



普通高等教育“十五”国家级规划教材

机械原理 与机械设计

下册

张策 主编

陈树昌 孟彩芳 副主编



 机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

机械原理与机械设计

下 册

主 编 张 策
副主编 陈树昌 孟彩芳
参 编 卜 炎 陆锡年 潘凤章
程福安 唐蓉城 车建明
宋轶民 郭玉申 杨玉虎
孙月海 刘建琴
主 审 吴宗泽 张春林



机械工业出版社

本教材按照教育部颁发的相关课程的“教学基本要求”编写，并适当地扩充了内容，适用于高等学校机械类专业本科的机械原理和机械设计两门课程的教学。

本教材分上、下两册，包含八篇。

上册第一篇中紧密结合几种典型机器的实例，引出一些基本概念，并介绍机械设计的一般过程和进行机械设计所需要的知识结构。第二、三、四篇分别介绍机构的组成和分析、常用机构及其设计和机器动力学的基础知识，为机械原理课程的主要内容。下册第五、六篇分别介绍机械零部件的工作能力设计和结构设计，为机械设计课程的主要内容。“机械的方案设计”作为第七篇，放在两门课程的最后，可结合课程设计来讲授，以适应课程设计方面的改革。第八篇“机械创新设计”既可作为选修课的内容，也可作为学生的课外阅读资料，以适应当前课外科技活动的新形势。

本书也可供机械工程领域的研究生和科研、设计人员参考。

图书在版编目 (CIP) 数据

机械原理与机械设计. 下册/张策主编. —北京: 机械工业出版社, 2004. 9

普通高等教育“十五”国家级规划教材

ISBN 7-111-15107-0

I. 机... II. 张... III. ①机构学-高等学校-教材②机械设计-高等学校-教材 IV. ①TH111②TH122

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2004) 第 083640 号

机械工业出版社 (北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

策划编辑: 刘小慧 王世刚

责任编辑: 刘小慧 版式设计: 冉晓华 责任校对: 张 媛

封面设计: 张 静 责任印制: 石 冉

三河市宏达印刷有限公司印刷·新华书店北京发行所发行

2004 年 10 月第 1 版第 1 次印刷

787mm × 1092mm¹/₁₆ · 30.75 印张 · 750 千字

定价: 48.00 元 (上、下册共 84.00 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、88379646

封面无防伪标均为盗版

前 言

本教材是普通高等教育“十五”国家级规划教材，适用于高等学校机械类专业本科的机械原理和机械设计两门必修课以及机械创新设计选修课的教学。本教材按照教育部颁发的机械原理和机械设计两门课程的“教学基本要求”编写，并在其基础上适当地扩充了内容。在本教材的编写过程中吸收了近年来在教学改革中形成的正确的教学思想和一些改革成果。

目前，国内各高校机械类专业的“机械原理”和“机械设计”两门课程的设计有三种情况：1) 大多数学校两课分别设课，课程设计也独立进行；2) 少数学校将两课程完全合并；3) 不少院校在将两门课程的课程设计合而为一方面进行着探讨和实践，但两门课的课堂教学仍基本上单独进行。例如天津大学，两门课“独立设课、密切配合”，大体上属于第三种模式。

本教材分上、下两册，包含如下八篇。

上册有：

第一篇 导论

第二篇 机构的组成和分析

第三篇 常用机构及其设计

第四篇 机器动力学基础

下册有：

第五篇 机械零部件的工作能力设计

第六篇 机械零部件的结构设计

第七篇 机械的方案设计

第八篇 机械创新设计

第二、三、四篇为机械原理课程的主要内容；第五、六篇为机械设计课程的主要内容。“机械的方案设计”这部分内容一般均放在机械原理教材中。但是，方案设计中包含着原动机的选择和传动系统的设计，这些内容都离不开机械设计课程的知识。因此，我们将它作为第七篇，放在了这两门课程的最后，可以结合课程设计来讲授。这样的编写安排适应了当前不少学校将机械原理课程设计和机械设计课程设计合二为一的改革。

第一篇相当于机械原理和机械设计两门课程的总绪论。在这一篇中介绍了几种有代表性的机器，既有传统机器，也有现代机器。本篇的目的是：1) 使学生在系列课程的一开始就认识到进行机械设计所需要的知识结构，并对将要学习的数门课程有一定的概括了解，增强学习的目的性；2) 作为学习两门课程的从感性认识导入的环节；3) 激发学生学习的兴趣。该篇可结合参观典型机器、参观机构与零件的模型和进行机器的拆装这样一些实践教学环节组织教学。

近年来，课外科技活动在不少高校有了相当规模的开展，一些学校已举办过多轮机械创新设计竞赛，“首届全国大学生机械创新设计大赛”2004年举办。这种趋向符合教育部在建设理工科基础课程教学基地的要求中所指出的“建立课内课外为一体的教学体系”这样一

个方针。为此，我们编写了第八篇“机械创新设计”。它既可以作为选修课的内容，也可以作为学生的课外阅读资料。

本教材的编写虽有如上的考虑，它当然也可以应用于两门课程完全分离和完全合并的情况。

在教学内容方面注意到如下几个问题：

(1) 在机械原理的运动分析与设计方法中，既有解析法，又有图解法，但以解析法为主。不仅介绍解析法的数学模型，而且介绍了框图设计和编程的注意事项，这有利于学生掌握计算机分析的全过程，也便于自学。用位移矩阵将连杆机构的综合理论统一起来，既将该方法用于刚体导引机构的综合，也将它用于函数生成机构与轨迹生成机构的综合；既可用于平面机构的综合，也可用于空间机构的综合。在运动分析的部分内容中，将图解法和解析法结合起来，发挥图解法直观、容易建立清晰的概念的优点。

(2) 在“第十一章 机械系统动力学”中，提高了论述问题的起点。拉格朗日方程是广泛用于动力学分析的基本方程，理论力学也学过。我们用拉格朗日方程先推导出多自由度机械系统的动力学模型；然后用它分析单自由度机械系统这一特例，印证并解释了等效动力学模型。

(3) 将原机械设计课程的内容归纳为工作能力设计和结构设计两大部分，分为两篇讲述。传统教材中各种零件的结构设计分散在各章中，使这部分的内容偏软、偏弱。加强结构设计的内容，是强化工程意识、提高设计能力的重要措施。本教材将结构设计单独成篇，总结了结构设计的一般规律和方法，并对轮类零件结构、轴系结构、箱体和导轨结构分别进行分析，力求使结构设计的内容既有实际，又有理论。

(4) 注意引入科技发展的新成果，如机器人机构、三环减速器、陶瓷轴承等。引入现代科技的新成果已是近年来新教材的共同趋向，但重要的是如何做到适度而不过分。我们采用三种方法：稍加提及、简单叙述、适度展开。在每章之后编写“文献阅读指南”，在极有限的篇幅内对一些有重要价值、但又不宜展开的内容稍加提及，并介绍有关参考文献，这样可以使读者开阔眼界、了解发展趋势，使教材具有开放性。

参加本书编写人员为：张策（第一、二、八章和第十章第一、三节），陈树昌（第二十一、二十六章，第二十九章的一部分），孟彩芳（第四、五、六、二十八章），卜炎（第十三、二十二、二十七章），陆锡年（第三章、第十章第二节），潘凤章（第十八、二十五章），程福安（第十七、十九、二十三章），唐蓉城（第十四、十五、二十四章），车建明（第三十、三十一章），宋轶民（第十一、十二章），郭玉申（第十六章，第二十九章的一部分），杨玉虎（第七章），孙月海（第二十章），刘建琴（第九章）。本书由张策任主编，陈树昌、孟彩芳任副主编；卜炎、陆锡年、潘凤章参加了编写组的内部审稿工作。

本书由清华大学吴宗泽教授和北京理工大学张春林教授担任主审，他们认真地审阅了全书，提出了许多宝贵的修改意见。对此，向他们表示衷心的感谢！

我们是第一次按这样的体系编写教材，限于水平，错误和欠妥之处在所难免，敬请学界同仁和广大读者批评指正。

主 编 张 策

副主编 陈树昌、孟彩芳

于天津大学

目 录

前言

上 册

第一篇 导 论

第一章 机械的组成、分类与发展	3	第二章 机械的设计与相关课程简介 ..	17
第一节 认识机器	3	第一节 机械设计的要求和内容	17
第二节 机器的组成	10	第二节 机械设计的过程和方法	19
第三节 机械的发展	13	第三节 机械设计类课程简介	24
文献阅读指南	16	文献阅读指南	28
思考题	16	思考题	28
习题	16	习题	28

第二篇 机构的组成和分析

第三章 机构的组成和结构分析	31	第五节 平面机构的整体运动分析法	84
第一节 机构的组成	31	第六节 运动分析的基本杆组法	91
第二节 机构的运动简图和拓扑构造	37	文献阅读指南	95
第三节 机构的自由度和机构具有确定运动的条件	48	思考题	95
第四节 平面闭链机构的组成原理及结构分析	57	习题	95
第五节 开链机构结构简介	64	第五章 平面机构的力分析	98
第六节 单自由度平面低副机构的型综合 ..	65	第一节 概述	98
文献阅读指南	69	第二节 作用在机械上的力	99
思考题	69	第三节 不考虑摩擦时平面机构的动态静力分析	100
习题	69	第四节 平衡力和平衡力矩的直接解析确定	106
第四章 平面机构的运动分析	75	第五节 机械的效率和运动副中的摩擦及自锁	110
第一节 概述	75	文献阅读指南	123
第二节 用瞬心法作机构的速度分析	76	思考题	123
第三节 运动分析的相对运动图解法	79	习题	123
第四节 平面矢量的复数极坐标表示法	83		

第三篇 常用机构及其设计

第六章 连杆机构	129	第二节 平面连杆机构的运动和动力特性	135
第一节 平面连杆机构的类型、特点和应用	129	第三节 平面连杆机构的综合概述和刚	

体位移矩阵	141	第七节 渐开线直齿圆柱齿轮的几何设计	226
第四节 平面刚体导引机构的综合	144	第八节 斜齿圆柱齿轮机构	231
第五节 平面函数生成机构的综合	150	第九节 蜗杆机构	238
第六节 平面轨迹生成机构的综合	157	第十节 直齿锥齿轮机构	242
第七节 按行程速比系数综合平面连杆机构	161	文献阅读指南	247
第八节 空间连杆机构的简介	163	思考题	247
文献阅读指南	171	习题	248
思考题	171	第九章 轮系	250
习题	172	第一节 轮系的类型	250
第七章 凸轮机构	175	第二节 定轴轮系的传动比计算	253
第一节 凸轮机构的应用和分类	175	第三节 周转轮系的传动比计算	256
第二节 从动件的运动规律	179	第四节 复合轮系的传动比计算	260
第三节 平面凸轮廓线设计	187	第五节 轮系的功用	262
第四节 平面凸轮机构基本尺寸的确定	195	第六节 行星轮系的效率	265
文献阅读指南	200	第七节 行星轮系的设计简介	268
思考题	200	第八节 其他行星传动简介	272
习题	201	文献阅读指南	276
第八章 齿轮机构	203	思考题	276
第一节 齿轮机构的特点和分类	203	习题	276
第二节 齿廓啮合基本定律与齿轮的齿廓曲线	205	第十章 其他常用机构	280
第三节 渐开线标准直齿圆柱齿轮的基本参数和尺寸计算	210	第一节 间歇运动机构	280
第四节 渐开线直齿圆柱齿轮的啮合传动	214	第二节 组合机构简介	291
第五节 渐开线齿轮的加工原理	218	第三节 机器人机构	306
第六节 变位齿轮传动	221	文献阅读指南	315
		思考题	315
		习题	316

第四篇 机器动力学基础

第十一章 机械系统动力学	321	习题	337
第一节 概述	321	第十二章 机械的平衡	339
第二节 多自由度机械系统的动力学分析	322	第一节 机械平衡的目的、分类与方法	339
第三节 单自由度机械系统的动力学分析	325	第二节 刚性转子的平衡设计	340
第四节 机械的速度波动及其调节	330	第三节 刚性转子的平衡试验	346
第五节 飞轮设计	333	第四节 平面机构的平衡	348
文献阅读指南	337	文献阅读指南	355
思考题	337	思考题	355
		习题	356

下 册

第五篇 机械零部件的工作能力设计

第十三章 机械零件设计基础	3	第一节 概述	122
第一节 机械零件的计算准则	3	第二节 轮齿的失效形式与计算准则	124
第二节 摩擦学设计基础	13	第三节 齿轮材料及其选择	126
第三节 机械零件材料选用原则	27	第四节 圆柱齿轮传动的载荷计算	133
第四节 机械零部件的标准化	34	第五节 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触 疲劳强度计算	139
文献阅读指南	35	第六节 直齿圆柱齿轮传动的齿根抗弯 疲劳强度计算	143
思考题	35	第七节 直齿圆柱齿轮传动的静强度计算	147
习题	35	第八节 斜齿圆柱齿轮传动的强度计算	151
第十四章 螺纹连接	37	第九节 直齿锥齿轮传动	157
第一节 螺纹	37	第十节 齿轮传动的效率与润滑	160
第二节 螺纹连接	39	文献阅读指南	161
第三节 单个螺栓连接的强度计算	43	思考题	161
第四节 螺栓组连接的设计	50	习题	162
第五节 提高螺纹连接强度的措施	55	第十九章 蜗杆传动	164
文献阅读指南	59	第一节 概述	164
思考题	59	第二节 蜗杆传动的主要参数与几何尺 寸	167
习题	60	第三节 蜗杆传动的设计计算	171
第十五章 轴毂连接	62	第四节 圆弧圆柱蜗杆传动简介	181
第一节 键连接	62	文献阅读指南	183
第二节 花键连接	67	思考题	183
第三节 过盈连接	69	习题	184
文献阅读指南	77	第二十章 轴的设计计算	185
思考题	77	第一节 概述	185
习题	77	第二节 轴的强度计算	188
第十六章 螺旋传动	78	第三节 轴的刚度计算	200
第一节 螺旋传动的应用和分类	78	第四节 轴的振动与临界转速	201
第二节 滑动螺旋传动	79	文献阅读指南	204
第三节 滚动螺旋传动	83	思考题	204
文献阅读指南	87	习题	204
思考题	87	第二十一章 滚动轴承	206
习题	87	第一节 概述	206
第十七章 带传动和链传动	89	第二节 滚动轴承的类型和选择	207
第一节 带传动	90	第三节 滚动轴承的代号	211
第二节 链传动	107	第四节 滚动轴承的载荷、失效和计算 准则	214
文献阅读指南	121		
思考题	121		
习题	121		
第十八章 齿轮传动	122		

第五节 滚动轴承的寿命计算	215	器	252
第六节 滚动轴承的静强度计算	221	第一节 联轴器	252
第七节 滚动轴承的极限转速	222	第二节 离合器	260
第八节 滚动轴承的润滑与密封	223	第三节 制动器	264
文献阅读指南	227	文献阅读指南	268
思考题	227	思考题	268
习题	227	习题	268
第二十二章 滑动轴承	229	第二十四章 弹簧	270
第一节 滑动轴承的类型与结构	230	第一节 概述	270
第二节 滑动轴承材料	234	第二节 弹簧的材料和制造	273
第三节 润滑剂与润滑方法的选用	238	第三节 圆柱螺旋压缩、拉伸弹簧的设 计计算	275
第四节 滑动轴承的设计计算	240	第四节 圆柱螺旋扭转弹簧	284
第五节 流体静压轴承	247	文献阅读指南	287
文献阅读指南	249	思考题	287
思考题	249	习题	287
习题	250		
第二十三章 联轴器、离合器和制动			

第六篇 机械零部件的结构设计

第二十五章 机械结构设计的方法和 准则	291	第二节 轴的结构设计	316
第一节 概述	291	第三节 滚动轴承的组合结构设计	324
第二节 结构设计的一般步骤和方案扩展 ..	292	文献阅读指南	332
第三节 结构类型	294	思考题	333
第四节 结构设计的基本要求	296	习题	333
第五节 结构设计的原则	298	第二十七章 机架、箱体和导轨的 结构设计	335
文献阅读指南	307	第一节 机架、箱体及其结构设计	335
思考题	308	第二节 导轨及其结构设计	343
第二十六章 轴系及轮类零件的结构 设计	309	文献阅读指南	363
第一节 轮类零件的结构设计	309	思考题	363

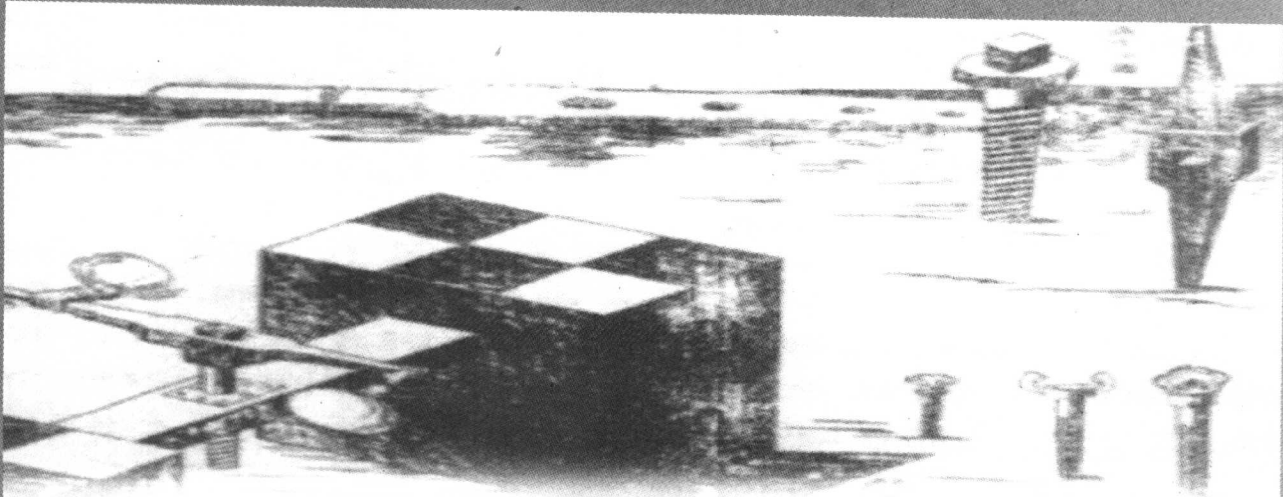
第七篇 机械的方案设计

第二十八章 机械执行系统的方案 设计	367	案设计	387
第一节 机械系统的总体方案设计	367	第五节 方案评价与决策	393
第二节 执行系统的功能原理和运动规 律设计	373	文献阅读指南	397
第三节 执行系统的型式设计和协调设 计	376	思考题	397
第四节 基于功能分析的执行系统的方 案设计		习题	398
		第二十九章 机械传动系统的方案 设计	401
		第一节 传动系统的功能和分类	401
		第二节 机械传动系统的组成及常用部	

件	403	析	414
第三节 机械传动系统方案设计	406	第六节 原动机的选择	420
第四节 机械传动系统的特性及其参数 计算	412	文献阅读指南	426
第五节 机械传动系统方案设计实例分		习题	426

第八篇 机械创新设计

第三十章 创新设计的基本原理与常用 技法	431	文献阅读指南	451
第一节 创新设计概述	431	思考题	451
第二节 创造力与创造力的发挥	433	第三十一章 机械创新设计方法	452
第三节 创造性思维	434	第一节 机构创新设计方法	452
第四节 创新原理	438	第二节 机械结构创新设计方法	467
第五节 常用创新技法	442	文献阅读指南	476
参考文献		思考题	476
			477



第五篇

机械零部件的工作能力设计

机械零部件的工作能力是指在一定的运动、载荷和环境条件下，在预定的使用期限内，不发生失效的安全工作限度。本篇讲述常用机械零部件工作能力的设计计算方法，内容包括设计理论基础、连接、传动、支承件及其他常用件，共分十二章。

第十三章为“机械零件设计基础”，介绍机械零件的计算准则、摩擦学设计基础、机械零件的标准化及通用化和机械零件材料的选用原则。本章目的在于引出与零部件设计有关的一些基础性的、原则性的问题。这些问题将贯穿在本篇后续各章中，对各章具体内容的学习具有提纲挈领的作用。

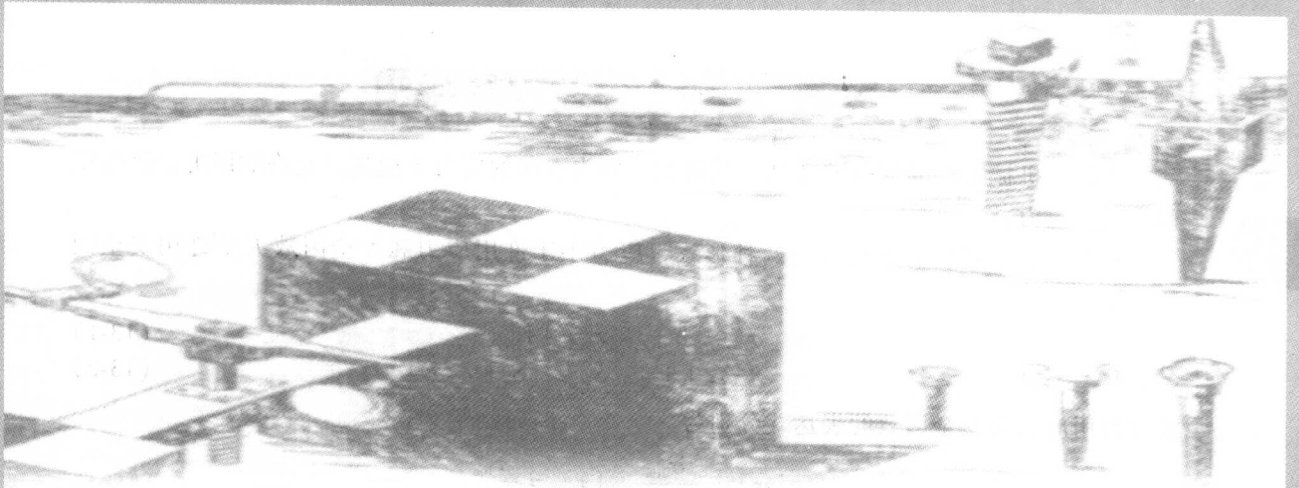
第十四章和第十五章为连接设计，包括螺纹连接、键和花键连接、过盈连接。主要讲述连接方法和连接零件的结构、类型、性能、标准、适用场合以及设计理论和选用方法。

第十六~十九章为机械传动工作能力设计，包括螺旋传动、带传动、链传动、齿轮传动和蜗杆传动。机械传动的主要作用是传递动力和运动或改变运动形式，是机械系统中重要的组成部分。这些章节主要介绍这些传动的工作原理、失效形式、材料选用、受力分析、计算准则和方法以及传动参数选择等有关问题。

第二十章~二十二章为支承件的工作能力设计，包括轴、滚动轴承和滑动轴承。轴一章主要介绍材料、强度和刚度计算原理，并简要介绍了轴的振动和临界转速的概念。滚动轴承一章重点介绍轴承的类型、失效形式、计算准则和相应的计算方法以及常见的润滑和密封方法。滑动轴承一章重点介绍轴承的条件性计算和液体动力润滑轴承的计算原理，此外对滑动轴承材料、结构以及润滑材料和方法也作了较为充分的介绍。

本篇最后两章分别介绍联轴器、离合器的类型和选用以及螺旋弹簧的设计计算方法。





第十三章

机械零件设计基础

内 容 提 要

本章内容包括设计准则、摩擦学设计基础、材料选择原则和机械零部件的标准化。介绍了设计机械零件的最基本的准则：静强度、疲劳强度、刚度、稳定性和耐热性准则。在摩擦学设计基础中简要介绍了摩擦力的计算；磨损类型及磨损控制的基本设计要点；润滑剂、各种润滑方法及其特点。材料选择是机械设计的重要一环，本章介绍了机械制造常用的和最新的材料，性能选材法和成本选材法的概念。通用化、系列化和模块化是标准化的主要内容，标准化是机械设计的重要指导思想，也是应遵从的规范，本章对其作了简要介绍。

第一节 机械零件的计算准则

一、机械零件的失效及其类型

机械零件丧失了规定的功能称为失效。失效的类型有：变形、断裂、腐蚀、磨损、老化、打滑和松动等，也有复合型的失效。有些类型的失效是破坏性失效，如轴断裂、轮齿点蚀，也有非破坏性失效，如带传动打滑、螺栓连接松动等。

机械零件失效的原因有：设计不当、制造工艺不当、材料冶金缺陷和使用操作失误等。设计不当、制造工艺不当和材料冶金缺陷造成的失效与机械产品品质有关，称其为机械失效。

为了避免机械零件失效，应使机械零件具有足够的抵抗失效的能力，这种能力称为机械零件的工作能力。在设计阶段设计者必须通过计算使机械零件获得足够的工作能力。因为失效类型不同，所以机械零件的工作能力类型也不同，故机械零件的计算准则也不同。

二、强度准则

机器工作时各个零件将承受或传递载荷，它们抵抗外力而不出现断裂、过大塑性变形等类型失效的能力称为强度。显然，保证所设计的零件有足够的强度，是保证机器正常工作的

基本条件。机械零件的强度准则是：载荷在零件内引起的应力不应超过允许的限度，该限度称为许用应力。

常用的零件强度的判别式有两种形式，应力小于许用应力和安全因数大于许用安全因数，即

$$\sigma \leq [\sigma] \quad \tau \leq [\tau] \quad (13-1)$$

$$S_\sigma \geq [S_\sigma] \quad S_\tau \geq [S_\tau] \quad (13-2)$$

式中许用应力和安全因数的表达式分别为

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

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

式中， σ_{lim} 、 τ_{lim} 是极限正应力和极限切应力； $[S_\sigma]$ 、 $[S_\tau]$ 是正应力和切应力的许用安全因数。

应力有静应力和循环应力，对应地有静强度和疲劳强度。

(一) 静强度

零件在静应力条件下工作，其失效形式为断裂或塑性变形。

1. 塑性材料零件的静强度

塑性材料零件按不发生塑性变形的条件进行强度计算，此时材料的极限应力 σ_{lim} 、 τ_{lim} 为屈服点 σ_s 、 τ_s （或屈服强度 $\sigma_{0.2}$ 、 $\tau_{0.2}$ ）。

1) 在简单应力条件下，其强度条件为

$$\sigma \leq [\sigma] \quad S_\sigma = \frac{\sigma_s}{\sigma} \geq [S_\sigma] \quad [\sigma] = \frac{\sigma_s}{S_\sigma} \quad (13-3)$$

$$\tau \leq [\tau] \quad S_\tau = \frac{\tau_s}{\tau} \geq [S_\tau] \quad [\tau] = \frac{\tau_s}{S_\tau}$$

2) 在复合应力条件下，可按第三或第四强度理论确定其强度条件。对于弯扭复合应力，可采用第三强度理论确定其强度条件，即

$$\sigma = \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] \quad S = \frac{\sigma_s}{\sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2}} \geq [S] \quad (13-4)$$

式中， σ_b 是弯曲应力； τ 是扭应力。

取 $\sigma_s/\tau_s \approx 2$ 时，可得安全因数

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \quad (13-5)$$

对塑性材料，零件尺寸和应力集中对静强度的影响不大，计算时可不予考虑。这时，许用安全因数 $[S]$ 、 $[S_\sigma]$ 、 $[S_\tau]$ 均可取为 1.2 ~ 2.2。

2. 脆性材料零件的静强度

脆性材料零件，按照不发生断裂的条件进行强度计算，此时材料的极限应力 σ_{lim} 、 τ_{lim} 为强度极限 σ_b 、 τ_b 。

1) 在简单应力条件下，其强度条件为

$$\sigma \leq [\sigma] \quad S_\sigma = \frac{\sigma_b}{\sigma} \geq [S_\sigma] \quad [\sigma] = \frac{\sigma_b}{[S_\sigma]} \quad (13-6)$$

$$\tau \leq [\tau] \quad S_\tau = \frac{\tau_b}{\tau} \geq [S_\tau] \quad [\tau] = \frac{\tau_b}{[S_\tau]}$$

2) 在弯扭复合应力条件下按第一强度理论确定其强度条件, 即

$$\sigma = \frac{1}{2}(\sigma_B + \sqrt{\sigma_B^2 + 4\tau_T^2}) \leq [\sigma] \quad S = \frac{2\sigma_b}{\sigma_B + \sqrt{\sigma_B^2 + 4\tau_T^2}} \geq [S] \quad (13-7)$$

对组织不均匀的脆性材料(如灰铸铁), 内部组织不均匀性引起的应力集中远大于零件形状和机械加工等引起的应力集中。前者引起的应力集中在材料试验时已经计入, 而后者引起的应力集中对零件强度无显著影响, 计算时可不考虑。

对组织均匀的低塑性材料(如低温回火的高强度钢), 计算时应考虑应力集中的影响。这时, 许用安全因数 $[S]$ 、 $[S_\sigma]$ 、 $[S_\tau]$ 均取为 2~4, 小值用于无应力集中的情况。

3. 挤压强度

通过低副接触来传递载荷的零件, 例如受横向载荷的销连接、铰制孔螺栓连接和键连接等, 在接触面上将产生挤压应力, 它可能导致表面塑性变形或破碎。平面接触的挤压应力一般呈线性分布, 计算比较简单。圆柱配合面的挤压应力分布(图 13-1)随配合状态(间隙大小)和材料特性而改变, 计算很复杂。工程计算通常采用简化方法, 即假设挤压应力均匀分布。这种计算方法称为条件性计算。

挤压强度的计算准则是

$$\sigma_p = \frac{F}{A} \leq [\sigma_p] \quad (13-8)$$

式中, σ_p 是挤压应力; A 是标称接触面积, 或投影面积; $[\sigma_p]$ 是许用挤压应力。

(二) 疲劳强度

机械零件在循环应力作用下的失效形式是疲劳。疲劳强度的设计方法有标称应力法、局部应力应变法、损伤容限设计法和概率疲劳设计法等。

1. 常规疲劳强度设计

常规疲劳强度设计是以标称应力为基本设计参数的设计方法, 应力循环次数高于 $10^4 \sim 10^5$ 次的高周疲劳, 通常采用这种设计方法。

应力比为 r 的应力循环作用 N 次后, 材料不发生疲劳的最大应力称为疲劳极限, 它是循环应力的极限应力。当 N 等于或大于循环基数 N_0 时, 疲劳极限趋于常量, 记作 σ_r 。于是, 对称循环应力时的疲劳极限为 σ_{-1} , 脉动循环应力时的疲劳极限为 σ_0 。按这样的疲劳极限设计的机械零件具有无限寿命, 这样的设计称为无限寿命设计。 N 小于 N_0 时的疲劳极限称为条件疲劳极限, 记作 σ_{rN} 。条件疲劳极限与寿命的关系曲线称为疲劳曲线(图 13-2), 该曲线的方程为

$$\sigma_{rN}^m N = C \quad (13-9)$$

式中, C 是常量。

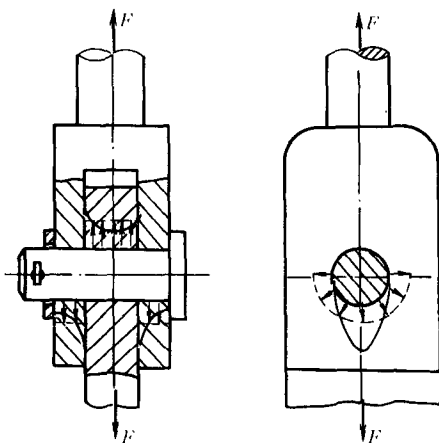


图 13-1 挤压应力的分布

根据疲劳曲线方程, 有

$$\sigma_{rN}^m N = \sigma_r^m N_0$$

可以引入寿命因子 k_N

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

并建立疲劳极限与条件疲劳极限的关系, 为

$$\sigma_{rN} = k_N \sigma_r \quad (13-10)$$

上两式中, k_N 是寿命因子, 计算时, 当 $N > N_0$ 时, 则取 $N = N_0$, 即 $k_N \geq 1$; m 是寿命指数, 其值与受载方式和材质有关。钢制零件在拉压、弯曲及扭应力下, $m = 9$, 在接触应力下, $m = 6$; 青铜制零件在弯曲及扭应力下, $m = 9$, 在接触应力下, $m = 8$; N_0 是循环基数, 其值与材料有关。硬度小于 350HBS 的钢, 取 $N_0 = 10^7$, 硬度大于 350HBS 的钢、铸铁和非铁金属, 通常取 $N_0 = 25 \times 10^7$ 。

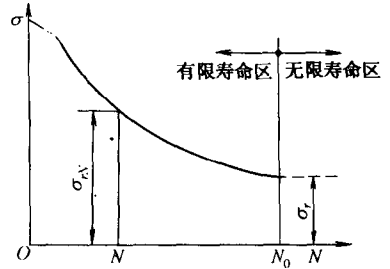


图 13-2 疲劳曲线

按条件疲劳极限进行的设计称为有限寿命设计。

(1) 受单向恒幅循环应力时零件的疲劳强度 疲劳强度设计中的极限应力与零件工作应力可能的增长规律有关, 典型的应力增长规律通常有: 平均应力不变、最小应力不变和应力幅与平均应力之比不变三种。

1) 应力变化规律为 $\sigma_a/\sigma_m =$ 常量时的极限应力。应力在增长过程中应力幅与平均应力的比值 σ_a/σ_m 保持不变, 即应力比 r 保持不变 (图 13-3 中 O-N 线), 如转轴的弯曲应力。这时, 无限寿命的极限应力为

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{-1}(\sigma_m + \sigma_a)}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \quad \tau_r = \frac{\tau_{-1}(\tau_m + \tau_a)}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} \quad (13-11)$$

式中, $K_{\sigma D}$ 、 $K_{\tau D}$ 分别是正应力和切应力的综合影响因子, 是考虑应力集中、尺寸、表面状态这些因素对应力幅的综合影响的因子。于是, 由式 (13-11) 可得出有限寿命最大应力的安全因数为

$$S_{\sigma_{max}} = \frac{k_N \sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \quad S_{\tau_{max}} = \frac{k_N \tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} \quad (13-12)$$

在这种情况下, 应力幅的安全因数与最大应力的安全因数是相等的。

工程设计中, 当难以确定零件工作应力增长规律时, 一般可按 $\sigma_a/\sigma_m =$ 常量的规律处理。

2) 应力变化规律为 $\sigma_m =$ 常量时的极限应力。应力在增长过程中平均应力保持不变, 即 $\sigma_m =$ 常量 (图 13-3 中 F-N 线), 如车辆的减振弹簧, 由于振动, 其应力为循环应力, 但平均应力由车辆的质量产生, 质量不变, 平均应力则不变。这时, 无限寿命的极限应力为

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{-1} + (K_{\sigma D} - \psi_\sigma) \sigma_m}{K_{\sigma D}} \quad \tau_r = \frac{\tau_{-1} + (K_{\tau D} - \psi_\tau) \tau_m}{K_{\tau D}} \quad (13-13)$$

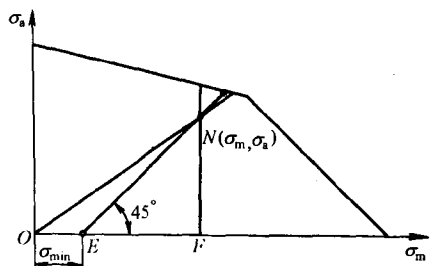


图 13-3 $\sigma_m - \sigma_a$ 图

于是,由式(13-13)可得出有限寿命最大应力的安全因数为

$$S_{\sigma_{\max}} = \frac{k_N[\sigma_{-1} + (K_{\sigma D} - \psi_{\sigma})\sigma_m]}{K_{\sigma D}(\sigma_m + \sigma_s)} \quad S_{\tau_{\max}} = \frac{k_N[\tau_{-1} + (K_{\tau D} - \psi_{\tau})\tau_m]}{K_{\tau D}(\tau_m + \tau_s)} \quad (13-14)$$

在这种应力增长规律下,最大应力的安全因数与应力幅的安全因数是不相等的,疲劳强度准则要求其分别大于相应的许用安全因数。极限应力幅为

$$\sigma_{ra} = \frac{\sigma_{-1} - \psi_{\sigma}\sigma_m}{K_{\sigma D}} \quad \tau_{ra} = \frac{\tau_{-1} - \psi_{\tau}\tau_m}{K_{\tau D}} \quad (13-15)$$

因此,有限寿命应力幅的安全因数为

$$S_{\sigma_a} = \frac{k_N(\sigma_{-1} - \psi_{\sigma}\sigma_m)}{K_{\sigma D}\sigma_a} \quad S_{\tau_a} = \frac{k_N(\tau_{-1} - \psi_{\tau}\tau_m)}{K_{\tau D}\tau_a} \quad (13-16)$$

3) 应力变化规律为 σ_{\min} = 常量时的极限应力。应力在增长过程中最小应力保持不变,即 σ_{\min} = 常量(图 13-3 中 $E-N$ 线),如液压缸法兰与端盖的连接螺栓,其最小应力由预紧力产生,在装配时确定,工作时保持不变,而液压油的压力循环变化,产生循环应力。这时,无限寿命的极限应力为

$$\sigma_r = \frac{2\sigma_{-1} + (K_{\sigma D} - \psi_{\sigma})\sigma_{\min}}{K_{\sigma D} + \psi_{\sigma}} \quad \tau_r = \frac{2\tau_{-1} + (K_{\tau D} - \psi_{\tau})\tau_{\min}}{K_{\tau D} + \psi_{\tau}} \quad (13-17)$$

于是,由式(13-17)可得出有限寿命最大应力的安全因数为

$$S_{\sigma_{\max}} = \frac{k_N[2\sigma_{-1} + (K_{\sigma D} - \psi_{\sigma})\sigma_{\min}]}{(K_{\sigma D} + \psi_{\sigma})(\sigma_{\min} + 2\sigma_s)} \quad S_{\tau_{\max}} = \frac{k_N[2\tau_{-1} + (K_{\tau D} - \psi_{\tau})\tau_{\min}]}{(K_{\tau D} + \psi_{\tau})(\tau_{\min} + 2\tau_s)} \quad (13-18)$$

在这种应力增长规律下,最大应力的安全因数与应力幅的安全因数也是不相等的,疲劳强度准则要求其分别大于相应的许用安全因数。极限应力幅为

$$\sigma_{ra} = \frac{\sigma_{-1} - \psi_{\sigma}\sigma_{\min}}{K_{\sigma D} + \psi_{\sigma}} \quad \tau_{ra} = \frac{\tau_{-1} - \psi_{\tau}\tau_{\min}}{K_{\tau D} + \psi_{\tau}} \quad (13-19)$$

因此,有限寿命应力幅的安全因数为

$$S_{\sigma_a} = \frac{k_N(\sigma_{-1} - \psi_{\sigma}\sigma_{\min})}{(K_{\sigma D} + \psi_{\sigma})\sigma_a} \quad S_{\tau_a} = \frac{k_N(\tau_{-1} - \psi_{\tau}\tau_{\min})}{(K_{\tau D} + \psi_{\tau})\tau_a} \quad (13-20)$$

需要特别注意的是,在循环应力下,不一定只出现疲劳破坏,也可能出现静强度破坏。当这两种程度很难判断谁弱时,必须同时进行疲劳强度和静强度的计算。

4) 许用安全因数。疲劳强度许用安全因数的推荐值如下:载荷及应力计算精度高、所用数据可靠、工艺质量和材料均匀性都很好时,取许用安全因数为 1.3;载荷及应力计算精度较差、材料不够均匀时,取许用安全因数为 1.5~1.8;载荷及应力计算精度很差、材料均匀性也很差时,取许用安全因数为 1.8~2.5。

例题 13-1 由 40CrNiMoA 制作的一个零件受拉压循环应力,其危险截面上的工作应力为: $\sigma_m = 180\text{MPa}$, $\sigma_s = 95\text{MPa}$ 。该零件的疲劳缺口因子 $K_{\sigma} = 1.55$,尺寸因子 $\varepsilon_{\sigma} = 0.75$,表面状态因子 $\beta = 0.9$ 。取许用安全因数 $[S_{\sigma}] = 1.5$ 。试判断其安全性。

解:由有关手册(例如:《中国机械设计大典》第二卷)查得该材料 $\sigma_s = 835\text{MPa}$, $\sigma_{-1} = 389\text{MPa}$ 。

综合影响因子

$$K_{\sigma D} = \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}\beta} = \frac{1.55}{0.75 \times 0.9} = 2.3$$