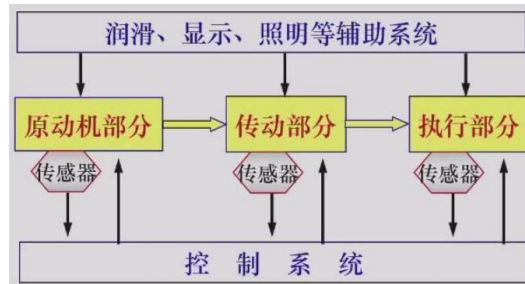


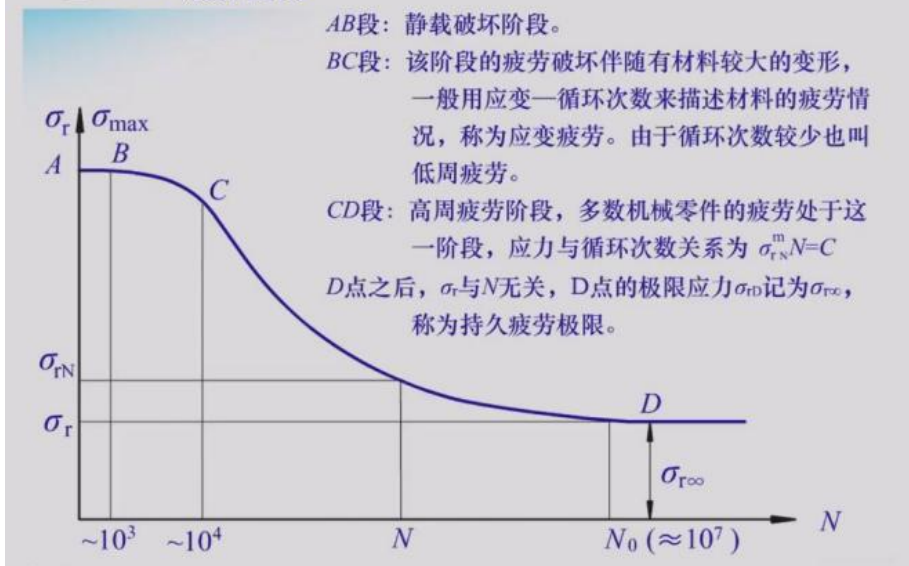
一、总论

- 通用零部件包括：
 - 齿轮、链传动、带传动、蜗杆传动、螺旋传动
 - 轴、联轴器、离合器；滚动轴承、滑动轴承
 - 螺栓、键、花键、销；铆、焊、胶结构件
 - 弹簧、机架、箱体
 - 齿轮减速器
- 机器的组成



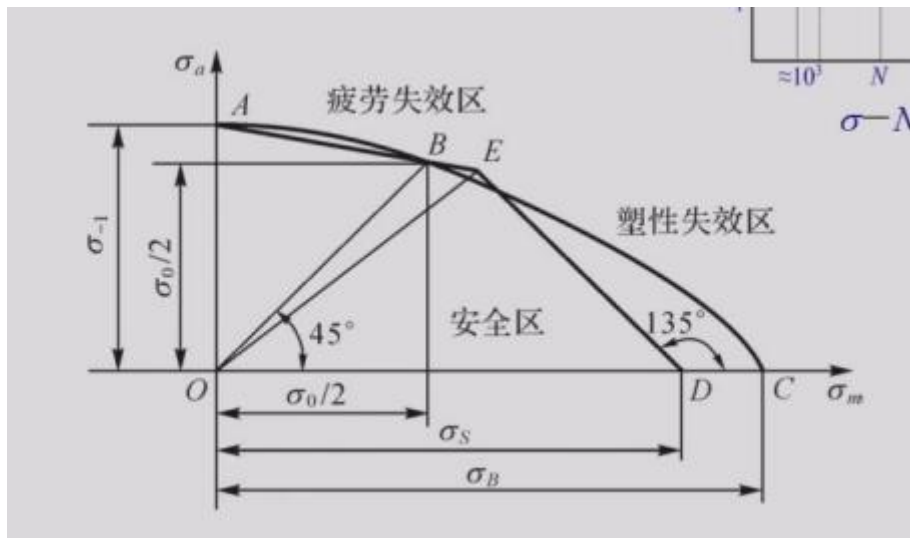
- 机械零件主要失效形式：整体断裂（强度极限 σ_b ）、过大的残余变形（屈服极限 σ_s ）、表面破坏（腐蚀、磨损、接触疲劳即点蚀）、破坏正常工作条件引起的失效
- 机械零件设计准则：强度准则、刚度准则、寿命准则、振动稳定性准则、耐热性准则
- 机械零件的强度：
 - ◆ 机件载荷
 - 载荷：工作时所受的力、扭矩、弯矩
 - 静载荷、变载荷：大小方向是否随时间变化
 - 名义载荷：额定功率下的载荷
 - 计算载荷：名义载荷乘以**载荷系数 $K > 1$**
 - ◆ 应力
 - 静应力、变应力
 - σ_{\max} 最大应力 σ_{\min} 最小应力 σ_m 平均应力 σ_a 应力幅值
 - $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$, $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$, 应力比 $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$
 - **$r = -1$: σ_{-1} 对称循环应力**, $r = 0$: σ_0 脉动循环应力, $r = 1$: σ_1 静应力,
 - ◆ 许用应力 $[\sigma]$ 强度计算中允许的最大值, 安全系数 $S = \sigma_{\lim} / \sigma$
 - ◆ 强度设计与校核 $\sigma \leq [\sigma]$, $S \geq [S]$
 - ◆ **静强度：静应力下的强度**
 - 失效形式：塑性变形、断裂
 - **塑性材料极限应力取屈服极限 $\sigma_{\lim} = \sigma_s$, $\tau_{\lim} = \tau_s$**
 - **脆性材料极限应力取强度极限 $\sigma_{\lim} = \sigma_B$, $\tau_{\lim} = \tau_B$**
 - ◆ 疲劳强度：循环变应力下的强度
 - 疲劳机械 σ_{rN} ：材料不发生疲劳破坏时的最大应力
 - **疲劳曲线**

二、s-N 疲劳曲线

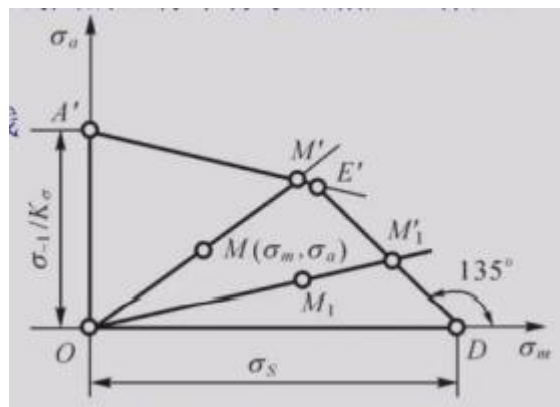


- CD 段： $\sigma_r^m N = \sigma_r^m N_0 = C$ ， N_0 是应力循环基数
- $N < N_0$ ：有限寿命区， $N \geq N_0$ ：无限寿命区
- σ_r 、 N_0 、 m 由材料试验确定

➤ 材料的疲劳极限应力线图



- ABED 为疲劳和塑性安全区
- 综合影响因素 K_σ ，体现应力集中、尺寸效应和表面状态，只对应力幅（纵坐标）有影响
- 修正后：机件的疲劳极限应力线图



- 单向稳定变应力时的疲劳强度计算

机件线图带', 安全系数及疲劳强度条件为: $S_{ca} = \frac{\sigma_{\max}'}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_m' + \sigma_s'}{\sigma_m' + \sigma_s} \geq S$

➤ **单向不稳定变应力时的疲劳强度计算**

规律性: σ_1 循环 n_1 次对材料损伤率 n_1/N_1 , 则极限状况 $\sum n_i/N_i = 1$

◆ **提高机械零件疲劳强度的措施**

- 降低应力集中
- 减载槽
- 高疲劳强度材料、热处理、表面强化处理
- 提高表面质量
- 减少初始裂纹

◆ **接触强度**

- 赫兹应力 $\sigma_H = \sqrt{\frac{\frac{F}{B} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)}{\pi \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}}$, 正号用于内接触, 负号用于外接触

● **材料**

◆ **材料选用**

- 杨氏模量 强度 比模量 比强度 磨损常数与硬度 触觉性能

● **标准**

- ISO 国际标准, GB 国家标准, JB、HB 行业标准, QB 企业标准
- 强制性国家标准 GB, 推荐性国家标准 GB/T。

● **摩擦、磨损、润滑**

◆ **滑动摩擦**

- 干摩擦 边界摩擦 (有极薄的边界膜) 流体摩擦 混合摩擦
- 简单粘附理论: 相对滑动时冷焊结点被切开 $F_r \approx A_r \tau_B$

◆ **磨损**

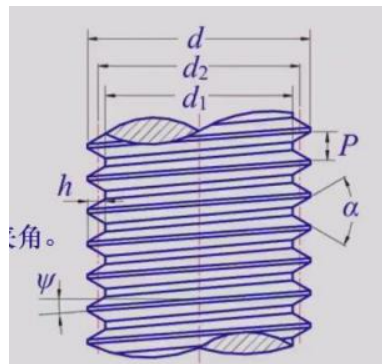
- **磨合阶段: 开始使用, 磨损率较高**
- **稳定磨损阶段: 正常工作, 磨损率稳定且较低**
- **剧烈磨损阶段: 即将报废, 磨损率急剧升高**
- 磨损形式: 磨粒磨损, 疲劳磨损 (点蚀, 交变摩擦力作用下反复变形产生的材料疲劳), 粘附磨损 (胶合, 冷焊), 冲蚀磨损 (流体中颗粒冲击), 腐蚀磨损, 微动磨损
- 耐磨设计: 略

◆ **润滑剂**

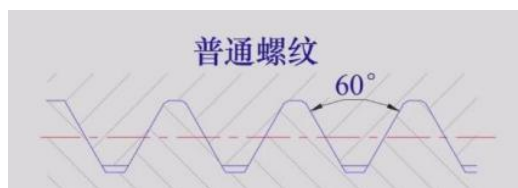
- 润滑油 (流体润滑膜, 牌号取 40℃ 时运动黏度)、润滑脂 (吸附膜、化学反应膜, 就是润滑油+稠化剂, 锥入度、滴点)、固体润滑剂 (固体膜、涂层, 石墨、聚四氟乙烯)
- 添加剂: 改善润滑剂性能
- **润滑方法: 滴油润滑、浸油润滑、飞溅润滑、喷油润滑、油雾润滑 (润滑油)。润滑脂只能采用间歇供应, 重要装置必须采用连续供油**
- 流体动力润滑: 楔形空间、相对运动 (大口进)、连续供油
- 流体静力润滑: 外部供入压力油形成流体膜, 承载能力不依赖于流体粘度, 可用粘度极低的润滑剂

螺纹传动

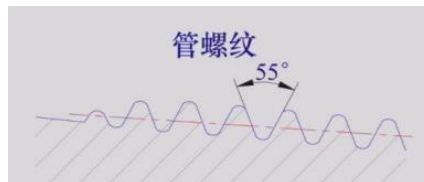
- 内外螺纹组成螺旋副，左旋右旋，单线双线三线
- 普通螺纹主要参数
 - 大径 d ：公称直径
 - 小径 d_1 ：强度计算
 - 中径 d_2 ：几何计算
 - 内外螺纹都是大径>小径
 - 螺距 P ：相邻牙型轴向距离
 - 牙型角 α ：牙型侧边夹角
 - 升角 ψ ：螺旋线切线与垂直于螺纹轴线的平面间的夹角
 - 线数 n ：螺纹螺旋线数目
 - 导程 S ：沿同一条螺旋线转一周所移动的轴向距离， $S = nP$
 - $\psi = \arctan \frac{S}{\pi d_2}$



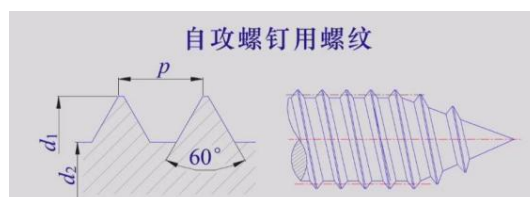
- 螺纹按工作性质分为连接用螺纹和传动用螺纹。
 - 连接用螺纹的当量摩擦角较大，有利于实现可靠联接。
 - 传动用螺纹的当量摩擦角较小，有利于提高传动效率。
- 螺纹分类
 - ◆ 普通螺纹：牙型为等边三角形，牙型角 $\alpha = 60^\circ$ 。同一公称直径按螺距分为粗牙和细牙。
 - 细牙螺纹螺距小升角小自锁性好，但不耐磨，容易滑扣，一般用粗牙。



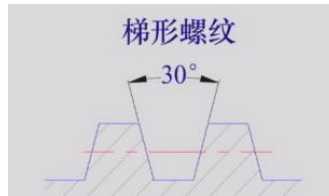
- ◆ 管螺纹：牙型角 $\alpha = 55^\circ$ ，分布在圆锥管壁上，依靠自身变形保证联接紧密性，可用于密封。



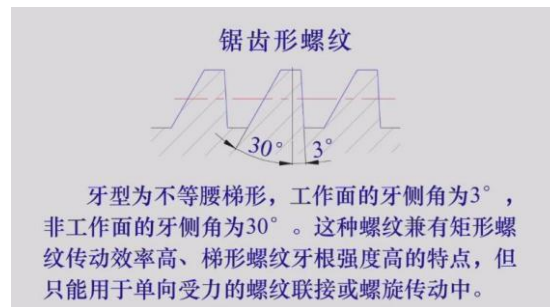
- ◆ 自攻螺钉：牙型角 60° ，牙顶窄，螺距大。



- ◆ 矩形螺纹：牙型角 0° ，传动效率高，但易损坏，没啥用。
- ◆ 梯形螺纹：牙型角 30° ，牙根强度高，对中性好，是常用的传动螺纹。

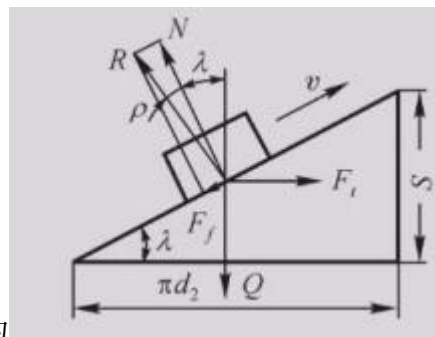
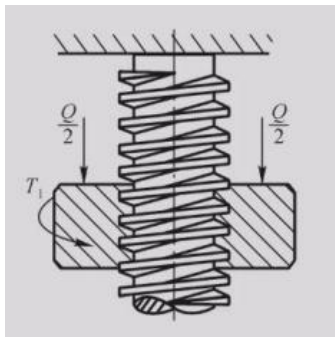


◆ 锯齿形螺纹:



● 螺旋副的受力、效率和自锁

◆ 矩形螺旋副



➤ 可转化为

➤ 摩擦角 $\rho = \arctan f$ ， f 为摩擦系数

➤ 等速上滑: $F_t = Q \tan(\lambda + \rho)$ ， $T_1 = F_t * d_2 / 2$

➤ 效率 $\eta = \frac{Q * S}{\pi d_2 * F_t} = \frac{\tan \lambda}{\tan(\lambda + \rho)}$

➤ 等速下滑: $F_t = Q \tan(\lambda - \rho)$ ，自锁条件: $\lambda \leq \rho$

◆ 非矩形螺旋副

➤ 当量摩擦角: $\rho_v = \arctan f_v = \arctan \frac{f}{\cos \gamma}$ ， $\gamma = \frac{\alpha}{2}$ ，自锁条件: $\lambda \leq \rho_v$

● 螺旋传动的类型和应用

◆ 螺杆和螺母间的相对位移量 l 和相对转角 ϕ 的关系: $l = \frac{S}{2\pi} \phi = \frac{nP}{2\pi} \phi$

◆ 螺旋传动按在机械中的作用分类: 传力螺旋传动、传导螺旋传动、调整螺旋传动

◆ 螺旋传动按螺旋副摩擦性质分类: 滑动螺旋、滚动螺旋、静压螺旋

◆ 根据螺杆与螺母相对运动的组合情况有四种传动形式 (略)

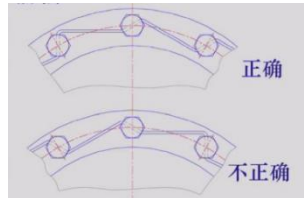
◆ 差动螺旋 $l = (S_1 \mp S_2) \frac{\phi}{2\pi}$ ，同相取负，反向取正

◆ 螺杆材料: 45、50 号钢，热处理获得硬表面; 螺母材料: 青铜和铸铁

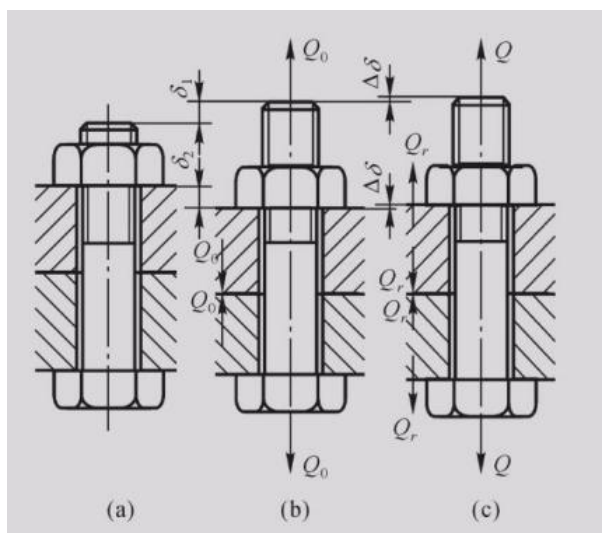
◆ 滑动螺旋传动设计计算: 耐磨性 (工作圈数小于 10)、螺杆螺母螺牙强度、螺杆稳定性、自锁、螺母外径与凸缘的强度计算

螺纹联接

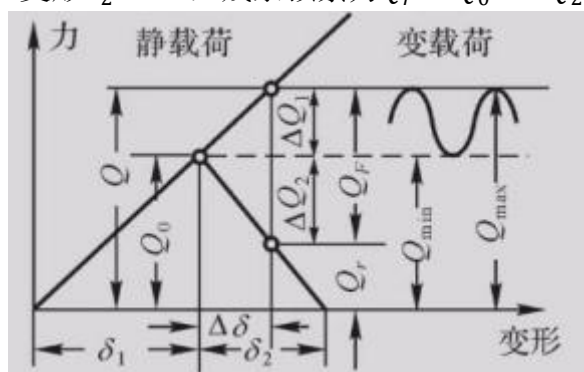
- 螺纹联接的基本类型：
 - 普通螺栓联接：通孔与螺栓杆有间隙
 - 铰制孔用螺栓联接：通孔与螺栓杆基孔制过渡配合，能固定横向位置，能承受横向载荷
 - 螺钉联接：不常拆卸
 - 双头螺柱联接：适用于不能采用螺栓联接的场合，常拆卸
 - 紧定螺钉联接
- 圆螺母与止动垫圈配用，常作为滚动轴承轴向固定
- 螺纹联接的预紧：拧紧后螺纹联接件的预紧应力不得超过材料屈服极限 σ_s 的 80%
- 预紧力和预紧力矩之间的关系 $T \approx 0.2Q_0d$
- 预紧力通过测定螺栓伸长最准确
- 重要联接采用 $\geq M12$ 螺栓
- 螺纹联接的防松
 - ◆ 自锁螺母防松（摩擦）：螺母一端非圆形收口，拧紧收口涨开
 - ◆ 对顶螺母防松（摩擦）：两螺母对顶拧紧，使旋合段的螺纹受拉伸，受到附加的压力和摩擦力
 - ◆ 弹簧垫圈防松（摩擦）：弹性力使旋合螺纹压紧，斜口尖端抵住螺母与被联接件的支承面
 - ◆ 止动垫圈防松（机械）：止动垫圈在侧面折弯
 - ◆ 开口销与六角螺母防松（机械）：开口销插入螺栓和螺母，开口销尾部掰开



- ◆ 串联钢丝防松（机械）：
- ◆ 铆冲防松、涂胶防松、破坏螺纹副防松
- 螺纹联接强度计算
 - ◆ 受拉螺栓失效形式：螺纹部分塑性变形和螺杆的疲劳断裂
 - ◆ 受剪螺栓失效形式：螺栓杆被剪断或螺栓杆和孔壁的贴合面被压溃
 - ◆ 松螺栓联接强度计算（只承受静载荷）
 - 螺母不需拧紧，在承受工作载荷前螺栓不受力 $\sigma = \frac{Q}{\pi d_1^2/4} \leq [\sigma]$
 - ◆ 紧螺栓联接强度计算（能承受静载荷或变载荷）
 - ◆ 只承受预紧力作用的紧螺栓（+横向载荷）
 - 预紧力引起拉应力 $\sigma = \frac{4Q_0}{\pi d_1^2}$ ，摩擦力矩引起扭转剪应力 $\tau \approx 0.5\sigma$
 - 不压溃：第四强度理论得 $\sigma_{ca} = \frac{1.3Q_0}{\pi d_1^2/4} \leq [\sigma]$
 - 不滑移： $Q_0 \geq \frac{K_f F}{f m}$ ， F 横向载荷， K_f 联接可靠性系数， m 接合面数（两个板 $m = 1$ ）， f 接合面摩擦因数
 - 采用销、键、套筒等抗剪件承担横向载荷
 - ◆ 受轴向载荷的紧螺栓：

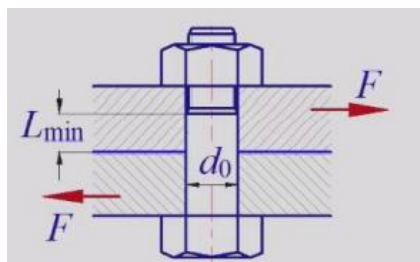


- **b图**仅受预紧力 Q_0 ：螺栓受拉变形 δ_1 ，被联接件受压变形 δ_2 ，受载荷都为 Q_0 。
- **c图**再受轴向工作载荷 Q_F ：螺栓受拉变形 $\delta_1 + \Delta\delta$ ，总载荷 $Q = Q_r + Q_F = Q_0 + \Delta Q_1$ ；被联接件受压变形 $\delta_2 - \Delta\delta$ ，残余预紧力 $Q_r = Q_0 - \Delta Q_2$



- 由图可知， $Q_F = \Delta Q_1 + \Delta Q_2$ ， $Q = Q_0 + \frac{k_1}{k_1 + k_2} Q_F$ ， $\frac{k_1}{k_1 + k_2}$ 为螺栓相对刚度
- 静强度条件： $\sigma = \frac{1.3Q}{\pi d_1^2/4} \leq [\sigma]$
- 疲劳强度条件： $\sigma_a = \frac{k_1}{k_1 + k_2} \frac{2Q_F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_a]$

◆ 承受工作剪力的紧螺栓联接



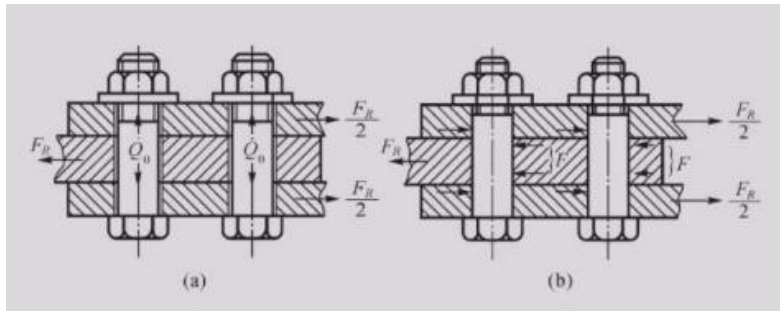
- 挤压强度条件 $\sigma_p = \frac{F}{d_0 L_{min}} \leq [\sigma_p]$ ，剪切强度条件： $\tau = \frac{F}{\pi d_0^2/4} \leq [\tau]$

● 螺栓组联接的结构设计

- 结合面设为轴对称的简单几何形状
- 同一圆周螺栓数目一般取偶数
- 螺栓受力合理
- 螺栓排列应有合理的间距、边距
- 避免螺栓承受附加的弯曲载荷

● 螺栓组联接受力分析

◆ 受横向载荷



➤ a: 普通螺栓联接（靠摩擦）：预紧后 $zQ_0fm \geq K_f F_\Sigma$, K_f 防滑系数

➤ b: 铰制孔用螺栓联接（靠挤压）：每个螺栓受剪力 $F = \frac{F_\Sigma}{z}$

◆ 受转矩

➤ 普通螺栓（靠摩擦）： $\sum_{i=1}^z Q_0 f r_i = K_f T$

➤ 铰制孔用螺栓（靠挤压）： $T = \sum_{i=1}^z F_i r_i$, $\frac{F_{max}}{r_{max}} = \frac{F_i}{r_i} = \frac{T}{\sum_{i=1}^z r_i^2}$

◆ 受轴向载荷 $F = \frac{F_\Sigma}{z}$

◆ 受倾覆力矩

➤ $M = \sum_{i=1}^z Q_{Fi} L_i$, $\frac{Q_{Fmax}}{L_{max}} = \frac{Q_{Fi}}{L_i} = \frac{M}{\sum_{i=1}^z L_i^2}$

➤ 不压溃 $\sigma_{pmax} \approx \frac{zF_0}{A} + \frac{M}{W} \leq [\sigma_p]$, 无间隙 $\sigma_{pmin} \approx \frac{zF_0}{A} - \frac{M}{W} > 0$

● 螺纹联接件的材料与许用应力

◆ 螺栓、螺柱、螺钉的性能等级分为 10 级：3.6-12.9, 例：4.6 代表材料抗拉强度 $\sigma_b = 400\text{MPa}$, 屈服极限 $\sigma_s = 240\text{MPa}$

◆ 螺母性能等级分为 7 级：4-12, 数字粗略表示螺母保证的最小应力的 1/100

◆ 许用拉应力 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S}$, 许用剪应力 $[\tau] = \frac{\sigma_s}{S_t}$, 用挤压应力 $[\sigma_p] = \frac{\sigma_s}{S_p}$ (钢), $[\sigma_p] = \frac{\sigma_B}{S_p}$ (铸铁)

◆ 提高螺纹联接强度的措施

➤ 改善螺纹牙间的载荷分布（螺母螺纹牙载荷不均）

➤ 减小或避免附加（弯曲）应力

➤ 减轻应力集中

➤ 减小螺栓的应力幅（交变载荷引起疲劳破坏）： Q_F 和 Q_r 不变时，降低螺栓刚 k_1 （增长度减直径）或增大被联接件刚度 k_2 （不用软垫片而用金属垫片或者密封圈）可以减小应力幅

其他联接

- **键联接**

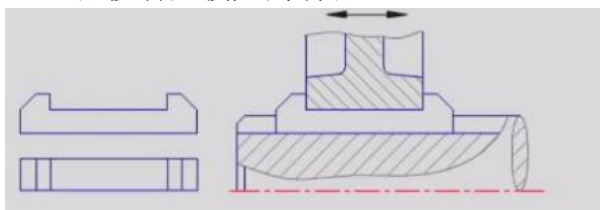
- 平键联接（侧面为工作面）

- ◆ 普通平键

- 圆头（A型）：端铣刀加工，轴的应力集中大
- 平头（B型）：盘铣刀加工，轴的应力集中小
- 单圆头（C型）

- ◆ 导向平键：固定在轴上，使毂类零件能在轴上移动，有起键螺钉孔

- ◆ 滑键：固定在轮毂上，适合移动量较大的场合



- ◆ 平键的尺寸选择

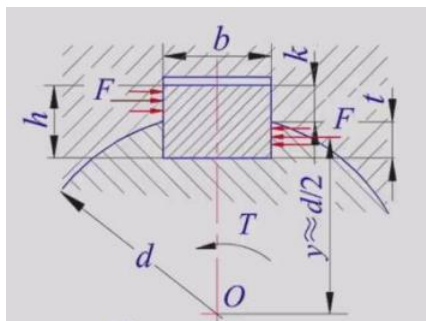
- 截面尺寸 $b \times h$ 根据轴径 d 由标准查得
- 键长 L 参考轮毂长度确定，一般略短于轮毂长

- ◆ 平键联接的失效和强度校核

- 普通平键（静联接）主要失效形式：工作面压溃，挤压强度校核 $\sigma_p = \frac{F}{kl} = \frac{4T}{dhl} \leq [\sigma_p]$

- 导向平键和滑键（动联接）主要失效形式：工作面过度磨损，强度校核 $p = \frac{4T}{dhl} \leq [p]$

- $k \approx \frac{h}{2}$ ， l 为键直线段长度，即受力面长度



- 半圆键联接：侧面为工作面，削弱轴的强度

- 楔键联接：上下表面为工作面，靠摩擦力和挤压传递较大、双向或振动的扭矩，

- 切向键联接：由两个楔键组成，一个切向键传递一个方向的转矩，削弱轴的强度

- 花键联接：承载能力高，定心性和导向性好，对轴削弱小

- 无键联接：型面联接（轴和轮毂非圆形），胀紧联接（轴和轮毂间加胀套，标准件）

- **销联接**：确定零件之间的相互位置并传递不大的载荷

- ◆ 圆柱销过盈配合，多次装拆会降低定位精度及可靠性

- ◆ 圆锥销具有 1:50 的锥度，在受横向力时可以自锁，多次装拆不影响定位精度

- ◆ 开尾圆锥销防松效果好，适用于有冲击、振动的场合的联接

- **过盈联接**：被联接件间过盈配合，定心性好，承载能力高，在振动下能可靠工作

- ◆ 装配方法：圆柱面采用压入法或温差法，圆锥面采用旋转施力实现微量轴向移动

- ◆ 轴向摩擦阻力 \geq 轴向载荷： $F_f = \pi d l p f \geq F$

- ◆ 轴向摩擦阻力矩 \geq 转矩： $M_f = \pi d l p f \frac{d}{2} \geq T$

◆ 同时承受轴向载荷和转矩： $p \geq \frac{\sqrt{F^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2}}{\pi d l f}$

◆ 过盈量由计算而得

● **铆接**：将铆钉穿过被联接件的预制孔中铆合而成，联接部分为铆缝。

◆ 铆缝分类：

- 按接头形式：搭接缝、单盖板对接缝、双盖板对接缝
- 按铆钉排数：单排、双排、多排
- 按铆接性能：强固铆缝、紧密铆缝、强密铆缝

◆ 铆钉类型：空心、实心

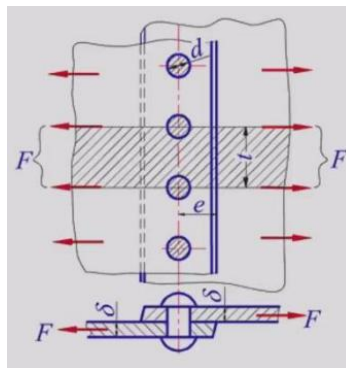
◆ 铆接：冷铆（ $d < 10\text{mm}$ 和塑性好的材料，常温冷铆）、热铆（ $d \geq 12\text{mm}$ ，加热后铆接）

◆ 单排搭接缝铆缝的静强度分析：

➢ 被铆件拉伸强度 $F = (t - d)\delta[\sigma]$

➢ 孔壁挤压强度 $F = d\delta[\sigma_p]$

➢ 铆钉剪切强度 $F = \frac{\pi d^2[\tau]}{4}$



● **焊接**：熔化焊、压力焊、钎焊

◆ 低碳钢和低合金钢（Q215、Q235、15、20、16Mn），焊条材料最好与被焊件材料相同。

◆ 电弧焊焊缝：对接焊缝（平面、厚度较大需开坡口）、角焊缝（ $\frac{F}{0.7K\Sigma L} \leq [\tau]'$ ）

● **胶接**：对接、搭接、角接

◆ 抗剪切抗拉伸，集中应力小，耐疲劳；不抗剥离、扯离、弯曲、冲击振动

齿轮传动

- 齿轮传动传动效率高（可达 99%），传动比稳定
- 软齿面齿轮（齿面硬度 $\leq 350\text{HBS}$ ），硬齿面齿轮（齿面硬度 $>350\text{HBS}$ ）
- 齿轮传动的失效形式
 - ◆ 轮齿折断：齿根疲劳断裂。措施：增大齿根圆角半径，增大轴刚度，热处理，表面强化
 - ◆ 齿面点蚀：节线表面附近出现凹坑。措施：提高齿面硬度，采用黏度大的润滑油
 - ◆ 齿面磨损：细小微粒磨粒磨损。措施：减小齿面粗糙度，改善润滑条件，提高齿面硬度
 - ◆ 齿面胶合：融焊黏着后撕裂。措施：良好润滑，限制油温，抗胶合的润滑油
 - ◆ 塑性变形：齿面屈服，塑性流动。措施：提高齿面硬度，高粘度润滑油
- 齿轮设计准则
 - 保证足够的齿根弯曲疲劳强度，以免发生齿根折断。
 - 保证足够的齿面接触疲劳强度，以免发生齿面点蚀。
 - 闭式软齿面齿轮传动，以保证齿面接触疲劳强度为主。
 - 闭式硬齿面或开式齿轮传动，以保证齿根弯曲疲劳强度为主。
- 计算载荷：名义载荷乘以载荷系数 $F_{nc} = K \times F_n$
- 标准直齿圆柱齿轮强度计算

■ 齿面接触疲劳强度计算：赫兹应力计算公式
$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{ca} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)}{\pi \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) L}} = Z_E Z_H \sqrt{\frac{u \pm 1}{u} \frac{2KT_1}{bd_1^2}}$$
，节点为接

触应力计算点

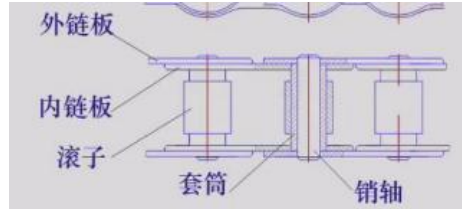
- 齿根弯曲疲劳强度计算（齿形系数仅与齿形有关）
- 齿轮传动设计参数选择
 - 压力角 20°
 - d_1 按接触疲劳强度确定后， z_1 增大，重合度 ε 增大，传动平稳；模数 m 减小，抗弯曲疲劳强度降低，齿高 h 下降，减小切削量和滑动率。
 - 一般开式齿轮传动齿数比闭式少
 - 齿宽系数 $\phi_d = \frac{b}{d_1}$ 增大，齿宽 b 增大，提高强度
 - 齿轮传动的许用应力 $[\sigma] = \frac{K_N \sigma_{lim}}{S}$ ， K_N 寿命系数
 - 齿轮精度 12 级，1 级精度最高
 - 标准斜齿圆柱齿轮强度计算（t 端面，n 法面（主要））
 - 螺旋角 β 为齿与轴向夹角，圆周力 F_t ，径向力 F_r ，轴向力 F_a
 - ◆ 当量齿轮（强度计算）
 - 模数 $m_v = m_n = m_t \cos \beta$
 - 当量分度圆直径 $d_v = \frac{d}{\cos^2 \beta}$
 - 当量齿数 $z_v = \frac{d_v}{m_v} = \frac{z}{\cos^3 \beta}$
 - 标准锥齿轮传动的强度计算
 - 以锥齿轮齿宽中点处的当量齿轮作为计算依据
 - 润滑
 - 开式及半开式齿轮传动或速度较低的闭式齿轮传动，通常采用人工周期性加油润滑
 - 通用的闭式齿轮传动，常采用浸油润滑和喷油润滑

蜗杆传动

- 特点：传动比大、重合度大（平稳噪声低）、磨损是主要的失效形式，传动效率低，能自锁
- 阿基米德蜗杆（渐开线蜗杆）（普通圆柱蜗杆）
 - 齿形角 20°
- 普通蜗杆传动的参数和尺寸
 - 蜗杆轴面模数和压力角与蜗轮端面模数和压力角相等 $m_{a1} = m_{t2} = m, \alpha_{a1} = \alpha_{t2}$
 - 直径系数 $q = \frac{d_1}{m_a}$, d_1 为分度圆直径
 - 头数 z_1 是蜗杆的线数（单线、双线、多线（和螺纹类似））
 - 导程角 γ （螺纹线与径向夹角）， $\tan \gamma = \frac{z_1 m_{a1}}{\pi d_1} = \frac{z_1}{q}$, $\gamma_1 = \beta_2$
 - 传动比 $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \neq \frac{d_2}{d_1}$
 - 中心距 $a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2}(q + z_2)m$
- 蜗杆头数少，传动比大，传动效率低；头数多，传动效率高，制造困难
- 蜗轮齿数太小传动平稳性变差；太大直径增大，减小弯曲刚度
- 蜗杆传动的承载能力计算
 - 主要失效形式：蜗杆刚度不足，蜗轮胶合、点蚀、磨损、系统过热
 - 设计准则：蜗轮齿面接触疲劳强度，齿根弯曲疲劳强度（一般不做）；蜗杆的刚度计算，传动系统的热平衡计算
- 考虑啮合摩擦时传动效率 $\eta = \frac{\tan \gamma}{\tan \gamma + \phi_v}$
- 润滑、热平衡

链传动

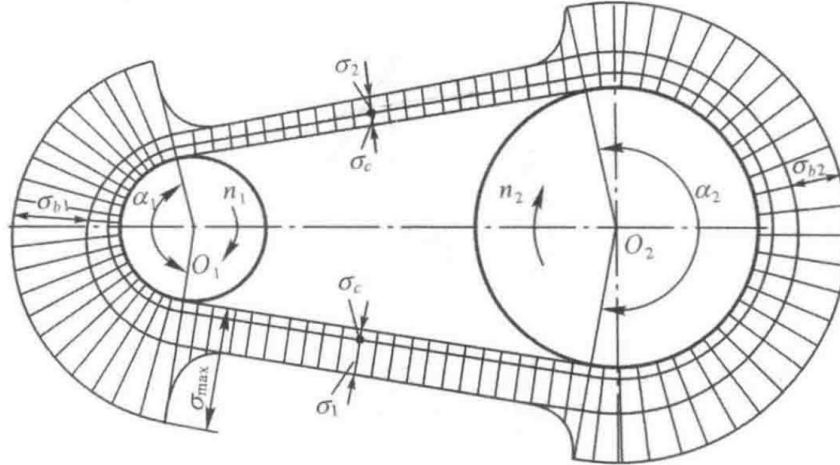
- 优点：平均传动比准确，适合低速，安装精度要求低，适用场景广
- 缺点：不能保存恒定的瞬时传动比
- 由链条和链轮构成
 - 链条
 - ◆ 滚子链



- 内链板与套筒之间、外链板与销轴之间为过盈联接。
 - 滚子与套筒之间、套筒与销轴之间均为间隙配合。
 - 链节数以偶数为宜，避免使用过渡链节
 - 节距 p ：相邻链节之间的距离
 - ◆ 齿形链：传动平稳无噪声，承受冲击性能好，适用于高速和运动精度高
 - 链轮：常用三圆弧一直线
- 链传动运动特性
 - 平均速度 $v = z_1 n_1 p = z_2 n_2 p$ ，平均传动比 $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$
 - 运动不均匀性（多边形效应）
 - ◆ 瞬时传动比 $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2 \cos \gamma}{R_1 \cos \beta}$
 - ◆ 主动轮匀速转动时，从动轮角速度和瞬时传动比都是周期性变化，运动精度较低
 - 动载荷
 - ◆ 转速越高、节距越大、齿数越少，抖动越剧烈，动载荷越大。
 - 受力分析
 - ◆ 紧边在上（有效圆周力、离心力、悬垂拉力），松边在下（离心力、悬垂拉力）
- 失效形式：链疲劳破坏、链条铰链磨损胶合、链条静力拉断
- 设计方法
 - 链轮齿数：选小链轮 z_1 计算大链轮 z_2 ；小链轮齿数少运动不平稳，齿数大增大尺寸和质量
 - 确定计算功率： $P_{ca} = K_A P$
 - 节距：节距越大承载能力越高，但多边形效应增大，冲击噪声严重，一般选取小节距的链
 - 中心距和链节数： $a_0 = (30 \sim 50)p$ ， $a_{0max} = 80p$
 - 小链轮齿孔最大直径：由截距和齿数确定
- 布置：一般在铅垂面，紧边在上方好一些，尽量保持两链轮共面
- 张紧：避免垂度过大产生啮合不良，避免链条振动，增加啮合包角
- 润滑：防止销轴和套筒间磨损使链节伸长

带传动

- 结构简单，传动平稳，缓冲减振
- 摩擦传动（平带和V带传动，弹性滑动和打滑，传动比不平稳）、啮合传动（同步带传动，传动比恒定）
- V带传动应用最广（摩擦力大），截型由功率和转速确定
- 欧拉公式 $\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha}$ 得出最大有效拉力 $F_{ec} = F_1 - F_2 = 2F_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}$
 - 预紧力 F_0 、包角 α 、摩擦系数 f 越大，最大有效拉力 F_{ec} 越大



- 弹性滑动导致从动轮的圆周速度 $v_2 = \pi d_2 n_2$ 小于主动轮的圆周速度 $v_1 = \pi d_1 n_1$
 - 滑动率 $\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \times 100\%$
 - 传动比 $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{(1-\varepsilon)d_1}$
- V带传动的设计准则
 - 主要失效形式是打滑和传动带的疲劳破坏
 - 参数：中心距、传动比、带轮直径、带速
- 张紧：一般在松边内测，尽量靠近大轮以免影响小轮包角

轴

- 按承受载荷分
 - 转轴：转矩弯矩
 - 传动轴：转矩
 - 心轴：弯矩
- 材料：45 钢应用最广
- 设计要求：强度、刚度、结构合理、良好的工艺性
- 定位和固定
 - 轴向
 - ◆ 轴肩、套筒、圆螺母、弹性挡圈、轴端挡圈、锁紧挡圈、圆锥面、紧定螺钉
 - 周向
 - ◆ 键、销（同时能轴向定位）、过盈配合、紧定螺钉、型面联接、涨紧联接
 - 轴
 - ◆ 滚动轴承、轴承端盖
- 结构工艺性
 - 装零件的轴端应有倒角，需要磨削的轴端有砂轮越程槽，车螺纹的轴端应有退刀槽
- 避免和减小应力集中
 - 圆角、卸载槽、增大轴径
 - 尽量避免开横孔、切口、凹槽
- 合理布置、减小轴的受力
 - 载荷平衡布置
 - 零件一体化减小载荷（扭矩）
- 强度计算
 - 按扭转强度计算（只传递转矩的圆截面轴） $\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{\frac{P}{2\pi n}}{\frac{1}{16}\pi d^3} \approx \frac{9.55 \times 10^6 P}{0.2 d^3 n}$ ，有键槽需修正轴径
 - 按当量弯矩计算（同时受转矩和弯矩）
 - ◆ 水平面受力及弯矩、铅垂面受力及弯矩，合成
 - ◆ 第三强度理论校核得到当量弯矩 $M_e = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$ ， $\sigma_{ca} = \frac{M_e}{W} \approx \frac{M_e}{0.1 d^3} \leq [\sigma_{-1}]_b$
 - ◆ $r = 1$ ， $\alpha \approx 0.3$ ； $r = 0$ ， $\alpha \approx 0.6$ ； $r = -1$ ， $\alpha = 1$
 - 按疲劳强度条件进行校核
 - 按静强度条件进行校核
- 轴的刚度计算
 - 弯曲变形（挠度 y 和偏转角 θ ）
 - 扭转变形（扭转角 φ ）
- 振动
 - 一阶临界转速和角速度 $\omega_{c1} = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{g}{y_0}}$ ， $n_{c1} \approx \frac{945.3}{\sqrt{y}}$
 - 刚性轴：工作转速低于一阶临界转速的轴， $n \leq 0.8 n_{c1}$
 - 挠性轴：工作转速超过一阶临界转速的轴， $1.4 n_{c1} < n < 0.7 n_{c2}$

滑动轴承

- 根据润滑状态分为完全液体润滑滑动轴承和不完全液体润滑滑动轴承
- 轴瓦和轴颈直接接触
- 一般都用滚动轴承，以下场合主要用滑动轴承
 - 高转速
 - 轴位置精度高
 - 冲击振动载荷大（滚动轴承受冲击振动能力差）
 - 重载
- 典型结构
 - 向心滑动轴承（整体式、对开式）（低速轻载）
 - 止推滑动轴承
- 失效形式
 - 轴承表面的磨粒磨损、刮伤、咬粘（胶合）、疲劳剥落和腐蚀
 - 还可能出现气蚀、电侵蚀、流体侵蚀和微动磨损等
- 轴瓦
 - 材料：青铜、钢、铸铁……
 - 定位：凸缘、定位唇（轴向）；紧定螺钉、销钉（周向）
 - 油孔及油槽：尽量开在非承载区，不降低油膜承载能力；轴向油槽不开通至轴承端部
- 滑动轴承润滑剂的选择
 - 转速高、压力小、低温：粘度低一些；反之高一些。
- 不完全液体润滑滑动轴承的设计计算
 - 工作状态：边界润滑或混合摩擦润滑
 - 失效形式：边界油膜破裂
 - 校核：平均压力 $p_{\text{径}} = \frac{F_r}{dB}$ ， $p_{\text{轴}} = \frac{F_a}{\frac{\pi}{4}(d^2 - d_0^2)Z}$ 、滑动速度 $v = \pi dn$ 、摩擦发热 pv
- 液体动力润滑径向滑动轴承的设计计算
 - 流体动力润滑的必要条件
 - ◆ 两表面构成楔形空间
 - ◆ 空间内充满粘性液体
 - ◆ 液体在粘性力作用下从大端流向小端
- 设计过程
 - 保证在平均油温 t_m 下最小油膜厚度 $h_{\min} \geq [h]$ ：选择轴承材料并验算 p ， v ， pv ；选择轴承参数（轴承宽度 B 、相对间隙 ψ 、润滑油 η ）；计算承载量系数 Φ_F 并查表确定偏心率 χ ；计算最小油膜厚度 h_{\min} 和许用油膜厚度 $[h]$
 - 验算温升：计算摩擦系数 f ；根据宽径比 B/d 和偏心率 χ 查取润滑油流量系数；计算轴承温升 Δt 和润滑油入口温度 t_i
 - 极限工作能力校核：由直径间隙 Δ 选择尺寸公差；由 Δ_{\max} 和 Δ_{\min} 校核最小油膜厚度 h_{\min} 和润滑油入口温度 t_i
 - 绘制零件图
- 液体静压轴承：注入压力油形成润滑油膜
- 多油楔滑动轴承：各油楔同时产生油膜压力，提高旋转精度和稳定性，降低承载能力，增加功耗

滚动轴承

- 构造：外圈、内圈、滚动体、保持架
 - ◆ 滚动体：球、圆柱滚子、圆锥滚子、鼓形滚子、滚针
 - ◆ 滚动体形状区分：球轴承（点接触，运转灵活），滚子轴承（线接触，承载力大）
 - ◆ 载荷方向区分：向心轴承 $\alpha = 0$ 、推力轴承 $\alpha = 90^\circ$ 、向心推力轴承（角接触轴承）
- 接触角 α ：滚动体与外圈接触处法线与垂直于轴承轴心线的平面之间的夹角
 - ◆ 接触角越大，承受轴向载荷能力越大
- 滚动轴承代号：前置代号+基本代号+后置代号
 - ◆ 基本代号
 - 类型代号：左起第一位，1 调心球轴承，2 调心滚子轴承，3 圆锥滚子轴承，5 推力球轴承，6 深沟球轴承，7 角接触球轴承，8 推力圆柱滚子轴承，9 推力圆锥滚子轴承，29 推力调心滚子轴承，N 圆柱滚子轴承，NA 滚针轴承
 - 尺寸系列代号：左起第二、三位，第二位为宽度系列代号（为 0 或 1），圆锥滚子轴承 3 和调心滚子轴承 2 不可省略；第三位为外径系列代号 0 \rightarrow 4 轻 \rightarrow 重
 - 内径代号：左起第四、五位，00：10mm，01：12mm，02：15mm，03：17mm，04-99：数字乘 5，若前面有斜杠则不用乘 5，为原数值
 - ◆ 前置代号：字母，成套轴承分部件代号
 - ◆ 后置代号
 - 内部结构代号：C： $\alpha = 15^\circ$ ，AC： $\alpha = 25^\circ$ ，B： $\alpha = 40^\circ$
 - 公差等级代号：低级 \rightarrow 高级/P0 /P6 (/P6x) /P5 /P4 /P2。/P0 最低不标注，无前后置代号
 - 游隙代号：小 \rightarrow 大/C1 /C2 /C0 /C3 /C4 /C5。/C0 不标注
- 角接触型轴承派生轴向力计算
 - 径向载荷 R，接触角导致派生轴向力 $S = R \tan \beta$

圆锥滚子轴承	角接触球轴承		
	70000C($\alpha=15^\circ$)	70000AC($\alpha=25^\circ$)	70000B($\alpha=40^\circ$)
$S=R/(2Y)$	$S=eR$	$S=0.68R$	$S=1.14R$

- 实际轴向力 $A = \max\{S, F_a\}$
- 放松端轴承的轴向力 $A = S$
- 压紧端轴承的轴向力 $A =$ 其余轴向力合力
- 滚动轴承失效形式
 - 受纯轴向载荷时，各滚动体受力相同
 - 受纯径向载荷时，内圈微小位移，上半圈滚动体不受力，下半圈滚动体受力大小方向均不同，水平分力相互抵消，铅垂分力与外载荷平衡
 - ◆ 疲劳点蚀：一般工作过程中，滚动体相对内外圈不断转动，表面受脉动循环变应力，产生疲劳点蚀——寿命计算
 - ◆ 塑性变形：轴承转速很低或间歇摆动时，在很大的静载荷或冲击载荷作用下会使滚道和滚动体产生塑性变形——静强度计算
 - ◆ 粘着磨损、胶合：高速轴承发热——寿命计算，校验极限转速
- 轴承寿命L：一定转速下轴承中任何零件出现疲劳扩展迹象（点蚀）之前的工作小时数
 - 基本额定寿命：一批同型号的轴承，在相同的条件下运转，其中 10%的轴承已发生疲劳点蚀，而 90%未发生，此时所能达到的总转数，用 L_{10} 表示，单位百万转，即 10^6r
 - 载荷越大，基本额定寿命越短
- 基本额定动载荷C：一批同型号的轴承，其基本额定寿命为 10^6r 时的最大载荷
 - 对于向心轴承载荷为径向分量，径向基本额定动载荷用 C_r 表示

- 对于推力轴承载荷为轴向分量，轴向基本额定动载荷用 C_a 表示
- 工作温度高于 120°C 时，基本额定动载荷将降低，用温度系数 K_1 修正，即基本额定动载荷为 K_1C
- 当量动载荷 P ：综合考虑径向载荷和轴向载荷 C 后的等效
 - $P = K_p(XR + YA)$ ， R ， A 实际径向和轴向载荷， X ， Y 径向和轴向动载荷系数（查表）， K_p 载荷系数（工作中冲击振动会导致基本额定动载荷降低）
- 寿命计算
 - 载荷-寿命曲线公式 $LP^{\epsilon} = C^{\epsilon} = \text{const}$ ，球轴承 $\epsilon = 3$ ，滚子轴承 $\epsilon = 10/3$ 。
 - 基本额定寿命公式 $L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\epsilon} (10^6 \text{r})$
- 基本额定静载荷：在内外圈相对转速为零的情况下，滚动体与内外圈接触处的最大接触应力达到规定数值时，作用在轴承上的载荷，用 C_0 表示
- 滚动轴承静强度计算
 - 当量静载荷 $P_0 = X_0R + Y_0A$
 - 选择轴承公式： $C_0 \geq S_0P_0$
- 轴承配置
 - 双支点各单向固定
 - 一支点游动，一支点双向固定
 - 两端均游动：靠其他部件定位（如人字齿轮）
- 润滑：减摩，冷却，油膜减小接触压力，防锈
- 密封
 - 接触式密封：毛毡、橡胶、皮革、软木（软）；石墨、青铜、耐磨铸铁（硬）
 - 非接触式密封：隙缝密封、曲路密封、甩油密封

联轴器、离合器、制动器、减速器、 变速器

- 联轴器和离合器：是联接两轴，传递运动与扭矩，也可用作安全装置（自行断开或打滑）
- 联轴器：用于将两轴联接在一起，机器运转时两轴不能分离，只有在机器停车后才能分离。
 - 联轴器连接的两轴不能精准对中，有相对位移（轴向、径向、角度、综合位移），根据对各种相对位移有无补偿能力，联轴器分为刚性和挠性
 - 刚性联轴器：无相对位移补偿能力，对中性要求高。相对位移时会引起附加载荷
 - ◆ 套筒联轴器：两轴加套筒，键或销钉固定
 - ◆ 凸缘联轴器：相较于套筒还突出一截，分两个，用螺栓联接
 - ◆ 夹壳联轴器：两半夹壳通过螺栓联接
 - 无弹性元件挠性联轴器：相对可动元件允许被联接的两轴之间有一定的相对位移，但因无弹性不能缓冲减振
 - ◆ 十字滑块联轴器：中间滑块在凹槽内滑动，要从中间盘的油孔注油润滑（xyz三向补偿）
 - ◆ 滑块联轴器：宽沟槽，中间盘改为方形滑块，适用于小功率、高转速、无剧烈冲击
 - ◆ 齿轮联轴器：能传递较大扭矩，允许较大偏移量，安装精度要求不高（xyza四向补偿）
 - ◆ 链条联轴器：有一定补偿、缓冲性能，不宜于逆向传动、起动频繁、立轴传动、高速传动
 - ◆ 万向联轴器：允许较大夹角，但效率会降低
 - 双万向联轴器两轴瞬时传动比 1：中间轴上叉形接头位于同一平面内，主动轴、从动轴的轴线与中间轴的轴线之间的夹角相等
 - 有弹性元件挠性联轴器：装有弹性元件（橡胶、皮革、夹木胶布、尼龙及金属弹簧等）可借助变形补偿两轴之间的位移，而且有较好的缓冲和吸振性能（高速、变化频繁场合）
 - ◆ 弹性套柱销联轴器：与凸缘联轴器相似，但带有弹性套的柱销代替刚性的螺栓，适用于载荷平稳、正反转、起动频繁、小转矩
 - ◆ 弹性柱销联轴器：用尼龙柱销将两半联轴器连接，两侧装挡板防止柱销滑出，传递转矩大
 - ◆ 星形弹性联轴器：如滑块联轴器，换成星形弹性件
 - ◆ 梅花形弹性联轴器：在两个半联轴器的端面凸爪之间嵌以梅花形弹性元件而成
 - ◆ 轮胎联轴器：良好消振、绝缘、无噪声，但径向尺寸大、扭矩大时有附加轴向载荷
 - ◆ 金属膜片联轴器：弹性元件为很薄的金属簧片制成的垫圈状膜片，若干膜片叠在一起成为一组，用螺栓把若干组膜片与半联轴器联接。没有间隙不需润滑，扭转弹性低、缓冲减振差，适用于载荷较稳定的高速传动。
 - ◆ 狭缝联轴器：在圆柱状的材料上开有螺旋状狭缝的完全一体结构
 - 安全联轴器：类似套筒联轴器或凸缘联轴器，钢制销钉连接，过载时被剪断。
 - 联轴器的选用
 - ◆ 类型选择
 - 低速、刚性大的短轴：刚性联轴器
 - 低速、刚性小的长轴：无弹挠性联轴器
 - 传递转矩较大的重型机械：齿式联轴器
 - 对于高速、有振动和冲击的机械：弹性元件挠性联轴器
 - 轴线位置有较大变动的两轴：万向联轴器
 - 有安全保护要求的轴：安全联轴器
 - 环境情况：温度对尼龙橡胶的影响
 - ◆ 尺寸确定： $T_{ca} = K_A T \leq [T]$ ， T 为名义转矩， K_A 为工作情况系数
 - ◆ 校核最高转速： $n \leq n_{max}$
 - ◆ 确定联接方案
 - 离合器：在机器运转过程中，可使两轴随时分离接合，平稳无冲击。它可用来操纵机器传动的断续，以便进行变速或换向。
 - 牙嵌离合器：不容易接合但稳定（低速接合，转矩不大）

- ◆ 牙型：矩形（齿根强度低）、梯形（齿根强度高）、锯齿形（单向）
- ◆ 承载能力取决于齿根的弯曲强度
- 摩擦离合器（任何转速下接合、接合平稳、冲击振动小、过载保护，尺寸较大、发热磨损大）
 - ◆ 单盘式圆盘摩擦离合器：传递最大扭矩 $T_{max} = QfR_f$ ， Q 为压力， $R_f = \frac{D_1+D_2}{4}$ 为摩擦半径
 - ◆ 多盘式圆盘摩擦离合器：杠杆压紧或放松，传递最大扭矩： $T_{max} = zQfR_f$
 - ◆ 电磁摩擦离合器：动作迅速，无不平衡轴向力
- 自动离合器
 - ◆ 安全离合器：过载自动分离，弹簧滚珠控制
 - ◆ 定向离合器：顺向回转时滚柱楔紧在爪轮和套筒间，反转分离
 - ◆ 离心离合器：当主动轴的转速达到一定值时能自行接合，调节弹簧的拉力或压力即可控制需要分离或接合的转速， $T = z(F_c - F_s)fr$
- 离合器的选择和确定：转速载荷确定类型、规格、校核
- 制动器：是用来迫使机器迅速停止运转或降低机器运转速度的机械装置。
 - 分类
 - ◆ 制动原理：摩擦式、非摩擦式
 - ◆ 工作状态：常闭式、常开式
 - ◆ 操纵方式：手动式、电磁铁式、液压式、液压-电磁式
- 减速器：
 - 齿轮减速器：效率高、可靠性高、寿命长、维护简便
 - 蜗杆减速器：结构紧凑、传动比大、工作平稳、噪声小、易自锁，但效率较低
 - 蜗杆/圆锥-齿轮减速器：蜗杆/圆锥传动作为高速级
 - 行星齿轮减速器
 - 摆线针轮减速器
 - 谐波齿轮减速器
- 变速器：随时改变传动比
 - 有级变速器
 - 无级变速器：结构简单、过载时打滑、平稳无噪声、易于平缓连续变速，但不能保证精确传动比、受过载冲击能力差、轴和轴承上载荷较大

弹簧

- 按受载分：拉伸、压缩、扭转、弯曲弹簧
- 材料优先选用碳素弹簧钢丝
- 圆柱螺旋压缩弹簧
 - 节距 P ，间距 δ ，最大载荷下间距 $\delta_1 = 0.1d \geq 0.2mm$
 - 两个端面圈与邻圈并紧无间隙为死圈：工作圈数 $n \leq 7$ 时，每端死圈 0.75 圈； $n > 7$ 时 1~1.75 圈
 - 端面型
 - ◆ Y1 型：并紧且磨平
 - ◆ Y2 型：煨扁且并紧
 - ◆ Y3 型：并紧不磨平
- 圆柱螺旋拉伸弹簧：空载时相互并紧，有一定预应力
- 拉压弹簧计算
 - 受拉压时弹簧丝截面上主要受横向剪力 $F \cos \alpha \approx F$ 和扭矩 $T \cos \alpha \approx T = \frac{FD}{2}$
 - 剪应力 $\tau_{\Sigma} = \tau_F + \tau_T = \frac{F}{\pi d^2/4} + \frac{T}{\pi d^3/16} = \frac{4F}{\pi d^2}(1 + 2C)$ ， $C = D/d$ 旋绕比
 - ◆ C 越小，刚度越大
 - 强度校核 $\tau = K\tau_T \leq [\tau]$ ， $K \approx \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C}$ 曲度系数
 - 变形量 $\lambda = \frac{FlD}{GI} = \frac{8FD^3n}{Gd^4}$
 - 设计步骤：材料，选择 C 并算出补偿系数 K ，计算 D 和 d ，求出工作圈数，计算长度，验算（疲劳强度验算、振动验算、稳定性验算）
- 圆柱螺旋扭转弹簧计算
 - 弯矩 $M = T \cos \alpha \approx T$ ，扭矩 $T \sin \alpha \approx 0$
 - $\sigma = \frac{K_1 M}{W} \leq [\sigma_b]$ ， $K_1 = \frac{4C-1}{4C-4}$ 曲度系数
 - 角位移 $\varphi = \frac{Ml}{EI} = \frac{\pi T D n}{EI}$
 - 设计步骤：材料，选择 C 并算出补偿系数 K ，计算 D 和 d ，求出工作圈数，计算长度
- 涡卷弹簧：储能
- 变刚度弹簧：缓冲吸振