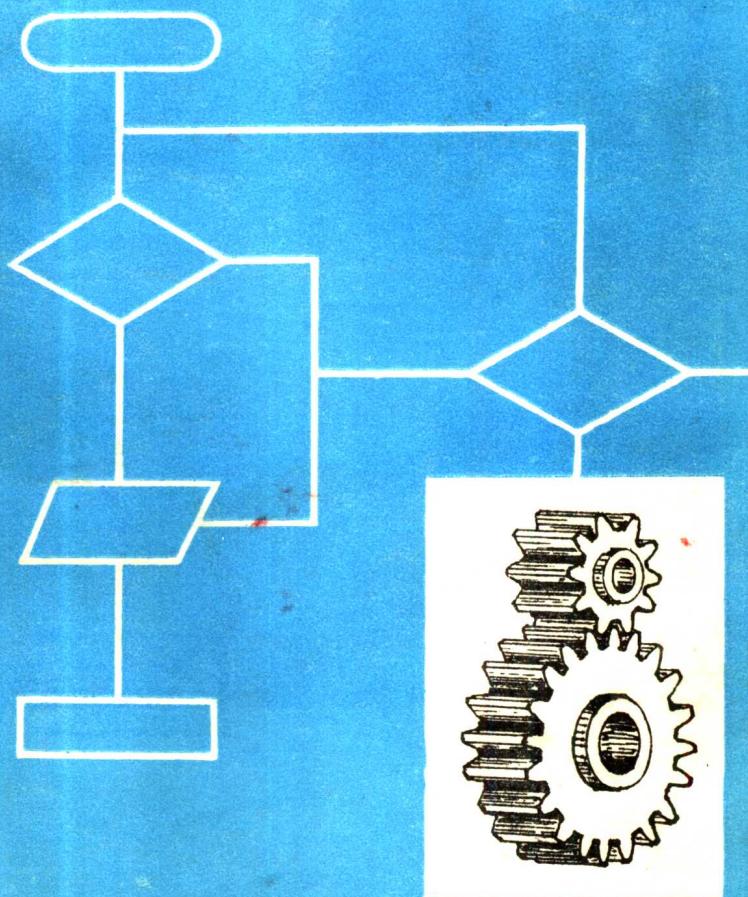


机械设计学习指导

—— 框 图 法

任 嘉 卉 编 著



北京航空學院出版社

机械设计学习指导

—— 框图法

任 嘉 卉 编 著

北京航空學院出版社

内 容 简 介

本书是按照框图法编写的一本学习指导书。作者将教学内容中的每个概念或步骤,用简单的文字和符号以框图的形式建立起纵横关系,诸如因果关系、衍生关系、转化关系等等,形成一个逻辑关系网,提纲挈领地展示出这一部份教学内容,使读者一览内容的全局,由于这种框图具有直观性和概括性,便于理解和应用。

本书包括机械零件学习指导和机械零件课程设计指导两部份。附录中编有课程设计所需有关资料和利用计算机设计计算程序,供读者查阅和参考。

本书可作为大学和中专机械类和近机械类专业教学参考书和教学用书,亦可供有关工程技术人员参考。

机械设计学习指导——框图法

任嘉升 编 著

责任编辑 曾昭奇

北京航空学院出版社出版

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经销

东升印刷厂印装

787×1092 1/16 印张:10.5 字数:262千字

1987年3月第一版 1987年3月第一次印刷 印数:8000册

统一书号:15432·041 定价:1.70元

序 言

机械零件和机械零件课程设计是高校工科机械类和近机械类学生的必修课。它与学生以前学习的比较单一的许多课程不同,是在机械类基础课的基础上的一门综合课程。由于它包含内容较广、纵横关系复杂,几乎每一章都包括工作原理、类型特点、失效分析、强度计算、结构设计、参数选择等内容。也就是说几乎都要涉及到机械原理、材料力学、金属工艺、金属材料、机械制图等多种学科,而每一章的内容却又都是“独立”的,章与章之间的具体联系不十分密切。因此,学生一时难以适应,感到“繁杂”或“零散”,因而给教学带来一定的困难。这门课程的另一个特点,是要让学生把所学的知识运用到工程实际中去,要学生充分发挥自己的主观能动性,自己选择参数自己设计,同一个题目答案也不只一个。因此在教学中要启发学生开动脑筋积极思考;特别是在课程设计中,不仅要继承前人已有的经验,还要去创新,这又给教学提出了一个难题。基于以上原因,对这门课程长期以来,学生认为难学,教师认为难教。本书就是试图解决这一问题的,或者说希望为解决这一问题从一个方面作一些尝试。

作者在近两年的机械零件课程讲授和课程设计的指导中,做了一个尝试,即在教学中采用框图法。

框图法就是把学生应掌握的教学内容经过整理加工,用简单的文字和符号以框图为主的形式直观地显示出来。纵的方向,把各部份内容建立起因果关系、衍生关系、转化关系;横的方向,建立起并列关系、条件关系、比较关系等等,形成一个便于理解和掌握的逻辑关系网。这样,把每一个重要的概念或步骤当作一个流程的方框,用纵、横线建立起它们之间的联系,于是就把课程一章的内容或课程设计的一个较大的步骤用一张框图直观地表示出来。它可以包括工作原理、假设条件、计算公式、结果分析、参数选择,以至结构形式等内容。并把它有机地联系起来,使学生用整体的眼光一览这些新知识的组成和总和。

比如机械零件课程中齿轮传动一章是教学重点,对学生来说,也是学习的难点。失效分析中,影响因素比较多;强度计算中,各种系数比较多;除直齿齿轮外,还包括了斜齿齿轮和圆锥齿轮的内容等等。在本书中,采用了三张框图分别把有关上述三种传动的教学内容比较扼要地表达出来。

又如在滚动轴承一章,对学生来说,新的概念比较多,强度计算的方法也与前几章不同。本书仅用了一张框图表达出来,而且着重在新概念上下功夫。

在课程设计中,以减速器为例,整个设计是比较复杂的,尽管题目不算大,但从总体设计到零件图设计,它包括了机械部件设计的全过程。哈尔滨工业大学等四院校编写的机械零件课程设计指导书就有十二万字之多,而本书用了八张框图把整个设计的步骤和过程概括出来,力图起到为学生进行设计引路的作用。

经过教学试点分析,可以看到框图法有以下特点。

1. 概括性较强。可以把每一章看上去似乎比较“零散”的知识经过整理建立起有机的联系,贯穿起来,简明扼要地归纳在一张框图之中,重点内容也突出出来,起到提纲挈领的作用。难怪有的学生说:“框图像一个葡萄串,一提即起,能把所学的内容串起来”。这样使

学生不仅掌握单个的概念,还能掌握各概念之间的内在联系,给学生一个完整的印象,便于搞清思路、巩固知识。比如齿轮传动一章,在各种版本的机械零件教材中篇幅最大,有的长达五、六万字,而本书把这些内容概括到三张框图,把主要内容都概括进去,学生据此复习教材就方便了。

2. 便于调动学生课堂上的主观能动性。由于机械零件课程的性质和所包括的内容,一般讲授时,教师往往要给出繁多的板书,大标题内套小标题,因而学生上课时,既要听、又要记,往往顾此失彼,结果两方面效率都不高。如果采用框图法教学,教师不必给出繁多的板书,而是随讲随画出框图,学生也只需抄录概括性的框图,把更多的精力用于听讲,做到学生思考与教师的讲解思路“同步”。这样使学生在课堂上处于紧张的思维当中,可以提高学生的学习兴趣,使学生上课精力集中。又由于框图有明显的纵横关系的特点,便于学生联想、对比,这较之依次地而且常常是单一地讲解各个概念效果要好,有利于学生去理解和思考问题。巴甫洛夫曾说:“联想是记忆与思维必不可少的条件”。克鲁普斯卡娅说过:“发展学生的思维能力和理解能力,必先使教学过程积极化,”目前看来,框图法教学是有利于这种教学过程积极化的。

3. 由于框图法具有直观性和形象性的特点,它可以加深学生的印象。教育心理学家认为直观性和形象性强的事物能使人们保持长久甚至永恒的记忆,正如人们偶遇多年未见的同学或朋友时,往往会立刻反映出他的外号而却记不起他的名字一样。直观、形象的框图可以使学生在复习所讲内容时,容易回想起框图的形象,充分发挥自己的视觉记忆力,有利于巩固所学知识。

4. 用框图法进行课程设计教学,有利于使学生明确设计的具体要求和掌握设计的步骤,同时,便于编制用计算机进行计算与设计的程序,提高计算效率,且有利于设计的优化。

初步教学实践结果表明,框图法受到学生欢迎,效果比较明显,为此初步总结写出本书。

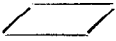
在框图法教学实践试点中,得到郭可谦教授的帮助;书稿经郭可谦教授审阅,并提出了宝贵的修改意见,在此表示感谢。

附录中闭式斜齿轮传动设计计算程序为刘捷同志编写。

由于作者水平所限,加之实践的时间较短,肯定有不妥与不足之处。此处抛砖引玉,还望同行和读者们指教与指正。

编者1986年1月

框图中符号的意义

符 号	代表的意义	来 源
$\begin{cases} \times \times \\ \times \times \times \end{cases}$	已知参数	给 定
	内容或步骤	推导或计算
	选择参数	查表或曲线
	比较与判断	有关定理或公式
———— 或 ↑	参数或步骤间的 直接关系	逻辑关系
(从左至右、从上至下者不画箭头 从右至左、从下而上者画箭头)		
-----	间接关系或反馈关系不属于直接的推导、计算或判断后的反馈	

目 录

第一部份 机械零件学习指导

第一章 螺纹联接

一、重点和要求	(1)
二、内容框图	(1)
三、要点分析	(4)
1. 螺纹在机械和机器中的作用	(4)
2. 关于螺纹副的受力分析	(4)
3. 受拉螺栓与受剪螺栓的概念	(5)
4. 关于对顶螺母的防松作用	(8)
5. 受轴向工作载荷的螺栓强度问题	(8)
四、思考与练习	(9)

第二章 带传动

一、重点和要求	(10)
二、内容框图	(10)
三、要点分析	(15)
1. 平型带与三角带传动的比较	(15)
2. 带传动的弹性滑动和打滑	(16)
3. 三角带的使用寿命	(16)
四、思考与练习	(17)

第三章 齿轮传动

一、重点和要求	(18)
二、内容框图	(18)
三、要点分析	(24)
1. 关于接触强度的计算	(24)
2. 参数选择	(25)
3. 相关参数的协调	(26)
4. 斜齿轮与直齿轮承载能力的比较	(26)
四、思考与练习	(29)

第四章 蜗杆传动

一、重点和要求	(30)
二、内容框图	(30)

三、要点分析	(33)
1. 蜗杆传动的构成和特点	(33)
2. 传动比的计算	(33)
3. 关于蜗杆传动的特性系数 q	(33)
4. 相对转动方向的确定	(34)
5. 受力分析	(34)
四、思考与练习	(35)
第五章 轴	
一、重点和要求	(36)
二、内容框图	(36)
三、要点分析	(36)
1. 转轴的设计程序	(36)
2. 校正系数 α 的确定	(38)
3. 轴设计中的工艺性问题	(38)
四、思考与练习	(39)
第六章 滑动轴承	
一、重点和要求	(40)
二、内容框图	(40)
三、要点分析	(41)
1. 动压滑动轴承与滚动轴承性能比较	(41)
2. 滑动轴承使用场合的分析	(41)
3. 液体动压滑动轴承设计中几何参数的选择	(42)
4. 关于静压轴承	(44)
四、思考与练习	(44)
第七章 滚动轴承	
一、重点和要求	(45)
二、内容框图	(45)
三、要点分析	(48)
1. 常用滚动轴承的类型、特点及应用	(48)
2. 滚动轴承的类型选择	(49)
3. 关于滚动轴承的选择计算	(50)
4. 滚动轴承的组合设计	(51)
四、思考与练习	(52)

第二部份 机械零件课程设计指导

一、机械零件课程设计(以减速器为例)总框图	(53)
二、设计准备	(53)
1. 明确设计目的	(53)

2. 进行资料准备	(53)
三、总体设计	(53)
1. 设计任务书	(55)
2. 初定结构类型	(57)
3. 总体设计程序框图	(58)
(1)电动机型号选择	(58)
(2)总传动比及其分配	(61)
(3)运动和动力参数计算	(62)
四、装配图设计	(63)
1. 传动零件计算	(63)
2. 装配图设计框图	(71)
(1)轴系结构设计计算	(72)
(2)传动与支承部件的结构设计	(81)
(3)机体与附件设计	(83)
五、零件图设计	(89)
1. 轴类零件图设计	(90)
2. 齿轮类零件图的设计	(93)

附 录

一、课程设计所需标准资料汇编	(97)
1. 部份电动机标准资料	(97)
(1)J2、JO2系列小型异步电动机、JO2-L系列小型 铝线异 步电动机、JO2-W系列小型户外用异步电动机技术数 据(表-1)	(97)
(2)外形及安装尺寸(表-2~表-5)	(100)
2. 部份联轴器标准	(105)
(1)刚性凸缘联轴器(表-6)	(105)
(2)柱销联轴器(表-7)	(106)
(3)弹性圈柱销联轴器(表-8)	(108)
3. 部份滚动轴承标准	(109)
(1)单列向心球轴承(表-9)	(109)
(2)单列圆锥 滚子轴 承(表-10)	(114)
(3)单列向心推力球轴承(表-11、表-12)	(118)
4. 键的公差与 配合标准(表-13)	(123)
5. 公差与配合标准	(124)
(1)标准公差与数值(表-14)	(124)
(2)基本尺寸至500毫米 轴的极 限偏差(表-15)	(125)
(3)基本尺寸至500毫 米孔的 极限偏差(表-16)	(134)
(4)孔轴公差等级与表面粗糙度的对应关系(表-17)	(142)

6. 部份形位公差标准.....	(143)
(1)圆度、圆柱度(表-18).....	(143)
(2)同轴度、对称度,圆跳动和全跳动(表-19).....	(144)
二、课程设计中微机应用实例.....	(145)
——闭式斜齿轮传动设计计算程序.....	(145)

第一部分 机械零件学习指导

第一章 螺 纹 联 接

一、重点 和 要求

1. 螺纹副的受力关系、效率和自锁。要求学生自己能从受力分析推导出效率公式和自锁条件。
2. 各种牙型螺纹的特点和应用。会分析、对比三角形、矩形、梯形、锯齿形螺纹的特点；细牙螺纹与粗牙螺纹的异同。
3. 螺纹联接的主要类型。重点掌握螺栓联接。
4. 螺栓组的受力分析。受拉螺栓和受剪螺栓的区别。
5. 紧螺栓联接的强度计算。应能够从力-变形图来分析螺栓和被联接件的受力和变形。
6. 提高螺栓联接强度的措施。以受拉螺栓为例进行分析。
7. 螺旋传动的特点和计算。要求会进行千斤顶的计算和设计。

二、内 容 框 图

本章包括螺纹联接和螺旋传动两部份内容，重点在螺纹联接，框图(框图 I)也按这两部份展开。

螺纹联接的类型和螺纹联接零件属于一般机械常识，读者可以自学。这里着重介绍螺栓的强度计算，而由螺栓在联接结构中往往是成组使用的，因此必先了解螺栓组的受力分析。框图中列出不同受力情况下螺栓组中螺栓受力计算，旨在找出受力最大的螺栓，然后再进行单个螺栓的强度计算。

螺栓的强度计算按受力方向区分，对受横向力的螺栓又分别讨论用受拉和受剪螺栓的不同情况；对受轴向力的螺栓区分受静载和变载的不同，从受变载的螺栓引伸到提高疲劳强度的问题。

对螺旋传动，主要从失效分析得出设计计算的步骤，即按螺纹磨损的强度条件算出中径 d_2 ，选定系数 ψ 得到螺母旋合高度 H' ，再进行螺牙强度、螺杆稳定及螺杆强度的校核。

框图 I 中所用图表如下:

表 I-1 受拉螺栓的许用应力

静	载	变 载					
许用拉应力 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{[S]_s}$		许用应力幅 $[\sigma_a] = \frac{\sigma_{a \lim}}{[S]_a}$					
(1)不控制预紧力时		极限应力幅 $\sigma_{a \lim} = \frac{\varepsilon k_m k_u}{k_\sigma} \sigma_{-1}$					
安全系数 $[S]_s = \frac{2200k_m}{900 - (7000 - F_0)^2 \times 10^{-7}}$		式中: ε —尺寸系数					
式中: k_m —材料系数:		d(mm)	<12	16	20	24	30
通普钢 $k_m=1$;		ε	1	0.87	0.8	0.74	0.65
合金钢 $k_m=1.25$ 。		d	36	42	48	56	64
F_0 —螺栓总拉力		ε	0.64	0.60	0.57	0.54	0.53
若 $F_0 > 70000\text{N}$ 取 $F_0 = 70000\text{N}$		k_σ —螺纹应力集中系数					
(2)控制预紧力时		$\sigma_B(\text{N/mm}^2)$	400	600	800	1000	
用测力矩或定力矩扳手 $[S]_s=1.6\sim 2$;		k_σ	3	3.9	4.8	5.2	
用测量螺栓伸长 $[S]_s=1.3\sim 1.5$ 。		k_m —螺纹工艺系数; 车— $k_m=1$; 辗— $k_m=1.25$					
		k_u —螺牙受力不均系数: 受压螺母— $k_u=1$;					
		部份受拉或全部受拉的螺母— $k_u=1.5\sim 1.6$					
		$[S]_a$ —安全系数。一般取为2.5~4。					

表 I-2 受剪螺栓联接的许用应力

静 载	变 载
许用切应力 $[\tau] = \frac{\sigma_s}{[S]_s}$ $[S]_s = 2.5$ 许用挤压应力 钢 $[\sigma]_p = \frac{\sigma_s}{[S]_p}$ $[S]_p = 1 \sim 1.25$ 铸铁 $[\sigma]_p = \frac{\sigma_B}{[S]_p}$ $[S]_p = 1.25$	许用切应力 $[\tau] = \frac{\sigma_s}{[S]_s}$ $[S]_s = 3.5 \sim 5$ 许用挤压应力 钢 $[\sigma]_p = \frac{\sigma_s}{[S]_p}$ $[S]_p = 1.6 \sim 2$ 铸铁 $[\sigma]_p = \frac{\sigma_B}{[S]_p}$ $[S]_p = 2$ 混凝土 $[\sigma]_p = (10\text{N/mm}^2)$

表 I-3 滑动螺旋传动的许用压强 $[p]$

螺纹副材料	滑动速度(m/min)	许用压强(N/mm ²)	螺纹副材料	滑动速度(m/min)	许用压强(N/mm ²)
钢对青铜	低 速	18~25	钢对铸铁	<2.4	13~18
	<3	11~18		6~12	4~7
	6~12	7~10	钢对钢	低 速	7.5~13
	>15	1~2			
钢对耐磨铸铁	6~12	6~8	淬火钢对青铜	6~12	10~13

表 I-4 螺杆和螺母的许用应力

材 料		许 用 应 力		
		$[\sigma]$	$[\sigma]_b$	$[\tau]$
螺 杆	钢	$\frac{\sigma_s}{3 \sim 5}$		
螺 母	青铜		40~60	30~40
	耐磨铸铁		50~60	40
	铸铁		45~55	40
	钢		$(1 \sim 1.2)[\sigma]$	$0.6[\sigma]$

三、要 点 分 析

1. 螺纹在机械和机器中的作用

螺纹在机械和机器中具有两种不同的作用，即用于联接和用于传动。当用于联接时，我们希望通过螺纹（螺栓、螺钉等）把被联接件联接得牢固，不要松脱或松动。因此，要特别强调螺纹联接的自锁性能。为此采取了如下措施：一是采用自锁性能好的三角螺纹，并且还要拧紧，增加联接的刚性和紧密性；二是为防止在振动、冲击下万一松脱，增加了防松装置，如用对顶螺母和弹性垫圈等。当用于传动时，则要讲究传动的效率，即采用当量摩擦系数小的梯形、矩形、锯齿形螺纹，力争用较小的扭矩获得尽可能大的轴向力。

显然，效率和自锁是相互矛盾的。要求自锁，就希望摩擦力大，损失即大，则效率自然就低；反之，要求传动效率高，即希望摩擦力小，自锁性能就较差。因此，一般对联接来说，要求自锁，就不讲效率；对传动来说，就要讲究效率。例外的情况是对于功率不大的传动装置，如手动千斤顶，往往为了自锁而牺牲效率。因为所有自锁螺旋的效率都在50%以下，可按式

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho_v)}$$

分析（见下面“2”）。取自锁螺旋的极限情况： $\lambda = \rho_v$ 。则有

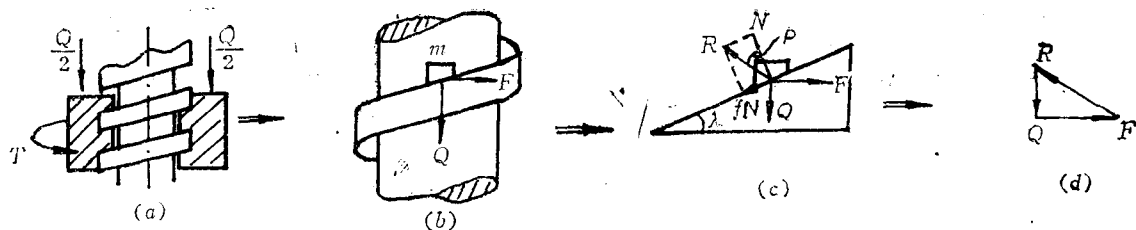
$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}^2 \lambda} = \frac{1 - \operatorname{tg}^2 \lambda}{2} = \frac{1}{2} - \frac{\operatorname{tg}^2 \lambda}{2} < 50\%$$

式中 λ ——螺纹升角；

ρ_v ——当量摩擦角。

2. 关于螺纹副的受力分析

现就图 1 讨论如下：



- (a) 螺母受轴向力 Q 以转矩 T 沿螺栓匀速上旋
 (b) 将螺母简化为质点 m , 将 T 看作水平力 F
 (c) 将螺旋的这一圈沿中径 d_2 展开, m 的速度 v 向上, 摩擦力 fN 向下
 (d) 由于 m 为匀速上升, m 所受的三力应平衡

图中, f 为摩擦系数; N 为法向反力。

图 1

当拧紧螺母时:

$$F = Q \tan(\lambda + \rho)$$

$$T = F \frac{d_2}{2} = \frac{Q d_2}{2} \tan(\lambda + \rho)$$

转一圈输入功为 $2\pi T$, 有效功为 Qs 。则

$$\eta = \frac{Qs}{2\pi T} = \frac{Q \pi d_2 \tan \lambda}{2\pi \frac{Q d_2}{2} \tan(\lambda + \rho)} = \frac{\tan \lambda}{\tan(\lambda + \rho)}$$

当松退螺母时:

Q 为驱动力, F 为支持力, v 方向为向斜下方, 摩擦力 $f \cdot N$ 则向斜上方, 如图 2 所示。此时

$$F = Q \tan(\lambda - \rho)$$

当 $\lambda < \rho$ 时, 则 F 小于0, 意即除非给一个相反方向的作用力, 螺母是不会松退的, 此种现象称为自锁。

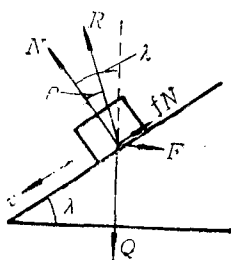


图 2

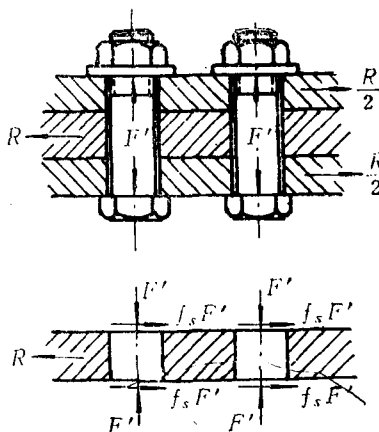


图 3

3. 受拉螺栓与受剪螺栓的概念

受拉螺栓:

所谓受拉螺栓是指在联接中螺栓直径比被联接件的孔径小1~2(mm)的螺栓, 此时联接

靠摩擦力传递横向载荷。只要预紧力足够大，由预紧力所产生的摩擦力就足以传递横向外载荷，而被联接件就不致于有相对错动。如图3所示。

但是，用这种螺栓联接来传递横向力时，会使结构庞大，按力的平衡关系有

$$f_s F' m z = k_t R$$

得出

$$F' = \frac{k_t R}{f_s m z}$$

式中 f_s ——接合面的摩擦系数；

m ——接合面对数；

z ——螺栓数目；

R ——所传横向力；

F' ——预紧力。

若 $m=1$, $z=1$, $k_t=1.2$, $f_s=0.15$ 。则有

$$F' = 8R$$

即若用此种联接传递横向力 R ，则必须施以8倍的预紧力，这样一来，势必使得螺栓直径加大，整个结构就会加大。因此，这种螺栓联接更适合传递轴向力，所以，叫做受拉螺栓。

受剪螺栓：

所谓受剪螺栓，指在联接中螺栓光杆部分直径与被联接件孔径间有一定配合，联接靠螺栓受剪切和挤压来传递横向力，使联接结构比较紧凑。但是，螺栓外径和被联接件孔径都要求比较严格，被联接件的孔径至少需要经过铰制（故又名铰制孔用螺栓），使得成本昂贵。它与受拉螺栓相比，更适合以承受剪切来传递横向载荷，所以叫做受剪螺栓，如图4所示。

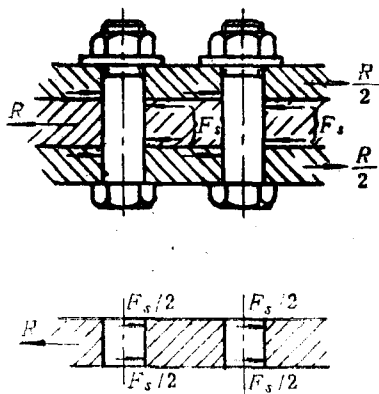


图 4

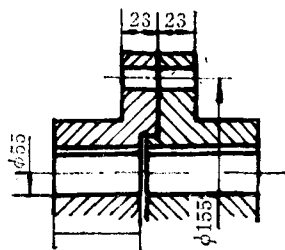


图 5

下面举例说明用受拉螺栓联接和用受剪螺栓联接承受横向力的情况。

例 设一刚性联轴器，允许最大扭矩为 $1500(\text{N}\cdot\text{m})$ （设为静载荷），如图5所示，拟用4个受剪螺栓联接，螺栓材料为45号钢。试计算此受剪螺栓直径；若改用受拉螺栓，试计算所需直径。

解 当用受剪螺栓时：

按题给45号钢材料和静载荷条件可查取： $\sigma_s = 360(\text{N}/\text{mm}^2)$ ， $[S]_s = 2.5$ 。则

$$[\tau] = \frac{\sigma_s}{[S]_s} = \frac{360}{2.5} = 144 (\text{N/mm}^2)$$

从此时力的平衡关系得

$$F_s z = R = m [\tau] \frac{\pi d^2}{4} z$$

所以
$$[\tau] \geq \frac{4 F_s}{\pi m d^2}$$

即
$$d \geq \sqrt{\frac{4 F_s}{\pi m [\tau]}}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \times 1500 \times 1000}{\pi \times 144 \times \frac{155}{2} \times 4}} \geq 6.54 (\text{mm})$$

式中 σ_s —— 材料的屈服极限;

$[S]_s$ —— 安全系数;

$[\tau]$ —— 许用剪应力;

F_s —— 螺栓所受工作载荷;

d —— 受剪面直径;

m —— 受剪面的个数。

上式计算的尺寸为抗剪面直径, 圆整后可用 $d=7$, 查有关手册得螺纹部份直径可用 M6。

当用受拉螺栓时, 螺栓只受预紧力 F' 。此时, 可取 $[S]_s = 1.8$; $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{[S]_s} = \frac{360}{1.8} =$

200; $f_s = 0.15$; $k_f = 1.2$ 。

此时, 按力的平衡关系有

$$f_s F' m z = k_f R$$

式中 f_s —— 接合面摩擦系数;

m —— 接合面对数;

z —— 螺栓个数;

k_f —— 可靠系数;

R —— 所传横向力。

由上式有

$$F' = \frac{k_f R}{m f_s z} = \frac{8 R}{m z}$$

此时 $m=1$; $R = \frac{1500 \times 1000}{\frac{155}{2}}$; $z=4$ 。

根据应力式 $F/A = \sigma$ 可得出强度判断式为

$$\frac{F'}{\frac{\pi d_c^2}{4}} \leq [\sigma]$$