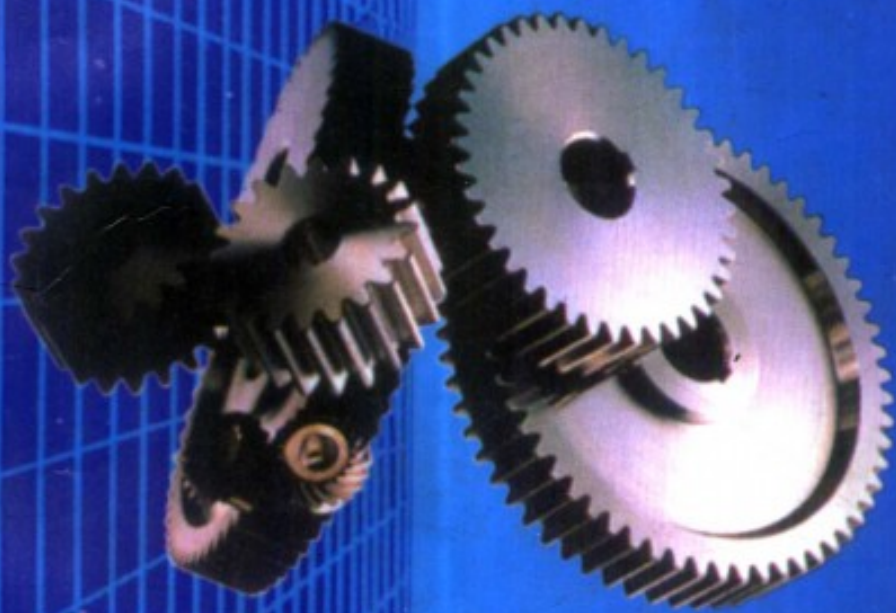


机械设计计算

汪琪 李钧 编著



中国致公出版社

机械设计计算

汪 琪 李 约 编著

中国致公出版社

机械设计计算

汪琪 李钧 编著

中国致公出版社出版发行

(北京市西城区太平桥大街4号 邮编:100034)

新华书店经销

中国人民大学印刷厂印刷

开本:787×1092 1/16 印张:32.75 字数:695千字

1998年5月第1版 1998年5月第1次印刷

印数:1—5 000册

ISBN 7-80096-262-8/TH·2

定价:35.00元

前

言

机械零件(机械设计)课程是一门技术基础课。这门课程综合理论力学、材料力学、机械原理、金属工艺学、金属学及热处理、公差及技术测量、机械制图及计算机等知识,来解决通用的机械零部件的设计问题。同时,这门课程又是学习专业课的必要条件。所以说机械零件课程是技术基础课与专业课之间的联系环节,起着承上启下的作用。

机械零件(机械设计)课程,对机械类和近机类专业学生(包括电视大学、职工大学、函授大学、中等专业学校等类似专业)、机械专业技术人员都至关重要。编者总结机械零件(机械设计)教学数十年的实践经验,按部颁大纲的精神,结合少而精的原则把一部分具有代表性的通用机械零件的设计计算理论、设计方法和步骤、需用资料和图表编写成册,以便于大专院校学生学习《机械设计》课程时得到启发,顺利地完成学习作业和解决课程设计中的问题。

本书为从事机械设计工作的技术人员提供了常用的设计理论和方法,可作为从事设计的借鉴。

为了便于阅读和使用,在解析各种机械零件设计问题时,首先扼要介绍有关零件的概念、基本定律、公式、图表和资料以及结构设计,然后,用较大的篇幅选择有代表性的例题进行剖析,讲述解题的思路,归纳解题的规律,指出必须注意的事项,最后,附以适量的习题。

本书密切配合大学教材,一切符号及其意义均与教材相同。

本书所引用的有关标准、规范、数据、资料等,仅择取与阐明问题密切相关的部分,在实际设计时,应以当时的现行标准、规范为依据。

本书所用的计量单位,按国际单位。

读者在阅读本书后,可针对性的得到启发,能在教师辅导下完成大作业和课程设计,从而提高设计计算和独立解决设计工作的能力。

本书较详细地编入了“窄型 V 带设计计算”、“变位齿轮传动设计计算”和“板簧设计计算”。

本书一至四章及第七章为汪琪编写,五至六章及八至十二章为李钧编写,彼此相互校对多次。

本书可供工科院校机械类、近机类专业师生(包括电视大学、职工大学、函授大学、中等专业学校等类似专业)使用。也可供从事机械设计工作的技术人员参考。

由于水平有限,书中缺点错误难免,期望读者批评指正。

编者

目 录

第一章 螺纹联接的强度计算

- § 1—1 螺栓组联接的受力分析 (1)
- § 1—2 单个螺栓联接的强度计算 (5)
- § 1—3 螺栓组联接计算举例 (13)

第二章 螺旋传动

- § 2—1 概述 (27)
- § 2—2 螺旋传动的材料和许用应力 (28)
- § 2—3 传力螺旋传动的设计计算 (29)
- § 2—4 传导螺旋的设计计算 (42)
- § 2—5 滚动螺旋传动的设计计算 (46)

第三章 带传动

- § 3—1 带传动的理论基础 (66)
- § 3—2 普通三角胶带传动的设计计算 (75)
- § 3—3 窄 V 带传动的设计计算 (93)
- § 3—4 平带传动的设计计算 (113)
- § 3—5 同步带传动的设计计算 (127)
- § 3—6 多楔带传动的设计计算 (141)
- § 3—7 塔轮传动 (147)
- § 3—8 多从动轮带传动 (152)

第四章 齿轮传动

- § 4—1 直齿圆柱齿轮传动的设计计算 (156)
- § 4—2 斜齿圆柱齿轮传动的设计计算 (187)
- § 4—3 标准圆锥齿轮传动的强度计算 (200)
- § 4—4 变位齿轮传动的设计计算 (212)
- § 4—5 齿轮的结构设计 (282)
- § 4—6 齿轮传动的效率和润滑 (285)

第五章 蜗杆传动

- § 5—1 概述 (292)
- § 5—2 普通圆柱蜗杆传动的基本参数和尺寸计算 (293)

§ 5—3	普通圆柱蜗杆传动设计计算	(297)
§ 5—4	圆弧齿圆柱蜗杆传动	(303)
§ 5—5	蜗杆传动的效率、润滑及热平衡计算	(305)
§ 5—6	蜗杆传动的结构设计	(307)
第六章 链传动		
§ 6—1	链传动的全部内容	(319)
§ 6—2	套筒滚子链传动	(320)
§ 6—3	齿形链传动	(327)
第七章 滑动轴承		
§ 7—1	润滑	(334)
§ 7—2	滑动轴承的种类及其应用	(343)
§ 7—3	滑动轴承的典型结构	(345)
§ 7—4	轴瓦的材料和结构设计	(349)
§ 7—5	非液体摩擦滑动轴承的设计计算	(355)
§ 7—6	液体摩擦动压向心滑动轴承的设计计算	(363)
第八章 滚动轴承		
§ 8—1	滚动轴承的基本知识	(385)
§ 8—2	滚动轴承类型选择	(388)
§ 8—3	滚动轴承的计算	(390)
§ 8—4	变工况下滚动轴承的计算	(400)
§ 8—5	一个支点上安装两个同型号的向心推力轴承的计算特点	(401)
§ 8—6	滚动轴承的极限转速	(402)
§ 8—7	不同可靠度对滚动轴承尺寸的选择	(403)
§ 8—8	滚动轴承的组合设计	(405)
第九章 轴		
§ 9—1	概述	(415)
§ 9—2	轴的结构设计	(417)
§ 9—3	轴的强度计算	(420)
§ 9—4	轴的刚度校核计算	(424)
§ 9—5	轴的振动	(425)
第十章 联轴器与离合器		
§ 10—1	联轴器与离合器的作用	(433)
§ 10—2	联轴器	(434)
§ 10—3	离合器	(443)

第十一章 弹簧

- § 11—1 概述 (450)
- § 11—2 圆柱形螺旋拉伸、压缩弹簧的结构参数与尺寸 (452)
- § 11—3 圆柱形螺旋拉伸、压缩弹簧的计算 (455)
- § 11—4 圆柱形螺旋扭转弹簧的计算 (458)
- § 11—5 板弹簧的设计计算 (463)

第十二章 机械零件现代的设计方法

- § 12—1 机械可靠性概念、可靠性特征量和可靠性设计程序 (490)
- § 12—2 计算机辅助设计 (507)

螺纹联接件的强度计算

螺纹联接件的强度计算,是确定螺纹的公称直径 d 。螺纹联接件 d 以外的各种尺寸,可根据 d 和结构上的要求,在有关的标准中选取。

本章将集中地把常用的螺纹联接中的几种典型螺栓联接件的强度计算进行剖析。为了便于讨论和阅读,首先将螺纹联接的基本概念、力的分析和计算公式简单扼要地介绍一下。

§ 1—1 螺栓组联接的受力分析

设计螺栓组时,首先是规定螺栓数目和布局,再根据联接受力分析找出螺栓组中受力最大的螺栓,按强度条件决定其直径等尺寸。为了制造装配的方便和安全,其他螺栓一般也采用相同的尺寸。

计算螺栓组时假定被联接件是刚体,各螺栓的材料、直径、长度和预紧力均相同。

一、受横向载荷的螺栓组

(一)采用普通螺栓

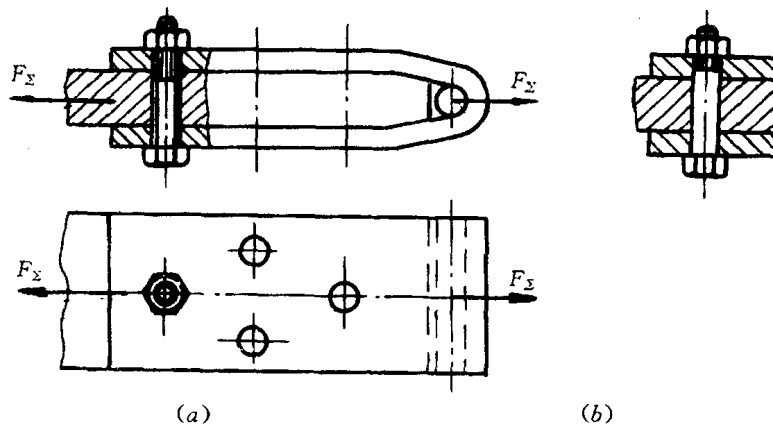


图 1-1 受横向载荷的螺栓组联接

如图 1-1a 所示,横向载荷 F_{Σ} 是靠拧紧螺母后产生摩擦力来传力的。为了可靠起见,一般取摩擦力大于或等于横向载荷。因此取

$$fF'Zi \geq K_s F_{\Sigma}$$

$$\text{或 } F' \geq \frac{K_s F_{\Sigma}}{fZi} \quad (1-1)$$

式中; K_s ——可靠性系数, $K_s=1.1\sim 1.3$;

Z ——螺栓数；

i ——接合面数，图 1-1a 中 $i=2$ ；

f ——接合面摩擦系数，表 1-1。

表 1-1 联接接合面的摩擦系数

被联接件	接合面的表面状态	摩擦系数 f
钢或铸铁零件	干燥的加工表面	0.10~0.16
	有油的加工表面	0.06~0.10
钢结构件	轧制表面，钢丝刷清理浮锈	0.30~0.35
	涂富锌漆	0.35~0.40
	喷砂处理	0.45~0.55
铸铁对砖料、混凝土、木材	干燥表面	0.40~0.45

由式(1-1)求得的预紧力 F' 即每个螺栓所受的轴向工作拉力，其强度条件与只受预紧力的螺栓联接相同(见单个螺栓强度计算一节)。

(二) 采用铰制孔用螺栓

如图 1-1b 所示，当联接受横向载荷 F_{Σ} 后，螺栓将受剪切，同时与被联接件的孔壁互相挤压。若各螺栓所受的工作载荷相等，则各螺栓所受的剪力为

$$F_s = \frac{F_{\Sigma}}{Z} \quad F_s = \frac{F_{\Sigma}}{Z} \quad (1-2)$$

由于联接件并不是刚体，各个螺栓的剪力也不相等，为了避免受力不均，沿载荷方向布置的螺栓数不宜超过 6 个。同时要注意剪切面数目，如果是两个剪切面， F_s 就是该两个剪切面剪力之和。

对比受拉受剪螺栓联接，如在同样的横向载荷 F_{Σ} 的作用下，受拉螺栓受到的拉力 $F' = \frac{K_s}{f} F_s$ (设 $i=1$)，若 $K_s=1.3$ ， $f=0.15$ ，则 F' 就是 F_s 的 8.6 倍，所以受拉螺栓的尺寸要比受剪联接大得多，但受拉联接结构简单，加工方便，因此仍较为常用。

二、受扭矩作用的螺栓组

如图 1-2 所示受扭矩 T 的底板有绕通过螺栓组形心 O 并与接合面垂直的轴线旋转的趋势。为了防止底板转动，可采用普通螺栓联接，也可用铰制孔用螺栓联接。其传力方向和受横向载荷的螺栓组联接相同。

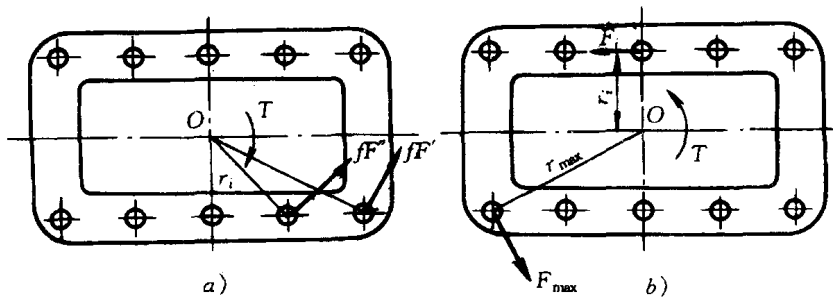


图 1-2 受扭矩作用的螺栓组联接

(一)用普通螺栓联接

图 1-2a 所示,根据底板静力平衡条件得

$$fF'r_1 + fF'r_2 + \dots + fF'r_z = K_s T$$

各螺栓所需的预紧力为

$$F' = \frac{K_s T}{f(r_1 + r_2 + \dots + r_z)} = \frac{K_s T}{f \sum_{i=1}^z r_i} \quad (1-3)$$

式中: r_i ——第 i 个螺栓的轴线到螺栓组形心的距离;

Z ——螺栓数;

f ——接合面间的摩擦系数,表 1-1;

K_s ——可靠性系数。

显然, F' 即为螺栓所受的轴向工作拉力。

(二)用铰制孔用螺栓联接

在扭矩 T 的作用下,各螺栓所受的横向工作剪力 F_{S_i} 与螺栓轴线到螺栓组形心 O 的连线相垂直(图 1-2b),根据底板的静力平衡条件得

$$F_{S_1}r_1 + F_{S_2}r_2 + \dots + F_{S_z}r_z = \sum_{i=1}^z F_{S_i}r_i$$

根据螺栓变形协调原理,各螺栓所受的工作剪力与其距形心的距离成正比;即

$$\frac{F_{S_i}}{r_i} = \frac{F_{S_{\max}}}{r_{\max}} \quad \text{或} \quad F_{S_i} = \frac{F_{S_{\max}}}{r_{\max}} r_i$$

代入上式,得

$$T = \frac{F_{S_{\max}}}{r_{\max}} \sum_{i=1}^z r_i^2 \quad \text{或} \quad F_{S_{\max}} = \frac{T r_{\max}}{\sum_{i=1}^z r_i^2} \quad (1-4)$$

式中: F_{S_i} ——第 i 个螺栓所受的横向工作剪力;

$F_{S_{\max}}$ ——受力最大(即离螺栓组形心最远)的螺栓所受的横向工作剪力;

r_i ——第 i 个螺栓轴线到螺栓组形心 O 的距离;

r_{\max} ——受力最大的螺栓轴线到螺栓组形心 O 的距离。

三、受轴向工作载荷的螺栓组

图 1-3 为一受轴向总载荷 F_{Σ} 的汽缸盖螺栓组联接。计算时,假定各螺栓受载相同,则每个螺栓所受的工作拉力为

$$F = \frac{F_{\Sigma}}{Z} \quad (1-5)$$

应当指出,各螺栓除承受轴向工作拉力 F 外,还受有预紧力 F' 的作用。因此,螺栓所受的总拉力 F_0 ,并不等于 F 与 F' 之和。具体求法将在下节中讨论。

四、受翻转力矩作用的螺栓组联接

图 1-4 为受翻转力矩 M 的底板螺栓组联接。由图 1-4a 可得:

$$F'_1 L_1 + F'_2 L_2 + \dots + F'_z L_z = M$$

$$\text{或} \quad \sum_{i=1}^z F'_i L_i = M \quad (1-6)$$

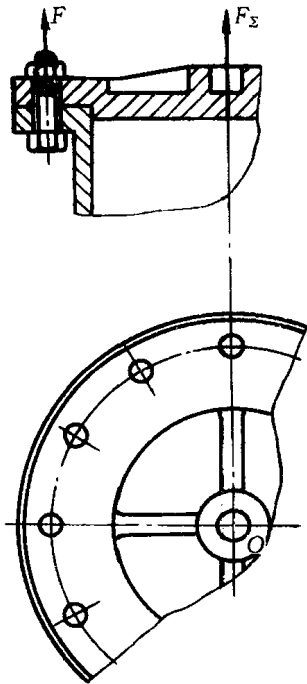


图 1-3 受轴向载荷的螺栓组联接

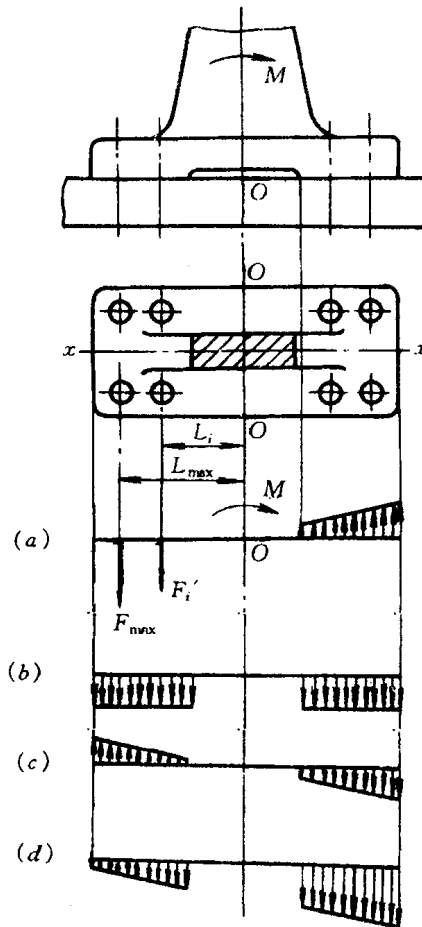


图 1-4 受翻转力矩的螺栓组联接

式中： F'_i ——第 i 个螺栓作用在底板上的轴向反力；

L_i ——第 i 个螺栓的轴线到螺栓组对称轴线 $O-O$ 的距离。

根据螺栓的变形协调条件，各螺栓的工作拉力和螺栓到对称轴线 $O-O$ 的距离成正比。若以 F_i 、 F_{\max} 及 L_i 、 L_{\max} 分别表示第 i 个螺栓及受力最大的螺栓所受的工作拉力（与图 1-4a 中受力方向相反）及其到对称轴线的距离，则得

$$\frac{F_{\max}}{L_{\max}} = \frac{F_i}{L_i} \text{ 或 } F_i = F_{\max} \frac{L_i}{L_{\max}} \quad (1-7)$$

联解式(1-6)及(1-7)，即求得受力最大螺栓的工作拉力为

$$F_{\max} = \frac{ML_{\max}}{\sum_{i=1}^z L_i^2} \quad (1-8)$$

对于翻转力矩的螺栓组，除根据预紧力 F' 、最大工作拉力 F_{\max} 确定螺栓的总拉力，进行螺栓强度计算外（见下节），还需要校核底板与基座接合面间的挤压强度及底板有无滑移的危险。

在预紧力 F' 作用下，接合面间的挤压应力 $\sigma_{F'}$ 的分布情况如图 1-4b 所示。即

$$\sigma_{F'} = \frac{ZF'}{A}$$

在翻转力矩 M 作用下，接合面间的挤压应力 σ_M 的分布情况下，如图 1-4c 所示。即

$$\sigma_M = \frac{M}{W}$$

上面两种挤压应力合成后,总挤压应力 σ_p 的分布情况,如图 1-4d 所示。接合面左端边缘处的挤压应力最小,而右端边缘处的挤压应力最大。

为了防止接合面受压最大处压碎,应满足以下条件,即

$$\sigma_{p\max} = \frac{ZF'}{A} + \frac{M}{W} \leq [\sigma]_p \quad (1-9)$$

为了防止接合面受压最小处出现间隙,应满足以下条件,即

$$\sigma_{p\min} = \frac{ZF'}{A} - \frac{M}{W} > 0 \quad (1-10)$$

式中 F' ——每个螺栓所受的预紧力;

Z ——螺栓数目;

A ——接合面的面积;

W ——接合面的抗弯剖面模数;

$[\sigma]_p$ ——接合面材料的许用挤压应力,表 1-2。

表 1-2 联接接合面材料的许用挤压应力 $[\sigma]_p$

材料	钢	铸铁	混凝土	砖(水泥浆缝)	木材
$[\sigma]_p, \text{MPa}$	$0.8\sigma_s$	$(0.4 \sim 0.5)\sigma_B$	2.0~3.0	1.5~2.0	2.0~4.0

注:1) $[\sigma]_s$ 为材料屈服极限,MPa; σ_B 为材料强度极限,MPa; 2) 当联接接合面材料不同时,应按强度较弱者选取。

3) 联接承受静载荷时 $[\sigma]_p$ 取大值; 变载时则应取较小值。

一般而论,对受拉螺栓可按轴向载荷或(和)翻转力矩确定螺栓的工作拉力;按横向载荷或(和)扭矩确定联接所需要的预紧力。然后求出螺栓的总拉力(详见下节)。对受剪螺栓可按横向载荷或(和)扭矩确定螺栓的工作剪力。求得受力最大的螺栓及其受力后,即可进行螺栓的强度计算。

§ 1-2 单个螺栓联接的强度计算

对于受拉螺栓,其设计准则是保证螺栓的静力拉伸强度;对于受剪螺栓是保证联接的挤压强度和螺栓的剪切强度,其中联接的挤压强度对联接的可靠性起决定作用。

一、松联接螺栓的强度计算

松联接是指螺栓不受预紧力,只受工作拉力 F 的联接。螺栓螺纹部分的强度条件为

$$\sigma = \frac{F}{A_c} = \frac{4F}{\pi d_c^2} \leq [\sigma] \text{ 或 } d_c \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}}, \text{ mm} \quad (1-11)$$

式中: F ——作用在螺栓上的轴向力, N;

A_c ——螺纹危险剖面的计算面积,一般取 $A_c \approx \frac{1}{4}\pi d_1^2$;

d_c^* ——螺纹危险剖面的直径。对三角螺纹 $d_c = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) - \frac{H}{6}$, d_1 —内径、 d_2 —中径、 H 螺纹的理论高度。设计时一般取 $d_c \approx d_1$ 计算。如果螺纹切制表面粗糙,必须用 d_1 计

算。如果螺纹局部直径小于 d_1 (如退刀槽) 或局部空心, 应取最小剖面直径计算;

$[\sigma]$ ——螺栓材料的许用拉伸应力, MPa。对于钢制螺栓, $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{[S]}$;

σ_s ——螺栓材料的屈服极限, MPa, 表 1-3;

$[S]$ ——安全系数, 表 1-4。

表 1-3 螺纹联接件常用材料的机械性能

材 料	抗拉强度极限 σ_B (MPa)	屈服极限 σ_s (MPa)	疲劳极限(MPa)	
			σ_{-1}	σ_{-1V}
10	340~420	210	160~220	120~150
A2	340~420	220	—	—
A3	410~470	240	170~220	120~160
35	540	320	220~300	170~220
45	610	360	250~340	190~250
40Cr	750~1000	650~900	320~440	240~340

注: σ_{-1V} ——抗压疲劳极限

表 1-4 安全系数 $[S]$

装配情况	公称直径 螺栓材料	载 荷 性 质			
		静 载 荷		变 载 荷	
		M6~M16	M16~M30	M6~M16	M16~M30
紧联接 (不控制预紧力)	碳素钢	4.0~3.0	3.0~2.0	10~6.5	6.5
	合金钢	5.0~4.0	4.0~2.5	7.5~5.0	5.0

由表 1-4 可见, 螺栓的许用安全系数随直径减小而增大。这是因为尺寸小的螺栓, 在扳紧时容易过载而损坏, 为了安全起见, 把许用安全系数定得高些, 许用应力取得低些。设计时由于直径 d 和许用应力都是未知数, 需要用试算法, 即先假定一公称直径 d , 查出许用安全系数 $[S]$ 和求得许用应力 $[\sigma]$ 后进行试算, 直到算出直径与假定的相符为止。

表 1-5 普通粗牙螺纹的外径、内径和根部剖面面积(摘录)

螺纹直径 mm		剖面面积 A, mm^2	螺纹直径, mm		剖面面积 A, mm^2	螺纹直径		剖面面积 A, mm^2
外径 d	内径 d_1		外径 d	内径 d_1		外径 d	外径 d_1	
6	4.918	17.9	16	13.835	144.1	36	31.670	759.5
7	5.891	26.1	18	15.294	174.4	39	34.670	912.9
8	6.647	32.9	20	17.294	225.5	42	37.129	1045.2
9	7.647	43.7	22	19.294	281.5	45	40.129	1224.0
10	8.376	52.3	24	20.752	324.3	48	42.588	1376.7
11	9.376	65.8	27	23.752	427.1	52	46.588	1652.0
12	10.106	76.3	30	26.201	518.9	56	50.046	1915.2
13	11.835	104.7	33	29.211	633.0	60	54.046	2227.0

设计计算,应用式(1-11):

$$A_c \geq \frac{F}{[\sigma]}$$

求出螺纹根部的部面积 A_c 后,即可由表 1-5 选取螺纹外径 d ,此 d 即螺纹联接的公称直径。

二、紧螺栓联接的强度计算

(一)只承受预紧力的螺栓

螺栓材料是塑性的,受拉伸和扭转复合应力的作用,则其强度条件为

$$\sigma_{ca} = \frac{1.3F'}{A_c} \leq [\sigma] \quad (1-12)$$

式中: F' ——预紧力,N;其余符号意义同前。

(二)承受预紧力和工作拉力的螺栓

此种受力形式在紧螺栓联接中比较常见,因而也是最重要的一种。例如压力容器、管件接头以及底板的螺栓联接等都属此类。这种紧螺栓联接承受轴向载荷后,由于螺栓和被联接件的弹性变形,螺栓所受的总拉力并不等于预紧力和工作拉力之和。根据理论分析,螺栓的总拉力 F_0 。除和预紧力 F' 、工作拉力 F 有关外,还受到螺栓刚度 C_1 及被联接件刚度 C_2 等因素的影响。因此,应从分析螺栓联接的受力和变形关系入手,找出螺栓总拉力的大小。

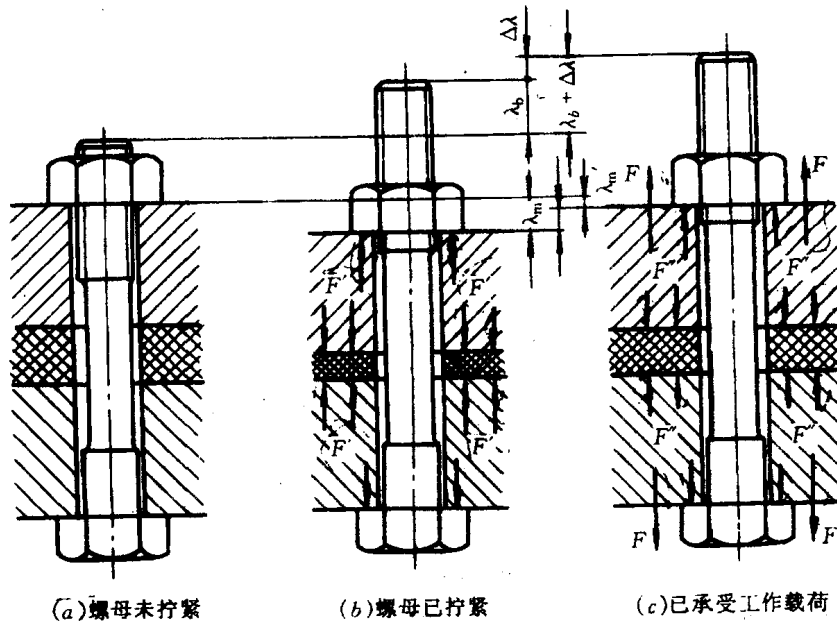


图 1-5 单个紧螺栓联接受力变形图

图 1-5 为汽缸盖螺栓组联接中一个螺栓受力变形分析。

图 1-5a 螺母装上未拧紧。此时,螺栓和被联接件都不受力,因而也不产生变形。

图 1-5b 螺母已拧紧,但尚未承受工作载荷。此时,螺栓受预紧力 F' 的拉伸作用,其伸长量为 λ_1 。相反,被联接件则在 F' 的压缩作用下其压缩量为 λ_2 。

图 1-5c 是承受工作载荷时的情况。此时若螺栓在原变形 λ_1 的基础上再继续伸长 $\Delta\lambda_1$,而被联接件由于螺栓的伸长却得到舒展,其回松量为 $\Delta\lambda_2$,根据变形协调条件, $\Delta\lambda_2 = \Delta\lambda_1$ 。因此,当工作载荷作用以后,被联接件的变形由原来的 λ_2 减至 $\lambda_2 - \Delta\lambda_2$,与此同时,被联接件的预紧力

也由原来的 F' 减至 F'' , 称为剩余预紧力。

显然, 联接受载后, 由于预紧力的变化, 螺栓的总拉力 F_0 并不等于预紧力 F' 与工作拉力 F 之和, 而等于剩余预紧力 F'' 与工作拉力 F 之和, 即 $F_0 = F'' + F$ 。

上述的螺栓和被联接件的受力与变形关系, 还可以用线图表示。如图 1-6a、b 分别表示螺栓和被联接件的受力和变形的关系。

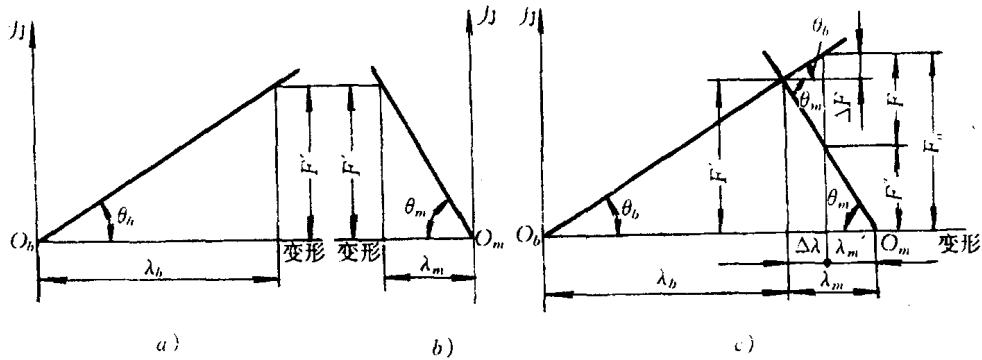


图 1-6 单个紧螺栓联接受力变形图

由图可见, 在联接尚未承受工作拉力 F 时, 螺栓的拉力和被联接件的压缩力, 都等于预紧力 F' 。因此, 为分析上的方便, 可将图 1-6a 和 1-6b 合并成图 1-6c。如图示当联接承受工作载荷 F 时, 螺栓的总拉力为 F_0 , 相应的总伸长量为 $\lambda_1 + \Delta\lambda$; 被联接件的压缩力等于剩余预紧力 F'' , 相应的总压缩量为 $\lambda_2 - \Delta\lambda$ 。由图可见, 螺栓的总拉力 F_0 等于剩余预紧力 F'' 与工作拉力 F 之和。即

$$F_0 = F'' + F \quad (1-13)$$

式中的工作拉力 F , 可按螺栓联接的受载状态, 由式(1-5)或(1-8)确定。

为了保证联接的紧固和紧密性, 剩余预紧力应大于零, 表 1-6 列出了剩余预紧力推荐值。

表 1-6 剩余预紧力 F'' 推荐值

联 接 情 况		剩余预紧力 F''
紧 固	工作拉力 F 无变化	$F'' = (0.2 \sim 0.6)F$
	工作拉力 F 有变化	$F'' = (0.6 \sim 1.0)F$
	有密封性要求	* $F'' = (1.5 \sim 1.8)F$
地 脚 螺 栓		$F'' \geq F$

* 应保证密封面剩余预紧力压强 p'' 为压力容器工作压力 p 的(2~3.5 倍)。

为了保证联接有足够的剩余预紧力 F'' , 螺栓所需要的预紧力 F' , 由图 1-6 中的几何关系推出。如图 1-6 可得。

$$\frac{F'}{\lambda_1} = \text{tg}\theta_1 = C_1, \quad \frac{F'}{\lambda_2} = \text{tg}\theta_2 = C_2 \quad (1-14)$$

式中: C_1 、 C_2 分别表示螺栓和被联接件的刚度, 均为定值。

由图 1-6c 得

$$F' = F'' + (F - \Delta F) \quad (a)$$

按图中的几何关系得

$$\frac{\Delta F}{F - \Delta F} = \frac{\Delta \lambda \operatorname{tg} \theta_1}{\Delta \lambda \operatorname{tg} \theta_2} = \frac{C_1}{C_2}, \Delta F = \frac{C_1}{C_1 + C_2} F \quad (b)$$

将(b)式代入(a)式得螺栓的预紧力为

$$F' = F'' + (1 - \frac{C_1}{C_1 + C_2}) F = F'' + \frac{C_2}{C_1 + C_2} F \quad (1-15)$$

螺栓的总拉力为

$$F_0 = F' + \Delta F$$

$$\text{或} \quad F_0 = F' + \frac{C_1}{C_1 + C_2} F \quad (1-16)$$

式(1-16)是螺栓总拉力的另一表达形式。

对金属联接,被联接件的受压面积 A_2 与螺栓面积 A_1 之比大于 10,或对于巨大混凝土地基(通常 $\frac{A_2}{A_1} > 100 \sim 150$)根据经验可取

$$F_0 = (1.1 \sim 1.2) F'$$

上式中 $\frac{C_1}{C_1 + C_2}$,称为螺栓的相对刚度,其大小与螺栓和被联接件的结构尺寸、材料以及垫片、工作载荷的作用位置等因素有关,其值在 0~1 之间变动。若被联接件的刚度很大(或采用刚性薄垫片),而螺栓的刚度很小(如细长的或中空螺栓)时,则螺栓的相对刚度趋于零。反之,其值趋近于 1。为了降低螺栓的受力,提高螺栓联接的承载能力,应使 $\frac{C_1}{C_1 + C_2}$ 值尽量小些。

$\frac{C_1}{C_1 + C_2}$ 值可通过计算或实验确定。一般设计时,可参考表 1-7 推荐的数据选取。

表 1-7 螺栓的相对刚度 $\frac{C_1}{C_1 + C_2}$

被联接件间所用垫片类别	$\frac{C_1}{C_1 + C_2}$
金属垫片(或无垫片)	0.2~0.3
皮革垫片	0.7
铜皮石棉垫片	0.8
橡胶垫片	0.9
连杆螺栓	0.2

在求得总拉力 F_0 之后,螺栓联接的强度条件为

$$\sigma = \frac{1.3F_0}{A_c} \leq [\sigma] \text{ 或 } A_c \geq \frac{1.3F_0}{[\sigma]} \quad (1-17)$$

求得 A_c 后,可由表 1-5 直接查得螺栓公称直径 d 。

对于受轴向变载荷的重要联接(如内燃机缸盖螺栓联接等),应对螺栓的疲劳强度作精确校核。

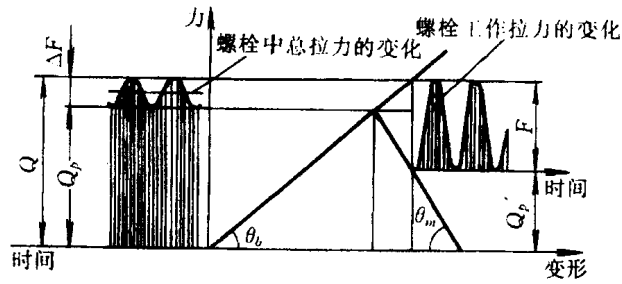


图 1-7 承受轴向变载荷螺栓联接

如图 1-7 所示,当工作拉力在 $0 \sim F$ 之间变化时,螺栓所受的总拉力在 $F' \sim F_0$ 之间变化。如果不考虑螺纹摩擦力矩的扭转作用,则螺栓危险剖面的最大拉力为

$$\sigma_{\max} = \frac{F_0}{\frac{\pi}{4} d_c^2}$$

最小拉力应为

$$\sigma_{\min} = \frac{F'}{\frac{\pi}{4} d_c^2}$$

应力幅为

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{C_1}{C_1 + C_2} \cdot \frac{2F}{\pi d_c^2} \leq [\sigma_a] \quad (1-18)$$

式中 $[\sigma_a]$ ——许用应力幅,表 1-9。

(三) 承受工作剪力的紧螺栓联接

如图 1-8 所示,这种联接是利用铰制孔用螺栓抵抗工作载荷 F 。

假设各螺栓所受的工作载荷相等,则每个螺栓所受的剪力为 F ,则

螺栓杆与孔壁的挤压强度条件为

$$\sigma_p = \frac{F}{d_0 L_{\min}} \leq [\sigma]_p \quad (1-19)$$

螺栓的剪切强度条件为

$$\tau = \frac{F}{i \frac{\pi}{4} d_0^2} \leq [\tau] \quad (1-20)$$

式中: F ——螺栓所受的工作剪力, N;

d_0 ——螺栓受剪面直径(可取为螺栓孔直径), mm;

$[\tau]$ ——螺纹牙的许用剪力, MPa。对于钢 $[\tau] = \frac{\sigma_s}{[S]_\tau}$, 此处 $[S]_\tau$ ——安全系数, 表 1-9;

L_{\min} ——螺栓杆与孔壁挤压面的最小高度, mm。设计时应使 $L_{\min} \geq 1.25d$;

i ——螺栓杆受剪面的数目, 图 1-1b, $i=2$; 图 1-8, $i=1$;

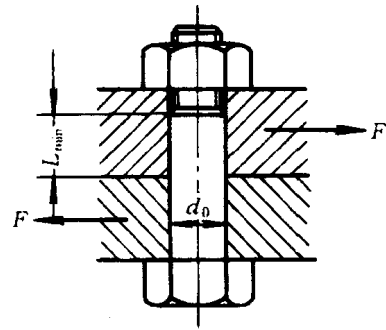


图 1-8 承受工作剪力的紧螺栓联接