

高等学校试用教材

# 精密机械零件

天津大学 庞振基 傅雄刚 主编

GAODENG XUE  
XIAO JIAO CAI

机械工业出版社

## 基本物理量符号表

$A$ ——面积	$[S]$ ——许用安全系数
$a$ ——中心距, 加速度	$s$ ——厚度, 弧长
<b>B</b> , $b$ ——宽度	$T$ ——热力学温度, 周期
$C$ ——系数, 弹簧旋绕比	$t$ ——摄氏温度, 时间
$c$ ——系数	$V$ ——体积
<b>D</b> , $d$ ——直径	$v$ ——速度
$E$ ——弹性模量	$W$ ——截面系数, 功
$e$ ——偏心距	$x, y, z$ ——坐标轴符号
$F$ ——力	$Y, Z$ ——系数
$f$ ——频率, 摩擦系数	$z$ ——齿数, 个数
$G$ ——切变模量	$\alpha, \beta$ ——角度
$g$ ——重力加速度	$\gamma$ ——角度, 重度
$H$ ——高度	$\delta$ ——角度, 厚度, 相对误差
HB——布氏硬度	$\Delta$ ——绝对误差
HRC——洛氏硬度	$\epsilon$ ——应变, 重合度
HV——维氏硬度	$\eta$ ——效率
$h$ ——高度, 厚度	$\theta$ ——角度
$I$ ——转动惯量	$\lambda$ ——变形量, 挠度
$I_x$ ——截面惯性矩	$\mu$ ——泊松比, 粘度
$I_y$ ——极惯性矩	$\rho$ ——摩擦角, 曲率半径
$i$ ——传动比	$\sigma$ ——正应力, 拉应力
<b>K</b> , $k$ ——系数	$\sigma_B$ ——抗拉强度极限
$L$ ——长度, 寿命	$\sigma_S$ ——屈服极限
$l$ ——长度	$\sigma_b$ ——弯曲应力
$M$ ——力矩	$\sigma_y$ ——压应力
$M_b$ ——弯矩	$\sigma_z$ ——挤压应力
$M_t$ ——扭矩	$\sigma_H$ ——Hertz 应力
$m$ ——模数, 质量, 系数	$\sigma_{-1}$ ——对称循环时弯曲疲劳极限
$N$ ——循环次数	$\tau_B$ ——抗扭强度极限
$n$ ——转速	$\tau_S$ ——抗扭屈服极限
$P$ ——功率	$\tau$ ——剪应力, 角齿距
$p$ ——压力(比压), 齿距	$\tau_{-1}$ ——对称循环时扭转疲劳极限
$R$ ——半径, 锥距, 系数	$\varphi$ ——角度
$r$ ——半径	$\omega$ ——角速度
$S$ ——安全系数	$x$ ——移距系数
	$\psi$ ——系数

## 前 言

本书是根据1984年1月在天津召开的，有清华大学等20所高等工科院校参加制订的高等学校四年制仪器仪表类专业《精密机械零件教学大纲》编写的。

精密机械零件课程是仪器类专业的一门技术基础课。其任务是使学生初步掌握有关精密机械及其零、部件设计的基础理论知识，计算方法以及进行精密机械中常用零、部件设计的能力。

本书是在总结多年来的教学实践及教学改革经验的基础上，运用辩证唯物主义和历史唯物主义的观点，阐述本门学科的基本规律。在编写过程中，以“打好基础、精选内容、逐步更新、以利教学”为原则，并努力贯彻少而精。

本书除了保持理论的系统性和基本内容外，还适当地反映国内外先进科学技术在本门学科中的新成就，如选编了某些新型零、部件——谐波齿轮传动、滚珠螺旋传动（滚珠丝杠）以及静压支承等。

目前，各高等院校仪器仪表类专业规定学习本门课程的学时数不尽一致，且各专业对各章的具体教学要求也不尽相同。为了使该书有较大的适用性，本书各章一般均按较高要求编写。希各院校在使用本书时，可视教学需求情况，对教学内容作某些取舍或增补。

本书由庞振基、傅雄刚主编。

参加本书编写的有：庞振基（绪论，摩擦轮传动和带传动，齿轮传动，谐波齿轮传动）；傅雄刚（精密机械设计基础知识，弹性元件，支承，调速器、阻尼器、减震器）；张弼光（杠杆传动，螺旋传动，导轨，示数装置，联接）；张义成（轴、联轴器、离合器，微动装置和锁紧装置，限位器和定位器）。

本书由何献忠、樊大钧主审。

本书经1987年5月《精密机械零件审稿会》审查通过。参加审稿会的代表单位有：北京工业学院（主审单位）、清华大学、北京工业大学、北京机械工业管理学院、哈尔滨工业大学、陕西机械学院、上海机械学院、武汉测绘科技大学、合肥工业大学和中国科技大学等。主审单位和兄弟院校的代表，对本书均提出了许多宝贵的意见和建议，这对进一步完善书稿，提高本书的质量帮助很大。在此，编者致以衷心地谢意。

编者殷切希望广大读者，对书中不妥之处予以指正。来函可寄天津大学精密仪器系精密机械教研室。

编者

1988年5月

# 目 录

## 基本物理量符号表

结论 .....	7
第一章 精密机械设计的基础知识 .....	2
§ 1-1 概述 .....	2
§ 1-2 零件的工作能力及其计算 .....	3
§ 1-3 零件的误差估算和精度 .....	9
§ 1-4 工艺性和材料选择原则 .....	10
§ 1-5 零件的设计方法及其发展 .....	12
第二章 弹性元件 .....	14
§ 2-1 概述 .....	14
§ 2-2 弹性元件的性能 .....	16
§ 2-3 螺旋弹簧 .....	20
§ 2-4 平面涡卷弹簧 .....	33
§ 2-5 片簧 .....	40
§ 2-6 热双金属弹簧 .....	42
§ 2-7 压力弹簧管 .....	44
§ 2-8 波纹管 .....	47
§ 2-9 膜片 .....	49
第三章 摩擦轮传动和带传动 .....	51
§ 3-1 概述 .....	51
§ 3-2 摩擦轮传动 .....	51
§ 3-3 摩擦无级变速器 .....	55
§ 3-4 带传动 .....	56
§ 3-5 其他带传动简介 .....	69
第四章 齿轮传动 .....	72
§ 4-1 概述 .....	72
§ 4-2 齿轮的材料和热处理 .....	75
§ 4-3 齿轮传动的失效形式和强度计算 .....	77
§ 4-4 传动比的分配 .....	102
§ 4-5 齿轮的传动精度 .....	109
§ 4-6 齿轮传动的空回 .....	111
§ 4-7 齿轮传动链的设计 .....	115
§ 4-8 修正摆线(圆弧齿形)齿轮 .....	122
第五章 谐波齿轮传动 .....	126
§ 5-1 概述 .....	126
§ 5-2 传动的类型和结构 .....	130

§ 5-3	材料 .....	133
§ 5-4	齿廓曲线、几何尺寸和参数的计算 .....	134
<b>第六章</b>	<b>杠杆传动 .....</b>	<b>138</b>
§ 6-1	概述 .....	138
§ 6-2	曲柄滑块机构 .....	138
§ 6-3	正弦机构和正切机构 .....	140
§ 6-4	杠杆机构设计原则 .....	141
<b>第七章</b>	<b>螺旋传动 .....</b>	<b>149</b>
§ 7-1	概述 .....	149
§ 7-2	滑动螺旋传动 .....	149
§ 7-3	滚珠螺旋传动 .....	165
§ 7-4	静压螺旋传动简介 .....	169
<b>第八章</b>	<b>轴、联轴器、离合器 .....</b>	<b>170</b>
§ 8-1	概述 .....	170
§ 8-2	轴 .....	171
§ 8-3	联轴器 .....	178
§ 8-4	离合器 .....	183
<b>第九章</b>	<b>支承 .....</b>	<b>186</b>
§ 9-1	概述 .....	186
§ 9-2	滑动摩擦支承 .....	186
§ 9-3	滚动摩擦支承 .....	192
§ 9-4	弹性摩擦支承 .....	210
§ 9-5	流体摩擦支承 .....	212
§ 9-6	精密轴系 .....	214
<b>第十章</b>	<b>导轨 .....</b>	<b>220</b>
§ 10-1	概述 .....	220
§ 10-2	滑动摩擦导轨 .....	221
§ 10-3	滚动摩擦导轨 .....	210
§ 10-4	弹性摩擦导轨 .....	238
§ 10-5	静压导轨 .....	239
<b>第十一章</b>	<b>微动装置和锁紧装置 .....</b>	<b>241</b>
§ 11-1	概述 .....	241
§ 11-2	微动装置 .....	241
§ 11-3	锁紧装置 .....	241
<b>第十二章</b>	<b>限动器和定位器 .....</b>	<b>241</b>
§ 12-1	概述 .....	241
§ 12-2	限动器 .....	241
§ 12-3	定位器 .....	251
<b>第十三章</b>	<b>调速器、阻尼器、减震器 .....</b>	<b>251</b>
§ 13-1	调速器 .....	251
§ 13-2	阻尼器 .....	261
§ 13-3	减震器 .....	271

第十四章 示数装置 .....	277
§ 14-1 概述 .....	277
§ 14-2 标尺指针示数装置 .....	277
§ 14-3 记录装置 .....	289
§ 14-4 计数装置 .....	290
第十五章 联接 .....	291
§ 15-1 概述 .....	291
§ 15-2 机械零件的联接 .....	291
§ 15-3 光学零件与机械零件的联接 .....	305
参考文献 .....	308

## 绪 论

随着生产的不断发展,精密机械已经广泛地应用在国民经济和国防工业的许多部门,如各种精密机械仪器、精密加工机床和设备等。因此,精密机械本身的完善程度,将直接影响各部门产品的质量。

由于生产和科学技术的日益发展,对精密机械无论在产品质量上、数量上和品种上都不断提出更高的要求。同时,也为精密机械的发展创造了更好的条件,开辟了更广阔的途径。

组成精密机械的基本单元称为零件或元件(如弹簧、齿轮、轴、螺钉等)。为了完成同一使命,由一些零件组合而成的零件组合体称为部件(如限位器、阻尼器、减震器和示数装置等)。

在各种精密机械中都经常使用的零件,称为通用零件,例如螺旋弹簧、齿轮等;只适合于一定类型精密机械上使用的零件,称为专用零件,如光栅、码盘等。

《精密机械零件》是由“机械学”中分离出来的一门学科,主要是研究精密机械及仪器上的通用零件和部件。在本学科中,当提到精密机械零件这一术语时,通常是泛指精密机械及仪器上的零件和部件。

本课程的内容,主要是从工作能力、精度和结构等诸方面来研究这些通用的零件,并介绍其工作原理、特点、应用范围、选型以及设计计算的一般原则和方法。

本课程的主要任务是:

1. 使学生初步掌握精密机械零件的工作原理、应用范围、选型及其设计计算方法;
2. 培养学生能够正确运用基础理论知识,对精密机械零件进行性能和结构分析,以及对某些典型零件进行精度分析和实验;
3. 培养学生树立正确的设计思想,学会正确使用手册、标准、规范等资料,解决精密机械及仪器的结构的设计问题。

由于本课程是一门理论与实践密切结合的设计性课程,因此,在教学过程中,除进行理论讲授外,尚安排有习题课(讨论课)、实验课、实物教学及课程设计等实践性教学环节。这对于全面培养学生的分析问题和解决问题的能力,以及工程设计能力,是至关重要的。

精密机械零件的种类众多,完成同一工作任务,可以选用不同类型的零件。例如,传递两平行轴之间的运动,可以用带传动,也可以用齿轮传动;此外,同一种零件(如轴或齿轮),由于使用场合不同,其受力状况、设计原则和方法亦不尽相同。

因此,在学习和工程设计实践中,必须树立辩证的观点,学会具体问题具体分析的方法,熟知和掌握各种零件的结构特点、应用范围,根据具体的使用条件,合理地进行选型及采用正确的计算方法。

在高等学校仪器仪表类各专业的教学计划中,精密机械零件课程是机械方面的最后一门技术基础课程。它将综合运用理论力学、材料力学、机械原理、金属工艺学、金属学与热处理、公差及技术测量和机械制图等课程中的有关知识,来解决零件及其结构设计问题。同时,该门课程又为学习有关专业课程准备了必要的条件。因此,可以说,精密机械零件课程是技术基础课和专业课之间的联系环节,起着承上启下的作用。

# 第一章 精密机械设计的基础知识

## § 1-1 概 述

任何精密机械都是由零件组成的。在设计精密机械时，应使其上的零件满足下列基本要求：

- 1) 零件工作可靠；
- 2) 对于某些零件，能实现给定的特性和要求的性能。如弹性元件的弹性特性，传动件的传动特性，支承的旋转精度等；
- 3) 零件能经济地制造出来。

为了使零件工作可靠，零件必须具备一定的工作能力。零件的工作能力主要包括：①强度；②刚度；③振动稳定性。

为了使零件实现给定的特性，需要对零件进行特性计算。必要时，尚须对其特性和性能进行精度分析。

为了使零件能经济地制造出来，要求零件：①结构简单，工艺性好；②尽量采用标准尺寸和标准件，以便于互换，并有利于制造和维修；③节省材料，特别是我国稀缺和贵重的材料。

设计精密机械的一般步骤，可概括地归纳如下：

1) 根据设计任务，分析使用要求。使用要求主要指：性能指标和精度要求；在使用期限内，在规定的工作环境条件下，工作可靠，操作安全、方便，维护修理容易；

2) 制订设计方案。在满足使用要求的前提下，按照不同的工作原理，初步拟定几种设计方案，通过调查研究、分析比较，从中选择一个最佳方案。

3) 技术设计

① 拟定详细的传动系统图；

② 进行必要的计算，主要是零件工作能力的计算和特性的计算；

③ 进行结构设计，即设计装配草图和零件草图；

④ 绘制生产技术文件，即绘制装配图、零件图和制订技术条件等；

⑤ 校核、审查技术文件；

⑥ 编制技术说明书，包括验收条件、使用和维护说明等。

上述三项设计步骤不是一成不变的，随着设计任务、生产条件和设计人员经验的不同，设计步骤也可以不同。例如，对于仿制已有的精密机械，就可以从分析该精密机械的特点和使用要求以及进行测绘开始。

技术设计中的计算和结构设计，其主要内容为精密机械的零件和部件设计，它是设计精密机械的关键性步骤之一。计算和结构设计是交错进行的，设计人员常常要从装配草图上取一些尺寸作为计算的原始数据。

在绘制零件图时，为了满足指导生产的需要，零件图中除了应有必要的视图表达零件



的外形和结构外，还必须标注零件的尺寸和技术条件。零件尺寸的确定主要有如下几种方法：

- 1) 对于承受载荷较大的零件，其主要尺寸常按工作能力计算来确定；
- 2) 对于要求实现给定特性的零件，其主要尺寸常按特性要求加以确定；
- 3) 零件的尺寸并非均须通过计算得到，有些零件的尺寸（或部分尺寸）是按工艺和结构条件以及设计规范来确定。

## § 1-2 零件的工作能力及其计算

### 一、强度

#### (一) 载荷和应力

在计算零件强度时，首先需要知道作用在零件上载荷的大小、方向和性质，然后才能根据零件的形状和工作情况，确定零件中的应力。

作用在零件上的载荷和相应的应力，按其随时间变化的情况，可分为以下两类：

#### 1. 静载荷和静应力

不随时间变化或变化缓慢的载荷和应力，称为静载荷和静应力（图1-1），例如：零件的重力等速旋转时的离心力及其相应的应力等。

#### 2. 交变载荷和交变应力

随时间作周期性变化的载荷和应力，称为交变载荷和交变应力（图1-2）。交变应力可以由交变载荷产生，也可以由静载荷产生，例如，轴在不变弯矩的作用下等速转动时，轴的横截面将产生交变的弯曲应力。

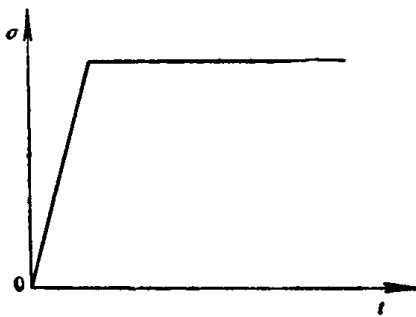


图1-1 静应力

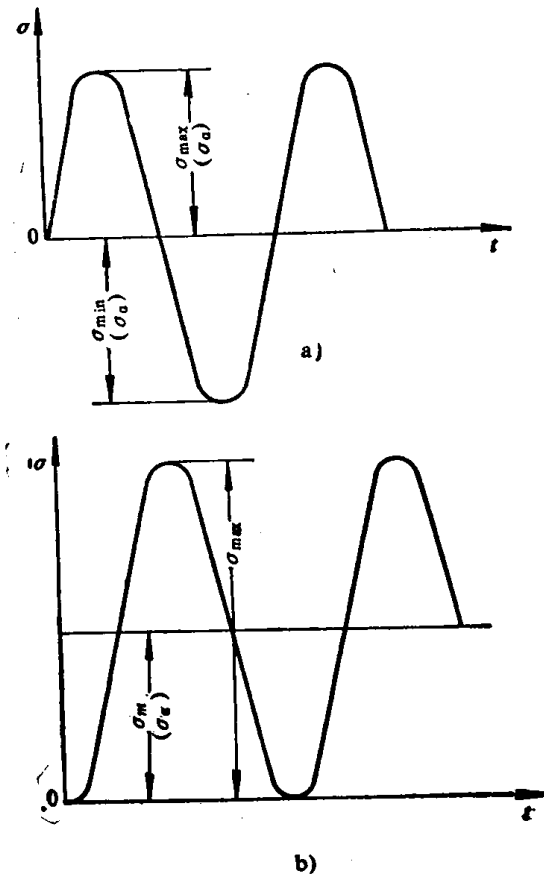


图1-2 交变应力

应力作周期性变化时，一个周期所对应的应力变化，称为应力循环。应力循环中的平均应力  $\sigma_m$ 、应力幅度  $\sigma_a$ 、循环特性  $r$  与其最大应力  $\sigma_{max}$  和最小应力  $\sigma_{min}$  有如下的关系

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_a &= \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \\ r &= \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \end{aligned} \right\} \quad (1-1)$$

当  $\sigma_{\min} = 0$  时 (图1-2 a), 称为对称循环, 此时  $r = -1$ ; 当  $\sigma_{\min} \neq 0$  时, 称为不对称循环, 其特例是  $\sigma_{\min} = 0$ , 称为脉动循环 (图1-2 b), 此时  $r = 0$ 。

在进行强度计算时, 作用在零件上的载荷, 又可分为:

- 1) 名义载荷: 在稳定和理想的工作条件下, 作用在零件上的载荷称为名义载荷;
- 2) 计算载荷: 由于零件的变形、工作阻力的变动、工作状态的不稳定 (例如起动和制动) 等原因, 实际作用在零件上的载荷与名义载荷是不同的。为计入上述因素, 可将名义载荷乘以某些系数, 作为计算时采用的载荷, 此载荷称为计算载荷。

## (二) 零件的整体强度

判断零件整体强度的方法有两种, 第一种是把零件在载荷作用下产生的应力 ( $\sigma$ ,  $\tau$ ) 和许用应力相比较, 此时强度条件可写成

$$\sigma \leq [\sigma] \quad \text{或} \quad \tau \leq [\tau] \quad (1-2)$$

而

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{[S_\sigma]}, \quad [\tau] = \frac{\tau_{\text{lim}}}{[S_\tau]}$$

式中  $\sigma_{\text{lim}}$ 、 $\tau_{\text{lim}}$ ——零件的极限应力;

$[S_\sigma]$ 、 $[S_\tau]$ ——许用安全系数。

第二种是把零件在载荷作用下的实际安全系数和许用安全系数相比较, 此时强度条件可写成

$$S_\sigma \geq [S_\sigma] \quad \text{或} \quad S_\tau \geq [S_\tau] \quad (1-3)$$

采用哪一种方法计算, 通常由可利用的数据和计算惯例决定。

### 1. 静应力下的强度

静应力下零件的整体强度, 可以使用上述两种判断方法中的任何一种, 现以第二种方法为例。根据材料力学中安全系数的定义, 式 (1-3) 可写成

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma} \geq [S_\sigma] \quad \text{或} \quad S_\tau = \frac{\tau_{\text{lim}}}{\tau} \geq [S_\tau] \quad (1-4)$$

式中  $\sigma$ 、 $\tau$ ——零件在载荷作用下产生的应力。

对于用塑性材料制成的零件, 有可能产生过大的塑性变形, 因此取材料的屈服极限  $\sigma_s$  或  $\tau_s$  作为极限应力; 对于用脆性材料制成的零件, 常在没有明显的变形时就发生断裂, 因此取材料的强度极限  $\sigma_b$  或  $\tau_b$  作为极限应力; 当材料缺少屈服极限的数据时, 可取强度极限作为极限应力, 但安全系数应取得大一些。

许用应力或许用安全系数的选取是一个比较复杂, 同时又很重要的问题。安全系数过大, 将造成材料的浪费和结构过于笨重; 安全系数过小, 使零件强度不足而失效。因此, 在保证强度足够的前提下, 应尽可能增大许用应力和减小安全系数。

### 2. 交变应力下的强度

在交变应力作用下, 零件的一种损坏形式将是疲劳断裂。表面无缺陷的金属材料, 其疲

劳断裂过程可分为两个阶段：①金属材料的某些部分通过各种滑移方式形成初始裂纹；②裂纹尖端在剪应力下发生反复塑性变形，使裂纹扩展以致断裂。实际上，由于材料具有晶界、夹渣、微孔以及加工造成的表面划伤、裂纹等，材料的疲劳过程只经过第二阶段。

零件上的圆角、凹槽、缺口等造成的应力集中也会促使零件表面裂纹的生成和发展。

由材料力学可知，循环特性  $r$  一定时，应力循环  $N$  次后，材料不发生疲劳破坏时的最大应力称为疲劳极限，用  $\sigma_{r,N}$  表示。

应力疲劳曲线是表示循环次数  $N$  与疲劳极限  $\sigma_{r,N}$  间的关系曲线。图1-3所示的曲线，横坐标为循环次数  $N$  (或  $\lg N$ )，纵坐标为疲劳极限  $\sigma_{r,N}$  [或  $\lg[\sigma_{r,N}/(N \cdot \text{mm}^{-2})]$ ]。

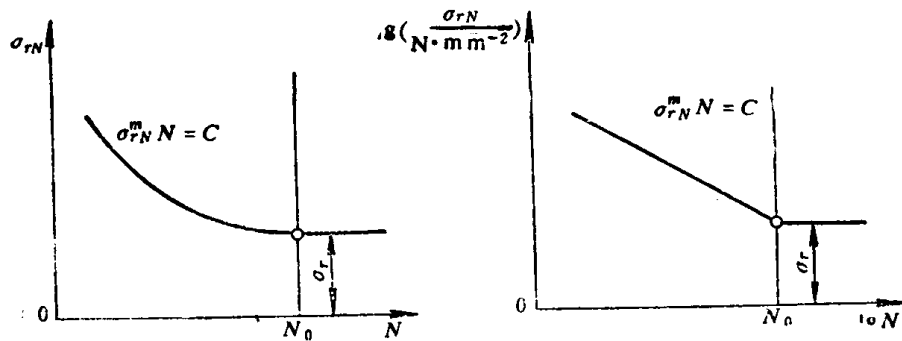


图1-3 疲劳曲线

金属材料的疲劳曲线有两种类型：一种是当循环次数  $N$  超过某一值  $N_0$  以后，曲线即趋向水平，亦即当  $N > N_0$  时，疲劳极限不再随循环次数的增加而降低。 $N_0$  称为循环基数。另一种曲线没有水平部分（图1-4），有色合金及某些高硬度合金钢的疲劳曲线多属于这一类。

有明显水平部分的疲劳曲线可分为两个区域： $N \geq N_0$  区为无限寿命区； $N < N_0$  区为有限寿命区。在无限寿命区，疲劳极限是一个常数，而在有限寿命区，疲劳极限  $\sigma_{r,N}$  将随循环次数  $N$  的减小而增大。疲劳曲线方程为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{r,N}^m N &= \sigma_r^m N_0 = C \\ \tau_{r,N}^m N &= \tau_r^m N_0 = C' \end{aligned} \right\} \quad (1-5)$$

式中  $\sigma_r$ 、 $\tau_r$ ——循环特性为  $r$ ，对应于无限寿命区的疲劳极限；

$m$ ——与应力状态有关的指数；

$C$ 、 $C'$ ——常数。

由式 (1-5) 可按  $\sigma_r$  求出循环次数为  $N$  的疲劳极限

$$\sigma_{r,N} = \sigma_r \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} = K_L \sigma_r \quad (1-6)$$

$$K_L = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} \quad (1-7)$$

式中  $K_L$ ——寿命系数。

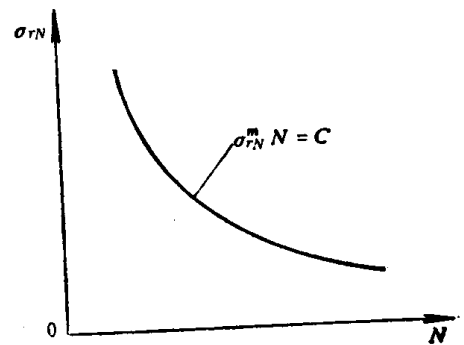


图1-4 无水平部分的疲劳曲线

零件处于交变应力状态下工作时，通常以材料的 $\sigma_r$ 作为极限应力 $\sigma_{lim}$ ，然后用寿命系数 $K_L$ 来考虑零件实际应力循环次数 $N$ 的影响。

### (三) 零件的表面强度

#### 1. 表面接触强度

当零件的工作载荷通过有限的接触面积传递时，两个零件在接触区将产生局部应力。这种应力称为接触应力。

所谓有限的接触面积，是指零件在加载前为点接触或线接触，在加载后扩展成为微小的接触面积。如图1-5 a 所示，原为点接触的两球，加载后接触点扩展成直径为 $2a$ 的小圆面积；如图1-5 b 所示，原为线接触的两圆柱体，在加载后，接触区域扩展为 $2ab$ 的小矩形面积。

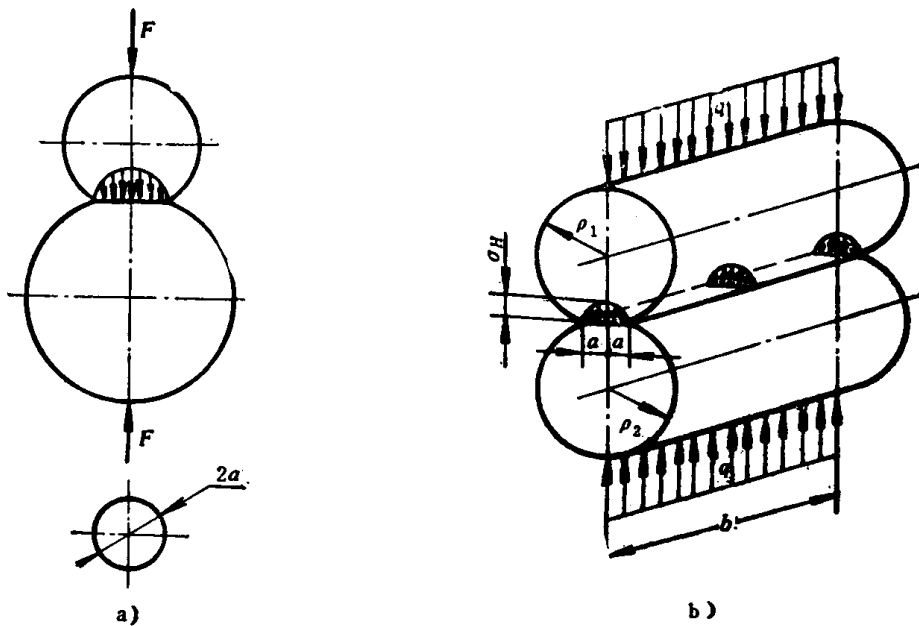


图1-5 有限接触面积和接触应力

根据赫兹公式，两个圆柱体相压时，其最大接触应力可按下式计算，即

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho} \frac{E}{2\pi(1-\mu^2)}} \quad (1-8)$$

式中  $\sigma_H$ ——最大接触应力；

$q$ ——接触线单位长度上的载荷，简称单位载荷。

$E$ ——两圆柱体的综合弹性模量。其值为  $\frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$ ；

$\rho$ ——两圆柱体在接触处的综合曲率半径。其值为  $\frac{\rho_1\rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}$ ，其中正号用于外接触，负号用于内接触；

$\mu$ ——材料的泊松比。

当采用钢作为制造两圆柱体的材料时， $\mu = 0.3$ ，因此

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{\frac{qE}{\rho}} \quad (1-9)$$

## 2. 表面抗磨损强度

零件的表面形状和尺寸在摩擦条件下逐渐改变的过程，称为磨损。引起磨损的原因，一种是由于硬质微粒落入两接触表面间而引起的；另一种是两接触表面在相对运动中相互刮削作用而引起的。

零件的磨损阶段如图1-6所示。图中横坐标为时间  $t$ ，纵坐标为磨损量  $\Delta$ 。

从零件开始工作到磨损量超过允许值而失效的整个工作期间，可以分为三个阶段（图1-6 a）。第一阶段称为跑合阶段（图1-6 a 曲线段1），在这个阶段里，机械加工后在零件表面上遗留下来的粗大锯齿体（图1-6 b），有的被刮削掉，有的发生塑性变形，填充了锯齿体的波谷底，因而增大了实际接触的

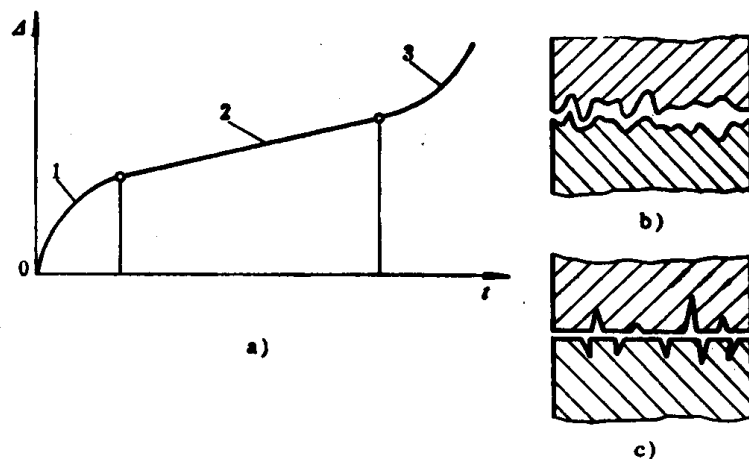


图1-6 零件的磨损阶段

平滑表面，直到平滑表面的宽度超过了残余波谷底的宽度时（图1-6 c），跑合结束。第二阶段称为稳定磨损阶段（图1-6 a 曲线段2），在该阶段中磨损速度较稳定，零件进入正常工作阶段。第三阶段称为崩溃磨损阶段（图1-6 a 曲线段3），在这个阶段里，通常由于零件在磨损后，两接触表面间的间隙增加到不允许的数值，使零件在工作中出现冲击，结果使零件的接触表面出现脆化而剥落，加剧了磨损，以致零件很快失效。

降低磨损的基本方法是使接触表面（或称摩擦表面）得到充分的润滑。如润滑剂可使两摩擦表面完全脱离接触，此时磨损基本上可以消除。

在磨损过程中产生的大量微小金属粉末，起着磨料的作用。因此，定期清洗、更换润滑油，可以延长零件的寿命。

选用适当的密封装置也是防止磨损的有效措施。

对于一对相互摩擦的零件，为了避免其中比较贵重的零件过早磨损，常把另一零件的摩擦表面选用减摩材料制造。常用的减摩材料有：巴氏合金、青铜、某些牌号的铸铁和塑料等。

用热处理或化学热处理提高表面的硬度和采用电镀、熔镀等方法，也可以提高接触表面的耐磨性。

总之，采用结构上的措施（如建立和保证充分的润滑条件、正确选取材料和选用密封装置）、工艺上的措施（如减小表面粗糙度值、提高表面硬度等）以及维护保养方面的措施，都可以减小零件的磨损。

由于影响磨损的因素很多，如载荷的大小和性质、滑动速度、润滑和冷却条件等，所以很难建立起有充分理论基础的抗磨损强度计算方法。因此，通常根据压强  $P$ （单位接触面积上的压力）和与摩擦功成比例的  $Pv$  值，近似地判断零件的抗磨损强度。即令  $P$  和  $Pv$  的计算值满足下列条件：

$$\left. \begin{array}{l} P \leq [P] \\ Pv \leq [Pv] \end{array} \right\} \quad (1-10)$$

式中  $v$  ——两接触表面的相对滑动速度。

## 二、刚度

刚度是指零件在载荷作用下抵抗弹性变形的能力。刚度大小是用产生单位变形所需的外力或外力矩来表示。

零件的刚度，按其承受载荷的性质，可分为

- 1) 静刚度 按照静载荷与变形的关系所确定的刚度；
- 2) 动刚度 按照交变载荷与变形的关系所确定的刚度。

用金属材料制造的零件，其静刚度与动刚度的数值，基本上是相同的；用某些非金属材料制造的零件，例如橡胶零件，在静载荷  $F_1$  作用下的变形  $\lambda$ ，将大于在交变载荷（其载荷的最大值为  $F_1$ ）作用下的变形（如图1-7所示），因此其静刚度和动刚度是不相同的。

对于某些零件，要求有足够大的刚度，即在载荷作用下，零件的变形应尽可能小。这类零件刚度不足时，将使互相联系的一些零件不能很好地协同工作，降低了零件的工作精度。例如在齿轮传动中，如果轴的刚度不足，将会破坏齿轮的正确啮合，引起齿轮的传动误差。

对于另外一些零件，则要求有一定的刚度，即在载荷作用下，零件应产生给定的变形。例如弹性元件、减震器等。因此，对于这些零件必须进行刚度计算。

必须指出，当零件按刚度要求进行设计时，由材料力学可知，零件刚度的大小与材料的强度极限无关，而与材料的弹性模量、零件的截面形状和几何尺寸有关。如图1-8所示，轴的刚度为

$$F' = \frac{F}{\lambda} = \frac{48EI_0}{L^3} \quad (1-11)$$

式中  $I_0$  ——轴的截面惯性矩；  
 $E$  ——材料的弹性模量。

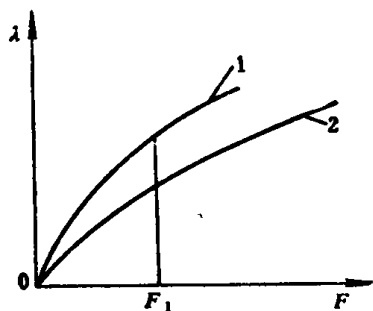


图1-7 橡胶零件的载荷—变形曲线  
1—静载荷 2—交变载荷

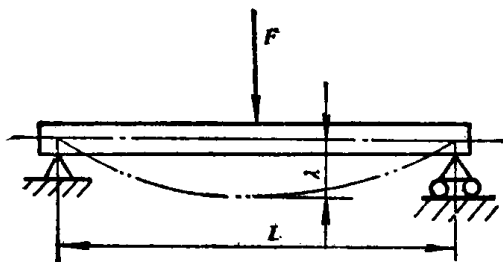


图1-8 轴的刚度计算简图

由于碳素钢和高强度的合金钢两者的弹性模量相差甚小，所以，如对零件仅有刚度要求时，则不应选取价格昂贵的合金钢而用碳素钢即可。

部件刚度的精确计算是相当困难的。例如，在计算轴系的刚度时，其刚度受轴承、机架等刚度的影响，很难精确计算。因此，目前部件的刚度计算只是估算，即把计算求得的变形值与许用值加以比较。变形的许用值是根据试验或从实践中整理出来的统计资料而确定的。

## 三、振动稳定性

由力学可知，在交变载荷作用下，零件将产生机械振动，如果零件的固有频率与载荷的频率相同时，就会产生共振。一般情况下，零件在共振时，将丧失工作能力而失效。

由于任何零件，从本质上看都是弹性体，它们具有一定的刚度，同时又有一定的质量。因此，任何零件都有一定的固有频率。例如螺旋弹簧的固有频率为

$$\omega_n = \sqrt{\frac{F'}{m}} K \quad (1-12)$$

式中  $F'$ ——螺旋弹簧的刚度；

$m$ ——螺旋弹簧的质量；

$K$ ——与螺旋弹簧固定方法有关的系数。

一般的零件由于刚度较大，其固有频率很高，产生共振的可能性是很小的。弹性元件和弹性元件与其他零件组成的系统，固有频率较低，因而常常容易与载荷的频率相同而产生共振。

防止共振的最根本的方法是消除引起共振的载荷。但是利用这个原理防止出现共振的可能性往往是有限的，通常是用改变零件固有频率的方法来解决，当此种方法不能获得满意的结果时，可将零件安放在由减震器组成的隔振系统上。

### § 1-3 零件的误差估算和精度

误差的概念可以用于不同的对象和不同的场合，故可把其概括地理解为实际值和理想值（又称真值）之间的差异。

精度的高低可以用误差的大小来度量，误差越小，则精度越高。

零件的误差，按其使用场合的不同可分为

- 1) 加工误差 加工时零件的实际尺寸（包括几何形状）与理想值之间的差异；
- 2) 特性误差 零件的实际特性和给定特性之间的差异。

零件特性的误差常采用全微分法进行计算。当零件特性的解析式已知时，就可用此法计算其特性误差。如一端固定、另一端承受载荷  $F$  的片簧，在小变形的条件下，根据材料力学，其弹性特性为

$$\lambda = \frac{4FL^3}{Ebh^3} = f(L, b, h, E) \quad (1-13)$$

式中  $\lambda$ ——在载荷  $F$  作用下，片簧末端的挠度；

$L$ ——片簧的长度；

$b$ ——片簧的宽度；

$h$ ——片簧的厚度；

$E$ ——片簧材料的弹性模量。

式(1-13)的全微分为

$$d\lambda = \frac{\partial f}{\partial L} dL + \frac{\partial f}{\partial b} db + \frac{\partial f}{\partial h} dh + \frac{\partial f}{\partial E} dE$$

将上式写成增量形式，并略去高阶无穷小，则上式可写成

$$\Delta\lambda = \frac{\partial f}{\partial L} \Delta L + \frac{\partial f}{\partial b} \Delta b + \frac{\partial f}{\partial h} \Delta h + \frac{\partial f}{\partial E} \Delta E \quad (1-14)$$

片簧在制成后，其长度、宽度、厚度和弹性模量产生的误差 $\Delta L$ 、 $\Delta b$ 、 $\Delta h$ 和 $\Delta E$ （统称为原始误差）为已知时，则片簧的特性误差可利用式(1-14)计算。但是，如原始误差是随机变量时，则应采用数理统计的方法进行计算。即

$$\Delta\lambda = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial L}\right)^2 \Delta L^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial b}\right)^2 \Delta b^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial h}\right)^2 \Delta h^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial E}\right)^2 \Delta E^2} \quad (1-15)$$

按式(1-14)、(1-15)计算所得的误差，是零件特性与给定特性之间相差的绝对值，称为绝对误差。但是，绝对误差在某些情况下，不能完全反映零件性能的优劣，绝对误差相同时，零件的工作范围越大，则零件的性能越好。因此，有时用相对误差表示零件的特性误差。例如，片簧特性的相对误差，可用绝对误差 $\Delta\lambda$ 与其最大挠度 $\lambda_{max}$ 的比值来表示。即

$$\delta\lambda = \frac{\Delta\lambda}{\lambda_{max}} \quad (1-16)$$

影响零件特性的原始误差可归纳为以下三类：

1) 设计误差 这类误差产生在零件的设计过程中。例如，在拟定设计方案时，由于选用近似机构代替理想机构，以及采用了近似的假定，使得设计的零件在原理上就有了误差，这种误差也称为原理误差；

2) 工艺误差 这类误差产生在零件制造过程中。例如，零件材料性能上的差异，零件尺寸和形状不可能制造得准确以及装配和调整不够准确而引起的误差；

3) 使用误差 这类误差产生在零件的使用过程中。例如，零件配合表面间的磨损、零件在相对运动中形成的摩擦、零件在载荷作用下的变形、环境温度的变化而引起零件尺寸的改变以及振动等因素所造成的误差。

## § 1-4 工艺性和材料选择原则

### 一、结构工艺性和零件工艺性

为了使精密机械能够最经济地制造出来，在结构设计过程中，应经常注意到机械整体的结构工艺性和各个零件的工艺性。

工艺性良好的结构和零件应当是：①制造时需要的工时较少，不要求技术水平过高的工人；②需要复杂设备的数量较少；③材料的消耗较少；④准备生产的费用较少。

结构工艺性与具体的生产条件有关，对于某一种生产条件下，工艺性很好的结构，在另一种生产条件下就不一定也是很好的。虽然如此，仍可提出下述一些通用的改善结构工艺性的原则：

1) 整个结构能很容易地分拆成若干部件，各部件之间的联系和相互配置应能保证易于装配、维修和检验；

2) 在结构中应尽量采用已经掌握并生产过的零件和部件，特别是尽量选用标准件。在同一个结构中，尽量采用相同零件；

3) 应使零件和部件具有互换性，在精度要求较高的情况下，可设计有调整环节，尽可能不采用选择装配。

零件工艺性也与具体的生产条件有关，改善零件工艺性的一般原则是：

1) 零件如果设计成用标准尺寸的材料制造时，应使机械加工的工作量尽可能地小；



2) 零件中的孔、槽等尺寸, 应尽可能地选成可用标准刀具制造。

## 二、零件材料的选择原则

材料的正确选择是零件设计的重要问题之一, 因为零件的工作能力、性能和成本在很大程度上决定于材料选用的正确与否。

选择材料的基本原则是:

- 1) 选取的材料应具备保证零件正常工作时所必要的性质;
- 2) 选取的材料应是具备同样必要性质的各种材料中较经济的一种。

由于精密机械的用途和工作条件的不同, 有时要求零件的材料具有某些特殊的性质。例如防蚀性、防磁性、绝缘性和导电性等。在根据具体要求确定了零件应该具备的某些性质后, 就可以根据这些性质选择材料。

在选择材料时, 必须同时考虑经济性, 即选取的材料应使零件的成本较低。材料的价格是决定零件成本的重要因素之一。但是, 不要认为采用价格最低的材料, 就能保证零件成本最低。实际上, 零件成本是由许多因素决定的, 例如, 生产类型 (大量生产、成批生产或单件生产)、机械加工的复杂程度等。因此, 为了达到零件成本较低的目的, 需要根据具体情况全面考虑。

此外, 在选择材料时, 应考虑到在同一企业中, 采用材料的品种不宜过多, 否则会増加供应和管理上的困难。为了使材料品种不致太多, 可以采用分组选料法, 即对同一企业中制造的零件, 根据其材料上的要求分成若干组, 按照共同要求选定适当的材料。用这种方法选出的材料, 对某些零件来说, 可能比满足要求的另外一些材料的价格高些。但是这种价格上的差异, 常常能够因简化材料品种而得到补偿。

基于同样的理由, 当设计新的零件时, 应尽可能选用已经采用的材料。

最后, 选择材料时, 应尽可能避免采用我国稀缺和需要进口的材料。这样不但对国家的经济有利, 而且可以减少供应上的困难。

精密机械中常用的材料可以归纳如下:

