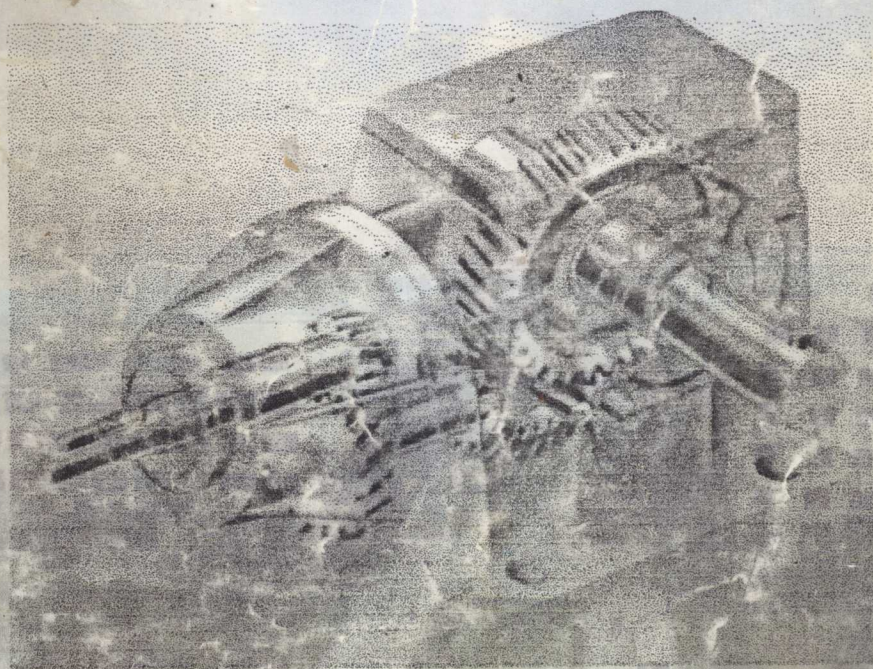


高等学校工程专科教材

# 机械设计基础

下 册

庞兴华 范细秋 王林鸿 卢志文 编



南阳理工学院机电工程系

3100423

填空 20'

TH12

E

10

第六章 联接

310043

4.分拆解答

§ 6-1 螺纹联接.....	1
§ 6-2 键联接.....	18
§ 6-3 销联接.....	22
习题思考题.....	23

第七章 螺旋传动

§ 7-1 螺旋传动的类型和特点.....	26
§ 7-2 滑动螺旋传动的设计计算.....	27
§ 7-3 滚动螺旋传动简介.....	34
习题思考题.....	35

第八章 带传动

§ 8-1 概述.....	36
§ 8-2 带传动工作情况分析.....	39
§ 8-3 普通 V 带传动的设计计算.....	44
§ 8-4 带轮的结构设计.....	51
§ 8-5 V 带传动的使用和维护.....	54
习题思考题.....	57

第九章 链传动

§ 9-1 概述.....	58
§ 9-2 链传动的运动分析.....	61
§ 9-3 套筒滚子链传动的设计计算.....	62
§ 9-4 链轮的结构.....	68
§ 9-5 链传动的使用和维护.....	70
习题思考题.....	74

第十章 齿轮传动

§ 10-1 概述.....	74
§ 10-2 齿轮啮合基本定律.....	77
§ 10-3 渐开线齿廓的形成及特点.....	79
§ 10-4 渐开线标准直齿圆柱齿轮各部分的名称及基本参数.....	86
§ 10-5 齿轮的正确啮合条件及重合度.....	88
§ 10-6 公法线长度.....	88
§ 10-7 渐开线齿廓切削加工简介.....	91
§ 10-8 根切、最小齿数及变位齿轮的概念.....	94
§ 10-9 齿轮传动的失效形式及设计准则.....	96
§ 10-10 标准直齿圆柱齿轮的强度计算.....	98
§ 10-11 齿轮的材料和许用应力.....	106

V 带

§ 10-12 斜齿圆柱齿轮传动.....	115
§ 10-13 圆锥齿轮传动.....	123
§ 10-14 齿轮结构设计简介.....	129
习题思考题.....	131
<b>第十一章 蜗杆传动</b>	
§ 11-1 概述.....	135
§ 11-2 蜗杆传动的基本参数与尺寸计算.....	136
§ 11-3 蜗杆传动的运动分析和受力分析.....	140
§ 11-4 蜗杆传动的设计计算.....	142
§ 11-5 蜗杆传动的效率及热平衡计算.....	144
§ 11-6 蜗杆、蜗轮的结构.....	146
习题思考题.....	147
<b>第十二章 轮系及减速器</b>	
§ 12-1 轮系.....	150
§ 12-2 普通减速器.....	161
习题思考题.....	165
<b>第十三章 轴 承</b>	
§ 13-1 滑动轴承.....	167
§ 13-2 滚动轴承.....	179
习题思考题.....	203
<b>第十四章 联轴器及离合器</b>	
§ 14-2 联轴器.....	205
§ 14-3 离合器.....	212
习题思考题.....	215
<b>第十五章 轴</b>	
§ 15-1 概述.....	217
§ 15-2 轴的设计.....	218
§ 15-3 轴的设计举例.....	225
习题思考题.....	230
<b>第十六章 弹 簧</b>	
§ 16-1 弹簧的功用和类型.....	233
§ 16-2 圆柱螺旋弹簧的材料和制造.....	234
§ 16-3 圆柱螺旋压缩弹簧的设计计算.....	236
习题思考题.....	244
<b>第十七章 计算机辅助设计简介</b>	
§17.1 计算机在机械设计中的应用.....	245
§17.2 机械优化设计.....	249
§17.3 机械强度的可靠性设计.....	253
习题思考题.....	259

周三晚 7:30  
 周四交作业  
 Tel: 3124731

## 第六章 联接

机械中的联接，通常专指零件间的刚性联接，即用机械或物理、化学的方法把两个或两个以上零件组合成一个整体，使其在机械运转过程中，相互间没有相对运动。联接的形式很多，一般分为可拆联接（如螺纹联接、键、销联接等）和不可拆联接（如铆接、焊接等）。本章就可拆联接，特别是其中最常用的螺纹联接、键销联接等，介绍其工作原理、国家标准以及设计、选用方法等。

螺纹联接：类型和特点、参数  
 联接类型和特点

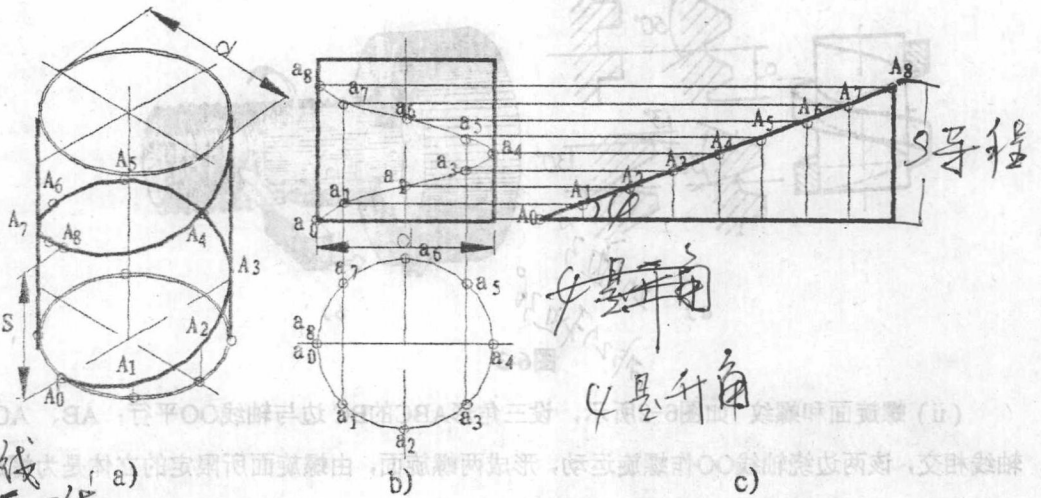
### §6-1 螺纹联接

预紧和防松

受拉  
 剪切

#### 一、螺纹

螺纹是指螺钉、螺母或丝杠等零件上起联接和传动作用的螺牙结构，有外螺纹与内螺纹两种。在圆柱（或圆锥）体外面加工出来的螺纹叫外螺纹，在圆柱（或圆锥）孔内面加工出来的螺纹叫内螺纹。



单线  
 多线  
 双头  
 三线

图6-1

#### 1. 螺纹的形成和基本参数

##### (1) 螺纹的形成

叶其序

2001.8.25

(i) 螺旋线 动点A沿圆柱(圆锥)的素线作等速直线运动的同时又随素线绕圆柱(圆锥)的轴线作等速回转运动, 则A点在圆柱(圆锥)面上所形成的轨迹称作圆柱(圆锥)螺旋线,

该圆柱(圆锥)面称作导圆柱(圆锥)面, 如图6-1a。圆柱螺旋线的投影如图6-1b所示, 其正面投影为一正弦曲线, 水平投影为圆。图6-1c为螺旋线的展开图。图中的 $d$ 为导圆柱面的直径,  $\pi d$ 为周长,  $S$ 为A点绕轴线旋转一周沿轴向移动的距离, 称作导程; 圆柱螺旋线展开后为一斜直线, 它与底边的夹角 $\psi$  (也是螺旋线上任一点的切线与底面的夹角)称为螺旋升角。一个动点形成单线螺旋线, 两个与轴对称的动

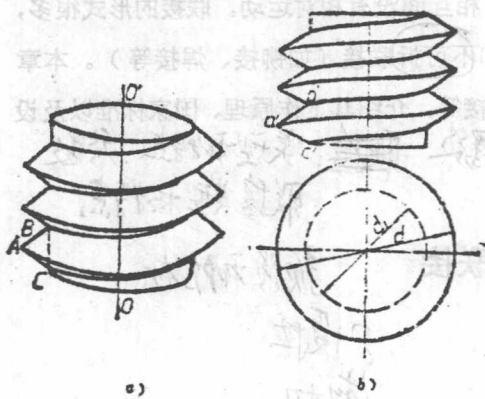


图6-2

点形成双线等距螺旋线, 三个位于同一圆上且

等分该圆的动点则形成三线等距螺旋线, 余此类推。

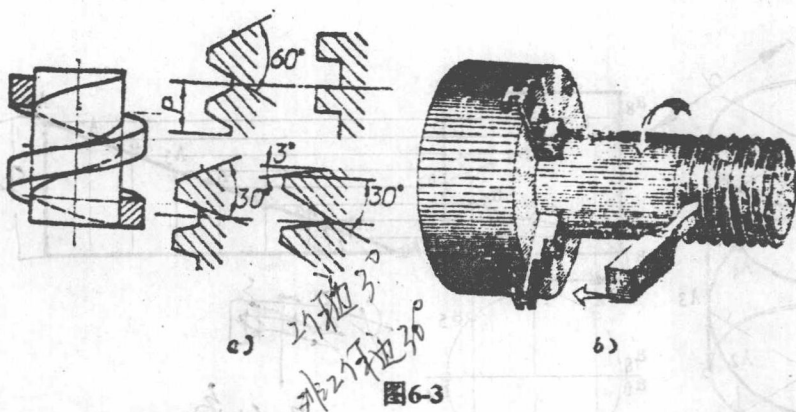


图6-3

(ii) 螺旋面和螺纹 如图6-2所示, 设三角形ABC的BC边与轴线OO平行; AB、AC边与轴线相交, 该两边绕轴线OO作螺旋运动, 形成两螺旋面, 由螺旋面所限定的立体是为螺旋体, 称作螺纹。不同平面图形可形成不同的螺纹, 如图6-3a。车床切制螺纹即按此原理; 车床带动工件旋转、刀具沿轴线方向平移而切出螺纹; 如图6-3b。

(2) 圆柱螺纹的几何参数 (图6-4)

(i) 牙型与牙型角 过螺纹轴线剖切所得螺牙的截面称为牙型。因截面形状不同可得不同牙型的螺纹, 常见的有三角形、梯形, 矩形、锯齿形等等, 见图6-3a。牙型两侧边的夹角为

普通螺纹  
梯形螺纹

20.8

4.1

牙型角，表示为  $\alpha$ 。

(ii) 螺纹直径:

*大径(公称)*

大径 内螺纹牙顶、外螺纹牙底所在圆柱的直径叫大径，分别用  $D$ 、 $d$  表示。大径一般又称为螺纹的公称直径(管螺纹例外)；

小径 内螺纹牙底、外螺纹牙顶所在圆柱的直径，分别用  $D_1$ 、 $d_1$  表示；

中径 螺纹轴向截面内牙厚与牙间宽相等处的圆柱直径，它近似地等于大径、小径的平均直径，分别表示为  $D_2$ 、 $d_2$ ，且有

$$d_2 = \frac{1}{2}(d + d_1)$$

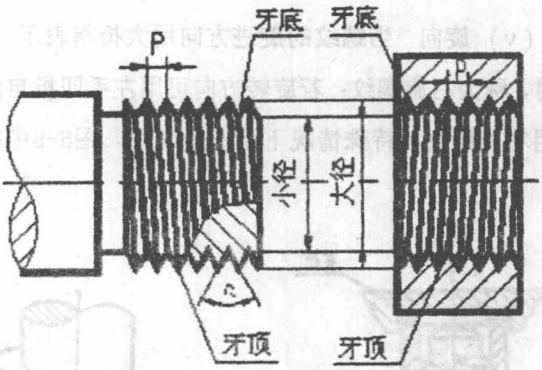


图6-4

$$D_2 = \frac{1}{2}(D + D_1)$$

(iii) 线数 平面图形沿一条螺旋运动形成的螺纹叫单线螺纹；沿双线等距螺旋线运动形成的螺纹叫双线螺纹(图6-5a)；也有沿三条四条等距螺旋线运动而形成的三线(图6-5b)或四线螺纹。线数用  $n$  表示，如  $n=3$  即为三线螺纹。

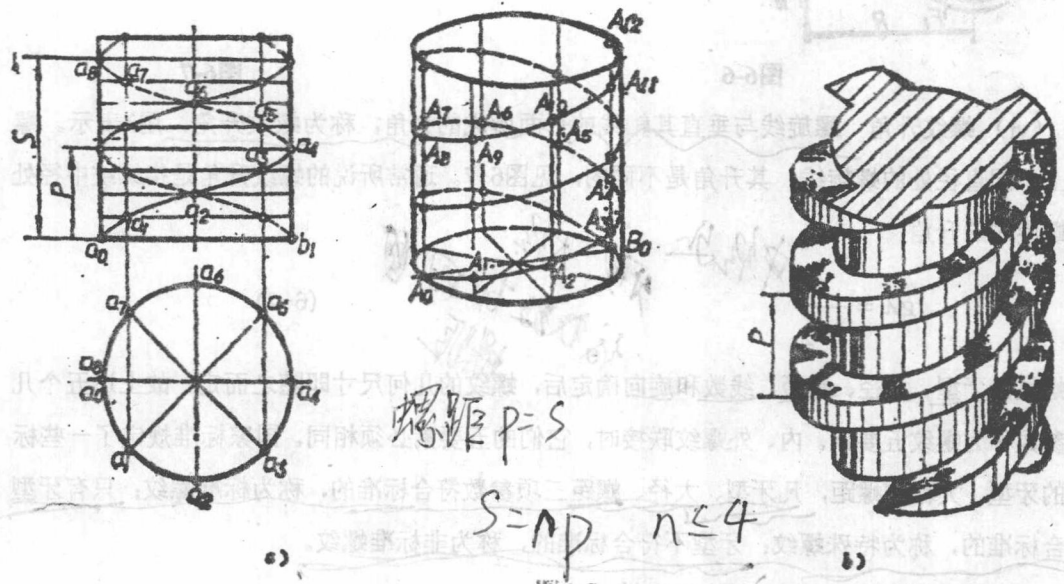


图6-5

螺距和导程 相邻两螺牙对应点间的轴向距离，称为螺距，用  $P$  表示；螺纹上任一点  $A$  绕

轴线旋转一周所移动的轴向距离为导程，用S表示。导程和螺距有如下关系：

$$nP = S$$

(6-1)

(v) 旋向 当螺纹的旋进方向用大拇指表示，而旋转方向可用右手四指自然弯曲方向表示时，称为右旋螺纹；若旋转方向可用左手四指自然弯曲方向表示时，称为左旋螺纹。机械上常用右旋螺纹，特殊情况下用左旋螺纹。图6-6中的螺纹均为右旋螺纹。

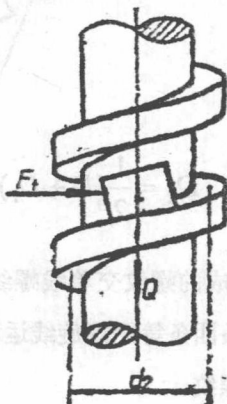
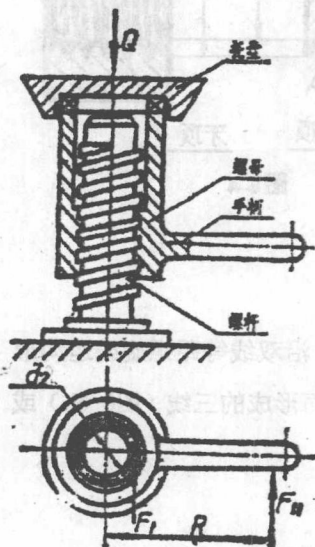


图6-6

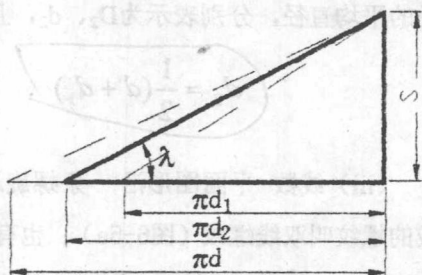


图6-7

(vi) 螺纹升角 螺旋线与垂直其轴线的平面所成的夹角，称为螺纹升角，用 $\lambda$ 表示。螺纹上不同直径处的螺旋线，其升角是不同的，见图6-7。通常所说的螺纹升角是指螺纹中径处的螺旋线的升角：

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

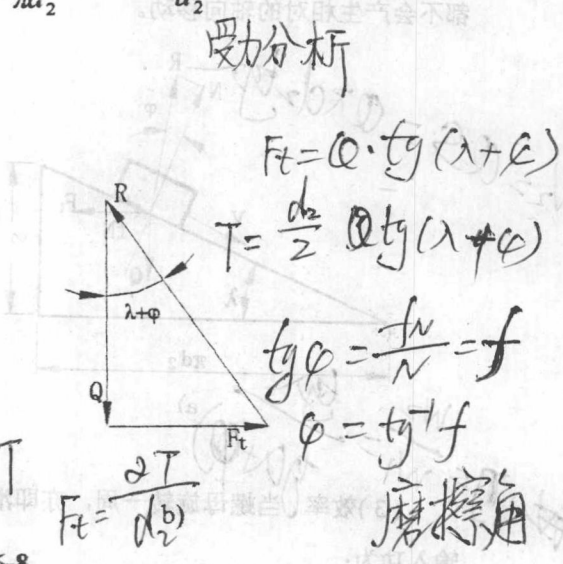
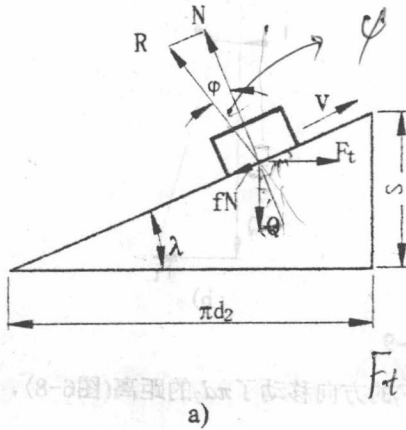
(6-2)

当螺纹的牙型、大径、螺距、线数和旋向确定后，螺纹的几何尺寸即随之而定，故上述五个几何参数称为螺纹五要素。内、外螺纹联接时，它们的五要素必须相同。国家标准规定了一些标准的牙型、大径和螺距，凡牙型、大径、螺距三项参数符合标准的，称为标准螺纹；只有牙型符合标准的，称为特殊螺纹；牙型不符合标准的，称为非标准螺纹。

## 2、螺纹副的受力分析、效率和自锁

(1) 受力分析 如图6-8a所示的矩形螺纹，若该螺旋副的螺母上承受轴向载荷Q并受外力距T作用下相对于螺杆运动。假设螺纹间的作用力集中在中径处，则螺母可简化为在水平推力

$F_t$ 和轴向力 $Q$ 作用下沿螺旋面中径滑动的滑块(图6-8b)。螺旋面沿中径展开为一斜面，斜面的升角 $\lambda$ 即为螺纹中径处的螺纹升角。显见， $tg\lambda = \frac{s}{\pi d_2} = \frac{nP}{\pi d_2}$ ， $F_t = \frac{2T}{d_2}$ 。式中 $T$ 为螺母的转矩。设斜面对滑块的支反力为 $N$ ，则摩擦力为 $fN$ 。



$F_t = \frac{d_2}{2} T$

$F_t = \frac{2T}{d_2}$

图6-8

当滑块在推力 $F_t$ 作用下有上升的趋势时，摩擦力的方向将与滑块移动方向相反，如图6-9。  
 $fN$ 与 $N$ 的合力称为总反力 $R$ 。 $N$ 与 $R$ 的夹角 $\varphi = tg^{-1} \frac{fN}{N} = tg^{-1} f$ 称为摩擦角。它仅与摩擦系数 $f$ 有关，故有 $F_t$ 、 $Q$ 、 $R$ 三力平衡的力封闭三角形(图6-8b)可求得

$$F_t = Q tg(\lambda + \varphi) \tag{6-3}$$

$$T = F_t \frac{d_2}{2} = \frac{d_2}{2} Q tg(\lambda + \varphi) \tag{6-4}$$

由式(6-4)可以看出：转动螺旋副的转矩 $T$ 随工作载荷 $Q$ 、摩擦角 $\varphi$ 和螺纹升角 $\lambda$ 的增大而增大。

(2) 自锁条件 当滑块在 $Q$ 力作用下有下降趋势时，摩擦力 $fN$ 将反向。由 $T$ 所产生的水平推力 $F_t$ 是维持其平衡所必需的力。此时的受力情况如图6-9a所示，总反力 $R$ 与重力 $Q$ 的夹角为 $\lambda - \varphi$ 。其平衡条件可由力封闭三角形(如图6-9b)求出，即：

$$F_t = Q tg(\lambda - \varphi) \tag{6-5}$$

由此式可知，当 $\lambda = \varphi$ 时， $F_t = 0$ 。即此时无论 $Q$ 力多大，无需 $F_t$ 力( $F_t = 0$ )仍能保持其原来的静止平衡状态。这种现象称为自锁。螺旋副的自锁条件是：

$\lambda \leq \varphi$  自锁条件  $\tag{6-6}$

$F_t = Q tg(\lambda - \varphi)$

$$W_1 = F_t \cdot \pi d_2 = \pi d_2 Q \operatorname{tg}(\lambda + \varphi)$$

概括说来，螺旋副的自锁就是：无论轴向载荷Q有多大，如无外力矩的作用，螺母和螺杆都不会产生相对的轴向移动。

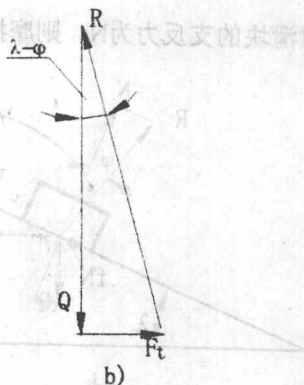
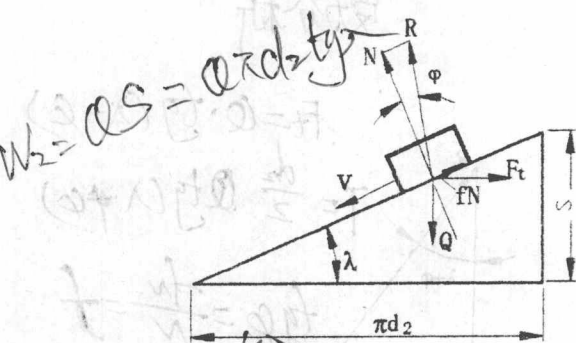


图6-9

(3)效率 当螺母旋转一周，亦即滑块沿力 $F_t$ 的方向移动了 $\pi d_2$ 的距离(图6-8)，其所需的输入功为：

$$W_1 = \pi d_2 F_t = \pi d_2 Q \operatorname{tg}(\lambda + \varphi) \quad (6-7)$$

输入功 $W_1$ 的一部分用以举起重物；一部分用于克服螺纹间的摩擦。用于举起重物所需的功称为有用功，其值为：

$$W_2 = QS = Q \pi d_2 \operatorname{tg} \lambda \quad (6-8)$$

所以螺旋副的效率为：

$$\eta = \frac{W_2}{W_1} = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \varphi)} \quad (6-9)$$

由(6-9)式可知，当摩擦角 $\rho$ 不变时，螺旋副的效率 $\eta$ 是螺纹升角 $\lambda$ 的函数。对 $\eta$ 求导数，

并令其为零，则可得出当 $\lambda = 45^\circ - \frac{\varphi}{2}$ 时，螺旋副的效率最大。但过大的升角会引起加工困难，因此一般取 $\lambda \leq 25^\circ$ 。

当满足自锁条件 $\lambda \leq \varphi$ 时，即，则 $\eta \leq \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg} 2\varphi}$ 。一般 $\varphi = 6^\circ$ ，故 $\eta$ 小于50%。可见，能满足自锁条件的螺旋不可能得到较高的效率。

(4)其它牙型的螺旋副的受力分析 以上分析是针对牙型角 $\alpha = 0$ 的矩形螺纹进行的。当牙型为三角形或梯形(图6-10)时，滑块相当于在一楔形面上滑动，在相同的正压力作用下，当摩擦系数相同时，楔形面上所产生的摩擦力比平面要大。

对于平面(图6-11a),  $N' = N$ , 摩擦力 $F_f$ 为:  $F_f = Nf = Nf$ , 对于楔面(图6-11b),

$N' = \frac{N}{2 \cos \alpha_1}$ , 摩擦力 $F_f'$ 为:

$N' = N / 2 \cos \alpha_1$ ,  $2\alpha_1 + 2\alpha_2 = 180^\circ$

$F_f' = 2Nf = \frac{Nf}{\cos \alpha_1}$   $F_f' = 2Nf = \frac{Nf}{\cos \alpha_1}$  (6-10)

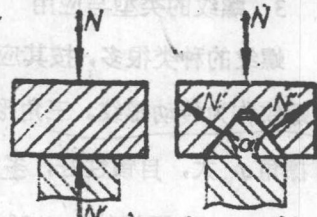
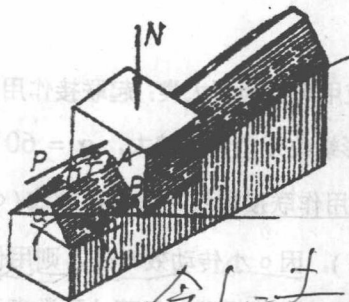
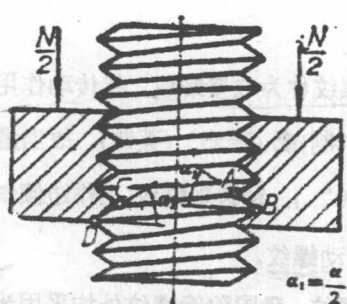


图6-10

令  $f_v = \frac{f}{\cos \alpha_1}$ , 称作当量摩擦系数,  $\varphi_v = \text{tg}^{-1} f_v = \text{tg}^{-1} \frac{f}{\cos \alpha_1}$ , 称作当量摩擦角, 则

只需将前面矩形螺旋副受力分析各公式中 $\phi$ 和 $f$ 改为 $\varphi_v$ 和 $f_v$ , 即可得到梯形、三角形等螺旋副力关系的数学表达式, 即: 圆周方向的摩擦力:

$F_t = Q \text{tg}(\lambda + \varphi_v)$   $F_t = Q \text{tg}(\lambda + \varphi_v)$  (6-11)

转矩:

$T = \frac{d_2}{2} Q \text{tg}(\lambda + \varphi_v)$   $T = \frac{d_2}{2} Q \text{tg}(\lambda + \varphi_v)$  (6-12)

自锁条件:

$\lambda \leq \varphi_v$   $\alpha \leq \varphi_v$  (6-13)

效率:

$\eta = \frac{\text{tg} \lambda}{\text{tg}(\lambda + \varphi_v)}$   $\eta = \frac{\text{tg} \lambda}{\text{tg}(\lambda + \varphi_v)}$  (6-14)

公式(6-11)~(6-14)是螺旋副中力关系等自锁条件等的通用公式, 对于某一特定的螺旋纹, 只需求出相应的 $\varphi_v$ , 即可进行计算。

由以上公式可以看出：

$\phi_s \propto 2\alpha$  有关

(i) 当量摩擦角  $\phi_s$  越小越能满足省力的要求，效率也越高，而  $\phi_s$  和牙型角  $2\alpha$  有关。当其它条件相同时， $\alpha$  小则效率高、省力，但自锁性能下降。

(ii) 螺旋传动的效率和螺旋升角  $\lambda$  有关。需要满足省力要求时应采用较小的  $\lambda$ 。需要较高的效率时，应取较大的  $\lambda$ 。

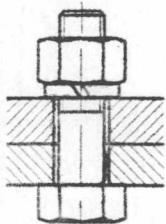
### 3. 螺纹的类型与应用

螺纹的种类很多，按其应用可分为两大类：起连接作用的螺纹称为连接螺纹；起传动作用的螺纹称为传动螺纹。三角形螺纹牙型角  $\alpha$  较大， $\alpha = 60^\circ$  (米制) 或  $\alpha = 55^\circ$  (英制)，故当量摩擦角  $\phi_s$  大，自锁性好，多用作连接螺纹。而梯形螺纹 ( $\alpha = 30^\circ$ )，锯齿形螺纹 (工作边倾斜角为  $3^\circ$ )、方牙螺纹 ( $\alpha = 0^\circ$ )，因  $\alpha$  小传动效率高，则用作传动螺纹。

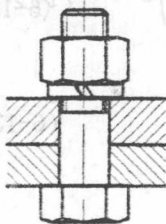
在三角形螺纹中又分米制和英制 (螺距以每英寸牙数表示) 螺纹，我国除管螺纹外均采用米制。米制螺纹又有粗牙普通螺纹和细牙螺纹之分，当大径相同时，细牙普通螺纹的螺距小、小径大，螺旋升角  $\lambda$  小，自锁性能更好，而且螺纹深度浅对零件的削弱小，适用于薄壁零件及其受冲击或需要精密调节相对位置的连接。但是，细牙普通螺纹易滑扣，不宜用于经常拆卸的连接。常用螺纹的类型、特点和应用见表6-1。

## 二、螺纹联接件联接

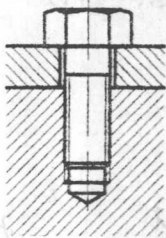
前面讨论的连接是两个具有螺纹结构的零件间的连接。这里将要叙述的则是用专用螺纹联接件 (如螺栓、螺母、垫圈) 进行零、构件间的连接故称螺纹联接件连接。



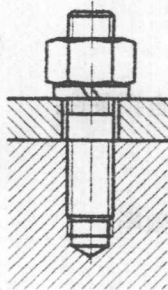
a)



b)



a)



b)

图6-12

图6-13

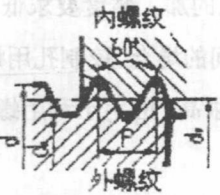

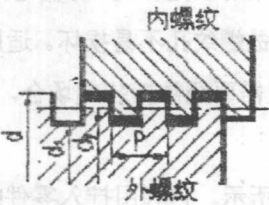
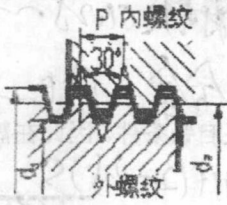
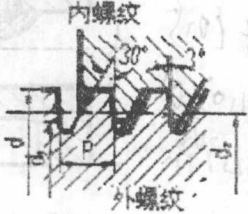
### 1. 螺纹联接件联接的主要类型

螺纹联接件联接通常分为四种：

螺纹 { 联接 } 普通粗牙  $\alpha=60^\circ$   
 { 传动 } 圆柱管螺纹 (精制)  $\alpha=55^\circ$

表6-1 常用螺纹的类型、特点和应用

矩形  
 梯形  
 锯齿形

螺纹类型	牙型	牙型代号	特点和应用
联接螺纹	粗牙普通螺纹	 M	牙型角 $\alpha=60^\circ$ 牙根较厚, 牙根强度较高。当量摩擦系数较大。同一公称直径, 按螺距P大小分粗牙和细牙。应用广泛, 主要用于联接。一般情况下用粗牙; 细牙用于薄壁零件或受载荷的联接, 还可用于微调机构等。
	细牙普通螺纹		
圆柱管螺纹	 G	型角 $\alpha=55^\circ$ 牙顶呈圆弧, 旋合螺纹间无径向间隙, 紧密性好, 公称直径近似为管子孔径, 以英寸为单位。多用于低压水, <u>煤气管路的联接。</u>	
传动螺纹	 	螺纹牙型为正方形, 牙厚为螺距的一半, 因牙型角 $\alpha=0^\circ$ 当量摩擦系数最小, 传动效率比其他螺纹高。故用于传动。但牙根强度较低难于精加工, 磨损后松动, 间隙难以补偿, 对中精度低, 故目前逐渐为梯形螺纹所代替。	
梯形螺纹	 T	牙型角 $\alpha=30^\circ$ 。效率比矩形螺纹低, 但牙根强度高, 易于加工, 对中性好, 当采取剖分螺母时, 还可以消除因磨损而产生的间隙, 故广泛用于传动。	
锯齿形螺纹	 S	工作面的牙型边倾斜角为 $3^\circ$ , 非工作面的牙边倾角 $30^\circ$ , 它兼有矩形螺纹效率高和梯形螺纹牙根强度高的优点。 <u>但只能用于单向受力的传动, 或单向传动反向自锁的场合。</u>	

### (1) 螺栓联接

这种联接又可分为普通螺栓联接和铰制孔螺栓联接两种，普通螺栓联接（图6-12a）的结构特点是被联接件上的通孔和螺栓杆间留有间隙，故孔的加工精度要求低，结构简单，装拆方便，适用于被联接件不太厚和两边都有足够的装配空间的场合。铰制孔用螺栓联接（图6-12b）的孔和螺杆多采用基孔制过渡配合，故孔的加工精度要求高，应用于利用螺杆承受横向载荷或需精确固定被联接件相对位置的场合。

(2) 螺钉联接 当被联接件之一较厚或不宜制成通孔时可采用螺钉联接。这种联接不用螺母，是将螺钉直接拧入较厚的被联接件的螺纹孔中而实现联接的（图6-13a）。螺钉联接结构简单，使用方便，但多次装拆易使被联接件上的螺纹磨损，故这种联接多用于受力不大又不经常拆卸的地方。螺钉和被联接件上孔的尺寸都可根据螺钉的类型和公称尺寸在有关手册中查出，其中旋合长度 $H$ 、螺孔深 $H_1$ 及孔深 $H_2$ ，由被联接件的材料而定。螺钉的种类很多，有六角头、内六角头、圆柱头、盘头、沉头、半沉头等等。

(3) 双头螺柱联接 双头螺柱两端均有螺纹其一端螺纹完全旋入被联接件螺孔中，直至旋紧为止。另一端则用螺母拧紧。拆卸时仅拆下螺母，故螺纹孔不易损坏。适用于结构上不能采用螺栓联接（被联接件之一太厚或不宜制成通孔）而又需要经常拆装的场合，其结构如图6-13b所示。

(4) 紧定螺钉联接 紧定螺钉联接结构如图6-14所示。它利用拧入零件螺纹孔中的螺钉末端顶紧另一零件的表面（图a）或顶入该零件的凹坑中（图b），以固定两零件的相对位置，并可传递不大的载荷。

### 3. 螺纹联接的防松

联接用的标准三角螺纹的螺旋升角较小，都能满足自锁条件。因此在静载荷作用下不会产生联接松动的现象。但在冲击振动和变载荷下，螺纹间的压力会在某一瞬间减小甚至消失，以致螺纹失去自锁条件，产生自松现象。为防止这种情况出现，重要场合应采取防松措施，防止螺栓与螺母发生相对转动。常用的防松方法列于表6-2。

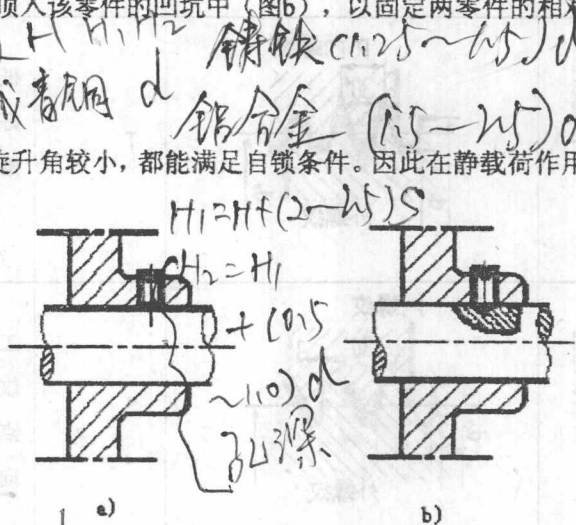


图6-14

基孔制 H7/m6  
H7/n6

余留长度  
冲击  $3d$

表6-2 螺纹联接的防松装置

类 型	典型结构	防松原理	应用范围
靠 摩 擦 力 防 松		拧紧螺母时弹簧垫圈被压平而产生一定弹力,用以保持螺纹间有一定的压紧力。同时垫圈切口处的尖角也有防止螺母松脱的作用(所以,要注意切口方向)。	结构简单,工作可靠,应用广泛。但在冲击、振动很大的情况下,防松效果不十分可靠。
		副螺母拧紧后,螺纹牙间的接触情况如图所示。主、副螺母对顶,在两螺母间的一段螺栓内产生附加拉力,即使外载荷消失,该拉力仍存在,有利于防止松脱现象发生。由图可知副螺母受主要外载荷,故副螺母理应采取一些。但为避免装错,两螺母取等厚者为多。	结构简单,可用于一般无剧烈振动的机器上,但因多采用了一个螺母,增加了联接的外廓尺寸和重量,且不适宜有剧烈振动的高速机器。所以现在双螺母的应用已大大减少。
机 械 方 法 防 松		在螺栓上钻孔,采用槽形螺母。旋紧螺母后开口销通过螺母槽插入螺栓孔中,使螺母与螺栓之间不能相对转动。	安全可靠,应用较广。但安装较费时,不经济,故只在承受较大振动,冲击的联接中用。
		单耳止动垫圈的防松,是将垫圈一侧弯折贴紧在被联接件的侧面上。而外舌止动垫圈则是将外舌插入到被联接件的预钻孔中,然后将这两种垫圈的另一侧折弯并贴紧在已拧紧螺母的侧棱上,已达到防松目的。	这类方法简单可靠,经济性也较好,应用较广。
		将垫圈内翅插入轴的槽中,而将垫圈的外翅弯入螺母的沟槽中,使螺母与螺栓不能相对转动。	街边可靠,多用于轴端固定的防松。
金属丝		螺栓紧固后,可在螺栓头部钻孔,再用金属丝捆扎。捆扎时必须注意金属丝的穿绕方向,即某一螺栓要自松时,金属丝却将其余螺栓向旋紧方向转动。	防松可靠,结构轻便。但螺钉加工费较高,安装较费时。

其它方法防松	粘 结	使用厌氧性胶粘剂，涂敷在螺纹上，旋紧螺母即粘为一体，如欲拆卸需加温到200-300°C，使粘结剂分解后方可拆卸。	安全可靠、但不适于高温下工作。
--------	--------	--	-----------------

### 三、螺纹联接的设计计算

螺纹联接根据载荷性质不同，其失效形式也不同。受静载荷螺栓的失效形式多为螺纹部分的塑性变形或螺栓被拉断。受变载荷螺栓的失效多为螺栓的疲劳断裂，如果螺纹硬度较低或经常拆卸，多发生滑扣现象。

螺栓联接通常都是成组使用的，各组联接件中螺栓所受载荷的大小不一定相同。设计时为使机械具有良好的结构工艺性并减少所用螺栓的规格，一般采用相同的螺栓来组合。同组内螺栓的材料、直径、长度是按组内受载最大的螺栓来设计，这样就把螺栓组的设计转化为单个螺栓的设计。螺纹联接所用的螺栓及螺母都是标准件，其螺纹牙、螺栓头、光杆和螺母的结构及尺寸都是按等强度制订的。所以，一般只计算螺栓的小径，其它部分不需进行计算。由于螺纹小径处截面积最小，并有应力集中，所以螺纹零件都在该部位断裂破坏。因此螺纹的设计计算主要是确定螺纹小径 $d_1$ ，然后按照标准选定螺栓的大径 $d$ 以及螺母和垫圈等联接零件的尺寸。

#### 1. 受拉螺栓联接(普通螺栓联接)

##### (1) 只受预紧力作用的螺栓

用普通螺栓联接时，要使两个被联接件在外载荷 $F$ 作用下没有滑移(图6-15)，是靠拧紧螺母时够的预紧力 $Q_0$ ，在被联接件间产生足够大的摩擦力来实现的。

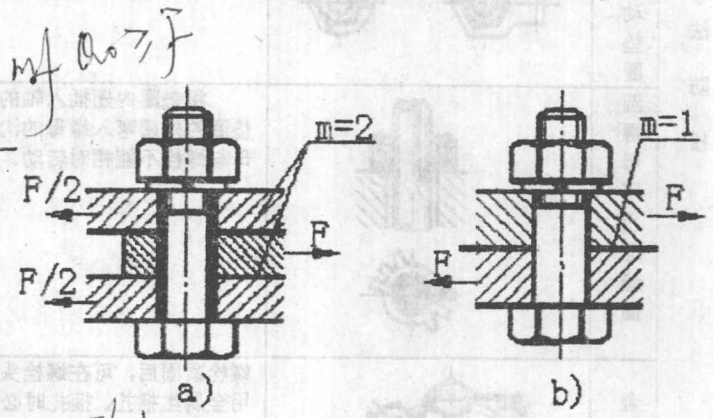


图6-15

若两被联接件间的摩擦系数为  $\mu$  (根据被联接件的材料由手册查出)，接触面数为  $m$ ，则摩擦力为  $m\mu Q_0$ ，当  $m\mu Q_0 \geq F$  时，被联接件之间不会发生滑移。因此在外载荷作用下最小预紧力为

Handwritten notes and equations:

$$Q_0 \geq \frac{F}{\mu m}$$

$$T = F \cdot \frac{Q_0}{F} = \frac{Q_0}{F} \cdot F$$

1) 只承受预紧力的螺栓

$$Q_0 \geq \frac{cF}{fm} N \quad (6-15)$$

式中, c为防滑安全系数(或可靠性系数), 一般取c=1.1~1.3。在上述紧螺栓联接中螺栓在 $Q_0$ 的

作用下产生的拉伸应力为 $\sigma = \frac{Q_0}{\pi d_1^2 / 4}$ 。同时为拧紧螺母, 螺栓还受到克服螺纹之间相对转动阻

力 $T_1$ 的作用,  $T_1 = \frac{Q_0 \operatorname{tg}(\lambda + \varphi_v) d_2}{2}$ 。这时产生的扭转剪应力为 $\tau = \frac{16T_1}{\pi d_1^3}$ 。危险断面直径 $d_1$ 一

般为螺纹小径。在危险断面上既有拉应力又有扭转剪应力, 按第四强度理论, 其当量应力为

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\sigma^2 + (\sqrt{3}\tau)^2} \quad (6-16)$$

对于M16~M68的普通螺纹, 当摩擦系数为0.15时, 可求得 $\tau \approx 0.44\sigma$ , 故当量应力为

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3(0.44\sigma)^2} \approx 1.3\sigma \quad (6-17)$$

受横向力时, 螺栓的强度条件为

$$\frac{4 \times 1.3 Q_0}{\pi d_1^2} \leq [\sigma] \quad (\text{MPa})$$

或

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 Q_0}{\pi [\sigma]}} \quad (\text{mm}) \quad (6-18)$$

式中 $[\sigma]$ 为螺栓的许用应力可按表6-6查取,  $Q_0$ 单位为N,  $d_1$ 为mm。可以看出, 在这种受载状态下, 螺栓的直径取决于 $Q_0$ 。当 $f=0.15$ 、 $c=1.2$ 、 $m=1$ 时,  $Q_0 \geq 8F$ 。即此种联接方式所需螺栓的尺寸较大, 而且仅靠摩擦, 可靠性差(特别是受动载时)。为了避免上述缺点可以用铰制孔用螺栓来承受横向载荷。螺栓杆部与孔采用较紧的过渡配合。

(2) 受预紧力 $Q_0$ 和工作拉力F作用的螺栓 在轴向载荷作用下, 螺栓的破坏主要是螺杆被拉断或产生塑性变形。故其计算准则是保证螺栓的静力拉伸强度。为了确定计算载荷的大小, 必须研究螺栓工作前后的载荷变化情况。

图6-16a为螺母刚刚与被联接件接触时的情况。当拧紧螺母, 螺栓受到预紧力 $Q_0$ 的作用时, 螺栓伸长 $\delta_{b0}$ , 而被联接件压缩 $\delta_{c0}$ 如图6-16b所示。当加上工作载荷(轴向拉力)F后, 螺栓将受总拉力Q的作用, 因而螺栓继续伸长 $\Delta\delta$ , 此时被联接件则被释放了 $\Delta\delta$ , 其压缩量变

为  $\delta' = \delta_{c0} - \Delta\delta$ ，所以预紧力由  $Q_0$  降为  $Q_0'$  ( $Q_0'$  称为残余预紧力) 如图6-16c。

$$\sigma = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d_1^2}$$

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

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3Q}{\pi [\sigma]}}$$

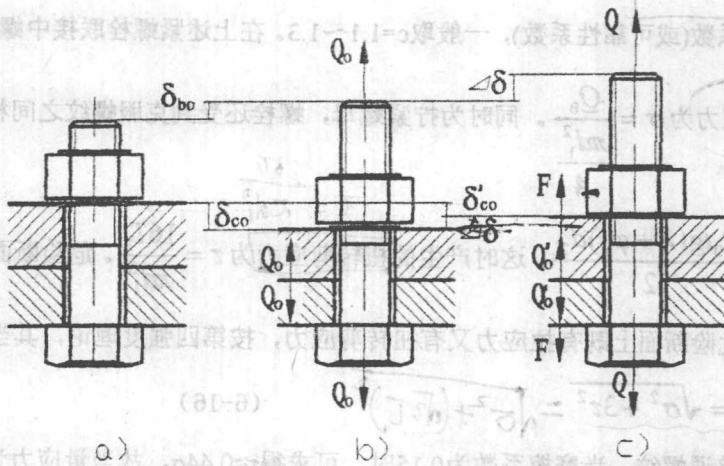


图6-16

图6-17是分别对应于图6-16b、c的力和应变关系的线图。由于联接件和被联接件的材料都在弹性变形的范围内，所以力和变形呈线性变化。由两者的变形合成图(图6-17b)可以看出，在外力F的作用下，被联接件变形减小，压力相应的降低，而螺栓变形却由  $\delta_{b0}$  加大到

$$\delta' = \delta_{c0} + \Delta\delta,$$

故拉力由原来的  $Q_0$  变为  $Q$ ， $Q$  是  $F$  和  $Q_0'$  之和，即：

$$Q = F + Q_0' \quad (6-19)$$

因此螺栓的拉伸强度条件为

$$\frac{Q}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma] \quad (MPa) \quad (6-20)$$

若考虑拧紧螺母时螺纹之间的相对转动阻力矩  $T_1$  影响：则：

$$\frac{1.3Q}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma] \quad (MPa) \quad (6-21)$$

则 
$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3Q}{\pi [\sigma]}} \quad \text{mm} \quad (6-21')$$

式中： $d_1$  为螺栓危险面直径(mm)， $[\sigma]$  为螺栓的许用应力(MPa)。