

机械工程设计

下册

〔美〕

J. E.

希格利

L. D.

米切尔

著

全永昕

余长庚

汝元功

等译

社

社

社

社

社

社

社

社

社

社

社

社

社

社

社

社

社

社

社

社

机械 工程 设计

下册

〔美〕 J. E. 希格利 L. D. 米切尔 著

全永昕 余长庚 汝元功 等译

高等教育出版社

机 械 工 程 设 计

下 册

[美] J. E. 希格利 L. D. 米切尔 著
全永昕 余长庚 汝元功 等译

高 等 教 育 出 版 社

内 容 提 要

本书是根据J. E. 希格利(美国密执安大学荣誉退休教授)和L. D. 米切尔(美国弗吉尼亚州立大学教授)合著《机械工程设计》(Mechanical Engineering Design) 1983年第四版译出的。

原书第四版较之前一版, 内容有较多的增补和更新, 加强了机械设计的理论基础, 更加强调了对设计的创造性要求和计算机在机械设计中的应用。

原书分两篇, 第一篇机械设计基础, 第二篇机械零件设计。

中译本分上、下两册出版。上册包括第一篇。下册包括第二篇, 主要内容有: 螺旋、紧固件和联接的设计, 焊接、钎接和粘结联接, 弹簧, 滚动轴承, 润滑和滑动轴承, 正齿轮, 斜齿轮、圆锥齿轮和蜗杆, 轴, 离合器、制动器、联轴器和飞轮, 挠性机械零件。

本书可作为高等工业学校机械类、近机类各专业的教学参考书, 也可供其他有关专业师生和工程技术人员参考。

机械工程设计

下 册

〔美〕 J. E. 希格利 * L. D. 米切尔 著

全永昕 余长庚 汝元功 等译

*

高等教育出版社出版

新华书店北京发行所发行

国防工业出版社印刷厂印刷

*

开本787×1092 1/16 印张23.5 字数539 000

1988年9月第2版 1988年9月第1次印刷

印数00 001—2 815

ISBN 7-04-000550-6/TH·31

定 价 7.40 元

目 录

第二篇 机械零件设计

第八章 螺旋、紧固件和联接的设计

8-1	螺纹标准和定义	1
8-2	动力螺旋的力学问题	4
8-3	螺纹应力	8
8-4	螺纹紧固件	8
8-5	受拉的螺栓联接	9
8-6	螺栓联接构件的压缩	12
8-7	需要的扭矩	15
8-8	强度规范	17
8-9	螺栓预加载荷: 静载荷	17
8-10	螺母的选择	19
8-11	螺栓预加载荷: 疲劳载荷	20
8-12	疲劳载荷	21
8-13	具有密封衬垫的联接	23
8-14	承受剪切载荷的螺栓联接和铆钉联接	26
8-15	螺栓组的形心	28
8-16	承受偏心载荷的螺栓和铆钉的剪切	29
8-17	键、销和挡圈	31

第九章 焊接、钎接和粘结联接

9-1	焊接	41
9-2	对接焊缝和填角焊缝	43
9-3	焊联接中的扭转	47
9-4	焊联接中的弯曲	52
9-5	焊联接的强度	54
9-6	电阻焊	58
9-7	粘结联接	59

第十章 弹簧

10-1	螺旋弹簧中的应力	64
------	----------	----

10-2	螺旋弹簧的变形	66
10-3	拉伸弹簧	67
10-4	压缩弹簧	69
10-5	弹簧材料	70
10-6	螺旋弹簧的设计	74
10-7	螺旋弹簧的临界频率	76
10-8	弹簧的优化设计	80
10-9	疲劳载荷	80
10-10	扭转螺旋弹簧	83
10-11	碟形弹簧(贝氏弹簧 Belleville Springs)	87
10-12	其他型式的弹簧	87
10-13	储存能量的能力	89

第十一章 滚动轴承

11-1	轴承类型	95
11-2	轴承寿命	98
11-3	轴承载荷	101
11-4	球轴承和短圆柱滚子轴承的选择	104
11-5	圆锥滚子轴承的选择	107
11-6	润滑	111
11-7	安装和密封件	111

第十二章 润滑和滑动轴承

12-1	润滑型式	121
12-2	粘度	122
12-3	彼得罗夫(Petroff)定律	124
12-4	稳定润滑	125
12-5	厚膜润滑	125
12-6	流体动力理论	126
12-7	设计因数	130
12-8	各变量的关系	131
12-9	温度及粘度方面的一些问题	

题	145
12-10 优化方法	145
12-11 压力供油轴承	146
12-12 热平衡	150
12-13 轴承设计	151
12-14 轴承型式	154
12-15 推力轴承	155
12-16 轴承材料	156
12-17 边界润滑轴承	156

第十三章 正齿轮

13-1 术语	161
13-2 共轭作用	163
13-3 渐开线的性质	163
13-4 基本原理	164
13-5 重叠系数	169
13-6 干涉	170
13-7 齿轮轮齿的加工	172
13-8 齿制	175
13-9 轮系	176
13-10 受力分析	178
13-11 轮齿的应力	181
13-12 动力效应	185
13-13 估算齿轮的尺寸	188
13-14 疲劳强度	190
13-15 安全系数	193
13-16 表面耐久性	194
13-17 表面疲劳强度	196
13-18 散热	198
13-19 齿轮材料	199
13-20 齿轮毛坯设计	199

第十四章 斜齿轮、圆锥齿轮和蜗杆

14-1 平行轴斜齿轮——运动学	210
14-2 斜齿轮——轮齿的尺寸比 例	212
14-3 斜齿轮——受力分析	212
14-4 斜齿轮——强度分析	214
14-5 交错轴斜齿轮	219

14-6 蜗杆传动——运动学	220
14-7 蜗杆传动——受力分析	223
14-8 蜗杆传动的额定功率	228
14-9 直齿圆锥齿轮——运动学	232
14-10 圆锥齿轮——受力分析	233
14-11 圆锥齿轮传动——弯曲应力 和强度	236
14-12 圆锥齿轮传动——表面耐久 性	237
14-13 螺旋圆锥齿轮	239

第十五章 轴

15-1 引言	251
15-2 承受静载荷轴的设计	251
15-3 过去的方法	252
15-4 对称循环弯曲和稳定扭转	253
15-5 索德伯格法	254
15-6 季曼尔门载荷线法	258
15-7 基本图解法	260
15-8 一般方法	261
15-9 赛恩斯法	263
15-10 用计算机求解的建议	264

第十六章 离合器、制动器、联轴器和飞轮

16-1 静力学问题	272
16-2 内胀轮缘式离合器和制动 器	273
16-3 外胀轮缘式离合器和制动 器	279
16-4 带式离合器和制动器	282
16-5 轴向式摩擦离合器	283
16-6 圆锥式离合器和制动器	285
16-7 能量问题	286
16-8 温升	288
16-9 摩擦材料	289
16-10 其他类型离合器和联轴器	290
16-11 飞轮	292

第十七章 挠性机械零件

17-1	带.....	300
17-2	平型带传动.....	302
17-3	三角带.....	304
17-4	滚子链.....	312
17-5	绳传动.....	318

17-6	钢丝绳.....	318
17-7	软轴.....	323

单数习题答案.....	326
-------------	-----

附录.....	333
---------	-----

第二篇 机械零件设计

第八章 螺旋、紧固件和联接的设计

学习本书须先掌握有关联接基本方法的知识。紧固或联接零件的典型方法,包括诸如螺栓、螺母、有头螺钉、紧定螺钉、铆钉、弹簧垫圈、锁紧装置和键等的应用。在工程制图和金属工艺学中常常讲授各种联接的方法。对于工程方面有兴趣的人们,由于他们的钻研,自然也会获得有关联接方法的良好基础知识。因此,本章不是讲述各种紧固件或是用表格列出可用的各种尺寸,而是叙述在设计机器和设备时,如何选择和规定合理的联接方法。

本课题是机械设计整个领域中最有兴趣的课题之一。在联接件领域内新的发明是很多的,它超过了过去任何时候。现在有各种各样的联接件可供设计师选择。另外,读者可曾知道,好的螺栓材料应该强度高、韧性好,而好的螺母材料则应较软并有良好的延性。或者,在某些应用中应尽可能将螺栓拧紧,假如在拧紧时它不因受扭而失效,那么螺栓是否非常可能永远不失效呢?下文对这些问题都有说明。读者将会了解螺母或螺栓为什么会松脱,以及必须如何使其保持紧固。在高质量的设计工程中,零件的联接方法是极端重要的,而且必须通晓紧固件和联接在所有使用和设计条件下的性能。

巨型喷气式飞机,如波音747(Boeing's 747)和洛克希德 L1101(Lockheed's L1011),需要多至250万个紧固件,而有些紧固件的价格竟要几个美元一个。以波音747为例,大约需要7万个钛制的紧固件,价格总共约15万美元;另外,还有40万个具有精密公差的紧固件,价格约25万美元;3万个挤压铆钉,每个安装价格为50美分。为使成本下降,波音公司、洛克希德公司及其子公司经常考察新紧固件的设计、安装技术和工具。节约成本的设计和工具将有很好的销路,而且在巨型喷气式飞机扩大生产时,它们将产生更大的价值*。

8-1 螺纹标准和定义

如图8-1所示的螺纹的术语说明如下:

螺距是相邻螺纹牙间的轴向距离。螺距是每英寸螺纹牙数 N 的倒数。

大径 d 是螺纹的最大直径。

小径 d_r 是螺纹的最小直径。

导程 l ,在图中未表示出,它是当螺母旋转一圈时,螺母沿螺旋轴线平行移动的距离。如图8-1所示,单头螺纹的导程和螺距相等。

* Product Engineering, Vol. 41, No. 8, Apr. 13, 1970, p. 9.

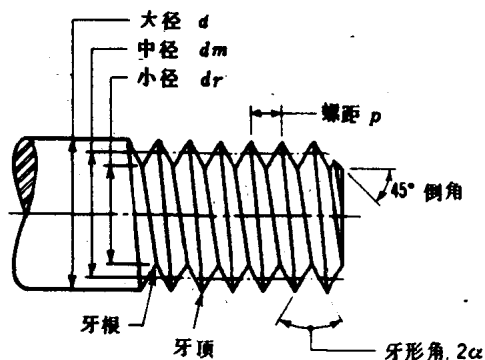


图 8-1 螺纹的术语。为了清楚起见绘成 V 形螺纹，实际上在螺纹成形过程中，螺纹牙顶和牙根是平的或圆的。

多头螺纹制品具有两个或两个以上并排切制出的螺纹（可想象由两根或两根以上的绳子并排地绕在一支铅笔上）。标准制品如螺钉、螺栓、螺母等均为单头螺纹。双头螺纹螺钉的导程等于螺距的两倍；三头螺纹螺钉的导程是螺距的三倍，依此类推。

所有螺纹均按右旋制成，除非另有说明。

图 8-2 所示为最通用的三种英制螺纹标准的螺纹几何图形。图 8-2a 所示为美国（统一）的螺纹标准。在美国和英国已批准这个标准应用在所有标准螺纹制品上。牙形角为 60° ，螺纹牙顶和牙根可以是平的或是圆的。

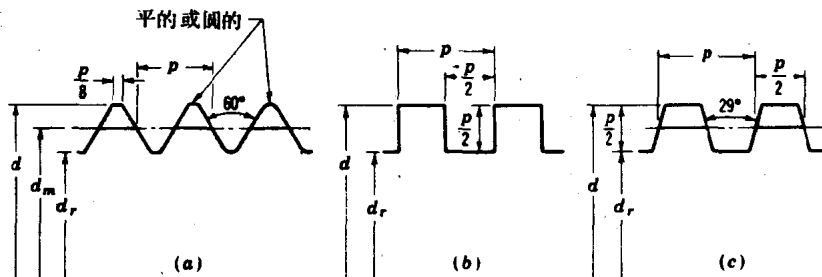


图 8-2

(a) 美国螺纹或统一螺纹，牙根平底宽度为 $p/4$ ；(b) 矩形螺纹；(c) 梯形螺纹。

表 8-1 和表 8-2 用于规定及设计螺纹零件的尺寸。注意，米制螺纹尺寸是用螺距 p 表示的，统一螺纹是用每英寸的螺纹数 N 表示的。表 8-2 中直径小于 $1/4$ 英寸的螺钉尺寸是以号数即螺纹规尺寸表示的。如表 8-2 第二列所示，8 号螺钉的名义直径为 0.1640 in 。

螺杆的大量拉伸试验已经证明，螺杆的抗拉强度与直径等于螺纹节圆直径和小径的平均值的光杆抗拉强度相同。这个光杆的面积称为螺杆的拉应力面积 A_t ，其值已列于表 8-1 和表 8-2 中。

UN 和 UNR 是通用的两个主要的统一螺纹系列，它们间的区别仅仅在于 UNR 系列必须有牙根半径。由于减小了螺纹应力集中系数，故 UNR 系列具有较高的疲劳强度。统一螺纹是用名义直径、每英寸的螺纹数和螺纹系列来标记的，如： $\frac{5}{8}$ -18 UNR F 或 0.625 -18 UNR F。

米制螺纹是按直径和螺距 (mm) 顺序来标记的，如： $M12 \times 1.75$ 表示螺纹的名义大径为 12 mm ，螺距为 1.75 mm 。注意，在直径前的字母 M 是表示米制螺纹的记号。

矩形螺纹和梯形螺纹是用于传递动力的螺旋。由于其用途特殊，所以实际上没有必要制

表 8-1 粗牙和细牙米制螺纹的直径和面积 (尺寸单位: mm)*

名义大径 d	粗 牙 系 列			细 牙 系 列		
	螺 距 p	拉应力面积 A_t	小径面积 A_r	螺 距 p	拉应力面积 A_t	小径面积 A_r
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.04	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

* 制成本表所用的公式和数据系摘自 ANSI B1.1-1974 和 B18.3.1-1978。螺纹小径由公式 $d_r = d - 1.226869 p$ 求得, 螺纹节圆直径由公式 $d_m = d - 0.649519 p$ 求得。应用节圆直径和小径的平均值计算拉应力面积。

表 8-2 粗牙和细牙统一螺纹 (UNC 和 UNF) 的直径与面积*

尺 寸	名义大径 d in	粗 牙 螺 纹 系 列-UNC			细 牙 螺 纹 系 列-UNF		
		每 英 寸 数 螺 纹 N	拉 应 力 面 积 A_t in ²	用小径计算的 面 积 A_r in ²	每 英 寸 数 螺 纹 N	拉 应 力 面 积 A_t in ²	用小径计算的 面 积 A_r in ²
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
1/4	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
5/16	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
3/8	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
7/16	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
1/2	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
9/16	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
5/8	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
3/4	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
7/8	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
1 1/4	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
1 1/2	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.315	1.260

* 本表摘自 ANSI B1.1-1974。螺纹小径由公式 $d_r = d - 1.299038 p$ 求得。螺纹节圆直径由公式 $d_m = d - 0.649519 p$ 求得。应用螺纹节圆直径和小径的平均值计算拉应力面积。

订直径与每英寸螺纹数之间有一定关系的标准。

梯形螺纹和矩形螺纹两者常要修正。例如，矩形螺纹有时加以修正，即在切削牙间时使具有 $10^{\circ}\sim 15^{\circ}$ 的牙形角。由于这些螺纹通常总是用单刃刀具来切制的，故制造起来并不难。这种修正保留了矩形螺纹所固有的高效率，又使得切削比较简单。有时将梯形螺纹的螺纹牙制得短一些，修正为短齿型，这样就使得小径较大，从而获得强度较高的螺旋。

8-2 动力螺旋的力学问题

在机械中动力螺旋是将旋转运动变为直线运动的一种装置，通常用来传递动力。人们熟知的例子如车床的丝杆，台钳、压力机和千斤顶的螺旋。

图 8-3 所示为应用于动力驱动压力机的动力螺旋示意图。使用时通过一组齿轮将扭矩 T 作用在螺旋的端部，于是驱动压力机的压头向下施压。

图 8-4 所示为一具有中径为 d_m 、螺距为 p 升角为 λ 和螺旋角为 ψ 的单头矩形螺纹动力螺旋，螺旋承受轴向压缩载荷 F 。我们希望求得升起重物时所需扭矩的公式以及降落重物时所需扭矩的另一个公式。

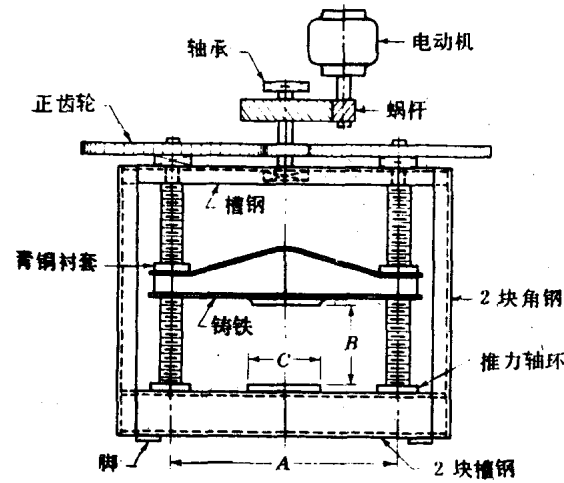


图 8-3 用动力螺旋驱动的小压力机

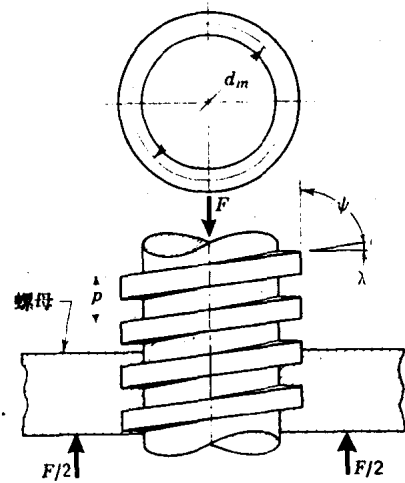


图 8-4 动力螺旋的一部分

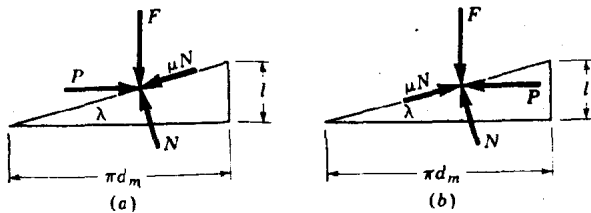


图 8-5 作用力图
(a) 升起重物时；(b) 降落重物时

首先，假想将单头螺纹螺旋的一整圈展开（图 8-5），则螺纹的一边将形成直角三角形的斜边，三角形的底边是螺纹中径圆的周长，高为导程。在图 8-4 和图 8-5 中的角 λ 是螺纹的升角。我们以 F 表示所有作用在螺旋法面上单位轴向力的总和。为了升起

重物, 力 P 向右方作用(图8-5a), 当降落重物时, 力 P 向左方作用(图8-5b)。摩擦力是摩擦系数 μ 和法向力 N 的乘积, 其作用的方向与运动方向相反。在这些力作用下系统处于平衡状态, 因此, 当升起重物时, 我们得:

$$\begin{aligned}\Sigma F_H &= P - N \sin \lambda - \mu N \cos \lambda = 0 \\ \Sigma F_V &= F + \mu N \sin \lambda - N \cos \lambda = 0\end{aligned}\quad (a)$$

同样地, 在降落重物时, 我们得:

$$\begin{aligned}\Sigma F_H &= -P - N \sin \lambda + \mu N \cos \lambda = 0 \\ \Sigma F_V &= F - \mu N \sin \lambda - N \cos \lambda = 0\end{aligned}\quad (b)$$

由于我们所求解的不是法向力 N , 所以我们可以从上面方程组中消去 N , 从而得到升起重物时力 P 为

$$P = \frac{F(\sin \lambda + \mu \cos \lambda)}{\cos \lambda - \mu \sin \lambda} \quad (c)$$

降落重物时力 P 为

$$P = \frac{F(\mu \cos \lambda - \sin \lambda)}{\cos \lambda + \mu \sin \lambda} \quad (d)$$

其次, 以 $\cos \lambda$ 除式(c)和式(d)的分子和分母, 并应用关系式 $\tan \lambda = l/(\pi d_m)$ (图8-5), 则分别得

$$P = \frac{F[(l/\pi d_m) + \mu]}{1 - (\mu l/\pi d_m)} \quad (e)$$

$$P = \frac{F[\mu - (l/\pi d_m)]}{1 + (\mu l/\pi d_m)} \quad (f)$$

最后, 当升起重物时, 因扭矩为力 P 与中径一半 $d_m/2$ 的乘积, 故可写出:

$$T = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \pi \mu d_m}{\pi d_m - \mu l} \right) \quad (8-1)$$

式中 T 为所需的扭矩, 它有两个作用: 克服螺纹中的摩擦力和升起重物。

降落重物所需的扭矩, 可从式(f)中求得:

$$T = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{\pi \mu d_m - l}{\pi d_m + \mu l} \right) \quad (8-2)$$

这就是降落重物时所必须克服一部分摩擦力的扭矩。在大导程或摩擦很小的特殊情况下, 螺旋会在无任何外力作用下旋转, 重物自行下降。在这种情况下, 式(8-2)的扭矩 T 将是一负值或为零。如从该式求得的扭矩为正值, 则称该螺旋是自锁的。因此, 自锁的条件为

$$\pi \mu d_m \geq l$$

现将不等式两边各除以 πd_m 。考虑到 $l/(\pi d_m) = \tan \lambda$ 可得:

$$\mu \geq \tan \lambda \quad (8-3)$$

这关系式说明只要螺纹摩擦系数等于或大于螺纹升角的正切, 就可获得自锁。

动力螺旋同样可用效率公式来评价。如果在式(8-1)中, 我们令 $\mu = 0$, 则可得:

$$T_0 = \frac{Fl}{2\pi} \quad (h)$$

由于略去了螺纹摩擦，这一扭矩仅用来升起重物。故其效率为

$$e = \frac{T_0}{T} = \frac{Fl}{2\pi T} \quad (8-4)$$

前面导出的公式是用于矩形螺纹的，在矩形螺纹中作用在螺纹上的法向载荷是与螺旋的轴线平行的。对于梯形或统一螺纹，因为有牙形角 2α 和螺纹升角 λ ，故螺纹的法向载荷是与轴线相倾斜的；由于螺纹升角很小，可以忽略，而仅考虑牙形角（图 8-6a）的影响。牙形角 α 的影响是由于螺纹的楔形作用而增加了摩擦力。因此，式（8-1）中摩擦力的一项必须除以 $\cos \alpha$ 。故在升起重物或拧紧螺钉和螺栓时，扭矩应为

$$T = \frac{Fd_m}{2} \left(\frac{l + \pi \mu d_m \sec \alpha}{\pi d_m - \mu l \sec \alpha} \right) \quad (8-5)$$

在使用式（8-5）时，应记住扭矩 T 是一近似值，这是因为在计算时忽略了螺纹升角的影响。

对动力螺旋来说，因为在梯形螺纹中有楔形作用，增加了摩擦。故梯形螺纹没有矩形螺纹的效率。但是它比较容易机械加工，而且可使用对开螺母来补偿磨损，所以仍常被选用。

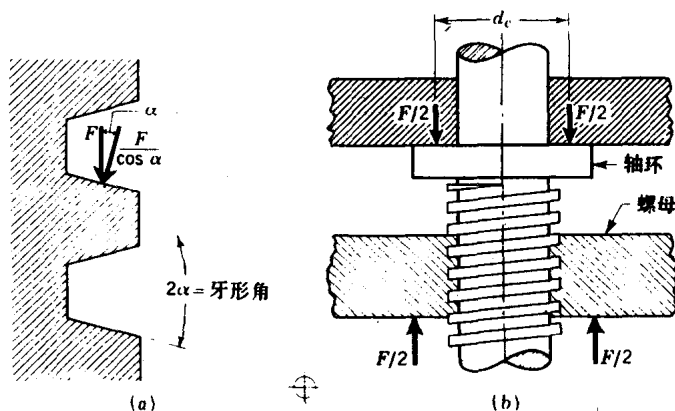


图 8-6

(a) 由于牙形角 α 增加了螺纹的法向力；(b) 推力轴环的摩擦直径为 d_c

在动力螺旋的应用中，通常还必须施加第三个扭矩分量。当螺旋承受一轴向载荷时，在旋转构件与固定构件之间应有推力轴承或轴环，以承受轴向分力。图 8-6 b 所示为一典型的推力轴环，这里假定载荷集中作用在轴环的平均直径 d_c 上。若轴环的摩擦系数为 μ_c ，那么，所需的扭矩为

$$T_c = \frac{F \mu_c d_c}{2} \quad (8-6)$$

对大的轴环,或许应当用类似于圆盘离合器所采用的方法来计算扭矩*。

例题 8-1 一动力螺旋为矩形螺纹,每英寸6牙,双头,大径为1 in,用在类似图8-3所示的装置上。已知 $\mu = \mu_c = 0.08$, $d_c = 1.25$ in。每个螺旋承受载荷 $F = 1500$ lb。

- (a) 试求螺距, 螺纹高度, 螺纹宽度, 中径, 小径和导程。
- (b) 试求当承载时旋转螺旋所需的扭矩。
- (c) 试求当卸载时旋转螺旋所需的扭矩。
- (d) 试求总效率。

解 (a) 由于 $N=6$, 故 $p = \frac{1}{6}$ in。从图8-2 b 可知螺纹高度和宽度是一样的, 都等于螺距 p 的一半即 $\frac{1}{12}$ in。同样,

$$d_m = d - \frac{p}{2} = 1 - \frac{1}{12} = 0.9167 \text{ in} \quad \text{答案}$$

$$d_r = d - p = 1 - \frac{1}{6} = 0.8333 \text{ in} \quad \text{答案}$$

$$l = n p = 2 \times \frac{1}{6} = 0.333 \text{ in} \quad \text{答案}$$

(b) 应用式(8-1)和(8-6), 在承载时转动螺旋所需的扭矩为

$$\begin{aligned} T &= \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \pi \mu d_m}{\pi d_m - \mu l} \right) + \frac{F \mu_c d_c}{2} \\ &= \frac{1500 \times 0.9167}{2} \times \left(\frac{0.333 + \pi \times 0.08 \times 0.9167}{\pi \times 0.9167 - 0.08 \times 0.333} \right) \\ &\quad + \frac{1500 \times 0.08 \times 1.25}{2} = 136 + 75 = 211 \text{ lb} \cdot \text{in} \end{aligned} \quad \text{答案}$$

(c) 降落重物时所需的扭矩, 即卸载时螺旋所需的扭矩, 可用式(8-2)和(8-6)求得, 因此

$$\begin{aligned} T &= -\frac{F d_m}{2} \left(\frac{\pi \mu d_m - l}{\pi d_m + \mu l} \right) + \frac{F \mu_c d_c}{2} \\ &= -\frac{1500 \times 0.9167}{2} \times \left(\frac{\pi \times 0.08 \times 0.9167 - 0.333}{\pi \times 0.9167 + 0.08 \times 0.333} \right) \\ &\quad + \frac{1500 \times 0.08 \times 1.25}{2} = -24.4 + 75 = 50 \text{ lb} \cdot \text{in} \end{aligned} \quad \text{答案}$$

式中第一项的负号, 表示该螺旋是不能自锁的, 如果不是轴环上有摩擦并必须加以克服, 那么由于载荷作用, 螺旋将自行旋转。因此, 在卸载时旋转螺旋所需的扭矩要比只须克服轴环摩擦所需的扭矩小。

(d) 总效率为

$$e = \frac{F l}{2 \pi T} = \frac{1500 \times 0.333}{2 \pi \times 211} = 0.377 \quad \text{答案}$$

* 参阅16-5节。

8-3 螺 纹 应 力

在图8-6b中, 力 F 是通过螺旋的矩形螺纹传递给螺母的。我们关心的是求出螺母和螺旋螺纹中产生的应力, 因为如应力达到屈服强度时, 它可能引起螺纹的失效。

如果我们假定载荷是均匀地分布在螺母高度 h 上, 并假设螺旋的螺纹由于在小径处剪坏而失效, 则螺纹平均剪应力为

$$\tau = \frac{2F}{\pi d_r h} \quad (8-7)$$

假设螺母上的螺纹是在大径处被剪坏, 则螺母螺纹的平均剪应力为

$$\tau = \frac{2F}{\pi d h} \quad (8-8)$$

应特别注意这些是平均应力, 因为已假定各螺纹所承受的载荷是相等的。以后我们将会发现在许多情况中这些假定的误差是很大的。鉴于这种情况, 在设计中应用式(8-7)和(8-8)时, 必须取较大的安全系数, $n > 2$ 。

螺纹中的挤压应力为

$$\sigma = \frac{-4pF}{\pi h(d^2 - d_r^2)} \quad (8-9)$$

由于假定力是均匀地分布在螺纹面上的, 所以上式中的 σ 也是平均应力。实际上螺纹承载时会有些弯曲, 所以这里也应取大的安全系数。

对其它型式的螺纹, 可以导出与上述相类似的螺纹应力公式。对于螺纹紧固件, ANSI提出了若干计算螺纹剪应力的方法。在这些方法中, 最简单的是假设螺栓和螺母材料有相似的抗拉强度。在这种情况下, 假如螺纹发生滑牙, 在螺纹节圆直径处或接近节圆直径处, 内外螺纹将同时发生滑牙。剪切面积 A_s 可按下式计算

$$A_s = \frac{\pi d_m L_e}{2} \quad (8-10)$$

式中 L_e 是螺纹的接合(旋合)长度。按这样的面积计算螺纹应力是很近似的。此外, 螺母的材料与螺栓的材料通常是很不相同的, 所以这些公式充其量只能作为应力的推测。请记住, 一个好的工程师经常用大量的精确的实验室试验来证实他的分析, 那么这个工程师决不会失败。

8-4 螺 纹 紧 固 件

紧固件是按其打算如何使用来命名的, 而不问其具体应用时是如何实际使用的。如果记住这一基本事实, 区分螺钉和螺栓就不困难了。

如果设计的制品其主要用途是装入有螺纹的孔, 它就是螺钉。于是在螺钉的头部施加扭

矩就能拧紧它。

如果设计的制品打算在应用它时需要带有螺母，它就是螺栓。对螺母施加扭矩就能拧紧螺栓。

双头螺栓类似一螺杆，它一端拧入螺纹孔，另一端旋上螺母。

正是这种使用意图，而不是实际的使用，决定了制品的名称。因此，可能在许多场合中要求在两块薄钢板上钻孔，用机螺钉和螺母把它们联接起来。

由于篇幅所限，不能将种类繁多的螺纹制品尺寸列在一个完整的表格中，但表A-28到A-31列出了螺栓、螺钉和螺母的一些尺寸。

有头螺钉（具有六角或其它型式头部的精制螺钉），这种螺钉的尺寸从 $\frac{1}{4}$ in到(含)3 in，如表A-29所示。有些头部形状如内六角头和沉头，在装配时不需要扳手空间。米制有头螺钉的尺寸由直径5mm到100mm。粗牙螺纹和细牙螺纹系列的有头螺钉均有供应。

六角头有头螺钉和精制六角头螺栓之间没有什么区别。当然，螺栓同样也可制成半精制和粗制的型式，这些型式可能在尺寸上是不同的。从表A-30图上应注意如下一些特征：在头部和螺杆上有倒角，螺纹长度为 $(2d + \frac{1}{4})$ in，在头部下面有支承面和圆角半径。

8-5 受拉的螺栓联接

当要求一个联接不用损坏它的办法而能拆卸，而且联接的强度又能足以承受外界的拉伸载荷或剪切载荷或拉伸与剪切的复合载荷的作用，则使用带有淬硬垫圈的简单的螺栓联接是个良好的解决办法。然而，当主要载荷是剪切类型时，推荐采用铆接，由于铆钉会填满钉孔，这样有助于保证承载铆钉受载均匀。螺栓联接中螺栓与孔之间有间隙。制造公差会使某些螺栓承担的载荷份额无法预计。

图8-7所示为螺栓联接的一部分。注意，螺栓和孔之间有间隙。在这种应用场合中，螺栓已经预先加载，使螺栓承受初拉力 F_i ，随后再施加外界的载荷 P 和剪切载荷 P_s 。预加载荷的作用是使零件处于压缩状态，它一方面能更好地承受外界的拉伸载荷；另一方面使零件之间产生摩擦力以承受剪切载荷。剪切载荷对螺栓的最后拉力是没有影响的。当

研究外界拉伸载荷对零件压缩和螺栓总拉力的影响时，我们将不考虑这个剪切载荷。

正如我们在第三章中所学过的，弹性构件（例如螺栓）的弹簧常数或刚度系数是作用在构件上的力和由此力作用而产生的变形量的比值。在简单拉伸或压缩中杆件的变形量为

$$\delta = \frac{Fl}{AE} \quad (a)$$

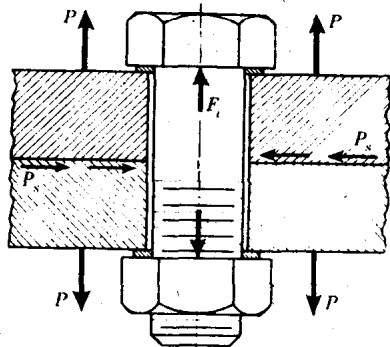


图 8-7 螺栓联接

式中 δ ——变形量;
 F ——力;
 A ——面积;
 E ——弹性模量。

因此, 刚度系数为

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{AE}{l} \quad (b)$$

在求解螺栓刚度系数时, 因为忽略了螺纹的影响, 所以 A 是根据名义直径即大径求得的面积。 l 是被联接零件的总厚度。注意, 该总厚度比螺栓的长度稍短些。

现在我们设想有一受拉伸载荷的螺栓联接。应用下列术语:

P ——作用在螺栓联接组合构件上的总的外载荷;
 F_i ——施加外力 P 以前, 作用在螺栓上的预加拉伸载荷;
 P_b —— P 的一部分 (螺栓承受的);
 P_m —— P 的一部分 (构件承受的);
 F_b ——作用在螺栓上的合力;
 F_m ——作用在构件上的合力。

当外载荷 P 作用于有预加载荷的组合构件时, 螺栓和被联接构件的变形就有了变化。初始处于拉伸状态的螺栓变得更长了。螺栓变形的增量为

$$\Delta \delta_b = \frac{P_b}{k_b} \quad (c)$$

被联接构件由于预加载荷而具有初始压缩量。当外载荷作用后, 构件的压缩量将减少, 其变形的减少量为

$$\Delta \delta_m = \frac{P_m}{k_m} \quad (d)$$

假设被联接构件并没有分离, 那么, 螺栓变形的增量必然等于被联接构件变形的减少量。因此

$$\frac{P_b}{k_b} = \frac{P_m}{k_m} \quad (e)$$

由于 $P = P_b + P_m$, 可得:

$$P_b = \frac{k_b P}{k_b + k_m} \quad (f)$$

因此, 作用在螺栓上的合力为

$$F_b = P_b + F_i = \frac{k_b P}{k_b + k_m} + F_i \quad (8-11)$$

同样, 我们可以写出被联接构件上压缩的合力为

$$F_m = \frac{k_m P}{k_b + k_m} - F_i \quad (8-12)$$

显然，式 (8-11) 和 (8-12) 只适用于构件中在外载荷作用下仍保留了一些初始压缩量的联接。如果外力大到使压缩变形完全消失，则被联接构件将彼此分离，而全部载荷将由螺栓承受。

图 8-8 所示为作用力与变形的特性图，表明联接受力的变化。 k_m 线表示构件的刚度； δ_m 表示任何作用力例如预加载荷 F_i 在构件中产生的压缩变形量； δ_b 表示同一作用力在螺栓中产生的拉伸变形量。当外力 P 作用时， δ_m 减少了 $\Delta\delta_m$ ，而 δ_b 却增加了同样的量 $\Delta\delta_b = \Delta\delta_m$ 。因此作用在螺栓上的载荷增加了，而作用在构件上的载荷减小了。

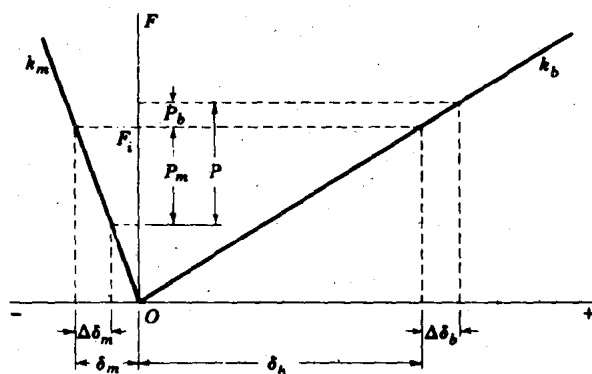


图 8-8

我们用下面例子来说明式 (8-11) 和 (8-12) 的含义。图 8-9a 中的弹簧秤上挂有 150 lb 重锤，它比拟拧紧螺栓时螺栓受有 150 lb 的拉伸预加载荷。然后将金属块嵌入图示的位置 (图 8-9b)，再取下 150 lb 的重锤，换上一 20 lb 重的重锤。图 8-9b 现在表示的是一螺栓组合构件，它受有 150 lb 的预加载荷和 20 lb 的外载荷。加上的 20 lb 重锤是不会增加代表螺栓的秤杆 A 的拉伸量的。但如果拉力大于 150 lb，那么弹簧秤读数将超过 150 lb，该金属块就将落下来。由于金属块的刚度系数 k_m 比秤的刚度系数 k_b 大得很多，因而这是一个极端情况的例子，但它的确说明具有适当的预加载荷是可取的。这从下面的例子可看得更真实。

例题 8-2 在图 8-7 中，设 $k_m = 8k_b$ ，如果预加载荷 $F_i = 1000$ lb，外载荷 $P = 1100$ lb，试求在螺栓中的总拉力和构件中的总压力。

解 从式 (8-11) 知螺栓中的总拉力为

$$F_b = \frac{k_b P}{k_b + k_m} + F_i = \frac{k_b \times 1100}{k_b + 8k_b} + 1000 = 1122 \text{ lb} \quad \text{答案}$$

从式 (8-12) 知构件中的总压力为

$$F_m = \frac{k_m P}{k_b + k_m} - F_i = \frac{8k_b \times 1100}{k_b + 8k_b} - 1000 = -22 \text{ lb} \quad \text{答案}$$

这个例子说明，螺栓所承受的外载荷的比例 (占 11%) 是小的，这个值与联接的相对刚度有关。尽管外载荷比预加载荷大，但构件仍然处于压缩状态，它们并没有分离。

对螺栓预加载荷的重要性无论怎样估计都不会过高。一个大的预加载荷能改善螺栓联接的疲劳强度和自锁效果。现分析这何以是确实的。假想有一外加拉伸载荷，从 0 到 P 之间变化。如果螺栓是有预加载荷的，仅有百分之十的外载荷将引起螺栓的变应力，那么在修正了