

270

普通高等教育机电类规划教材

精密机械设计

主编	庞振基	黄其圣			
参编	王继平	卢 钢	吕丽娜	李永新	
	陈雍乐	邢晓正	赵 英	洪海涛	
	陶晓杰	董明利	谢 驰		
主审	初允绵	陈文贤			



机械工业出版社

本书对精密机械及仪器仪表中常用机构和零、部件的工作原理,适用范围,结构,设计计算方法,以及工程材料、零件几何精度的基础知识等诸方面,均作了较为详细的阐述。

全书除绪论外共分十六章,其中包括:精密机械设计的基础知识,工程材料和热处理,零件的几何精度,平面机构的结构分析,平面连杆机构,凸轮机构,摩擦轮传动和带传动,齿轮传动,螺旋传动,轴、联轴器、离合器,支承,直线运动导轨,弹性元件,联接,仪器常用装置和机械的计算机辅助设计。

本书是高等学校仪器仪表类专业精密机械设计课程的教材,亦可供有关专业师生和工程技术人员参考使用。

图书在版编目(CIP)数据

精密机械设计/庞振基,黄其圣主编. —北京:机械工业出版社,2000.7
普通高等教育机电类规划教材
ISBN 7-111-07901-9

I.精... II.①庞...②黄... III.机械设计—高等学校—教材 IV.
TH122

中国版本图书馆CIP数据核字(2000)第04047号

机械工业出版社(北京市百万庄大街22号 邮政编码100037)
责任编辑:贡克勤 版式设计:霍永明 责任校对:张佳
封面设计:姚毅 责任印制:何全君
北京第二外国语学院印刷厂印刷·新华书店北京发行所发行
2000年7月第1版·第1次印刷
787mm×1092mm $\frac{1}{16}$ ·26.5印张·647千字
0 001—5 000册
定价:33.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换
本社购书热线电话(010)68993821、68326677—2527

前 言

国家机械工业总局（原机械工业部）“九五”规划教材——《精密机械设计》一书，是应全国高等学校仪器仪表类专业教学指导委员会委托而组织编写的。

过去，仪器仪表类专业多开设有“精密机械零件”课程。在此之前，分别开设有“机械原理”、“金属材料及热处理”和“互换性与技术测量”等课程。由于各门课程是按照各自课程体系来组织教学的，因此，不但课程设置偏多，讲授分散，往往还会造成彼此脱节；而且，也不利于运用辩证唯物主义的观点，从机构的选型、工作能力、精度、结构等诸方面，较全面地去分析和研究精密机械中常用机构及其零、部件设计和计算的基本规律。

为了全面贯彻落实《中国教育发展和改革纲要》，推进面向 21 世纪高等工程教育的教学内容和课程体系的改革计划，在重新审定的全国高等学校仪器仪表类专业教学计划中，提出将上述四门课程合并为一门新的课程——精密机械设计，并于 1997 年 6 月开始，组织进行新教材的编写工作。

《精密机械设计》一书，是以精密机械中常用机构和零、部件为研究对象，从设计该类机构和零、部件时应具备的基础理论、基本技能和基本方法等方面组织教学内容，进一步优化教材结构，以期建立新的课程体系和教材体系。通过教学实践，全面培养学生工程设计能力和创造性，更好地适应市场经济和新技术发展的需要。

本书除了保持理论的系统性和基本内容外，还适当反映国内外先进技术在本门学科中的新成就，如除选编了某些新型机构和零、部件外，还将计算机辅助设计、优化技术等新的工程设计方法引入教材。

目前，各高等学校仪器仪表类专业规定学习本门课程的学时数不尽一致，且对各章的具体教学要求、讲授重点也不尽相同，为了使该书具有较大的适用性，本书各章一般均按较高要求编写。希各院校使用时，视教学需求，对教材内容可作某些取舍或增补。

本书由庞振基、黄其圣教授主编。

参加本书编写的有天津大学庞振基（绪论，齿轮传动）；合肥工业大学黄其圣（精密机械设计的基本知识，直线运动导轨）；上海交通大学卢钢（工程材料和热处理，轴、联轴器、离合器）；四川大学王继平（零件的几何精度）；合肥工业大学陶晓杰（平面机构的结构分析）；重庆大学陈雍乐（平面连杆机构，联接）；天津大学赵英、吕丽娜（凸轮机构，弹性元件）；北京机械工业学院董明利（摩擦轮传动和带传动）；四川大学谢驰（螺旋传动，仪器常用装置）；中国科技大学邢晓正、李永新（支承）；上海交通大学洪海涛（机械的计算机辅助设计）。吕丽娜曾为本书绘制了部分插图。

本书由初允绵、陈文贤教授审阅，对本书提出了许多宝贵意见，在此深表谢意。

编者衷心希望广大读者对本书提出宝贵的意见和批评，对其中不妥之处予以指正。

编 者

1999 年 12 月 4 日

绪 论

随着生产和科学技术的发展，精密机械已经广泛地应用于国民经济和国防工业的许多部门，如各种精密仪器仪表，精密加工机床，医疗器械，计算机外围设备；仿生技术中的机械臂、机器人；宇航技术中的火箭、卫星以及雷达和通信设备伺服系统中的动力传动和精密传动等。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和可靠度。

生产和科学技术的日益发展和创新，对精密机械及其产品无论在质量数量和品种上，都不断地提出更新和更高的要求。同时，也为精密机械这一门学科的发展，创造了更好条件，开辟了更加广阔的途径。

“机械”这个名词，我们是很熟悉的，一般认为它是“机器”和“机构”的总称。在工程实际中，常见的机构有连杆机构，凸轮机构，齿轮机构等。各种机构都是用来传递运动和力的可动装置。在日常生活和生产中，我们都会接触到许多机器，例如缝纫机、洗衣机、复印机、各种机床、汽车等。各种不同类型的机器，具有不同的形式、构造和用途，但通过分析不难看出，这些不同的机器，就其组成而言，却都是由各种机构组合而成，而机构是由构件组成的。机构中的构件可以是单一的零件，也可以是几个零件的组合体称为部件。所以，构件和零件是两个不同的概念，构件是“运动单元”，而零件是“制造单元”。

随着数学、电子学、自动控制、计算机等现代科学技术的巨大进步和发展，人类综合应用了各方面的知识和技术，不断创造出各种新型的精密机械及其产品。这类精密机械除具有使其内部各机构正常动作的先进控制系统外，有时还包含有信息采集、处理和传递系统。

“精密机械设计”课程，主要是研究精密机械中常用机构和常用的零件和部件。是从机构分析、工作能力、精度和结构等诸方面来研究这些机构和零、部件，并介绍其工作原理、特点、应用范围、选型、材料、精度以及设计计算的一般原则和方法。

本课程的主要任务：

- 1) 使学生初步掌握常用机构的结构分析、运动分析、动力分析及其设计方法。
- 2) 使学生掌握通用零、部件的工作原理、特点、选型及其计算方法，培养学生能运用所学基础理论知识，解决精密机械零、部件的设计问题。
- 3) 培养学生具有设计精密机械传动和仪器机械结构的能力；以及对某些典型零、部件的精度分析，并提出改进措施。
- 4) 使学生了解常用机构和零、部件的实验方法；初步具有某些零、部件的性能测试和结构分析能力。
- 5) 使学生了解材料与热处理、公差与配合方面的基本知识，并能在工程设计中如何正确选用。
- 6) 使学生初步掌握计算机辅助设计、优化技术、自动绘图在机械工程设计中的运用；以及某些典型机构及零、部件的程序设计方法。

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。

机构和零、部件的种类众多，完成同一工作任务，可以选用不同类型的机构和零、部件。例如，传递两平行轴之间的运动，可以用带传动，也可以用圆柱齿轮传动；此外，同一种零件（如轴或齿轮），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，在学习和工程设计的实践中，必须树立辩证观点，理论联系实际，学会具体问题具体分析的方法，在熟知和掌握各种机构和零、部件基本理论和基本知识的基础上，根据具体使用条件，合理地进行选型及采用正确的设计和计算方法。

在高等学校仪器仪表类专业的教学计划中，“精密机械设计”课程被列为主干课程，是该类专业机械方面的最后一门技术基础课程。将综合运用工程力学、机械制图和本课程所学知识，来解决有关精密机械设计方面的问题。同时，该门课程又为学习有关专业课程准备了必要的条件。

第一章 精密机械设计的基础知识

第一节 概 述

一、设计精密机械时应满足的基本要求

1. 功能要求 设计精密机械时首先应满足它的功能要求。例如仪器的监测、控制功能，自动显示和记录功能，数据处理功能，打印数据功能，误差校正和补偿功能等。

2. 可靠性要求 要使精密机械在一定的时间内和一定的使用条件下有效地实现预期的功能，则要求其工作安全可靠，操作维修方便。为此，零件应具有一定的强度、刚度和振动稳定性等工作能力。

3. 精度要求 精度是精密机械的一项重要技术指标，设计时必须保证精密机械正常工作时所要求的精度。如支承的回转精度，导轨的导向精度等。

4. 经济性要求 组成精密机械的零、部件能最经济的被制造出来，这就要求零件结构简单、节省材料、工艺性好，尽量采用标准尺寸和标准件。

5. 外观要求 设计精密机械时应使其造型美观大方、色泽柔和。

二、精密机械设计的一般步骤

精密机械与普通机械产品一样，都必须经过设计过程。产品设计大体上有三种类型：开发性设计，即利用新原理、新技术设计新产品；适应性设计，即保留原有产品的原理及方案不变，为适应市场需要，只对个别零件或部件进行重新设计；变参数设计，即保留原有产品的功能、原理方案和结构，仅改变零、部件的尺寸或结构布局形成系列产品。

新产品开发设计，从提出任务到投放市场的全部程序要经过下述四个阶段（图 1-1）：

1. 调查决策阶段 在设计精密机械时，需进行必要的调查研究，了解用户的要求和意见，市场供销情况和前景，收集有关的技术资料及新技术、新工艺、新材料的应用情况。在此基础上，拟订新产品开发计划书。在设计开始阶段，应充分发挥创造性，构思方案应多样化，以便经过反复分析比较后作出决策，从中选取最佳方案。决策是非常关键的一步，直接影响设计工作和产品的成败。

2. 研究设计阶段 此阶段应在决策后开始，一般分两步

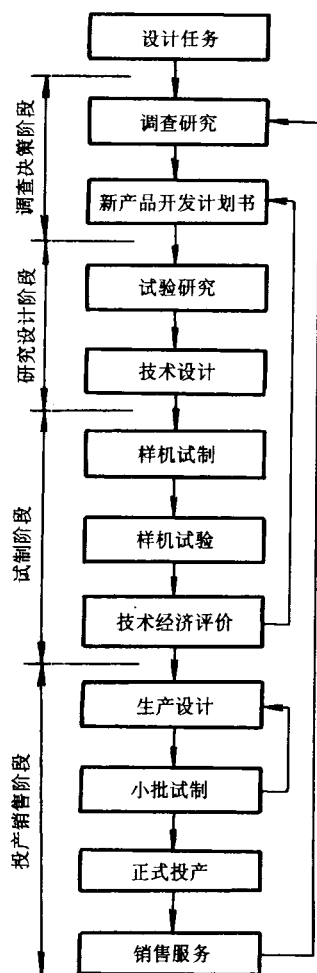


图 1-1 新产品开发设计程序

进行。第一步主要为功能设计研究，称为前期开发，任务是解决技术中的关键问题。为此，需要对新产品进行试验研究和技术分析，验证原理的可行性和发现存在的问题。第一步完成后，应写出总结报告、总布局图和外形图等。第二步为新产品的技术设计，称为后期开发。第二步完成后，应绘出总装配图、部件装配图、零件工作图，各种系统图（传动系统、液压系统、电路系统、光路系统等）以及详细的计算说明书、使用说明书和验收规程等各种技术文件。以上各部分内容常需互相配合，设计工作也常需多次修改，逐步逼近，以便设计出技术先进可靠、经济合理、造型美观的新产品。在技术设计中，需进行大量的结构设计工作。为保证设计质量，分阶段进行设计的检查是十分必要的。

3. 试制阶段 样机试制完成后，应进行样机试验，并作出全面的技术经济评价，以决定设计方案是否可用或需要修改。即使可用的方案，一般也需作适当修改，以便使设计达到最佳化。需要修改的方案，应检查数学、物理模型是否符合实际，必要时，改进模型后进行试验，甚至重新设计。

4. 投产销售阶段 样机试验成功后，对于批量生产的产品，尚需进行工艺、工装方面的生产设计。经小批试制、用户试用、改进和鉴定后，即可投入正式生产和销售。开展销售服务工作（如传授正确使用方法、规定免费保修期限、定期跟踪检查等），不但有利于保证产品质量，提高产品信誉、开拓市场销路，而且可从市场反馈信息中，发现产品的薄弱环节，这对于进一步完善产品设计，提高产品可靠度，萌生新的设计构思，开发新产品都有积极的意义。

第二节 零件的工作能力及其计算

一、强度

强度是零件抵抗外载荷作用的能力。强度不足时，零件将发生断裂或产生塑性变形，使零件丧失工作能力而失效。

（一）载荷和应力

在计算零件强度时，需要根据作用在零件上载荷的大小、方向和性质及工作情况，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 1-2）。例如，零件的重力及其相应的应力。

2. 变载荷和变应力 随时间作周期性变化的载荷和应力，称为变载荷和变应力（图 1-3）。变应力既可由变载荷产生，也可以由静载荷产生，例如，轴在不变弯矩作用下等速转动时，轴的横截面内将产生周期性变化的弯曲应力。

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 σ_m 、应力幅

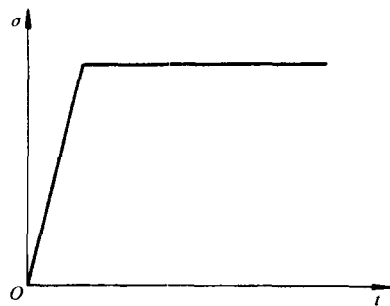


图 1-2 静应力

度 σ_a 、循环特性 r 与其最大应力 σ_{\max} 和最小应力 σ_{\min} 有如下的关系

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

当 $r = -1$ 时, 称为对称循环; 当 $r \neq -1$ 时称为非对称循环, 其特例是 $r = 0$, 称为脉动循环。

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 为了提高零件的工作可靠性, 必须考虑影响零件强度的各种因素, 如零件的变形、工作阻力的变动、工作状态的不稳定等。为计入上述因素, 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

零件整体抵抗载荷作用的能力称为整体强度。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 (σ 、 τ) 与许用应力 ($[\sigma]$ 、 $[\tau]$) 相比较, 其强度条件为

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

而

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

式中 σ_{\lim} 、 τ_{\lim} ——零件材料的极限应力;

$[S_\sigma]$ 、 $[S_\tau]$ ——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与许用安全系数进行比较, 其强度条件为

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{\lim}}{\sigma} \geq [S_\sigma] \text{ 或 } S_\tau = \frac{\tau_{\lim}}{\tau} \geq [S_\tau] \quad (1-3)$$

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。对于用塑性材料制成的零件, 取材料的屈服极限 σ_s 或 τ_s 作为极限应力对于用脆性材料制成的零件, 取材料的强度极限 σ_b 或 τ_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。

2. 变应力下的强度 在变应力作用下, 零件的一种失效形式将是疲劳断裂, 这种失效形式不仅与变应力的大小有关, 也与应力循环的次数有关。表面无缺陷的金属材料的疲劳断裂过程可分为两个阶段, 第一阶段是在变应力的作用下, 零件材料表面开始滑移而形成初始裂纹; 第二阶段是在变应力作用下初始裂纹扩展以致断裂。实际上, 由于材料具有晶界夹杂、微孔以及机械加工造成的表面划伤、裂纹等缺陷, 材料的疲劳断裂过程只经过第二阶

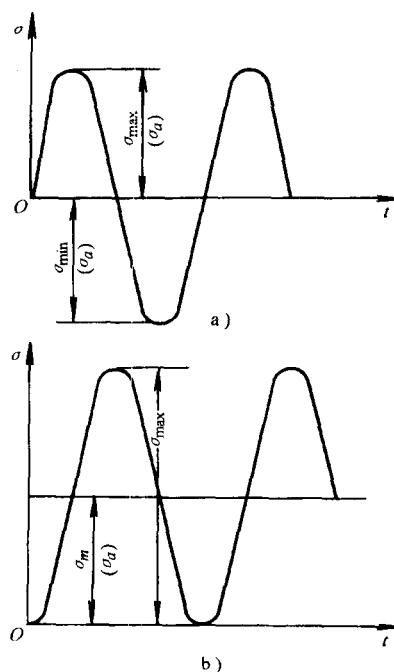


图 1-3 变应力

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扩展。

当循环特性 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 σ_{rN} 表示。

表示应力循环次数 N 与疲劳极限 σ_{rN} 间关系的曲线称为应力疲劳曲线。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，疲劳极限不再降低，曲线趋向水平（图 1-4a）， N_0 称为循环基数。另一种疲劳曲线则没有水平部分（图 1-4b），有色金属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 σ_{rN} 将随循环次数 N 的减小而增大，其疲劳曲线方程为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{rN}^m N &= \sigma_r^m N_0 = C \\ \tau_{rN}^m N &= \tau_r^m N_0 = C' \end{aligned} \right\} \quad (1-4)$$

式中 σ_r （或 τ_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 (1-4) 可按 σ_r 求出循环次数为 N 的疲劳极限

$$\sigma_{rN} = \sigma_r \sqrt{\frac{N_0}{N}} = K_L \sigma_r \quad (1-5)$$

$$K_L = \sqrt{\frac{N_0}{N}}$$

式中 K_L ——寿命系数。

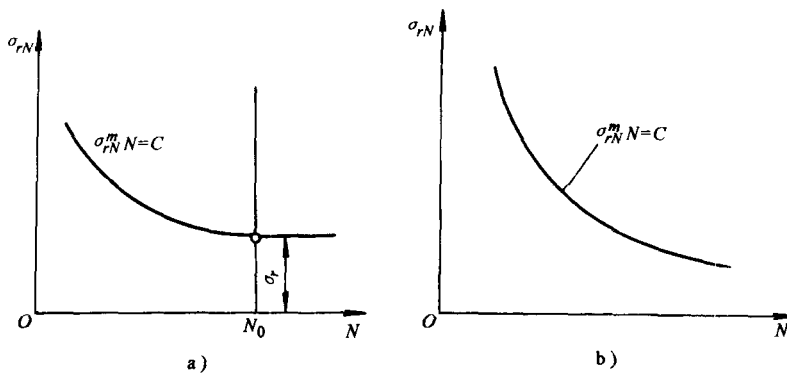


图 1-4 疲劳曲线

所谓无限寿命，是指零件承受的变应力低于疲劳极限 σ_r 时，工作应力总循环次数可大于 N_0 ，但并不意味着零件永远不会失效。

零件处于变应力状态下工作时，通常以材料的 σ_r 作为极限应力 σ_{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。

提高零件的疲劳强度可采取以下措施：①应用屈服极限高和细晶粒组织的材料；②零件

截面形状的变化应平缓,以减小应力集中;③改善零件的表面质量,如减小表面粗糙度,进行表面强化处理(表面喷丸、表面辗压)等;④减少材料的冶金缺陷,如采用真空冶炼,使非金属夹杂物减少。

(三) 零件的表面强度

1. 表面接触强度 在精密机械中,经常遇到两个零件上的曲面相互接触以传递压力的情况。加载前两个曲面呈线接触或点接触,加载后由于接触表面的局部弹性变形,接触线或接触点扩展为微小的接触面积。如图 1-5a 所示,原为线接触的两圆柱体,加载后接触区域扩展为 $2ab$ 的小矩形面积;图 1-5b 所示的原为点接触的两球,加载后接触点扩展成直径为 $2a$ 的小圆面积。两个零件在接触区产生的局部应力称为接触应力。

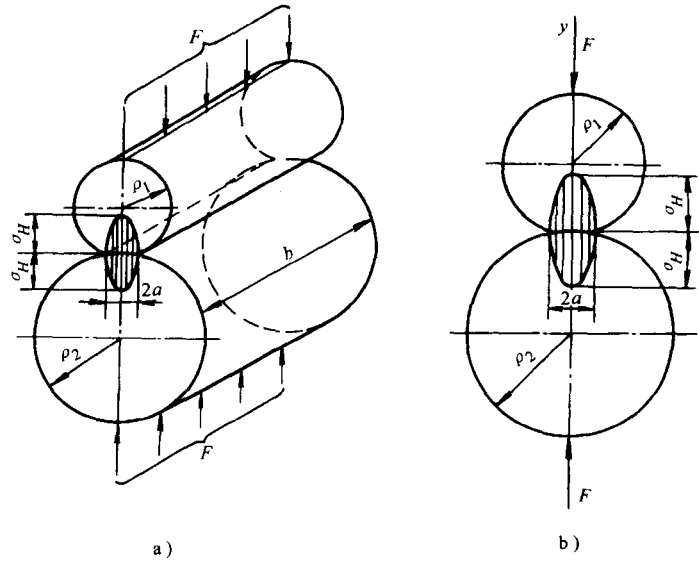


图 1-5 微小接触面积和接触应力

根据赫兹公式,轴线平行的两个圆柱体相压时,其最大接触应力可按下式计算,即

$$\sigma_H = \sqrt{F_u / \left[\rho \pi \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right) \right]} \quad (1-6)$$

式中 σ_H ——最大接触应力;

F_u ——接触线单位长度上的载荷, $F_u = F/b$;

ρ ——两圆柱体在接触处的综合曲率半径, $1/\rho = 1/\rho_1 \pm 1/\rho_2$, 其中正号用于外接触,负号用于内接触;

E_1 、 E_2 ——两圆柱体材料的弹性模量;

μ_1 、 μ_2 ——两圆柱体材料的泊松比。

当 $\mu_1 = \mu_2 = \mu$ 时,上式可简化为

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_u E}{\rho 2\pi (1 - \mu^2)}} \quad (1-7)$$

式中 E ——两圆柱体材料的综合弹性模量, $E = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$ 。

当两个钢制球体在力 F 作用下相压时(图 1-5b),最大接触应力 σ_H 为

$$\sigma_H = 0.388 \sqrt[3]{\frac{FE^2}{\rho^2}} \quad (1-8)$$

在循环接触应力作用下,接触表面产生疲劳裂纹,裂纹扩展导致表层小块金属剥落,这种失效形式称为疲劳点蚀。点蚀将使零件表面失去正确的形状,降低工作精度,引起附加动载荷,产生噪声和振动,并降低零件的使用寿命。

提高表面接触强度可采取以下措施：①增大接触处的综合曲率半径 ρ ，以降低接触应力；②提高接触表面的硬度，以提高接触疲劳极限；③提高零件表面的加工质量，以改善接触情况；④采用粘度较大的润滑油，以减缓疲劳裂纹的扩展。

2. 表面磨损强度 零件的表面形状和尺寸在摩擦的条件下逐渐改变的过程称为磨损，当磨损量超过允许值时，即产生失效。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。

磨损会降低零件的强度，增大接触面间的摩擦，降低传动效率和零件的工作精度。但磨损并非都有害，如跑合、研磨都是有益的磨损。

从零件开始工作到磨损量 Δ 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)。第一阶段称为跑合阶段(见图 1-6a 曲线段 1)。机械加工后在零件表面遗留下来的粗大锯齿体(见图 1-6b)，有的被刮削掉，有的发生塑性变形，填充了锯齿体的波谷底，因而增加了实际接触的平滑表面，直到平滑表面的宽度超过了残余波谷底的宽度时(见图 1-6c)，跑合结束，磨损速度随之减缓并趋于稳定。第二阶段称为稳定磨损阶段(见图 1-6a 曲线段 2)。在该阶段中磨损速度较稳定，是零件的正常工作阶段。第三阶段称为崩溃磨损阶段(见图 1-6a 曲线段 3)。在这一阶段，接触表面的磨损量超过了允许的数值，致使零件在工作中出现冲击，并降低运动精度，使零件很快失效。

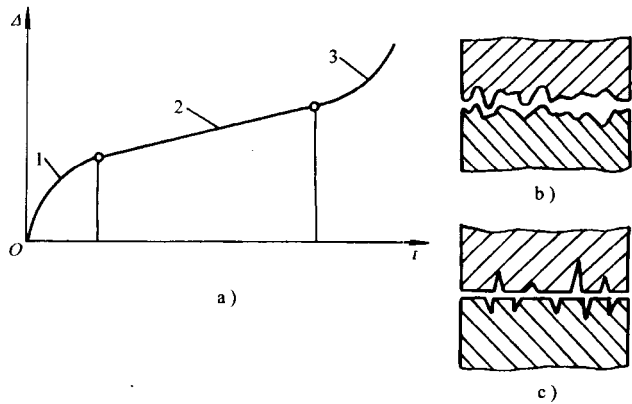


图 1-6 零件的磨损阶段

减小磨损的基本方法有：①充分润滑摩擦表面，使接触表面部分或全部脱离接触；②定期清洗或更换润滑剂；③采用适当的密封装置；④合理选择摩擦表面材料。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，以减小摩擦阻力。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；⑤用热处理、电镀、熔镀等方法提高接触表面的耐磨性；⑥合理减小摩擦表面的粗糙度，以改善摩擦面的接触情况。

由于影响磨损的因素很多，如载荷的大小和性质、相对滑动速度、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。通常根据摩擦表面的压强 p 和与摩擦功成正比的 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：

$$\left. \begin{array}{l} p \leq [p] \\ pv \leq [pv] \end{array} \right\} \quad (1-9)$$

式中 v ——接触表面的相对滑动速度 (m/s)；

$[p]$ ——许用压强 (N/mm^2)；

$[pv]$ ——许用 pv 值。

二、刚度

刚度是反映零件在载荷作用下抵抗弹性变形的能力。刚度的大小用产生单位变形所需要

的外力或外力矩来表示。

由静载荷与变形关系所确定的刚度称为静刚度，而由变载荷与变形关系所确定的刚度称为动刚度。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 作用下的变形量 λ_1 ，将大于在变载荷（其载荷的最大值为 F_1 ）作用下的变形量 λ_2 （如图 1-7 所示），因此其静刚度与动刚度是不同的。

对于某些零件，要求有足够的刚度，当零件的刚度不足时，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，引起齿轮的运动误差。

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。满足刚度要求是这类零件设计计算的出发点。

由工程力学可知，零件刚度的大小与材料的弹性模量、零件的截面形状和几何尺寸有关，而与材料的强度极限无关。如图 1-8 所示的片簧，其刚度为

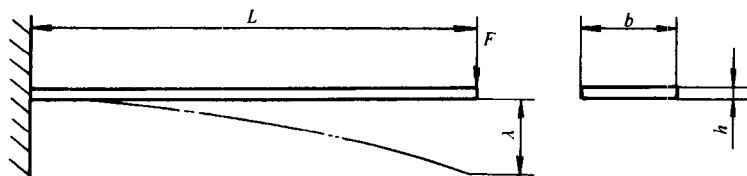


图 1-7 橡胶零件的载荷—变形曲线

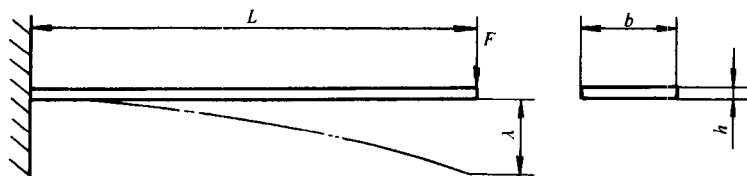


图 1-8 片簧的刚度计算简图

$$F' = \frac{F}{\lambda} = \frac{3EI_a}{L^3} = \frac{Ebh^3}{4L^3} \quad (1-10)$$

式中 L ——片簧的工作长度；

I_a ——片簧的截面惯性矩， $I_a = bh^3/12$ ，其中 b 为片簧的宽度；

h ——片簧的厚度；

E ——片簧材料的弹性模量。

由于碳素钢和高强度合金钢两者的弹性模量相差很小，所以，如对零件仅有刚度要求时，应选用价格低廉的碳素钢。提高零件刚度的有效措施是改变零件的截面形状和尺寸，缩短支承点间的距离，或采用加强筋等结构措施。

部件刚度受多种因素的影响，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

在变载荷作用下，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，将发生共振。一般情况下，共振将使零件丧失工作能力而失效。

任何零件都具有一定的刚度，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，圆柱形拉压螺旋弹簧的固有频率为

$$\omega_n = \sqrt{\frac{F'}{m}K} \quad (1-11)$$

式中， F' 为螺旋弹簧的刚度； m 为弹簧的质量； K 为与螺旋弹簧两端固定方法有关的系数。

弹性元件或由弹性元件与其它零件组成的系统，固有频率较低，因而常常容易与载荷频率相同而产生共振。

防止共振最根本的方法是消除引起共振的载荷。例如，为消除回转零件的惯性力对振动的影响，可采用静平衡、动平衡或加平衡重的方法来解决。但是利用这个原理防止出现共振的可能性往往是有限的，通常是用改变零件的固有频率的方法来解决，或将零件安放在由减震器组成的隔振系统上，以防止共振的发生。

第三节 零件与机构的误差估算和精度

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与理想值之间的差异。

在精密机械设计中，精度的高低是用误差的大小来度量的，误差越小，则精度越高。设计时必须保证精密机械正常工作所要求的精度。

一、零件与机构的误差

零件的误差，按其使用场合不同可分为加工误差和特性误差。加工误差是指加工时零件的实际尺寸或几何形状与理想值之间的差异；特性误差是指零件的实际特性与给定特性之间的差异。

机构的误差是指实际机构运动精度与理想机构运动精度之间的偏差，常用机构的位置误差和位移误差来表示。

所谓理想机构系指能绝对精确地实现给定运动规律的机构。但机构的各构件并非绝对刚体，各构件的尺寸也不可避免地存在制造误差，因此，理想机构并不存在，实际机构的运动与理想机构的运动总是有差别的。

机构的位置误差是当实际机构与理想机构的主动件位置相同时，两者从动件位置的偏差。如图 1-9 所示的曲柄滑块机构中，理想机构的初始位置为 OA_0B_0 ，滑块的初始位置在 B_0 点，由于存在制造误差，当机构的主动件曲柄 OA_0 的位置相同时，实际机构的位置为 $OA'_0B'_0$ ，滑块位置在 B'_0 点，则 $B_0B'_0$ 即为该机构的初始位置误差 ΔS 。

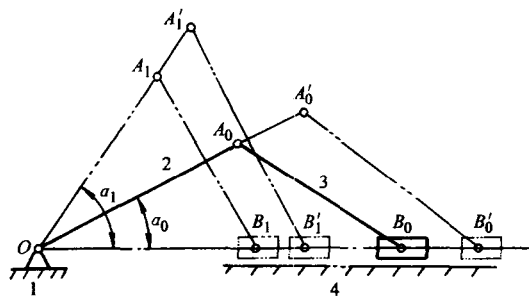


图 1-9 机构的位置和位移误差

机构的位移误差是指实际机构与理想机构的主动件位移相同时，两者从动件位移量的偏差。如图 1-9 所示，当主动件 OA_0 和 OA'_0 的位置角由 α_0 转到 α_1 后，理想机构从动件的位移为 B_1B_0 ，实际机构从动件的位移为 $B'_1B'_0$ ，故机构的位移误差 $\Delta S'$ 为

$$\Delta S' = B_1 B_0 - B'_0 B'_1 = B_1 B'_1 - B_0 B'_0$$

上式表示机构的位移误差等于机构在两个位置上的位置误差之差。

二、误差估算的基本方法

当零件或机构特性的解析式已知时，可采用全微分法计算其特性误差。

如图 1-8 所示之片簧，其弹性特性为

$$\lambda = \frac{4FL^3}{Ebh^3} = f(L, b, h, E) \quad (1-12)$$

对上式全微分即可求得片簧特性的绝对误差 $d\lambda$ 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

$$\Delta\lambda = \frac{\partial f}{\partial L} \Delta L + \frac{\partial f}{\partial b} \Delta b + \frac{\partial f}{\partial h} \Delta h + \frac{\partial f}{\partial E} \Delta E \quad (1-13)$$

片簧制成后，其长度、宽度、厚度和弹性模量产生的原始误差 ΔL 、 Δb 、 Δh 和 ΔE 为已知时，则片簧的特性误差可利用式 (1-13) 计算。而在设计片簧时，原始误差是以公差的形式给出，其实际误差的具体数值不能预知，即所有的原始误差都是随机变量，此时应采用数理统计的方法进行计算。即

$$\Delta\lambda = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial L} \Delta L\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial b} \Delta b\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial h} \Delta h\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial E} \Delta E\right)^2} \quad (1-14)$$

当绝对误差相同时，零件的工作范围越大，则零件的性能越好。因此，有时用相对误差来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 λ_{\max} 的比值来表示。即

$$\delta\lambda = \frac{\Delta\lambda}{\lambda_{\max}} \quad (1-15)$$

对机构而言，其从动件的位置是主动件位置、机构各构件尺寸和形状的函数，可用下式表示

$$\varphi = f(q_1, q_2, \dots, q_n) \quad (1-16)$$

式中 φ ——确定机构从动件位置的坐标；

q_1, q_2, \dots, q_n ——决定于机构主动件位置、各构件尺寸和形状独立参变量。

当机构主动件存在位置误差和各构件存在原始误差 Δq_i ($i = 1 \sim n$) 时，将使机构从动件产生位置误差。对式 (1-16) 全微分，并写成增量形式，可得出从动件的位置误差 $\Delta\varphi$ 为

$$\Delta\varphi = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial q_i}\right) \Delta q_i \quad (1-17)$$

影响零件和机构特性的原始误差可归纳为以下三类：

(1) 设计误差 这类误差产生在设计过程中，由于采用了近似机构代替理想机构，或采用了近似的假设，使得设计的零件或机构在原理上产生了误差，这种误差也称为原理误差。

(2) 工艺误差 这类误差产生在制造过程中，是由于零件的加工、装配和调整不够准确而引起的。

(3) 使用误差 这类误差产生在使用过程中，例如，零件配合表面间的磨损、载荷作用下的变形、环境温度变化而引起零件尺寸的改变以及振动等因素造成的误差。

零件和机构的误差估算方法，除上述介绍的微分法外，尚有其他多种方法，以适用于不同场合的需要，可参阅文献 [26]。

第四节 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制造和装配的工时较少；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) 合理选择零件毛坯的种类。如模锻件、冲压件一般仅适用于大批量生产，在单件或小批量生产时，则不宜采用，以免模具造价太贵而提高零件成本。

2) 零件的形状应力求简单，尽可能减少被加工表面的数量，以降低加工费用。

3) 零件上的孔、槽等，应尽可能选用标准刀具来加工。

4) 在满足工作要求的前提下，合理地确定加工精度、表面粗糙度和热处理条件等。

第五节 标准化、系列化、通用化

在不同类型、不同规格的各种精密机械中，有相当多的零、部件是相同的，将这些零、部件加以标准化，并按尺寸不同加以系列化，则设计者毋须重复设计，可直接从有关手册的标准中选用。通用化是指系列之内或跨系列的产品之间，尽量采用同一结构和尺寸的零、部件，以减少零、部件种数，从而简化生产管理和获得较高的经济效益。

标准化、系列化、通用化通称“三化”。“三化”是长期生产实践和科研成果的可靠的技术总结。采用“三化”的重要意义是：①减轻设计工作量，以便设计人员把主要精力用于关键零、部件和机构的设计工作上；②便于安排专门工厂采用先进技术和设备，大规模集中生产标准零、部件，有利于合理使用原材料、保证产品质量和降低制造成本；③增大互换性，便于维修和管理工作；④有利于增加产品品种，扩大产品批量，达到产品的优质、高产和低消耗等。“三化”程度的高低也常是评定产品优劣的指标之一。“三化”是我国现行的很重要的一项技术政策。

我国现行标准分为国家标准（GB），专业标准和行业标准等。由于我国的国家标准正逐

步与国际标准接轨，因此，新产品和出口产品应首先采用国际标准。

第六节 零件的设计方法及其发展

一、零件的设计方法

零件的设计方法有以下几种：

(一) 理论设计

利用物理、力学等基础课程及本课程的理论知识进行设计称为理论设计。它又可分为

1. 设计计算 根据载荷情况和给定的特性要求，由计算公式直接求出零件的某些主要几何尺寸。例如，在计算受拉伸载荷的圆形截面直杆的尺寸时，可直接利用工程力学公式求出其直径 d 为

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi [\sigma]}}$$

式中， F ——作用在杆件上的载荷。

2. 校核计算 先根据其它方法（例如选用标准化或规格化的零件，或按结构空间的要求等）初步定出零件的尺寸和形状，然后用理论计算的方法，校核零件截面上的应力或其特性。

(二) 经验设计

根据对某类零件已有的设计和使用实践而总结出来的经验关系式，或者根据设计工作者的经验，采用类比的方法进行的设计称为经验设计。由于经验设计已经过实践的验证，因此具有较大的实用价值。通常，经验设计多用于目前尚不便进行理论分析计算的零件设计中。

(三) 模型实验设计

对于某些零件，先初步定出零件的尺寸和形状，做出模型，进行实验，根据实验结果再修改其尺寸，这种设计方法称为模型实验设计。模型实验设计借助实验弥补了理论上的不足，同时也消除了经验设计中不够科学的因素，但需要较大的工作量，所以一般用于理论上尚不成熟的关键性零件的设计。

随着计算机技术的进步，出现了计算机仿真技术，它是在计算机上进行模型试验的一种技术，与实际的模型试验相比较，它是一种既安全又经济的试验方法，在精密机械设计中的应用越来越广。

二、设计方法的新发展

现代产品的特点主要表现在广泛采用现代技术，对产品的功能、可靠性、效益提出了更为严格的要求，而这些要求的实现主要取决于设计。可靠性设计、优化设计、计算机辅助设计等新的设计方法的出现，适应和加速新产品的开发，使精密机械产品在功能上实现大的跨越。

(一) 可靠性设计

1. 可靠性概念 按传统的强度设计方法 ($\sigma \leq [\sigma]$ 或 $S \geq [S]$) 设计的零件，由于材料强度、外载荷和加工尺寸等都存在着离散性，有可能出现达不到预定工作时间而失效的情况。因此，希望将出现这种失效情况的概率限制在一定程度之内，这就是对零件提出可靠性要求。采用可靠性设计能定量给出零件可靠性的概率值，排除主要的不可靠因素和预防危险

事故的发生，但也有可能出现大大超过预定工作时间而失效的情况，这意味着浪费和增加了生产成本。

可靠性是指产品在规定的条件下和规定的时间内，完成规定功能的能力。

可靠度是指产品在规定的条件下和规定的时间内，完成规定功能的概率，常用 R_t 表示。

累积失效概率是指产品在规定的条件下和规定的时间内失效的概率，常用 F_t 表示，有时也用 P 表示。

设有 N 个同样零件，在规定时间 t 内有 N_f 个零件失效，剩下 N_i 个零件仍能继续工作，则

可靠度
$$R_t = \frac{N_i}{N} = \frac{N - N_f}{N} = 1 - \frac{N_f}{N}$$

累积失效概率
$$F_t = \frac{N_f}{N} = 1 - R_t$$

可靠度与累积失效概率之和等于 1。即

$$R_t + F_t = 1 \tag{1-18}$$

将 F_t 对时间 t 求导，得

$$f(t) = \frac{dF_t}{dt} = \frac{dN_f}{Nd t}$$

$f(t)$ 称为失效分布密度。

失效分布密度 $f(t)$ 与时间 t 的关系曲线为失效（寿命）分布曲线，常见的有正态分布、韦布尔分布、指数分布等多种。零件寿命、应力和工艺误差，材料寿命和极限应力等一般可认为按正态分布（见图 1-10）。

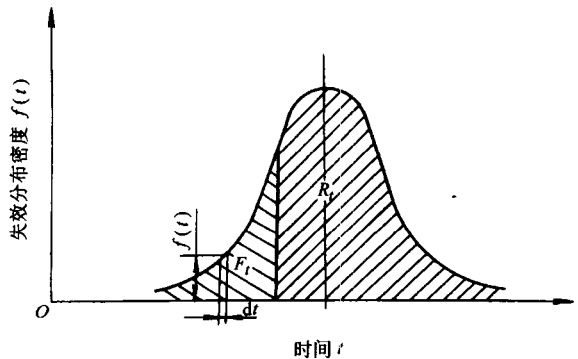


图 1-10 $f(t) - t$ 关系曲线

2. 零件的可靠性设计 图 1-11 为零件工作应力和材料极限应力的随机变量统计分布曲线，横坐标代表零件工作应力和材料极限应力，纵坐标代表分布密度。从图中看出，材料的平均极限应力 $\bar{\sigma}_{lim}$ 大于零件平均工作应力 $\bar{\sigma}_w$ 、平均安全系数大于 1、零件工作是可靠的。

但从极限应力和工作应力的分布来看，在曲线相交的阴影区内有可能出现工作应力大于极限应力的情况，实际安全系数小于 1，零件工作是不可靠的。

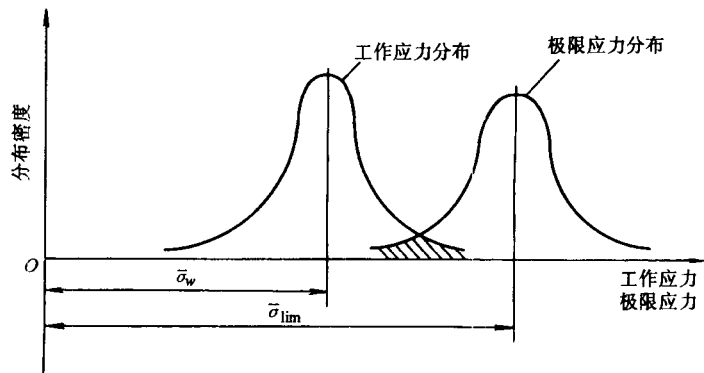


图 1-11 工作应力和极限应力分布曲线

零件的可靠性计算，是将工作应力和极限应力等参