

高等学校教材

# 机械设计 基础

· 下 册 ·

(机械设计部分)

胡西樵 主编 马书山 副主编

高等教育出版社

高等学校教材

# 机械设计基础

下册

(机械设计部分)

胡西樵 主编

马书山 副主编

高等教育出版社

本书经机械设计课程教学指导小组于1983年10月召开的教材评选会议上通过,推荐出版。继根据国家教育委员会1987年批准印发的《机械设计基础(原机械原理及机械零件)课程教学基本要求》重新改编而成。参考学时为130。

本书分上、下册出版。除绪论外,全书共分十九章。上册为机械原理部分,包括平面机构的组成、平面连杆机构、凸轮机构、齿轮机构、轮系、其他机构、机组速度波动的调节、转子的平衡;下册为机械设计部分,包括概论、螺纹联接及螺旋传动、焊联接、粘联接、齿轮传动、蜗杆蜗轮传动、带传动、链传动、轴及轴毂联接、滑动轴承、滚动轴承、联轴器和离合器、弹簧。各章中有例题或示例,章末附有习题。

本书可作为高等工业学校机械设计基础(原机械原理及机械零件)课程的教材,也可供有关专业师生及工程技术人员参考。

高等学校教材  
**机械设计基础**  
下 册  
(机械设计部分)  
胡西樵 主 编  
马书山 副主编

\*  
高等教育出版社出版  
新华书店北京发行所发行  
河北省香河县印刷厂印装

\*  
开本 787×1092 1/16 印张 17.25 字数 390 000

1990年5月第1版 1990年5月第1次印刷

印数 0001—2 700

ISBN7-04-002880-8/TH·222

定价 3.15 元

## 前 言

本书是在我系1976年编写的《机械设计》讲义的基础上,根据国家教育委员会1987年批准的《机械设计基础(原机械原理及机械零件)课程教学基本要求》,按参考学时上限(130学时)编写的。

本书注意贯彻“打好基础,精选内容,逐步更新,利于教学”的精神,着重讲阐明本概念、基本理论和基本方法,注意理论联系实际,着眼于培养学生分析问题解决问题的能力。本书力求做到文字简明,篇幅适当,有启发性,便于自学。本书编有一些加深加宽的内容,但只作扼要介绍,目的在于扩大视野和启发思考。

本书中的机械原理部分和机械设计部分,分为上、下两册出版,可以合起来使用,也可分开独立使用,便于适应不同的教学情况。

本书中的小号字部分为自学内容和延伸内容,带星号的为选学内容。

本书附有少量的常用数据资料,供一定范围内的设计计算用,其他资料可查阅有关手册。

参加本书编写的有:马书山(绪论)、黎顺义(第一、二章)、周家才(第三、五章)、张万祥(第四章)、王景连(第六、七、八章)、胡西樵(第九章和第十章的焊接、粘接部分)、赵素红(第十章)、齐良(第十一章)、高桂茹(第十二章)、梁志平(第十三章)、李林贵(第十四章)、王志兆(第十五章)、姜恒甲(第十六章和附表)、谢德坚(第十七章)、滕弘飞(第十八章)、韩云鹏(第十九章)。由胡西樵担任主编、马书山担任副主编。全书插图主要由马兰绘制。

本书承张世民和吴宗泽两位教授仔细审阅,并承全永昕教授复审,提出了许多宝贵意见,我们表示衷心感谢。

在本书的编写过程中,我校机械原理教研室和机械零件教研室的许多同志给予热心帮助,我们表示衷心感谢。

限于我们的水平,难免有所漏误,恳请各位教师和广大读者批评指正。请将意见寄北京沙滩后街55号高等教育出版社机械编辑室(邮政编码100009)或直接寄大连理工大学机械系(邮政编码116023)给编者。

编 者

1989年7月于大连理工大学机械系

## 主要符号表

$A$	面积、功、轴向力	$s$	弧长、厚度、齿厚、距离、位移
$a$	中心距、[线]加速度	$T$	扭矩、周期
$B$	宽度	$t$	时间、温度
$b$	宽度、齿宽	$u$	[线]速度、齿数比
$C$	常数、系数、节点	$V$	体积、容积
$c$	系数、间隙、厚度、比热	$v$	[线]速度
$D, d$	直径	$W$	剖面模量、载荷
$E$	弹性模量、能	$W_p$	极剖面模量
$e$	系数、偏心距、齿槽宽	$w$	单位宽度载荷
$F$	力、自由度	$X$	系数
$f$	摩擦系数	$x$	坐标、坐标轴、变位系数
$G$	力、重量、切变模量	$Y$	系数
$g$	重力加速度	$y$	坐标、坐标轴、挠度、距离
$H$	高度	$Z$	系数
$h$	高度、厚度、行程	$z$	坐标、坐标轴、数目
$I$	[轴]惯性矩	$\alpha$	角度、压力角、包角、系数
$I_p$	极惯性矩	$\beta$	角度、螺旋角、系数
$i$	数目、传动比	$\gamma$	角度
$J$	转动惯量	$\Delta, \delta$	厚度、间隙
$K$	系数	$e$	系数、滑动率、重合度、偏心率、角加速度
$k$	系数、刚度	$\eta$	效率、动力粘度
$L$	长度、距离、寿命	$\theta$	角度、偏转角
$l$	长度、距离	$\lambda$	角度
$M$	力矩、弯矩	$\mu$	系数、比例尺、泊松比
$m$	质量、数目、模数、指数	$\nu$	运动粘度
$N$	正压力、循环次数	$\rho$	密度、曲率半径
$n$	转速、数目	$\Sigma$	总值、总量
$P$	功率	$\Sigma$	轴交角
$p$	节距、螺距、齿距、压强	$\sigma$	正应力、拉应力、系数
$Q$	力、流量	$\sigma_B$	强度极限
$q$	蜗杆直径系数、单位长度质量、单位宽度流量	$\sigma_s$	屈服极限
$R$	半径、力、径向力、锥距	$\sigma_a$	应力幅
$r$	半径、循环特性	$\sigma_{-1}$	对称循环疲劳极限
$S$	安全系数、导程、面积、质心	$\sigma_0$	脉动循环疲劳极限
		$\sigma_F$	弯曲应力

$\sigma_H$  接触应力  
 $\sigma_p$  挤压应力  
 $\tau$  切应力、扭转应力  
 $\Phi$  系数、角度  
 $\varphi$  系数、角度、摩擦角、扭转角 齿宽系数  
 $\psi$  系数、间隙比  
 $\omega$  角速度

下 标

n 法向、法面

t 切向、端面  
 r 径向  
 a 轴向  
 m 平均  
 v 当量、等效  
 c 临界  
 cal 计算

上 标

' 节圆

# 目 录

<b>第九章 机械零件设计概论</b> ..... 1	<b>第十二章 蜗杆蜗轮传动</b> .....97
§ 9-1 设计机械零件应满足的要求..... 1	§ 12-1 蜗杆传动的优缺点..... 97
§ 9-2 机械零件的工作能力和计算准则..... 1	§ 12-2 蜗杆传动的失效形式和材料选择..... 97
§ 9-3 机械零件的强度..... 2	§ 12-3 蜗杆和蜗轮的结构..... 98
* § 9-4 可靠性简介.....7	§ 12-4 蜗杆传动的强度计算..... 99
§ 9-5 机械零件的设计步骤..... 8	§ 12-5 蜗杆传动的效率、润滑和热平衡计算... 103
§ 9-6 材料的选用、零件的工艺性和标准化.....9	* § 12-6 圆弧圆柱蜗杆传动简介..... 107
§ 9-7 数值的精确度和圆整.....14	习题.....109
习题..... 15	<b>第十三章 带传动</b> ..... 111
<b>第十章 螺纹联接及螺旋传动和焊联接、 粘接</b> .....16	§ 13-1 带传动的工作原理.....111
(一) 螺纹联接及螺旋传动.....16	§ 13-2 带、带轮和张紧装置.....114
§ 10-1 螺纹..... 16	§ 13-3 带的应力分析.....121
§ 10-2 螺旋副的受力分析、效率和自锁..... 18	§ 13-4 三角带传动的设计计算.....122
§ 10-3 螺纹联接的主要型式及其应用..... 21	习题.....130
§ 10-4 单个螺栓联接的受力分析和强度计算... 22	<b>第十四章 链传动</b> ..... 131
§ 10-5 螺纹联接件材料及其许用应力..... 28	§ 14-1 链的类型和应用特点.....131
§ 10-6 提高螺纹联接强度的措施..... 29	§ 14-2 传动链和链轮.....132
§ 10-7 螺栓组联接的结构设计和受力分析..... 32	§ 14-3 链传动的运动特性和参数选择.....136
§ 10-8 螺栓联接的防松..... 37	§ 14-4 链传动的设计计算.....139
§ 10-9 螺旋传动..... 39	§ 14-5 链传动的布置和润滑.....141
(二) 焊联接(简称焊接).....44	习题.....143
§ 10-10 焊接接头和焊缝.....44	<b>第十五章 轴及轴毂联接</b> ..... 145
§ 10-11 焊接接头设计中应注意的事项.....46	§ 15-1 轴的作用、类型和设计要求..... 145
§ 10-12 焊接接头的强度计算.....47	§ 15-2 轴的材料.....146
(三) 粘接(简称粘接).....49	§ 15-3 轴径的初步计算.....147
习题..... 51	§ 15-4 轴的结构设计.....148
<b>第十一章 齿轮传动</b> .....54	§ 15-5 轴的强度计算.....153
§ 11-1 齿轮传动的失效形式..... 54	§ 15-6 轴的刚度计算.....159
§ 11-2 齿轮材料及其热处理..... 57	* § 15-7 轴的共振和临界转速的概念..... 160
§ 11-3 直齿圆柱齿轮传动的强度计算..... 60	* § 15-8 钢丝软轴简介..... 160
§ 11-4 斜齿圆柱齿轮传动的强度计算..... 77	§ 15-9 轴毂联接.....162
§ 11-5 直齿圆锥齿轮传动的强度计算..... 80	习题.....168
* § 11-6 圆弧齿轮传动简介.....85	<b>第十六章 滑动轴承</b> ..... 170
§ 11-7 渐开线圆柱齿轮传动的精度及其选择... 87	§ 16-1 滑动轴承的摩擦状态.....170
§ 11-8 齿轮传动的效率和润滑..... 89	§ 16-2 滑动轴承的结构.....171
§ 11-9 齿轮的结构..... 91	§ 16-3 轴承材料.....174
习题..... 93	§ 16-4 润滑剂和润滑方法.....176
	§ 16-5 混合摩擦轴承的计算.....180

§ 16-6	流体动力润滑的基本原理	182
* § 16-7	液体动压向心滑动轴承的计算	185
* § 16-8	其他型式滑动轴承简介	193
	习题	196
<b>第十七章</b>	<b>滚动轴承</b>	<b>198</b>
§ 17-1	滚动轴承的结构、材料和优缺点	198
§ 17-2	滚动轴承的主要类型和特点	201
§ 17-3	滚动轴承的代号	201
§ 17-4	滚动轴承类型的选择	203
§ 17-5	滚动轴承的失效形式和载荷分析	203
§ 17-6	滚动轴承尺寸的选择	207
§ 17-7	滚动轴承部件组合的设计	216
§ 17-8	滚动轴承的润滑和密封	223
	习题	226
<b>第十八章</b>	<b>联轴器和离合器</b>	<b>228</b>
§ 18-1	概述	228
§ 18-2	联轴器	229
§ 18-3	离合器	236
	习题	241
<b>第十九章</b>	<b>弹簧</b>	<b>242</b>
§ 19-1	弹簧的功用和类型	242
§ 19-2	圆柱形螺旋弹簧的几何参数、应力	

	和变形	243
§ 19-3	弹簧的制造、材料及其许用应力	246
§ 19-4	圆柱形螺旋弹簧的设计计算	247
* § 19-5	其他类型弹簧简介	254
	习题	255
<b>附表</b>		<b>257</b>
附表 1	普通螺纹的基本尺寸 (摘自 GB196—81)	257
附表 2	梯形螺纹的基本尺寸 (摘自 GB5796—86)	257
附表 3	平键 (GB1096—79)、平键的剖面及 键槽 (摘自 GB1095—79)	258
附表 4	向心球轴承 (摘自 GB276—82)	259
附表 5	角接触球轴承 (摘自 GB292—83)	260
附表 6	圆锥滚子轴承 (摘自 GB297—84)	261
附表 7	单、双向推力球轴承 (GB301—84)	263
附表 8	弹性套柱销联轴器 (摘自 GB4323—84)	265
附表 9	CL 型齿轮联轴器 (摘自 Q/ZB104—73)	266
<b>主要参考书目</b>		<b>267</b>



## 第九章 机械零件设计概论

### § 9-1 设计机械零件应满足的要求

为了正确分析、合理解决机械零件的设计问题,首先应了解设计机械零件需满足的要求;而机械零件是组成机器的基本单元,零件的设计和机器的设计密切相关,故必须了解设计机器应满足的要求。

设计的机器首先要能正常工作,满足预定的各项功能要求。在这前提下,还要寿命长、效率高、成本低、操作方便、利于维修、安全可靠、美观大方等。此外,还要求重量轻、占地面积小、噪声低、不污染环境等。有些机器除了上面提到的一般要求外,还有其他的特殊要求,如造纸机、纺织机,特别是生产食品的机器,要求保证产品清洁等。这些要求之间常常存在矛盾,在设计时应结合实际情况综合考虑,并有所侧重。在设计中,常作出多种方案进行分析比较,最后决定取其最佳方案。

机械零件的设计应保证机器满足上面提出的要求,具体说,设计的机械零件必须满足强度、刚度等条件,这些条件是衡量零件工作能力的准则。还要求合理地选择材料、考虑工艺性、确定精度等级等。总之,要求设计的机械零件要合用、经济、可靠。设计零件也和设计机器一样,常采用从多种方案的比较中择优的方法。

### § 9-2 机械零件的工作能力和计算准则

由于某种原因机械零件不能正常工作,称为失效。零件在预定期限内能正常工作的最大限度,称为工作能力。如这种限度指的是载荷,则又称为承载能力。

零件的失效并不只是由于零件破裂。常见的失效形式有:断裂或塑性变形;过大的弹性变形;工作表面的点蚀和过度磨损;受压零件的失稳;强烈的振动;过盈联接的松弛;摩擦传动零件的打滑;密封件紧密性的丧失,等等。如果同一种零件可能发生几种失效形式,则在设计中应根据具体情况分别计算承载能力,其中的最小值就是零件的承载能力。例如,轴的失效可能由于疲劳破坏,也可能由于过大的弹性变形。在前一种情况下,轴的承载能力决定于轴的疲劳强度,而在后一种情况下则决定于轴的刚度。如果这两种情况都可能发生,就应按这两种情况分别计算,取其较小值作为该轴的承载能力。在某些特定情况下,刚度不成问题,只需计算强度即可,如一些箱型齿轮减速器中的轴。再如,当周期性干扰力的频率和轴的自振频率相等或接近时,就要引起共振,这种现象也称为失去振动稳定性。共振时振幅将急剧增大,从而产生很大的应力,可能使零件在短时间内损坏。因此,对重要的轴,特别是高转速轴,应验算其在振动中是否失稳。

归纳起来,机械零件的失效主要是由于强度、刚度、稳定性、耐磨性和温度影响等方面的问题所引起的。判断零件是否会失效,是以其在工作中的有关参数是否超过相应的许用值为准则。例如:属于强度问题,就按强度条件判别,即计算应力 $\leq$ 许用应力;对于刚度问题,其判别条件为,变形量 $\leq$ 许用变形量;对于压杆为,计算载荷 $\leq$ 临界载荷;对于振动稳定问题为,工作转速 $<$ 临界转速(仅适用于刚性轴);对于温度问题为,工作温度 $\leq$ 许用温度,等等。

### § 9-3 机械零件的强度

在平稳的工作条件下,通过理论计算求得的作用在零件上的载荷,称为名义载荷。作用在零件上的实际载荷,一般说来是不平稳的,其分布是不均匀的,其大小是随时间变化的,而且受其他因素(如制造安装误差)的影响。对所有这些影响,通常用载荷系数 $K$ 来作总的估计。载荷系数与名义载荷的乘积,称为计算载荷。按名义载荷计算得的应力叫名义应力,按实际载荷并考虑其他影响因素求得的应力叫计算应力。

#### 一、载荷和应力的分类

不随时间变化的载荷(或应力)称为静载荷(或静应力),但如变化很缓慢,应力循环次数在 $10^3$ 以下的,也作为静载荷(或静应力)来处理,例如锅炉压力及其所引起的应力。随时间变化的载荷(或应力)称为变载荷(或变应力)。具有周期性的变载荷(或变应力),称为循环变载荷(或循环变应力)。绝大多数机器都在变载荷下工作,如机床、起重机、内燃机等。值得注意的是,在某些情况下,静载荷也能引起变应力,如在静载荷作用下转轴中的应力。

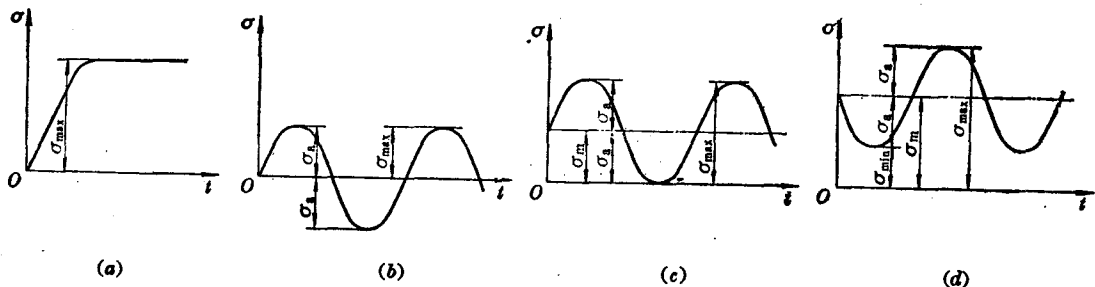


图 9-1

图 9-1 所示为应力的典型类型,纵坐标 $\sigma$ 代表应力,横坐标 $t$ 代表时间。图 a 为静应力,图 b、c、d 为循环变应力,其中图 d 为一般情况。图中变应力的最大应力为 $\sigma_{max}$ 、最小应力为 $\sigma_{min}$ ,则其平均应力 $\sigma_m$ 和应力幅 $\sigma_s$ 分别为

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (9-1)$$

$$\sigma_s = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (9-2)$$

最小应力与最大应力的比值称为变应力的循环特性,用  $r$  表示,它表征应力变化的情况。

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (9-3)$$

当  $\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$  时,  $r = -1$ , 称为对称循环变应力(图 b)。这时,  $\sigma_a = \sigma_{\max}$ ,  $\sigma_m = 0$ 。当  $\sigma_{\min} = 0, \sigma_{\max} \neq 0$  时,  $r = 0$ , 称为脉动循环变应力(图 c)。这时,  $\sigma_a = \sigma_m = \sigma_{\max}/2$ 。图 d 所示为一般的非对称循环变应力。

## 二、机械零件的强度条件和许用应力(或安全系数)

### 1. 强度条件

当机械零件按强度条件设计时,通常以零件危险剖面上的最大计算应力( $\sigma, \tau$ )不超过零件的许用应力( $[\sigma], [\tau]$ )为限度,即

$$\left. \begin{aligned} \sigma &\leq [\sigma], [\sigma] = \frac{\sigma_{\lim}}{[S]} \\ \tau &\leq [\tau], [\tau] = \frac{\tau_{\lim}}{[S]} \end{aligned} \right\} \quad (9-4)$$

式中:  $\sigma_{\lim}, \tau_{\lim}$ ——分别为材料的极限正应力和极限切应力;

$[S]$ ——许用安全系数(简称安全系数)。

### 2. 静应力下的许用应力

在静应力下工作的零件,其破坏形式为断裂或塑性变形。

对于用塑性材料制成的零件,以不发生塑性变形为限度进行强度计算。这时应取材料的屈服极限  $\sigma_s$ (对切应力则为  $\tau_s$ 。以下只提正应力情况)作为极限应力,则许用应力为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{[S]} \quad (9-5)$$

对于用脆性材料制成的零件,则应取强度极限  $\sigma_B$  作为极限应力,其许用应力为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{[S]} \quad (9-6)$$

对于组织均匀的脆性材料,如淬火后低温回火的高强度钢,还应考虑应力集中的影响。灰铸铁虽为脆性材料,但其内部的不连续性(含有石墨、存在气孔和夹渣)远大于外部应力集中的影响,故计算时不考虑应力集中问题。

### 3. 变应力下的许用应力

(1) 疲劳破坏及疲劳曲线 在变应力下,零件的破坏形式是疲劳断裂。疲劳断裂的过程是:先在零件表面或表层形成微裂纹,随着应力循环次数的增加,微裂纹逐渐扩展,因而受力的有效面积逐渐减小以致最后突然脆性断裂。图 9-2 为轴的弯曲疲劳断裂的断口示意图。在断口上明显地分为两个区域:一为裂纹扩展区,其表面光滑,

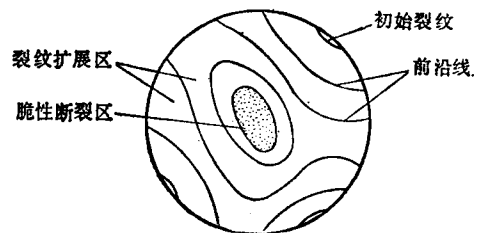


图 9-2

二为脆性断裂区,其表面粗糙。

由于裂纹两边金属反复摩擦形成；另一为脆性断裂区，表面粗糙，这是突然脆断的结果。

当循环特性  $r$  一定时，应力循环  $N$  次后，材料不致发生疲劳破坏的最大应力称为循环次数为  $N$  时的疲劳极限，用  $\sigma_{rN}$  表示。应力  $\sigma_{rN}$  与应力循环次数  $N$  之间的关系曲线，称为疲劳曲线，如图 9-3。图 a 所表示的疲劳曲线，当循环次数达到某一数值  $N_0$  后，曲线变为水平线，即当应力等于或低于  $\sigma_r$  时，材料可以经受无限次循环而不致破坏。其中， $N_0$  称为循环基数， $\sigma_r$  称为持久疲劳极限（简称持久极限）， $\sigma_r$  的意义相当于  $\sigma_{r\infty}$ 。当循环次数小于  $N_0$  时，疲劳极限随循环次数的减小而增大，碳素钢的疲劳曲线一般属于这种类型。图 b 所示的疲劳曲线没有水平部分，有色金属合金和高硬度合金钢多属于这一类型。

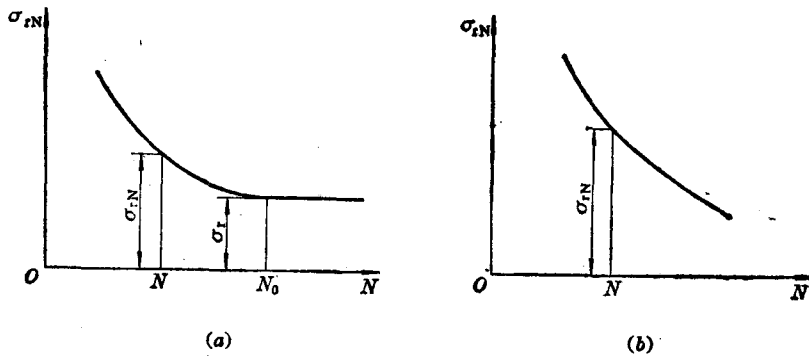


图 9-3

$N_0$  的值随材料性质而变。对钢来说，硬度越高， $N_0$  值越大。对于  $HBS \leq 350$  的钢， $N_0 \approx 10^7$ ； $HBS > 350$  的钢， $N_0 \approx 25 \times 10^7$ 。

在  $N$  小于  $N_0$  这部分曲线的方程近似为  $\sigma_{rN}^m N = \text{常量}$ ，故可用下列方程表示

$$\sigma_{rN}^m N = \sigma_r^m N_0 \quad (9-7)$$

式中的指数  $m$  随材料性质和应力状态而异。对钢质零件受弯曲时可取  $m=9$ 。

从式(9-7)可得

$$\sigma_{rN} = \sigma_r \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} = k_N \sigma_r \quad (9-8)$$

$$k_N = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}}$$

式中  $k_N$  称为寿命系数。

对称循环变应力下， $r=-1$ ，则

$$\sigma_{-1N} = k_N \sigma_{-1}$$

(2) 变应力下的安全系数 变应力中包含的应力幅  $\sigma_a$  和平均应力  $\sigma_m$ ，是性质不同的两种应力。这便于按许用应力进行设计计算，一般采用安全系数。其强度条件为

$$S_{ca1} \geq [S] \quad (9-9)$$

① 根据 GB231-84，HBS 为用钢球压头（适用于布氏硬度值在 450 以下的材料）测得的布氏硬度符号。

式中:  $S_{cal}$ ——计算安全系数;

$[S]$ ——许用安全系数。

在变应力下, 设  $S_{cal\sigma}$  为只受弯矩作用时的计算安全系数,  $S_{cal\tau}$  为只受扭矩作用时的计算安全系数, 则同时受弯矩和扭矩作用的计算安全系数可表示为<sup>[12][13]</sup>

$$S_{cal} = \frac{S_{cal\sigma} S_{cal\tau}}{\sqrt{S_{cal\sigma}^2 + S_{cal\tau}^2}} \quad (9-10)$$

有关变应力下计算安全系数的计算, 将在第十五章中阐述。

\* (3) 有规律性不稳定变应力下的强度计算 循环变应力可分为稳定的和不稳定的两种: 前一种, 其应力参数  $r$  和  $\sigma_{max}$  等都保持一定, 不随时间而变化; 后一种的  $r$  和  $\sigma_{max}$  等不是定值, 随时间变化。不稳定变应力可以分为有规律性的和无规律性的两类。无规律不稳定变应力, 其应力参数是随机变化的, 如汽车的板弹簧, 其应力参数随载重量、行车速度、路面状况等因素而随机变化。有规律性不稳定变应力, 其参数的变化不是随机的, 而有一定规律, 如机床在成批加工某一零件时, 其主轴的应力就属于这一类。

图 9-4 为有规律性不稳定变应力下的计算简图。图 a 表示应力的变化情况: 当循环特性为  $r$  时, 以  $\sigma_1$  为最大应力的变应力作用  $N'_1$  次循环,  $\sigma_2$  作用  $N'_2$  次循环,  $\sigma_3$  作用  $N'_3$  次, 等等。图 b 中,  $N_1, N_2, N_3$  等为与各应力相对应的使材料发生疲劳破坏的应力循环次数。假设应力每一循环对材料所起的破坏作用相同, 则应力  $\sigma_1$  每循环一次对材料的损伤率可认为等于  $1/N_1$ ,  $\sigma_1$  作用  $N'_1$  次的损伤率为  $N'_1/N_1$ ,  $\sigma_2$  作用  $N'_2$  次的损伤率为  $N'_2/N_2$ , 等等。小于材料持久极限的工作应力, 可以认为对材料无损伤, 在计算时略去不计。

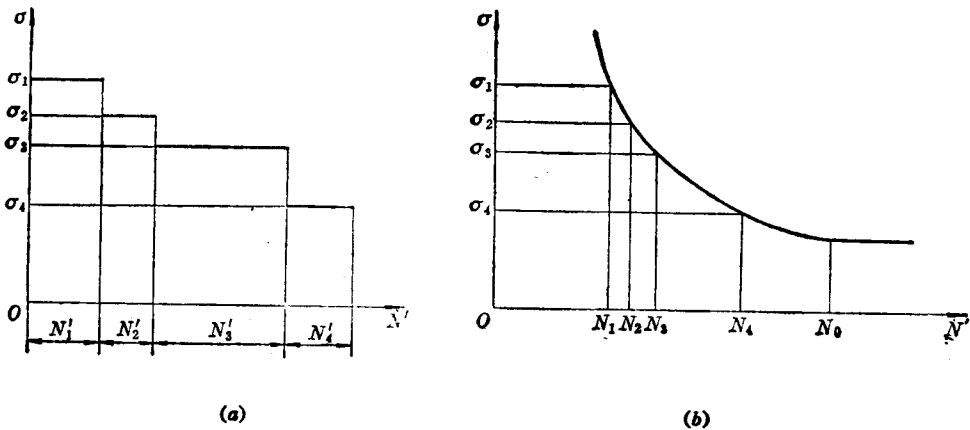


图 9-4

当各损伤率之和等于 1 时认为材料达到破坏, 这称为疲劳损伤累积假说。其数学表达式为

$$\sum_{i=1}^n \frac{N'_i}{N_i} = 1 \quad (9-11)$$

应当指出: 材料的破坏与应力的变化情况有关, 当破坏时其各损伤率之和不是都等于 1, 有

的小于 1, 有的大于 1, 具有一定的离散性。在设计中一般按均值概念取为 1。

由式(9-7)可得

$$N_i = N_0 \left( \frac{\sigma_r}{\sigma_i} \right)^m$$

代入式(9-11)得有规律性不稳定变应力下的极限条件为

$$\frac{\sum_{i=1}^n \sigma_i^m N_i}{\sigma_r^m N_0} = 1$$

即

$$\sum_{i=1}^n \sigma_i^m N_i = \sigma_r^m N_0$$

如在各应力的作用下材料不会破坏, 则应满足

$$\sum_{i=1}^n \sigma_i^m N_i < \sigma_r^m N_0$$

设  $\sigma_v$  为循环特性为  $r$  时的等效稳定变应力、 $N_v$  为等效应力循环次数, 则

$$\sigma_v^m N_v = \sum_{i=1}^n \sigma_i^m N_i$$

$$N_v = \sum_{i=1}^n \left( \frac{\sigma_i}{\sigma_v} \right)^m N_i \quad (9-12)$$

设循环次数为  $N_v$  时的疲劳极限为  $\sigma_{rv}$ , 则可将  $N_v$  代替式(9-8)中的  $N$ , 得

$$\sigma_{rv} = \sigma_r \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_v}} = k_v \sigma_r \quad (9-13)$$

对称循环时,  $r = -1$ ,  $\sigma_{-1v} = k_v \sigma_{-1}$ 。

式中  $k_v$  为不稳定变应力下的等效寿命系数

$$k_v = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_v}} = \sqrt[m]{\frac{N_0}{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\sigma_i}{\sigma_v} \right)^m N_i}} \quad (9-14)$$

$k_v$  可看作当等效稳定变应力  $\sigma_v$  选定后对持久疲劳极限的修正系数。

通常选取不稳定变应力中对材料疲劳影响最大的或循环次数较多的应力作为等效稳定变应力  $\sigma_v$ 。

### 三、许用安全系数的选取

选取许用安全系数是设计中的一项重要工作。所选安全系数过大, 将使材料浪费和结构笨重; 过小, 则可能不安全, 应在保证安全的前提下, 尽可能把安全系数选得小些。

各机械制造部门, 通过长期的生产实践, 大都制订有供本部门使用的安全系数(或许用应力)

规范。这类规范常采用表格的形式，以便于应用，一般比较可靠。但要注意其适用的条件和范围，不可随处套用。

安全系数也有用部分系数法来确定的，用几个部分系数的连乘积作为总的的安全系数，如

$$[S] = S_1 S_2 S_3$$

式中： $S_1$ ——考虑载荷和应力计算准确性的系数；

$S_2$ ——考虑材料机械性能均匀性的系数；

$S_3$ ——考虑零件重要性的系数。

一般说来，若载荷和应力计算得较准确，材质较均匀，材料的机械性能经过测定，零件的尺寸较小，零件的重要性较低，则安全系数可取较小的值；反之，应取较大的值。

在选安全系数时，如果没有适合的设计规范，可参考以下数据<sup>[19]</sup>：

(1) 在静应力下，塑性材料以屈服极限为极限应力。对轧制和锻造钢件取  $[S] = 1.2 \sim 2.2$ ，对铸钢件取  $[S] = 1.6 \sim 3.0$ 。

(2) 在静应力下，脆性材料以强度极限为极限应力。对铸铁取  $[S] = 4$ 。

(3) 在变应力下，以持久极限为极限应力。载荷和应力的计算精确，材料均匀可靠时，取  $[S] = 1.3 \sim 1.5$ ；载荷和应力的计算不够精确，材料不够均匀时，取  $[S] = 1.5 \sim 1.8$ ；载荷和应力不精确，材料均匀性差时，取  $[S] = 1.8 \sim 2.5$ 。

强度是机械零件工作能力的的一个重要方面。以上只论述了体积强度，有关接触强度的内容将在第十一章中阐述。除了强度以外的其他工作能力问题，将分别在有关章节中论述。

## \* § 9-4. 可靠性简介

常规的机械设计，把工作条件、作用的载荷和材料的性能等都作为是确定不变的，对这些因素的变动和其他因素的影响，采用安全系数来考虑；而安全系数的确定多系凭借经验，也受设计者个人因素的影响。这样就不能很好反映实际情况。可靠性设计，应用概率和统计理论来进行，较为符合客观实际。

在预定的使用时间（或作用次数）内，在一定的工作条件下，机器或机器零件保持规定功能的特性，称为可靠性；其保持规定功能的概率，称为可靠度，以  $R$  表示。

可靠性设计要根据统计数据进行。统计数据是通过在生产过程中对机器和机器零件的观测或专门试验的记录得来的。正确而完整的统计数据，是进行可靠性设计的必要的基础。

设有大量的零件，其个数为  $n_T$ ，在预定时间  $t$  内，有  $n_f$  个零件失效，有  $n_s$  个零件仍能继续工作，则可靠度

$$R = \frac{n_s}{n_T} = \frac{n_T - n_f}{n_T} \quad (9-15)$$

不可靠度

$$F = \frac{n_f}{n_T} \quad (9-16)$$

故有

$$R + F = 1 \quad (9-17)$$

在工程实际中，常采用抽样试验的方法确定零件的可靠性。例如从一大批同型号的滚动轴承中抽选 1000 个进行试验，在额定载荷作用下，工作到额定寿命  $10^6$  转时，有 90 个失效，则可靠度

$$R = \frac{n_T - n_f}{n_T} = \frac{1000 - 90}{1000} = 91\%$$

这一实验结果基本符合滚动轴承的可靠度为 90% 的规定。

一个系统是由若干个零件组成的。按各零件对系统功能的关系可分为串联系统、并联系统和组合系统(图 9-5)。组合系统中，既有串联的系统又有并联的系统。串联系统中，任一个零件失效将造成整个系统失效。并联系统中，只要有一个零件不失效则整个系统就不失效。

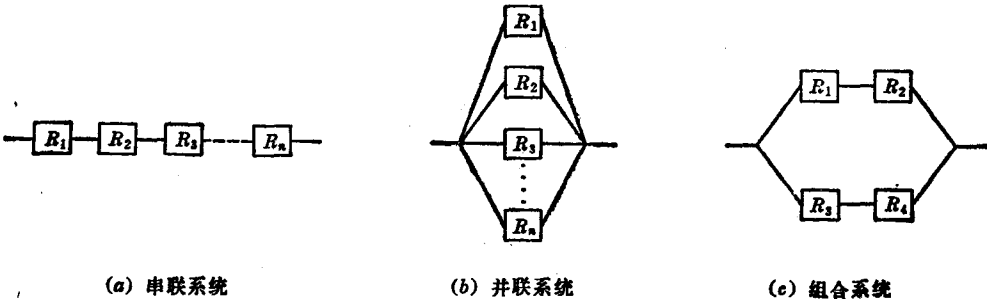


图 9-5

如各零件的失效是独立的，则串联系统的可靠度为

$$R = R_1 R_2 R_3 \cdots R_n \quad (9-18)$$

并联系统的可靠度为

$$R = 1 - (1 - R_1)(1 - R_2)(1 - R_3) \cdots (1 - R_n) \quad (9-19)$$

绝大多数机器和部件都属于串联系统。由式(9-18)可知，串联系统的可靠度总是低于系统中任一零件的可靠度，系统的可靠度主要决定于可靠度最低的零件的可靠度。串联的零件越多，可靠度越低。并联系统则相反，并联的零件越多则可靠度越高。

在设计中提高串联系统可靠性的措施有：(1)力求结构简单，减少零件数目；(2)尽可能采用可靠度相等或相近的零件，不出现薄弱环节；(3)大量采用有可靠度保证的标准件；(4)在重要环节设置备用系统；(5)对重要系统和零件设监视和预报装置；(6)搞好维修管理；(7)选取安全系数要仔细认真，并留有余地。

## § 9-5 机械零件的设计步骤

在机器或机械部件(如减速器)的设计过程中，有大量的零件设计工作。机械零件的设计是



在机器或部件总体要求下进行的,一般可采取下列步骤。

(1) 根据机器或部件的总体布置和工作情况,画出零件的受力简图,计算作用在零件上的载荷。

(2) 根据对零件的工作要求,结合材料的性能和经济因素,选择零件的材料。

(3) 根据可能的失效形式,应用相应的零件工作能力计算准则,计算零件的主要尺寸。

(4) 根据算得的主要尺寸和结构关系尺寸,结合结构上和工艺上的要求,绘制零件工作图。

应当注意,零件的尺寸是根据计算得到的尺寸,和结构上、工艺上的要求并参照标准或规范综合考虑加以确定的。有的零件的形状和尺寸主要是根据工艺和结构上的要求定出来的。

零件工作图是制造的依据,零件的质量是机器质量的基础,因此必须认真对待机械零件工作图。对零件工作图的要求是:正确、完整、简练、清晰。

以上所述的设计计算,系根据零件的工作情况,应用计算方法求出零件的尺寸,这种计算叫做设计计算。在实际工作中,有时采用相反的步骤,即应用经验数据或参照实物及资料,先拟定零件的结构和尺寸,然后再进行验算。这叫做校核计算。

有关机械部件的设计程序,这里从略。

## § 9-6 材料的选用、零件的工艺性和标准化

### 一、材料的选用原则

机械制造中最常用的材料是钢和铸铁,其次是有色金属合金。非金属材料具有某些独特的性能,也是经常选用的,目前其用量尚不多,但在日益增加。

选择材料是设计的一项重要工作。它关系到:机械的性能,尺寸的大小,制造的难易,费用的多少,寿命的长短等。

选择机械零件的材料主要应从以下几个方面来考虑:

#### 1. 零件所受载荷的性质和应力的种类

脆性材料适于在静应力状态下工作。对于受变应力或冲击载荷处,宜用塑性较高的材料。若零件的尺寸取决于强度,一般选用碳素钢。当尺寸和重量有所限制或零件较重要时,可考虑用强度较高的综合性能较好的合金钢。若零件的尺寸取决于刚度,为了减小尺寸应选用弹性模量较大的材料,通常采用钢材。但要注意,碳素钢和合金钢的弹性模量相差很少,当用碳素钢不能满足刚度要求时,若换用合金钢,则不会有实际效果,这时应从结构和尺寸上来解决。对于主要为满足刚度要求而在尺寸上没有严格限制的零件,可采用适当加大尺寸而应用价格较低的材料的方法,如铸铁机架和机座。若零件的尺寸取决于接触应力,如齿轮、滚动轴承等,则应选用可进行表面强化处理的材料,如调质钢、渗碳钢、氮化钢等。

#### 2. 零件的工作条件

选择材料时应考虑零件的工作条件,如温度、湿度、周围的介质、摩擦的类型等。