

机械零部件 设计禁忌 第2版

JIXIE LINGBUJIAN SHEJI JINJI

于惠力 潘承怡 向敬忠 冯新敏◎编著



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS



机械零部件设计禁忌

第 2 版

于惠力 潘承怡 向敬忠 冯新敏 编著



机械工业出版社

本书在第1版的基础上,以机械零部件的设计为主框架,以设计方法和结构设计实践为主要内容,结合作者多年来从事机械设计教学、科研和实际设计的丰富经验,尤其结合在设计实践中遇到的各种问题,从正反两个方面阐述了常用机械零部件的设计方法及设计中常出现的错误和需要注意的问题,同时通过大量的工程设计实例,对设计方法进行了正误分析,在整个设计实例设计过程的各个节点列出了需要注意的问题或者禁忌,并增加了机械创新设计与禁忌的内容,突出了本书内容的实用性。

本书内容简明扼要,深入浅出,图文并茂,实用性强,对机械工程技术人员的设计工作和广大相关专业大专院校师生的学习具有重要的指导意义。

图书在版编目(CIP)数据

机械零部件设计禁忌/于惠力等编著. —2版. —北京:机械工业出版社, 2017.12

ISBN 978-7-111-60676-5

I. ①机… II. ①于… III. ①机械元件-设计 IV. ①TH13

中国版本图书馆CIP数据核字(2018)第183807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

责任校对:肖琳 封面设计:马精明

责任印制:孙炜

天津翔远印刷有限公司印刷

2018年10月第2版第1次印刷

184mm×260mm·20印张·488千字

0001—3000册

标准书号:ISBN 978-7-111-60676-5

定价:69.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

电话服务

服务咨询热线:010-88361066

读者购书热线:010-68326294

010-88379203

封面防伪标均为盗版

网络服务

机工官网:www.cmpbook.com

机工官博:weibo.com/cmp1952

金书网:www.golden-book.com

教育服务网:www.cmpedu.com



前言

随着科学技术的飞速发展,对各种产品的设计要求越来越高,就机械工程而言,机械零部件的高效优质设计尤为重要。然而,科学技术越是向高度发展,人们的着眼点往往越是偏重于高新技术,而忽视了设计过程中的基础性和一般性问题,并因此给产品的经济效益带来损失,这是需要人们十分重视和必须克服的重要问题。

机械零部件的设计理论、设计方法对机械设计人员来说是非常重要的。本书将常用机械零部件的设计理论和设计计算与设计禁忌两部分内容有机地结合起来,以常用机械零部件的设计为主框架,以设计方法和结构设计实践为主要内容,结合我们多年来从事机械设计教学、科研和实际设计的丰富经验,尤其结合在设计实践中遇到的各种问题,从禁忌的角度提出如何解决机械零部件的设计问题。

本书自2006年11月出版以来,受到广大读者的喜爱,现特推出第2版。第2版在现行国家标准的指导下,除了对第1版中存在的问题进行了更正,还增加了设计实例以及机械创新设计与禁忌的内容,在本书中所述的整个设计过程中的各个节点都列出需要注意的问题或者禁忌,以便读者更好地学习和掌握相关的内容。

本书从正面——基本理论及设计方法的角度阐述了常用机械零部件的基本设计方法,从反面——禁忌的角度阐述了常用机械零部件设计中经常容易出现错误的问题,尤其是结构设计的错误;同时,还通过大量的工程设计实例,采用图文并茂的方法进行正误分析,突出了本书内容的实用性。

本书注重基本理论、基本知识和基本技能,突出实用性和工程性;内容简明扼要,深入浅出,图文并茂,可帮助读者在短时间内高效优质地掌握常用机械零部件的设计方法及工程应用。对广大机械工程技术人员的设计工作和广大相关专业大专院校师生的学习具有现实的指导意义。

本书共18章,参加本书编写的人员为:于惠力(第1、2、3、4、18章),潘承怡(第9、10、11、12、13章),向敬忠(第5、6、7、8章),冯新敏(第14、15、16、17章)。

在本书使用的过程中,有很多读者来电来函咨询更多的问题,也对本书的修订提出了一些有价值的改进意见,在此一并表示感谢!

由于作者知识和能力有限,书中错漏和不足之处,敬请读者指正。

作者

目 录

前 言

第 1 章 螺纹连接与螺旋传动	1
1.1 螺纹连接的主要类型、性能等级、 公差、精度及禁忌	1
1.1.1 螺纹的分类、选择及禁忌	1
1.1.2 螺纹连接的主要类型及选用 禁忌	2
1.1.3 螺纹紧固件性能等级标注及公差 选用禁忌	7
1.2 螺栓组连接的受力分析及禁忌	8
1.2.1 螺栓组连接的受力分析概述	8
1.2.2 螺栓组连接的受力分析禁忌	9
1.3 螺栓连接的强度设计计算及禁忌	10
1.3.1 受拉螺栓连接的强度设计计算 概述	10
1.3.2 受拉螺栓连接的强度设计计算 禁忌实例分析	11
1.3.3 受剪螺栓连接的强度设计计算 概述	14
1.3.4 受剪螺栓连接的强度计算禁忌 实例分析	14
1.4 螺栓及螺栓组连接的结构设计与 禁忌	16
1.4.1 螺栓连接的设计与禁忌	16
1.4.2 螺钉连接的结构设计与禁忌	17
1.4.3 螺栓组连接的结构设计与表达 禁忌	18
1.5 提高螺栓连接强度的方法与禁忌	24
1.5.1 提高螺栓连接强度的设计方法 概述	24
1.5.2 提高螺栓连接强度设计禁忌	26
1.6 常用螺纹连接的防松方法及禁忌	27
1.6.1 常用螺纹连接的防松方法简介	27
1.6.2 螺纹连接的防松方法设计禁忌	28
1.7 螺旋传动	30
1.7.1 螺旋传动分类及设计概述	30
1.7.2 螺旋传动设计及禁忌	31

第 2 章 平键、花键、销和成形连接 ...	34
2.1 平键连接	34
2.1.1 平键连接的类型及选择概述	34
2.1.2 平键连接的设计计算概述	34
2.1.3 平键连接的设计计算禁忌	35
2.2 花键连接	38
2.2.1 花键连接的类型及选择概述	38
2.2.2 花键连接设计禁忌	39
2.3 销连接	41
2.3.1 常用销的类型、特点和应用	41
2.3.2 销连接设计禁忌	42
2.4 成形连接	45
第 3 章 过盈连接	46
3.1 过盈连接的原理及应用	46
3.2 过盈连接的结构设计禁忌	47
第 4 章 焊接、粘接和铆接	52
4.1 焊接	52
4.1.1 焊接概述	52
4.1.2 焊接设计禁忌	52
4.2 粘接	60
4.2.1 粘接概述	61
4.2.2 粘接禁忌	61
4.3 铆接	64
4.3.1 铆接概述	64
4.3.2 铆接设计禁忌	65
第 5 章 带传动	67
5.1 概述	67
5.2 带传动禁忌	67
5.3 V 带传动	70
5.3.1 V 带传动的受力分析及禁忌	70
5.3.2 V 带传动的设计计算禁忌	74
5.3.3 V 带传动的张紧与维护禁忌	75
5.4 带传动设计实例与禁忌	77
第 6 章 链传动	82
6.1 概述	82
6.2 链传动禁忌	83
6.3 链传动的布置、张紧和润滑禁忌	84

6.4 链传动设计实例与禁忌	86	10.3 轴的结构设计及禁忌	155
第7章 齿轮传动	89	10.3.1 轴结构设计原则	155
7.1 概述	89	10.3.2 符合力学要求的轴上零件布置及 设计禁忌	155
7.1.1 齿轮机构的类型	89	13.3.3 合理确定轴上零件的装配 方案	158
7.1.2 齿轮传动的优缺点	90	10.3.4 轴上零件的定位与固定	158
7.2 齿轮传动禁忌	90	10.3.5 轴的结构工艺性	164
7.3 齿轮传动设计实例与禁忌	99	10.3.6 提高轴的疲劳强度及禁忌	168
第8章 蜗杆传动	106	10.3.7 符合力学要求的轴结构设计	170
8.1 概述	106	10.4 轴的刚度计算禁忌	172
8.1.1 蜗杆传动的类型	106	10.4.1 轴的刚度计算概述	172
8.1.2 蜗杆传动适用范围	107	10.4.2 轴刚度计算禁忌	173
8.1.3 蜗杆传动优缺点	108	10.4.3 轴的刚度与轴上零件布置设计 禁忌	175
8.2 蜗杆传动禁忌	108	10.4.4 轴的刚度与轴上零件结构设计 禁忌	178
8.3 蜗杆传动设计实例与禁忌	111	10.4.5 轴的刚度与其他	179
第9章 减速器	117	第11章 滑动轴承	181
9.1 常用减速器的型式、特点及应用	117	11.1 滑动轴承承载能力计算禁忌	181
9.2 常用减速器的选择及禁忌	118	11.1.1 滑动轴承承载能力常规计算方法 概述	181
9.2.1 圆柱齿轮减速器的选择及禁忌	119	11.1.2 滑动轴承承载力计算禁忌	184
9.2.2 圆锥-圆柱齿轮减速器的选择及 禁忌	122	11.2 滑动轴承结构设计及禁忌	185
9.2.3 蜗杆及蜗杆-齿轮减速器的选择及 禁忌	123	11.2.1 滑动轴承支撑结构应受力 合理	186
9.2.4 减速器与电动机一体便于安装 调整	125	11.2.2 滑动轴承的固定	189
9.2.5 减速器的选择其他有关问题	126	11.2.3 滑动轴承的安装与拆卸	191
9.3 减速器传动比分配及禁忌	127	11.2.4 滑动轴承的调整	192
9.3.1 单级减速器传动比的选择	127	11.2.5 滑动轴承的供油	194
9.3.2 二级和二级以上减速器传动比 分配及禁忌	127	11.2.6 防止阶梯磨损	197
9.4 减速器的结构设计及禁忌	134	第12章 滚动轴承	199
9.4.1 减速器的箱体禁忌刚度不足	134	12.1 滚动轴承类型的选择	199
9.4.2 箱体结构工艺性禁忌	136	12.1.1 滚动轴承类型选择的基本 原则	199
9.4.3 减速器的润滑设计及禁忌	138	12.1.2 滚动轴承类型选择禁忌	200
9.4.4 减速器分箱面设计特点及禁忌	140	12.2 滚动轴承承载能力计算	206
9.4.5 窥视孔与通气器的设计及禁忌	142	12.2.1 滚动轴承承载能力常规计算 方法	206
9.4.6 起吊装置的设计及禁忌	143	12.2.2 滚动轴承承载能力计算禁忌	208
9.4.7 放油装置的设计及禁忌	144	12.3 滚动轴承组合结构设计禁忌	215
第10章 轴	146	12.3.1 滚动轴承组合结构设计主要 内容	215
10.1 轴设计概述	146		
10.2 轴的强度计算	146		
10.2.1 轴强度常规计算方法及步骤	146		
10.2.2 轴强度计算的常见错误	148		

12.3.2	滚动轴承轴系支承固定形式	215
12.3.3	滚动轴承的配置	220
12.3.4	滚动轴承游隙及轴上零件位置的 调整	223
12.3.5	滚动轴承的配合	225
12.3.6	滚动轴承的装拆	226
12.3.7	滚动轴承的润滑与密封禁忌	229
第 13 章	联轴器与离合器	235
13.1	联轴器	235
13.1.1	联轴器类型选择禁忌	235
13.1.2	联轴器位置设计禁忌	239
13.1.3	联轴器结构设计禁忌	240
13.2	离合器	242
第 14 章	弹簧	245
14.1	概述	245
14.2	弹簧制作及热处理禁忌	249
14.3	弹簧设计禁忌	250
第 15 章	密封装置	252
15.1	使用 O 形密封圈禁忌	252
15.2	使用动密封装置禁忌	254
15.2.1	使用油封密封禁忌	254
15.2.2	迷宫密封禁忌	256
15.2.3	唇形密封禁忌	257
15.3	使用法兰及密封垫片禁忌	258

第 16 章	导轨	260
16.1	概述	260
16.2	导轨设计禁忌	262
第 17 章	机架	265
17.1	铸造机架	265
17.1.1	概述	265
17.1.2	铸造机架结构设计禁忌	265
17.2	焊接机架	267
17.2.1	概述	267
17.2.2	焊接机架结构设计禁忌	268
第 18 章	机械创新设计基本方法与 禁忌	269
18.1	机构创新设计与禁忌	269
18.1.1	常见机构的运动特性与设计 禁忌	269
18.1.2	机构的变异、演化与设计 禁忌	272
18.1.3	机构组合及其设计禁忌	283
18.2	机械结构创新设计与禁忌	294
18.2.1	结构元素的变异、演化与设计 禁忌	294
18.2.2	机械结构设计基本要求与 禁忌	301
参考文献		311

第 1 章 螺纹连接与螺旋传动

由螺纹零件构成的可拆连接称螺纹连接。由于螺纹零件是标准件，因此构成的螺纹连接具有成本低、结构简单、装拆方便、工作可靠等优点，是目前应用最广泛的一种连接零部件。螺纹连接的设计主要包括选择螺纹连接类型、螺纹连接受力分析及强度计算、螺栓组连接的结构设计与表达、提高螺纹连接强度的措施等。

螺旋传动是通过螺母和螺杆的旋合传递运动和动力的机械传动。

1.1 螺纹连接的主要类型、性能等级、公差、精度及禁忌

1.1.1 螺纹的分类、选择及禁忌

工程上，螺纹通常可根据螺纹的母体形状、牙型、旋向及线数来进行划分。

1. 按螺纹母体形状分类

按母体形状，螺纹可分为两种，即圆柱螺纹和圆锥螺纹。由于圆锥螺纹不便于加工，其使用受到了限制，因此在工程中很少使用；而圆柱螺纹便于加工，因此在工程中使用很多。

2. 按螺纹的牙型分类

按螺纹在螺杆轴向剖面上的形状即牙型，螺纹可分为以下四种：

(1) 普通（三角形）螺纹 牙型角（螺纹相邻两条边之夹角） $\alpha = 60^\circ$ ，轮廓形状为等腰梯形。螺纹副的运动关系可视为槽面摩擦问题，因此，由机械原理可知当量摩擦因数为

$$f_v = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (1-1)$$

因为牙型角 α 大，所以当量摩擦因数 f_v 大；而 $f_v = \tan \rho_v$ 大，从而当量摩擦角 ρ_v 大。螺纹副的自锁条件为：螺旋线导程角小于当量摩擦角，即 $\varphi \leq \rho_v$ 时能自锁。因常用普通螺纹（M10~M60）的螺旋线导程角 φ 通常在 $1.5^\circ \sim 3.5^\circ$ 之间，而当量摩擦因数 f_v 在 $0.1 \sim 0.15$ 之间，当量摩擦角 ρ_v 在 $6^\circ \sim 8^\circ$ 范围内，因此普通螺纹恒满足自锁条件，可以用于连接。普通螺纹又分为粗牙和细牙两种。在外径相同的条件下，细牙螺纹比粗牙螺纹的底径大，因此连接强度更高；由于细牙螺纹的螺距小，因此螺旋线导程角 φ 小，故在当量摩擦角 ρ_v 一定的情况下，细牙螺纹比粗牙螺纹的自锁性更好。

设计禁忌 1：在薄壁容器或设备上，一般不用粗牙螺纹，避免对薄壁件损伤太大。因为细牙螺纹的牙高小，对薄壁件损伤小，并且可以提高连接强度（细牙螺纹比粗牙螺纹底径大，根部面积大）和自锁性。

设计禁忌 2：在一般机械设备上用于连接的螺纹一般不采用细牙螺纹，尤其是受拉螺栓，原因读者可以自行分析。

(2) 矩形螺纹 其牙型为特殊矩形，即正方形，因此其牙型角 $\alpha = 0^\circ$ 。当螺旋线导程角

φ 相同时, 由式 (1-1) 可知: 因为矩形螺纹的牙型角比普通螺纹的牙型角小, 因此矩形螺纹的当量摩擦因数 f_v 小; 又由于 $f_v = \tan \rho_v$, 所以矩形螺纹比普通螺纹的当量摩擦角 ρ_v 小, 自锁性差, 因此不能用于连接。

由机械原理可知, 螺纹副的效率公式为

$$\eta = \frac{\tan \varphi}{\tan(\varphi + \rho_v)} \quad (1-2)$$

式中 η ——螺纹副的效率;

φ ——螺旋线导程角 ($^\circ$);

ρ_v ——螺纹的当量摩擦角 ($^\circ$)。

因此, 当螺旋线导程角 φ 相同时, 矩形螺纹的当量摩擦角 ρ_v 比普通螺纹的小, 因此效率 η 高, 通常用于传递力。

由于相同尺寸的矩形螺纹的根部面积比普通螺纹的小, 因此其强度比普通螺纹低。

设计禁忌: 矩形螺纹不能用于连接, 因为自锁性不好。

(3) 梯形螺纹 其牙型为牙型角 $\alpha = 30^\circ$ 的等腰梯形。由式 (1-1) 可知: 与普通螺纹相比, 它的当量摩擦因数 f_v 小, 自锁性不如普通螺纹, 一般不能用于连接, 通常用来传递力。由式 (1-2) 可知, 其效率 η 比普通螺纹高, 但比矩形螺纹低一些。由于梯形螺纹的底径比矩形螺纹的大, 因此其强度比矩形螺纹的高。综合考虑, 梯形螺纹是工程上用得最多的一种传力螺纹。

设计禁忌: 梯形螺纹不能用于连接, 因为自锁性不好。

(4) 锯齿形螺纹 其牙型为锯齿形, 一侧牙型角 $\alpha_1 = 30^\circ$, 另一侧 (即工作面) 牙型角 $\alpha_2 = 3^\circ$, 因此只能承受单向轴向力。又由式 (1-2) 可知, 其效率 η 高于梯形螺纹, 但根部面积比梯形螺纹小, 因此强度比梯形螺纹稍低。

设计禁忌: 锯齿形螺纹不能用于连接, 因为自锁性不好。

3. 根据螺纹的旋向分类

根据旋向, 螺纹可分为右旋螺纹及左旋螺纹, 常用右旋螺纹, 特殊情况下才用左旋螺纹。

设计禁忌: 普通用途的螺纹一般不选用左旋, 默认为右旋, 只有特殊情况 (例如设计螺旋起重器或煤气罐的减压阀时) 才选用左旋螺纹。

4. 根据螺纹的线数分类

根据线数, 螺纹可分为单线螺纹和多线螺纹, 单线螺纹最常用, 当要求效率高时可采用多线螺纹。

设计禁忌: 用于连接的螺纹不能选用多线螺纹, 因为多线螺纹的自锁性不好, 连接性能差。

1.1.2 螺纹连接的主要类型及选用禁忌

1. 螺纹连接的类型

螺纹连接有四种基本类型: 螺栓连接、螺钉连接、双头螺柱连接和紧定螺钉连接; 还有两个特殊类型: 地脚螺栓连接与吊环螺钉连接。如何正确选择这些连接类型是螺纹连接设计的重要问题之一。螺纹连接的主要类型如图 1-1~图 1-5 所示。

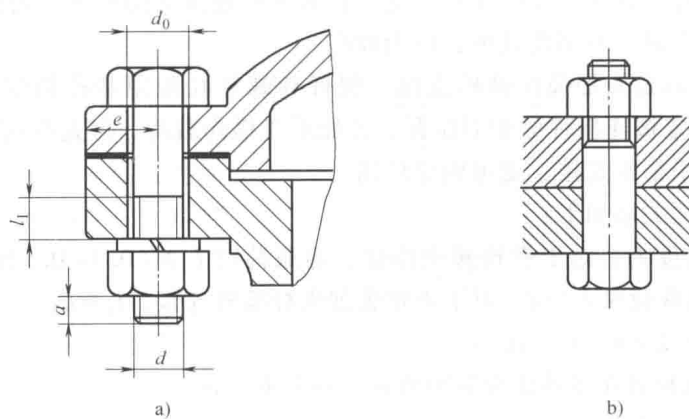


图 1-1 螺栓连接

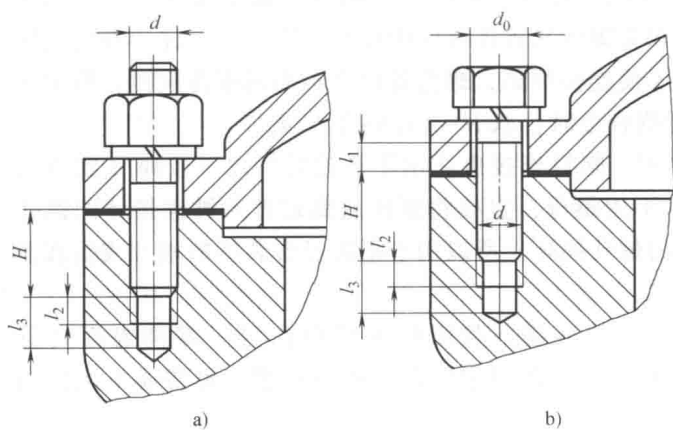


图 1-2 双头螺栓及螺钉连接

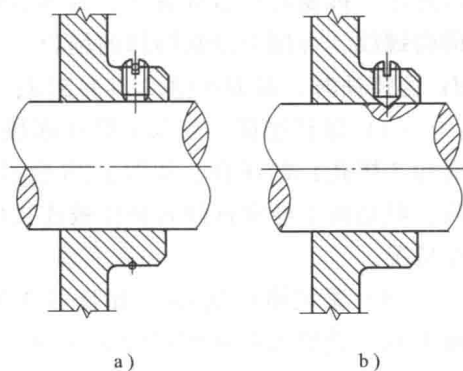


图 1-3 紧定螺钉连接

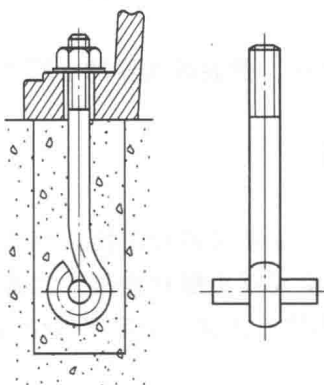


图 1-4 地脚螺栓连接

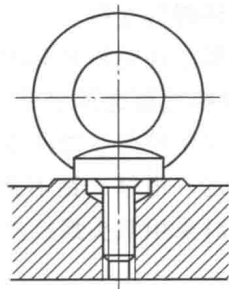


图 1-5 吊环螺钉连接

(1) 螺栓连接 螺栓连接用于被连接件不太厚的情况，它是用螺栓穿过被连接件的光孔后拧紧螺母来实现的。螺栓连接分为两种结构，即普通螺栓连接和六角头加强杆螺栓连接。普通螺栓连接也称受拉螺栓连接，如图 1-1a 所示，通孔为钻孔，因此加工精度要求低。

螺栓和孔壁间有间隙，并在工作中保持不变。普通螺栓连接结构简单，装拆方便，使用时不受被连接件的材料限制，可多次装拆，应用较广。

图 1-1b 所示为六角头加强杆螺栓连接，螺杆和螺杆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，用于精密连接，也可做定位用。

螺栓连接的尺寸关系如下：

1) 螺纹余留长度 l_1 ：对于受拉螺栓连接，静载荷时 $l_1 \geq (0.3 \sim 0.5)d$ ，变载荷时 $l_1 \geq 0.75d$ ，冲击或弯曲载荷时 $l_1 \geq d$ ，对于六角头加强杆螺栓连接， $l_1 \approx d$ 。

2) 螺纹伸出长度 $a \approx (0.2 \sim 0.3)d$ 。

3) 螺栓的轴线到被连接件边缘的距离 $e = d + (3 \sim 6) \text{mm}$ 。

4) 通孔直径 $d_0 \approx 1.1d$ 。

(2) 双头螺柱连接 双头螺柱连接适用于被连接件之一较厚（此件上需加工螺孔）的场合，如图 1-2a 所示，螺杆两端无头，但均有螺纹，装配时一端旋入被连接件，另一端配以螺母。拆装时只需拆螺母，而不需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，可用于经常拆卸的场合。为了使连接可靠，螺孔处的材料为钢或青铜时，取 $H \approx d$ ；为铸铁时，取 $H \approx (1.25 \sim 1.5)d$ ；为铝合金时，取 $H \approx (1.5 \sim 2.5)d$ 。

(3) 螺钉连接 与双头螺柱连接类似，螺钉连接也适用于被连接件之一较厚（此件上需加工螺孔）的场合，如图 1-2b 所示，不用螺母，直接将螺栓或螺钉拧入被连接件的螺孔内，但是由于经常拆卸容易使被连接件的螺孔损坏，所以用于不需经常装拆的地方或受载较小情况。

(4) 紧定螺钉连接 如图 1-3 所示，拧入后，利用杆末端顶住另一零件表面（见图 1-3a）或旋入零件相应的缺口中（见图 1-3b）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 比较常用的特殊连接有两种：地脚螺栓连接和吊环螺钉连接。

地脚螺栓连接如图 1-4 所示，当机座或机架固定在地基上时，需要特殊连接，即地脚螺栓连接。

吊环螺钉连接如图 1-5 所示，机器的大型顶盖或外壳，例如减速器的上箱体，为了吊装方便，可用吊环螺钉连接。

地脚螺栓和吊环螺钉是标准件，具体尺寸可查手册。

2. 螺纹连接类型选用禁忌

当被连接件比较薄、能用螺栓穿透且能装拆时，尽量采用螺栓连接，不要采用螺钉连接；当被连件之一很厚、钻不透时，可以采用螺钉连接或双头螺柱连接。二者的区别就在于：经常拆卸时采用双头螺柱连接，不经常拆卸时采用螺钉连接。固定零件位置时经常采用紧定螺钉连接。

3. 普通螺栓连接设计禁忌

普通螺栓连接是工程中应用最广泛的一种螺纹连接方式。图 1-6a 所示的结构为普通螺栓连接设计的常见的错误示例。该螺栓连接设计有以下错误：

1) 螺栓装不进去，应该掉头安装。

2) 不应当用扁螺母，应选用六角螺母，因为此处螺母承受拉伸载荷。

3) 弹簧垫圈的尺寸不对, 按标准查出其直径和厚度, 结果如图 1-6b 所示。

4) 弹簧垫圈的缺口方向不对。

5) 螺栓长度不对, 根据被连接件的厚度, 按 GB/T 5780—2016 应取标准公称长度 60mm。

6) 铸造表面上应加沉孔。

7) 被连接件的两块板上通孔的直径均应大于螺栓直径。

改正后的结构如图 1-6b 所示。

4. 螺钉连接设计禁忌

图 1-7a 所示的螺钉连接设计有如下错误:

1) 此结构不应当用螺钉连接, 因为作为被连接件的两块板都比较薄, 只有当被连接件中有一个很厚、钻不透时才采用螺钉连接。此结构应当改为螺栓连接, 具体结构和尺寸如图 1-7b 所示。

2) 如果为螺钉连接, 上边的板应该开通孔, 螺钉的螺纹应与下边的板相拧紧, 如图 1-7c 所示。

3) 图 1-7a 中虽然采用了螺钉连接, 下边被连接件上的螺孔也应为通孔。

4) 被连接件接合面处的相交线应当被螺钉挡住, 不可见。

5) 一般不采用全螺纹。

改正后的结构如图 1-7b、c 所示。

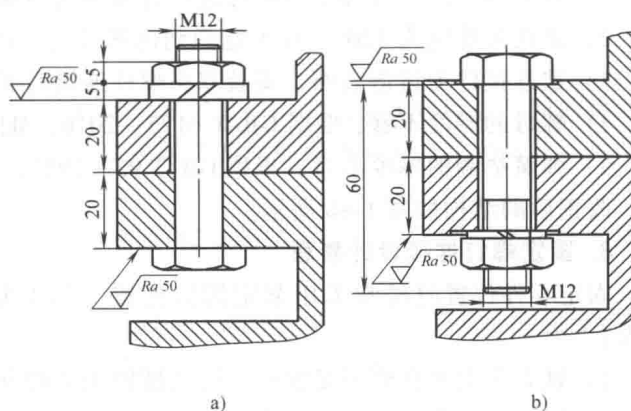


图 1-6 螺栓连接的结构

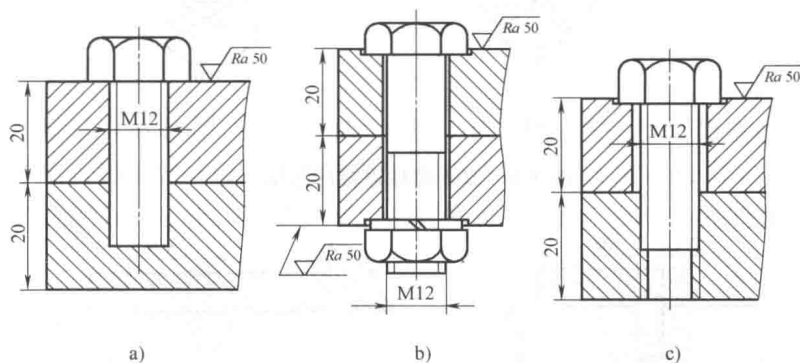


图 1-7 螺钉连接的结构

5. 双头螺柱连接设计禁忌

当被连接件中有一个很厚、钻不透时, 还可采用双头螺柱连接。其与螺钉连接的区别就在于: 经常拆卸时采用双头螺柱连接, 以保护较厚的被连接件的内螺纹不被破坏。图 1-8a 所示的双头螺柱连接设计有如下错误:

- 1) 双头螺柱的光杆部分不能拧进被连接件的内螺纹。
 - 2) 锥孔角度应为 120° ，且不能画到内螺纹的外径，应该画到钻孔的直径处。
 - 3) 被连接件为铸造表面，安装双头螺柱连接时必须将表面加工平整，故采用沉孔。
 - 4) 螺母的厚度不够，根据 GB/T 6175—2016，M12 的螺母其厚度 $m=11.57\sim 12\text{mm}$ 。
 - 5) 弹簧垫圈的厚度不对，根据 GB/T 93—1987，M12 的弹簧垫圈的公称厚度为 3.1mm 。
- 改正后的结构如图 1-8b 所示。

6. 紧定螺钉连接设计禁忌

固定零件位置时经常采用紧定螺钉连接。图 1-9a 所示的紧定螺钉连接的设计有如下错误：

- 1) 轴套上为光孔而不是螺孔，因此螺钉无法拧进，应该在轴套上加工螺孔。
- 2) 轴上为盲孔，无法与紧定螺钉拧合。

建议进行如下设计改进：当载荷较小时，可以改为如图 1-9b 所示的结构，即轴套上加工螺孔与紧定螺钉相拧合，紧抵在轴上的凹坑处进行定位。当载荷较大时，可以在轴上钻孔、攻螺纹，将紧定螺钉与轴上的内螺纹拧紧。

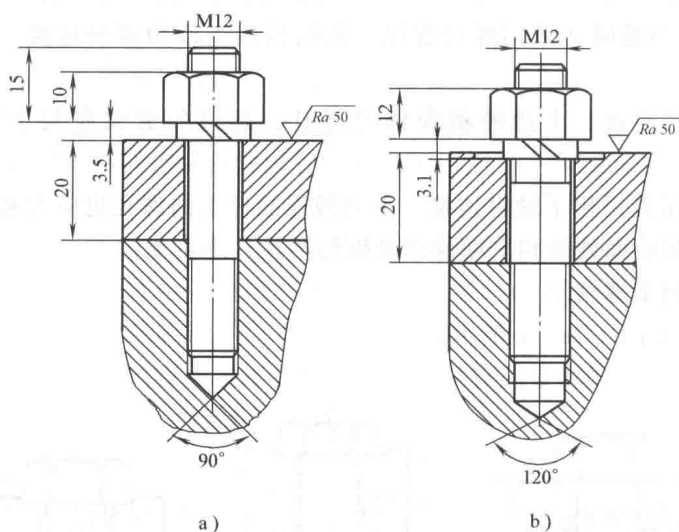


图 1-8 双头螺柱连接的结构

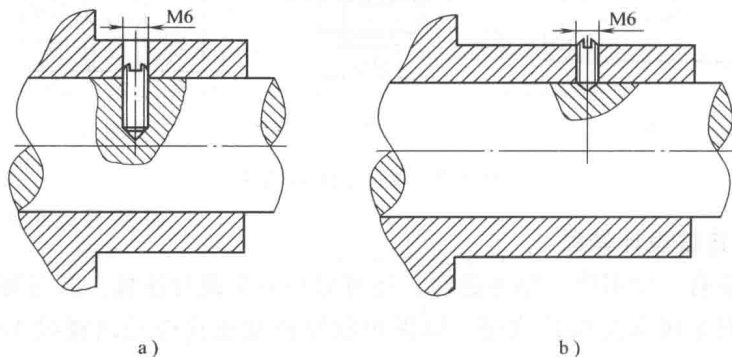


图 1-9 紧定螺钉连接的结构

1.1.3 螺纹紧固件性能等级标注及公差选用禁忌

1. 螺纹紧固件性能等级标注禁忌

在机械设计中,涉及螺纹紧固件时不标出材料的牌号,因为同一材料经过不同的热处理后会得到不同的力学性能。因此,只需标出螺纹紧固件的性能等级(GB/T 3098.1—2010),不必标出材料。

例如错误的标注:螺栓 M10×40 45 GB/T 5782—2016。错误原因是:不能标出螺栓材料为 45 钢,需要标出螺栓的性能等级。

正确的标注:螺栓 M10×40 8.8 级 GB/T 5782—2016。本例标出了螺栓的强度级别。螺栓的性能等级的选择可根据具体工作要求按 GB/T 3098.1—2010 进行选择。

2. 螺纹公差及精度标注禁忌

1) 图 1-10 所示为普通内、外螺纹配合的标注,图 1-10a 所示为不完整的螺纹标注,没有标出公差带代号,不适合精度要求较高、比较重要的螺纹连接,此时应按图 1-10b 所示进行完整的普通内、外螺纹配合的标注。

2) 图 1-11 所示为普通内螺纹标注。图 1-11a 所示为不完整的螺纹标注,没有标出公差带代号,不适合精度要求较高、比较重要的螺纹连接,此时应按图 1-11b 所示进行完整的普通内螺纹标注。

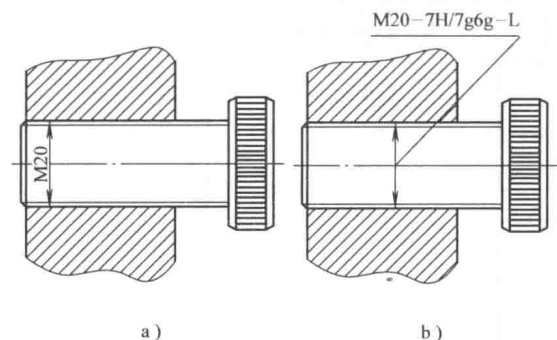


图 1-10 普通内、外螺纹配合的标注

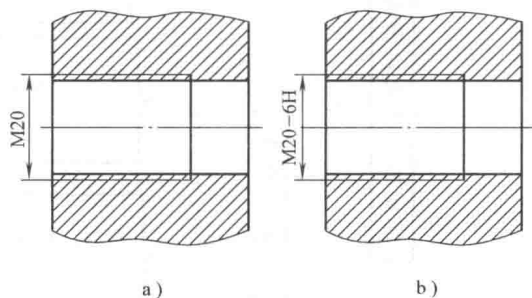


图 1-11 普通内螺纹标注

3) 图 1-12 所示为梯形内、外螺纹配合标注。图 1-12a 所示为不完整的标注,没有标出公差带代号,不适合精度要求较高、比较重要的螺纹连接,此时应按图 1-12b 所示进行完整的梯形内、外螺纹配合的标注,横线上面为右旋螺纹的标注,如果为左旋螺纹,则按横线下面的标注。

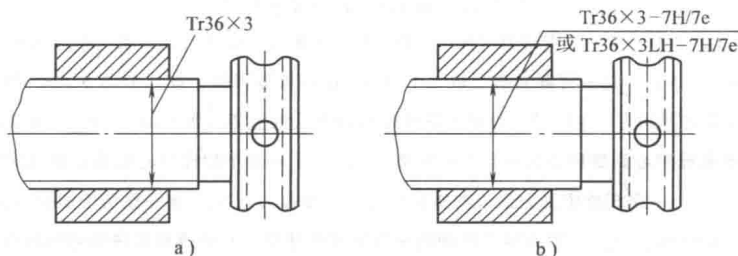


图 1-12 梯形内、外螺纹配合的标注

1.2 螺栓组连接的受力分析及禁忌

1.2.1 螺栓组连接的受力分析概述

螺栓一般都成组使用,因此设计螺栓直径时,必须首先分析计算出作用于—组螺栓几何形心的外力是轴向力、横向力、扭矩还是翻倒力矩,并计算出大小;然后根据该外力的大小,求出一组螺栓中受力最大的螺栓所受的力(见图 1-13 所示的螺栓组受力分析框图);再针对该螺栓组的受力进行强度计算,以便确定直径(见图 1-18 所示的螺栓连接强度计算框图)。

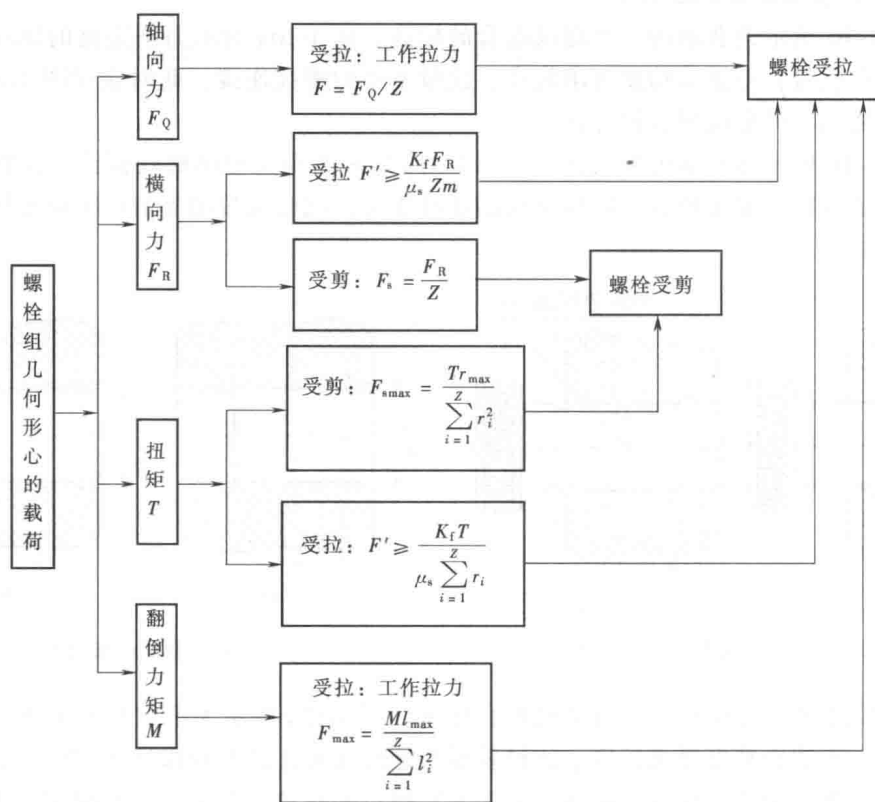


图 1-13 螺栓组受力分析框图

F_Q —轴向力 (N) F —工作拉力 (N) Z —螺栓 (螺钉、螺柱) 的个数 F_R —横向力 (N)
 F' —预紧力 (N) K_f —可靠系数, 取 1.1~1.3 μ_s —摩擦因数, 取 0.1~0.3 m —接合面数
 F_s —单个螺栓受的剪切力 (N) T —作用于螺栓组几何形心的扭矩 (N·mm) $r_{\max}$ —距离螺栓组几何形心最远的螺栓中心到螺栓组几何形心的距离 (mm) r_i —各个螺栓中心到螺栓组几何形心的距离 (mm) $F_{\max}$ —一组螺栓中受力最大的螺栓所受的工作拉力 (N) M —作用于螺栓组翻倒轴线的翻倒力矩 (N·mm) $l_{\max}$ —距离螺栓组翻倒轴线最远的螺栓中心到螺栓组翻倒轴线的距离 (mm) l_i —各个螺栓中心到螺栓组翻倒轴线的距离 (mm)

1.2.2 螺栓组连接的受力分析禁忌

1. 忌不将外力移到螺栓组几何形心

如图 1-14a 所示的螺栓组受力分析图例, 在进行螺栓组受力分析时, 将外力 R 分解为水平方向的力 H 和垂直方向的力 P 是对的, 对于螺栓组来讲, H 是横向力, P 是轴向力。但是, 如果直接将横向力、轴向力代入受力分析公式进行计算, 是错误的, 其原因是没有将外力移到螺栓组几何形心后再代入公式中进行计算。

正确的受力分析应当如图 1-14b 所示, 将水平方向的力 H 和垂直方向的力 P 移到螺栓组几何形心 (图中的 O 点)。水平方向的力 H 变为横向力 H 及翻倒力矩 M_H , 顺时针方向; 垂直方向的力 P 变为轴向力 P 及翻倒力矩 M_P , 逆时针方向。总的翻倒力矩 M 为 M_H 与 M_P 之代数和。这样可按上述螺栓组受力分析框图中的公式进行计算。

2. 将扭矩与弯矩相混淆

如图 1-15a 所示的螺栓组, 在进行受力分析时, 如果将外力 F_Σ 移到螺栓组几何形心后, 得到一个横向力 F_R 和翻倒力矩 M , 那是极大的错误, 因为该力矩的作用面是垂直于螺栓的轴线。正确的受力分析如图 1-15b 所示: 外力 F_Σ 移到螺栓组几何形心后, 得到一个横向力和扭矩; 只有当该力矩的方向是平行于螺栓的轴线时, 如图 1-16 所示, 将外载荷移到螺栓组几何形心才是翻倒力矩 M 。

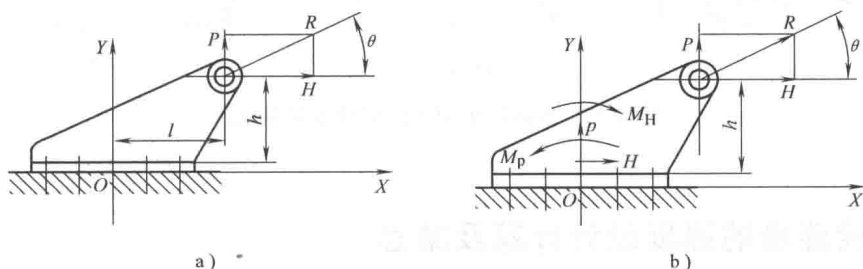


图 1-14 螺栓组受力分析图例

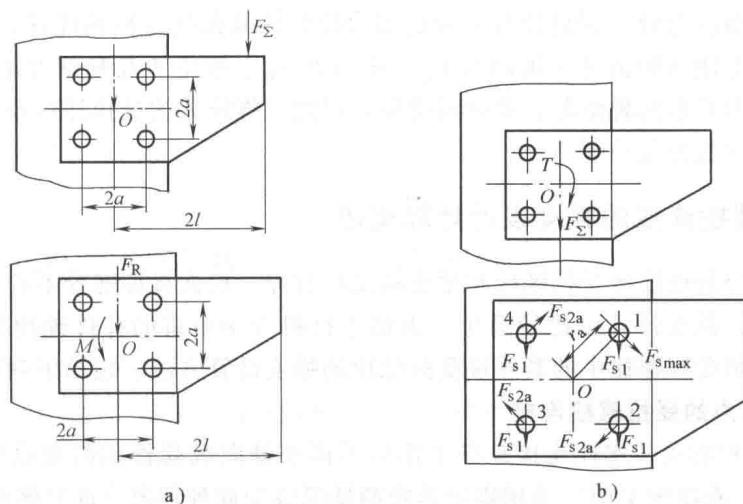


图 1-15 受扭矩和横向力的螺栓组

3. 受拉螺栓与受剪螺栓相混淆

当外载荷为横向力时，螺栓就一定受剪切吗？不一定，要看设计的是受剪螺栓（六角头加强杆螺栓）还是受拉螺栓。如果设计成六角头加强杆螺栓连接，安装时不需拧太紧，因此可以忽略预紧力 F' ，如图 1-17a 所示的联轴器，螺栓组受扭矩作用，但是对于每一个螺栓连接处相当于受一个横向力作用。如果设计成如图 1-17b 所示的六角头加强杆螺栓连接，则此横向力直接作用到螺栓杆上，螺栓受剪切。如果设计成如图 1-17c 所示的受拉螺栓连接，则对于每个螺栓而言，横向力被接合面间的摩擦力平衡整个螺栓组受的扭矩则与接合面上的压力产生的摩擦力矩平衡。压力是由拧紧螺栓时每个螺栓受到轴向拉力，而被连接件受到夹紧力产生的，此轴向拉力即预紧力 F' 。因此螺栓没有受到剪切，只受到预紧力 F' ，即只受拉而不受剪。

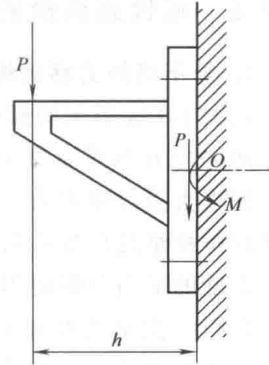


图 1-16 正确的受力分析

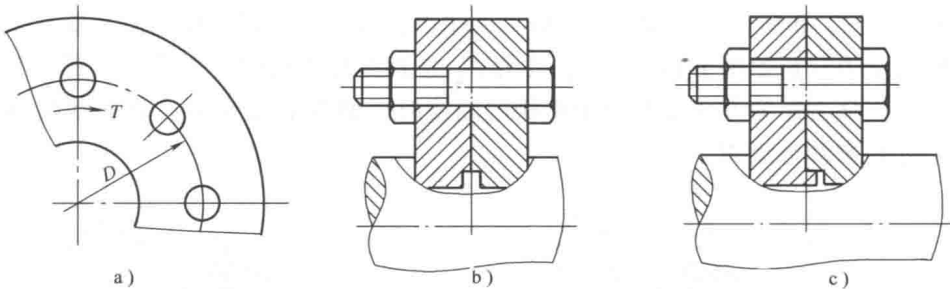


图 1-17 传递转矩的受拉螺栓和受剪螺栓

1.3 螺栓连接的强度设计计算及禁忌

螺栓组受力分析的目的在于求出一组螺栓中受力最大的螺栓所受的力，然后进行强度计算，即由力求出螺栓直径（设计计算）或已知直径校核其强度（校核计算）。尽管作用于一组螺栓的外力有上述四种情况（轴向力 F_Q 、横向力 F_R 、扭矩 T 及翻倒力矩 M ），但对于单个螺栓本身的受力只有两种情况：受拉或受剪。因此，螺栓分为受拉螺栓及受剪螺栓两种情况，工程应用中多数为受拉螺栓。

1.3.1 受拉螺栓连接的强度设计计算概述

受拉螺栓又分为松连接受拉螺栓和紧连接受拉螺栓。松连接即螺栓不拧紧、不受力，工程中应用得较少，强度计算也比较简单，类似于材料力学中讲的杆件纯拉伸，此处不做介绍。本节重点介绍受拉螺栓中的紧连接受拉螺栓的强度计算方法，包括下列两种情况：

1. 只受预紧力的受拉螺栓连接

只受预紧力 F' 的受拉螺栓连接是指工作后不再受轴向载荷作用的螺栓连接。例如：外载荷为横向力 F_R 或扭矩 T 时，采用螺栓连接的情况属于此种情况。此时螺栓只受预紧力 F' 作用，其强度条件为