



高等学校机械类课程学习辅导丛书

机械设计学习指导 与 典型题解

侯玉英 孙立鹏 主编

新·精

按新教学内容体系，配
套经典教材，云集一流
作者，强力打造机
械类教辅精品



高等教育出版社

高等学校机械类课程学习辅导丛书

机械设计

学习指导与典型题解

侯玉英 孙立鹏 主编

高等教育出版社

内容简介

本书是新编《机械设计》(含原机械原理、机械设计、设计方法学等有关内容)的辅助教材。全书分为三大部分,第一部分是学习指导及典型题解,第二部分是综合测试卷及其参考解答,第三部分是部分高校硕士研究生入学考试试卷选题及其参考答案。

第一部分针对主教材《机械设计》教学中重要章节的主要内容、重点、难点及要点,作了有参考价值的学习指导,并提供了丰富的典型题目及其解答。

第二部分精心组编了多套由机械原理和机械设计的各种题型合理组合的综合测试卷及其参考解答。

第三部分精选了部分高校硕士研究生入学考试试卷选题,并给出了参考答案。

该书可供高等学校机械原理、机械设计课程任课教师备课参考,也可供机械类和近机类本、专科各专业学生学习机械设计课程时使用,还可供学生考研复习及有关工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

机械设计学习指导与典型题解 / 侯玉英, 孙立鹏主编.

北京: 高等教育出版社, 2006. 4

ISBN 7-04-018464-8

I. 机... II. ①侯... ②孙... III. 机械设计-高等学校-教学参考资料 IV. TH122

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2006)第 007944 号

策划编辑 卢广 责任编辑 陈大力 封面设计 李卫青 责任绘图 朱静
版式设计 王艳红 责任校对 王超 责任印制 朱学忠

出版发行	高等教育出版社	购书热线	010-58581118
社 址	北京市西城区德外大街 4 号	免费咨询	800-810-0598
邮政编码	100011	网 址	http://www.hep.edu.cn
总 机	010-58581000		http://www.hep.com.cn
经 销	蓝色畅想图书发行有限公司	网上订购	http://www.landaco.com
印 刷	文字六〇三厂		http://www.landaco.com.cn
		畅想教育	http://www.widedu.com
开 本	787×1092 1/16	版 次	2006 年 4 月第 1 版
印 张	18	印 次	2006 年 4 月第 1 次印刷
字 数	440 000	定 价	22.70 元

本书如有缺页、倒页、脱页等质量问题,请到所购图书销售部门联系调换。

版权所有 侵权必究

物料号 18464-00

郑重声明

高等教育出版社依法对本书享有专有出版权。任何未经许可的复制、销售行为均违反《中华人民共和国著作权法》，其行为人将承担相应的民事责任和行政责任，构成犯罪的，将被依法追究刑事责任。为了维护市场秩序，保护读者的合法权益，避免读者误用盗版书造成不良后果，我社将配合行政执法部门和司法机关对违法犯罪的单位和个人给予严厉打击。社会各界人士如发现上述侵权行为，希望及时举报，本社将奖励举报有功人员。

反盗版举报电话：(010) 58581897/58581896/58581879

传 真：(010) 82086060

E - mail: dd@hep.com.cn

通信地址：北京市西城区德外大街4号

高等教育出版社打击盗版办公室

邮 编：100011

购书请拨打电话：(010)58581118

前 言

本书是高等学校机械类课程学习辅导丛书之一。全书分为三大部分,第一部分是学习指导及典型题解,第二部分是综合测试卷及其参考解答,第三部分是部分高校硕士研究生入学考试试卷选题及其参考答案。本书主要特点是:

1. 在内容体系方面突破了原有课程的界限,将机械原理和机械设计等有关课程的学习指导与典型题解有机地结合在一起,并对其进行了优化重组,以满足机械设计课程教学需要。

2. 针对机械设计课程教学中涉及的重要章节的主要内容、重点与难点及学习要点和方法进行分析指导,以加深学生对机械设计基本概念、基本理论、重点与难点的理解。

3. 针对《机械设计》教材中重点章节的典型习题(含简答题、计算题、分析题及图解题等)的解题思路、题解方法等进行详细分析与解答,有利于加深学生对基本公式的应用,基本方法和基本技能、综合分析能力的训练,以提高学生分析问题、解决问题的能力。

4. 针对学生考研需求,编写了一定数量有一定难度和带启发性的综合测试卷及其分析、解答,并编入了部分高校近年来的硕士研究生入学考试试卷选题及其参考答案。

该书可供高等学校机械原理、机械设计课程任课教师备课参考,也可供机械类专业学生学习《机械设计》教材,完成作业时使用,还可作为硕士研究生入学考试复习参考。值得说明的是,对于设计性的题目,本书题解中给出的仅为参考答案,并非唯一解答。

参加本书编写工作的有:河南科技大学田同海(第一、十章),武汉理工大学周杰(第三、四章)、侯玉英(第五、六章,第二部分)、刘宁(第七章)、韩少军(第九章)、郭柏林(第十一章),武汉科技大学李佳(第二章),中国地质大学孙立鹏(第八章、第三部分),湖北工业大学魏兵(第十二章)。武汉理工大学余培明,中国地质大学饶建华、文国军、李吉春,华中农业大学朱松德分别参加过本书第一、二章及第三部分和第九、十一章的前期编写工作。该书由侯玉英、孙立鹏担任主编。

该书承武汉理工大学彭文生教授、李志明教授悉心审阅,提出了很多宝贵的意见和有益的建议,谨致以衷心的感谢。

由于编者水平和时间所限,殷切希望广大读者对书中的错误和欠妥之处提出批评与宝贵意见。

编 者

2004年10月

目 录

第一部分 学习指导及典型题解	1
第一章 机械设计总论	3
第二章 平面连杆机构及其设计	22
第三章 凸轮机构及其设计	36
第四章 齿轮传动设计	45
第五章 蜗杆传动设计	65
第六章 轮系及其设计	78
第七章 带、链传动设计	93
第八章 螺纹连接和螺旋传动	105
第九章 轴的设计	132
第十章 滑动轴承设计	141
第十一章 滚动轴承设计	150
第十二章 机械系统的动力学分析	169
第二部分 综合测试卷及其参考解答	187
综合测试卷(一)及其参考解答	189
综合测试卷(二)及其参考解答	197
综合测试卷(三)及其参考解答	206
综合测试卷(四)及其参考解答	216
综合测试卷(五)及其参考解答	226
第三部分 部分高校硕士研究生入学考试试卷选题及其参考答案	235
I 部分高校硕士研究生入学考试试卷选题	237
II 部分高校硕士研究生入学考试试卷选题参考答案	258
参考文献	283

第一部分
学习指导及典型题解

第一章 机械设计总论

一、主要内容、重点及难点

(一) 主要内容

本章介绍机械设计(含机械原理和机械设计)所需的基本知识,主要内容包括:

- (1) 机械设计概述;
- (2) 平面机构的组成、运动简图及具有确定运动的条件;
- (3) 平面机构自由度的计算;
- (4) 机械零件的强度;
- (5) 机械中的摩擦、磨损和润滑;
- (6) 机械设计的基本要求和一般程序;
- (7) 机械零件的工作能力和计算准则。

(二) 重点及难点

- | | | |
|---------|---|----------------|
| 1. 本章重点 | { | 平面机构自由度的计算 |
| | | 机械零件的强度 |
| | | 机械零件的工作能力和计算准则 |
| 2. 本章难点 | { | 平面机构运动简图的绘制 |
| | | 虚约束的分析与判断 |
| | | 机械零件的疲劳强度计算 |

二、要点分析

(一) 搞清几个基本概念

1. 构件、零件

构件: 组成机构的基本运动单元称为构件,如连杆是作为一个构件作平面运动的。

零件: 组成机器的基本制造单元称为零件,如齿轮是一个独立制造的零件。

实际构件可以是一个零件也可以是由几个零件刚性地连接在一起的一个独立运动整体,如连杆是由连杆体、连杆盖、螺栓、螺母、轴瓦刚性地连接而成的一个构件。

2. 机构、机器

机构：具有确定相对运动规律的构件组合体，它的功能是传递、变换运动和力。

机器：由机构组成的装置，如内燃机是由连杆机构、凸轮机构、齿轮机构等组成，它的功能是变换机械能或作机械功或传递物料、信息。

3. 运动副

运动副：由两构件直接接触又能产生一定相对运动的可动连接。它有三层含义：

(1) “副”就是一对，一个构件无法形成运动副，一般来说两个构件可以形成一个运动副，多个构件可能形成多个运动副；

(2) 组成运动副的两构件必须直接接触，一旦脱离接触，运动副即刻消失。按接触形式分为高副（即点或线接触的运动副）和低副（即面接触的运动副）；

(3) 能产生一定形式的相对运动，按相对运动形式分为转动副、移动副、螺旋副及球面副等。

4. 运动链

两个以上构件以运动副连接而成的系统称为运动链。如果组成运动链的每个构件至少包含两个运动副元素，且各构件构成首末封闭系统的运动链称为闭链；反之，如果运动链中有的构件只包含一个运动副元素，而不构成首末封闭系统的运动链称为开链。运动链又可分为平面运动链和空间运动链，本书主要介绍经常使用的平面运动链中的闭链。

（二）机构运动简图及其绘制

1. 机构运动简图

机构运动简图是用规定的简单线条（或几何图形）和符号代表构件和运动副，根据机构的运动学尺寸，按比例绘制的简单图形。机构运动简图能准确表达机构中各构件之间的相对运动关系及其运动特征，主要用来进行机构运动分析和动力分析，也可作为机械运动设计和结构设计的依据。

2. 绘制机构运动简图的步骤

(1) 分清构件，找出相邻构件间的运动关系，要沿着运动传递的路线分析，认清运动副，查清构件数目。如果是转动副，就要找出其转动中心；如果是移动副，就要找移动方向线；如果是高副，就要找接触点和法线。

(2) 恰当地选择投影面，选择的原则是：能简单、清楚地表达机构的运动情况，一般选机构中多数构件的运动平面为投影面。

(3) 选取适当的比例尺 μ_l (m/mm ；即图长 1 mm 代表实长 $\mu_l\text{ m}$)，按国家标准规定的符号画图：比例尺的选取主要考虑图面表达要求以及运动和动力分析的精度要求。如果只是为了表达一部机器的工作原理，可以不按比例画图，这样的简图称为机构示意图。

绘制机构运动简图是本章的一个难点，必须多观察、多分析、多练习才能正确绘制机构运动简图。

（三）机构的自由度

1. 定义

机构的自由度是使机构具有确定运动所必须给定的独立运动参数的数目。

2. 机构具有确定运动的条件

- (1) 机构的自由度 $F \geq 1$;
- (2) 原动件数目等于机构自由度数。

3. 平面机构自由度的计算

(1) 计算公式

$$F = 3n - 2P_1 - P_h \quad (1-1)$$

式中： F ——机构自由度；

n ——机构中活动构件数；

P_1 ——机构中低副数；

P_h ——机构中高副数。

(2) 计算自由度时应该注意的几个问题

① 复合铰链：三个或三个以上的构件同时在一轴线上用转动副连接，就形成复合铰链。若复合铰链由 m 个构件组成，则连接处有 $m - 1$ 个转动副。如图 1-1 所示， C 处由构件 2、3、4 形成复合铰链，而 E 处不是复合铰链。

② 局部自由度：机构中某些构件具有的、但并不影响其他构件运动规律性的自由度，称为局部自由度（如滚子从动件凸轮机构中滚子产生的自由度）。在计算机构自由度时，局部自由度应当舍弃不计，在实际应用中增加滚子是为了减少摩擦磨损。

③ 虚约束：在运动副所加的约束中，有些约束所起的限制作用可能是重复的，这种不起独立限制作用的约束，称为虚约束。在计算机构自由度时，应将虚约束的运动副或运动链部分去除。

④ 正确计算运动副的数目：两构件在多处接触而形成高副，且各接触点的公法线彼此重合者，计算其运动副数目时只能算一个运动副。如图 1-2 所示的滚子 C 与平行导轨的接触处只能算一个高副，凸轮 4 与平底的接触处也只能算一个高副。如果两构件在多处接触而构成平面高副，但各接触点处的公法线方向并不彼此重合，如图 1-3a 相当于一个转动副，图 1-3b 相当于一个移动副。

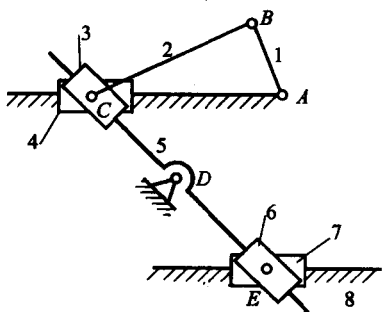


图 1-1

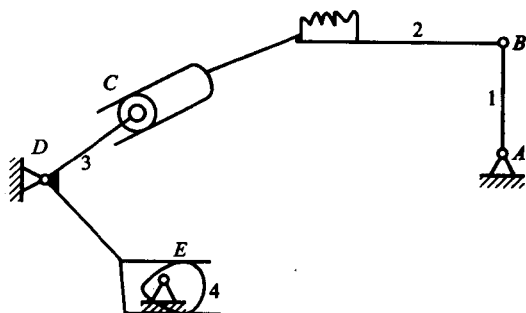


图 1-2

4. 虚约束的分析与判断

机构中是否存在虚约束以及如何分析与判断虚约束是本章的一个难点。

(1) 常见的虚约束有以下几种情况：

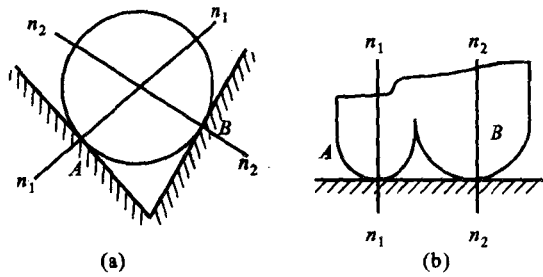


图 1-3

① 当两构件组成多个移动副,且其导路互相平行或重合时,则只有一个移动副起约束作用,其余都是虚约束,如图 1-4 所示平行导路中 B 处移动副。

② 当两构件组成多个转动副,且轴线互相重合时则只有一个转动副起作用,其余转动副都是虚约束,如在两支点轴或多支点轴中,只有一个支点起作用,如图 1-5 中 B 、 D 处的转动副。

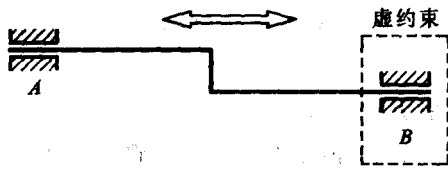


图 1-4

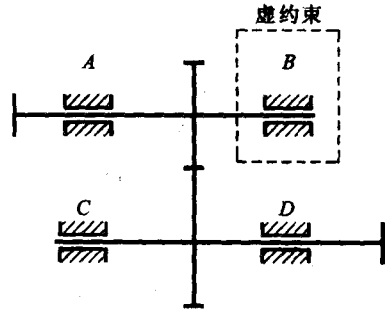


图 1-5

③ 如果机构中两构件上某两点的距离始终保持不变,此时若用具有两个转动副的构件连接这两个点,将会引入一个虚约束(如图 1-6 所示平行四边形中构件 5 及转动副 E 、 F 之间即为虚约束)。

④ 机构中对运动不起作用的对称部分存在虚约束,如图 1-7 所示周转轮系中多个对称布置的行星轮 ($2'$ 、 $2''$) 引入虚约束。

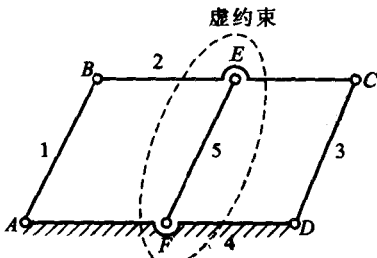


图 1-6

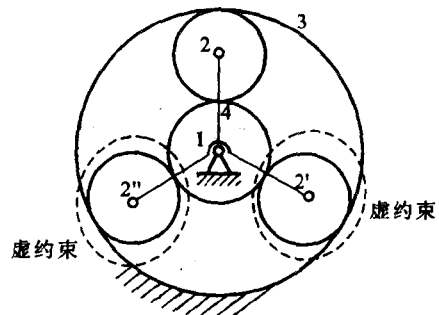
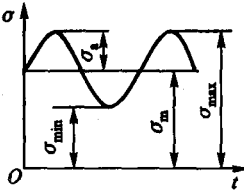
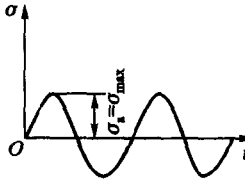
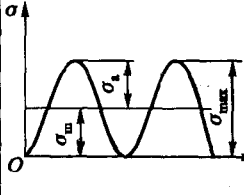
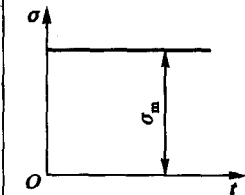
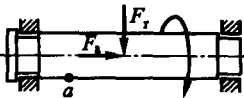



图 1-7

2. 稳定循环变应力的基本类型(见表 1-1)

表 1-1 几种常见的变应力及其参数

变应力类型	一般循环变应力	对称循环变应力	脉动循环变应力	静应力(特例)
应力循环图线				
应力循环特性 r	$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$	$r = -1$	$r = 0$	$r = +1$
应力参数之间关系	$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$ $\sigma_s = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$	$\sigma_m = 0$ $\sigma_s = \sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$	$\sigma_m = \sigma_s = \frac{\sigma_{\max}}{2}$ $\sigma_{\min} = 0$	$\sigma_m = \sigma_{\max} = \sigma_{\min}$ $\sigma_s = 0$
持久极限(对应 N_0)	σ_r	σ_{-1}	σ_0	σ_{+1}
实例	 轴上 a 点应力为: 轴向力 F_a 产生平均应力 σ_m 和径向力 F_r 作用产生的弯曲变应力 σ_s (应力幅 σ_s) 叠加	 轴上 a 点应力为径向力 F_r 作用产生的弯曲变应力 σ_s (应力幅 σ_s)	齿轮传动啮合的接触应力或单向转动齿轮的齿根弯曲应力	静力拉杆等

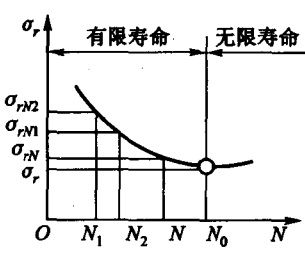
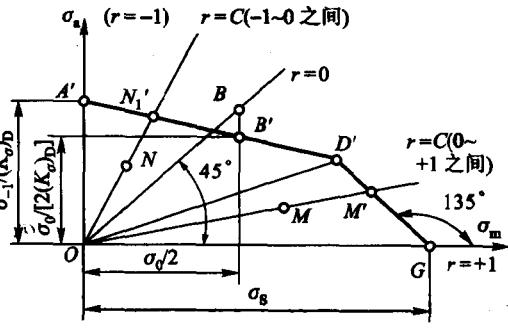
注: 最大应力 σ_{\max} 和最小应力 σ_{\min} 按绝对值大小区分, 各自带符号, 正值表示拉应力, 负值表示压应力。平均应力 $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$ 表示循环变应力中的不变部分, 应力幅 $\sigma_s = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$ 表示循环变应力中的变化部分。应力循环特性 $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ 表示变应力的不对称程度。

3. 机械零件的疲劳极限及其确定

零件的疲劳极限取决于应力循环特性 r 、应力循环次数 N 、材料的持久疲劳极限 σ_r 、零件的

形状、尺寸大小、表面状态等因素,具体确定见表 1-2 所示。

表 1-2 单向稳定变应力作用下零件的疲劳极限及其确定

疲劳极限	一定应力循环特性 r 下,对应循环次数 N 的疲劳极限 $\sigma_{r,N}$	各种应力循环特性 r 下,对应循环基数 N_0 的持久疲劳极限 σ_r
求解依据	根据疲劳曲线(应力循环次数 N 与疲劳极限 $\sigma_{r,N}$ 间的关系曲线)求解	根据零件的极限应力图(应力循环特性 r 与持久疲劳极限 σ_r 间的关系曲线)求解
求解线图	<p style="text-align: center;">疲劳曲线</p>  <p>N_0—应力循环基数,对于钢一般规定 $N_0 = 5 \times 10^6 \sim 10^7$; N—应力循环次数。</p>	<p style="text-align: center;">零件的简化极限应力线图</p>  <p>$(K_\sigma)_D$—综合影响系数, $(K_\sigma)_D = \frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma \beta}$。</p>
求解方法	<p>$N < N_0$:</p> $\sigma_{r,N} = \sqrt{\frac{N_0}{N}} \sigma_r = K_N \sigma_r$ <p>$K_N = \sqrt{\frac{N_0}{N}}$ 为寿命系数。</p> <p>$N \geq N_0$: $\sigma_{r,N} = \sigma_r$ 即: $K_N = 1$</p>	<p>循环特性不变 ($r = C$) 时,零件极限应力 σ'_r: 连 OD', 若工作点 N 在 $OA'D'$ 区域内, 则联立直线 ON' 方程: $\frac{\sigma'_{-1}}{\sigma'_a} = \frac{\sigma'_{-1}}{\sigma'_m}$ 和直线 $A'D'$ 方程: $\sigma_{-1} = (K_\sigma)_D \sigma'_a + \psi_\sigma \sigma'_m$ 求解得 N'_i 点坐标值 σ'_{-1} 及 σ'_a, 零件的极限应力值 σ'_r 为:</p> $\sigma'_r = \sigma'_{\max} = \sigma'_{-1} + \sigma'_{-1}$ $= \frac{\sigma_{-1}(\sigma'_m + \sigma'_a)}{(K_\sigma)_D \sigma'_a + \psi_\sigma \sigma'_m} = \frac{\sigma_{-1} \sigma'_{\max}}{(K_\sigma)_D \sigma'_a + \psi_\sigma \sigma'_m}$ <p>式中, $\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$ 称为等效系数, 即将平均应力折算为等效对称应力幅 $\psi_\sigma \sigma'_m$。</p> <p>若工作点 M 在 $OD'G$ 区域内, 则零件的极限应力值 σ'_r 为:</p> $\sigma'_r = \sigma'_{-1} + \sigma'_{-1} = \sigma_s$

4. 单向稳定循环变应力作用下机械零件疲劳强度计算

(1) 机械零件应力的变化规律

通常典型的应力变化规律有三种:

- ① 变应力的循环特性不变,即 $r = C$,如大多数转轴中的应力状态;
 - ② 变应力的平均应力不变,即 $\sigma_m = C$,如振动着的受载弹簧中的应力状态;
 - ③ 变应力的最小应力不变,即 $\sigma_{\min} = C$,如受轴向变载荷的螺栓中的应力状态。
- 以 $r = C$ 的情况为例,说明机械零件疲劳强度计算的方法。

(2) 循环特性不变即 $r = C$ 时,机械零件的疲劳强度计算方法和步骤

- ① 首先根据零件材料的屈服极限 σ_s 、疲劳极限 σ_{-1} 、 σ_0 (或由 $\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$ 求出) 按比例

画零件的极限应力图。

② 求出零件危险截面上的最大应力 σ_{\max} 及最小应力 σ_{\min} , 算出平均应力 σ_m 、应力幅 σ_a 及循环特性 r , 然后在零件的极限应力图上标出零件工作应力点 N 或 M (参看表 1-2)。

③ 计算零件的安全系数

若工作点 N 在 $OA'D'$ 区域内, 则零件安全系数为:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_r}{\sigma} = \frac{\sigma'_{\max}}{\sigma'_{\max}} = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \quad (1-3)$$

注意: (a) 工作应力为对称循环变应力 ($r = -1$) 时, 零件安全系数为 $S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D \sigma_a}$ 。

(b) 当零件的实际应力循环次数 $N < N_0$ ($N_0 = 5 \times 10^6 \sim 10^7$) 时, 零件的安全系数应为:

$$S_\sigma = \frac{K_N \sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$$

若工作点 M 在 $OD'G$ 区域内, 对应于 M 点的极限应力点 M' 位于直线 $D'G$ 上, 此时的极限应力为屈服极限 σ_s , 只需进行静强度计算。其强度计算式为:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_s}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_s}{\sigma_m + \sigma_a} \quad (1-4)$$

计算说明: 当零件受切应力时, 只需将以上各式中的正应力 σ 换为切应力 τ 即可。

5. 复合应力状态下机械零件的疲劳强度计算

很多零件(如转轴), 在工作时同时受有弯曲应力及扭转应力的复合作用。复合应力的变化是各种各样的, 目前对对称循环变应力的理论分析及试验数据较为成熟, 对非对称循环也可作近似计算。

在零件上同时作用有同相位的法向及切向对称循环变应力 σ_a 及 τ_a 时, 对于钢材, 经过试验得出的极限应力关系为:

$$\left[\frac{\sigma'_a}{\sigma_{-1}/(K_\sigma)_D} \right]^2 + \left[\frac{\tau'_a}{\tau_{-1}/(K_\tau)_D} \right]^2 = 1 \quad (1-5)$$

此式表明极限应力图为一椭圆, 如图 1-9 所示的曲线弧 AB 。

若图 1-9 中的 N 点为零件同时受到 σ_a 和 τ_a 复合

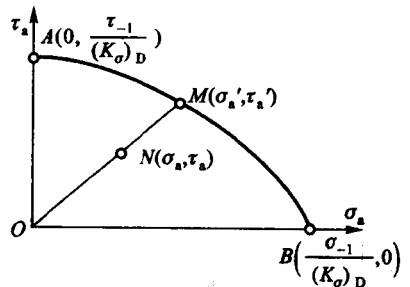


图 1-9

作用的工作应力点,过 N 点作射线 ON 交椭圆弧 AB 于极限应力点 M ,则零件的安全系数为: $S = \frac{OM}{ON} = \frac{\sigma'_a}{\sigma_a} = \frac{\tau'_a}{\tau_a}$,由此可有: $\sigma'_a = S\sigma_a$, $\tau'_a = S\tau_a$,将 σ'_a 、 τ'_a 代入(1-5) 式并整理可得复合应力状态下机械零件的计算安全系数为:

$$S_{ca} = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \quad (1-6)$$

式中: S_σ ——单向正应力时的安全系数;

S_τ ——单向切应力作用时的安全系数。

6. 不稳定变应力下机械零件的疲劳强度

规律性不稳定变应力下机械零件的疲劳强度,可根据疲劳损伤累积假说——曼耐尔(Miner)定理进行计算,具体计算见参考文献[1]。

(五) 机械设计中的摩擦、磨损和润滑

1. 摩擦、磨损和润滑是一门综合性的学科,涉及物理、化学、弹塑性力学、金属材料学、机械学和粘性流体力学等学科知识。在工程实际中,摩擦、磨损和润滑现象不是孤立的,而是互相影响的。如跑合磨损可以使摩擦系数减小,粘着磨损会使摩擦系数增大,甚至卡死。还应当注意到,摩擦和磨损在一般情况下是有害的,但在某些情况下却是有益的。例如摩擦、磨损使零件的寿命缩短,效率降低,是有害的。但在摩擦轮传动和带传动中,摩擦力的增大对传动是有利的。

2. 对于常见的摩擦状态(图 1-10),要注意其形成条件和特点。对于干摩擦,严格来说只能在理想洁净的干燥表面及真空条件下才可能出现。而通常指的干摩擦,是指没有给摩擦表面加入润滑剂时的摩擦。流体摩擦,其表面间有足够厚的油层,将两表面完全隔开,摩擦发生在润滑剂内部,是属于润滑剂的内摩擦,所以摩擦系数很小,但是这种摩擦状态不容易获得。边界摩擦,其表面间存在着一层极薄的润滑膜,它不能将两表面完全隔开,其润滑作用取决于润滑剂的粘度、润滑剂所含的活性物质及润滑膜与摩擦表面的相互作用。混合摩擦是在同一接触表面间同时出现上述几种摩擦状态的摩擦,是生产实际中最常见的摩擦状态。



图 1-10 摩擦状态

摩擦状态通常用膜厚比 $\lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}}$ 判别:当 $\lambda \leq 0.4$ 时为边界摩擦;当 $0.4 < \lambda \leq 3$ 时,为混合摩擦;当 $\lambda > 3 \sim 5$ 时,为流体摩擦。(式中: h_{\min} 为最小油膜厚度, μm ; R_{q1} 、 R_{q2} 是两表面的轮廓均方根差, μm , $R_{q2} = (1.2 \sim 1.5)Ra$, Ra 为表面轮廓的算术平均偏差, μm 。)

3. 摩擦特性曲线(图 1-11)的横坐标 $\eta v/p$ 是无量纲量,随着 $\eta v/p$ 的变化,摩擦副的润滑状态跟着变化。当 $\eta v/p$ 增大时,摩擦状态由边界摩擦过渡到混合摩擦、流体摩擦。摩擦系数 f 在