

第9章 联接设计

联接分类

可拆连接：螺纹连接、键连接

半可拆连接：过盈配合

不可拆连接：焊接、铆接

第9章 联接设计

9.1 螺纹联接

9.2 螺纹联接设计

9.3 螺旋传动

9.1 螺纹联接

一、螺纹

二、螺纹副中的力、效率和自锁

三、螺纹联接的基本类型和螺纹联接件

螺 纹

作用：连接和传动。

螺纹的形成

刀具——做直线运动；

工件——做旋转运动；

螺纹线：转动与直线运动，为空间运动；

螺纹牙：某一个形状小面积沿螺旋线运动就形成；

螺 纹

螺纹的基本参数

大径 d ——公称直径。

中径 d_2

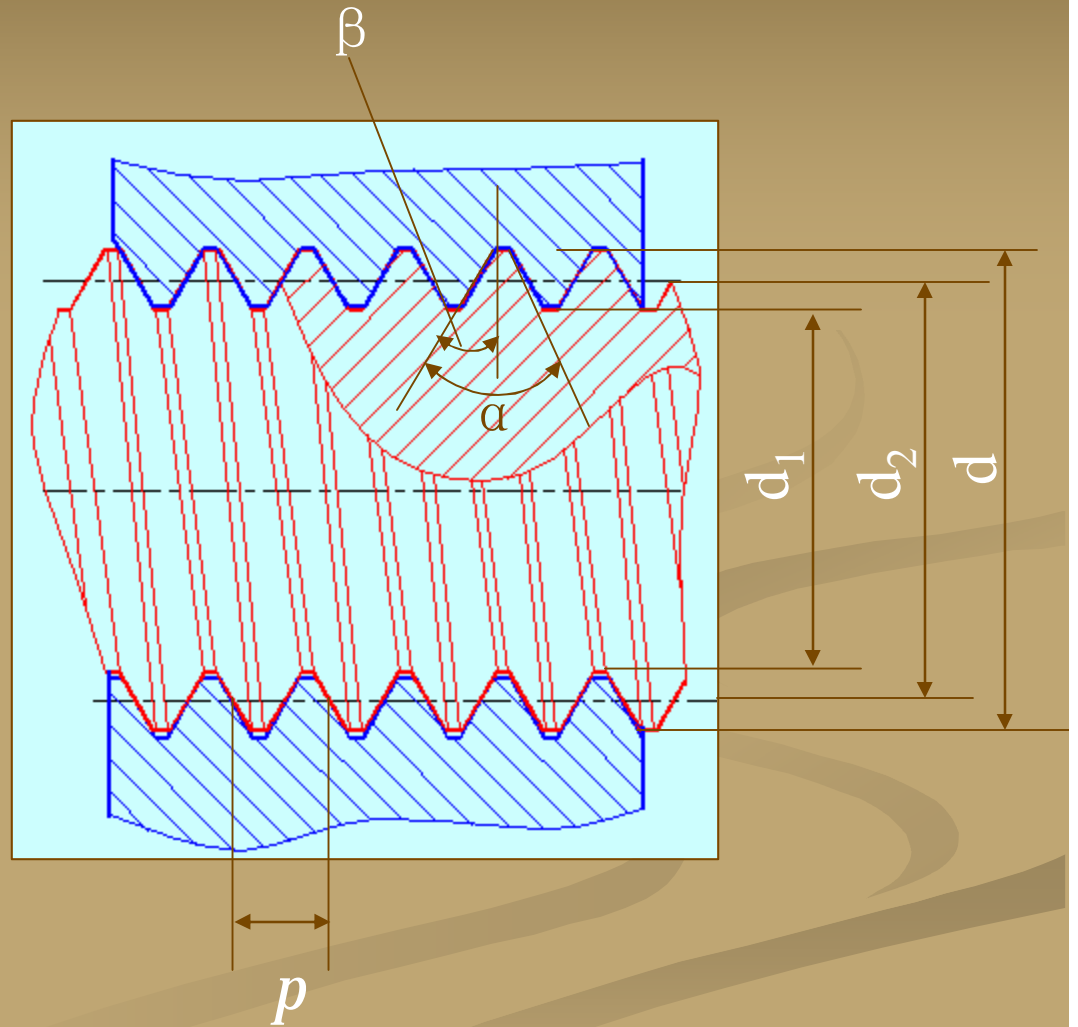
小径 d_1

牙形角 α

牙形斜角 β

螺距 p

牙的工作高度 h



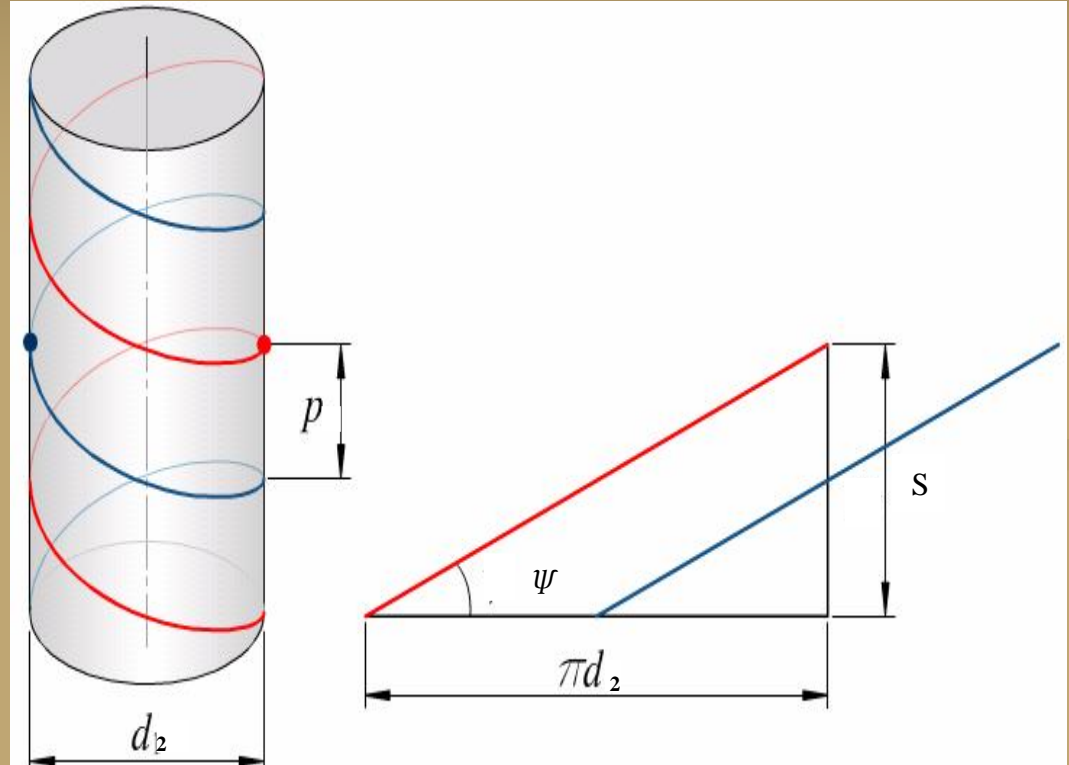
螺 纹

导程 $S=np$

n ——线数

螺旋升角 ψ

$$\tan \psi = \frac{S}{\pi d_2} = \frac{np}{\pi d_2}$$



螺 纹

螺纹的类型

按旋向分 左旋 右旋

按头数分 单头 双头 多头

按母体形状分 圆柱 圆锥

按牙形分 三角形 矩形 梯形 锯齿形

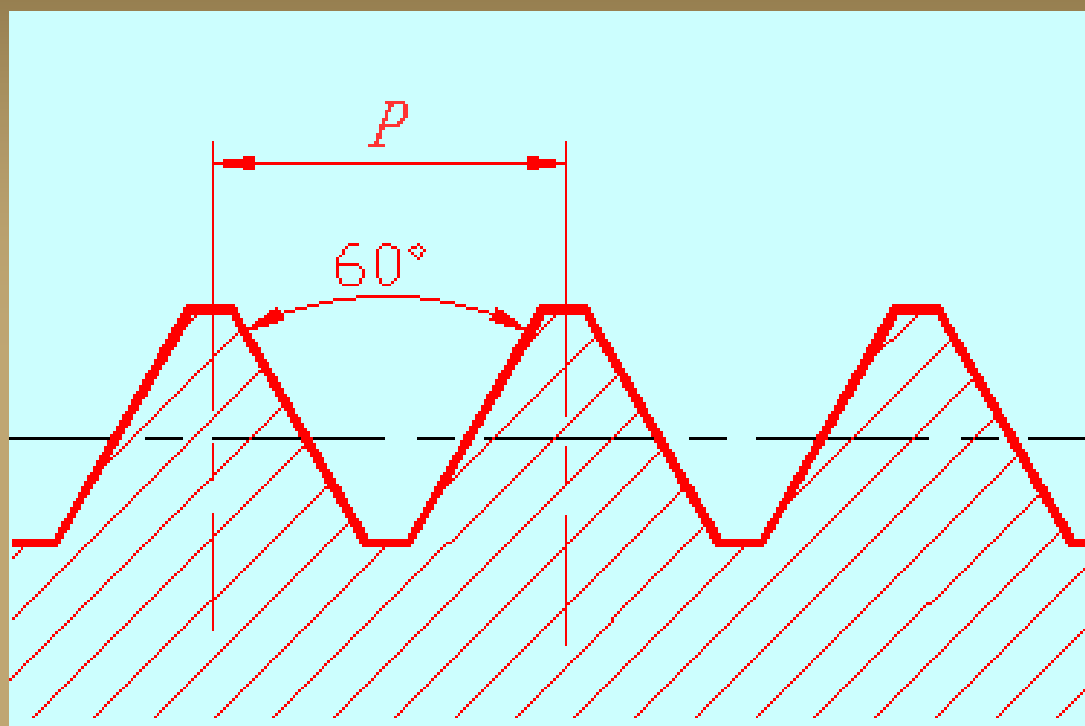
三角螺纹

牙形角大

自锁性好

效率低

用于连接

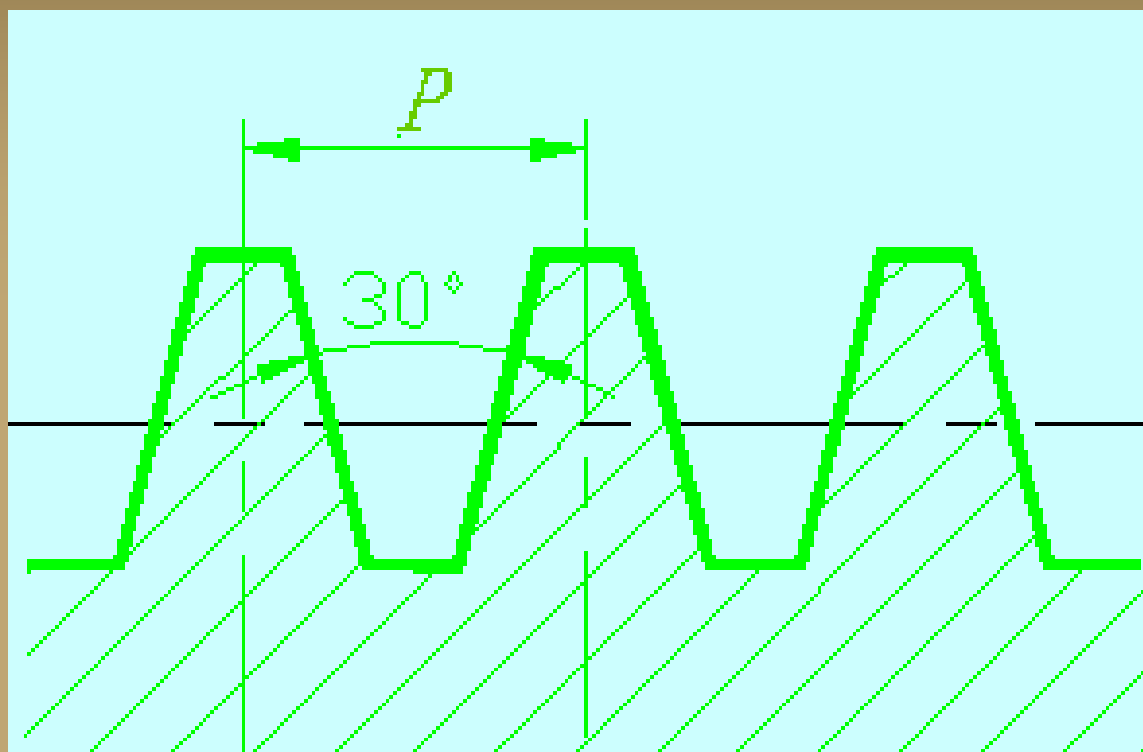


梯形螺纹

牙形角较小

自锁性较差

效率较高



用于传动（单向、双向）

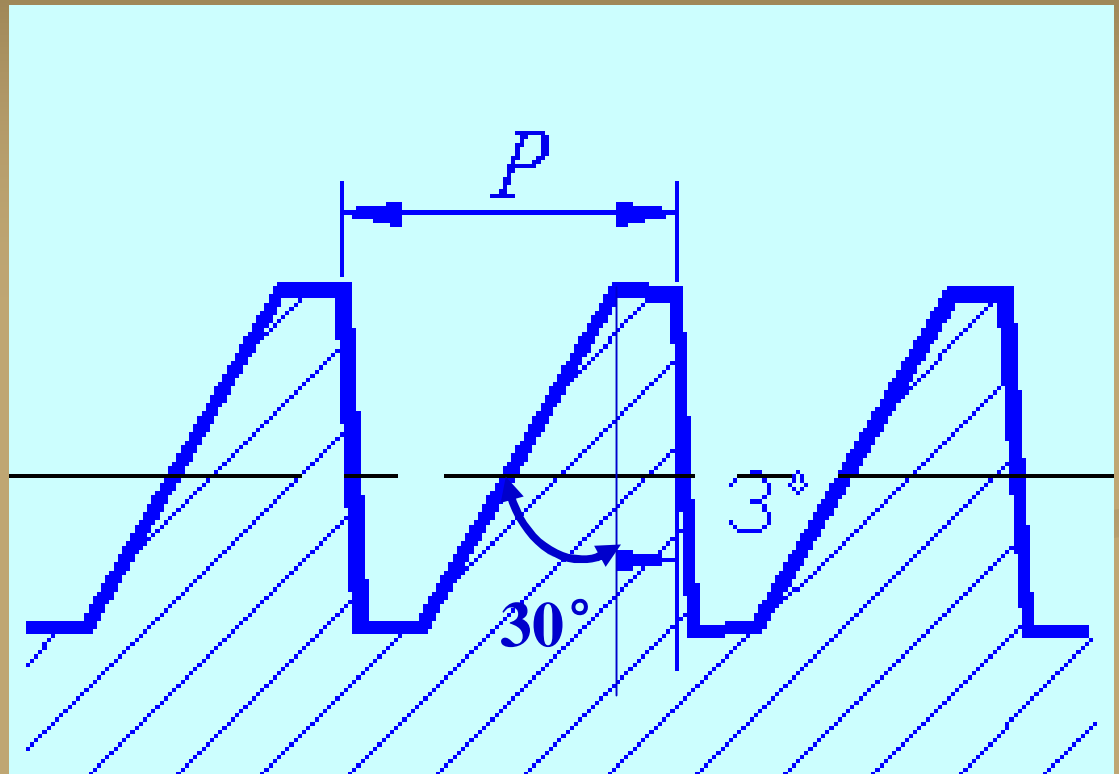
锯齿形螺纹

工作面牙形角小

自锁性差

效率高

用于传动（单向）



矩形螺纹

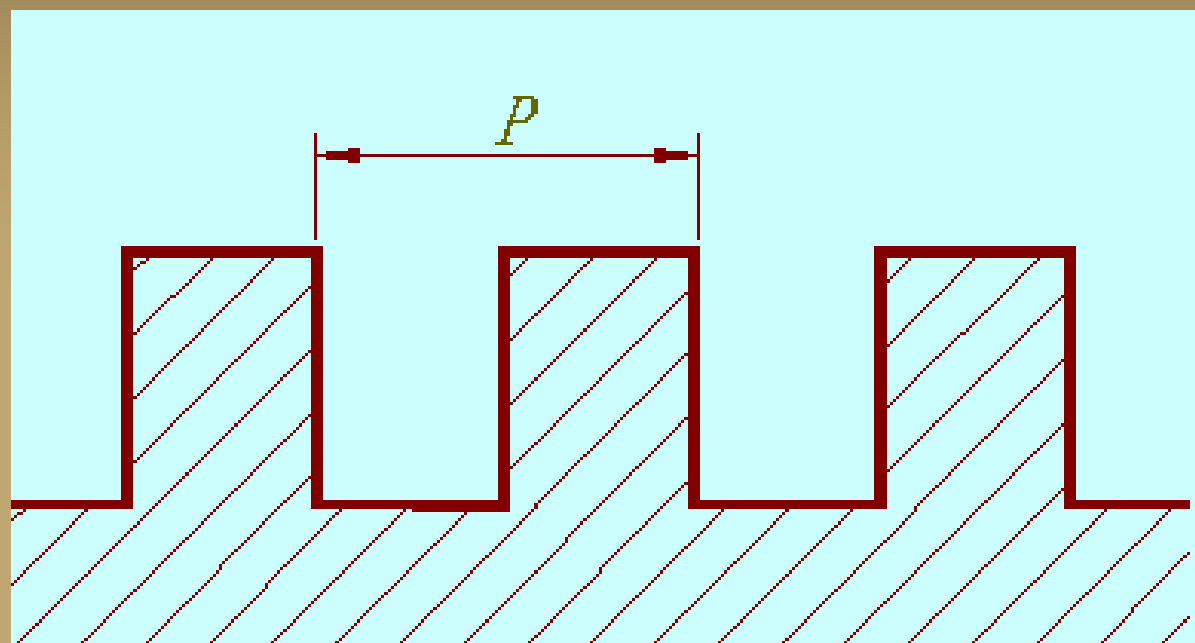
牙形角小

自锁性差

效率高

对中性差

用于传动（单向、双向）



螺纹类型选择

| 类型 ↕ | 牙型斜角 β ↕ | 自锁 ↕ | 传递效率 η ↕ | 加工难度 ↕ | 牙根强度 ↕ |
|------|--------------------------------------|----------|---------------|--------|--------|
| 三角 ↕ | 30° ↕ | 1 ↕ | 4 ↕ | 4 ↕ | 1 ↕ |
| 矩形 ↕ | 0° ↕ | 4 ↕ | 1 ↕ | 1 ↕ | 4 ↕ |
| 梯形 ↕ | 15° ↕ | 2 ↕ | 3 ↕ | 3 ↕ | 3 ↕ |
| 锯齿 ↕ | 工作面 3° ↕ 非工作面 30° ↕ | 3 ↕ ↕ | 2 ↕ | 2 ↕ | 2 ↕ |

连接用单线螺纹
传动用多线螺纹

螺纹副中的力、效率和自锁

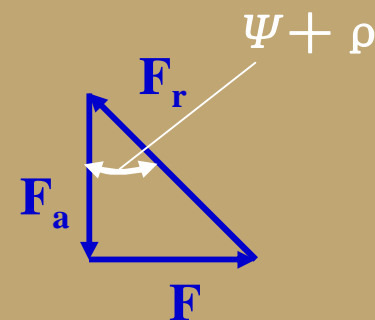
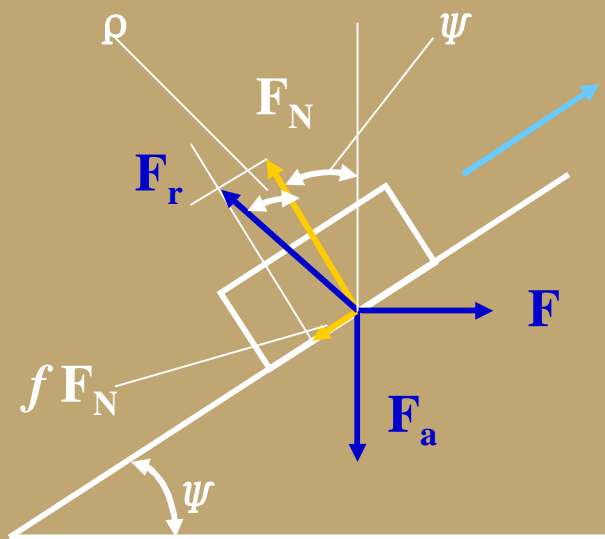
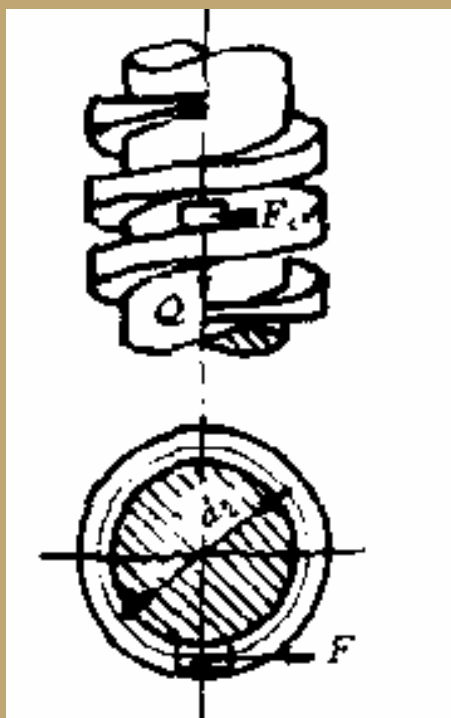
矩形螺纹受力分析

上升 (拧紧)

$$F = F_a \tan(\gamma + r)$$

下降 (松脱)

$$F = F_a \tan(\gamma - r)$$



螺纹副中的力、效率和自锁

矩形螺纹效率

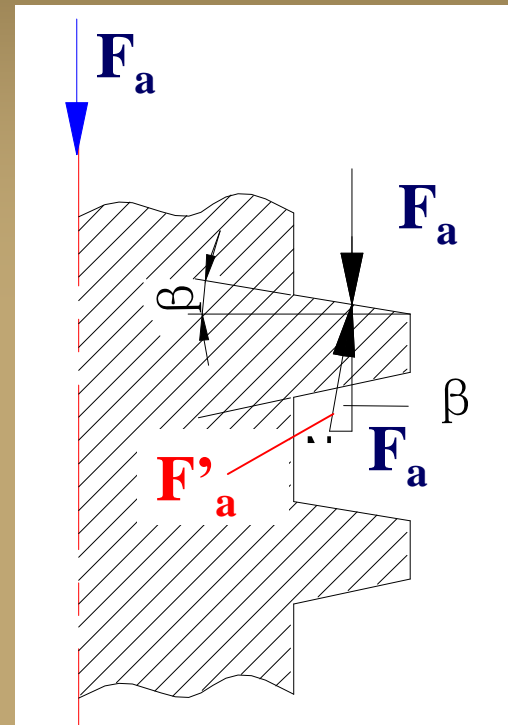
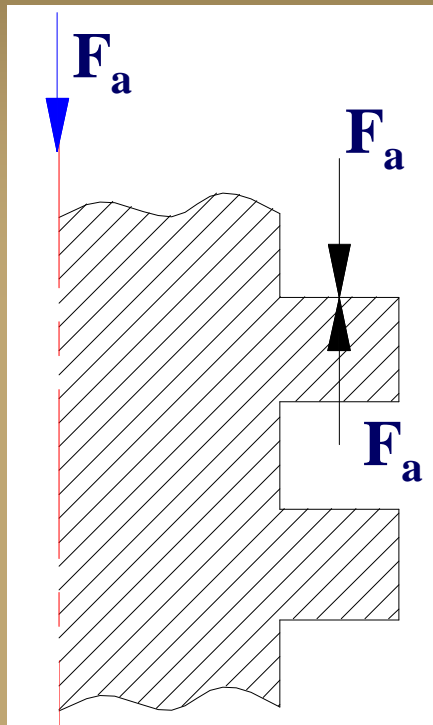
上升 (拧紧)
$$h = \frac{F_a S}{2pT} = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + r)}$$

下降 (松脱)
$$h = \frac{\tan(\gamma - r)}{\tan \gamma}$$

矩形螺纹自锁条件
$$\gamma \leq r$$

螺纹副中的力、效率和自锁

非矩形螺纹



$$F_f = F_a f$$

$$F_f = \frac{F_a}{\cos b} f = F_a \frac{f}{\cos b} = F_a f_v$$

螺纹副中的力、效率和自锁

非矩形螺纹

效率
$$\eta = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + r_v)} \quad r_v = \arctan f_v$$

当量摩擦因数 $f_v = \frac{f}{\cos b}$:

牙型斜角 b 大, $\cos b$ 小, f_v 大 η 低

效率影响因素：

1) ρ_v

$\rho_v - Ph^-$ \ 矩形、梯形——传动；

三角形——联接；

牙型斜角 b 越小越不容易加工。

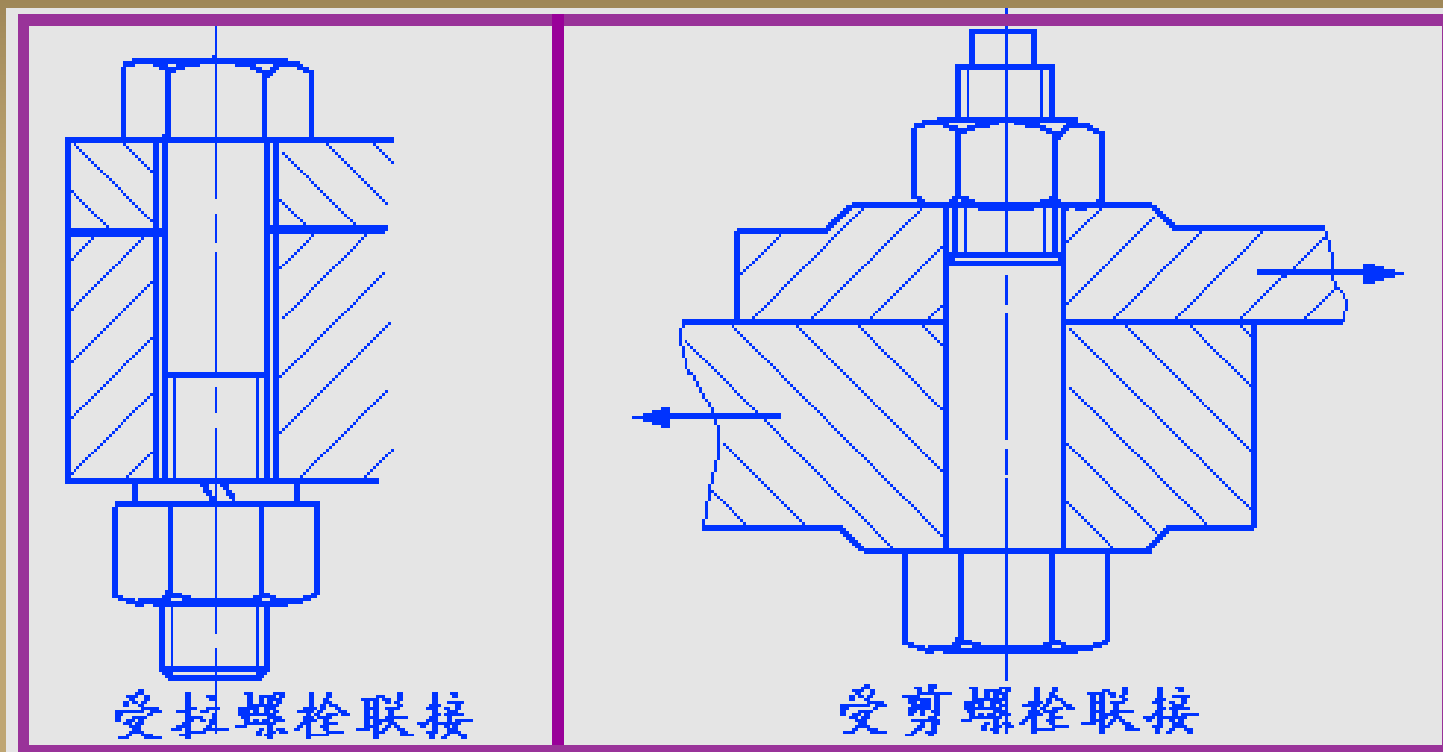
- 2) n
- $n \nearrow$, $\psi \nearrow$, $\eta \nearrow$, 但加工困难,
- 且 $f 25^\circ$ 后 η 增加不大;
- $n \searrow$, $\psi \searrow$, $\eta \searrow$, 自锁性好;
- 一般取 $n = 1 \sim 4$,
- 用于不要求自锁的传动时取大值 (2,3,4) ;
- 用于联接或要求自锁的传动时取小值 (1) 。

3、自锁条件:

$$\psi < \rho_v$$

二、螺纹联接的基本类型

螺栓联接

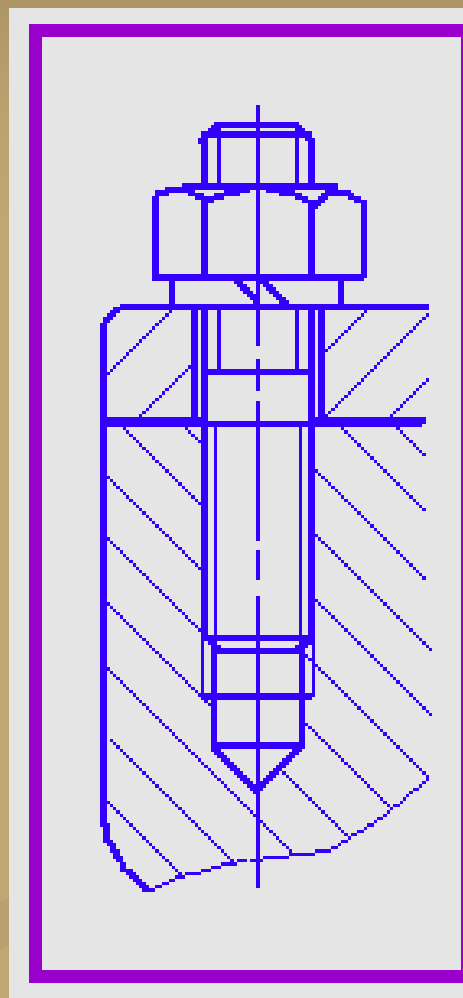


被联接件不加工螺纹，开通孔。适用于被联接件厚度不大，且经常装拆处。

二、螺纹联接的基本类型

双头螺柱联接

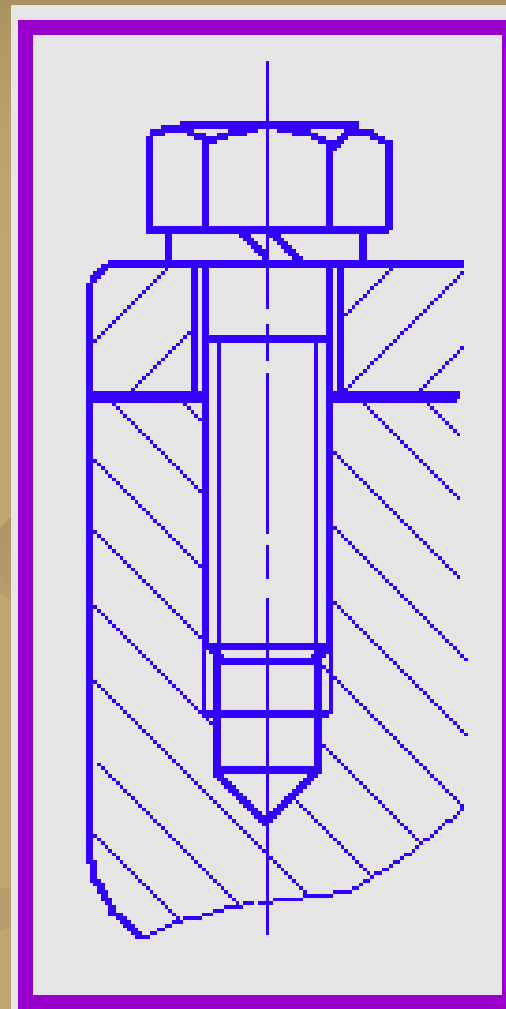
被联接件之一加工
螺纹。适用于被联接件
之一厚度大，或不能开
通孔，且经常装拆处。



二、螺纹联接的基本类型

螺钉联接

被联接件之一加工螺纹。适用于被联接件之一厚度大，或不能开通孔，且不经常装拆处。



二、螺纹联接的基本类型

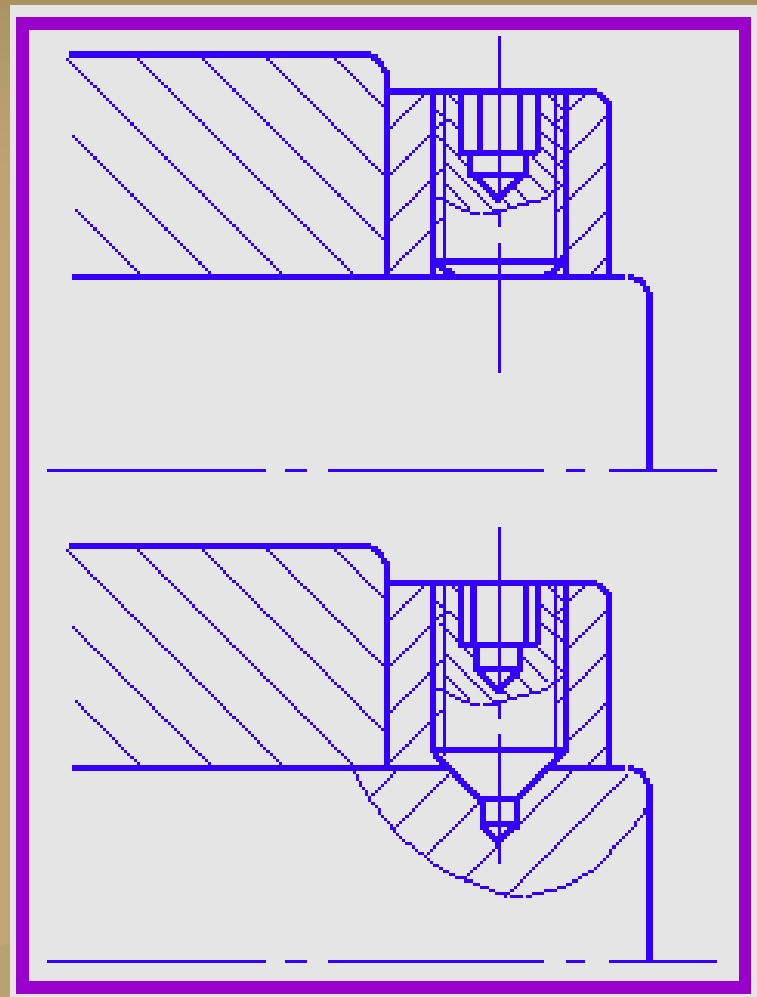
紧定螺钉联接

被联接件之

一加工螺纹。适

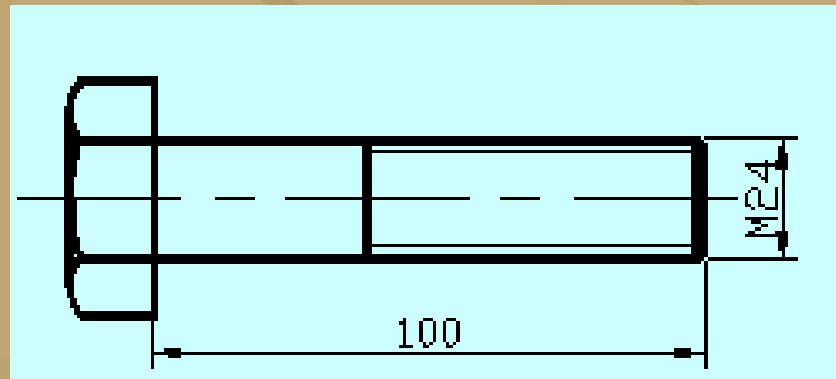
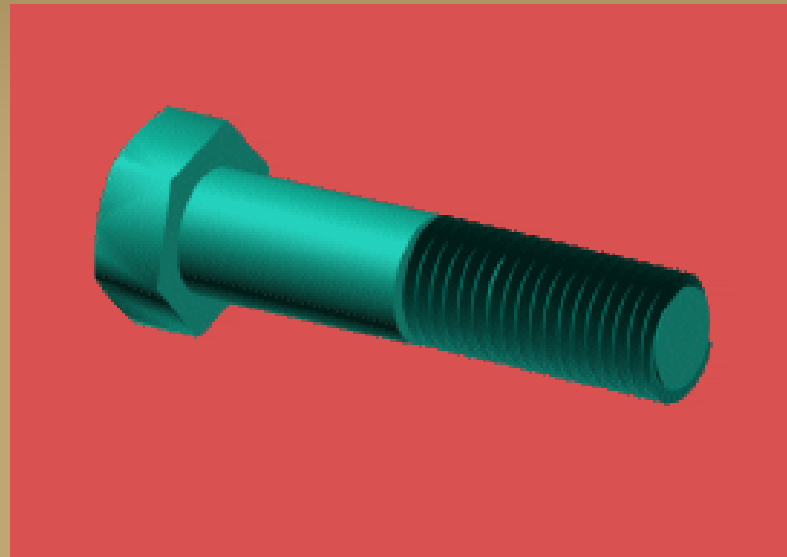
用于被联接件之

间受力不大处。



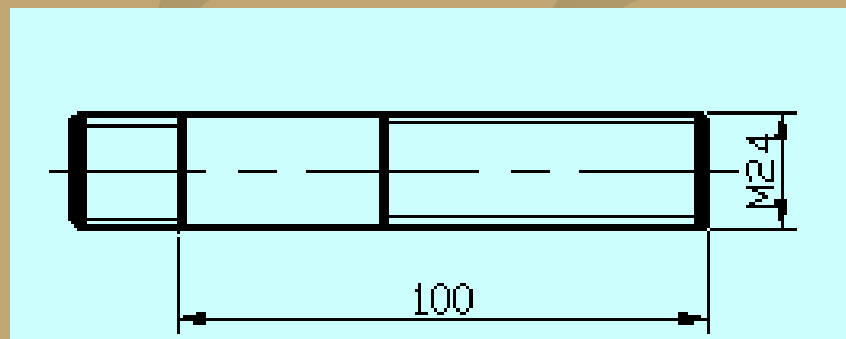
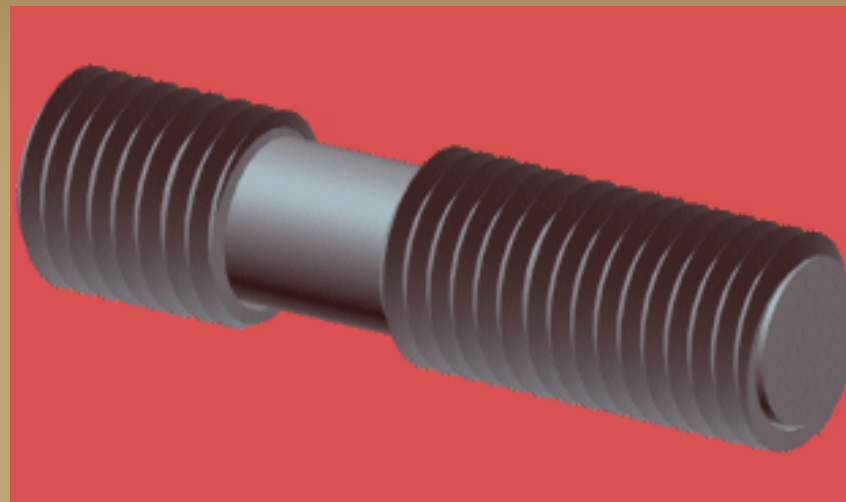
三、常用螺纹联接件

六角头螺栓
六角头螺钉

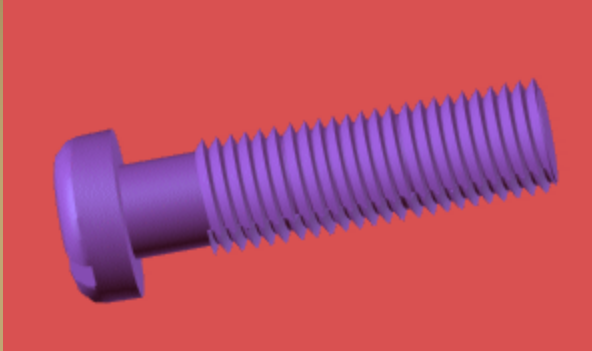


三、常用螺纹联接件

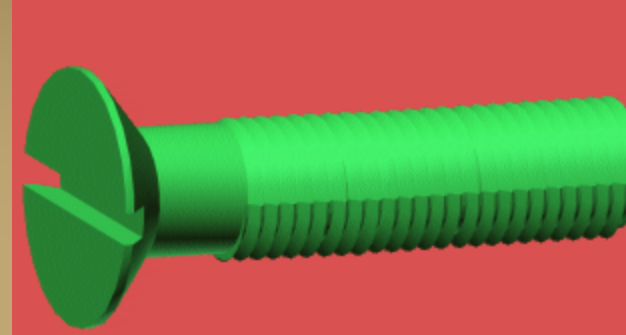
双头螺柱



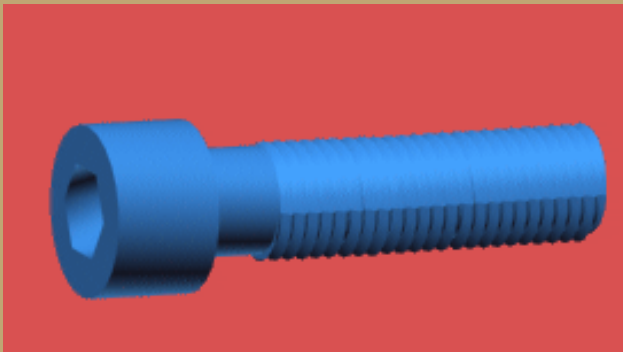
三、常用螺纹联接件



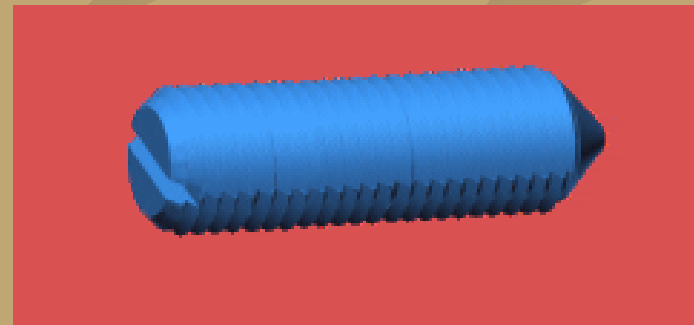
一字头螺钉



沉头螺钉

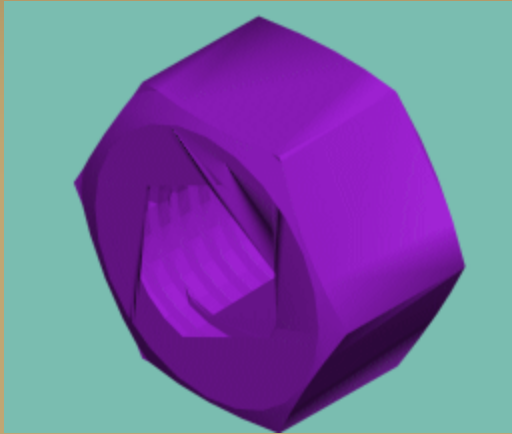


内六角螺钉



紧定螺钉

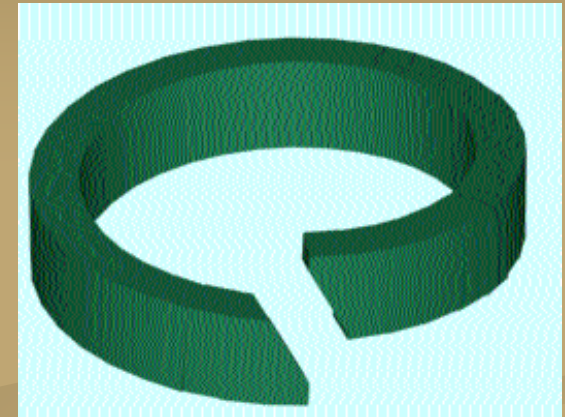
三、常用螺纹联接件



六角头螺母



平垫片



弹簧垫片

其余见P189

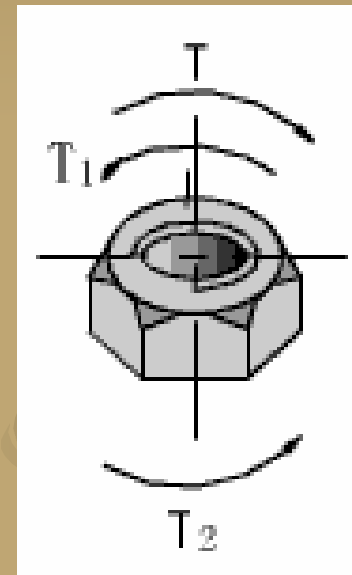
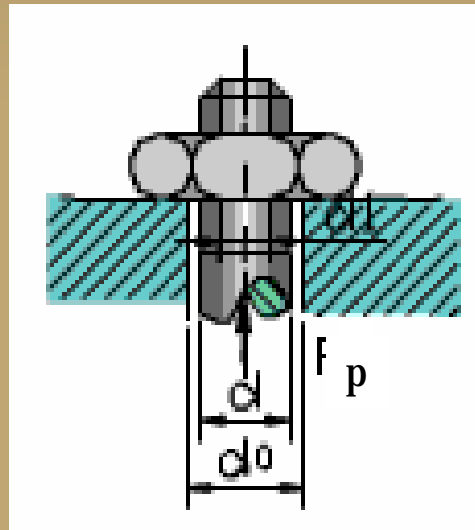
9.2 螺纹联接设计

- 一、螺纹联接的预紧与防松
- 二、螺栓连接的强度计算
- 三、螺栓连接件的材料和许用应力
- 四、螺栓组结构的设计
- 五、提高螺栓连接强度的措施

一、螺纹连接的拧紧和防松

螺纹连接的拧紧

目的：增强联接的刚度、可靠性和紧密性。



$$T_1 = F_p \frac{d_2}{2} \tan(\gamma + r_v)$$

$$T_2 = \frac{1}{3} f_c F_p \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2}$$

$$T_1 = F_p \frac{d_2}{2} \tan(\gamma + r_v)$$

$$T_2 = \frac{1}{3} f_c F_p \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2}$$

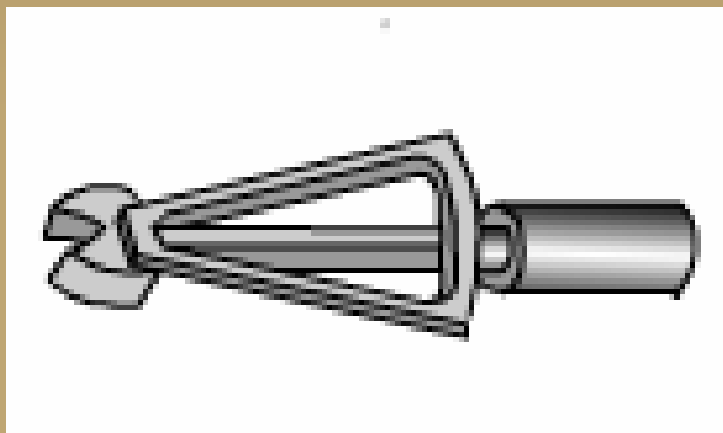
整理简化后 $T = T_1 + T_2 \gg 0.2F_p d$

其中： F_p ——预紧力；

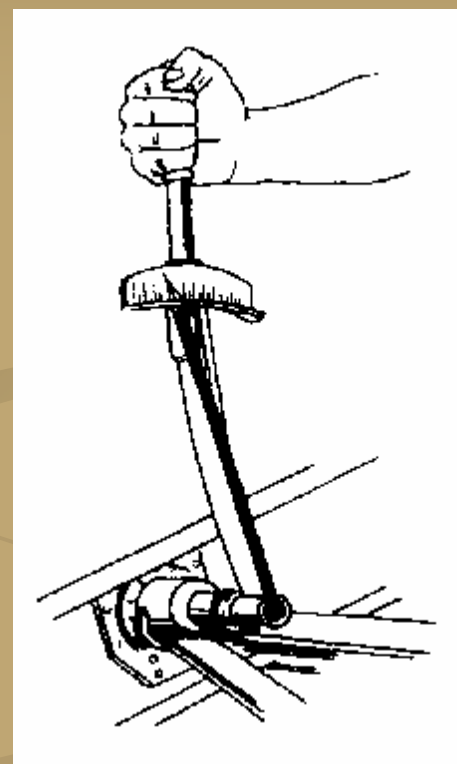
d ——螺栓的公称直径；

控制预紧力的方法很多，有以下几种方法：

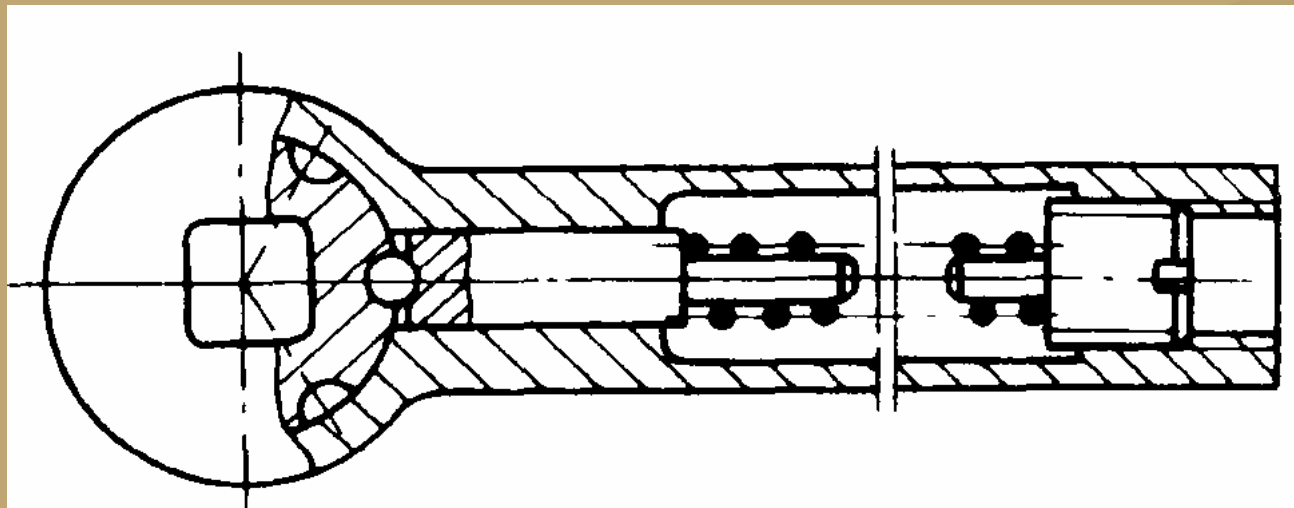
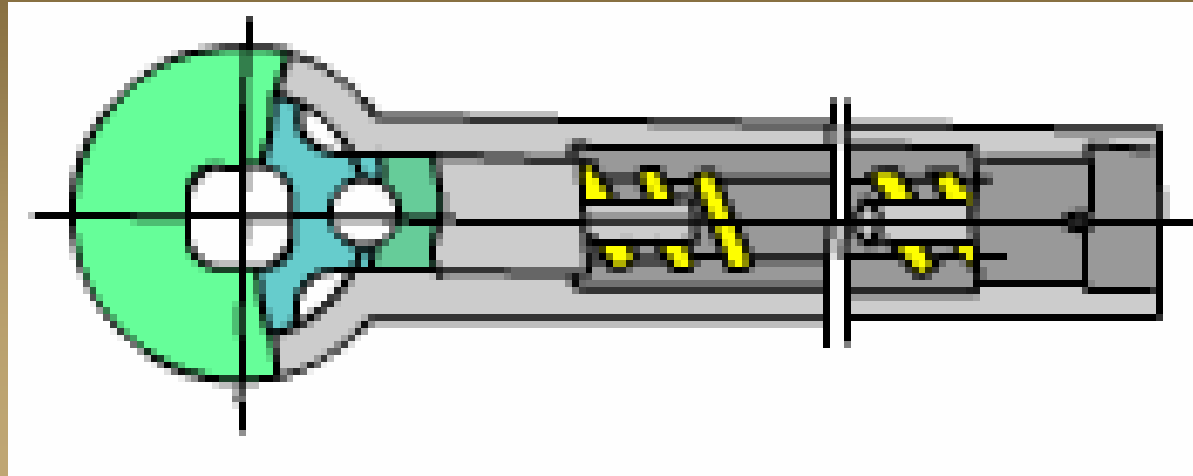
- 1、根据经验、伸长、圈数来判断拧紧力的大小；
- 2、用测力矩扳手、定力矩扳手；



测力矩扳手



定力矩扳手



预紧力不能太大

$$F_p = (0.5 \sim 0.7) S_s \frac{pd_1^2}{4}$$

螺纹连接的防松

1、摩擦式

2、机械式

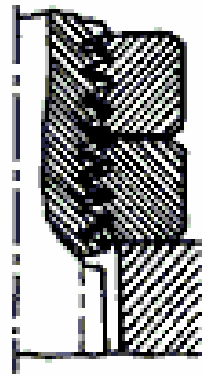
3、破坏式

P193 表9-1

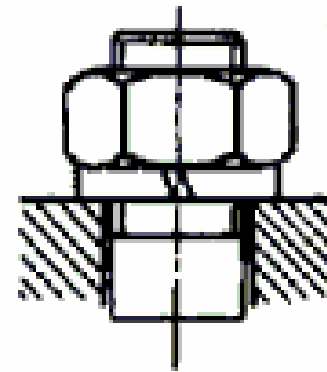
XX

1、摩擦式

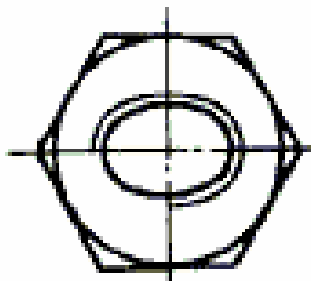
对顶螺母



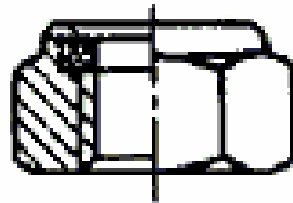
弹簧垫圈



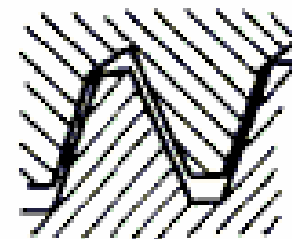
金属锁紧螺母



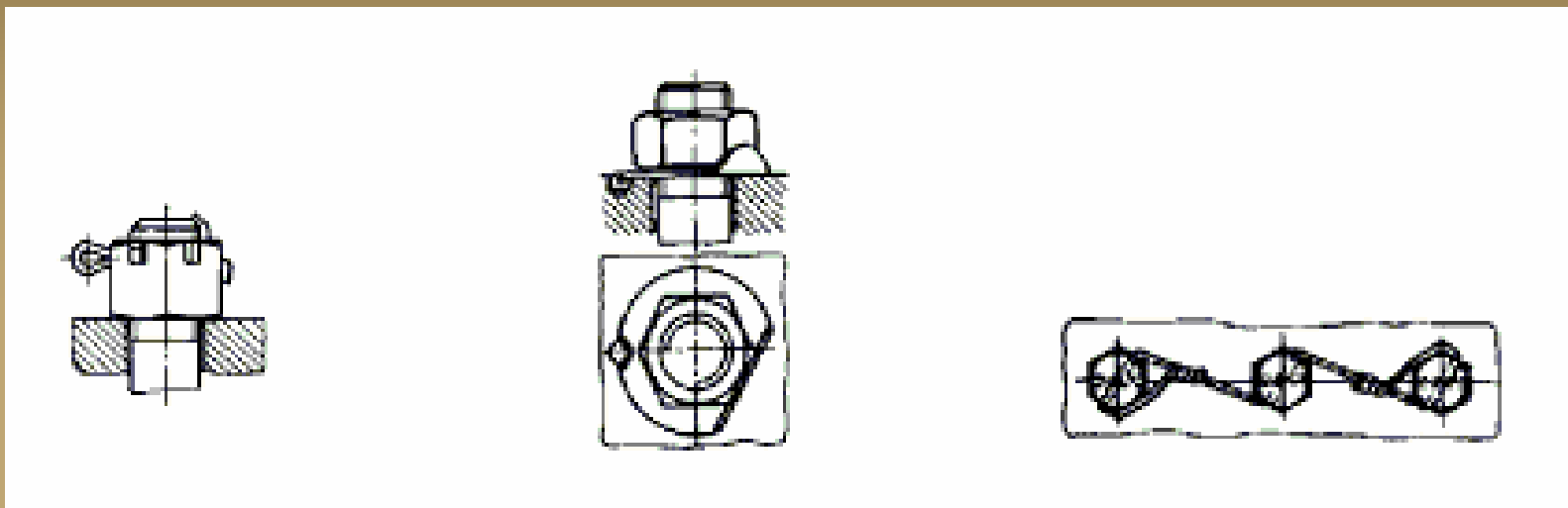
尼龙圈锁紧螺母



楔紧螺纹锁紧螺母

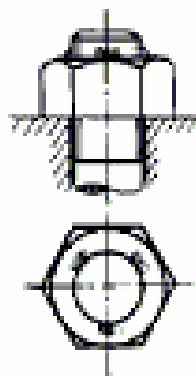


2、机械式

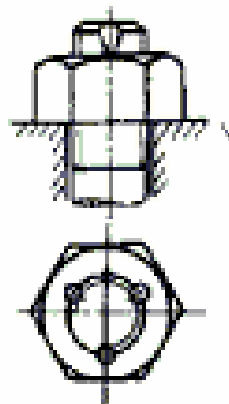


3、破坏式

焊住



冲点



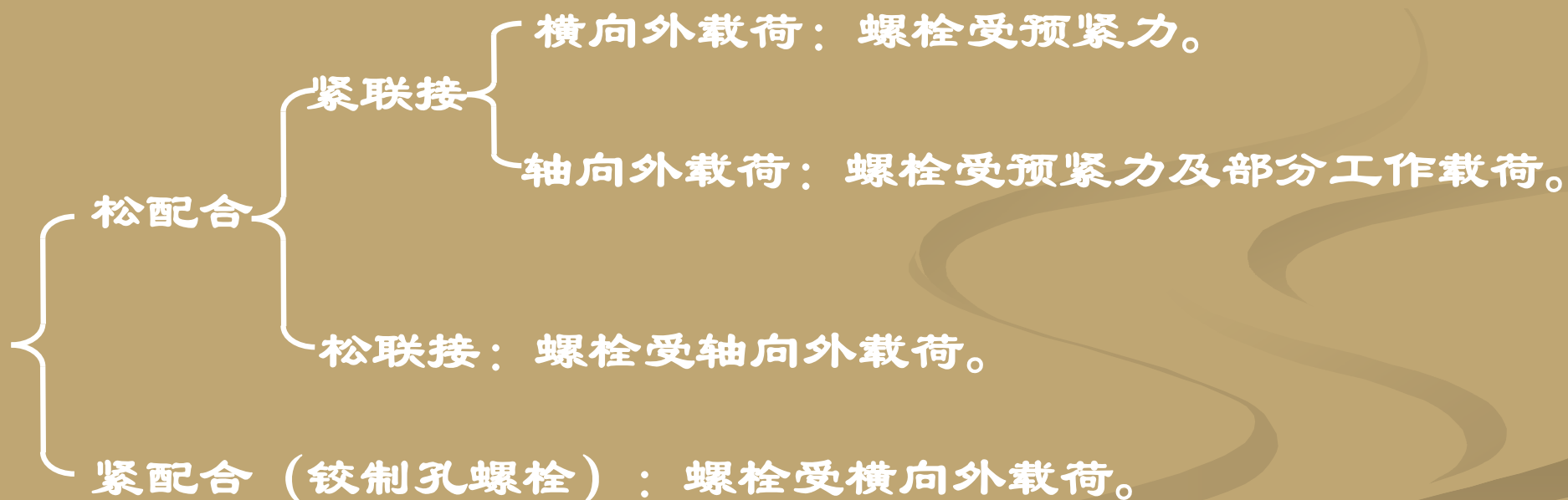
粘合

在螺纹副间涂金属粘接胶

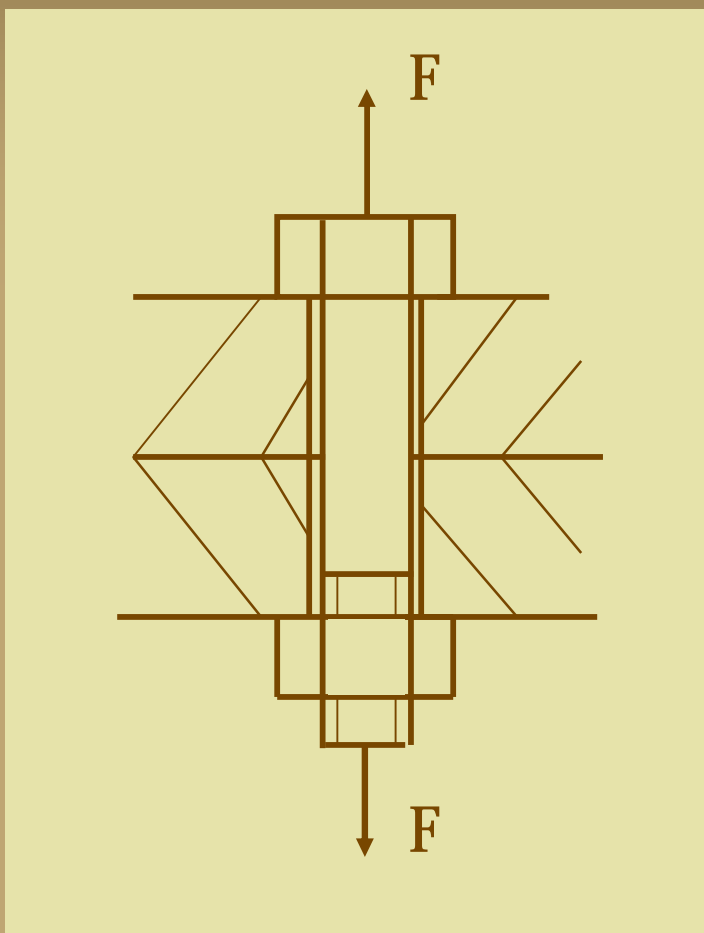
二、螺栓连接的强度计算

螺纹联接的零件均为标准件，符合等强度原则，所以只需计算螺栓强度，其它零件不必计算。

计算方法分类



松配合松联接 (松联接螺栓计算)



验算式：

$$s = \frac{F}{\frac{pd_1^2}{4}} \text{ f } [s]$$

设计式：

$$d_1^3 \sqrt{\frac{4F}{p[s]}}$$

紧联接

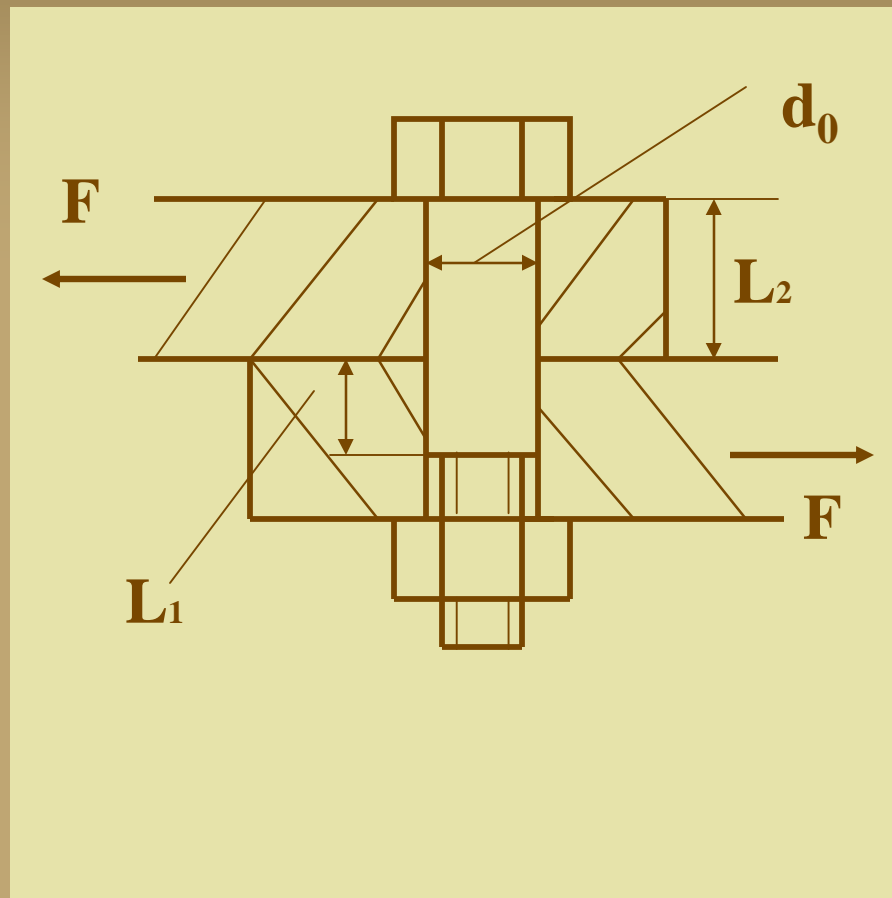
1、受横向工作载荷的紧联接

- 1) 受剪螺栓联接（铰制孔螺用栓联接）
- 2) 受拉螺栓联接

2、受轴向工作载荷的紧联接

铰制孔螺栓（受剪螺栓联接）

被联件上孔等于螺栓光杆直径，光杆直径大于螺纹部分直径，光杆部分承受剪切及挤压。



验算式：

$$t = \frac{F}{\frac{pd_0^2}{4}} \text{ £ } [t] \quad S_p = \frac{F}{d_0 L_{\min}} \text{ £ } [S_p]$$

设计式：

先确定

$$d_0^3 \sqrt{\frac{4F}{p[t]}}$$

再验算

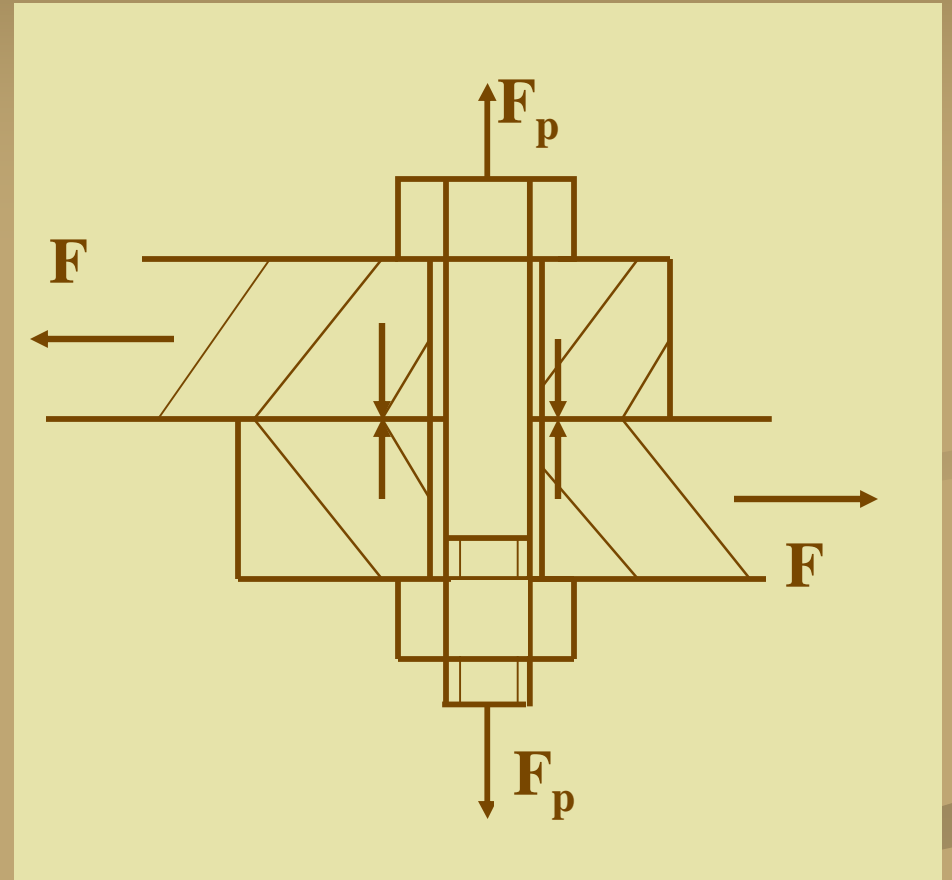
$$S_p = \frac{F}{d_0 L_{\min}} \text{ £ } [S_p]$$

其中：

$$L_{\min} = \min(L_1, L_2)$$

受拉螺栓联接 (只受预紧力)

被联件上孔稍大于螺栓直径， F 由被联件中摩擦力来衡，螺栓承受产生此摩擦力的正压力——预紧力 F_p 。



受拉螺栓联接应力分析

$$s = \frac{4F_p}{pd_1^2} \text{ £ [s]}$$

$$t = \frac{F \tan(\gamma + r_v) d_2 / 2}{pd_1^3 / 16} = \frac{2d_2}{d_1} \tan(\gamma + r_v) \frac{4F_p}{pd_1^2}$$

$$t \gg 0.5 \frac{4F_p}{pd_1^2} = 0.5s$$

按第四强度理论 $S_{ca} = \sqrt{s^2 + 3t^2} \gg 1.3s$

受拉螺栓联接强度计算

验算式：

$$S_{ca} = \frac{1.3F_p}{\frac{pd_1^2}{4}} = \frac{1.3 \cdot 4F_p}{pd_1^2} \text{ £ [S]}$$

设计式：

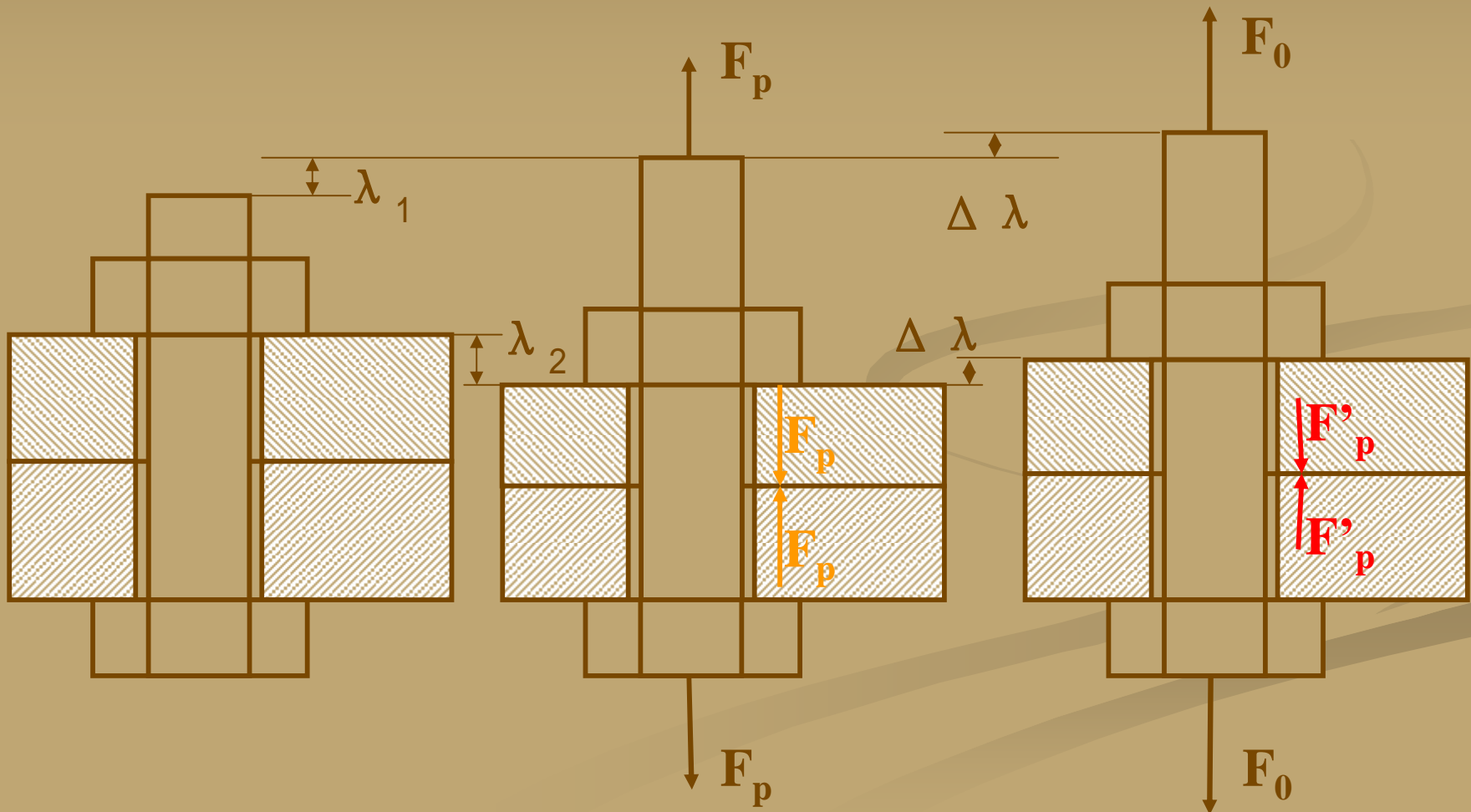
$$d_1^3 \sqrt{\frac{1.3 \cdot 4F_p}{p[S]}} = 1.29 \sqrt{\frac{F_p}{[S]}}$$

注 意：

- 1、 d_0 ——螺栓抗剪截面直径，不是螺纹内径。
- 2、 t, S_p 都要计算；
- 3、 L_{\min} 为挤压部位高度，为同方向挤压部位高度之和，应先选好螺栓之后才能确定。
- 4、1.3为考虑扭转强度的影响，不是安全系数。

受轴向工作载荷的紧联接

$$F_0 = F_p + F \quad F_0 = F_p + F$$



受轴向工作载荷的紧联接

n 特点

n 工作前——受预紧力

n 工作后——受预紧力及同方向的工作载荷

n 受力分析及应力分析

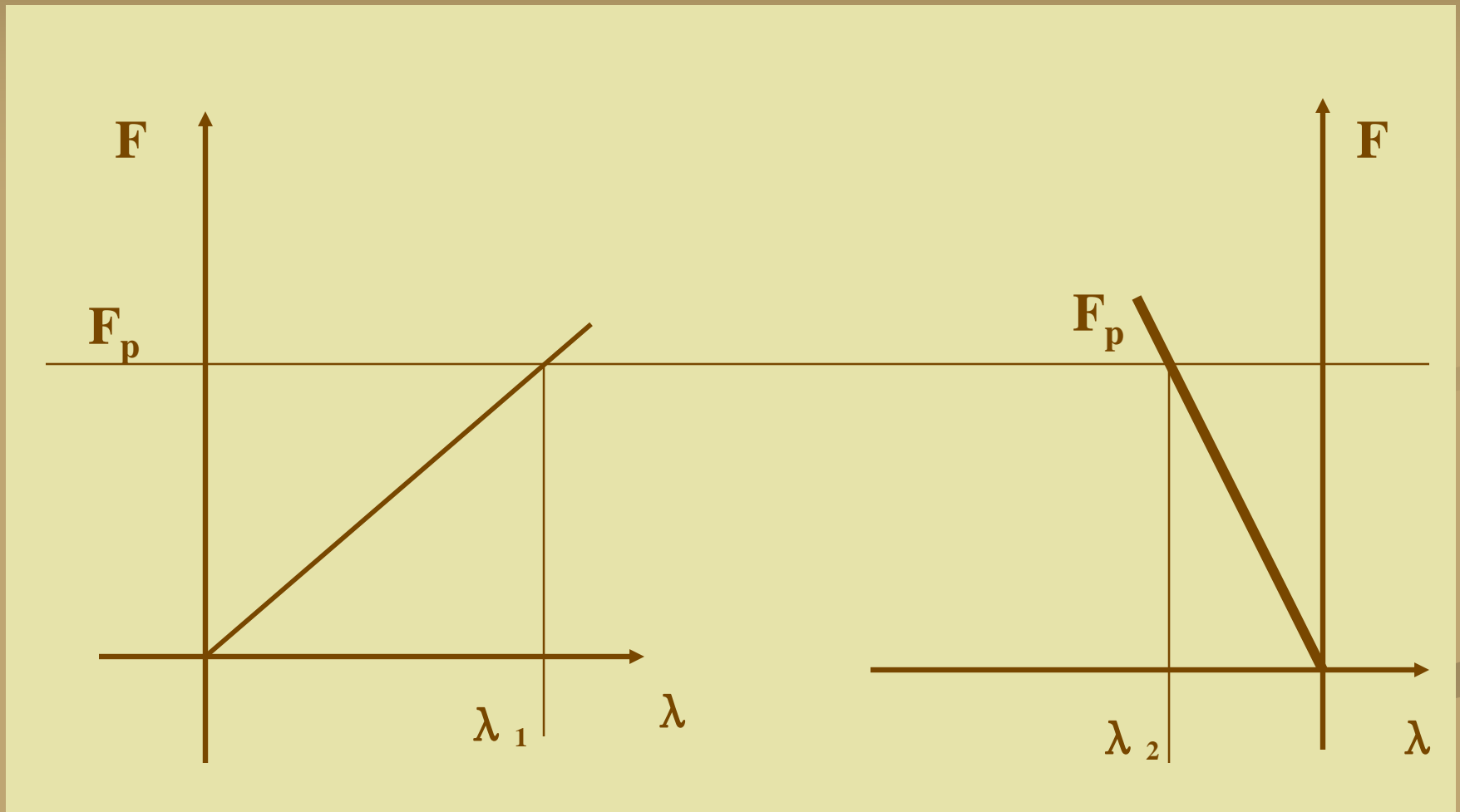
n 工作前：螺栓受力 F_p ，变形 l_1

n 被联件受力 F_p ，变形 l_2

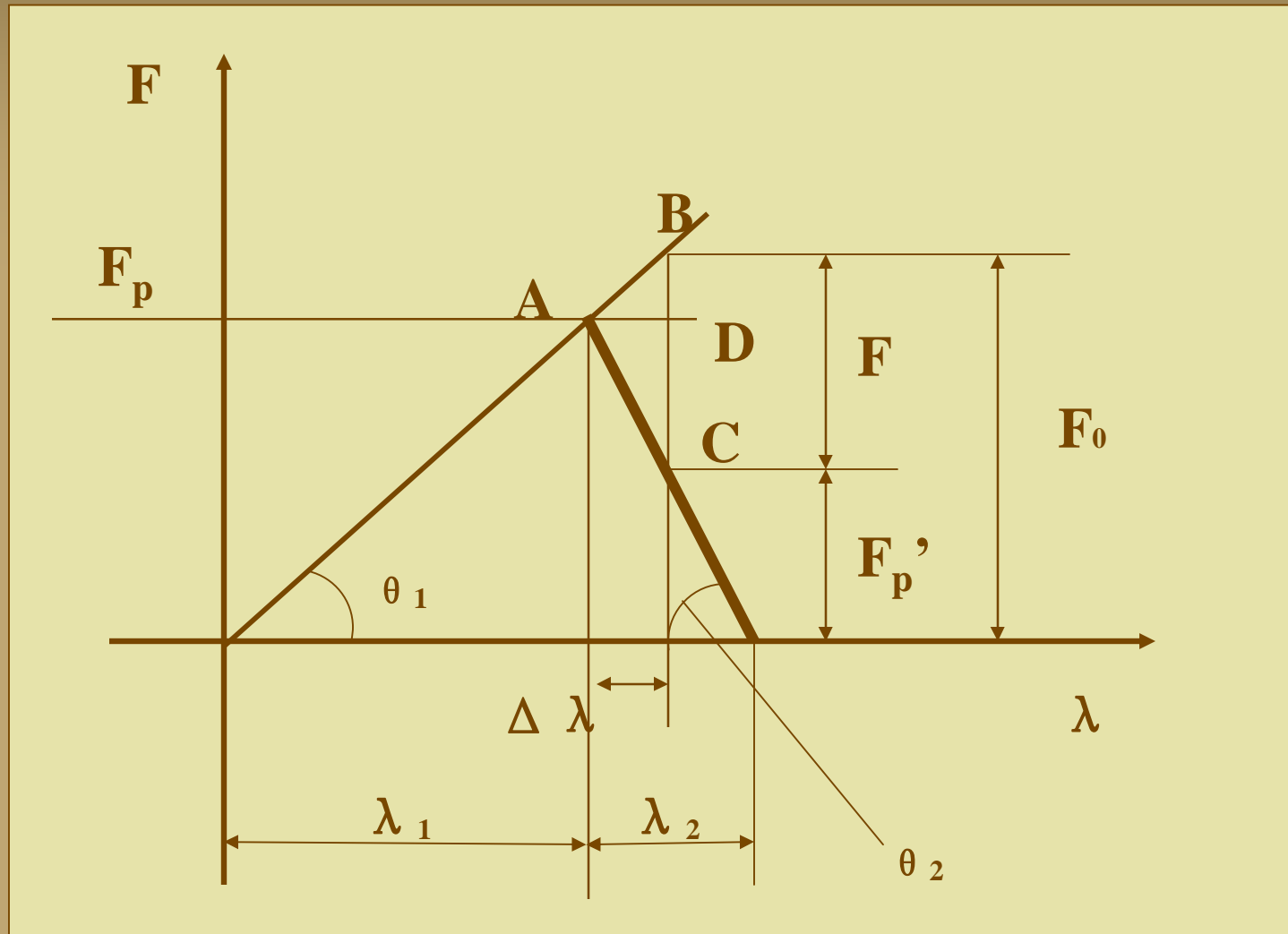
n 工作后：螺栓受力 F_0 ，变形增加 $l_1 + Dd$

n 被联件受力 F_p^c ，变形放松 $l_2 - Dd$

受力分析 (工作前)



受力分析 (工作后)



受力分析公式 (工作后)

$$F_0 = F + F_p^{\zeta} = F_p + BD \qquad F_p = F_p^{\zeta} + CD$$

$$c_1 = \tan q_1 = \frac{BD}{AD} = \frac{F_0 - F_p}{DI} = \frac{F + F_p^{\zeta} + F_p}{DI}$$

$$DI = \frac{F_0 - F_p}{c_1} = \frac{F + F_p^{\zeta} + F_p}{c_1}$$

$$c_2 = \tan q_2 = \frac{CD}{AD} = \frac{F_p - F_p^{\zeta}}{DI} \qquad DI = \frac{F_p - F_p^{\zeta}}{c_2}$$

整理得

$$F_0 = F_p + K_c F \quad \text{——总拉力，用于强度计算}$$

$$F_p' = F_p - (1 - K_c) F$$

——残余预紧力，用于工作后保障紧密性

$$F_p = F_p' + K_c' F \quad \text{——预紧力，用于工作前拧紧}$$

其中 $K_c = \frac{c_1}{c_1 + c_2}$ 表9.2

c_1, c_2 ——工作件及被联件的刚度。

应力分析

$$F_0 \text{ (R) } S = \frac{4F_0}{pd_1^2}$$

$$T \text{ (R) } t = \frac{16T}{pd_1^3}$$

失效分析及计算准则

n 失效分析

联结裂缝，螺栓拉断

n 计算准则

螺栓不拉断

$$S = \frac{4 \cdot 1.3F_0}{pd_1^2} \quad d_1^3 \sqrt{\frac{4 \cdot 1.3F_0}{p[S]}}$$

联结不裂缝

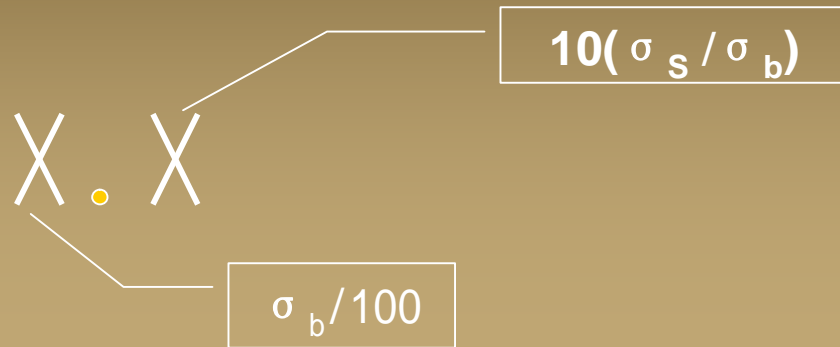
$$F_p \leq f_0$$

实际上为安全起见，

$$F_p \leq ff_0$$

一般根据工作情况取， P198

螺栓连接件的材料和许用应力



注意：

有些情况安全系数与螺纹直径有关，设计时：
初选螺纹直径——确定安全系数——确定许用
应力——计算螺纹直径——与初选螺纹直径比较——
确定标准螺纹紧固件

四、螺栓连接结构设计

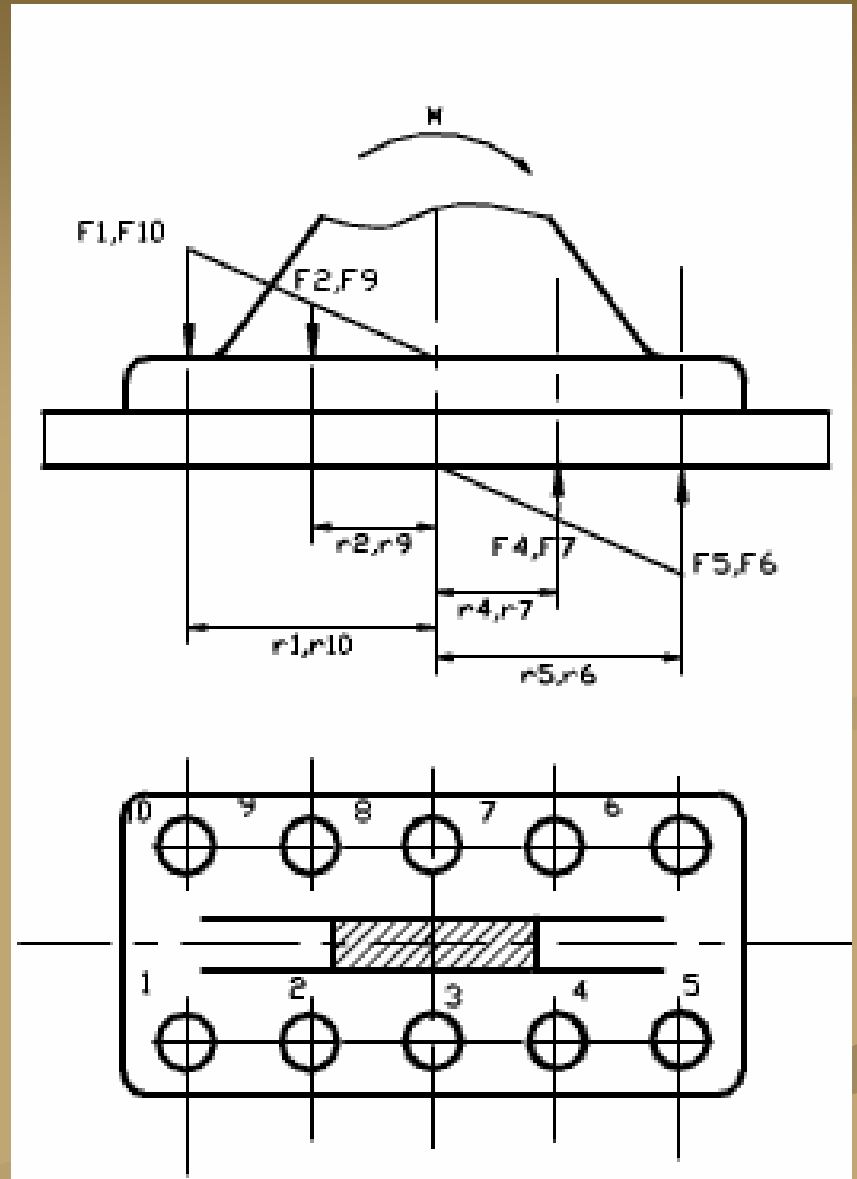
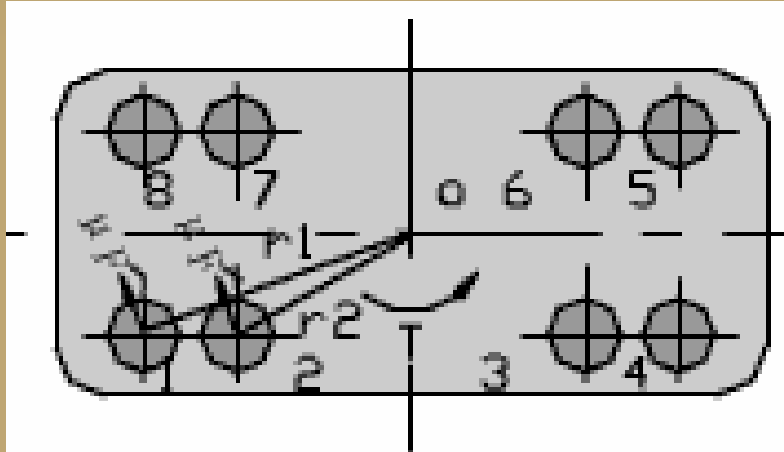
结合面的几何形状对称简单；

螺栓数尽量为偶数；

各螺栓受力均匀；

螺栓间距合适；

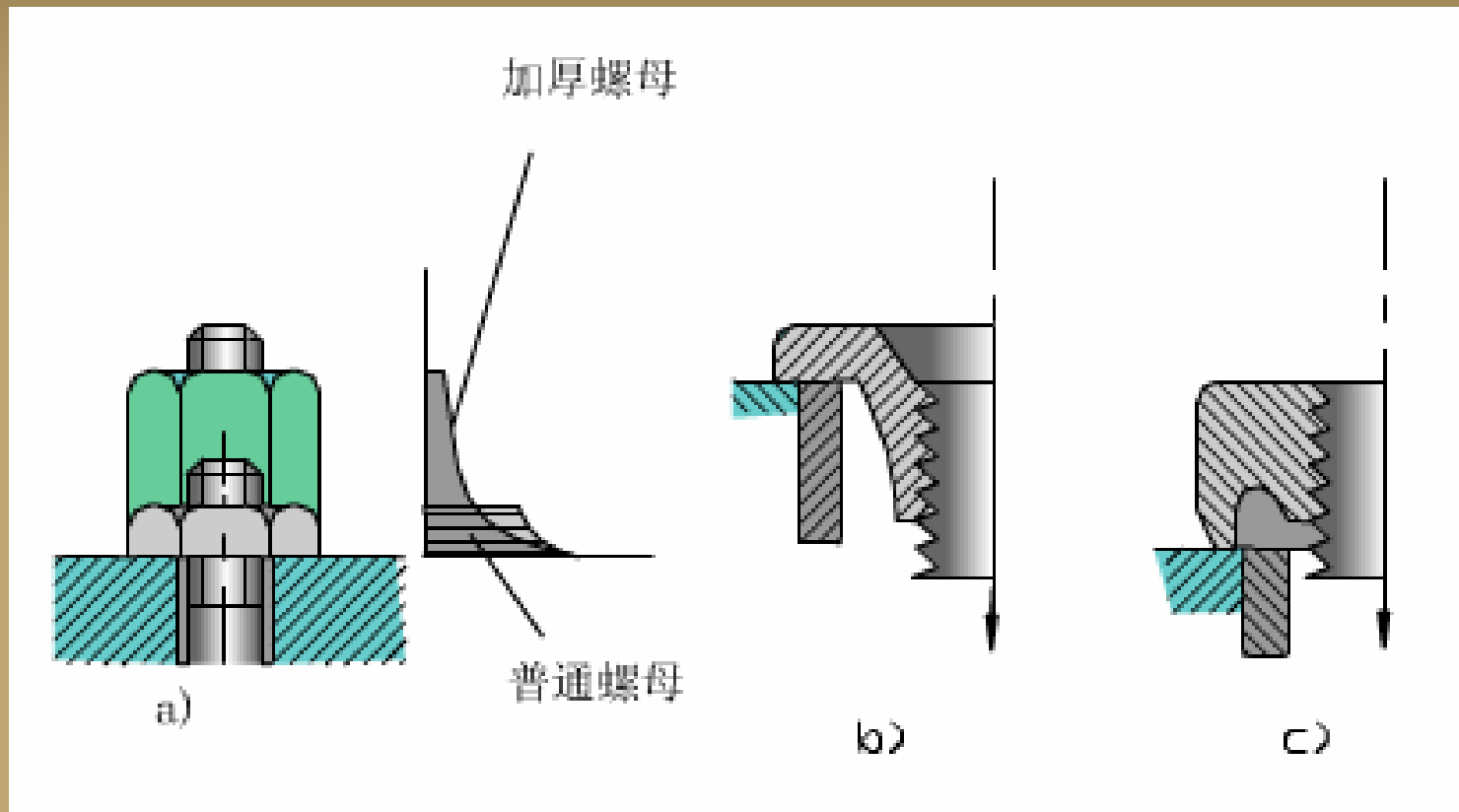
区分加工面。



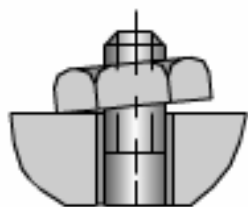
五、提高螺栓连接强度的措施

- 1、改善螺纹牙间的载荷分
- 2、避免或减小附加应力
- 3、减小应力集中
- 4、减小应力幅

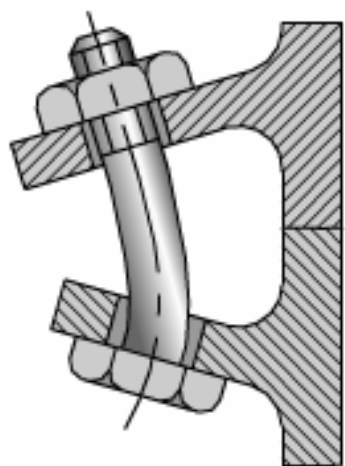
改善螺纹牙间的载荷分



改善螺纹牙间的载荷分布

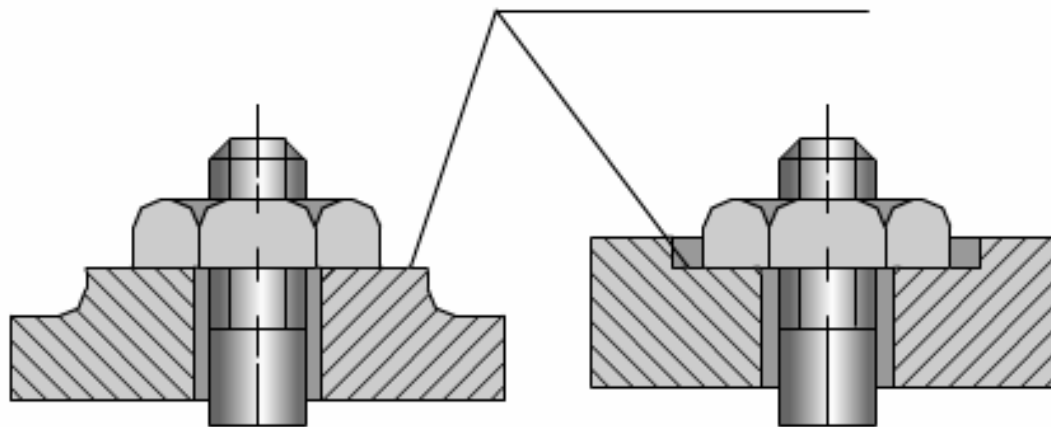


支撑面不平

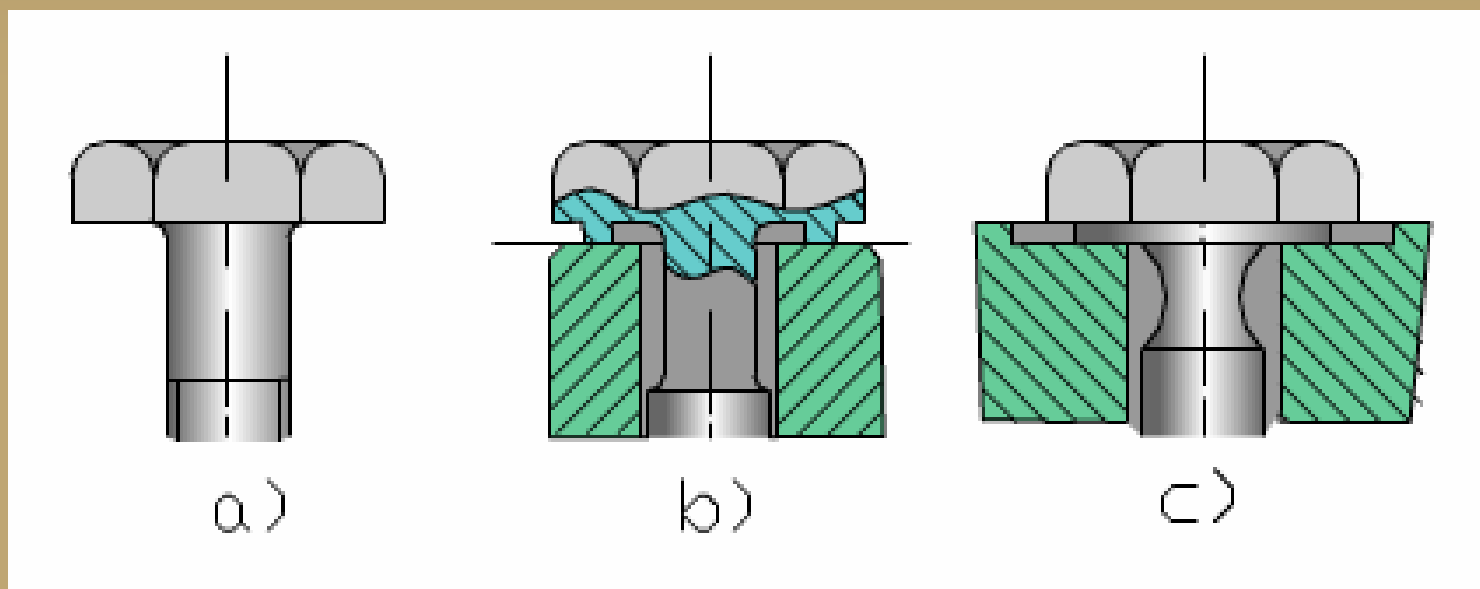


被联接件变形太大

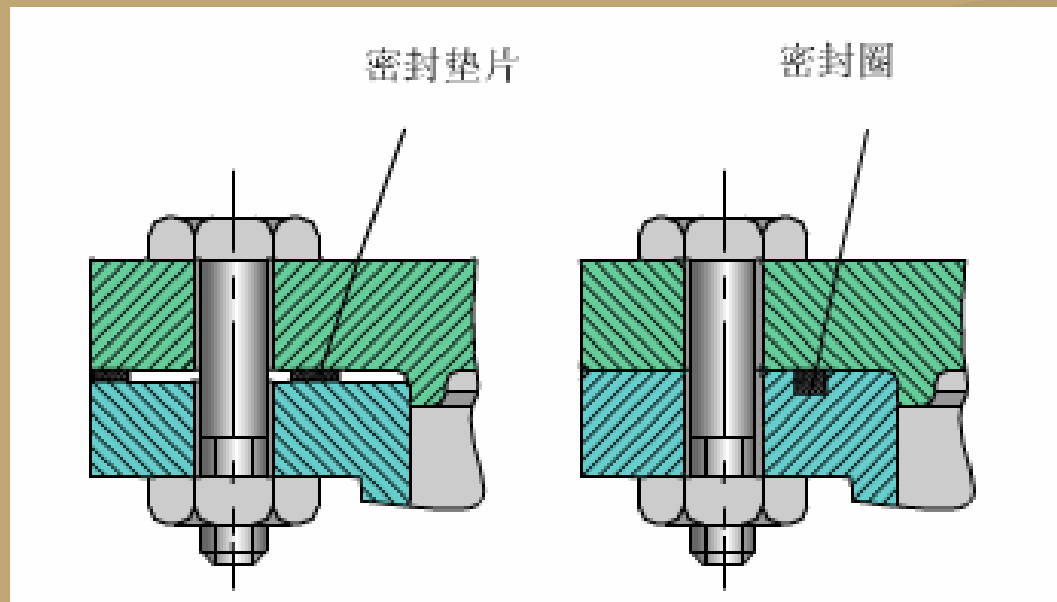
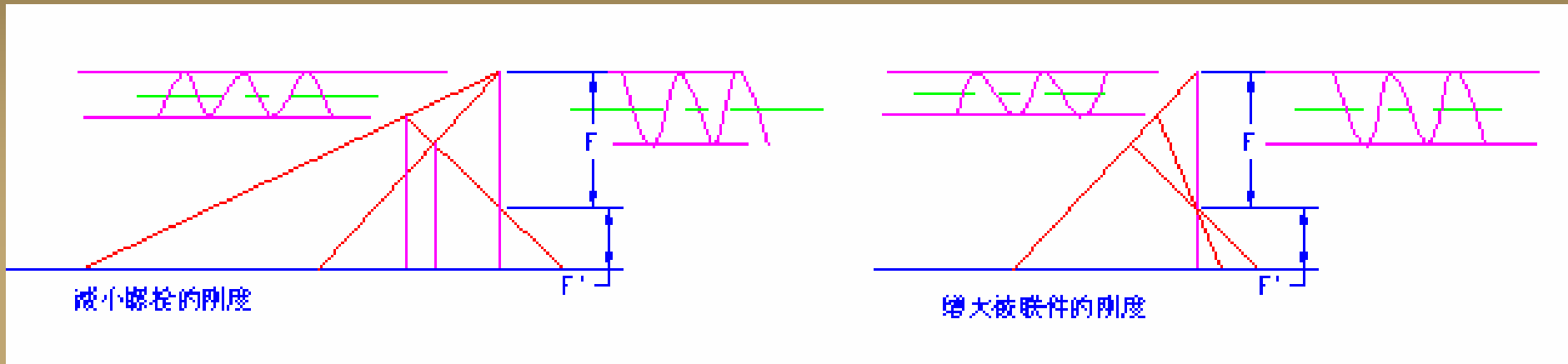
切削加工面



减小应力集中



减小应力幅



9.3 螺旋传动

- 一、螺旋传动的特点
- 二、螺旋传动的类型
- 三、螺旋传动的运动分析
- 四、螺旋机构的应用

特 点

结构简单、制造方便、传动平稳、噪音小；

可改变运动形式，旋转——直线；

传动比大：螺母转一圈，螺杆一个导程；

增力作用；

可自锁，但此时效率小于50%；

传动效率低，磨损大。

类 型

按用途分

传力螺旋：主要传递动力。要求强度 \nearrow 、受力 \nearrow 。如推钢机、千斤顶。

传导螺旋：主要传递运动。要求运动精度 \nearrow 、受力 \searrow 。如车床丝杠。

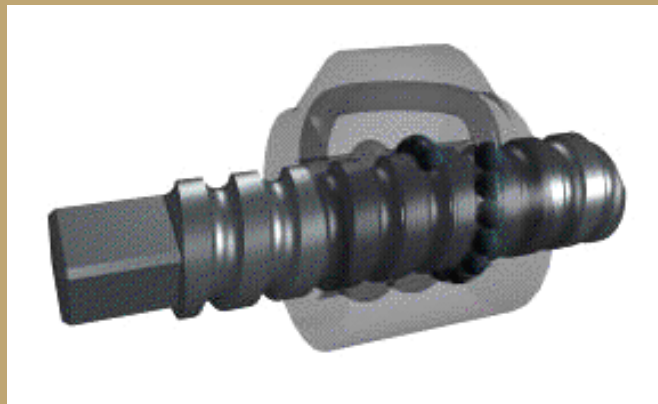
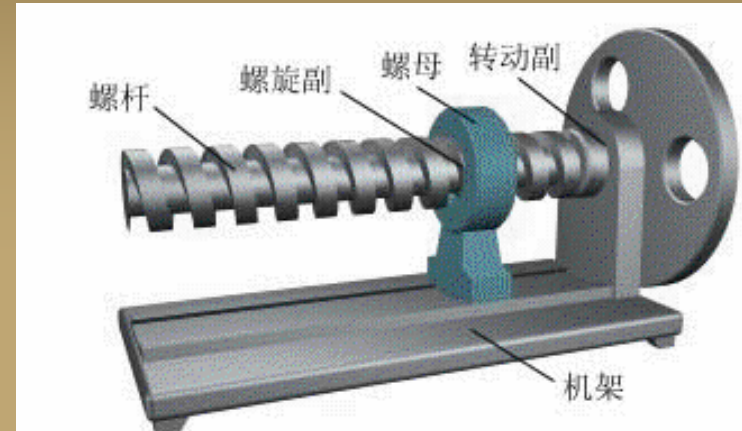
调整螺旋：调整零件间相对位置，但不常动。如仪器中的水平调整螺旋。

测量螺旋：要求精度 \nearrow ，但不常动。如测量仪器中的微调。

类型

按摩擦状态分

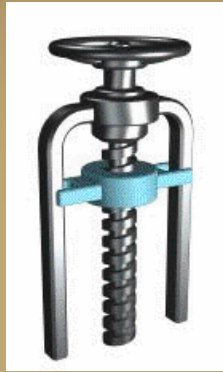
滑动螺旋：螺纹副间为滑动摩擦，制造简单，效率↓。



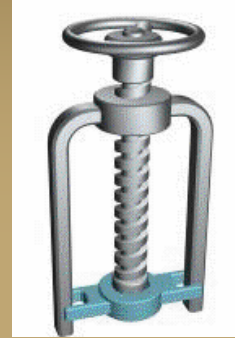
滚动螺旋：螺纹副间为滚动摩擦，制造较难，效率↑。

类 型

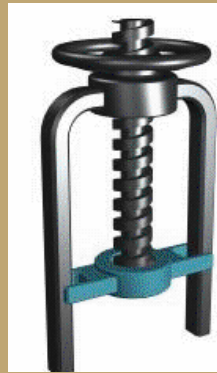
按螺杆螺母运动情况分



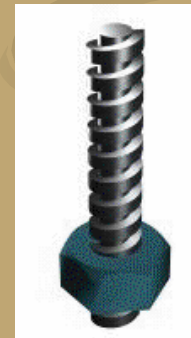
螺杆转动
螺母移动



螺母固定
螺杆转动和移动



螺母转动
螺杆移动



螺杆固定
螺母转动和移动

螺旋传动的运动分析

主要运动参数：

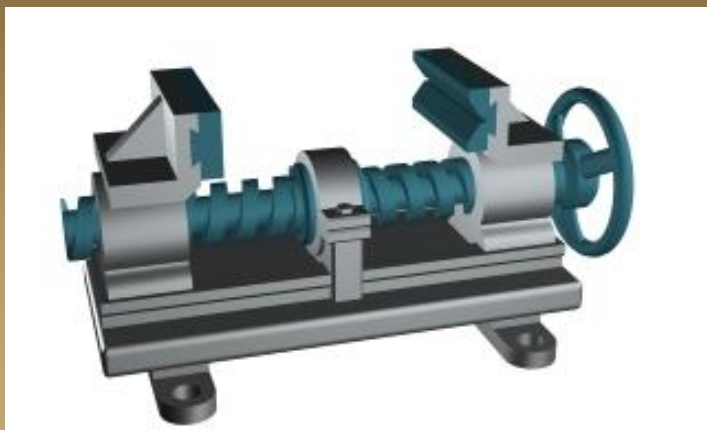
转角 φ 、位移 l 、转速 n 、移速 v

$$l = \frac{j}{2p} s = \frac{j}{2p} z_1 p$$

方向符合左右手定则

$$v = \frac{n}{60} s = \frac{pd_2 n}{60} \tan \gamma$$

应用



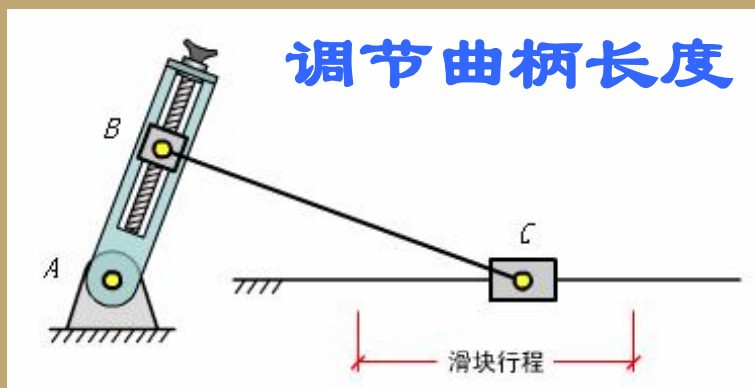
定心夹紧机构

螺杆的两端分别为右旋和左旋螺纹，采用导程不同的复式螺旋。当转动螺杆时，两夹爪夹紧工件。



压榨机构

螺杆两端分别与两螺母组成旋向相反、导程相同的螺旋副。



摩擦螺旋压力机



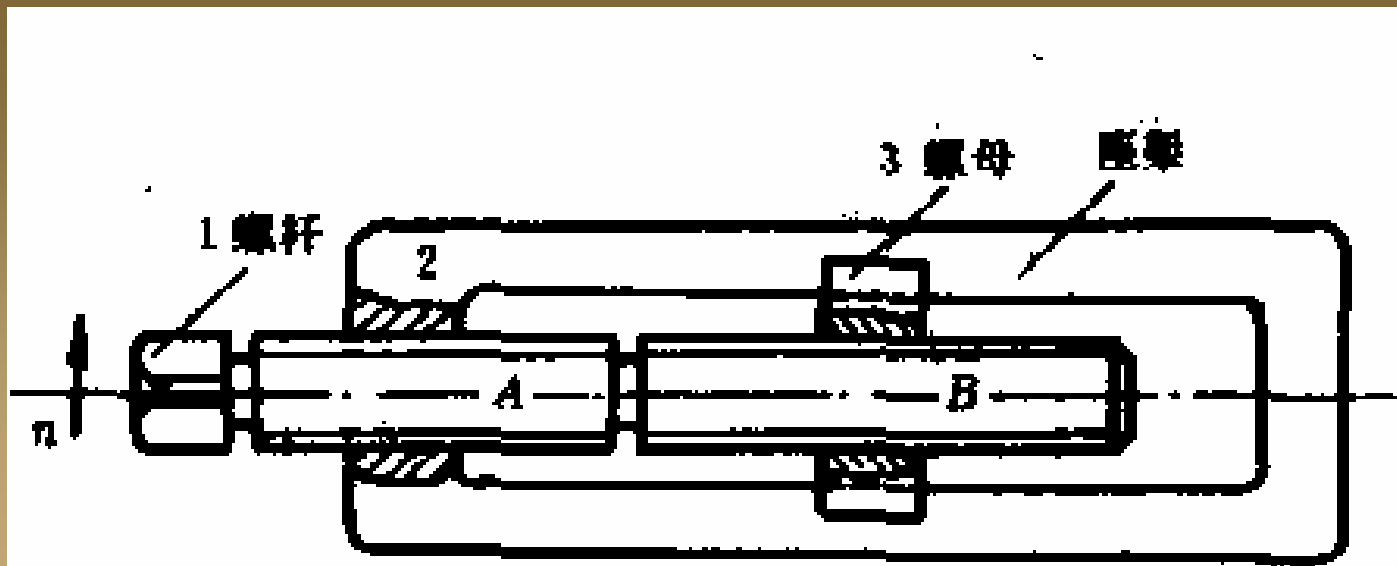


图 6-1 差动螺旋

两螺旋同旋向

$$l_3 = l_A - l_B = \frac{j}{2p} (s_A - s_B)$$

两螺旋反旋向

$$l_3 = l_A + l_B = \frac{j}{2p} (s_A + s_B)$$

螺旋传动的传动效率

§ 输出功率：
$$P_2 = \frac{Qv}{1000} \quad \text{kw}$$

输入功率：
$$P_1 = \frac{Tn}{9550} \quad \text{kw}$$

总效率：
$$h = h_1 h_2 h_3 = \frac{P_2}{P_1}$$

其中 h_1 - - 螺纹纹效
$$h_1 = \frac{\tan l}{\tan(l + r_v)}$$

h_2 - - 支承面效率

h_3 - - 轴承及其它效率

强度计算简介

受力分析： Q, T

应力分析： S, t $S_e = \sqrt{S^2 + 3t^2} \approx 1.3S$

失效分析： 磨损，断牙，螺杆塑变，螺杆失稳

设计计算步骤

非标准件设计，要计算所有可能的失效。
一般以耐磨性设计，再验算其它强度。

耐磨性计算（设计）

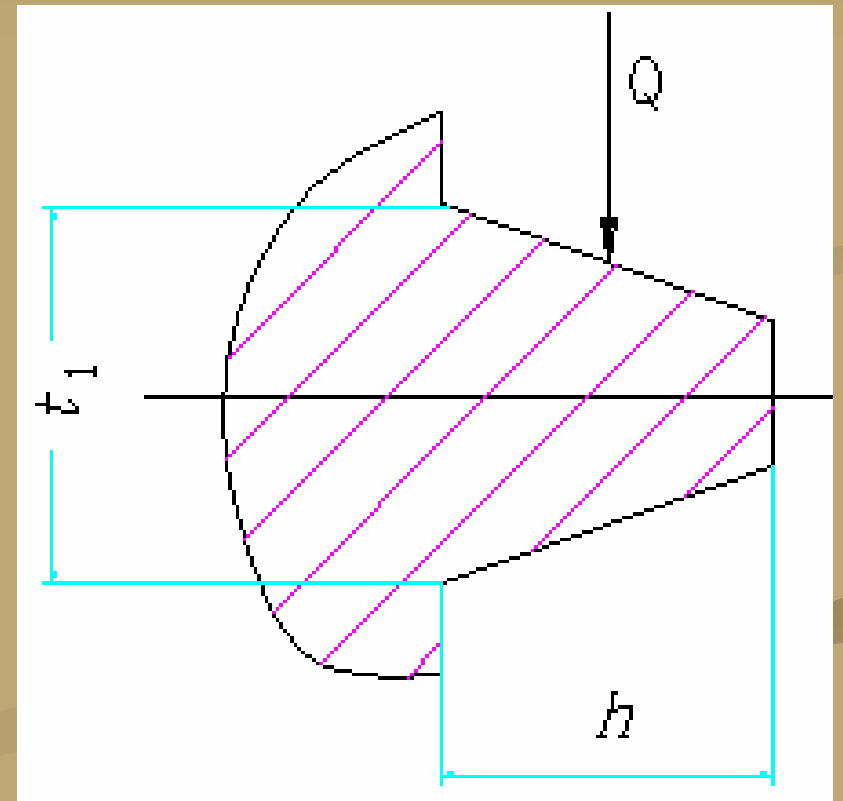
螺杆强度计算

螺纹牙强度计算

自锁性验算

螺杆稳定性计算

螺旋传动效率计算



本章重点难点

- n 1. 螺纹的类型和特点；
- n 2. 螺纹联接的类型和特点；
- n 3. 螺栓联接的类型和特点；
- n 4. 受拉螺栓联接的变形协调条件；——难点
- n 5. 受拉螺栓联接计算公式中1.3的意义；

作业P210 题9-5