

机/械/设/计/实/例/精/解/丛/书

连接零部件设计 实例精解

于惠力 冯新敏 李广慧 编著



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS



机械设计实例精解丛书

连接零部件设计

实例精解



机械工业出版社

本书是为深入学习各种连接零部件的知识,并进行正确的设计而编写的,内容包括螺纹连接,螺旋传动,键、花键、销和无键连接,铆接、焊接、胶接和过盈连接十种常用连接零部件的设计方法和设计实例精解。

本书基本设计理论部分提供了主要理论设计公式、图表等解题所必需的知识;设计题精解部分也补充了所需要的最新国家标准的部分内容,因此使用本书比较方便,可避免同时翻阅大量其他书籍方可解决问题的障碍。

本书可为设计人员 and 大专院校师生进行连接零部件设计时提供必要的参考,也可以作为高等工业学校机械类、近机类和非机类专业学习机械设计、机械设计基础和进行机械设计课程设计等相关课程的教学使用,还可以作为相关专业研究生入学考试的复习资料。

图书在版编目(CIP)数据

连接零部件设计实例精解/于惠力,冯新敏,李广慧
编著. —北京:机械工业出版社,2009.4

(机械设计实例精解丛书)

ISBN 978-7-111-26481-1

I. 连… II. ①于…②冯…③李… III. 零部件—机械
设计 IV. TH122

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2009)第 034077 号

机械工业出版社(北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

策划编辑:黄丽梅 责任编辑:黄丽梅 章承林

版式设计:张世琴 责任校对:申春香

封面设计:鞠 杨 责任印制:李 妍

北京铭成印刷有限公司印刷

2009 年 4 月第 1 版第 1 次印刷

169mm×239mm·13.5 印张·260 千字

0001—3000 册

标准书号:ISBN 978-7-111-26481-1

定价:32.00 元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换
销售服务热线电话:(010)68326294

购书热线电话:(010)88379639 88379641 88379643

编辑热线电话:(010)68354423

封面防伪标均为盗版

前 言

为了帮助读者在较短的时间内尽快地深入掌握各种机械零部件的设计方法,提高分析问题、解决问题的能力,特别是提高结构设计的能力和方法,我们有针对性地编写了与之相关的系列学习丛书——机械设计实例精解丛书,本书是其中的一本。

全书共分4章,包括螺纹连接,螺旋传动,键、花键、销和无键连接,铆接、焊接、胶接和过盈连接,涵盖了十种常用连接零部件的全部内容。

本书可自成体系,每一章的内容包括必备的基本设计理论、概念的理解、设计计算题精解及结构设计题精解四个部分。基本设计理论部分提供了相关零件的主要设计理论、公式、图表等解题所必需的基本知识,目的是便于读者学习,避免同时翻阅大量其他书籍方可解题的障碍;概念的理解、设计计算题精解部分是编者多年来在教学中积累和收集的大量的概念题和设计计算题目,所有的题目都给出了详细的分析解答;结构设计题是结合编者长期从事教学工作和工程设计的实践收集整理的工程设计实例,每个题目都给出了错误和正确的结构图,对于培养读者在短时间内提高设计能力将会有很大的帮助。

编者对所有的题目都给出了较详细的分析及解答,尤其对设计计算题及结构设计题目进行了深入的分析,让读者明白为什么要这样设计计算,在进行相关机械设计的时候,应该着重考虑什么问题,注意什么问题,从而让读者快速掌握各种机械零部件的设计方法。

本书力求做到精选内容、联系实际、叙述简明、便于自学,并采用了最新颁布的国家标准。

本书可为设计人员和大专院校师生进行连接零部件设计时提供必要的参考,也可以作为高等工业学校机械类、近机类和非机类专业学习机械设计、机械设计基础和进行机械设计课程设计等相关课程的教学使用,还可以作为相关专业研究生入学考试的复习资料。

本书由于惠力编写第1章、第2章,冯新敏编写第3章,李广慧编写第

4 章。

由于编者水平有限、时间仓促,不妥之处在所难免,殷切希望广大读者对书中的错误和欠妥之处提出批评指正。

编 者

目 录

前言

第1章 螺纹连接	1
1.1 基本设计理论	1
1.1.1 螺纹连接的类型和应用	1
1.1.2 螺纹紧固件的常用材料和力学性能等级	3
1.1.3 螺纹公差及精度的选用	4
1.1.4 螺纹连接的拧紧和防松	5
1.1.5 螺栓组连接的结构设计和受力分析	9
1.1.6 螺栓组连接的强度计算	12
1.1.7 提高螺纹连接强度的措施	18
1.2 设计计算实例及精解	21
1.2.1 概念理解题	21
1.2.2 概念理解题精解	27
1.2.3 受力分析、强度计算实例及精解	29
1.2.4 结构设计实例及精解	71
第2章 螺旋传动	87
2.1 基本设计理论	87
2.1.1 螺旋传动的用途和分类	87
2.1.2 滑动螺旋传动的设计	88
2.2 螺旋传动设计实例及精解	93
2.2.1 滑动螺旋传动设计实例及精解	93
2.2.2 滑动螺旋传动装置设计及精解	95
2.2.3 滑动螺旋结构设计正误实例及精解	104
第3章 键、花键、销和无键连接	106
3.1 基本设计理论	106
3.1.1 键连接的类型特点及应用	106
3.1.2 平键连接的设计计算	106
3.1.3 花键连接的设计计算	107
3.1.4 销连接的分类及计算	109
3.1.5 无键连接的分类及应用	110

3.2 设计实例及精解	111
3.2.1 键连接的设计计算题精解	111
3.2.2 销连接的设计计算题精解	152
第4章 铆接、焊接、胶接和过盈连接	159
4.1 铆接基本设计理论	159
4.1.1 铆接原理及应用	159
4.1.2 铆缝的破坏形式	159
4.1.3 铆接铆缝的设计计算要点	160
4.2 焊接基本设计理论	161
4.2.1 焊接的类型及应用	161
4.2.2 焊缝的受力及焊接件设计要点	161
4.3 胶接基本设计理论	162
4.3.1 胶接特点及应用	162
4.3.2 胶接接头的主要形式	163
4.3.3 胶接的结构设计要点	164
4.4 过盈连接的基本设计理论	164
4.4.1 过盈连接的原理与特点	164
4.4.2 过盈连接的装配方法	165
4.4.3 过盈连接的设计计算	165
4.5 设计实例及精解	168
4.5.1 概念理解题	168
4.5.2 分析简答题及精解	172
4.5.3 设计计算题及精解	173
4.5.4 结构设计题及精解	188
参考文献	208

第1章 螺纹连接

1.1 基本设计理论

1.1.1 螺纹连接的类型和应用

为了满足机器的制造、安装、调整、维修和运输等功能,必须将许多零部件通过一定的连接方式来实现。因此,设计者必须了解常用的连接的种类、特点和应用场合,掌握连接设计的准则,掌握好设计的方法。

在通用机械中,连接件占总零件数的20%~50%。连接件设计是近代机械设计(机器设计)中最感兴趣的课题之一。连接件也是近些年来各种发明创造最多的一类机械零件。

利用螺纹零件构成的可拆连接称之为螺纹连接。螺纹连接是可拆连接中应用最广的一种连接方式。螺纹连接根据其结构可分为:四种基本类型,即螺栓连接、双头螺柱连接、螺钉连接、紧定螺钉连接(见图1-1、图1-2、图1-3);两个特殊连接类型,即地脚螺栓与吊环螺栓(见图1-4、图1-5)。

1. 螺栓连接

螺栓连接分为两种:普通螺栓连接和铰制孔光制螺栓连接。普通螺栓连接也称

受拉螺栓连接,如图1-1a所示,用于被连接件不太厚并且能够穿透的场合。普通螺栓的螺杆带钉头,通孔为钻孔,因此加工精度要求低。钻孔的孔径比螺栓的外径要大,螺杆穿过通孔与螺母配合使用,拧紧螺母时,因装配后孔与杆间有间隙,所以螺栓受拉,因此也称受拉螺栓连接。普通螺栓连接的形式结构简单、装拆方便,使用时,不受被连接件的材料限制,可多次装拆,应用非常广泛。

铰制孔光制螺栓连接也称受剪螺栓连接,如图1-1b所示,螺栓杆和螺栓孔采用基孔制过渡配合(H7/m6、H7/n6),能精确固定被连接件的相对位置,并能承受横向载荷,但是孔的加工精度要求高,需钻孔后铰孔。因此加工费用较高,一般用于精密螺栓连接,也可用作定位螺栓。

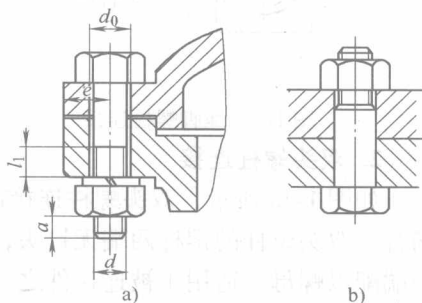


图1-1 螺栓连接

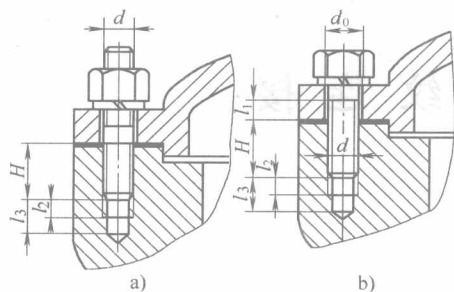


图 1-2 双头螺柱及螺钉连接

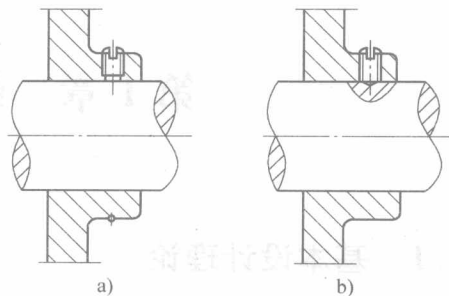


图 1-3 紧定螺钉连接

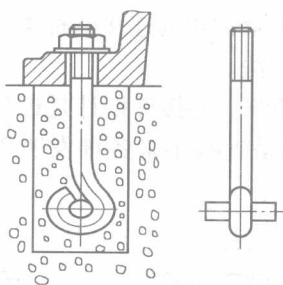


图 1-4 地脚螺栓连接

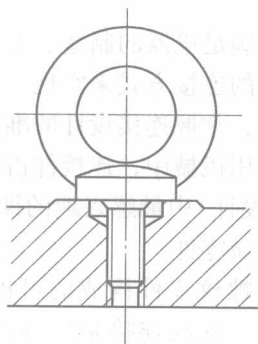


图 1-5 吊环螺栓连接

2. 双头螺柱连接

如图 1-2a 所示, 双头螺柱连接适于被连接件之一较厚(此件上带螺纹孔)的场合, 双头螺柱的螺杆两端无钉头, 但均有螺纹, 装配时一端旋入被连接件, 另一端配以螺母。适用于被连接件之一较厚并且经常拆卸的场合。因为拆装时只需拆螺母, 而不必将双头螺栓从被连接件中拧出, 因此可以保护被连接件的内螺纹。

3. 螺钉连接

如图 1-2b 所示, 螺钉连接不用螺母, 直接将螺钉拧入被连接件的螺纹孔内。螺钉连接适于被连接件之一较厚(此件上带螺纹孔)的场合。但是由于经常拆卸, 容易使螺纹孔损坏, 所以用于不需经常装拆的地方或受力较小情况。

4. 紧定螺钉连接

如图 1-3 所示, 紧定螺钉拧入后, 利用杆末端顶住另一零件表面或旋入零件相应的缺口中, 以固定零件的相对位置。可传递不大的轴向力或转矩, 多用于轴上零件的固定。

5. 特殊连接

(1) 地脚螺栓连接 如图 1-4 所示, 机座或机架固定在地基上, 需要特殊螺钉, 即地脚螺栓。其头部为钩形结构, 预埋在水泥地基中, 连接时将机座或机架的地脚螺栓孔置于地脚螺栓露出的栓杆中, 然后再用螺母固定。

(2) 吊环螺栓连接 如图 1-5 所示, 吊环螺栓连接通常用于机器的大型顶盖或外壳的吊装用, 例如减速器的上箱体, 为了吊装方便, 可用吊环螺栓连接。

普通螺栓、铰制孔光制螺栓、双头螺柱、螺钉、地脚螺栓和吊环螺栓都是常用的螺纹连接件。在机械制造中, 螺纹连接件的类型非常多, 例如还有螺母、垫圈等。这类零件的结构形式和尺寸都已经标准化了, 称标准件。设计时应尽量选用标准连接件, 其具体尺寸可查机械设计手册。

1.1.2 螺纹紧固件的常用材料和力学性能等级

螺纹紧固件的常用材料一般可采用低碳钢或中碳钢, 如 Q235、Q215 和 45、35、15、10 钢等。在承受冲击、振动和变载荷的情况下, 可用合金钢, 如 40Cr、15Mn VB、30Cr Mn Si 等。目前, 高强度螺栓的应用越来越广泛。它是继铆接、焊接之后应用的一种新型钢结构连接形式, 具有施工安装迅速、连接安全可靠等优点, 特别适用于承受动力载荷的重型结构的机械上。目前国外已广泛用于桥梁、起重机、飞机等的主要受力构件的连接。当有防腐蚀或导电等要求时, 可采用铜或其他有色金属作螺纹紧固件。近年来还发展了高强度塑料螺栓和螺母。选用时应注意: 螺母材料一般比相配的螺栓材料的硬度低 20~40HBW, 目的是减少螺栓的磨损。

国家标准, 规定螺纹紧固件按材料的力学性能分出等级, 详见 GB/T 3098.1—2000 和 GB/T 3098.2—2000。螺栓、螺柱、螺钉的性能等级分为十级, 自 3.6 至 12.9。近似计算为: 小数点前的数字代表材料的抗拉强度极限的 1/100 (即为 $\sigma_{Bmin}/100$), 小数点后的数字代表材料的屈服极限与抗拉强度极限之比 (屈强比) 的 10 倍 (即为 $10\sigma_{Smin}/\sigma_{Bmin}$)。此处, σ_B 为材料的拉伸强度极限, σ_s 为屈服极限, 单位均为 MPa。例如, 某螺纹紧固件的性能等级为 4.8。其中, $4 = \sigma_B/100$, 所以材料的拉伸强度极限 $\sigma_B = 4 \times 100 \text{ MPa} = 400 \text{ MPa}$; 8 代表材料的屈服极限与拉伸强度极限之比的 10 倍, 即 $8 = 10\sigma_{Smin}/\sigma_{Bmin}$, 所以 $\sigma_s = (8 \div 10) \times \sigma_B = 0.8 \times 400 \text{ MPa} = 320 \text{ MPa}$ 。

螺栓(螺钉、螺柱)螺母的力学性能等级见表 1-1。常用紧固件的每个品种都规定了具体性能等级。设计时, 可先选好材料的性能等级, 再由表查出材料的 σ_B 及 σ_s 值。规定性能等级的螺栓、螺母等在图样上只标注性能等级, 不能标出材料牌号, 因为同一材料经过不同的热处理后会得到不同的强度。

表 1-1 螺栓(螺钉、螺柱)螺母的性能等级

名称	性能等级	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8		9.8	10.9	12.9
								≤M16	> M16			
螺栓 (螺钉、螺柱)	σ_{Bmin}/MPa	330	400	420	500	520	600	800	830	900	1040	1220
	σ_{Smin}/MPa	190	240	340	360	420	480	640	660	720	940	1100
	材料及 热处理	Q235 Q215 10	Q235 10 15	Q235 16	Q235 35	Q235 15	45 35	低碳合金钢(如 硼、锰、铬等), 中 碳优质钢, 淬火并 回火		低、中 碳合金钢 淬火回火	合金钢 淬火回火	
	最低硬度 HBW	90	109	113	134	140	181	232	248	269	312	365
	相 配 螺 母	性能等级	4($d > \text{M16}$) 5($d \leq \text{M16}$)			5	6	8 9($\text{M16} < d \leq \text{M39}$)		9($d \leq \text{M16}$)	10	12($d \leq \text{M39}$)
	推荐材料	10 Q215					10 Q215	35		40Cr 15MnVB	30CrMnSi 15MnVB	

注:摘自 GB/T 3098.1—2000 和 GB/T 3098.2—2000。

国家标准还将螺纹紧固件产品按公差等级分成 A、B、C 三级。A 级的公差等级最高,用于要求配合精确等重要场合;C 级公差等级较低,多用于一般螺栓连接。

1.1.3 螺纹公差及精度的选用

国家标准规定,内螺纹的公差带为 G 和 H 两种,外螺纹的公差带为 e、f、g、h 四种。H 和 h 的基本偏差为零,G 的基本偏差为正值。e、f、g 的基本偏差为负值。内、外螺纹的配合最好选用 G/h、H/g 或 H/h。

内螺纹的小径和中径、外螺纹的大径和中径,应依精度和旋合长度的不同选用不同的公差带等级。螺纹常用的公差带等级为 4~8 级,精密的用 4~6 级,中等的用 7 级,粗糙的用 7~8 级。旋合长度有短、中、长之分,分别用 S、N、L 表示,中等旋合长度 N 可以省略,图样上不必标注。旋合长度长的,稳定性好且有足够的连接强度,但加工精度难于保证,螺距累积误差大,故其公差等级宜比旋合长度短的低一级。有关螺纹公差及精度的详细规定参阅机械设计手册。设计时,凡是螺纹,在图样上一定要标注有关公差及精度。三角形右旋螺纹不必标出;如果是三角形普通粗牙螺纹正常螺距,则螺距不必标出。现举例说明螺纹公差及精度的图样标注方法。

1. 三角形外螺纹

公称直径为 10mm、螺纹为右旋、中径及顶径公差带代号均为 6g(6 为公差带等级)、螺纹旋合长度为 N 的粗牙普通螺纹标注为: M10—6g(右旋螺纹不标出;粗牙普通螺纹螺距不标出;旋合长度为中等长度 N 不标出)。

公称直径为 20mm、螺距为 2mm、螺纹为左旋、中径及顶径公差带代号分别为 5g、6g(5、6 为公差带等级)、螺纹旋合长度为 S 的三角形细牙螺纹标注为: M20 × 2LH—5g 6g—S(左旋螺纹用英文字头 LH 表示)。

2. 三角形内螺纹

公称直径为 10mm、螺距为 1mm、螺纹为右旋、中径及顶径公差带代号均为 6H、螺纹旋合长度为 N 的三角形细牙内螺纹标注为: M10 × 1—6H(右旋螺纹不标出;旋合长度为中等长度 N 不标出)。

3. 三角形螺纹副

公称直径为 20mm、螺距为 2mm、螺纹为右旋、内螺纹中径及顶径公差带代号均为 6H、外螺纹中径及顶径公差带代号均为 6g、螺纹旋合长度为 N 的三角形细牙螺纹的螺纹副,标注为: M20 × 2—6H/6g(右旋螺纹不标出;旋合长度为中等长度 N 不标出)。

4. 梯形外螺纹

公称直径为 40mm、螺距为 7mm、螺纹为右旋、中径公差带代号为 7e、螺纹旋合长度为 N 的梯形外螺纹标注为: Tr40 × 7—7e。

公称直径为 40mm、螺距为 7mm、导程为 14mm、螺纹为左旋、中径公差带代号为 8e、螺纹旋合长度为 L 的梯形多头外螺纹标注为: Tr40 × 14(P 7)LH—8e—L。

5. 梯形内螺纹

公称直径为 40mm、螺距为 7mm、螺纹为右旋、中径公差带代号为 7H、螺纹旋合长度为 N 的梯形内螺纹标注为: Tr40 × 7—7H。

6. 梯形螺纹副

公称直径为 36mm、螺距为 3mm、螺纹为左旋、内螺纹中径公差带代号为 7H、外螺纹中径公差带代号为 7e、螺纹旋合长度为 N 的梯形螺旋副,其标注方法为: Tr36 × 3LH—7H/7e。

1.1.4 螺纹连接的拧紧和防松

1. 螺纹连接的拧紧

(1) 螺纹连接拧紧的目的 螺纹连接一般情况下需要拧紧。拧紧的目的是防止螺纹副之间的松动,提高连接的刚性及紧密性。对于受拉螺栓连接,可以提高疲劳强度;对于受剪螺栓连接,可以提高接触面之间的摩擦力,从而提高承载力。

(2) 拧紧的实质及预紧力 F' 人工施加到螺母上的力矩拧紧螺母时, 实质是螺栓受到一个轴向拉力, 被连接件受到一个夹紧力。

螺栓在承受工作载荷之前, 即在安装时, 就受到一个由于人工拧紧螺母而产生的拉力, 此力称预紧力 F' 。

2. 拧紧力矩 T_t 的计算

计算拧紧力矩的目的就是要求出拧紧力矩 T_t 与预紧力 F' 之间的量化关系。首先必须分析人工施加到扳手上的力矩克服了哪些阻力矩。

如图 1-6 所示, 人工施加到扳手上的力为 F , 扳手长为 L , 则人工施加的力矩为 FL 。此力矩需克服螺纹副之间的摩擦阻力矩, 或称螺纹力矩 T_1 , 同时还要克服螺母支撑面的摩擦力矩 T_2 , 即

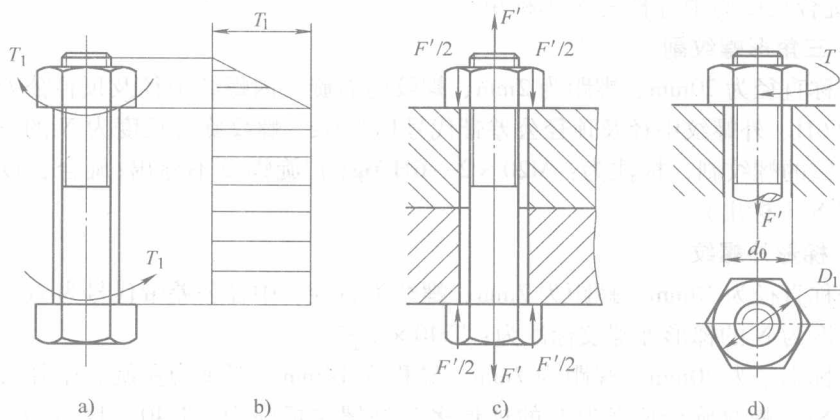


图 1-6 拧紧时零件的受力

a) 螺栓所受转矩 b) 螺栓转矩图 c) 螺栓与被连接件所受预紧力

d) 计算螺母支承面力矩用的符号

$$T_t = FL$$

$$T_t = T_1 + T_2$$

(1-1)

$$\text{螺纹力矩: } T_1 = F_t \frac{d_2}{2} = F' \tan(\psi + \rho_v) \frac{d_2}{2}$$

$$\text{螺母支撑面摩擦力矩: } T_2 = \text{力} \times \text{力臂} = \int \mu P dA \rho$$

$$\text{式中 } P = \frac{F'}{\frac{\pi}{4}(D_1^2 - d_0^2)}; dA = 2\pi\rho d\rho$$

带入上式, 积分得

$$T_2 = F' \mu \frac{1}{3} \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2}$$

式中 μ ——螺母与被连接件支撑面间的摩擦因数;

D_1 ——螺母内接圆直径;

d_0 ——螺栓孔直径, 如图 1-6d 所示。

将 T_1 、 T_2 代入式(1-1), 得出拧紧力矩 T_t 的计算式为

$$\begin{aligned} T_t &= T_1 + T_2 = F' \tan(\psi + \rho_v) \frac{d_2}{2} + F' \mu \frac{1}{3} \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2} \\ &= F' d \left[\frac{d_2}{2} \tan(\psi + \rho_v) + \frac{2}{3} \frac{1}{d} \mu \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2} \right] = F' d K_t \end{aligned} \quad (1-2)$$

式中 ψ ——螺旋升角;

ρ_v ——当量摩擦角;

d_2 ——螺纹中径(mm);

μ ——螺母与被连接件承压面间摩擦因数;

K_t ——拧紧力矩系数, 为 0.1 ~ 0.3, 通常取平均值为 0.2, 代入式(1-2)得出近似公式为

$$T_t \approx 0.2 F' d \quad (1-3)$$

如果工程中使用的扳手力臂 $L = 15d$ (d 为螺纹外径), 人工施加到扳手上的扳动力为 $F = 200\text{N}$, 则人工拧紧螺母时, 螺栓将受到的预紧力 F' 可求解如下:

人工施加到扳手上的力矩为 $T_t = FL = 15Fd$

由式(1-3)得 $T_t \approx 0.2 F' d$

联立以上两式得 $15Fd \approx 0.2 F' d$

从而求出预紧力为 $F' \approx \frac{15F}{0.2} = 75F = 75 \times 200\text{N} = 15\text{kN}$

从上例可以看出: 人工拧紧螺母时, 螺栓受到的预紧力 F' 大约是人工扳动力的 75 倍。因此, 拧紧力矩越大, 螺栓所受的预紧力越大。如果预紧力过大, 螺栓就容易过载拉断, 直径小的螺栓更容易产生这种情况。因此得出结论: 由于摩擦因数不稳定, 加上加在扳手上的力有时难以控制, 为了使螺栓不至于被拧断, 对于不控制预紧力的受拉螺栓连接, 不宜使用小于 M12 的螺栓, 个别情况下不太重要的螺栓连接也可以采用 M10 的螺栓。对于重要的连接, 在使用时必须严格控制拧紧力矩。例如汽车自动生产线上气缸体的装配螺栓就是一个典型的例子。控制拧紧力矩的方法可用测力矩扳手或定力矩扳手。其原理是: 装配时测量螺栓的伸长, 规定开始拧紧后的扳动角度或圈数。对于大型连接, 还可利用液力来拉伸螺栓, 或加热使螺栓伸长到需要的变形量再把螺母拧到与被连接件相贴合。近年来发展了利用微机通过轴向传感器拾取数据并画出预紧力与所加拧紧力矩对应曲线的方法。还有的利用当达到要求的拧紧力矩值时, 弹簧受压将自动打滑的原理控制预紧力等。

另外,工程上也利用很小的扳动力会使螺栓产生 75 倍的轴向力的原理,设计螺旋起重器(即千斤顶),以顶起重物。

3. 螺纹连接的防松

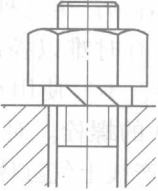
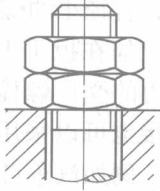
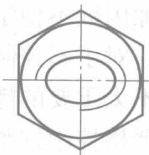
工程上常用的三角形螺纹直径一般在 M16 ~ M68 之间,经过计算,其螺旋升角 ψ 在 $1^{\circ}42' \sim 3^{\circ}2'$ 之间;摩擦因数 $\mu = 0.1 \sim 0.2$,当量摩擦因数 $\mu_v \approx 0.17$ 。因此,三角形螺纹的当量摩擦角 $\rho_v \approx 5^{\circ}47'$ 。从理论上进行分析可知,三角形螺纹恒能满足自锁条件,即螺旋升角小于当量摩擦角: $\psi \leq \rho_v$;况且拧紧螺母后,螺母和螺钉头部与被连接件的支承面间的摩擦力也有助于防止螺母松动。

若连接受静载荷,并且温度变化不大,连接一般不会松动。但是在实际工作中,如承受振动或冲击载荷,或者温度变化较大使材料高温蠕变等原因,都会造成摩擦力减少,使螺纹副中正压力在某一瞬间消失(摩擦力为零),从而使螺纹连接松动、螺母松脱而失效。因此,在设计时必须进行防松设计,否则会影响正常工作,造成事故。

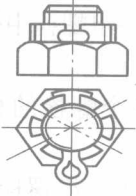
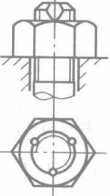
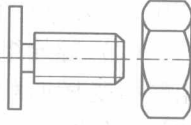
防松原理用一句话概括就是:消除(或限制)螺纹副之间的相对运动,或增大螺纹副相对运动的难度。

按防松原理,防松可分为摩擦防松、机械防松(也称直接锁住)及破坏螺纹副关系三种方法。摩擦防松在工程上常用的有弹簧垫圈、对顶螺母、自锁螺母等,简单方便,但不可靠。机械防松在工程上常用的有开口销、止动垫圈及串联钢丝绳等,比摩擦防松可靠。以上两种方法用于可拆连接的防松,在工程上广泛应用。用于不可拆连接的防松,工程上可用焊、粘、铆的方法,其破坏了螺纹副之间的运动关系。常用的防松方法结构及应用见表 1-2。

表 1-2 常用防松方法结构及应用

防松方法	防松原理、特点	防松实例		
摩擦防松	使螺纹副中产生不随外载荷变化的纵向或横向的压紧力,因此始终有摩擦力矩防止螺纹副相对转动。压力可由螺纹副纵向或横向压紧而产生			
	结构简单、使用方便,但由于摩擦力受到限制,因此在冲击、振动时防松效果受到影响,常用于一般不重要的连接	利用拧紧螺母时,垫圈被压平后的弹性力使螺纹副纵向压紧	上螺母拧紧后,两螺母对顶面上产生对顶力,使旋合部分的螺杆受拉、螺母受压从而使螺纹副纵向压紧	利用螺母末端椭圆口的弹性变形箍紧螺栓,横向压紧螺纹

(续)

防松方法	防松原理、特点	防松实例
机械防松	利用便于更换的金属元件, 靠元件的形状和结构约束螺旋副间的相对转动 使用方便, 防松安全可靠	   槽形螺母拧紧后, 用开口销插入螺母槽与螺栓尾部的小孔中, 并将销尾部掰开, 阻止螺母与螺栓的相对运动 将垫片折边约束螺母, 而自身又折边被约束在被连接件上, 使螺母不能转动 利用钢丝使一组螺栓头部互相制约, 当有松动趋势时, 金属丝更加拉紧
破坏螺纹副关系	将螺纹副转换为非运动副, 从而排除螺纹副之间相对运动的可能性, 但是属于不可拆连接	   焊住 冲点 胶接 在螺纹副间涂黏合剂, 拧紧螺母后黏合剂能自动固化, 防松效果好

1.1.5 螺栓组连接的结构设计和受力分析

工程中螺栓多为成组使用, 单个螺栓使用极少。因此, 须研究螺栓组的结构设计和受力分析, 它是单个螺栓连接强度计算的基础和前提条件。

螺栓组连接设计的程序是: 选择布局、确定数目、受力分析、求出直径。

1. 螺栓组连接的结构设计

螺栓组连接的结构设计原则:

- 1) 螺栓布局要尽量对称分布, 螺栓组中心与形心重合。对于圆形构件布置螺栓时, 螺栓数目一定要取偶数, 有利于分度、划线、钻孔。
- 2) 一组螺栓设计成直径、长度、材料都相等, 有利于加工和美观。
- 3) 设计合理的螺栓间距, 适当的边距, 应满足扳手空间以利用板手装拆,

尺寸可查机械设计手册。

4) 装配时, 对于紧螺栓连接, 应使每个螺栓预紧程度(预紧力)尽量一致。

2. 螺栓组连接的受力分析

螺栓组连接的受力分析目的是求出一组螺栓中受力最大的螺栓受的力, 为强度计算提供条件。

假设: ①被连接件为刚性体; ②各个螺栓的材料、直径、长度和 F' 相同; ③螺栓的应变在弹性范围内。

根据以上假设, 进一步讨论当作用于—组螺栓的外载荷是轴向力、横向力、转矩和翻倒力矩时, 一组螺栓中受力最大的螺栓所受的力。

(1) 螺栓组连接受轴向载荷 F_Q 如图 1-7 所示, 作用于压力容器螺栓组几何形心的载荷为 F_Q , 则每个螺栓所受的工作拉力为

$$F = \frac{F_Q}{z} \quad (1-4)$$

式中, z 为螺栓个数。

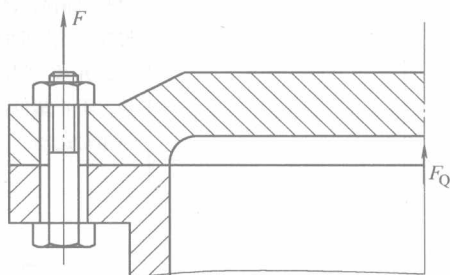


图 1-7 螺栓组连接受轴向载荷

(2) 螺栓组连接受横向载荷 F_R 一组螺栓受横向载荷作用, 螺栓有可能受剪切, 如图 1-8b 所示。如果采用受拉螺栓, 则螺栓受拉而不受剪, 如图 1-8a 所示。

1) 采用受拉螺栓(普通螺栓)。如图 1-8a 所示, 此时的螺栓在安装时, 每个螺栓受预紧力 F' 作用, 而被连接件受夹紧力(正压力)作用, 夹紧力产生的摩擦力与外载荷平衡, 可得出螺栓所受的预紧力为

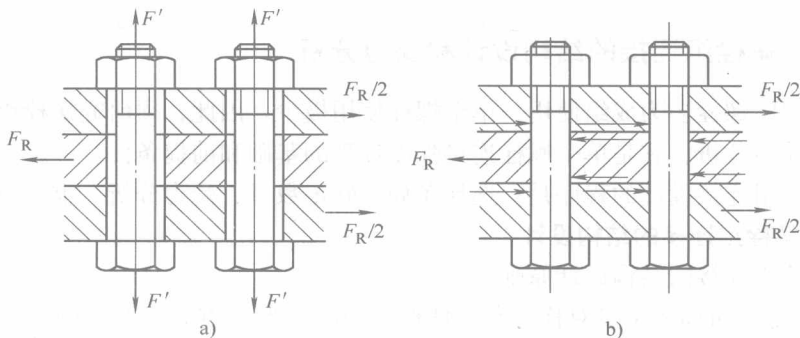


图 1-8 螺栓组连接受横向载荷

a) 普通螺栓 b) 铰制孔光制螺栓