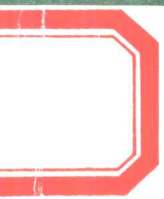


● 高等学校教学参考书

螺纹联接设计 与计算

● 卜炎编



高等教育出版社

高等学校教学参考书

螺纹联接设计与计算

卜炎编

高等教育出版社

(京)112 号

内 容 简 介

全书分十一章,重点阐述螺栓和被联接件的刚度计算方法、外载荷作用面位置和作用线位置对螺栓载荷的影响、螺栓联接预紧力的计算、预紧到塑性域的联接特性与计算方法、预紧力的分布与控制、可用微机控制的力矩-转角控制法、螺母松退原因及对各种防松方法的评价等。本书介绍了较全面的螺栓联接的基本知识和较完善的设计计算方法。

本书可供高等与中等工业学校机械专业的教师、研究生、学生作为教学参考书,也可供机械设计人员使用。

高等学校教学参考书

螺栓联接设计与计算

卜炎 编

*

高等教育出版社出版

新华书店总店科技发行所发行

北京市通县觅子店印刷厂印装

*

开本 850×1168 1/32 印张 6.875 字数 160 000

1995 年 7 月第 1 版 1995 年 7 月第 1 次印刷

印数 0001— 2 108

ISBN7-04-004099-9/TH·320

定价 6.20 元

前 言

今天,很难找到一部没有螺纹联接、没有螺纹紧固件的机器。

自从出现了人类文明,就开始了利用紧固件把几个物件联接起来的历史。A·布莱克(Blake)认为^[16],在人类文明史上联接技术的出现可以和发明车轮等量齐观。最早出现的紧固件大概是形如绳索的蔓、藤、芦苇、皮条等。至今紧固件已经发展成了一个庞大的家族,在日常生活中有:别针、曲别针、各种钉子、纽扣、拉链等;在机器制造中有:铆钉、焊缝、楔、键、过盈配合件、销、螺栓、螺母等。据 C. O. 鲍尔(Bauer)估计,金属加工业有 50% 的生产时间用于制造紧固件。在所有联接中,螺纹联接是应用最广泛的。

螺纹联接可以获得很大的联接力,又便于装拆,通过标准化,实现了大批量生产,成本低而价格便宜,具有互换性,因此,在机械和结构中广泛采用螺纹联接。螺纹紧固件已成为必不可少的机械零件。

是谁、在什么时候发明了螺纹联接已无据可查了。在 1457 年制造的一个头盔上,发现了有固定羽饰的螺钉、螺母,这是最早作为紧固件用的螺钉螺母^[43]。1760 年英国怀亚特(Wyatt)家族的乔布(Job)和威廉(William)兄弟发明了车螺纹用的车床,他们被认为是工业制造螺栓、螺母的创始人。

1841 年,英国人 J. 惠特沃思(Whitworth)最早提出标准螺纹体制,称为惠氏螺纹,随后成为沿用多年的英国螺纹标准。1864 年,美国人赛勒(Seller)在惠氏螺纹体制的基础上,提出了新的螺纹体制,将牙型角由 55° 改为 60° , 1868 年正式定为美国螺纹标准,称为 US 螺纹。1894 年,法国制定了 SF 螺纹体制,将英、美的英寸制螺纹改为米制螺纹。1962 年 ISO 发表了米制螺纹标准,使

螺纹标准国际化。

虽然现代螺纹联接已经有一百多年的历史,使用得又十分普遍,是一种极普通的机械零件,但因螺纹紧固件形状复杂,构成联接后,载荷与变形关系也很复杂,所以依然是一个需要认真对待、给以足够重视的问题。学习机械工程的大学生只在机械设计课中接受了螺栓联接的最基本知识,不足以应付某些重要机器设备中,作用又很关键的螺栓联接。例如在飞机、汽轮机、核反应堆等大型装备中,一旦螺栓联接出现损坏,将造成严重后果。1966年日本航空公司一架从千岁飞往东京羽田机场的飞机,因为安装发动机的螺栓疲劳断裂,在羽田海面坠入海中^[38]。美国汽车制造商接到的投诉中,最多的是紧固件问题。美国空间实验计划的统计资料表明,在螺栓联接失效的原因中,设计不当造成的损坏竟占24%,若把装配不当引起的损坏占29%加在一起,数字就相当可观^[8]。

许多机械产品的质量与紧固件的质量密切相关。生产的完全自动化要求紧固件没有任何缺陷,例如,在使用机器人的自动装配线中,螺纹紧固件的质量偏离合格标准1%,则自动装配线每20分钟将关闭一次。随着技术的发展,机械产品朝高速、大功率、精密、小型轻量化方向发展,对螺纹紧固件的性能提出了更高的要求。总之,机器本身和装配技术各方面都对螺纹联接提出了一些新的要求。这些要求可以归纳为:螺纹紧固件的性能应该是可以预知的、离散度小的;拧紧力矩与螺栓伸长之间的关系应该是准确的、稳定的;拧紧螺母后不会松动,拆卸时不会咬死,能重复使用。本书阐述了螺纹联接较完善的设计理论和设计方法,提供更全面地了解螺栓联接的性能、设计等方面的知识。

全书内容与文字经我的导师邱宣怀教授仔细审阅,提出了许多修改意见,在此表示深深的谢意。

卜 炎

1992. 4. 30.

目 录

前言	1
1. 螺纹力学	1
1.1 拧紧螺母所需力矩	1
1.2 螺旋副效率	3
1.3 自锁条件	3
1.4 旋合螺纹各圈螺纹牙间轴向力的分布	4
2. 螺栓的应力与强度	16
2.1 螺栓载荷	16
2.2 螺栓应力	19
2.3 螺栓静强度	23
2.4 螺栓疲劳强度	31
2.5 高疲劳强度的 CD 螺栓	41
3. 螺栓联接的变形与刚度	46
3.1 螺栓的变形和刚度	47
3.2 螺栓-螺母-垫圈系统的刚度	49
3.3 被联接件的载荷与应力	49
3.4 被联接件的刚度	51
3.5 被联接件-垫片系统的刚度	56
4. 螺栓组联接的受力分析	59
4.1 受横向外载荷的螺栓组联接	59
4.2 受轴向外载荷的螺栓组联接	70
5. 螺栓联接的强度计算	78
5.1 螺栓联接的载荷变形图	78
5.2 加载平面位置的影响	84
5.3 载荷作用线位置的影响	87
5.4 螺栓的静强度计算	95
5.5 螺栓的疲劳强度计算	98
6. 螺栓联接的预紧及其控制	102

6.1	预紧的重要性	102
6.2	预紧力与拧紧力矩的关系	115
6.3	预紧力与螺母转角的关系	124
6.4	预紧力与螺栓伸长的关系	126
6.5	预紧力的控制方法与工具	128
6.6	螺栓组联接的预紧	142
7.	螺纹联接的振动松脱与防松措施	144
7.1	螺母松退力矩(拆卸力矩)	144
7.2	螺母松退原因	145
7.3	螺母松退过程	146
7.4	防松方法	147
7.5	各种防松方法的评价	159
8.	法兰联接	161
8.1	法兰螺栓联接的特性	162
8.2	密封垫片常数	167
8.3	螺栓的计算	174
9.	高强度螺栓联接	179
9.1	预紧力	181
9.2	预紧力的控制	184
9.3	拧紧力矩系数	186
9.4	设计与计算	186
9.5	滞后破坏	188
10.	螺纹的旋合	189
10.1	配合与公差	189
10.2	旋合长度	191
10.3	直径公差带的选用	192
10.4	配合的选用	192
10.5	公差标注	193
11.	螺纹紧固件的材料与力学性能	194
11.1	螺纹紧固件的力学性能及其性能等级	194
11.2	螺纹紧固件材料	194

11.3	螺纹的涂层	204
11.4	高温螺栓联接紧固件材料的性能要求	205
11.5	钛合金螺栓联接的旋合性	208
参考文献		210

1. 螺 纹 力 学

1.1 拧紧螺母所需力矩

首先研究作用在矩形螺纹上各力的关系。将矩形外螺纹沿中径 d_2 展开, 得到一斜角为升角 ψ 的斜面。当以力 F_t 推受有轴向力 F 的滑块(相当螺母), 若滑块沿斜面上升(相当于拧紧螺母, 见图 1), 这时应满足下述力平衡条件(在平行于斜面的方向上):

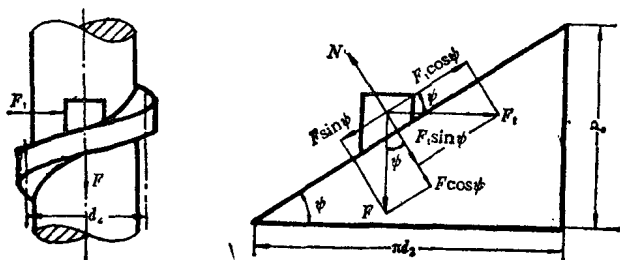


图 1 矩形螺纹上力的平衡条件

$$F_t \cos \psi - F \sin \psi - \mu (F_t \sin \psi + F \cos \psi) = 0$$

式中 μ ——摩擦系数。

用摩擦角 ρ 的正切代替 μ , 上式整理后得到

$$F_t = F \tan(\psi + \rho) \quad (1)$$

拧紧螺母所需螺纹力矩

$$T_1 = F_t d_2 / 2 = F d_2 \tan(\psi + \rho) / 2 \quad (2)$$

若滑块沿斜面下降(相当螺母松退), 这时 F_t 是阻力, 而摩擦力改变方向, 重复上述推导, 得到

$$F_t = F \tan(\psi - \rho) \quad (3)$$

对于三角形螺纹, 如图 2 所示, 图 a 中螺纹上作用有轴向力 F 和推力 F_t , 则在图 c 所示的螺纹牙垂直截面图上看出, 螺纹表面

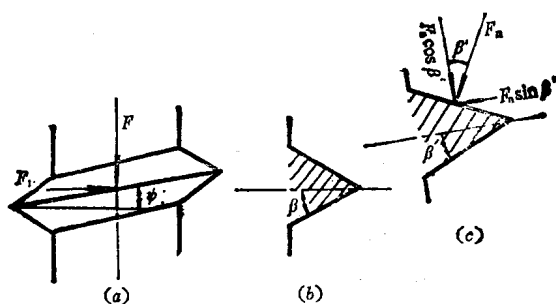


图2 三角形螺纹牙上的作用力

的法向压力 F_n 为 $(F \cos \psi + F_t \sin \psi) / \cos \beta'$ ，其中 β' 是垂直截面上的牙型斜角。它和轴向截面牙型斜角 β (图 b) 的关系是

$$\tan \beta' = \tan \beta \cos \psi$$

对于米制螺纹

$$\tan \beta' = 0.577 \cos \psi$$

沿螺旋线切线方向力的平衡条件是

$$F_t \cos \psi - F \sin \psi - \mu (F \cos \psi + F_t \sin \psi) / \cos \beta' = 0$$

令

$$\mu / \cos \beta' = \mu' = \tan \rho'$$

则可整理成

$$F_t = F \tan(\psi + \rho') \quad (4)$$

称 μ' 为当量摩擦系数, ρ' 为当量摩擦角。

在三角形螺纹(联接螺纹)的螺栓上, 转动螺母所需的螺纹力矩为

$$T_1 = F d_2 \tan(\psi + \rho') / 2 \quad (5)$$

将 $\tan(\psi + \rho')$ 展开为 $(\tan \psi + \tan \rho') / (1 - \tan \psi \tan \rho')$, 对于米制联接螺纹, ψ 值通常在 $2^\circ 30'$ 左右, 故 $\tan \psi$ 是一个很小的量, $\tan \rho'$ 通常也是一个大大小于 1 的数, 因而可以认为

$$\tan(\psi + \rho') \approx \tan \psi + \tan \rho' \quad (6)$$

1.2 螺旋副效率

效率等于有效阻力功与推动力功之比。螺母在螺栓上转一圈时,有效阻力功为 $F_n P$, 推力 F_t 这时的功为 $F_t \pi d_2$ 。代入 $nP \approx \pi d_2 \cdot \tan \psi$, 则效率为

$$\eta = F_n P / (F_t \pi d_2) = \tan \psi / \tan(\psi + \rho') \quad (7)$$

式中 n ——螺纹线数,

P ——螺距。

由(7)式可以看出,当量摩擦角 ρ' 愈大,则效率愈低。故传动螺旋宜取矩形、锯齿形和梯形螺纹。

效率是升角的函数,将(7)式对升角 ψ 求导,并令 $d\eta/d\psi = 0$, 得到效率最高时的升角

$$\psi_0 = \pi/4 - \rho'/2 \quad (8)$$

显然,这样大升角的螺纹不仅不能自锁(见 1.3 节),而且工艺上难以实现。

1.3 自锁条件

由(4)式知,三角形螺纹联接螺母松退时,由力的平衡条件可得到

$$F_t = F \tan(\psi - \rho') \quad (9)$$

若 $\psi > \rho'$, 上式表明,这时虽然运动方向改变了,但作用力 F_t 的方向并不改变。因此,这时 F_t 不再是推动力而成为制动力。若不施加 F_t 这样大的制动力,螺母将加速松退。

若 $\psi < \rho'$, 则 F_t 为负值,表明其方向改变。这时螺母必须受与图 1 中 F_t 方向相反的推力作用方能松退,轴向力 F 无论多大,螺母都不会松退。故螺纹的自锁条件是

$$\psi \leq \rho' \quad (10)$$

由螺纹自锁条件看出,当量摩擦角愈大,螺纹自锁性愈好。由 $\tan \rho' = \mu / \cos \beta'$ 看出,牙型斜角愈大,则当量摩擦角愈大。作为联接螺纹,当然希望自锁性好,这就是采用三角形螺纹作为联接螺纹的原因之一。

1.4 旋合螺纹各圈螺纹牙间轴向力的分布

由上面的分析知道,螺纹牙上的轴向作用力 F 愈大,螺纹力矩亦愈大,而且,轴向作用力是导致螺纹牙损坏的主要因素。螺母与螺栓构成螺栓联接,两者有多圈螺纹牙旋合。当螺栓承受轴向作用力时,通过多圈旋合螺纹传给螺母,螺母本体承受压力(见图3)。该力在旋合各圈螺纹牙间如何分配,即压力沿螺母高度如何分布,是关系螺纹联接承载能力的重要问题。

1.4.1 分布强度

拧紧螺母后,在螺栓杆上产生轴向拉力 F ,螺母本体则承受压力 F ,如图3所示。螺栓、螺母本体上的轴向力在螺母支承面处为 F ,沿螺母高度方向向上逐渐减小。取螺母上表面为坐标 z 的原点,则螺母支承面处的坐标为 m 。轴向力是坐标 z 的函数。

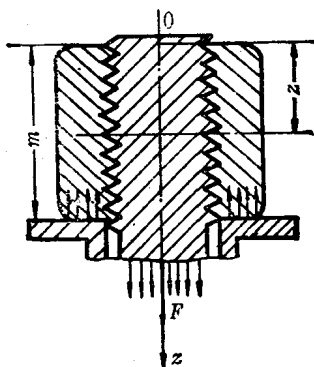


图3 螺栓螺母式联接上的轴向力

取 $F(z)$ 对 z 的导数为 $q(z)$, 即

$$q(z) = \frac{F dz}{dz}$$

$q(z)$ 称为轴向力分布强度, 是单位螺纹旋合长度上的轴向力。于是有

$$F = \int_0^m q(z) dz$$

在坐标为 z 的某一横截面上的轴向力

$$F(z) = \int_0^z q(z) dz \quad (11)$$

$q(z)$ 反映出轴向力在旋合螺纹牙间的分布特征。分布在某一圈螺纹牙上的轴向力

$$F_P = \int_z^{z+P} q(z) dz$$

若 $q(z)$ 为常数, 则每圈螺纹牙上的轴向力均相同。

1.4.2 螺纹牙侧面上的法向作用力

设拧紧螺母后螺纹牙侧面单位面积上的法向作用力为 $p(z)$, 在坐标由 z 到 $z+dz$ 的微小长度上, 其合力在轴向的分量为 $p(z) \cdot dA \cos(\beta/2)$, 它应等于该微小长度上轴向力的增量 $dF(z)$, 故有

$$p(z) dA \cos(\beta/2) = q(z) dz$$

式中 dA ——在微小长度 dz 上螺纹牙的侧面面积。

在轴向取螺距 P 那样一段长度, 这时, 一圈螺纹牙侧面面积 A 在横截面上的投影为

$$A \cos(\beta/2) \approx \pi(d^2 - d_1^2)/4$$

可以近似写成

$$A \cos(\beta/2) \approx \pi d_2 h$$

式中 h ——螺纹牙的工作高度;

d ——螺纹大径;

d_1 ——螺纹小径;

d_2 ——螺纹中径。

由于螺纹牙侧面面积与 z 向坐标成比例, 即

$$\frac{dA \cos(\beta/2)}{dz} = \frac{A \cos(\beta/2)}{P}$$

因而有

$$dA \cos(\beta/2) = A \cos(\beta/2) dz / P$$

于是

$$p(z) = q(z) P / (\pi d_2 h) \quad (12)$$

1.4.3 变形协调条件

在轴向力 F 的作用下, 螺栓杆上长度尺寸为 z 的 AB 段(见图 4), 产生拉应力和拉伸变形, 变形量记为 δ_b (以后用角注 b 代表螺栓), 杆长变为 $z + \delta_b$ 。螺母本体上相应长度段受压力, 产生压应力和压缩变形, 变形量记为 δ_n (以后用角注 n 代表螺母), 长度尺寸变为 $z - \delta_n$ 。螺纹牙在侧面法向作用力的作用下, 产生弯曲、剪切和牙根位移等变形, 螺栓上牙的总变形量记为 $\delta_{tb}(z)$, 螺母上牙的总变形量记为 $\delta_{tn}(z)$ 。根据变形协调条件, 应满足

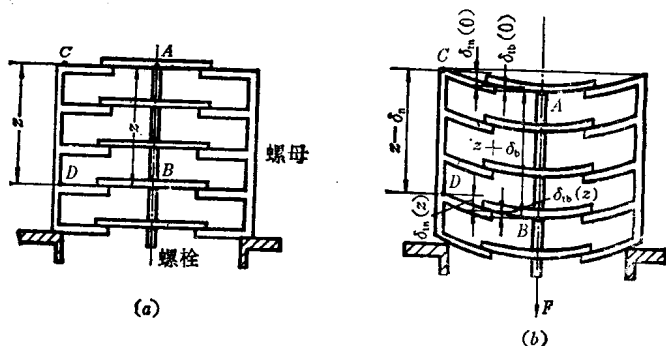


图 4 螺栓螺母的螺纹受力示意图

$$z + \delta_b + \delta_{tb}(0) + \delta_{tn}(0) = z - \delta_n + \delta_{tb}(z) + \delta_{tn}(z)$$

整理后, 写成

$$\delta_b + \delta_n = [\delta_{tb}(z) + \delta_{tn}(z)] - [\delta_{tb}(0) + \delta_{tn}(0)]$$

螺栓杆与螺母本体的变形量与应力成正比, δ_b 和 δ_n 可表达为

$$\delta_b = \int_0^z (\sigma_1 / E_b) dz$$

$$\delta_n = \int_0^z (\sigma_2 / E_n) dz$$

把螺栓和螺母螺纹牙的变形量写成

$$\delta_{tb}(z) = p(z) P \lambda_b / E_b$$

$$\delta_{tn}(z) = p(z) P \lambda_n / E_n$$

式中 E_b, E_n ——相应为螺栓和螺母材料的弹性模量;

λ_b, λ_n ——无量纲系数, 它只决定于螺纹牙和整个联接的几何参数。

代入

$$\sigma_1 = F(z) / A_b$$

$$\sigma_2 = F(z) / A_n$$

$$p(z) = q(z) P / (\pi d_2 h)$$

式中 A_b ——螺栓横截面面积;

A_n ——螺母本体横截面面积。

整理后得到

$$\begin{aligned} & [1/(E_b A_b) + 1/(E_n A_n)] \int_0^z F(z) dz \\ & = [q(z) - q(0)] (\lambda_b / E_b + \lambda_n / E_n) P^2 / (\pi d_2 h) \end{aligned}$$

令

$$\begin{aligned} & [1/(E_b A_b) + 1/(E_n A_n)] = \xi \\ & P^2 (\lambda_b / E_b + \lambda_n / E_n) / (\pi d_2 h) = \gamma \end{aligned}$$

则有

$$\xi \int_0^z F(z) dz = [q(z) - q(0)] \gamma$$

上式对 z 求导, 得

$$\xi F(z) = q'(z) \gamma$$

令

$$\xi / \gamma = \xi^2$$

再次求导, 并代入 $dF(z)/dz = q(z)$, 有

$$q''(z) - \xi^2 q(z) = 0 \quad (13)$$

这就是旋合螺纹通过轴向力分布强度描述的变形协调方程。

1.4.4 轴向力沿螺母高度的分布

方程(13)的解可以写成

$$q(z) = X \operatorname{sh}(\xi z) + Y \operatorname{ch}(\xi z) \quad (14)$$

式中 X, Y ——待定系数。

对方程(14)求导, 得

$$q'(z) = \xi \times \operatorname{ch}(\xi z) + Y \xi \operatorname{sh}(\xi z)$$

因为 $q'(z) = \xi^2 F(z)$, 边界条件可以表达为

$$\begin{array}{lll} z=0 \text{ 时} & F(0)=0 & q'(0)=0 \\ z=m \text{ 时} & F(m)=F & q'(m)=\xi^2 F \end{array}$$

则

$$\begin{aligned} q'(0) &= X \xi = 0 \\ q'(m) &= X \xi \operatorname{ch}(\xi m) + Y \xi \operatorname{sh}(\xi m) = \xi^2 F \end{aligned}$$

故待定系数为

$$\begin{aligned} X &= 0 \\ Y &= F \xi / \operatorname{sh}(\xi m) \end{aligned}$$

于是, 方程(13)的解为

$$q(z) = F\xi \operatorname{ch}(\xi z) / \operatorname{sh}(\xi z) \quad (15)$$

上式表明, 螺栓螺母式联接, 轴向力在旋合各圈螺纹牙间的分布呈双曲余弦函数关系, 其分布曲线如图 5 所示。

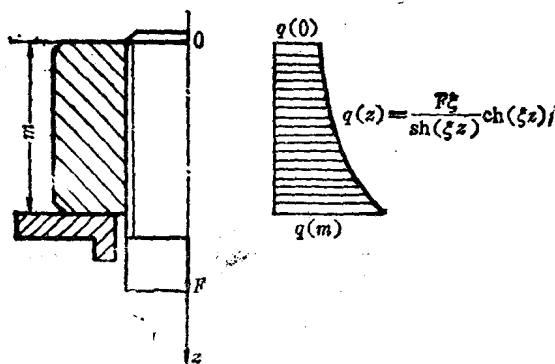


图 5 轴向力沿螺母高度的分布

在 $z=m$ 处螺纹牙受力最大, 该处螺纹牙轴向力的分布强度为

$$q(m) = F\xi \coth(\xi m)$$

若螺母高度极大, 则有

$$\coth(\xi m) \approx 1$$

这时

$$q(m) \approx F\xi$$

上式表明, 当螺母较高时, 图 5 中最下螺纹牙的受力与螺母高度无关。

对于螺栓和螺母本体刚度很大、螺纹牙刚度很小的情况, 表征螺栓和螺母本体柔度的系数 ξ 很小, 而表征螺纹牙柔度的系数 γ 很大, 故系数 ξ 极小, 这时

$$\operatorname{ch}(\xi m) \approx 1$$

$$\operatorname{sh}(\xi m) \approx \xi m$$

于是, 在这种情况下