circ$
- 矩形螺纹  $\beta = 0^\circ$
- 锯齿形螺纹  $\beta = 3^\circ$
- 梯形螺纹  $\beta = 15^\circ$

### 预紧和防松

预紧：

$$\text{总力矩： } T = T_1 + T_2 = \frac{Qd_2}{2} \text{tg}(\lambda + \rho_v) + f_c Q r_f$$

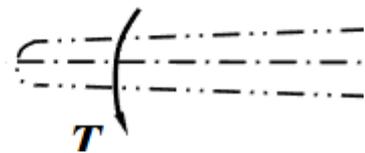
$T_1$ —克服螺纹副相对转动的阻力矩；

$T_2$ —克服螺母支撑面上的摩擦阻力矩；

$f_c$ —摩擦系数。无润滑时取： $f_c = 0.15$

$r_f$ —支撑面摩擦半径。

$$r_f = (d_w + d_0) / 4$$



简化： $T \approx 0.2Qd$

预紧应力： $\sigma = (0.5 \sim 0.7)\sigma_s$

防松：

- 弹簧垫圈、对顶螺母、尼龙圈（附加摩擦力防松）
- 防松元件（机械防松）
- 冲点、粘合剂（破坏螺纹副关系）

# 螺栓联接强度计算

## 受拉螺栓

### 1. 松螺栓连接

强度条件:  $\frac{Q}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma]$  力除以面积

式中:  $d_1$  --- 螺纹小径, mm

浙江大学专用

### 2. 紧螺栓连接

1. 只承受预紧力: 强度条件:  $\frac{1.3Q_0}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma]$

浙江大学专用

#### 2. 横向工作载荷:

螺栓与孔之间有间隙, 工作时预紧力  $Q_0$  导致接合面所产生的摩擦力应大于横向载荷  $F$

预紧力  $Q_0$ :  $Q_0 \geq \frac{CF}{mf}$

$C$  -- 可靠性系数, 常取  $C=1.1 \sim 1.3$

$m$  -- 结合面数 上图  $m=1$ , 下图  $m=2$

$f$  -- 摩擦系数, 对钢与铸铁, 取:

$f=0.1 \sim 0.15$

若取  $f=0.15$ ,  $C=1.2$ ,  $m=1$ ,

$Q_0 \geq 8F$  → 结构尺寸大

浙江大学专用

#### 3. 轴向工作载荷:

残余预紧力减少为:  $Q_r$

总拉力为:  $Q=Q_F+Q_r$

很显然:  $Q_r < Q_0$  被联接件放松了

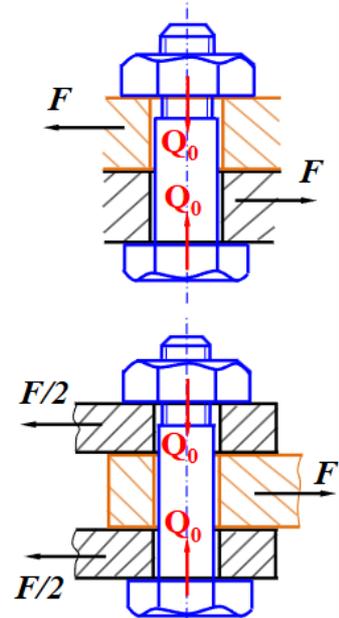
$Q_F$  增大 →  $Q_r$  减小

$Q_r > 0$

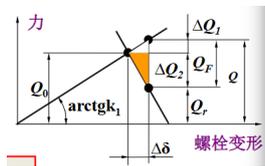
$Q_F$  不变时:  $Q_r = (0.2-0.6) Q_F$

$Q_F$  变时:  $Q_r = (0.6-1.0) Q_F$

有紧密性要求的联结:  $Q_r = (1.5-1.8) Q_F$



$$\frac{1.3Q}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma]$$



代入得：

$$Q = Q_0 + Q_F \frac{k_1}{k_1 + k_2}$$

$$Q_r = Q_0 - Q_F \left( 1 - \frac{k_1}{k_1 + k_2} \right)$$

## 受剪螺栓

螺栓的剪切强度条件：

$$\tau = \frac{F}{z m \pi \frac{d_0^2}{4}} \leq [\tau]$$

挤压强度条件：

$$\sigma_p = \frac{F}{z d_0 \delta} \leq [\sigma_p]$$

$d_0$ 为螺栓杆与钉孔配合处直径

当  $d \leq 27mm$  时， $d_0 = d + 1$ ;

当  $d \geq 27mm$  时， $d_0 = d + 2$ ;

## 材料和许用应力

不严格控制预紧力的紧联结螺栓设计计算方法：

1) 假定螺栓的公称直径

2) 由表2-2、2-3查出许用应力

3)  $\frac{1.3Q_0}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma]$   $\frac{1.3Q}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma]$   $\longrightarrow$  小径  $d_1$

4)  $d$ 、 $d_1$  验算

## 提高螺纹联接强度途径

- 改善螺纹牙间载荷分布（悬置螺母）
- 减小/避免附加应力
- 减轻应力集中（过渡圆角/卸载槽）
- 降低受轴向变载荷螺栓总拉伸载荷的变化范围
- 改进制造工艺

## 键联接

作用：用来实现轴和轴上零件的周向固定以传递扭矩，或实现零件的轴向固定或移动。

类型：平键、半圆键、楔键、切向键等

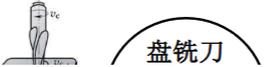
# 类型

## 平键联接

- 普通平键
- 导向平键

普通平键结构

- 圆头(A型) 用指状铣刀加工, 固定良好, 轴槽应力集中大。
- 方头(B型) 用盘铣刀加工, 轴的应力集中小。
- 单圆头(C型) 用于轴端



盘铣刀

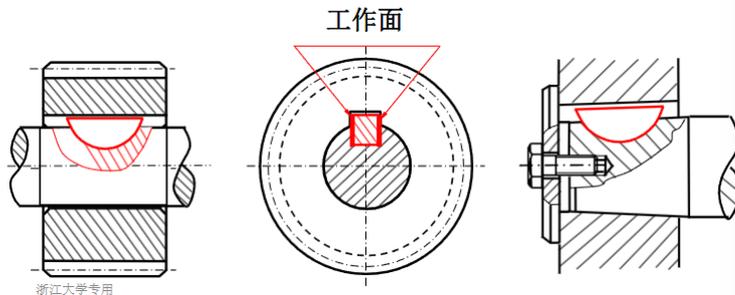
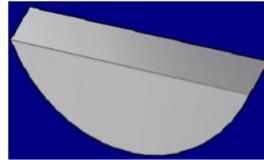
## 半圆形联接

优点: 定心好, 装配方便。

因半圆键能在轴槽中摆动以适应轮毂槽底面。

缺点: 对轴的削弱较大, 只适用于轻载联接。

特别适用于锥形轴端的联接。

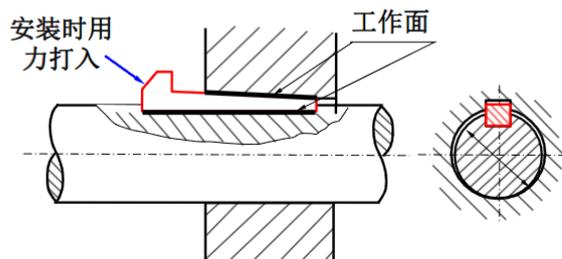


## 楔键联接/切向键联接

结构特点: 键的上表面有1:100的斜度, 轮毂槽的底面也有1:100的斜度

缺点: 定心精度不高。

应用: 只能应用于定心精度不高, 载荷平稳和低速的联接。

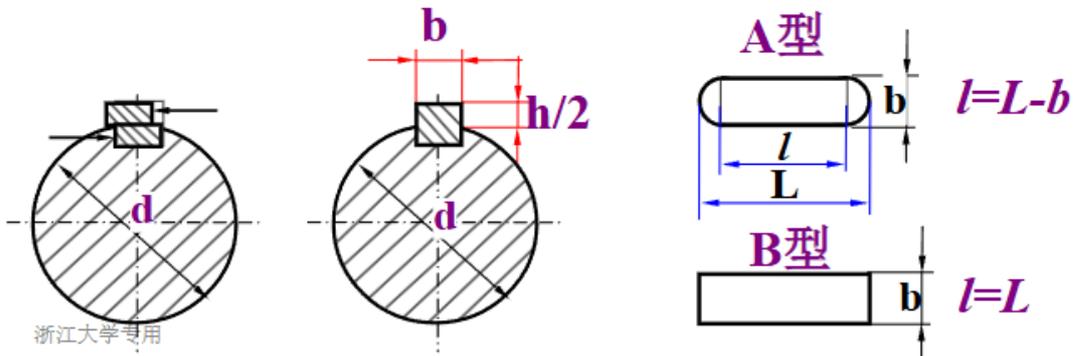


## 强度校核

挤压强度条件:

一般不会出现

$$\sigma_p = \frac{F_t}{S} = \frac{T}{(d/2)(h/2)l} = \frac{4T}{dhl} \leq [\sigma_p] \text{ MPa}$$



## 销联接

作用: 固定零件之间的相对位置, 并可传递不大的载荷

### 类型

圆柱销

圆锥销 (1: 50锥度)

## 铆接/焊接/粘接

### 铆接

铆接是将铆钉穿过被联接件的预制孔中经铆合而成的联接方式。其联接部分称为铆缝。

- 铆缝
- 热铆、冷铆

### 焊接

焊接是利用局部加热(或加压)的方法使被联接件接头处的材料熔融联接成一体

- 熔化焊、压力焊、钎焊
- 电弧焊缝: 对接焊缝、填角焊缝

### 胶接

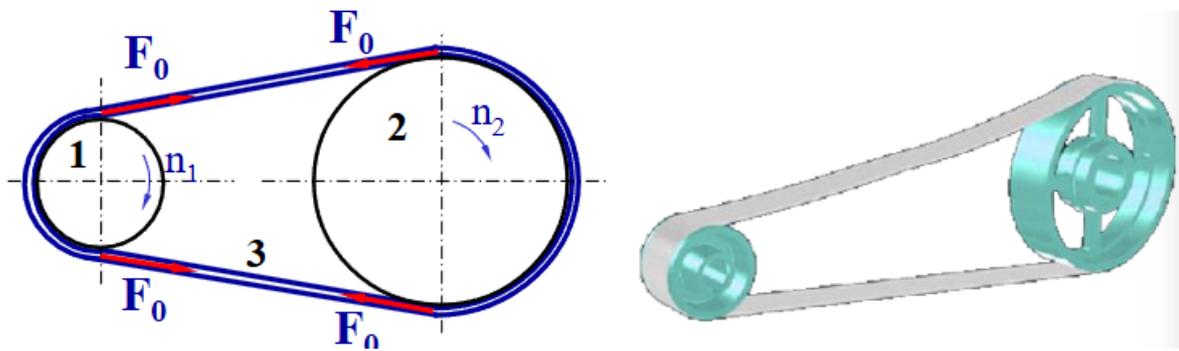
胶接是用胶粘剂直接把被联接件联接在一起且具有一定强度的联接, 利用胶粘剂凝固后出现的粘附力来传递载荷。

- 胶接接头: 对接、搭接、角接

## 过盈联接

过盈联接是利用被联接件间的过盈配合直接把被联接件联接在一起。

# 带传动



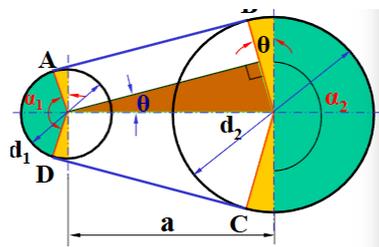
## 工作原理

安装时带被张紧在带轮上，产生的**初拉力**使得带与带轮之间产生**压力**。主动轮转动时，依靠**摩擦力**驱动从动轮一起同向回转。

## 类型

- 摩擦型：
  - 平带
  - V带（摩擦牵引力大）
  - 多楔带（摩擦牵引力大）
  - 圆带（摩擦牵引力小——用于仪器）
- 啮合型：同步带

## 几何关系



- 中心距a
- 包角 $\alpha = \pi \pm 2\theta$
- 带长L

带长：
$$L \approx 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$$

已知带长时，由上式可得中心距：

$$a \approx \frac{2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2L - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}$$

# 张紧方法

调整中心距

采用张紧轮

自动张紧：中小功率

## 优缺点

优点：

- 适用于中心距较大传动
- 带具有良好挠性，可缓冲冲击、吸收振动
- 过载时带与带轮打滑避免损坏其他零件
- 结构简单、成本低廉

缺点：

- 传动外廓尺寸较大
- 需要张紧装置、轴上受力大
- 带弹性滑动不能保证固定不变传动比——传动效率低
- 带寿命短

## 应用

两轴平行、且同向转动的场合（称为开口传动），中小功率电机与工作机之间的动力传递。

## V带/V带轮

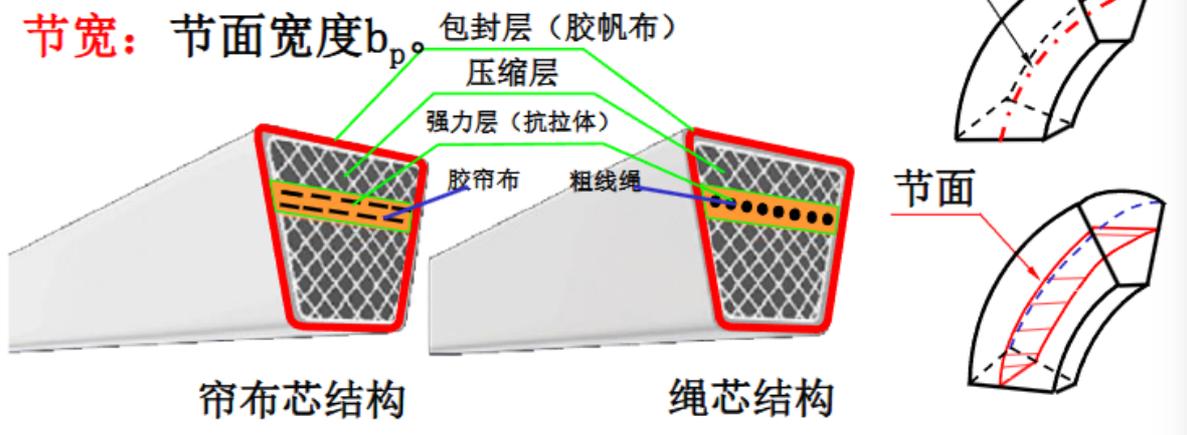
### 一、V带的规格

**组成：**强力层（抗拉体）、压缩层、包封层。

**节线：**弯曲时保持原长不变的一条周线。

**节面：**全部节线构成的面。

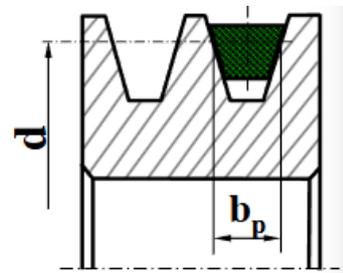
**节宽：**节面宽度 $b_p$ 。



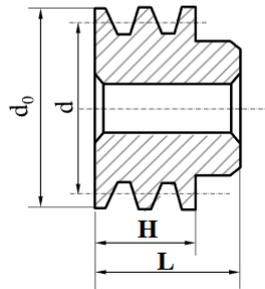
在V带轮上，与所配用V带的节面宽度相对应的带轮直径称为**基准直径d**。

V带在规定的张紧力下，位于带轮基准直径上的周线长度称为**基准长度L<sub>d</sub>**。

标准长度系列详见表3-2，P56



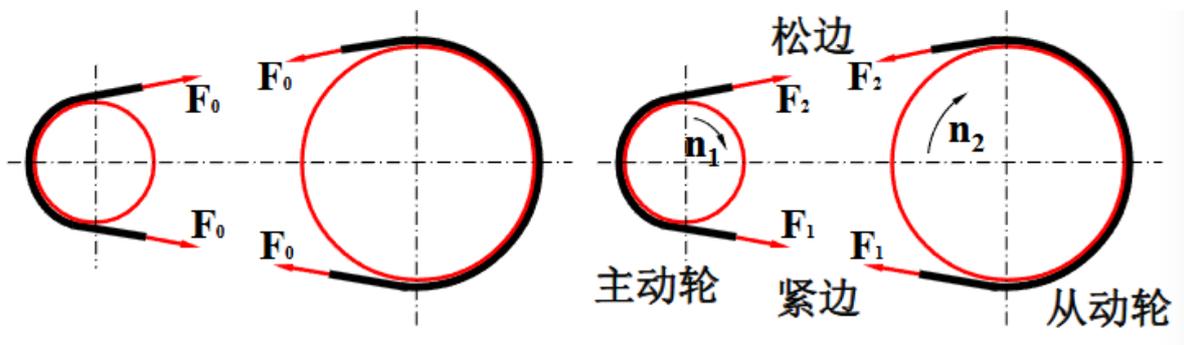
实心式V带轮 (直径小)



腹板式V带轮 (中等直径)

轮辐式V带轮 ( $d > 350mm$ )

## 受力分析



$$F_0 = \frac{F_1 + F_2}{2}$$

称  $F_1 - F_2$  为有效拉力，即带所能传递的圆周力：

$$F = F_1 - F_2 = \sum F_f = 2T_1/d_1 = 2T_2/d_2$$

且传递功率与圆周力和带速之间有如下关系：

$$P = \frac{Fv}{1000}$$

紧边和松边的拉力之比为：

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha}$$

→ 绕性体摩擦的基本公式

联立求解:

$$F = F_1 - F_2$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha}$$

$$F_0 = (F_1 + F_2)/2$$

$$F_1 = F \cdot \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}$$

$$F_2 = F \cdot \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}$$

$$F = F_1 - F_2 = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha}}\right)$$

$$F = 2F_0 \left(\frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}\right)$$

$$= 2F_0 \left(1 - \frac{2}{e^{f\alpha} + 1}\right)$$

平带的极限摩擦力为:  
 $F_N f = F_Q f$   
 则V带的极限摩擦力为:

$$F_N f = \frac{f}{\sin \frac{\phi}{2}} F_Q = f' \cdot F_Q$$

V带能传递更大功率

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f'\alpha}$$

$$F_1 = F \cdot \frac{e^{f'\alpha}}{e^{f'\alpha} - 1}$$

$$F_2 = F \cdot \frac{1}{e^{f'\alpha} - 1}$$

$$F = F_1 - F_2 = 2F_0 \left(\frac{e^{f'\alpha} - 1}{e^{f'\alpha} + 1}\right)$$

### 应力分析

#### 1. 紧边和松边拉力产生的拉应力

紧边拉应力:  $\sigma_1 = \frac{F_1}{A} \quad MPa$     A为带的横截面积

松边拉应力:  $\sigma_2 = \frac{F_2}{A} \quad MPa$

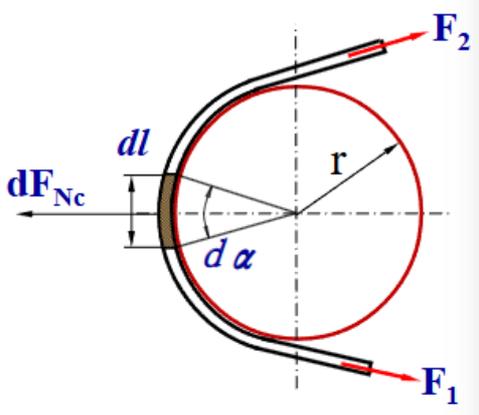
#### 2. 离心力产生的拉应力

带在微弧段上产生的离心力:

$$dF_{Nc} = m \cdot a = (rd\alpha)q \cdot r\omega^2$$

$$= (rd\alpha)q \frac{v^2}{r}$$

$$= qv^2 d\alpha \quad N$$



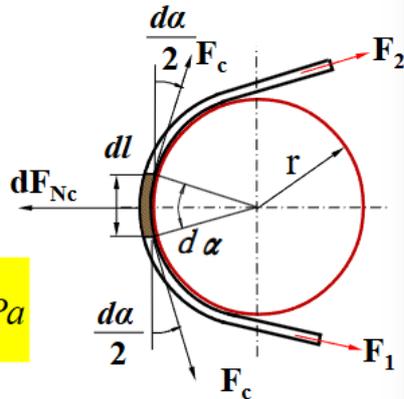
离心力  $F_{Nc}$  在微弧段两端会产生拉力  $F_c$ 。

由力平衡条件得： $2F_c \sin \frac{d\alpha}{2} = qv^2 da$

取  $\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}$ ，得：

$$F_c = qv^2 N$$

离心拉应力： $\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{qv^2}{A}$  MPa



### 3. 弯曲应力

$$\sigma_b \approx \frac{Eh}{d} \text{ (Mpa)}$$

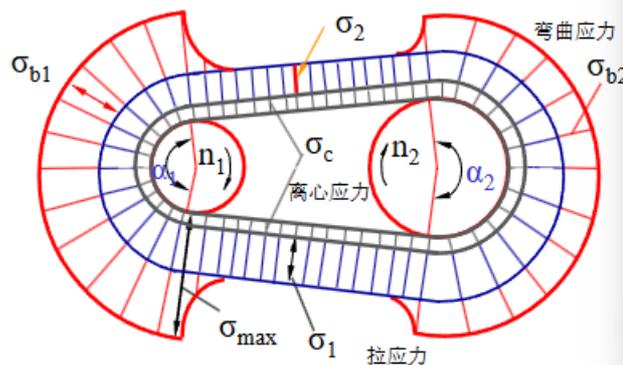
**H**: 为带的厚度, mm; **E**: 为带的弹性模量, MPa;

**d**: 为带轮直径 (V带基准直径  $d_d$ ), mm。

### 4. 应力分布及最大应力

最大应力  $\sigma_{max}$  出现在紧边与小轮的接触处。

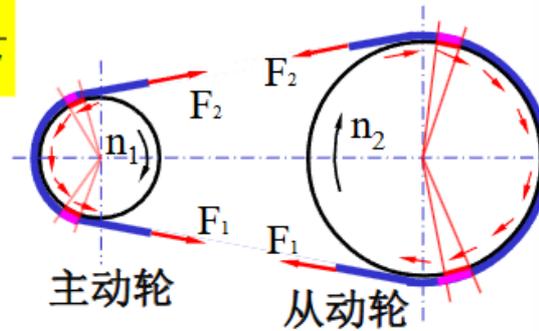
$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{b1} + \sigma_c$$



紧边:  $\varepsilon_1 = \frac{F_1}{AE}$  松边:  $\varepsilon_2 = \frac{F_2}{AE}$

$\because F_1 > F_2 \quad \therefore \varepsilon_1 > \varepsilon_2$

带绕过**主动轮**时, 将逐渐缩短并沿轮面滑动, 使**带速落后于轮速**。



带经过**从动轮**时, 将逐渐被拉长并沿轮面滑动, 使**带速超前于轮速**。

这种因材料的弹性变形而产生的滑动被称为**弹性滑动**。

$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} \quad m/s \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \times 1000} \quad m/s$  总有:  $v_2 < v_1$

- 滑动率  $\varepsilon$

定义:  $\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = \frac{d_1 n_1 - d_2 n_2}{d_1 n_1}$

得从动轮的转速:  $n_2 = \frac{n_1 d_1 (1 - \varepsilon)}{d_2}$

带传动的传动比:  $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)}$

带传动的滑动率  $\varepsilon = 0.01 \sim 0.02$ , 一般可忽略不计。

## 设计计算

主要失效形式:

- 打滑
- 疲劳破坏

许用分析

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_b + \sigma_c \leq [\sigma]$$

$$\sigma_1 = [\sigma] - \sigma_b - \sigma_c$$

$$F = F_1 - F_2 = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{f'\alpha}}\right) = \sigma_1 A \left(1 - \frac{1}{e^{f'\alpha}}\right)$$

$$= ([\sigma] - \sigma_b - \sigma_c) A \left(1 - \frac{1}{e^{f'\alpha}}\right)$$

传递的功率为:  $P_0 = ([\sigma] - \sigma_b - \sigma_c) \left(1 - \frac{1}{e^{f'\alpha}}\right) \cdot \frac{Av}{1000} \quad KW$

- 许用功率

$$[P_0] = (P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L$$

$K_L$ —带长度系数（P56，表3-2）；

$K_\alpha$ —包角系数（P63，表3-4）；

$\Delta P_0$ —功率增量， $i > 1$ （P64，表3-5）。

### 参数选择

#### 选择V带型号

**型号确定：**根据 $P_c$ 和小带轮的转速 $n_1$ ，由**选型图**确定

计算功率： $P_c = K_A P$   $P$  --- 需要传递的名义功率

$K_A$  --- 工作情况系数（P66，表3-6）

**根数的确定：** 
$$z = \frac{P_c}{[P_0]} = \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L}$$

#### 确定带轮基准直径

带轮的直径过小，则带的弯曲应力大，寿命降低。应取： $d_1 > d_{\min}$

大带轮的直径 $d_2$ ： $d_2 = \frac{n_1}{n_2} d_1 (1 - \varepsilon)$

$d_1$ 、 $d_2$ ：必须符合带轮的基准直径系列

#### 验算带速

3. 验算带速：
$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} \text{ m/s}$$

一般应使 $v$ 在**5~25m/s**的范围内，**10~20m/s**为宜。

#### 中心距、基准长度 $L_d$

初选： $0.7(d_{d1}+d_{d2}) < a_0 < 2(d_{d1}+d_{d2})$

初定V带基准长度： $L_0 = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_0}$

根据 $L_0$ 由表3-2 (P56) 选取接近的基准长度 $L_d$ ，然后计算中心距：

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_0}{2}$$

安装、张紧需要，中心距变动范围为：

$$(a - 0.03L_d) \sim (a + 0.03L_d)$$

校核小带轮包角 $\alpha_1$

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \times 57.3^\circ$$

一般应使 $\alpha_1 > 120^\circ (90^\circ)$ ，否则可加大中心距

确定V带根数

$$z \geq \frac{P_c}{[P_0]} = \frac{K_A P}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L}$$

一般应使 $z < 10$ ，否则，应增大带轮直径；改选带的型号，重新计算

确定带预拉力

$$F_0 = \frac{500P_c}{zv} \left( \frac{2.5}{K_\alpha} - 1 \right) + qv^2$$

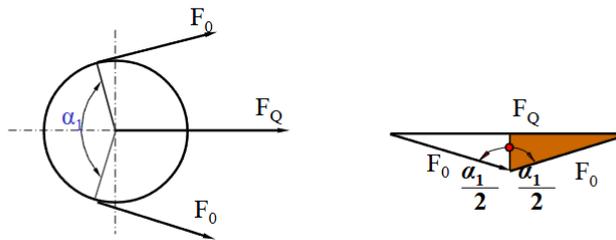
或

$$F = 2F_0 \left( \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} \right) \\ = 2F_0 \left( 1 - \frac{2}{e^{f\alpha} + 1} \right)$$

计算带传动作用在轴上的压力 $F_Q$

由力平衡条件得静止时轴上的压力为：

$$F_Q = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}$$



结构设计

其他带传动

窄V带传动

$\theta = 40^\circ$ ， $h/b_p = 0.9$ 的V带称为窄V带。

多楔带传动

平带和V带的组合结构；  
优点：柔性好、摩擦力大，传递功率较大。

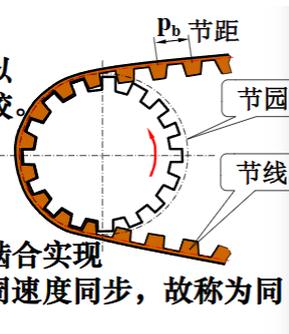
同步带传动

### 三、同步带传动

**组成：**同步带（同步齿形带）是以钢丝为抗拉体，外包聚氨脂或橡胶。

**结构特点：**横截面为矩形，带面具有等距横向齿的环形传动带，带轮轮面也制成相应的齿形。

**传动特点：**靠带齿与轮齿之间的啮合实现传动，两者无相对滑动，而使圆周速度同步，故称为同步带传动。



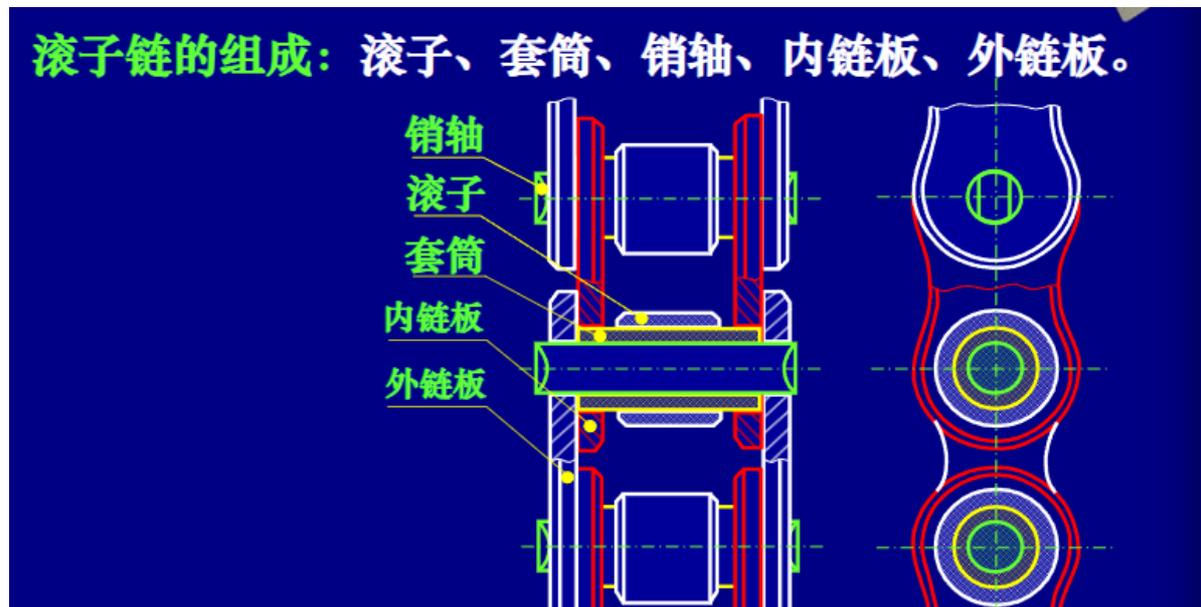
## 链传动

- 组成：链轮、环形链条
- 作用：链与链轮轮齿之间的啮合实现平行轴之间的同向传动
- 优点：
  - 无弹性滑动/打滑；能保持准确平均传动比
  - 需要张紧力小，轴压力小，可减少轴承摩擦损失
  - 结构紧凑
  - 能在恶劣环境下工作
  - 制造和安装精度低，中心距较大时传动结构简单
- 缺点：
  - 瞬时转速和瞬时传动比不是常数，传动平稳性差，有一定冲击和噪声

## 链条/链轮

### 链条

- 滚子链
- 齿形链



主要参数：节距： $p$

结构类型：单排链、多排链

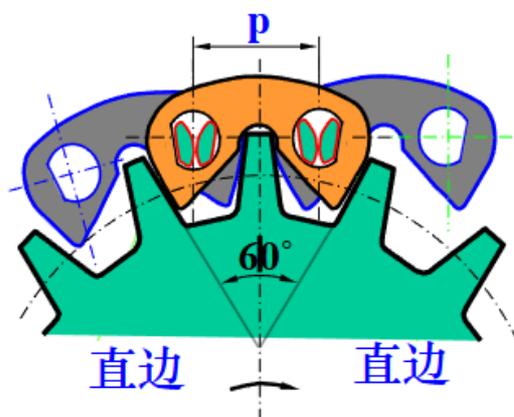
链节数（表示链条长度）： $L_p$ （最好取偶数）

齿形链是由许多齿形链板用铰链联接而成。

**优点：**与滚子链相比，齿形链运转平稳、噪声小、承受冲击载荷的能力高。

**缺点：**结构复杂、价格较贵、比较重。

**应用场合：**多应用于高速（链速可达40 m/s）或运动精度要求较高的场合。



## 链轮

**要求：**平稳进入、退出啮合，接触良好，便于加工

标准参数：

齿面圆弧半径： $r_e$  齿沟圆弧半径： $r_i$  齿沟角： $\alpha$

国标规定最大和最小齿槽形状：

$r_{\max}$ 、 $r_{\min}$ 、 $\alpha_{\min}$ 、 $\alpha_{\max}$

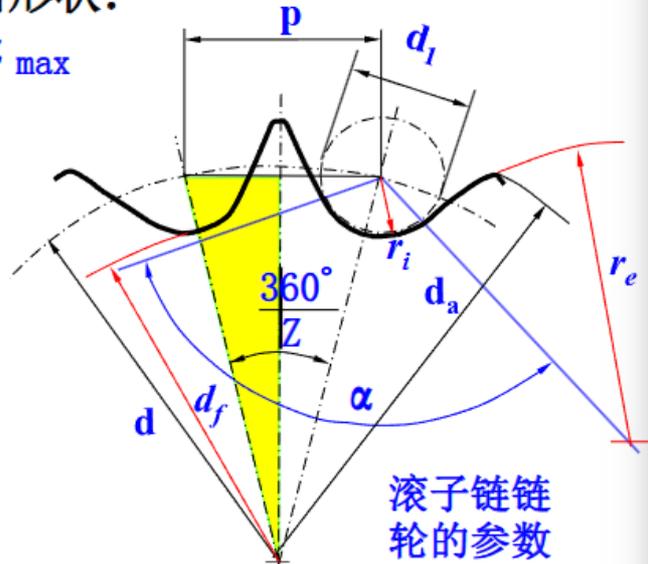
链轮的节距： $p$  —弦长

链轮主要尺寸：

分度圆直径： $d$

齿顶圆直径： $d_a$

齿根圆直径： $d_f = d - d_1$



链轮主要尺寸计算公式：

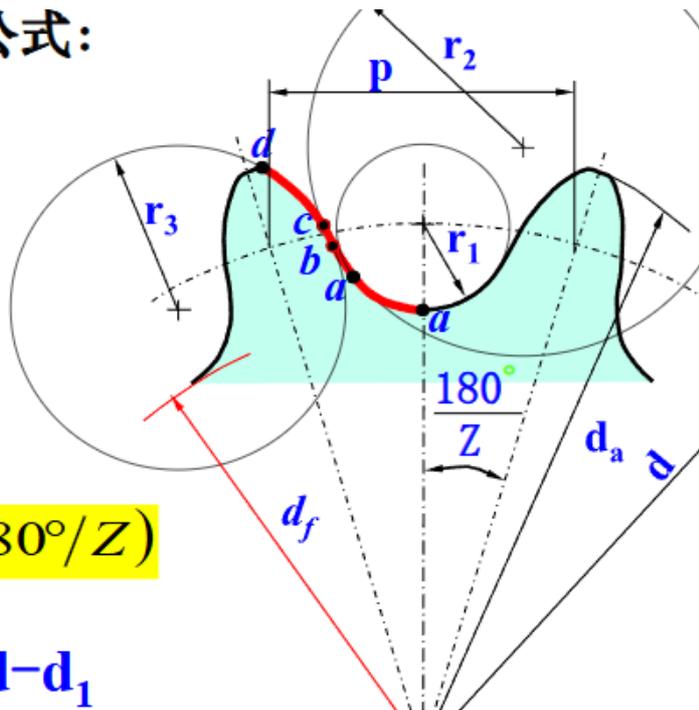
分度圆直径：

$$d = \frac{p}{\sin 180^\circ/Z}$$

齿顶圆直径：

$$d_a = p(0.54 + \operatorname{ctg} 180^\circ/Z)$$

齿根圆直径： $d_f = d - d_1$



链轮结构：

- 实心式 (小直径)
- 孔板式 (中等直径)
- 组合式 (大直径, 齿圈可更换)

# 运动分析

## 一、链传动的运动分析

链条的平均线速度:  $v = \frac{z_1 p n_1}{60 \times 1000} = \frac{z_2 p n_2}{60 \times 1000} \quad m/s$

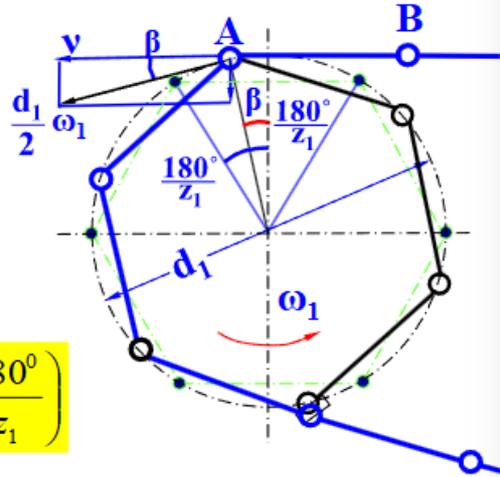
平均传动比为:  $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$

分度圆瞬时线速度:  $v_{A1} = \frac{d_1 \omega_1}{2}$

链条的瞬时线速度沿AB方向,

其大小为:  $v = \frac{d_1 \omega_1}{2} \cos \beta$

$\beta$ 为相位角:  $\left(-\frac{180^\circ}{z_1}\right) \Rightarrow 0 \Rightarrow \left(+\frac{180^\circ}{z_1}\right)$



当  $\beta = 0$  时, 链速最大,  $v_{\max} = \frac{d_1 \omega_1}{2}$

当  $\beta = \pm \frac{180^\circ}{z_1}$  时, 链速最小,  $v_{\min} = \frac{d_1 \omega_1}{2} \cos \frac{180^\circ}{z_1}$

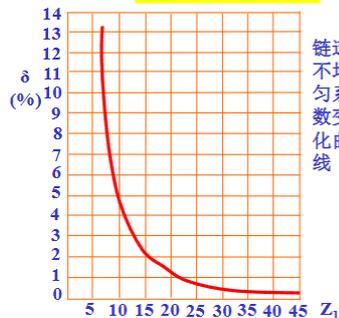
$d = \frac{p}{\sin 180^\circ / Z}$

链条的瞬时线速度沿垂直方向的分量

$v' = \frac{d_1 \omega_1}{2} \sin \beta$

链传动在工作时, 产生振动和动载荷!

速度不均匀系数:  $\delta = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v_m}$



从动轮:

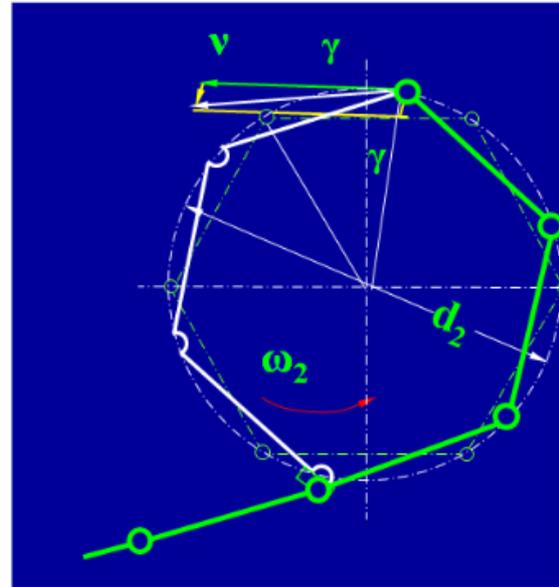
$$v = \frac{d_2 \omega_2}{2} \cos \gamma$$

主动轮:

$$v = \frac{d_1 \omega_1}{2} \cos \beta$$

瞬时传动比:

$$i' = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2 \cos \gamma}{d_1 \cos \beta}$$



$\omega_2$  随  $\gamma$ 、 $\beta$  变化而变化, 不确定; 节距越大、齿数越少, 链速波动越大  $\longrightarrow$  动载荷、振动、噪音

受力分析

为了保证松边垂度不至于过大, 安装链传动时, 应:

**适当张紧**

作用在链上的力有:

- 圆周拉力:  $F = 1000P/v$  N --- 有效拉力
- 离心拉力:  $F_c = qv^2$  N q 为米长质量
- 悬垂拉力:  $F_y = K_y qga$  N

$a$ --为中心距,  $g$ --为重力加速度,

$K_y$  为下垂量  $y=0.02a$  时的垂度系数。

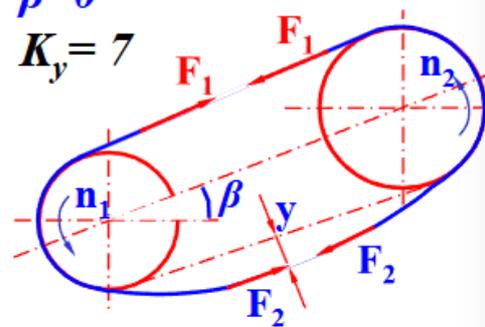
$\beta=90^\circ$	$\beta=75^\circ$	$\beta=60^\circ$	$\beta=30^\circ$	$\beta=0^\circ$
$K_y=1$	$K_y=2.5$	$K_y=4$	$K_y=6$	$K_y=7$

紧边拉力为:  $F_1 = F + F_c + F_y$

松边拉力为:  $F_2 = F_c + F_y$

作用在链轮轴上的力为:

$$F_Q = (1.2-1.3) F$$

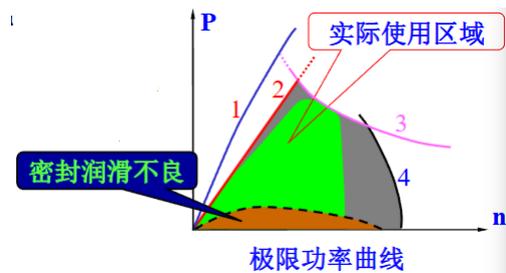


# 滚子链失效分析/设计计算

## 主要失效形式

- 链板疲劳破坏
- 滚子、套筒冲击疲劳破坏
- 销轴/套筒铰链胶合
- 链条铰链磨损
- 过载拉断

## 功率曲线图



- 曲线1—正常润滑条件下，链条铰链磨损限定的极限功率
- 曲线2—链板疲劳强度限定的极限功率；
- 曲线3—滚子、套筒的冲击疲劳强度限定的极限功率；
- 曲线4—铰链胶合限定的极限功率；

当实际工作条件与特定条件不同时，应对 $P_0$ 值加以修正：

实际许用功率：
$$[P_0] = P_0 K_m / K_z$$

$K_m$ ：滚子链排数系数，P79，表4-5；

$K_z$ ：小链轮齿数系数，P78，图4-15。

浙江工业大学

## 链传动计算

## 1. 计算准则:

当链速  $v \geq 0.6m/s$  时:

计算功率:  $P_c = K_A P$ ,  $K_A$ 为工作情况系数, P79, 表4-6;  
 $P$ 为名义功率。

$$P_c = K_A P \leq [P_0] = P_0 K_m / K_z$$

当链速  $v < 0.6m/s$  时, 可能因静强度不足而拉断, 设计时还需进行静力强度校核:

$$S = \frac{mQ}{K_A F_1} \geq [S] \quad \begin{aligned} F_1 &= F + F_c + F_y \\ &= 1000P/v + qv^2 + K_y qga \end{aligned}$$

$S$ : 静强度计算安全系数;  $m$ : 为链排数;  $F_1$ : 紧边拉力;

$Q$ : 单排链的极限拉伸载荷, P71, 表4-1;

$[S]$ : 静强度许用安全系数,  $[S] = 4 \sim 8$ , 多排链取较大值。

## 2. 参数选择

### 1) 链的节距和排数

节距越大, 传递功率越大;

但啮合瞬间的冲击也越大, 运动的不均匀性、动载荷、噪声增大;

高速重载时, 应选用小节距多排链。 根据  $P_0$ 、 $n_1$  由图选定

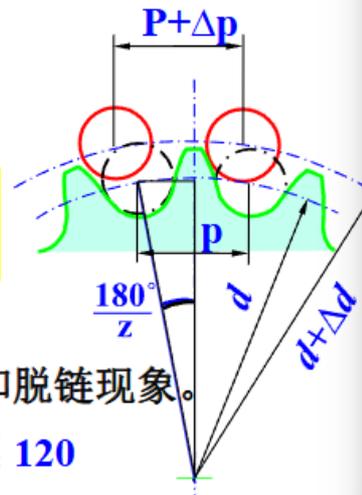
### 2) 链轮的齿数

$\Delta p$ 与 $\Delta d$ 之间的关系:

$$\text{由: } d = \frac{P}{\sin 180^\circ / Z}$$

$$d + \Delta d = \frac{P + \Delta P}{\sin 180^\circ / Z}$$

$$\Delta d = \frac{\Delta P}{\sin 180^\circ / Z}$$



$\Delta p$ 一定时:  $z \uparrow \rightarrow \Delta d \uparrow \rightarrow$  越容易发生跳齿和脱链现象。

一般取:  $z_1 \geq 17$  (P80, 表4-7)  $z_2 = i z_1 \leq 120$

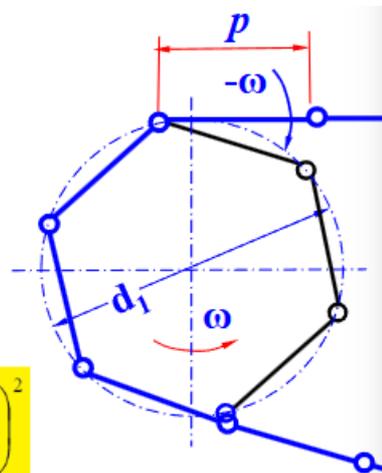
链节数为偶数, 链轮齿数最好取奇数, 以使磨损均匀。

### 3) 中心距和链的节数

$a$  过小  $\rightarrow a \downarrow \rightarrow$  同时啮合的齿数  $\downarrow$

$a$  过大  $\rightarrow$  链条容易抖动。

一般取:  $a = (30 \sim 50)p$       $a_{max} = 80p$



链条节数: 
$$L_{p0} = \frac{L_0}{p} = 2 \frac{a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{p}{a_0} \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2$$

计算结果应圆整, 并取偶数!  $\rightarrow L_p$

中心距: 
$$a = \frac{p}{4} \left[ \left( L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left( L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

$$\approx a_0 + \frac{L_p - L_{p0}}{2} p$$

为便于安装和调节张紧程度, 中心距一般应设计成可调节的。

$\Delta a \geq 2p$

江大专用

### 链传动设计的步骤:

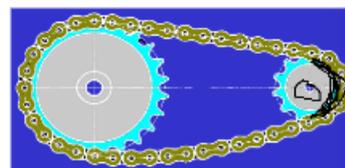
1. 确定链轮的齿数  $z_1$ 、 $z_2$ ;  $z_1 \geq 17$  (P80, 表4-7)

2. 选择链节距、排数;  $P_0$ 、 $n_1$ ;

$z_2 = iz_1$

$P_c = K_A P \leq [P_0] = P_0 K_m / K_z$

3. 确定链节数 初选  $a_0 = (30 \sim 50)p$ ;



链的节数  $L_p$ : 
$$L_{p0} = \frac{L_0}{p} = 2 \frac{a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{p}{a_0} \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \rightarrow L_p$$

4. 实际中心距;

$$a \approx a_0 + \frac{L_p - L_{p0}}{2} p$$

5. 计算链速;

$$v = \frac{z_1 p n_1}{60 \times 1000}$$

6. 确定润滑方式;

7. 求作用在轴上的压力  $F_Q$ ;  $F_Q = (1.2 \sim 1.3) F$ ,

$F = 1000P/v \text{ N}$

8. 链轮的结构设计。

# 布置和润滑

## 布置原则:

链传动的两轴应平行，两链轮应位于同一平面内；一般宜水平或接近水平布置，并使松边在下方。

传动参数	正确布置	不正确布置	说明
$i > 2$ $a = (30 \sim 50)p$			两轮轴在同一水平面，紧边在上，在下均能正常工作。
$i > 2$ $a < 30p$			两轮轴不在同一水平面，松边应在下面。否则松边下垂量增大后链条与链轮容易卡死。
传动参数	正确布置	不正确布置	说明
$i < 1.5$ $a > 60p$			两轮轴在同一水平面，松边应在下面。否则松边下垂量增大后松边与紧边相碰，须经常调整中心距。
$i, a$ 为任意值			两轮轴在同一铅垂面内，下垂量增大会减少下链轮的有效啮合齿数，降低传动能力，为此应采用： 1) 中心距可调； 2) 设张紧装置； 3) 上下两轮错开。

## 润滑

- 人工给油
- 油杯滴油润滑
- 油浴润滑/飞溅润滑
- 油泵压力喷油润滑

# 齿轮传动

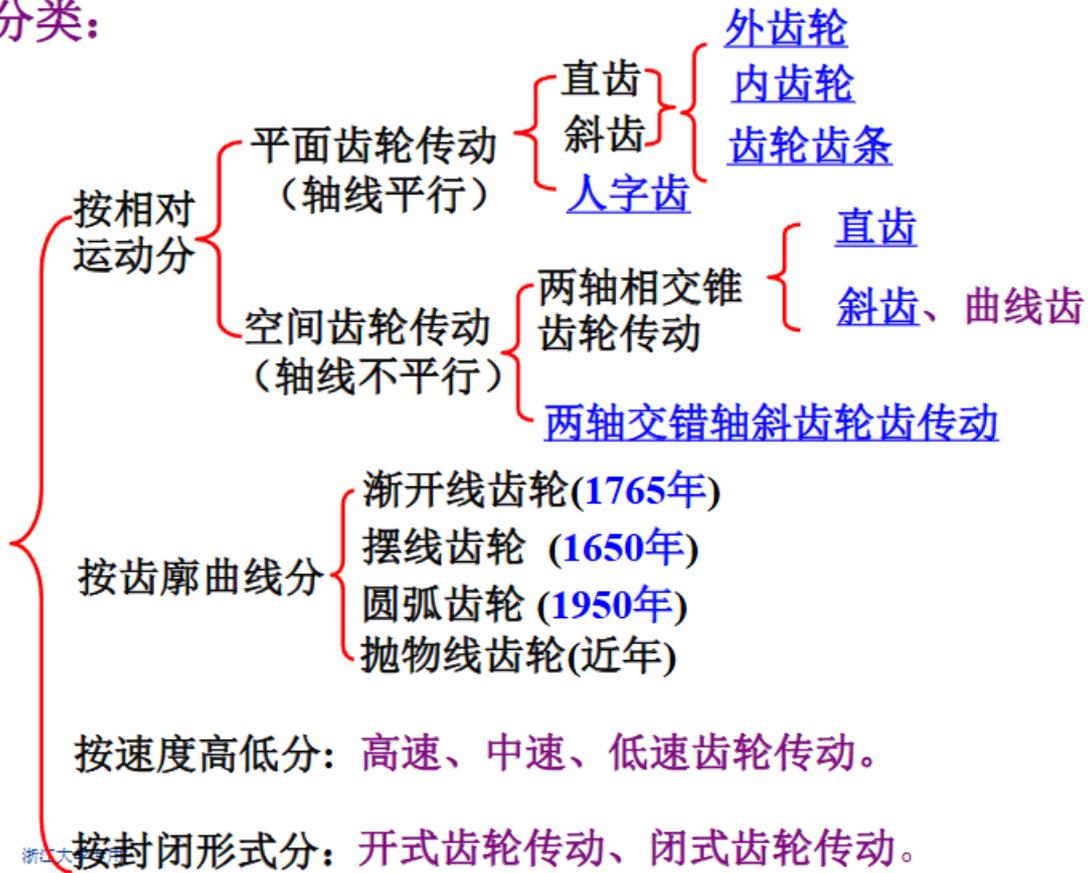
## 概述

结构特点：圆柱体外（或内）均匀分布有大小一样的轮齿

作用：传递空间任意两轴（平行、相交、交错）的旋转运动，或将转动转换为移动

- 优点：
  - 传动比准确平稳
  - 圆周速度大-300m/s
  - 传动功率范围大
  - 效率高、使用寿命长、工作安全可靠
  - 可实现平行轴、相交轴、交错轴之间的传动
- 缺点：
  - 制造、安装精度高、加工成本高、不适宜远距离传动

## 分类:



### • 基本要求

- 顺时传动比  $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$  保持不变
- 承载能力高

## 齿廓啮合基本定律

- 共轭齿廓
- 节点、节圆, 中心距  $a = r'_1 + r'_2$

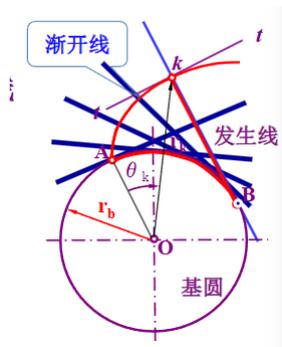
## 结论:

一对渐开线齿轮的正确啮合条件是它们模数和压力角应分别相等。

$$\text{传动比: } i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d'_2}{d'_1} = \frac{d_{b2}}{d_{b1}}$$

- 连续传动条件:  $\varepsilon = B_1 B_2 / P \geq 1$

## 渐开线齿廓



两轮中心连线也为定直线，故交点C必为定点。

$$i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = O_2C / O_1C = \text{const}$$

## 一、外齿轮

### 1. 名称与符号

齿顶圆 —  $d_a$ 、 $r_a$

齿根圆 —  $d_f$ 、 $r_f$

齿厚 —  $s_k$

齿槽宽 —  $e_k$

齿距（周节） —  $p_k = s_k + e_k$

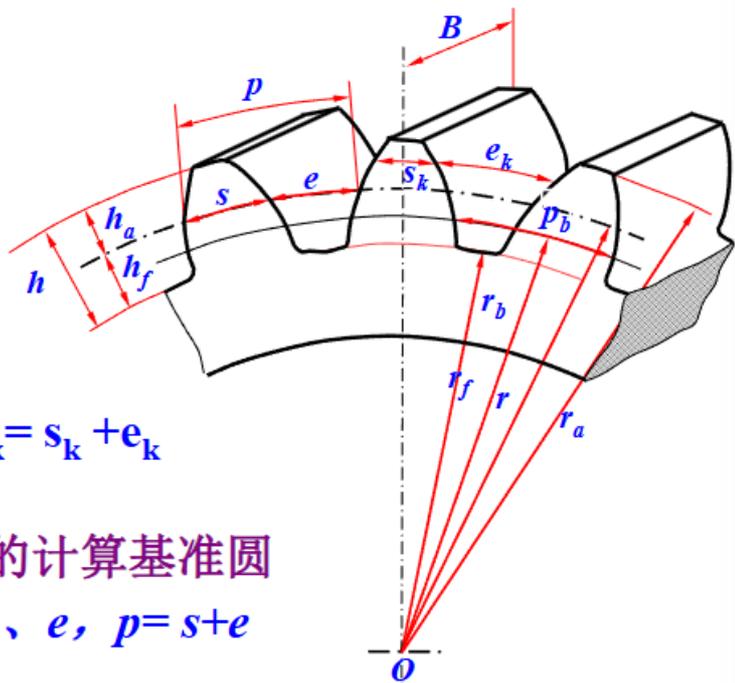
基圆齿距 —  $p_b$

分度圆 — 人为规定的计算基准圆

表示符号： $d$ 、 $r$ 、 $s$ 、 $e$ 、 $p = s + e$

$$s = e = p/2$$

齿顶高  $h_a$  齿根高  $h_f$  齿全高  $h = h_a + h_f$  齿宽 —  $B$



## 2.基本参数

①齿数— $z$

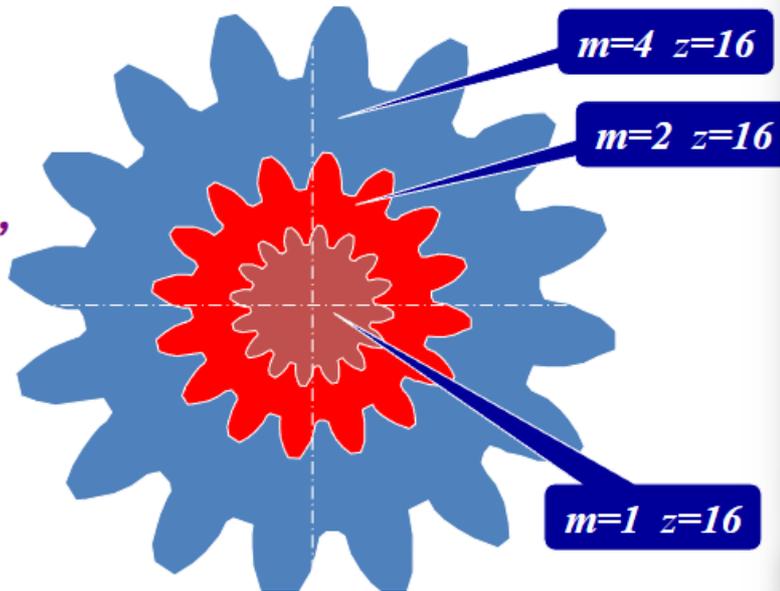
②模数— $m$  分度圆周长:  $\pi d=zp$ ,  $\rightarrow d=zp/\pi$

人为规定:  $m=p/\pi$  只能取某些简单值 称为模数  $m$

于是有:

$$d=mz, \quad r = mz/2$$

模数的单位: **mm**,  
它是决定齿轮尺寸的一个基本参数。齿数相同的齿轮, 模数大, 尺寸也大。



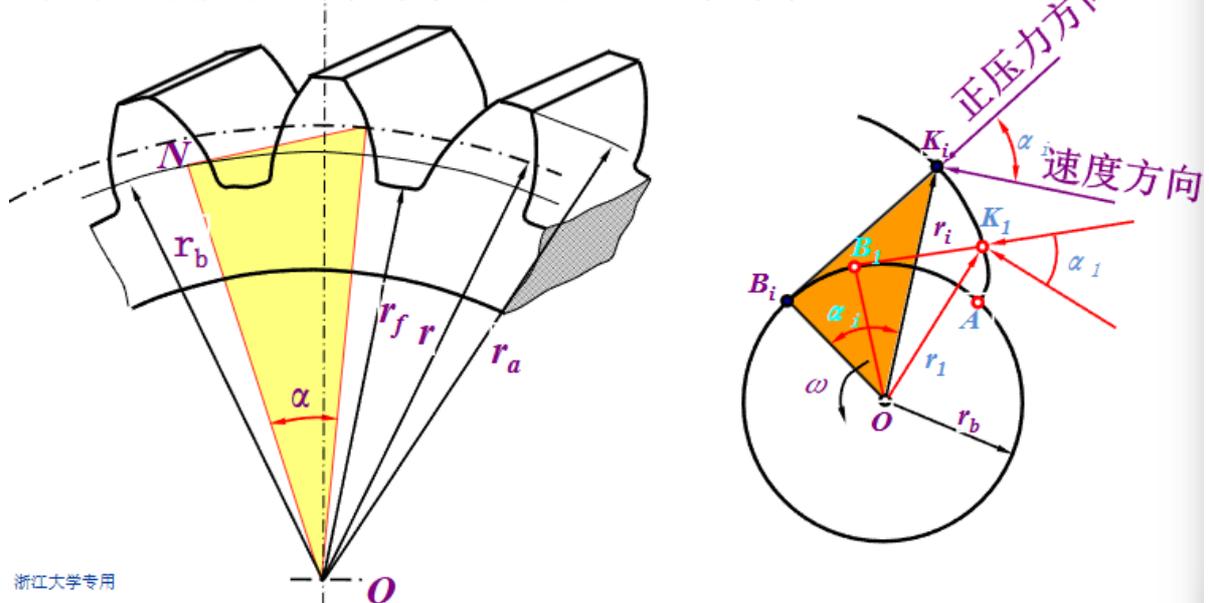
浙江大学专用

③分度圆压力角

$$r_b = r_i \cos \alpha_i \quad \alpha_i = \arccos(r_b/r_i)$$

对于同一条渐开线:  $r_i \downarrow \rightarrow \alpha_i \downarrow \alpha_b = 0$

定义分度圆压力角为齿轮的压力角:



浙江大学专用

压力角标准值:  $\alpha = 20^\circ$

齿轮各部分尺寸的计算公式：

分度圆直径： $d=mz$

齿顶高： $h_a=h_a^*m$

齿顶高系数： $h_a^*$

正常齿： $h_a^*=1$

短齿制： $h_a^*=0.8$

齿根高： $h_f=(h_a^*+c^*)m$

顶隙系数： $c^*$

正常齿： $c^*=0.25$

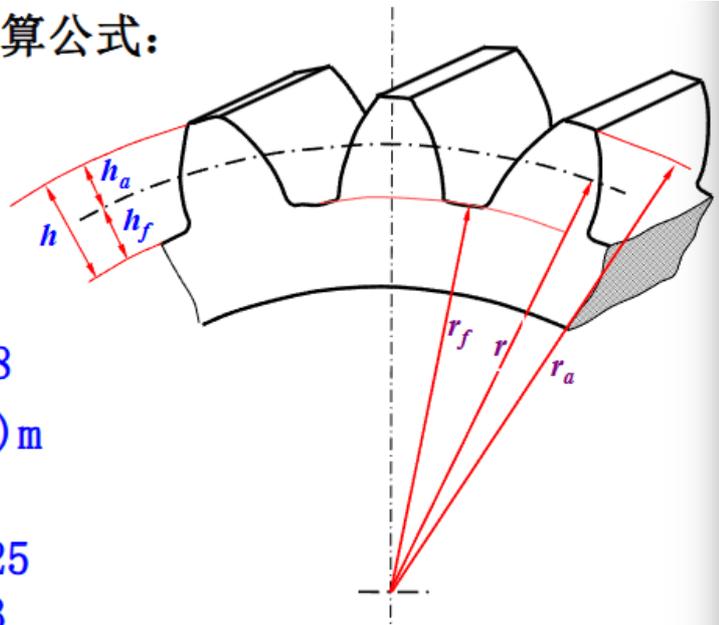
短齿制： $c^*=0.3$

全齿高： $h=h_a+h_f=(2h_a^*+c^*)m$

齿顶圆直径： $d_a=d+2h_a=(z+2h_a^*)m$

齿根圆直径： $d_f=d-2h_f=(z-2h_a^*-2c^*)m$

浙江大学专用



## 齿条

### 二、齿条

$z \rightarrow \infty$  的特例。齿廓曲线（渐开线） $\rightarrow$  直线

特点：

1) 压力角处处相等，且等于齿形角  $\alpha$  为常数

2) 齿距处处相等： $p=\pi m$   $p_n=p\cos\alpha$

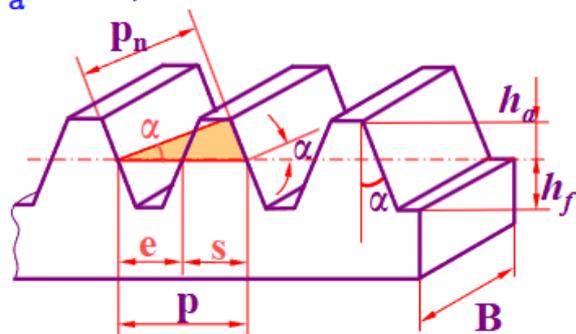
其它参数的计算与外齿轮相同，如：

$$s=\pi m/2$$

$$e=\pi m/2$$

$$h_a=h_a^*m$$

$$h_f=(h_a^*+c^*)m$$



## 内齿轮

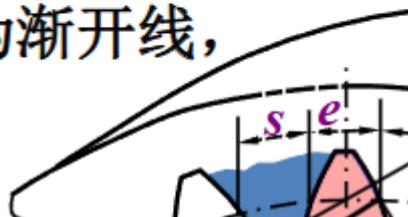
### 不同点:

1) 轮齿与齿槽正好与外齿轮相反。

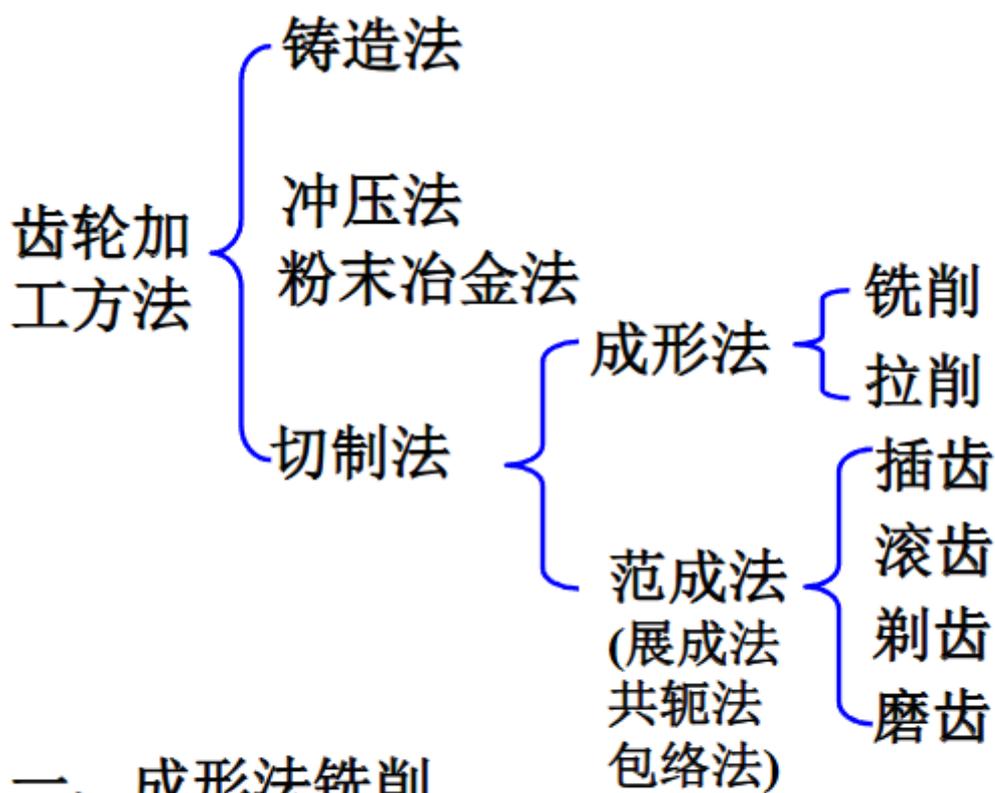
$$d_f > d > d_a, \quad d_a = d - 2h_a, \quad d_f = d + 2h_f$$

3) 为保证齿廓全部为渐开线,

要求  $d_a > d_b$ 。



## 直齿圆柱齿轮加工及精度



### 一、成形法铣削

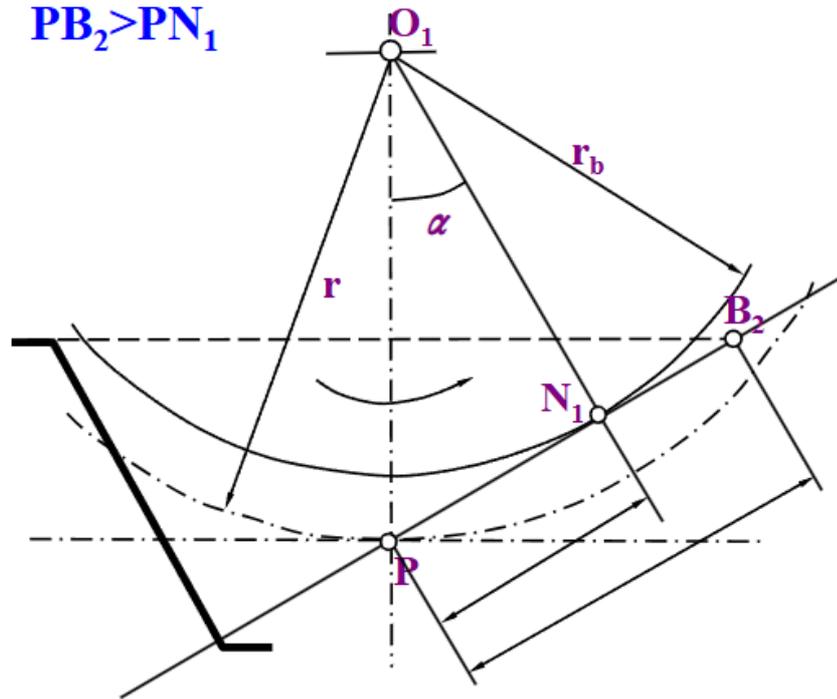
盘铣刀    指状铣刀

- 成形法单个生产
- 范成法批量生产

## 根切

**结论：** 刀具齿顶线与啮合线的交点 $B_2$ 落在极限啮合点 $N_1$ 的右上方，必发生根切。

根切条件为： $PB_2 > PN_1$



浙江大学专用

## 齿轮失效

失效形式 {

- 轮齿折断
- 齿面点蚀
- 齿面胶合
- 齿面磨损
- 齿面塑性变形

## 齿轮材料

常用齿轮材料 {

- 优质碳素钢
- 合金结构钢
- 铸钢
- 铸铁

热处理方法 {

- 表面淬火
- 渗碳淬火
- 调质
- 正火
- 渗氮

# 强度计算

## 受力分析

为了计算齿面强度，设计轴和轴承，有必要分析轮齿上的作用力。

### 一、受力和计算载荷

#### 1. 受力分析

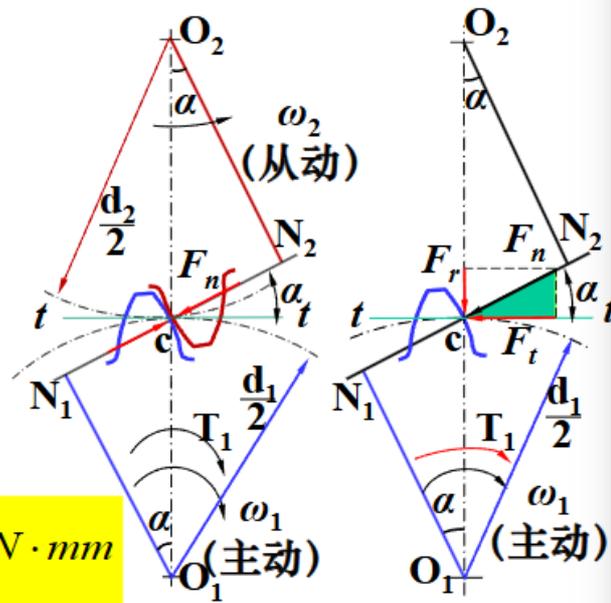
圆周力:  $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$

径向力:  $F_{r1} = F_{r2} = F_t \tan \alpha$

法向力:  $F_n = F_t / \cos \alpha$

小齿轮上的转矩:

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



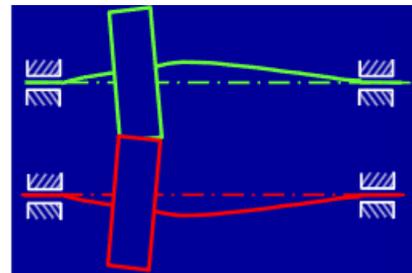
P为传递的功率 (KW)  $\omega_1$ ----小齿轮上的角速度,  
 $n_1$ ----小齿轮上的转速  $d_1$ ----小齿轮上的分度圆直径,  
 $\alpha$ ----压力角

#### 2. 计算载荷

$F_n$ ---名义载荷

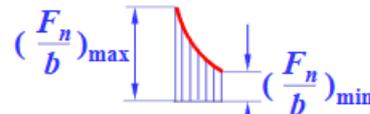
上述法向力为名义载荷，理论上沿齿宽均匀分布，但由于轴和轴承的变形，传动装置制造和安装误差等原因载荷并不是均匀分布，出现载荷集中的现象。图示轴和轴承的刚度越小，齿宽b越宽，载荷集中越严重。

此外轮齿变形和误差还会引起附加动载荷，且精度越低，圆周速度越高，动载荷越大。



受力变形  
制造误差  
安装误差

载荷集中  
附加动载荷



计算齿轮强度时，采用

用计算载荷 $KF_n$ 代替名义载荷 $F_n$ 以考虑载荷集中和附加动载荷的影响，**K**----载荷系数

#### 载荷系数K

原动机	工作机械的载荷特性		
	均匀	中等冲击	大的冲击
电动机	1.1~1.2	1.2~1.6	1.6~1.8
多缸内燃机	1.2~1.6	1.6~1.8	1.9~2.1
单缸内燃机	1.6~1.8	1.8~2.0	2.2~2.4

## 齿面接触强度

在节点处，载荷由一对轮齿来承担：
$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{2T_1}{d_1 \cos \alpha}$$

代入赫兹公式得  
齿面接触应力为：

$$\sigma_H = Z_E Z_H \sqrt{\frac{(u \pm 1) 2KT_1}{u bd_1^2}}$$

齿面接触强度  
校核公式：

$$\sigma_H = Z_E Z_H \sqrt{\frac{(u \pm 1) 2KT_1}{u bd_1^2}} \leq [\sigma_H] \quad (\text{Mpa})$$

引入齿宽系数： $\psi_d = b/d_1$ ，得到设计公式：

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

节点  
区域  
系数：

$$Z_H = \sqrt{\frac{1}{\sin \alpha \cos \alpha}}$$

弹性系数：

P105, 表5-7

浙江大学专用

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

一对钢制标准齿轮： $Z_E=189.8$   $Z_H=2.5$  得：

齿面强度校核公式：

$$\sigma_H = 671 \sqrt{\frac{(u \pm 1) KT_1}{u bd_1^2}} \leq [\sigma_H]$$

设计公式：

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\left(\frac{671}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{(u \pm 1) KT_1}{u \varphi_d}}$$

对于长期工作的齿轮：

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_{Hlim}}$$

$\sigma_{Hlim}$ ：齿面保持不点蚀的极限应力，P106，图5-28；

$S_{Hlim}$ ：最小安全系数，P106，表5-8

## 齿根弯曲强度

假定载荷仅由一对轮齿承担，按悬臂梁计算。齿顶啮合时，弯矩达最大值。

**危险截面：**齿根圆角 $30^\circ$ 切线两切点连线处。

齿顶受力： $F_n$ ，可分解成两个分力：

$$F_1 = F_n \cos \alpha_F \quad \text{--- 产生弯曲应力；}$$

$$F_2 = F_n \sin \alpha_F \quad \text{--- 压应力，小而忽略。}$$

弯曲力矩： $M = KF_n h_F \cos \alpha_F$

分量 $F_2$ 产生压缩应力可忽略不计，

危险界面的弯曲截面系数： $W = \frac{bS_F^2}{6}$

$$\sigma_0 = \frac{M}{W} = \frac{6KF_n h_F \cos \alpha_F}{bs_F^2}$$

$$= \frac{6KF_t h_F \cos \alpha_F}{bs_F^2 \cos \alpha}$$

江大学专用

校正弯曲应力：

$$\sigma_F = \sigma_{F0} Y_{sa} = \frac{2KT_1}{bd_1 m} Y_F Y_{sa} = \frac{2KT_1}{bd_1 m} Y_{Fs} = \frac{2KT_1}{bm^2 z_1} Y_{Fs}$$

$Y_{sa}$ —应力校正系数；  $Y_{Fs}$ —复合齿形系数, P108,图5-30

齿根弯曲强度的校核公式： $\sigma_F = \frac{2KT_1}{bm^2 z_1} Y_{Fs} \leq [\sigma_F]$

浙江工业大学

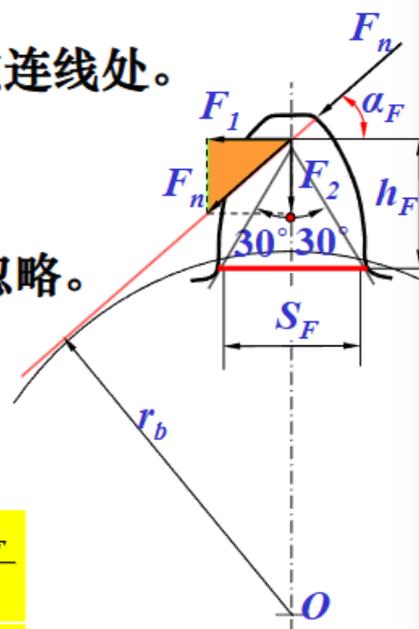
得设计公式：

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_d z_1^2} \left( \frac{Y_{Fs}}{[\sigma_F]} \right)}$$

一般 $Y_{Fs1} \neq Y_{Fs2}$ ,  $[\sigma_{F1}] \neq [\sigma_{F2}]$

计算时取： $\frac{Y_{F1}}{[\sigma_{F1}]}$   $\frac{Y_{F2}}{[\sigma_{F2}]}$  较大者，计算结果应圆整，

在满足弯曲强度的条件下可适当选取较多的齿数，使传动平稳。在中心距 $a$ 一定时， $z$ 增多则 $m$ 减小， $d_a$ 减小节省材料和工时。



对于长期工作的齿轮： $[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_{Hlim}}$

许用弯曲应力： $[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Flim}}$

弯曲疲劳极限  $\sigma_{Flim}$  由实验确定，P109，图5-31。

$S_{Flim}$  为最小安全系数，查表5-8 (P106) 确定。

对于长期两侧工作的齿轮，受对称循环弯曲应力， $S_{Flim}$  乘以0.7

因弯曲疲劳造成的轮齿折断可能造成重大事故，而疲劳点蚀只影响寿命，故： $S_F > S_H$

主要参数选择

## 2. 主要参数的选择

(1) 齿数和模数 软齿面闭式齿轮传动：按接触强度进行设计，

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

$$\sigma_H = 671 \sqrt{\frac{(u \pm 1) 2KT_1}{u b d_1^2}} \leq [\sigma_H]$$

$$\sigma_F = \frac{2KT_1}{b m^2 Z_1} Y_{FS} \leq [\sigma_F]$$

硬齿面闭式齿轮传动\开式齿轮传动：按弯曲强度进行设计，按接触强度校核：

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_d Z_1^2} \left(\frac{Y_{FS}}{[\sigma_F \sigma]}\right)}$$

在满足强度的条件下，使m减小，Z增大：

增加重合度、运动平稳；减少磨损、提高效率；减小da、节省材料

(2) 齿数比：u增大，尺寸增大

中低速： $u \leq 7$ ；开式齿轮传动； $u \leq 12$

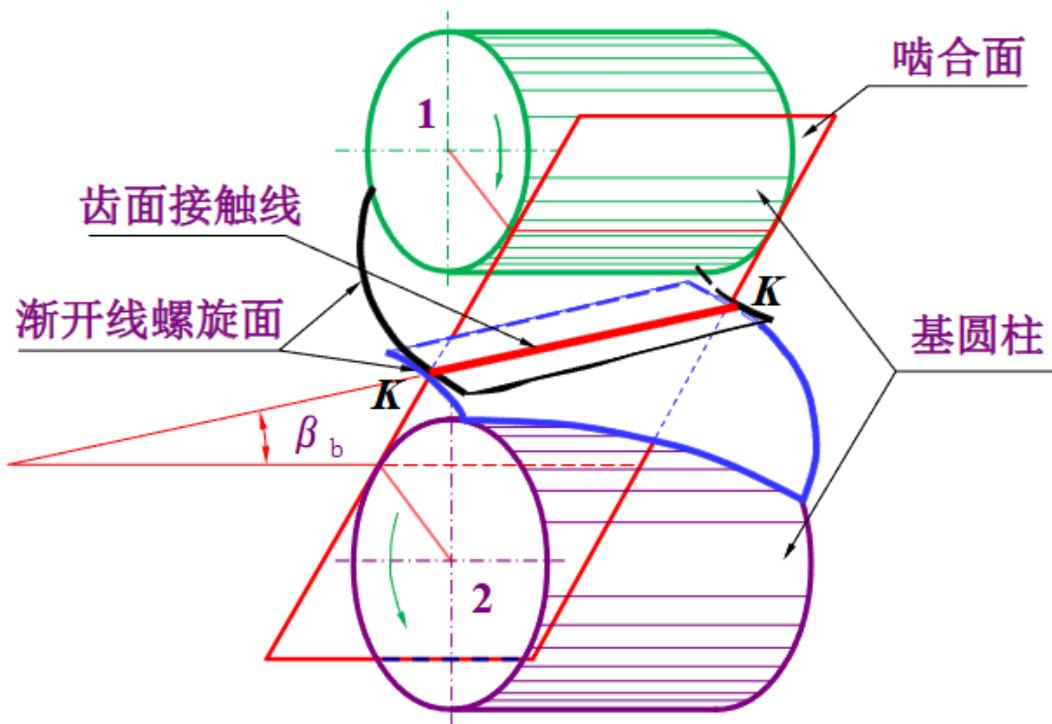
(3) 齿宽系数  $\Psi_d$  增大  $\rightarrow$  分度圆直径减小 (P111, 表5-9)  
 $\rightarrow$  受力分布不均匀

## 斜齿轮

啮合特点

螺旋线渐开面

螺旋角  $\beta_b$



## 基本参数

### 二、斜齿轮的基本参数

#### 1. 斜齿轮的螺旋角

定义分度圆柱上的螺旋角为斜齿轮的螺旋角  $\beta$ 。

将分度圆柱展开，得一矩形，有：  

$$\tan \beta = \pi d / P_z$$

$P_z$ 为螺旋线导程

同理，将基圆柱展开，也得一矩形，有：

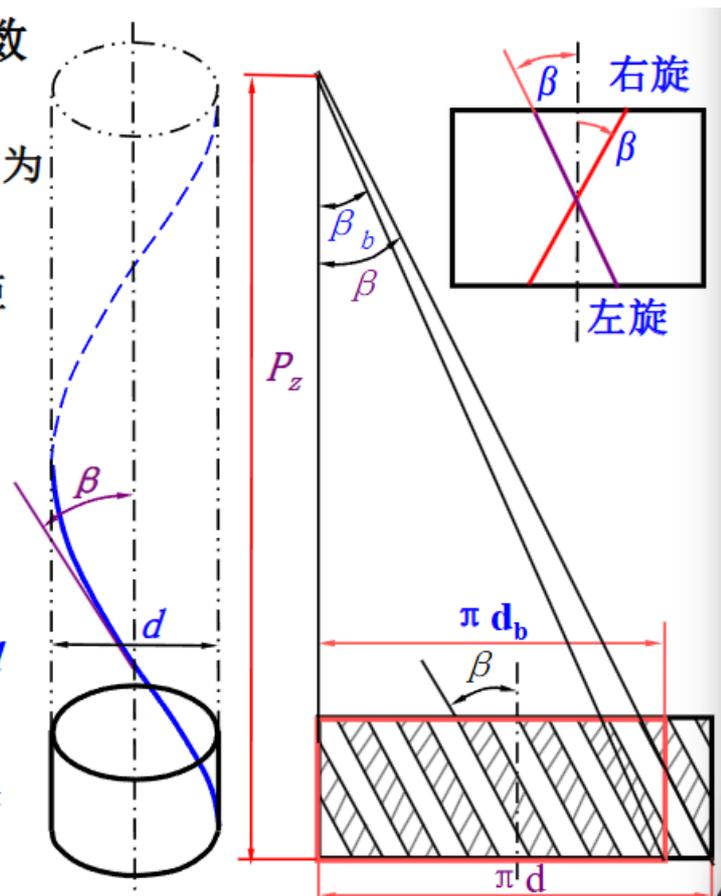
$$\tan \beta_b = \pi d_f / P_z$$

得：
$$\tan \beta_b / \tan \beta = d_f / d = \cos \alpha_t$$

$$\therefore \tan \beta_b = \tan \beta \cos \alpha_t$$

其中  $\alpha_t$  为端面压力角。

浙江大学专用



斜齿轮的齿面为螺旋渐开面，其法面齿形和端面齿形不一样，参数也不一样。切削加工时，刀具沿齿槽方向运动，故法面内的齿形与刀具的齿形一样，取标准值。计算时，按端面参数进行，故应建立两者之间的关系。端面是圆，而法面不是圆

## 2. 法面参数与端面参数

法面内的齿形与刀具的齿形一样，取标准值。

将分度圆柱展开，得一矩形，

(1) 齿距,  $p_n$ ,  $p_t$

可求得端面齿距与法面齿距之间的关系：

$$p_n = p_t \cos \beta$$

(2) 模数,  $m_n$ ,  $m_t$

将  $p_n = \pi m_n$ ,  
 $p_t = \pi m_t$  代入得：

$$m_n = m_t \cos \beta$$

浙江大学专用

(3) 压力角:  $\alpha_n$ 、 $\alpha_t$

在  $\triangle a'b'c$  中，有：

$$\angle a'b'c = \alpha_n, \quad \text{tg} \alpha_n = a'c/a'b'$$

在  $\triangle abc$  中，有：

$$\angle abc = \alpha_t, \quad \text{tg} \alpha_t = ac/ab$$

由  $ab = a'b'$ ,  $a'c = accos \beta$  得：

$$\text{tg} \alpha_n = \text{tg} \alpha_t \cos \beta$$

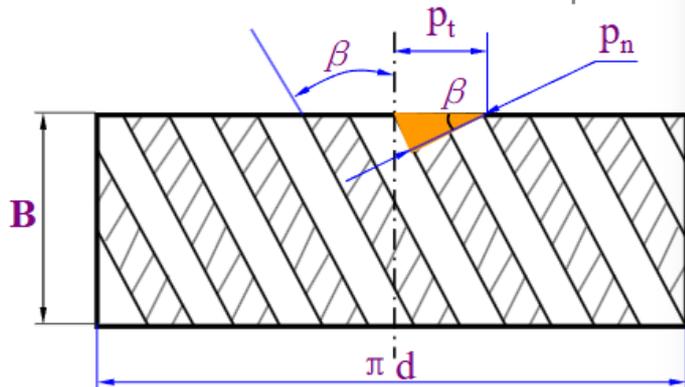
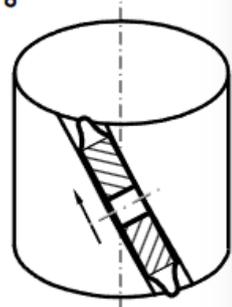
(4) 几何尺寸计算(P116, 表5-10)

不论在法面还是端面，其齿顶高和齿根高一样：

$$h_a = h_{an}^* m_n \quad h_f = (h_{an}^* + c_n^*) m_n$$

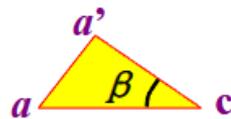
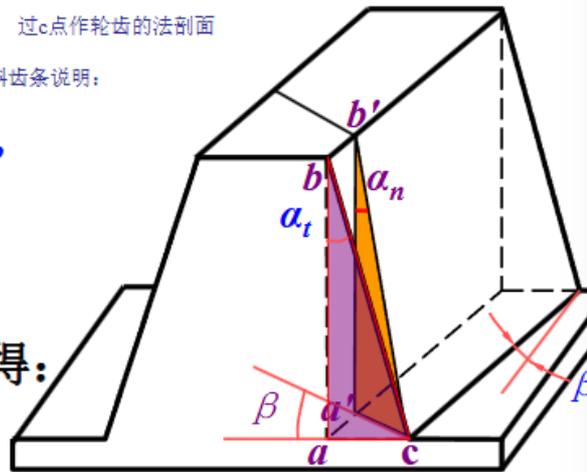
$h_{an}^*$ —法面齿顶高系数,  $h_{an}^* = 1$

$c_n^*$ —法面顶隙系数,  $c_n^* = 0.25$



过c点作轮齿的法剖面

用斜齿条说明：



### 3. 一对斜齿圆柱齿轮的正确啮合条件

外啮合  $\beta_1 = -\beta_2$  内啮合:  $\beta_1 = \beta_2$

$$m_{t1} = m_{t2}, \quad \alpha_{t1} = \alpha_{t2}$$

$$\left. \begin{aligned} m_n &= m_t \cos \beta \\ \operatorname{tg} \alpha_n &= \operatorname{tg} \alpha_t \cos \beta \end{aligned} \right\} \begin{aligned} m_{n1} &= m_{n2}, \quad \alpha_{n1} = \alpha_{n2} \\ m_{t1} &= m_{t2}, \quad \alpha_{n1} = \alpha_{t2} \\ \beta_1 &= \pm \beta_2 \end{aligned}$$

※※※※※※※※

分度圆直径:  $d = z m_t = z m_n / \cos \beta$

中心距:  $a = r_1 + r_2 = m_n (z_1 + z_2) / 2 \cos \beta$

可通过改变  $\beta$  来调整  $a$  的大小。

传动重合度

#### 三、斜齿圆柱齿轮传动的重合度

分析图示直齿轮和斜齿轮在啮合面进入啮合( $B_1 B_2$ )和退出啮合( $B_1 B_1$ )的情形。

直齿轮:  $\varepsilon = L / p_b$

斜齿轮:

$$\varepsilon = (L + \Delta L) / p_{bt} = \varepsilon_t + \Delta \varepsilon$$

的增量:

$$\Delta \varepsilon = \Delta L / p_{bt} = b \operatorname{tg} \beta_b / p_{bt}$$

$$\operatorname{tg} \beta_b = \operatorname{tg} \beta \cos \alpha_t$$

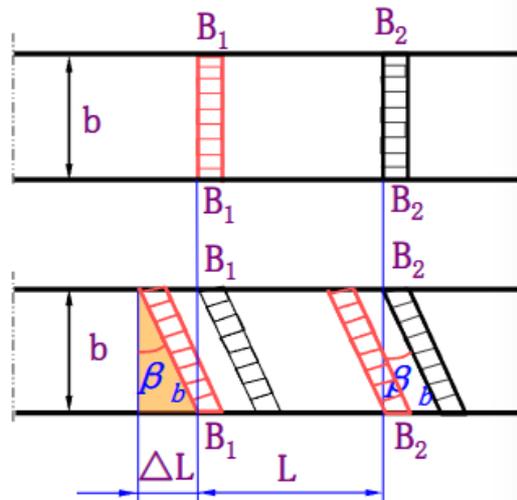
$$z p_{bt} = \pi d_{bt} = \pi d_t \cos \alpha_t = \pi m_t z \cos \alpha_t$$

$$\begin{aligned} \Delta \varepsilon &= b \operatorname{tg} \beta / \pi m_t \\ &= b \sin \beta / \pi m_n \end{aligned}$$

$$m_n = m_t \cos \beta$$

$$b = 100, \quad \beta = 20^\circ, \quad m_n = 2$$

$$\text{则: } \Delta \varepsilon = 5.45$$



## 当量齿轮/根切齿数

**定义：**与斜齿轮法面齿形相当的直齿轮，称为该斜齿轮的当量齿轮，其齿数称当量齿数

椭圆长半轴： $a = d/2 \cos \beta$

短半轴： $b = d/2$

$$r_v = \rho = a^2/b = d/2 \cos^2 \beta$$

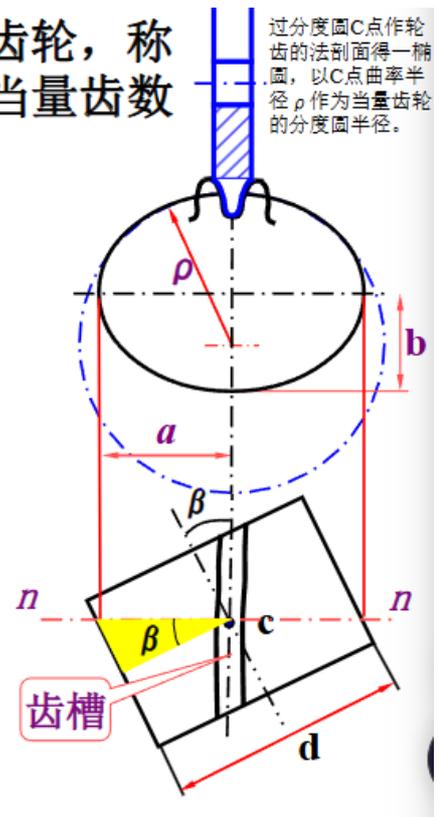
$$\begin{aligned} \text{得: } z_v &= 2r_v/m_n \\ &= d/m_n \cos^2 \beta \\ &= z m_n / m_n \cos^2 \beta \\ &= z / \cos^3 \beta \end{aligned}$$

斜齿轮不发生根切的最少齿数：

$$z_{\min} = z_{v\min} \cos^3 \beta$$

$$\text{若 } \beta = 20^\circ, z_{v\min} = 17, z_{\min} = 14$$

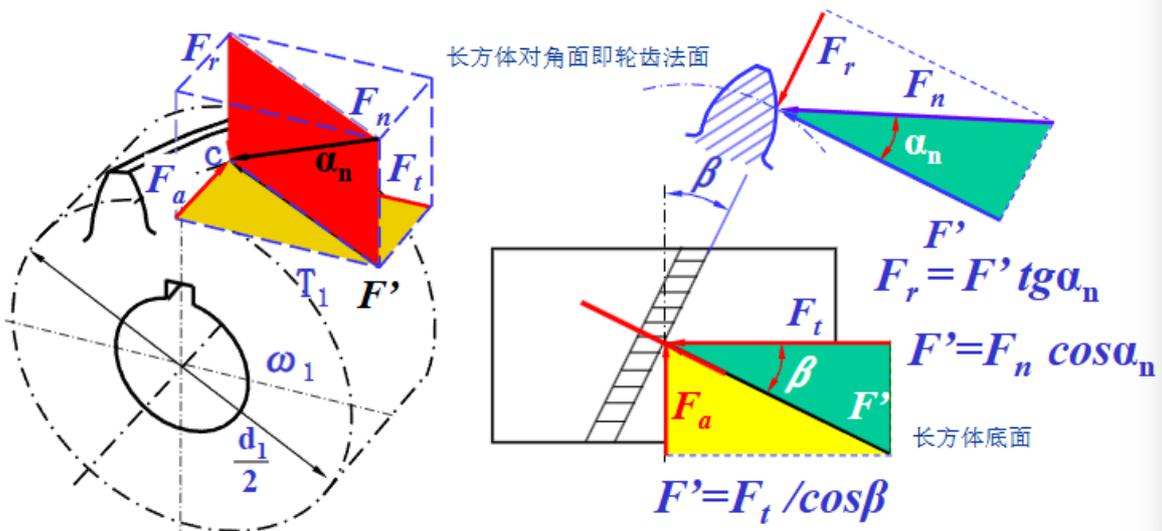
浙江大学专用



## 受力分析

轮齿所受总法向力  $F_n$  可分解为三个分力：

圆周力： $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$  轴向力： $F_a = F_t \tan \beta$  径向力： $F_r = \frac{F_t \tan \alpha_n}{\cos \beta}$



## 强度计算

## 一对钢制标准斜齿轮传动的接触应力及强度条件为：

$$\sigma_H = 590 \sqrt{\frac{(u \pm 1) KT_1}{u b d_1^2}} \leq [\sigma_H]$$

斜齿圆柱齿轮传动的强度计算是按轮齿的法面进行的，其基本原理与直齿轮相同。但是，斜齿轮的重合度大，同时轮齿的接触线是倾斜的，在法面内斜齿轮的当量齿轮的分度圆半径较大，因此斜齿轮的接触强度和弯曲强度较直齿轮高。

引入齿宽系数： $\psi_a = b/d_1$

$$r_v = d/2 \cos^2 \beta$$

得设计公式：

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\left(\frac{590}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{(u \pm 1) KT_1}{u \varphi_d}}$$

当材料改变时，常数项修正为： $590Z_E/189.8$ ，材料弹性系数 $Z_E$ 查表5-7（P105）。

求得小齿轮直径 $d_1$ 之后，可选定齿数 $Z_1$ 、 $Z_2$ 和螺旋角 $\beta$ ，则模数 $m_n$ 为：

$$m_n = \frac{d_1 \cos \beta}{z_1}$$

计算所得模数 $m_n$ ，圆整为标准值。

中心距： $a = r_1 + r_2$

HT 10 卷 5 第 3 页

通常螺旋角： $\beta = 8^\circ \sim 20^\circ$

人字齿轮取： $\beta = 27^\circ \sim 45^\circ$

弯曲强度校核公式：

$$\sigma_F = \frac{1.6KT_1}{b d_1 m_n} Y_{Fs} \leq [\sigma_F]$$

引入齿宽系数： $\psi_a = b/d_1$

得设计公式：

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{1.6KT_1 Y_{Fs}}{\varphi_d z_1^2 [\sigma_F]}}$$

其中模数 $m_n$ 为法面模数， $Y_{Fs}$ 为复合齿形系数，

根据当量齿数  $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$  由图5-30（P107）查得。

锥齿轮

## 类型

圆锥齿轮类型 { 按齿形分：直齿、斜齿、曲齿；  
按啮合方式分：外啮合、内啮合、平面啮合；  
按轮齿高度分：渐缩齿、等高齿、等顶隙齿。

## 当量齿轮

### 2.背锥及当量齿轮

过大端作母线与分度圆锥母线垂直的圆锥——背锥

将球面齿往该圆锥上投影，则球面齿形与锥面上的投影非常接近。锥面可以展开，故用锥面上的齿形代替球面齿。演示纸片模型。

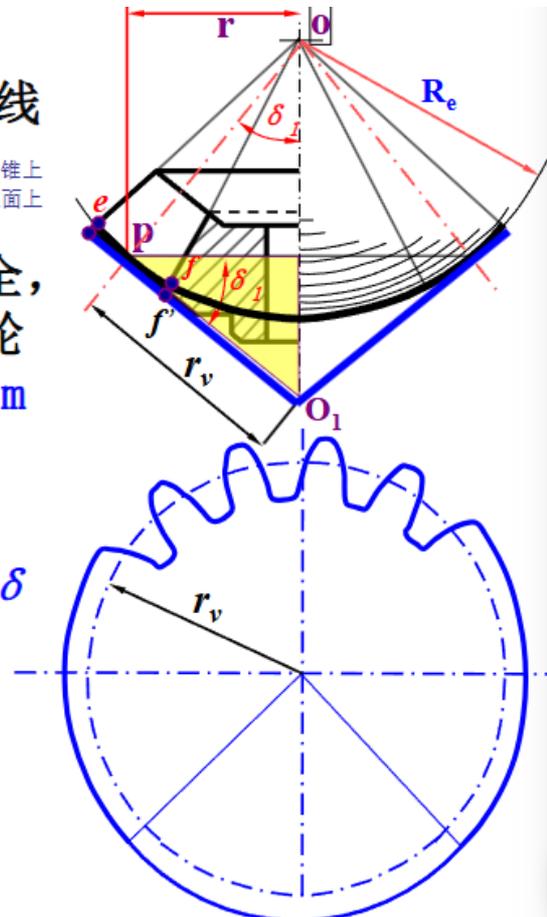
将背锥展开得扇形齿轮，补全，得当量齿轮，其齿形与锥齿轮大端的球面齿形相当，两者 $m$ 和 $\alpha$ 相同。

当量齿轮的参数：

$$r_v = O_1P = r / \cos \delta = z_m / 2 \cos \delta$$

$$\text{又 } r_v = z_v m / 2$$

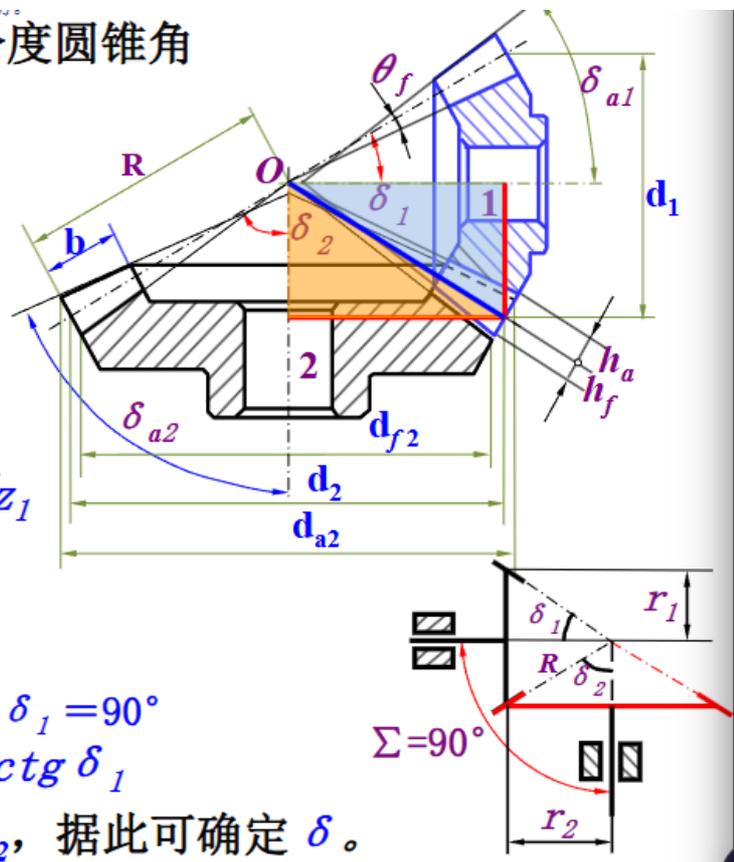
$$\text{得： } z_v = z / \cos \delta$$



浙江大学专用

## 几何参数

$R_e$ —外锥距  $\delta$ —分度圆锥角  
 $\delta_a$ —齿顶圆锥角  
 $b$ —齿宽  
 $d_1, d_2$ —分度圆直径  
 $d_a$ —齿顶圆  
 $d_f$ —齿根圆



传动比:

$$\begin{aligned}
 i_{12} &= \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1 \\
 &= r_2 / r_1 \\
 &= \sin \delta_2 / \sin \delta_1
 \end{aligned}$$

当  $\Sigma = 90^\circ$  时,  $\delta_2 + \delta_1 = 90^\circ$

$$i_{12} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1$$

设计时, 如果给定  $i_{12}$ , 据此可确定  $\delta$ 。

### 轮齿所受总法向力 $F_n$ 可分解为三个分力:

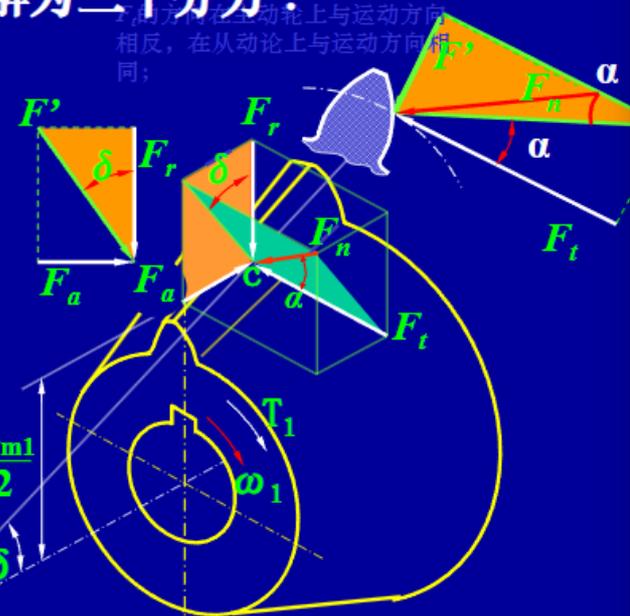
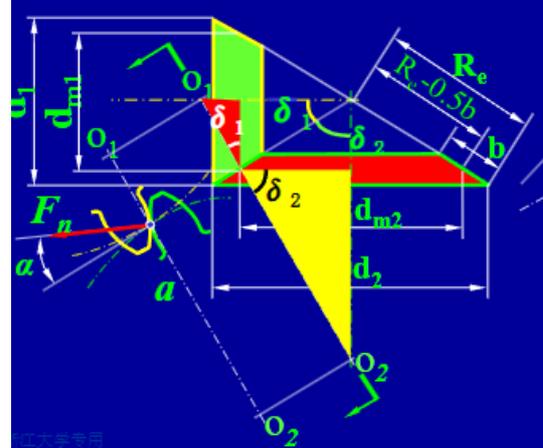
圆周力:  $F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}}$   $F' = F_t \operatorname{tg} \alpha$

径向力:  $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta$

径向力指向各自的轴心:

轴向力:  $F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta$

轴向力  $F_a$  的方向对两个齿轮都是背看锥顶。

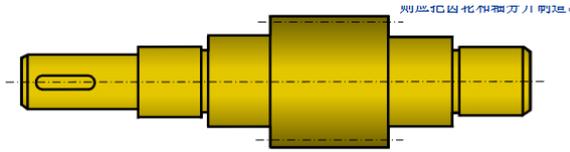


当  $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$  时, 有:

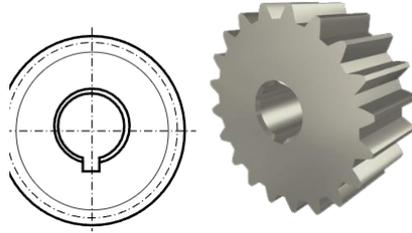
$$\begin{cases} \sin \delta_1 = \cos \delta_2 \\ \cos \delta_1 = \sin \delta_2 \end{cases} \begin{cases} F_{a1} = F_{a2} \\ F_{a1} = F_{t2} \end{cases}$$

### 齿轮结构

## 齿轮轴



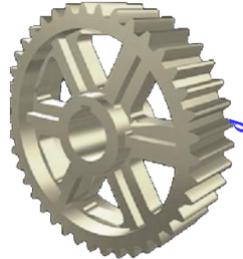
## 实心齿轮



## 腹板式齿轮



## 轮辐式齿轮



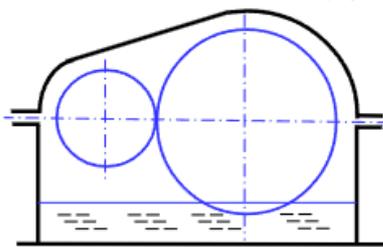
## 齿轮润滑及效率

开式齿轮常采用人工定期润滑。可用润滑油或润滑脂

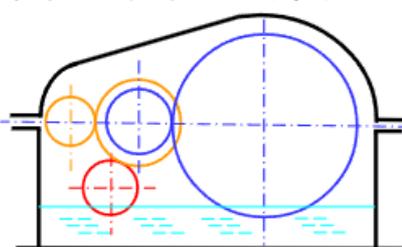
闭式齿轮传动的润滑方式由圆周速度 $v$ 确定。

当 $v \leq 12$  m/s时，采用油池润滑。

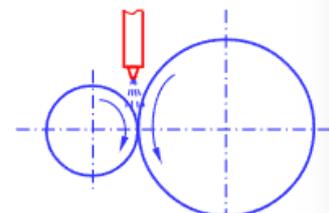
当 $v > 12$  m/s时，采用油泵喷油润滑。



油池润滑



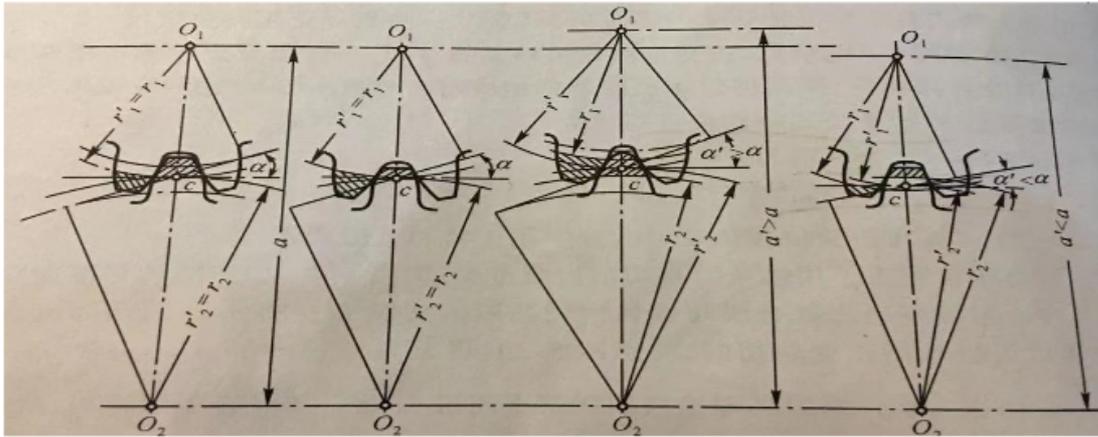
采用惰轮的油池润滑



喷油润滑

# 变位齿轮传动

## 二、变位齿轮传动的类型



- |                                |                               |                 |                 |
|--------------------------------|-------------------------------|-----------------|-----------------|
| 1. 零传动                         | (2) 等变位齿轮传动                   | 2. 正传动          | 3. 负传动          |
| (1) 标准齿轮传动                     | 变位系数: $x_1 = -x_2 \neq 0$     | $x_1 + x_2 > 0$ | $x_1 + x_2 < 0$ |
| $x_1 = x_2 = 0$                | $x_1 + x_2 = 0$               | 中心距: $a' > a$   | 中心距: $a' < a$   |
| 啮合角 = 分度圆压力角                   | 不根切条件: $z_1 + z_2 > 2z_{min}$ | 啮合角 > 分度圆压力角    | 啮合角 < 分度圆压力角    |
| 中心距: $a' = a = m(z_1 + z_2)/2$ |                               | 不等变位齿轮传动或角度变位。  |                 |
| 高度变位齿轮传动                       |                               |                 |                 |

### 变位系数的确定:

小齿轮采用正变位,  $x_1 > 0$ , 大齿轮采用负变位,  $x_2 < 0$

### 优缺点:

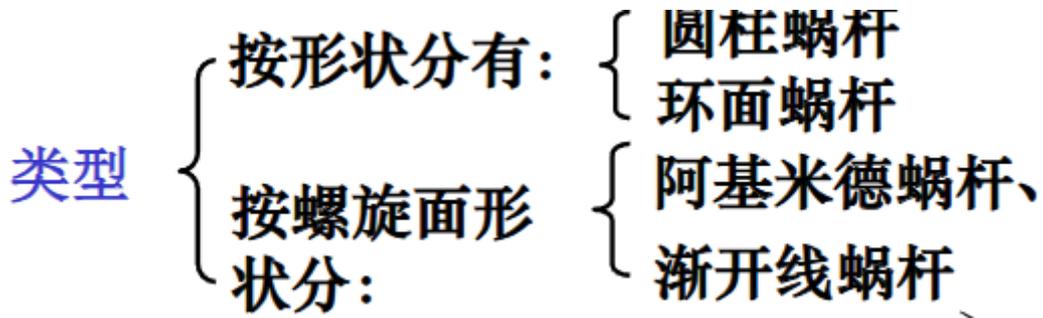
- ① 可采用  $z_1 \leq z_{min}$  小齿轮, 仍不根切, 使结构更紧凑。
- ② 改善小齿轮的磨损情况。
- ③ 相对提高承载能力, 因大小齿轮强度趋于接近。
- ④ 缺点是: 没有互换性, 必须成对使用,  $\epsilon$  略有减小。

## 蜗杆传动

### 特点

作用: 用于传递交错轴之间的回转运动和动力。蜗杆主动、蜗轮从动。

类型:



## 主要参数/几何尺寸

### 一、模数 $m$ 和压力角 $\alpha$

中间平面：过蜗杆轴线垂直于蜗轮轴线。

在主平面内，蜗轮蜗杆相当于渐开线齿轮齿条啮合。

正确啮合条件  $p_{t2} = p_{a1}$ ;  $m_{t2} = m_{a1} = m$ ,  $\alpha_{t2} = \alpha_{a1} = \alpha$  取标准值

$p_{a1}$ : 蜗杆的轴面齿距

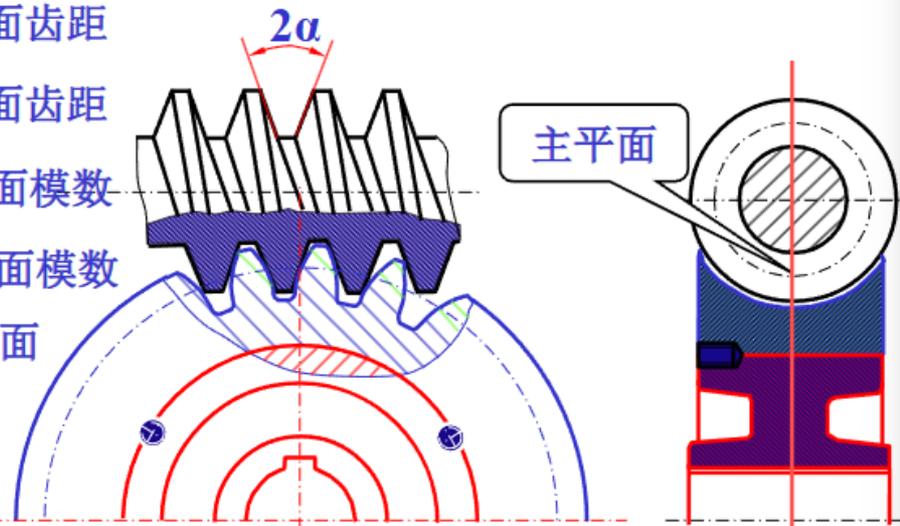
$p_{t2}$ : 蜗轮的端面齿距

$m_{a1}$ : 蜗杆的轴面模数

$m_{t2}$ : 蜗轮的端面模数

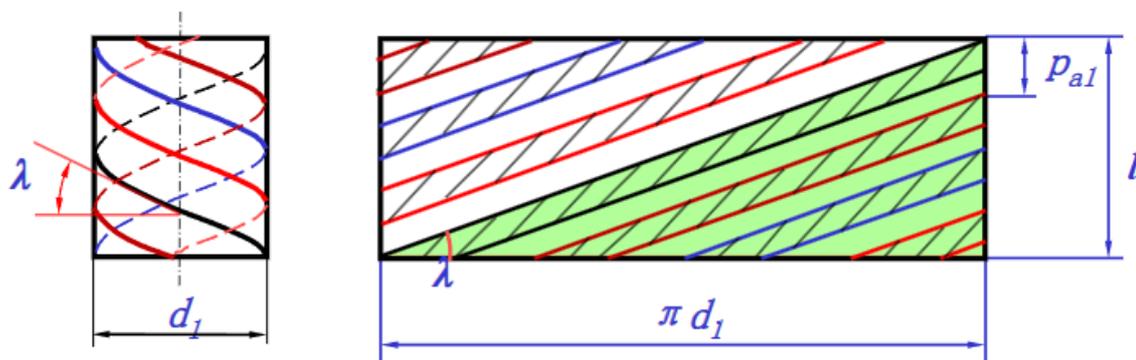
$\alpha_{a1}$ : 蜗杆的轴面压力角

$\alpha_{t2}$ : 蜗轮的端面压力角



## 1. 蜗杆分度圆柱上的螺旋升角

将分度圆柱展开得：



$$\operatorname{tg} \lambda = l / \pi d_1 = z_1 p_{a1} / \pi d_1 = m z_1 / d_1$$

$$d_1 = m z_1 / \operatorname{tg} \lambda$$

## 2. 蜗杆直径系数q

加工时滚刀直径等参数与蜗杆分度圆直径等参数相同，为了限制滚刀的数量，国标规定分度圆直径只能取标准值，并与模数相配。

$$d_1 = m z_1 / \operatorname{tg} \lambda$$

定义： $q = z_1 / \operatorname{tg} \lambda$       则： $d_1 = qm$      $\operatorname{tg} \lambda = z_1 / q$

**q**：为蜗杆直径系数      可由表6-1计算得到。

见下页

一般取： $q=8\sim 18$ 。

于是有： $d_1 = mq$

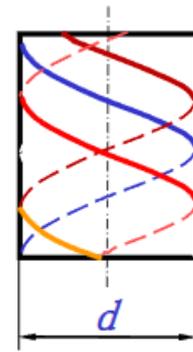
### 三、传动比 $i$ 、蜗杆头数 $z_1$ 和蜗轮齿数 $z_2$

蜗杆头数  $z_1$ ：即螺旋线的数目。

蜗杆转动一圈，相当于齿条移动  $z_1$  个齿，推动蜗轮转过  $z_1$  个齿。

通常： $z_1=1\sim 4$

传动比： $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$



若想得到大  $i$ ，可取： $z_1=1$ ，但传动效率低。

对于大功率传动，可取： $z_1=2\sim 4$ 。

蜗轮齿数： $z_2 = i z_1$  为避免根切： $z_2 \geq 26$

一般情况： $z_2: 27\sim 80$

$z_2$  过大  $\rightarrow$  结构尺寸  $\uparrow$   $\rightarrow$  蜗杆长度  $\uparrow$   
 $\rightarrow$  刚度、啮合精度  $\downarrow$

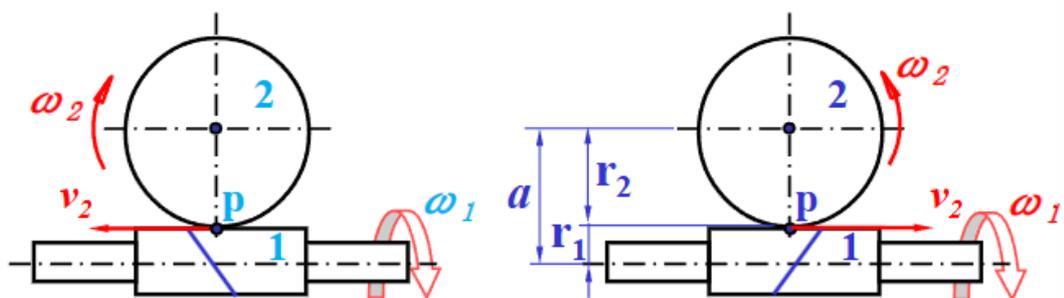
表6-2(P145) 蜗杆头数  $z_1$  与蜗轮齿数  $z_2$  的推荐值

大学专用

### 运动分析

右旋蜗杆：伸出左手，四指顺蜗杆转向，则蜗轮的切向速度  $v_{p2}$  的方向与拇指指向相同。

左旋蜗杆：用右手判断，方法一样。



中心距

$$a = r_1 + r_2 = m(z_2 + q) / 2$$

蜗轮的转向

### 受力分析

## 二、受力分析

法向力可分解为三个分力：

圆周力： $F_t$  轴向力： $F_a$  径向力： $F_r$

且有如下关系：

大小：

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1 / d_1$$

$$F_{a1} = F_{t2} = 2T_2 / d_2$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha$$

方向均相反

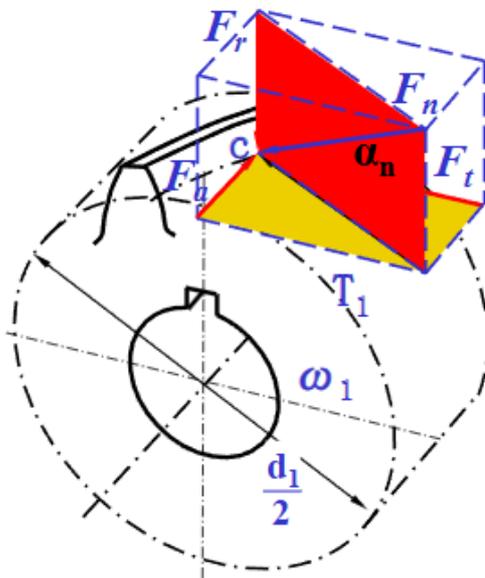
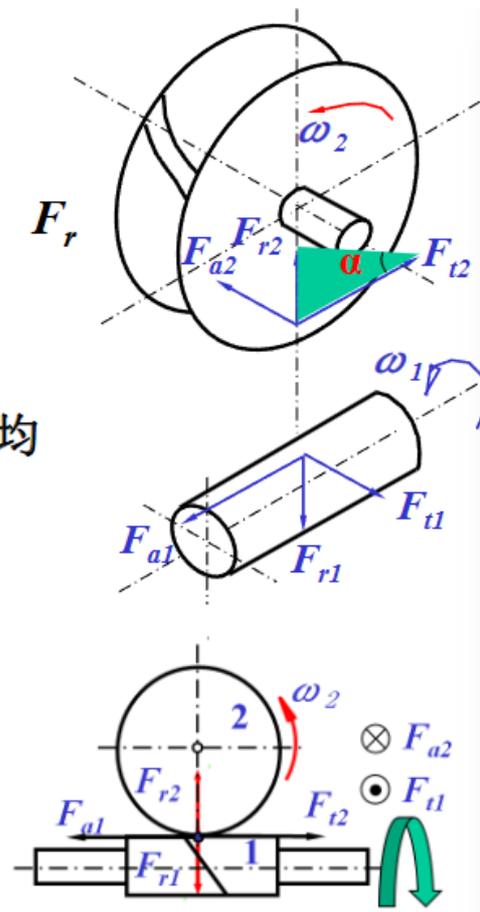
$F_{t1}$ 与蜗杆在该点的速度相反

$F_{t2}$ 与蜗轮在该点的速度相同

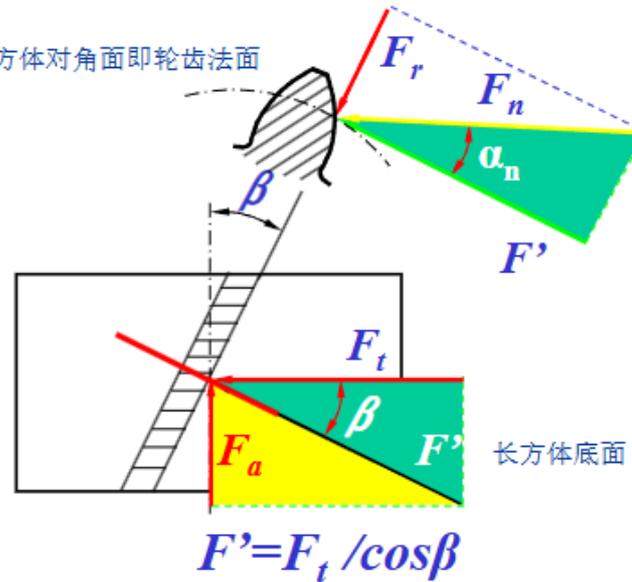
式中： $T_1$ 、 $T_2$ 分别为作用在蜗杆与蜗轮上的扭矩。

浙江大学专用

$$T_2 = T_1 i \eta$$



长方体对角面即轮齿法面



$$F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_t$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$$

学专用

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha_t \cos \beta$$

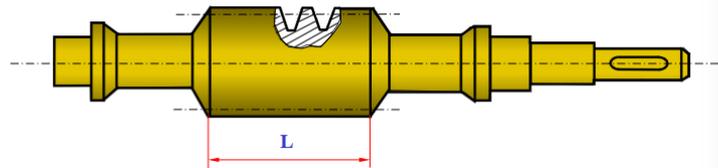
## 失效形式/材料/结构

主要失效形式： 胶合、点蚀、磨损。

材料 { 蜗轮齿圈采用青铜：减摩、耐磨性、抗胶合。  
蜗杆采用碳素钢与合金钢：表面光洁、硬度高。

### 二、蜗杆蜗轮的结构

蜗杆通常与轴制成一体 → 蜗杆轴

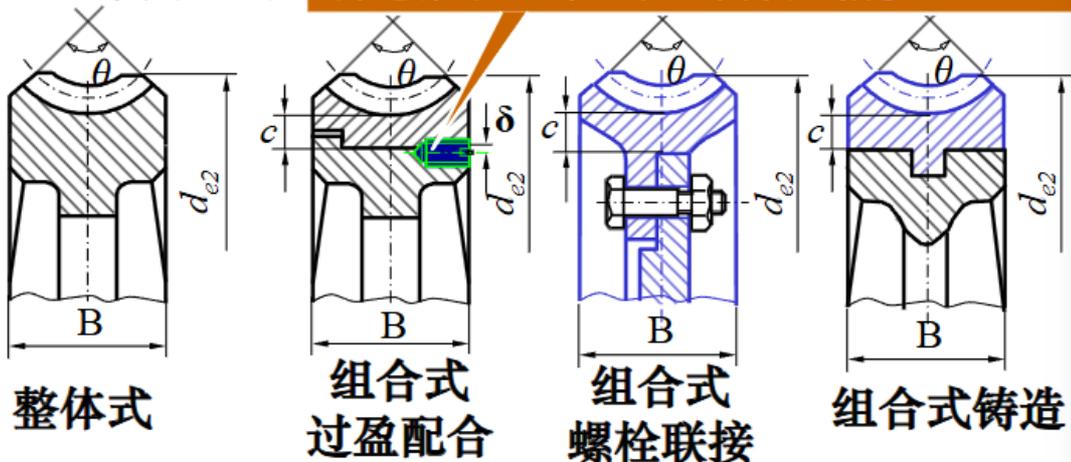


蜗杆长度L的确定：

$$z_1=1 \text{ 或 } 2 \text{ 时: } L \geq (11+0.06z_2)m$$

$$z_1=3 \text{ 或 } 4 \text{ 时: } L \geq (12.5+0.09z_2)m$$

蜗轮的常用结构： 骑缝螺钉4~8个，孔心向硬边偏移 $\delta=2\sim 3\text{mm}$



## 强度计算

齿面接触强度验算公式：钢制蜗杆、青铜或铸铁制的涡轮

$$\sigma_H = 480 \sqrt{\frac{KT_2}{d_1 d_2^2}} = 480 \sqrt{\frac{KT_2}{m^2 d_1 z_2^2}} \leq [\sigma_H]$$

由上式可得设计公式： $m^2 d_1 \geq \left( \frac{480}{z_2 [\sigma_H]} \right)^2 KT_2$

式中： $K$ 为载荷系数，取： $K=1.1\sim 1.3$

$m$ 、 $d_1$ 应选取标准值确定（根据表6-1）。

效率/润滑/热平衡

功率损耗：啮合损耗： $\eta_1$ ,

搅油损耗： $\eta_2=0.94-0.99$ ;

轴承摩擦损耗：滚动轴承， $\eta_3=0.99-0.995$ ；滑动轴

承 $\eta_3=0.97-0.99$ ； 总效率计算公式为： $\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3$

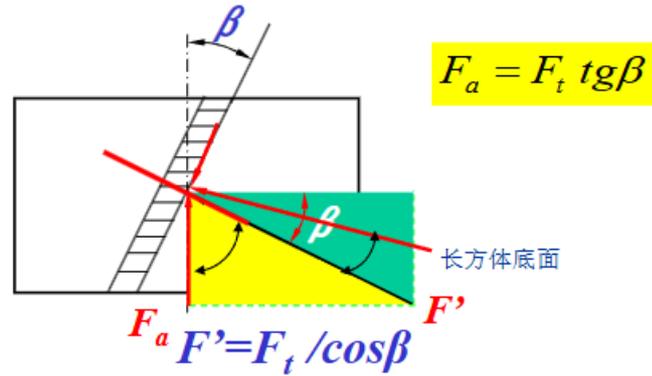
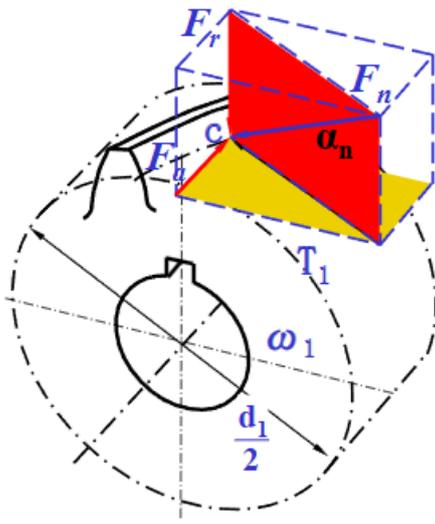
蜗杆主动时：

$$\eta_1 = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho_v)}$$

式中：

$\lambda$ 为蜗杆螺旋升角； $\rho_v$ 为当量摩擦角， $\rho_v = \operatorname{arctg} f_v$

$f_v$ 为当量摩擦系数，详见下页 取值见表6-5, P150



$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho_v)} \quad T_1 = F_{t1} d_1 = F_{t1} \frac{m z_1}{\operatorname{tg} \lambda}$$

$$\operatorname{tg} \lambda = l / \pi d_1 = m z_1 / d_1 \quad T_2 = F_{t2} d_2 = \frac{F_{t1} m z_2}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho_v)}$$

$$\eta = \frac{P_1}{P_2} = \frac{T_2 n_2}{T_1 n_1} = \frac{m z_2 \operatorname{tg} \lambda}{m z_1 \operatorname{tg}(\lambda + \rho_v)} \cdot \frac{z_1}{z_2} = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho_v)} \quad T_2 = T_1 \eta i$$

分析:  $\eta = (0.95 \sim 0.97) \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho_v)}$

$\lambda \uparrow \rightarrow \eta \uparrow \rightarrow$  对动力传动, 宜采用多头蜗杆

$\lambda$  过大  $\rightarrow$  蜗杆加工困难

当  $\lambda > 27^\circ$  时, 效率  $\eta$  增加很少。

当  $\lambda \leq \rho_v$  时, 蜗杆具有自锁性, 但效率  $\eta$  很低。 <50%

上述公式不直观, 工程上常用以下估计值。

闭式传动:  $z_1=1 \quad \eta=0.70 \sim 0.75$   
 $z_1=2 \quad \eta=0.75 \sim 0.82$   
 $z_1=4 \quad \eta=0.87 \sim 0.92$

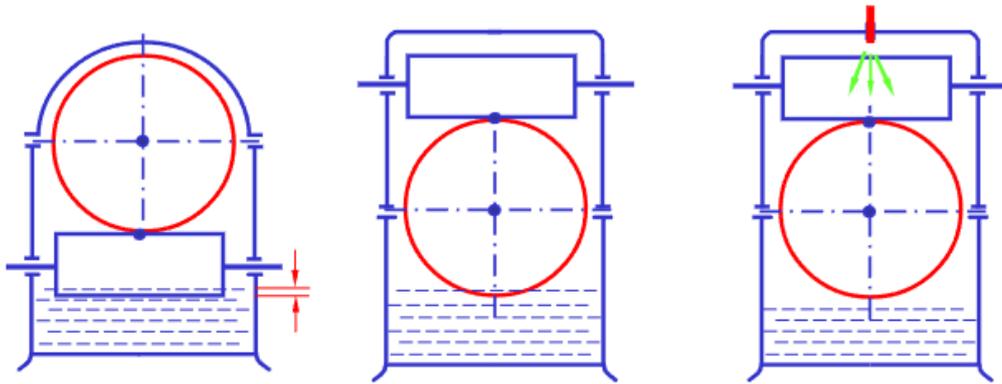
开式传动:  $z_1=1, 2 \quad \eta=0.60 \sim 0.70$

润滑方式的选择:

当 $v_s \leq 5 \text{ m/s}$ 时, 采用油池浸油润滑。为了减少搅油损失, 下置式蜗杆不宜浸油过深。

$v_1 > 4 \text{ m/s}$ 时, 采用蜗杆在上的结构。

$v_s > 10 \text{ m/s}$ 时, 采用压力喷油润滑。



$v_e$  增大, 油液粘度减小

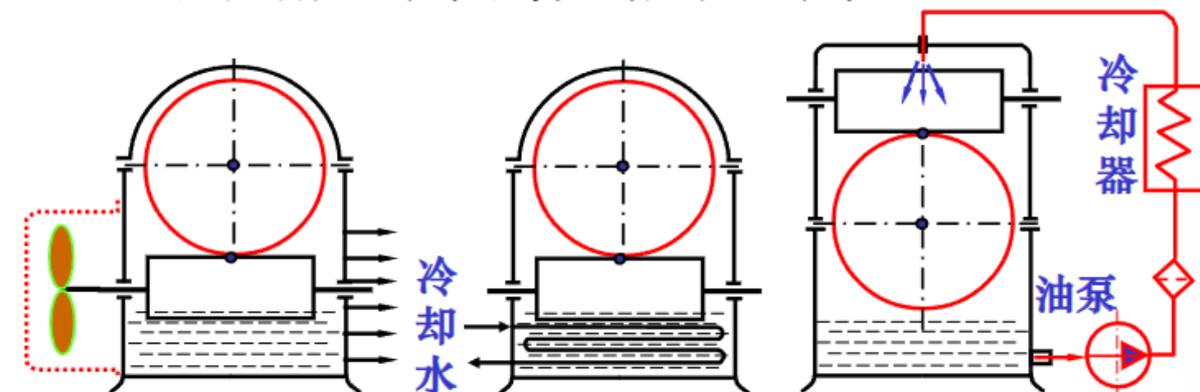
$[\Delta t]$ ----温差许用值, 一般取:  $[\Delta t]=60\sim70 \text{ }^\circ\text{C}$

要求油温:

$$t = t_0 + \Delta t < 90 \text{ }^\circ\text{C}$$

不能满足要求时, 可采取冷却措施:

- 1) 增加散热面积----加散热片;
- 2) 提高表面传热系数----  
加风扇、冷却水管、循环油冷却。



江大学专用

轮系

设轮系中有  $m$  对外啮合齿轮，则末轮转向为  $(-1)^m$

$$i_{1m} = (-1)^m \frac{\text{所有从动轮齿数的乘积}}{\text{所有主动轮齿数的乘积}}$$

通用表达式：

右边各轮的齿数为已知，左边三个基本构件的参数中，如果已知其中任意两个，则可求得第三个参数。于是，可求得任意两个构件之间的传动比。

$$i_{mn}^H = \frac{\omega_m^H}{\omega_n^H} = \frac{\omega_m - \omega_H}{\omega_n - \omega_H}$$

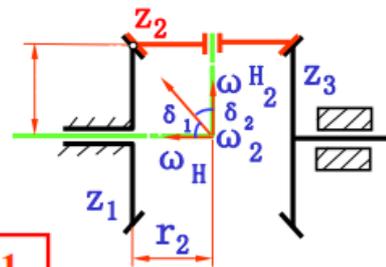
$$= \pm \frac{\text{转化轮系中由 } m \text{ 至 } n \text{ 各从动轮的乘积}}{\text{转化轮系中由 } m \text{ 至 } n \text{ 各主动轮的乘积}} = f(z)$$

特别注意：

1. 齿轮  $m$ 、 $n$  的轴线必须平行。
2. 计算公式中的“ $\pm$ ”不能去掉，它不仅表明转化轮系中两个太阳轮  $m$ 、 $n$  之间的转向关系，而且影响到  $\omega_m$ 、 $\omega_n$ 、 $\omega_H$  的计算结果。

例五：图示圆锥齿轮组成的轮系中，已知：

$$z_1=33, z_2=12, z_3=33, \text{ 求 } i_{3H}$$



解：判别转向：齿轮1、3方向相反

$$i_{31}^H = \frac{\omega_3 - \omega_H}{\omega_1 - \omega_H} = \frac{\omega_3 - \omega_H}{0 - \omega_H} = -i_{3H} + 1 = -\frac{z_1}{z_3} = -1$$

$$i_{3H} = 2 \text{ 系杆H转一圈，齿轮3同向2圈}$$

强调：如果方向判断不对，则会得出错误的结论： $\omega_3=0$ 。

提问： ~~$i_{21}^H = \frac{\omega_2 - \omega_H}{\omega_1 - \omega_H}$~~  成立否？ 不成立！ Why? 因两者轴线不平行  $\omega_2^H \neq \omega_2 - \omega_H$  如何求？

事实上，因角速度  $\omega_2$  是一个向量，它与牵连角速度  $\omega_H$  和相对角速度  $\omega_2^H$  之间的关系为： $\vec{\omega}_2 = \vec{\omega}_H + \vec{\omega}_2^H$

特别注意：转化轮系中两齿轮轴线不平行时，不能直接计算！

## 螺旋传动

**应用:**螺旋（螺杆）和螺母将回转运动转变为**直线移动**。

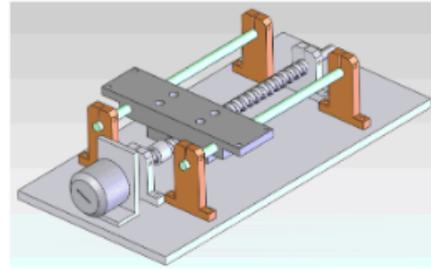
螺杆和螺母间的相对位移量  $l$  和相对转角  $\varphi$  的关系:

螺旋的运动方程: 
$$l = \frac{S\varphi}{2\pi} = \frac{nP}{2\pi} \varphi$$

其中,  $S$ 、 $n$ 、 $P$  分别为: 导程、头数与螺距

$\lambda > \rho_v$  时: 不自锁,

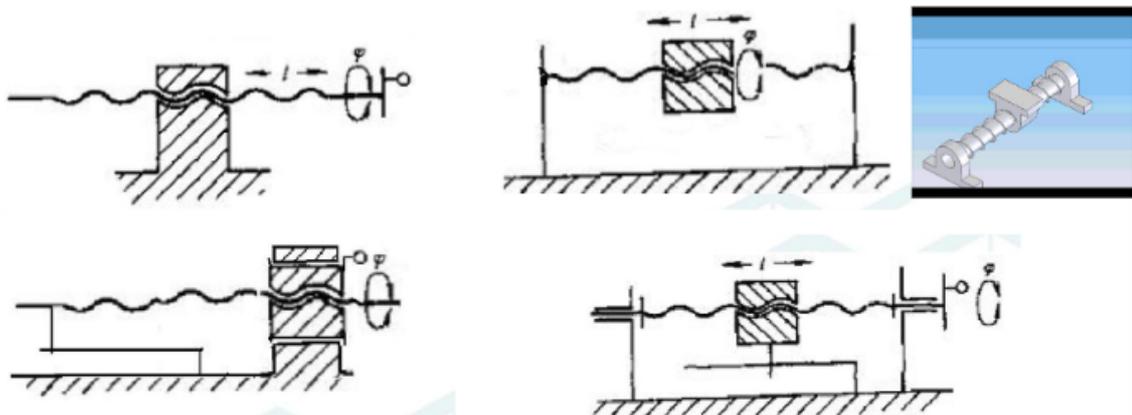
螺旋（螺杆）和螺母将**直线移动**转变为回转运动。



分类:  $\left\{ \begin{array}{l} \text{传力螺旋} \rightarrow \text{传递动力, 千斤顶, 压力机} \\ \text{传导螺旋} \rightarrow \text{传递运动, 要求精度高. 进给机构.} \\ \text{调整螺旋} \rightarrow \text{调整相对位置.} \end{array} \right.$

螺旋传动的基本形式:

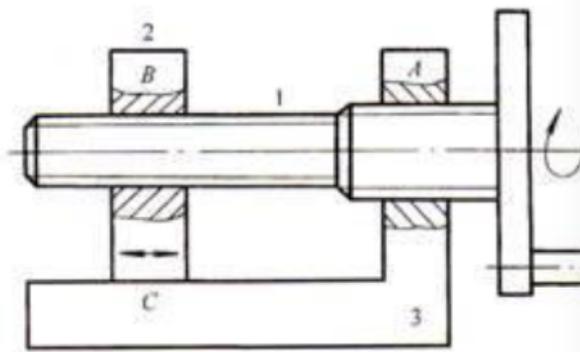
1. **螺母固定, 螺杆转动并移动:** 结构简单、轴向尺寸大, 刚性较差, 应用于短行程
2. **螺杆转动, 螺母移动:** 结构紧凑复杂, 刚度大, 应用于长行程
3. **螺母转动, 螺杆移动:** 结构复杂, 占用空间大, 应用较少
4. **螺杆固定, 螺母转动并移动:** 结构紧凑复杂, 应用较少,



## 差动螺旋传动

### 差动螺旋传动

设机架和活动螺母的旋向同为**右旋**，当如图示方向回转螺杆时，螺杆相对机架**向左**移动，而活动螺母相对螺杆



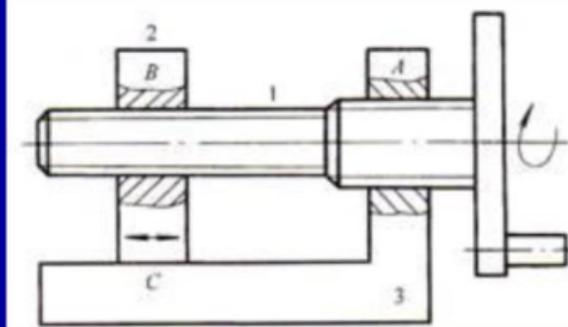
**向右**移动，这样活动螺母相对机架实现差动移动，螺杆每转1转，活动螺母实际移动距离为两段螺纹导程之差。

$$l = (s_1 - s_2) \frac{\varphi}{2\pi}$$

$s_1 > s_2$  螺母2相对机架向左移动；反之，向右

$s_1$ 、 $s_2$ 相差很小， $l$ 很小，微动装置

如果机架上螺母螺纹旋向仍为**右旋**，活动螺母的螺纹旋向为**左旋**，则如图示方向回转螺杆时，螺杆相对机架向左移动，而活动螺母相对螺杆也向左移动，螺杆每转1转，活动螺母实际移动距离为两段螺纹导程之和。



$$l = (s_1 + s_2) \frac{\varphi}{2\pi}$$

螺母2相对机架快速离开；

螺母2右旋、机架螺母左旋，

## 滑动螺旋传动

## 一、滑动螺旋传动的特点

1. 降速传动比大
2. 可获得大的轴向力
3. 能实现自锁
4. 工作平稳无噪声
5. 效率低磨损快，  $0.25—0.7$ ，  
自锁情况 ( $\lambda < \rho_v$ )下：小于50%

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho_v)} = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg} 2\lambda} = \frac{1 - \operatorname{tg}^2 \lambda}{2} < 0.5$$

### 材料

### 设计计算

#### 1、耐磨性计算

校核公式：

$$p = \frac{Q}{\pi d_2 h z} = \frac{QP}{\pi d_2 h H} \leq [p] \text{ MPa}$$

$Q$ ：为轴向力；

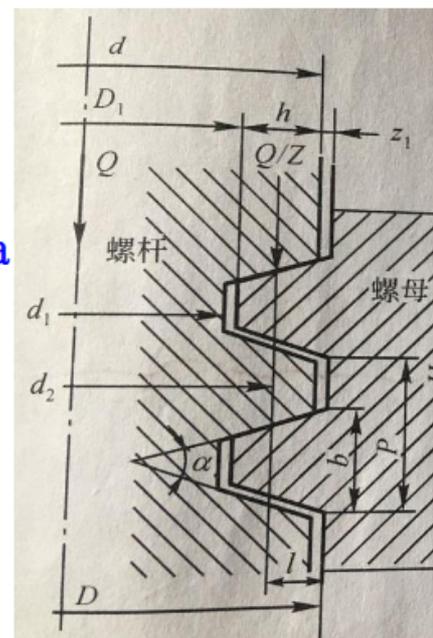
$z$ ：为参加接触的螺纹圈数 $H/P$ ；

$d_2$ ：为螺纹中径；

$h$ ：为螺纹的工作高度；

$P$ ：为螺距； $H$ 为螺母高度；

$[p]$ ：为许用压强。表8-1 (P176)



$$\psi = H/d_2, \varphi = h/P$$

代入上式得螺纹中径的计算公式：

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{Q}{\pi \psi \varphi [\rho]}}$$

## 2、螺杆强度校核

螺杆在轴向力和扭矩的作用下，产生拉或压应力及扭转切应力。

强度校核条件：

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{4F_a}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{\pi d_1^3/16}\right)^2} \leq [\sigma] \text{ MPa}$$

$d_1$ 为螺纹小径；

$[\sigma]$ 为螺杆的许用应力，

对碳素钢，  $[\sigma]=50\sim80 \text{ MPa}$

## 3、螺纹牙强度的校核

防止沿螺母螺纹牙根部剪断的校核公式为：

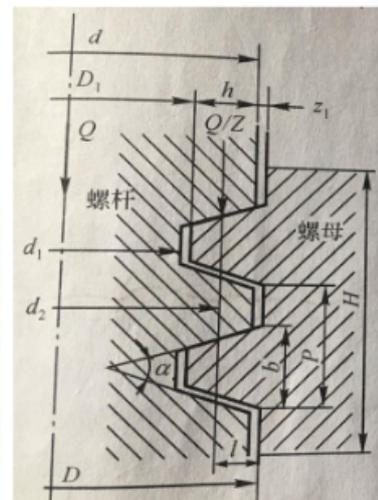
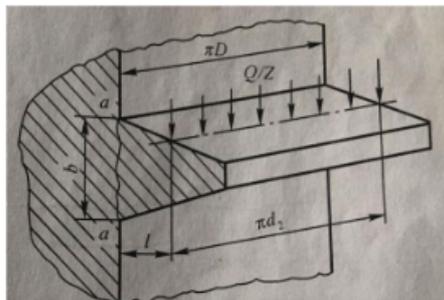
$$\tau = \frac{Q}{\pi D b z} \leq [\tau] \text{ MPa}$$

$b$ 为螺纹牙根部的宽度，  $b = \begin{cases} 0.65P & \text{---梯形螺纹;} \\ 0.74P & \text{---锯齿形螺纹。} \end{cases}$

$[\tau] = \begin{cases} 40 \text{ MPa} & \text{---铸铁螺母;} \\ 30\sim40 \text{ MPa} & \text{---青铜螺母。} \end{cases}$

若对螺杆螺纹牙根部进行校核时，有：

$$\tau = \frac{Q}{\pi d_1 b z} \leq [\tau] \text{ MPa}$$



### 3、螺杆的稳定性校核

细长螺杆受较大轴向压力时，可能失稳，其临界载荷  $Q_c$  与材料、螺杆长细比  $\lambda = \mu l / i$  有关。系数含义随后解释

$i$  螺杆危险截面的惯性半径，若危险截面面积  $A = \pi d_f^2 / 4$

则  $i = \sqrt{I/A} = d_f / 4$   $I$  为危险截面惯性距，  $I = \pi d_f^4 / 64$

$l$  为螺杆的最大工作长度；

$\mu$  为长度系数，  $\mu = \begin{cases} 2 & \text{一端固定，一端自由；} \\ 1 & \text{两端铰支；} \\ 0.75 & \text{一端固定，一端铰支；} \end{cases}$

(1) 当  $\lambda \geq 100$  时：临界载荷为：

$$Q_c = \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2} \quad N$$

$E$  为螺杆的弹性模量，对于钢  $E = 2.06 \times 10^5 \text{ MPa}$

### 滚动螺旋

### 连杆传动

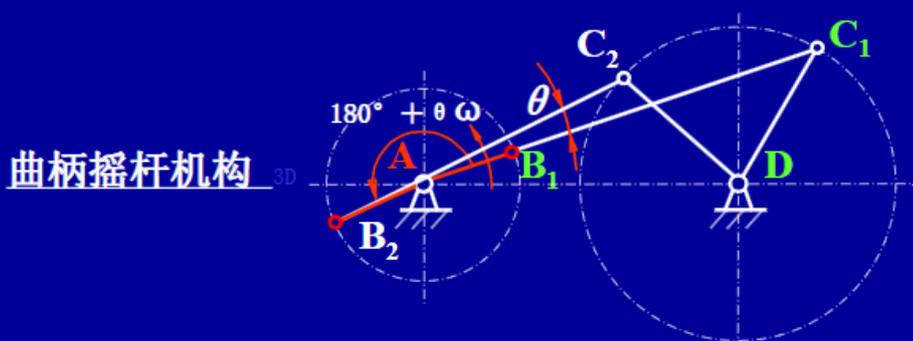
- 基本形式：铰链四杆结构

### 曲柄摇杆

#### 1. 摇杆的极限位置和摆角、急回运动

在曲柄摇杆机构中，当曲柄与连杆两次共线时，摇杆位于两个极限位置，简称极位。

此两处曲柄之间的夹角  $\theta$  称为极位夹角。



当曲柄以  $\omega$  逆时针转过  $180^\circ + \theta$  时，摇杆从  $C_1D$  位置摆到  $C_2D$ 。所花时间为  $t_1$ ，平均速度为  $v_1$ ，那么有：

$$t_1 = (180^\circ + \theta) / \omega \quad v_1 = \widehat{C_1C_2} / t_1 = \widehat{C_1C_2} \omega / (180^\circ + \theta)$$

摇杆的这种特性称为**急回运动**。用以下比值表示急回程度

$$K = \frac{V_2}{V_1} = \frac{\widehat{C_1C_2}/t_2}{\widehat{C_1C_2}/t_1} = \frac{t_1}{t_2} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}$$

所以可通过分析机构中是否存在 $\theta$ 以及 $\theta$ 的大小来判断机构是否有急回运动或运动的程度。

称**K**为**行程速比系数**。只要  $\theta \neq 0$ ，就有  $K > 1$  且 $\theta$ 越大，**K**值越大，急回性质越明显。

设计新机械时，往往先给定**K**值，于是：
$$\theta = 180^\circ \frac{K - 1}{K + 1}$$

## 2. 压力角和传动角

### 压力角：

从动件驱动力F与力作用点绝对速度之间所夹锐角。

切向分力： $F' = F \cos \alpha = F \sin \gamma$

法向分力： $F'' = F \sin \alpha = F \cos \gamma$   $\gamma \uparrow \rightarrow F' \uparrow \rightarrow$ 对传动有利。

可用  $\gamma$  的大小来表示机构传动力性能的好坏，

称  $\gamma$  为**传动角**。 为了保证机构良好的传力性能

设计时要求： $\gamma_{\min} \geq 50^\circ$

$\gamma_{\min}$  出现的位置：

当  $\angle BCD \leq 90^\circ$  时，

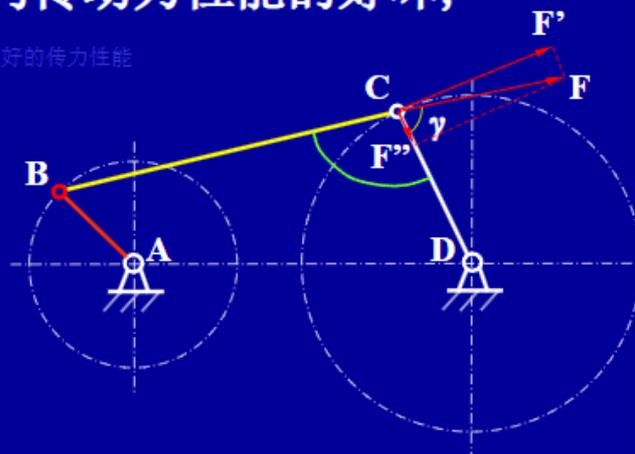
$$\gamma = \angle BCD$$

当  $\angle BCD > 90^\circ$  时，

$$\gamma = 180^\circ - \angle BCD$$

当  $\angle BCD$  最小或最大时，都有可能出现  $\gamma_{\min}$

此位置一定是：**主动件与机架共线两处之一**。



死点-火车轮/飞机起落架

## 3. 机构的死点位置

摇杆为主动件，且连杆与曲柄两次共线时，有：
$$\gamma = 0$$

## 双曲柄机构

叶片泵/惯性筛

- 平行四边形-火车轮
- 反平行四边形-车门开闭

## 双摇杆机构

铸造翻箱机构

### 平面四杆机构设计

给定的设计条件：

1)几何条件（给定连架杆或连杆的位置）

2)运动条件（给定K）

3)动力条件（给定  $\gamma_{\min}$ ）

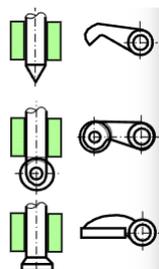
设计方法：图解法、解析法、实验法

### 凸轮传动

分类：1)按凸轮形状分：盘形、移动、圆柱凸轮（端面）。

2)按推杆（从动件）形状分：尖顶、滚子、平底从动件。

特点

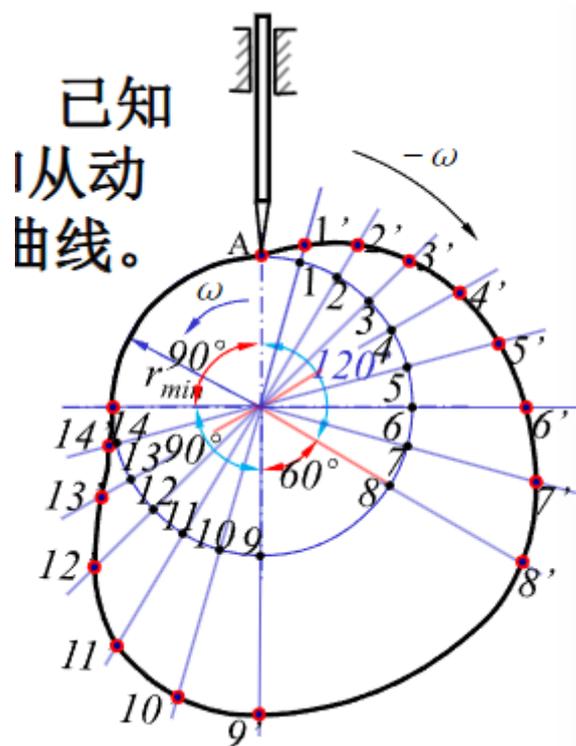
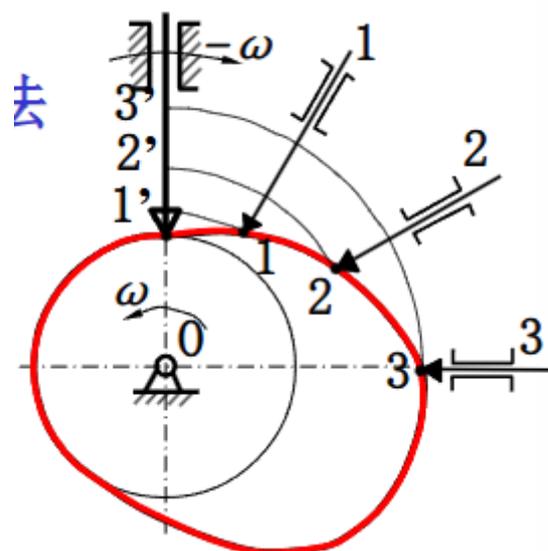


基圆、基圆半径、推程、推程运动角、远休止角、回程、回程运动角、近休止角、行程。一个循环

## 图解法

### 2. 用作图法设计凸轮廓线

- 1) 对心直动尖顶从动件盘形凸轮
- 2) 对心直动滚子从动件盘形凸轮
- 3) 对心直动平底从动件盘形凸轮
- 4) 偏置直动尖顶从动件盘形凸轮
- 5) 摆动尖顶从动件盘形凸轮机构







## 解析法

理论轮廓

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho = \sqrt{(S+S_0)^2 + e^2} \\ \theta = \delta + \beta - \beta_0 \end{array} \right.$$

实际轮廓

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho_T = \sqrt{\rho^2 + r_T^2 - 2\rho r_T \cos \lambda} \\ \theta_T = \theta + \Delta \theta \end{array} \right.$$

其中：

$$\Delta \theta = \arctg \frac{r_T \sin \lambda}{\rho - r_T \cos \lambda}$$

## 基本尺寸

一、凸轮机构的压力角和自锁  
不考虑摩擦时，作用力沿法线方向。

$F'$ ----有用分力, 沿导路方向

$F''$ ----有害分力, 垂直于导路

$$F'' = F' \operatorname{tg} \alpha$$

$F'$ 一定时， $\alpha \uparrow \rightarrow F'' \uparrow$ ，

若  $\alpha$  大到一定程度时，会有：

$$F_f > F' \rightarrow \text{机构发生自锁。}$$

为了保证凸轮机构正常工作，要求：

$$\alpha < [\alpha]$$

浙江大学专用

$[\alpha] = 30^\circ$  ---- 直动从动件；

$[\alpha] = 35^\circ \sim 45^\circ$  ---- 摆动从动件；

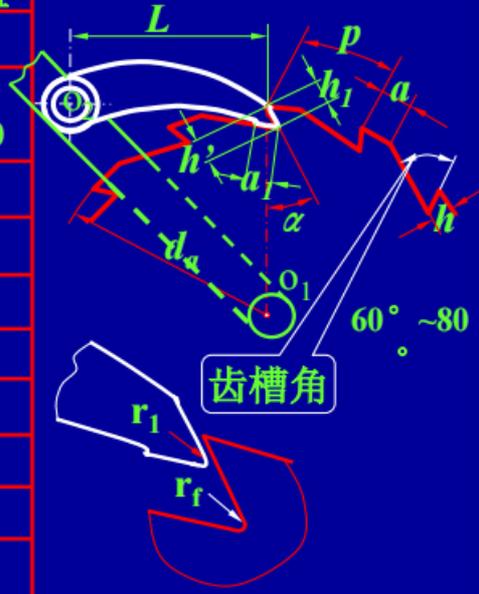
$[\alpha] = 70^\circ \sim 80^\circ$  ---- 回程。

- 轮廓半径确定

## 间歇运动机构

### 棘轮传动

棘轮几何尺寸计算公式	
棘轮参数	计算公式或取值
齿数 $z$	12~25
模数 $m$	1、1.5、2、2.5、3、3.5、4、5、6、8、10
顶圆直径 $d_a$	$d_a = mz$ 与齿轮不同
齿间距 $p$	$P = \pi m$
齿高 $h$	$h = 0.75m$
齿顶弦长 $a$	$a = m$
棘爪工作面长度 $a_1$	$a_1 = (0.5 \sim 0.7)a$
齿偏角 $\alpha$	$\alpha = 20^\circ$
棘轮宽 $b$	$b = (1 \sim 4)m$
棘爪斜高 $h_1$ 、齿斜高 $h'$	$h_1 = h' \approx h / \cos \alpha$
棘轮齿根圆角半径 $r_f$	$r_f = 1.5 \text{ mm}$
棘爪尖端圆角半径 $r_1$	$r_1 = 2 \text{ mm}$
棘爪长度 $L$	一般取 $L = 2p$



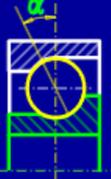
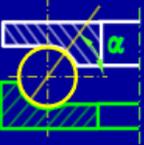
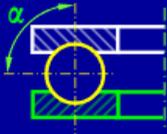
### 槽轮传动



**接触角：**滚动体与外圈接触处的法线与垂直于轴承轴心线的平面之间的夹角称为公称接触角。

**接触角  $\uparrow$   $\rightarrow$  轴向承载能力  $\uparrow$**

表14-1 各类轴承的公称接触角

轴承类型	向心轴承		推力轴承	
	径向接触	角接触	角接触	轴向接触
公称接触角	$\alpha = 0^\circ$	$0^\circ < \alpha < 45^\circ$	$45^\circ < \alpha < 90^\circ$	$\alpha = 90^\circ$
				

**分类：**

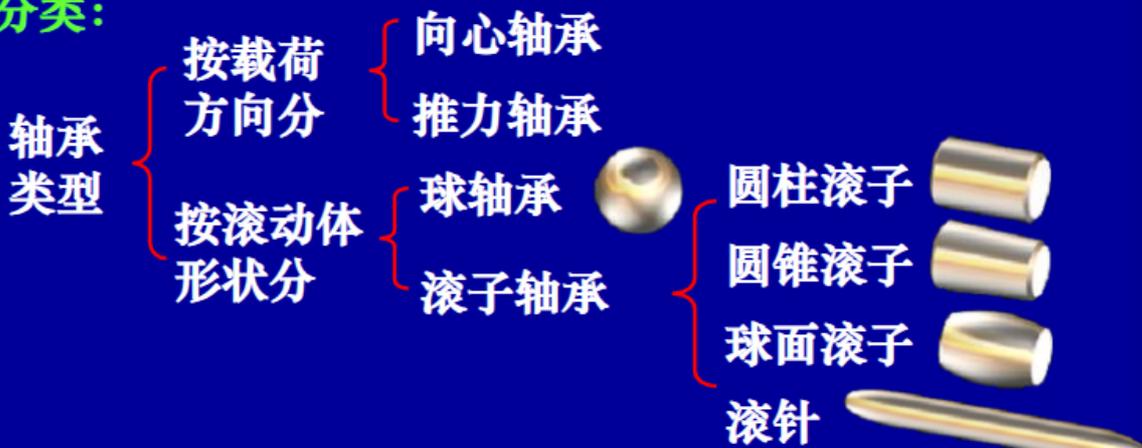


表14-2 滚动轴承的主要类型和特性

选择计算

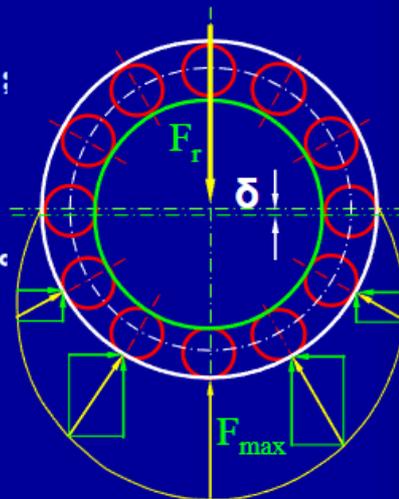
一、滚动体的受力分析

受纯轴向载荷时，各滚动体受力相同；

受纯径向载荷 $F_r$ 时，上半圈滚动体不受力；

下半圈各滚动体受力大小方向均不同。

可以导出： $F_{\max} \approx \frac{5F_r}{z}$   $z$ 为滚动体的总数。



二、失效形式

疲劳破坏

## 二、失效形式

疲劳破坏

永久变形

早期磨损

胶合

内外圈和保持架破裂

大量试验得如下关系：
$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^\varepsilon 10^6 r$$

$P$ ——当量动载荷

寿命指数： $\varepsilon = \begin{cases} 3 & \text{---球轴承} \\ 10/3 & \text{---滚子轴承} \end{cases}$

用小时表示：
$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^\varepsilon h$$

当  $t > 100^\circ\text{C}$  时， $\rightarrow C \downarrow$  引进温度系数  $f_t$  进行修正。

修正结果：
$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C}{f_P P}\right)^\varepsilon h$$

或：
$$C = \frac{f_P P}{f_t} \left(\frac{60n}{10^6} L_h\right)^{1/\varepsilon} N$$

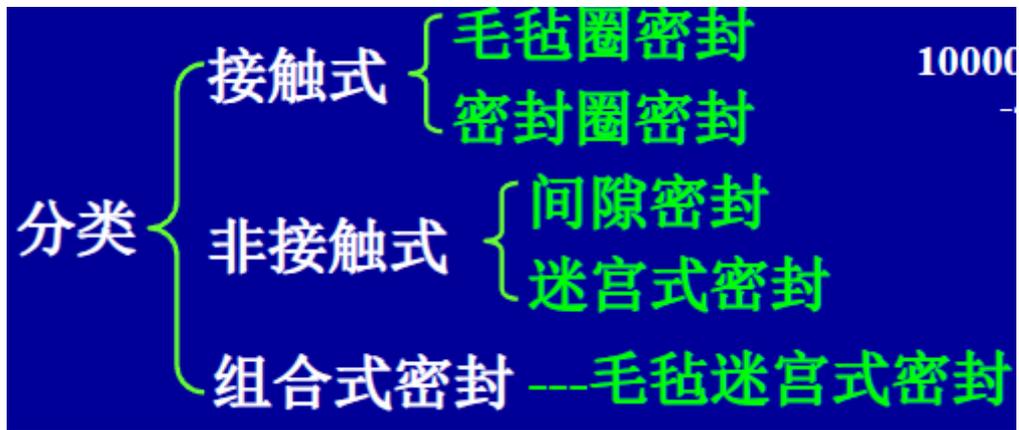
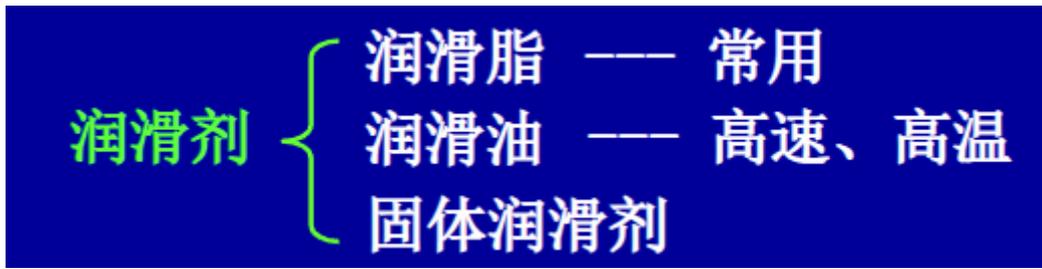
## 四、当量动载荷的计算

**含义：**当量动载荷是一种考虑径向载荷与轴向载荷**双重影响**，经换算后的**假想载荷**。其效果与某一个基本额定动载荷相当。

计算公式： $P = X F_r + Y F_a$

$X$ ——**径向动载荷系数**； $Y$ ——**轴向动载荷系数**。

向心轴承： $P = F_r$  推力轴承： $P = F_a$



联轴离合器制动器

弹簧