



机械设计

主编 孙志礼 冷兴聚 魏延刚 曾海泉

 **NEUPRESS**
东北大学出版社

机械设计

主 编 孙志礼 冷兴聚
魏延刚 曾海泉



东北大学出版社

图书在版编目 (CIP) 数据

机械设计/孙志礼等主编. —沈阳: 东北大学出版社, 2000.9
ISBN 7-81054-552-3

I. 机… II. 孙… III. 机械设计 IV. TH122

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2000) 第 43651 号

内 容 简 介

本书根据教育部课程教学指导委员会审定通过、教育部批准的高等工业学校《机械设计课程教学基本要求》编写而成。

全书共分 13 章。第一章介绍了机械设计的基础知识, 第二章至第十二章分别介绍了联接件、传动件、轴系零(部)件及弹簧的工作原理、特点及设计计算方法等。第十三章简要介绍了可靠性设计、优化设计、计算机辅助设计和摩擦学设计等现代设计方法。

本书可作为高等工业学校机械类各专业机械设计课程的教材, 也可供有关专业的师生和工程技术人员参考。

©东北大学出版社出版

(沈阳市和平区文化路 3 号巷 11 号 邮政编码 110006)

电话: (024) 23890881 传真: (024) 23892538

网址: <http://www.neupress.com> E-mail: neuph@neupress.com

北宁市印刷厂印刷

东北大学出版社发行

开本: 787×1092 1/16

字数: 505 千字

印张: 20.25

印数: 1~5500 册

2000 年 9 月第 1 版

2000 年 9 月第 1 次印刷

责任编辑: 孙铁军 冯淑琴

责任校对: 米 戎

封面设计: 唐敏智

责任出版: 秦 力

定价: 26.00 元

前 言

本书根据课程教学指导委员会审定通过、教育部批准的高等工业学校《机械设计课程教学基本要求》编写而成,它是机械类各专业机械设计课程的教学用书。

机械设计系列教材是由辽宁省高等工科机械基础教学研究会、东北大学国家工科机械基础课程教学基地、东北大学出版社共同组织编写。本书是机械设计系列教材之一,是机械类专业的主教材。

在本书编写过程中,本着“打好基础,精选内容,逐步更新,利于教学”的精神,突出本门课程所必需的基本理论、基本知识和基本技能,以满足教学基本要求为前提,精选编写内容。为了充分利用计算机这个现代化计算工具进行设计,本书将很多图、表代之以公式表述,同时还增加了其他传动件设计和现代机械设计方法简介。

本书采用最新国家标准和资料,并采用我国法定计量单位。

本书编写人员:孙志礼(第一章),曾海泉(第二章),李木(第三章),冷兴聚(第四章),陈良玉(第五章),刘黎(第六章),张钰(第七章、第十三章),张祖立(第八章),李力(第九章),田万禄,熊晓航(第十章),裴根欣(第十一章),魏延刚(第十二章)。由孙志礼、冷兴聚、魏延刚、曾海泉任主编。本书由鄂中凯、高泽远任主审。

限于编者的水平,书中难免有不妥和误漏之处,殷切希望广大读者批评指正,以便再版时修改。

编 者

2000年3月

目 录

第一章 机械设计的基础知识	1
第一节 概 述.....	1
第二节 机械零件设计的一般步骤.....	3
第三节 机械零件的主要失效形式及计算准则.....	3
第四节 静应力下机械零件的强度计算.....	5
第五节 对称循环应力下机械零件的疲劳强度计算.....	9
第六节 非对称循环应力下机械零件的疲劳强度计算.....	13
第七节 规律性非稳定应力下机械零件的疲劳强度计算.....	17
第八节 双向变应力下机械零件的疲劳强度计算.....	19
第九节 机械零件的材料及选用原则.....	20
第十节 机械零件的工艺性和设计的标准化.....	21
第二章 螺纹联接及轴毂联接	27
第一节 螺 纹.....	27
第二节 螺纹联接的类型和标准联接件.....	29
第三节 螺纹联接的预紧和防松.....	33
第四节 螺栓组联接的结构设计及受力分析.....	37
第五节 单个螺栓的强度计算.....	43
第六节 提高螺栓联接强度的措施.....	50
第七节 键、花键和销联接.....	55
第八节 过盈配合联接.....	62
第三章 带传动	68
第一节 概 述.....	68
第二节 带传动的工作情况分析.....	71
第三节 带传动的设计准则和单根 V 带能传递的功率.....	77
第四节 V 带传动设计.....	78
第五节 其他带传动介绍.....	83
第四章 链传动	87
第一节 链传动的特点、类型及应用.....	87
第二节 滚子链与链轮.....	88
第三节 链传动的运动特性.....	92
第四节 链传动的失效形式及功率曲线图.....	94
第五节 滚子链传动的设计计算.....	96

第六节	链传动的布置、张紧与润滑	99
第五章	齿轮传动	102
第一节	齿轮传动的失效形式和计算准则	102
第二节	齿轮材料	105
第三节	齿轮传动的载荷计算	107
第四节	标准直齿圆柱齿轮传动的强度计算	111
第五节	齿轮精度、设计参数选择及许用应力	116
第六节	标准斜齿圆柱齿轮传动的强度计算	127
第七节	标准直齿锥齿轮传动的强度计算	132
第八节	变位齿轮传动的强度计算	134
第九节	齿轮传动的润滑	135
第六章	蜗杆传动	138
第一节	蜗杆传动的类型、特点及应用	138
第二节	圆柱蜗杆传动的主要参数和几何尺寸计算	142
第三节	蜗杆传动的失效形式、计算准则及常用材料	147
第四节	圆柱蜗杆传动的受力和计算载荷	147
第五节	圆柱蜗杆传动的承载能力计算	149
第六节	蜗杆传动的效率、润滑及热平衡计算	153
第七章	其他传动	159
第一节	螺旋传动	159
第二节	圆弧齿轮传动	163
第三节	摩擦轮传动与无级变速器	171
第四节	摆线针轮行星传动	178
第八章	轴	183
第一节	概 述	183
第二节	轴的材料	184
第三节	轴的结构设计	186
第四节	轴的强度计算	190
第五节	轴的刚度计算	194
第六节	轴的共振和临界转速的概念	195
第九章	滚动轴承	196
第一节	概 述	196
第二节	常用滚动轴承类型、代号及选择	197
第三节	滚动轴承内部载荷分布及失效分析	203
第四节	滚动轴承寿命计算	204

第五节	滚动轴承的静强度计算	212
第六节	滚动轴承的组合设计	213
第十章	滑动轴承	221
第一节	概 述	221
第二节	润滑油的黏度	221
第三节	流体动压润滑的基本理论	223
第四节	单油楔向心动压轴承设计计算	227
第五节	滑动轴承设计参数选择	236
第六节	液体动压推力轴承的设计计算	238
第七节	非液体摩擦轴承的计算	242
第八节	滑动轴承的结构类型	243
第九节	轴承材料与轴瓦结构	246
第十节	滑动轴承的润滑	251
第十一章	联轴器和离合器	257
第一节	概 述	257
第二节	联轴器	257
第三节	操纵式离合器	264
第四节	自动离合器	268
第十二章	弹 簧	270
第一节	概 述	270
第二节	弹簧的材料、许用应力和制造	274
第三节	圆柱形压缩(拉伸)螺旋弹簧的结构和尺寸	275
第四节	圆柱形压缩(拉伸)螺旋弹簧的设计计算	279
第十三章	机械设计现代方法简介	284
第一节	机械可靠性设计	284
第二节	优化设计	288
第三节	计算机辅助设计	291
第四节	摩擦学设计	298
参考文献		314

第一章 机械设计的基础知识

第一节 概述

机械一般由原动机、传动装置、工作机和控制装置组成,它可以代替或减轻人的体力劳动,改善劳动条件和提高生产率,提高产品质量。此外,只有使用机械才能进行大批量生产,并对生产进行严格的分工与科学化管理;也只有使用机械,才便于实现产品的标准化、系统化和通用化,尤其是便于实现高度的机械化、电气化和自动化。因此,机械工业起到为国民经济各部门提供技术装备和促进技术改造的重要作用,它是国民经济中的一个重要部门。机械工业的发展促进了国民经济的发展,推动了我国的社会主义现代化建设。可以说,机械工业的发展水平反映了一个国家和地区的社会生产力发展水平。

一、机械设计的一般程序

一部新机械从着手设计到制造出来,大致要经过以下阶段:

(1)制定设计工作计划 根据社会、市场的需求确定所设计机械的功能范围和性能指标;根据现有的技术、资料及研究成果研究其实现的可能性,明确设计中要解决的关键问题;拟定设计工作计划和任务书。

(2)方案设计 按设计任务书的要求,了解、分析同类机械的设计、生产和使用情况以及制造厂的生产技术水平;拟定机械系统的组成、总体布置;确定有关的机构和传动方式。

这一阶段往往需要制定多种方案进行比较,进行技术经济评价及可行性评价,从中选出最优方案。

(3)技术设计 对已选定的设计方案进行运动学和动力学分析;确定机构和零件的功能参数,必要时进行模拟试验、现场测试;修改参数,计算零件的工作能力,进而确定机械的主要结构尺寸,绘制设计总图。

(4)施工设计 根据技术设计的结果,考虑零件的工作能力和结构工艺性,确定零件的形状和结构尺寸以及配合件间的公差;完成零、部件及整机的全部工作图;编写有关技术文件。

(5)试制、试验、鉴定 所设计的机械能否实现预期的功能、满足所提出的要求,其可靠性、经济性如何等,都须通过样机的试验来加以验证。再经过鉴定,进行科学地评价以确定是否可以投产或进行必要的改进设计。

(6)定型产品设计 经过试验和鉴定,对设计进行必要的修改后,可进行小批量的试生产。经过实际条件下的使用,将取得的数据和使用意见反馈回来,再进一步修改设计,即定型产品设计,然后正式投产。

实际上整个机械设计的各个阶段是互相联系的,在某个阶段发现问题后,必须返回到前面的有关阶段进行设计的修改。整个机械设计过程是一个不断修改、不断完善以至逐渐接近最佳结果的过程。



二、机器应满足的基本要求

机器应满足的要求有以下几个方面：

(1)具有预定功能的要求 所设计制造的机器必须实现预定的解决生产或生活问题的功能，这是机器设计的最基本出发点。为使所设计的机器具有预定功能，合理选择机器的工作原理是最重要的。显然，预定实现的功能不同，设计的要求也不同。

(2)经济性要求 机器的经济性是一个综合指标，在产品的设计、制造、使用、销售、维修、管理等各个环节均有所体现。总之，经济性要求就是在满足功能要求的前提下使机器的总费用最低。

(3)安全性要求 在机器的设计阶段就必须对机器的使用安全予以足够的重视。简单地讲，安全就是指使用机器的人的安全及机器工作时本身的安全。因此，要采取各种各样的防护措施，如防护罩、过载保护装置、连锁闭合装置等。

(4)可靠性要求 简单地讲，可靠性就是机器在使用中性能的稳定性，是机器的一个重要质量指标。可靠性水平高，说明机器在使用过程中发生故障的概率小，能正常工作的时间长。

(5)操作使用方便的要求 机器的工作和人的操作密切相关。在设计机器时必须注意操作要轻便省力；操作机构要适应人的生理条件；机器的噪声要小；有害介质的泄漏要少等。

此外，对有些机器还有一些特殊要求，如食品机械要防止污染、建筑机械要便于拆装和搬运、交通机械要重量轻等。设计机器时，在满足基本要求的前提下还要满足这些特殊要求，以提高机器的使用性能和保证机器的工作质量。

三、本课程的内容、性质和任务

机械设计的任务是根据使用要求，应用各种有关的先进科学理论和技术成果，创造一个在技术上尽可能先进、经济上合理、外形上美观大方的具体机械。然而，本课程不可能涵盖机械设计的所有内容，也不是讲某种机械的设计，而是介绍机械设计中的基本共性问题。由于机械零件是组成机械的基本单元，而通用机械零件又是在各种机械中都能经常遇到的，因此本课程将重点讨论在一般工作条件下，通用机械零件的设计理论及设计方法。同时也介绍这些零件的类型、特点、工作原理、失效形式、应用范围等方面的知识。具体内容包括：

①机械设计的基础知识——从机械的整体出发，阐述机械设计的共性内容，介绍有关的基础理论。

②联接零件设计——介绍螺纹联接、轴毂联接的设计。

③传动零件设计——介绍带传动、链传动、齿轮传动、蜗杆传动、螺旋传动、摩擦传动、摆线针轮行星传动的设计。

④轴系零部件设计——介绍轴、滑动轴承、滚动轴承和联轴器、离合器的设计。

⑤其他零部件设计——主要介绍弹簧的设计。

⑥机械设计新方法——简单介绍现代设计方法，包括可靠性设计、优化设计、计算机辅助设计(CAD)和摩擦学设计。

本课程是一门论述机械设计理论，研究机械设计方法的课程。它是学习机械工程学、从事机械工程设计的基础。在教学计划安排上，它起到由基础理论课向工程专业课过渡的承上启下的作用。它是综合运用先修课的知识来解决机械工程中设计问题的技术基础课。

本课程的主要任务是:

- ①培养学生树立正确的设计思想,了解国家当前的技术经济政策。
- ②使学生掌握设计机械所必须的基本知识、基本理论和基本技能,具有设计机械传动装置和一般工作机的能力。
- ③培养学生具有正确运用标准、规范、手册及其他有关技术资料的能力。
- ④使学生掌握典型零件的实验方法,获得实验技能的基本训练。
- ⑤使学生了解机械设计的新发展。

第二节 机械零件设计的一般步骤

为了满足机器的各项要求,必须以组成机器的机械零件的正确设计和制造为前提。零件设计的好坏,将对机器使用性能的优劣起着决定性的作用。

由于零件种类不同,其具体的设计步骤也不一样,但一般可按下列步骤进行:

- (1)类型选择 根据使用条件及载荷性质、尺寸大小选择零件的类型。为此,必须对各种常用机械零件的类型、特点及适用范围有明确的了解。
- (2)受力分析 通过受力分析求出作用在零件上的载荷,以便进行设计计算。
- (3)选择材料 根据零件工作条件及受力情况,选择合适的材料,并确定计算中的许用应力等。
- (4)确定计算准则 根据失效分析,确定出零件的设计计算准则。
- (5)理论设计计算 由设计准则所得到的设计计算公式,确定出零件的主要几何尺寸和参数。
- (6)结构设计 根据功能要求、加工及装配工艺性要求、强度要求等进行零件的结构设计,确定出其结构尺寸。
- (7)精确校核 零件全部设计完成后,对有些重要的零件应进行详细的校核计算,以判定结构的合理性。
- (8)绘制零件工作图 理论设计和结构设计最终都要通过零件工作图体现出来。在工作图上除了标注详细的零件尺寸外,还需要对零件的配合尺寸等标注尺寸公差及必要的形位公差,标注表面粗糙度及技术条件等。
- (9)编写设计计算说明书 将设计计算的资料整理成简练的设计计算说明书,作为技术文件之一备查。

第三节 机械零件的主要失效形式及计算准则

一、机械零件的主要失效形式

机械零件在规定的时间内,在规定的条件下,不能完成规定的功能称为失效。常见的失效形式主要有以下几种:

1. 整体断裂

零件在载荷作用下,危险截面上应力大于材料的极限应力而引起的断裂称为整体断裂。

如螺栓破断、齿轮断齿、断轴等。整体断裂分为静强度断裂及疲劳断裂。静强度断裂是由于静应力过大产生的；疲劳断裂是由于变应力的反复作用产生的。机械零件整体断裂失效中，80%属疲劳断裂。

2. 表面破坏

表面破坏是发生在机械零件工作表面上的一种失效。运动的工作表面一旦出现某种表面失效，都将破坏表面精度，改变表面尺寸和形貌，使运动性能降低，摩擦加大，能耗增加，严重时导致零件完全不能工作。根据失效机理的不同，表面破坏可分为：

(1) 磨料磨损 不论是摩擦表面的硬凸峰，还是外界掺入的硬质颗粒，在摩擦过程中都会对摩擦表面起切削或辗破作用，引起表面材料的脱落，这种失效称为磨料磨损。

(2) 胶合 金属表面接触时实际上只有少数凸起的峰顶在接触，因受压力大而产生弹塑性变形，使摩擦表面的吸附膜破裂。同时，因摩擦而产生高温，造成基体金属的“焊接”现象。当摩擦表面相对滑动时，切向力将粘着点切开呈撕脱状态。被撕脱的金属粘在摩擦表面上形成表面凸起，严重时会造成运动副咬死。这种由于粘着作用使材料由一个表面转移到另一个表面的失效称为胶合。

(3) 点蚀 如滚动轴承、齿轮等点、线接触的零件，在高接触应力（接触部分受载后产生弹性变形，接触表面产生的压力）及一定工作循环次数下可能在局部表面上形成小块的，甚至是片状的麻点或凹坑，进而导致零件失效，这种失效称为点蚀。

(4) 腐蚀磨损 在摩擦过程中，摩擦表面与周围介质发生化学反应或电化学反应的磨损，即腐蚀与磨损同时起作用的磨损称为腐蚀磨损。

3. 变形量过大

机械零件受载时将产生弹性变形。当弹性变形量超过许用范围时将使零件或机械不能正常工作。弹性变形量过大，将破坏零件之间的相互位置及配合关系，有时还会引起附加动载荷及振动。

塑性材料制作的零件，在过大载荷作用下会产生塑性变形，它不仅使零件尺寸和形状发生改变，而且使零件丧失工作能力。

4. 破坏正常工作条件引起的失效

有些零件只有在一定的工作条件下才能正常工作，若破坏了这些必备条件则将发生不同类型的失效。例如，V带传动当传递的有效圆周力大于最大摩擦力时产生的打滑失效；受横向载荷作用的普通螺栓联接的松动失效等。

二、机械零件的计算准则

在设计零件时所依据的准则是与零件的失效形式紧密地联系在一起的。对于一个具体零件，要根据其主要失效形式采用相应的计算准则。现将一些主要准则分述如下：

1. 强度准则

强度是零件抵抗整体断裂、表面接触疲劳及塑性变形的能力。如果零件的强度不够，就会出现上述的某种失效而丧失工作能力。强度准则是零件设计最基本的准则。强度准则的一般表达式（应力小于等于许用应力）为

$$\left. \begin{aligned} \sigma &\leq [\sigma] \text{ MPa} \\ \tau &\leq [\tau] \text{ MPa} \end{aligned} \right\} \quad (1-1)$$

2. 刚度准则

刚度是零件抵抗弹性变形的能力。零件的刚度不够,将改变其正常几何位置及形状,从而改变受力状态及影响正常工作,因此重要的零件要验算刚度是否足够。还有一些零件,如机床主轴、电动机轴等,其基本尺寸是由刚度条件确定的。刚度准则的一般表达式(广义的弹性变形量小于等于许用变形量)为

$$y \leq [y] \quad (1-2)$$

3. 寿命准则

影响零件寿命的主要失效形式有腐蚀、磨损及疲劳,它们产生的机理及发展规律完全不同。迄今为止,关于腐蚀与磨损的寿命计算尚无法进行。关于疲劳寿命计算,通常是求出使用寿命时的疲劳极限来作为计算的依据,这在本书有关章节中再作介绍。

4. 耐磨性准则

零件磨损后会改变结构形状和几何尺寸,使机械的精度降低,效率下降,以致使零件报废。因此,在机械设计中总是力求提高零件的耐磨性,减少磨损。

关于磨损,尚无简单的理论计算公式,目前通常是采用条件性计算。一是验算压强使其不超过许用值,以防压强过大使零件工作表面油膜破坏而产生过快磨损,其验算式为

$$p \leq [p] \text{ MPa} \quad (1-3)$$

二是对滑动速度 v 比较大的摩擦表面,还要防止摩擦表面温升过高使油膜破坏,导致磨损加剧,严重时产生胶合。因此,要限制单位接触面上单位时间产生的摩擦力不要过大。当摩擦系数 f 为常数时,则可验算 pv 值不超过许用值,即

$$pv \leq [pv] \text{ (MPa)} \cdot (\text{m/s}) \quad (1-4)$$

5. 振动稳定性准则

机械上存在着许多周期性变化的激振源,例如齿轮的啮合、轴的偏心转动等。当零件自身因其自振频率 f 接近上述激振源的振动频率 f_p 时,零件就要发生共振,以致使零件或机械失效。所谓振动稳定性准则,就是设计时使机械中受激振源作用的零件的固有频率与激振源的频率错开,计算式为

$$\left. \begin{array}{l} f_p < 0.87f \\ f_p > 1.18f \end{array} \right\} \quad (1-5)$$

如果不能满足上述条件,则可改变零件或系统刚度或采用防振、减振措施,例如提高零件制造精度,提高回转件动平衡精度,增加阻尼系统,提高材料或结构的衰减系数,采用减振、隔振装置等都可改善零件的振动稳定性。

第四节 静应力下机械零件的强度计算

一、载荷及应力的分类

1. 载荷的分类

根据载荷是否随时间变化,可将其分为静载荷和变载荷两类。大小和方向不随时间变化或变化缓慢的载荷称为静载荷,如物体的重力等;随时间作周期性或非周期性变化的载荷称为变载荷。周期性变化的载荷,如各种往复式动力机械和钢板轧机等所受的载荷;非周期性变化

的载荷,如汽车、拖拉机等所受的载荷。

根据原动机的额定功率或机器在稳定和理想工作条件下的工作阻力,用力学公式计算出的作用在零件上的载荷称为名义载荷。

考虑机器在工作中由于外载荷随时间的变化和载荷在零件上分布的不均匀性等因素的影响,有些机械零件在计算中常把名义载荷乘上一个大于1的载荷系数(或工作情况系数) K 。 K 与名义载荷(如 P, M, T, F 等)的乘积称为计算载荷,用在相应的载荷符号下加下脚标 ca 来表示,例如 $P_{ca}, M_{ca}, T_{ca}, F_{ca}$ 等(如 $F_{ca} = KF$)。齿轮传动、螺杆传动等均按计算载荷进行计算。载荷系数的取值和计算在以后各有关章节中将具体说明。

2. 应力的分类

与载荷相似,应力也可分为静应力和变应力两大类。不随时间变化或变化缓慢的应力称为静应力(如图1-1(a)),它只能在静载荷作用下产生;随时间变化的应力称为变应力,它可由变载荷产生,也可由静载荷产生。变应力可分为稳定变应力(图1-1(b))和非稳定变应力。非稳定变应力又可分为有规律的非稳定变应力(图1-1(c))和无明显规律的随机变应力(图1-1(d))。稳定变应力又可分为非对称循环(图1-1(b))、脉动循环(图1-2(a))和对称循环(图1-2(b))三种典型变应力。

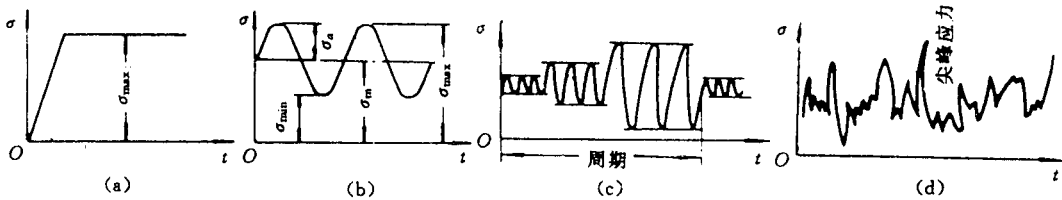


图 1-1 应力的类型

在稳定变应力中,最大应力 σ_{max} 、最小应力 σ_{min} 、平均应力 σ_m 和应力幅 σ_a 之间的关系为

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (1-6)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (1-7)$$

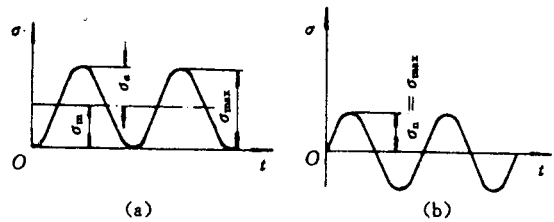


图 1-2 脉动循环变应力和对称循环变应力

最小应力与最大应力之比称为变应力的循环特性 r ,即

$$r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (1-8)$$

由上可知,五个变应力参量中只要知道其中两个参量便可求出其余三个参量。

几种典型变应力的变化规律见表 1-1。

表 1-1 几种典型变应力的变化规律

序号	循环名称	循环特性	应力特点	图例
1	静应力	$r = +1$	$\sigma_{max} = \sigma_{min} = \sigma_m, \sigma_a = 0$	图 1-1(a)
2	非对称循环	$-1 < r < +1$	$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a, \sigma_{min} = \sigma_m - \sigma_a$	图 1-1(b)
3	脉动循环	$r = 0$	$\sigma_m = \sigma_a = \sigma_{max}/2, \sigma_{min} = 0$	图 1-2(a)
4	对称循环	$r = -1$	$\sigma_{max} = \sigma_a = -\sigma_{min}, \sigma_m = 0$	图 1-2(b)

二、静应力下机械零件的强度判据

机械零件的强度判据有两种表达方式。一种是危险剖面处的计算应力 σ_{ca}, τ_{ca} 小于等于许用应力, 强度条件为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{ca} &\leq [\sigma] = \frac{\sigma_{lim}}{[S]} \\ \tau_{ca} &\leq [\tau] = \frac{\tau_{lim}}{[S]} \end{aligned} \right\} \quad (1-9)$$

式中 σ_{lim}, τ_{lim} ——分别为极限正应力和切应力;

$[S]$ ——许用安全系数。

另一种是危险剖面处的计算安全系数 S_σ, S_τ 大于等于许用安全系数 $[S]$, 强度条件为

$$\left. \begin{aligned} S_\sigma &= \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{ca}} \geq [S] \\ S_\tau &= \frac{\tau_{lim}}{\tau_{ca}} \geq [S] \end{aligned} \right\} \quad (1-10)$$

三、极限应力

对于塑性材料, 其静拉伸的应力—应变曲线有明显的屈服点, 故零件的主要失效形式是塑性变形。取材料的屈服极限 σ_s, τ_s 作为极限应力, 即 $\sigma_{lim} = \sigma_s, \tau_{lim} = \tau_s$ 。

对于脆性材料, 由于没有明显的屈服点, 故零件的主要失效形式是脆性断裂。取材料的强度极限 σ_B, τ_B 作为极限应力, 即 $\sigma_{lim} = \sigma_B, \tau_{lim} = \tau_B$ 。

四、计算应力

单向应力(拉伸、压缩、弯曲、剪切和扭转任一种)状态下工作的零件, 其危险剖面上的最大工作应力即为计算应力; 复杂应力状态下工作的零件, 则应按一定的强度理论来求计算应力。在通用零件的设计中, 常用到第一、三、四强度理论(第一强度理论适用于脆性材料; 第三、四强度理论适用于塑性材料)。现将这些强度理论公式汇总列于表 1-2 中, 供使用时参考。

表 1-2 计算应力 σ_{ca} 表达式

强度理论	已知应力状态	σ_{ca} 计算公式	适用零件材料
第一强度理论(最大主应力理论)	$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$	$\sigma_{ca} = \sigma_1$	脆性材料
	$\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$	$\sigma_{ca} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$	
	σ_b, τ	$\sigma_{ca} = \frac{\sigma_b}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_b}{2}\right)^2 + \tau^2}$	
第三强度理论(最大剪应力理论)	$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$	$\sigma_{ca} = \sigma_1 - \sigma_3$	塑性材料
	$\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$	$\sigma_{ca} = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}$	
	σ_b, τ	$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2}$	

续表 1-2

强度理论	已知应力状态	σ_{ca} 计算公式	适用零件材料
第四强度理论(最大变形能理论)	$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$	$\sigma_{ca} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}$	塑性材料
	$\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$	$\sigma_{ca} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + 3\left[\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2\right]}$	
	σ_b, τ	$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau^2}$	

注: 1. $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ 为主应力。
 2. $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$ 为平面应力。
 3. σ_b 为弯曲应力, τ 为扭转应力。

五、许用安全系数与许用应力

合理选择许用安全系数或许用应力是强度设计中的一项重要工作。许用安全系数取得过大, 会使机器笨重; 取得过小, 机器又可能不安全。因此, 许用安全系数或许用应力的选取原则是: 在保证机器安全可靠的前提下, 尽可能减小许用安全系数或提高许用应力。

影响许用安全系数的因素很多, 主要有: 载荷和应力计算的准确性, 材料机械性能数据的可靠性和零件的重要性等。所以, 在确定许用安全系数的数值时, 就应结合具体情况斟酌选取。

在各个不同的机器制造部门, 常制定有自己的许用安全系数或许用应力规范, 有时还附有计算说明。一般都应严格按照这些规范中的规定来确定许用安全系数或许用应力。但是, 在使用这些规范时必须充分注意这些规范中所规定的使用条件, 决不能随意套用。通用机械零件的许用安全系数或许用应力详见以后各章。

在进行静强度设计时, 若无规范可循, 可参照表 1-3 所推荐的数值选取许用安全系数。

表 1-3 静应力下的许用安全系数

σ_s/σ_B	塑性材料				脆性材料
	0.45~0.55	0.55~0.7	0.7~0.9	铸件	
[S]	1.2~1.5	1.4~1.8	1.7~2.2	1.6~2.5	3~4
说明	如载荷和应力的计算不十分准确时, [S] 值加大 20%~50%				计算不十分准确时, [S] 值加大 50%~100%

例 1-1 某静止构件受弯曲应力 $\sigma_b = 150\text{MPa}$, 扭转剪应力 $\tau_T = 50\text{MPa}$; 材料为 35 钢 ($\sigma_B = 540\text{MPa}$, $\sigma_s = 320\text{MPa}$)。试校核其静强度。

解 (1) 求材料的许用应力

由于 $\sigma_s/\sigma_B = 320/540 = 0.593$, 按表 1-3 得

$$[S] = 1.4 + \frac{(0.593 - 0.55)}{(0.7 - 0.55)} \times (1.8 - 1.4) = 1.51$$

许用应力按式(1-9)得

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{lim}}{[S]} = \frac{\sigma_s}{[S]} = \frac{320}{1.51} = 212 \text{ MPa}$$

(2)求计算应力

因为该构件为塑性材料,故按第三强度理论(表 1-2)得

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau_T^2} = \sqrt{150^2 + 4 \times 50^2} = 180.28 \text{ MPa}$$

由强度条件(式(1-9))知: $\sigma_{ca} = 180.28\text{MPa} < [\sigma] = 212\text{MPa}$,故该构件静强度足够,较为安全。

第五节 对称循环应力下机械零件的疲劳强度计算

一、疲劳曲线及疲劳极限

机械零件在变应力作用下,经过一段时间后在局部高应力区形成微裂纹,微裂纹逐渐扩展以至最后断裂的现象称为疲劳破坏。因此,疲劳破坏的定义可表述为:在远低于材料抗拉强度极限的循环应力作用下工程材料发生破坏的现象。据统计,在机械零件和构件的断裂事故中有 80% 属于疲劳破坏,因此疲劳强度设计在机械设计中占有重要的地位。

疲劳断裂过程一般可分为三个阶段。第一,在零件应力集中部位由于金属产生循环的弹塑性应力—应变而形成初始裂纹;第二,裂纹尖端在切应力下发生反复塑性变形使裂纹逐渐扩展;第三,当裂纹扩展到一定程度使剩余剖面的静强度不足时就产生瞬断。金属的宏观疲劳断口呈现两个区域,即平滑的疲劳区和粗糙的瞬断区,如图 1-3 所示。平滑区(疲劳区)是由于裂纹边缘反复挤压和松离造成的,并留下有标志裂纹发展过程的前沿线;瞬断区是由于静强度不足造成的,断口常呈粗粒状。

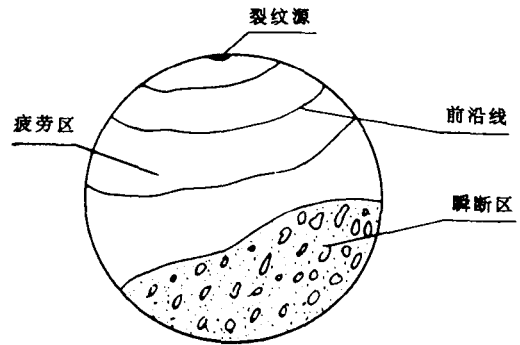


图 1-3 金属的疲劳断口

疲劳破坏的特点是:①在循环应力多次反复作用下产生;②不存在宏观的、明显的塑性变形迹象;③循环应力远小于材料的静强度极限;④对材料的组成、零件的形状、尺寸、表面状态、使用条件和外界环境等都非常敏感。总之,疲劳破坏的特点是突发生、高度局部性以及对各种缺陷的敏感性,因而也具有更大的危险性。

由于疲劳破坏与应力循环次数有关,所以为了得到变应力下的极限应力,必须在给定循环特性条件下在不同的应力水平下做寿命试验,将这些试验数据描在以最大应力 σ_{\max} 为纵坐标、以达到疲劳破坏时的应力循环数 N 为横坐标的图上,并用曲线拟合即得疲劳曲线,亦称 $\sigma-N$ 曲线,如图 1-4 所示。

疲劳试验需大量的人力、物力和时间。由于循环特性 r 在 $[-1, +1]$ 之间连续变化,故不可能得到任意 r 时的疲劳曲线,一般只有对称循环 $r = -1$ 时的疲劳曲线。由于零件各种各样,一般不可能直接用零件做疲劳试验,故一般只有材料(标准试件)的疲劳曲线。在进行零件

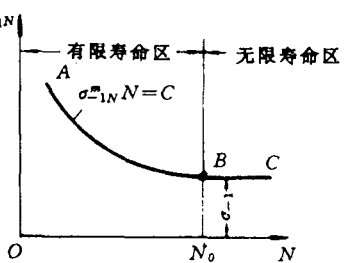


图 1-4 疲劳曲线

的疲劳强度计算时,需用系数加以修正。

疲劳曲线由两部分组成,左分支 AB 段呈幂函数关系,即

$$\sigma_{-1N}^m N = C \quad (1-11)$$

式中 m 和 C 均为材料常数,与载荷性质、试样形式和加载方式等因素有关。

右分支 BC 段为一条水平线。这两条曲线的交点 B 所对应的横坐标 N_0 称为循环基数。对于一般结构钢,硬度 $\leq 350\text{HBS}$ 时, $N_0 \approx 10^7$; 硬度 $> 350\text{HBS}$ 时, $N_0 \approx 25 \times 10^7$ 。B 点对应的纵坐标为 σ_{-1} , 称为疲劳极限。各种材料的疲劳极限通过试验求得并载入材料的机械性能数据表中供使用时查阅。当查不到这方面的资料时,可根据表 1-4 中所推荐的经验公式算出。

表 1-4 疲劳极限的经验公式

材 料	变 形 形 式	对称循环疲劳极限	脉动循环疲劳极限
结 构 钢	弯 曲	$\sigma_{-1} = 0.27(\sigma_s + \sigma_B)$	$\sigma_0 = 1.33\sigma_{-1}$
	拉 伸	$\sigma_{-1t} = 0.23(\sigma_s + \sigma_B)$	$\sigma_{0t} = 1.42\sigma_{-1t}$
	扭 转	$\tau_{-1} = 0.156(\sigma_s + \sigma_B)$	$\tau_0 = 1.50\tau_{-1}$
铸 铁	弯 曲	$\sigma_{-1} = 0.45\sigma_B$	$\sigma_0 = 1.33\sigma_{-1}$
	拉 伸	$\sigma_{-1t} = 0.40\sigma_B$	$\sigma_{0t} = 1.42\sigma_{-1t}$
	扭 转	$\tau_{-1} = 0.36\sigma_B$	$\tau_0 = 1.35\tau_{-1}$
青 铜	弯 曲	$\sigma_{-1} = 0.21\sigma_B$	—

注: σ_s ——屈服极限; σ_B ——抗拉强度极限; t ——拉伸脚标。

疲劳曲线图可分成两个区域: N_0 右边区域称为无限寿命区。当最大工作应力小于疲劳极限 σ_{-1} 时, 循环次数 N 可无限大, 所以根据疲劳极限所作的疲劳强度设计称为无限寿命设计。 N_0 左边区域称为有限寿命区。由有限寿命区的疲劳曲线, 每给定一个寿命 N 都可找到相应的产生疲劳破坏的最大应力(极限应力) σ_{-1N} , 这个应力称为材料的条件疲劳极限。根据条件疲劳极限所作的疲劳强度设计称为有限寿命设计。

由 σ_{-1} , N_0 及式(1-11)可得循环数为 N 时的条件疲劳极限

$$\sigma_{-1N}^m N = \sigma_{-1}^m N_0 \quad (1-12)$$

$$\sigma_{-1N} = \sigma_{-1} \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} = K_N \sigma_{-1} \quad (1-13)$$

式中 K_N ——寿命系数。

$$K_N = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} \quad (1-14)$$

材料常数 m 与应力状态、材料性质和热处理方法有关, 其数值变化范围较大。因此, m 值最好根据具体零件材料的疲劳曲线来确定。在一般设计计算中, 钢制零件受弯曲应力时可取 $m = 9$ 。

设计时, 当要求的循环数 N 大于循环基数 N_0 时, 此时应为无限寿命设计, 故式(1-14)中的 N 应取 N_0 , $K_N = 1$ 。当要求的循环数 N 小于 10^3 时按静强度计算。

设计时, 如果没有该材料的 $\sigma-N$ 曲线, 则可由材料的抗拉强度极限 σ_B 近似地作出材料