

金字塔·考研与学习辅导丛书

# 机 械 设 计

---

潘凤章 主编  
潘凤章 李 威 王之栋 编  
王小群 马 纲 孔凌嘉  
卜 炎 主审

机械工业出版社

本书是为高等院校机械类专业学生学习机械设计课程,进行复习和应对考研而编写的。它涵盖了机械设计课程的基本内容。全书由 13 章和全真模拟试卷两大部分组成,每章按基本内容、学习要点、典型例题、习题等题目组织编写。为便于读者复习自学,书中习题和全真模拟试卷大都给出了相应的参考答案。

本书主要作为高等院校机械类专业学生学习机械设计课程的辅助用书,也可以供有关技术人员参考。

## 图书在版编目(CIP)数据

机械设计 /潘凤章主编. —北京:机械工业出版社,  
2004.8  
(金字塔·考研与学习辅导丛书)  
ISBN 7-111-14889-4

I. 机... II. 潘... III. 机械设计—研究生—入学考  
试—自学参考资料 IV. TH122

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2004)第 067919 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 冯春生  
责任编辑 蔡开颖 版式设计 冉晓华 责任校对 姚培新  
封面设计 陈沛 责任印制 洪汉军  
北京京丰印刷厂印刷·新华书店北京发行所发行  
2004 年 9 月第 1 版·第 1 次印刷  
787mm×1092mm<sup>1</sup>/<sub>16</sub>·12.5 印张·272 千字  
定价 30.0 元(含参考答案)

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

本书是为机械类专业学生学习机械设计课程,进行复习和应对考研而编写的。

本书涵盖了机械设计课程的基本内容。全书由13章和模拟试卷两大部分组成,每章按基本内容、学习要点、典型例题、模拟试题等题目组织编写。所谓基本内容,主要是圈定每章需要了解和掌握的内容,而摒除了通常与机械设计课程考试无关的拓展内容。学习要点着重于每章的重点和难点内容。典型例题旨在教会学生分析与解题的方法。习题则采用各院校通常习惯的命题方式组题。全真模拟试卷选录了目前各学校通行的试卷,有些试卷本身就是曾经用过的考研试卷。为便于读者复习自学,书中习题和全真模拟试卷大都给出了相应的参考答案。

机械设计是一门实用性很强的工程设计类课程。许多学生的学习方法不正确。他们习惯于数学的解题方法,常常把一个复杂的问题,不是采用一步一步逐步解决的方式,而是复合为一个代数式,一股脑儿给出最终解。在解题过程中,往往不注意交待参数代号的含义、解题依据、赋值情况以及有效数字的取舍等等内容。本书针对学生解题步骤不完整、叙述过简、过繁以及数据处理不当等普遍存在的现象,从工程设计的实际需要出发,注意解题过程中的示范作用,力图使学生能够正确地掌握工程解题的方式、方法,并为日后恰当地编写技术资料奠定基础。

参加本书编写的有:天津大学潘凤章(第1章、第2章、第4章、第8章,模拟试卷7~10),北京科技大学李威(第3章、第13章,模拟试卷4~6),北京航空航天大学王之栋(第5章、第10章),北京科技大学王小群(第6章、第12章),北京航空航天大学马纲(第7章、第9章),北京理工大学孔凌嘉(第11章,模拟试卷1~3)。由潘凤章担任主编。

本书承蒙天津大学卜炎教授担任主审,提出了许多宝贵意见,在此谨表示衷心感谢。

由于编者水平和时间所限,错误之处,在所难免,殷切希望广大读者对于书中错误和不妥之处提出宝贵意见。

编者

2004年8月

# 目 录

前言

第 1 章	机械设计概论 .....	1
	习题 1 .....	3
第 2 章	机械零件的疲劳强度 .....	5
	习题 2 .....	14
第 3 章	摩擦、磨损与润滑 .....	16
	习题 3 .....	19
第 4 章	联接 .....	21
	习题 4 .....	35
第 5 章	带传动 .....	39
	习题 5 .....	43
第 6 章	齿轮传动 .....	44
	习题 6 .....	52
第 7 章	蜗杆传动 .....	57
	习题 7 .....	65
第 8 章	链传动 .....	68
	习题 8 .....	70

第 9 章 轴 .....	72
习题 9 .....	77
第 10 章 滑动轴承 .....	80
习题 10 .....	85
第 11 章 滚动轴承 .....	87
习题 11 .....	94
第 12 章 联轴器、离合器及制动器 .....	98
习题 12 .....	99
第 13 章 弹簧 .....	103
习题 13 .....	108
全真模拟试卷 1 .....	111
全真模拟试卷 2 .....	115
全真模拟试卷 3 .....	119
全真模拟试卷 4 .....	123
全真模拟试卷 5 .....	127
全真模拟试卷 6 .....	131
全真模拟试卷 7 .....	135
全真模拟试卷 8 .....	138
全真模拟试卷 9 .....	141
全真模拟试卷 10 .....	143
参考文献 .....	145

# 第 1 章 机械设计概论

## 1.1 基本内容

- 1) 机器的作用和基本组成。
- 2) 机械设计需满足的基本要求。
- 3) 机械零件常用名词术语。
- 4) 机械零件的主要失效形式与设计准则。
- 5) 机械零件的载荷与应力。
- 6) 机械零件常用材料及其选择。

## 1.2 学习要点

### 1. 载荷与应力

(1) 名义载荷与计算载荷 根据额定功率用力学公式计算出的作用在零件上的载荷称为名义载荷。载荷系数  $K$  与名义载荷的乘积称为计算载荷。在载荷计算中, 载荷系数是用以反映载荷随时间作用的不均匀性、载荷在零件上分布的不均匀性以及其它影响零件受力情况的系数。

计算载荷与名义载荷的关系可表示如下

$$F_c = KF, P_c = KP, T_c = KT$$

式中,  $F_c$ 、 $P_c$ 、 $T_c$  分别是计算力、计算功率和计算转矩;  $F$ 、 $P$ 、 $T$  分别表示名义力、名义功率和名义转矩;  $K$  是载荷系数。

(2) 名义应力与计算应力 根据名义载荷求得的应力称为名义应力。由计算载荷求得的应力称为计算应力。不过, 计算应力有时还要计入应力集中等因素的影响。

(3) 静载荷与变载荷 不随时间变化或变化缓慢的载荷称为静载荷; 随时间作周期性变化或非周期性变化的载荷称为变载荷。

(4) 静应力与变应力 不随时间变化或变化缓慢的应力称为静应力; 随时间变化的应力称为变应力。

静应力只能在静载荷作用下产生。变应力可能由变载荷产生, 也可能由静载荷产生。

(5) 循环应力 随时间作周期性变化的应力称为循环应力。一个循环应力，通常可由最大应力  $\sigma_{\max}$ 、最小应力  $\sigma_{\min}$ 、平均应力  $\sigma_m$ 、应力幅  $\sigma_a$  和应力比（也称循环特性） $r$  五个参数中的任意两个参数来描述。各参数之间具有以下关系：

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} ; \sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} ; r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$$

对称循环应力、脉动循环应力和静应力可视为循环应力中的一些特例。其特征为：

对称循环应力  $r = -1, \sigma_m = 0, \sigma_a = \sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$

脉动循环应力  $\sigma_{\max} = 0, \sigma_{\min} = 0, \sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{\max}}{2}$

静应力  $r = +1, \sigma_a = 0, \sigma_m = \sigma_{\max} = \sigma_{\min}$

## 2. 强度准则

(1) 强度判据 强度判据有两种形式，其强度条件分别表示为

第一种  $\sigma \leq [\sigma], [\sigma] = \frac{\sigma_{\lim}}{[S_\sigma]}$

$$\tau \leq [\tau], [\tau] = \frac{\tau_{\lim}}{[S_\tau]}$$

第二种  $S_\sigma = \frac{\sigma_{\lim}}{\sigma} \geq [S_\sigma]$

$$S_\tau = \frac{\tau_{\lim}}{\tau} \geq [S_\tau]$$

式中， $\sigma$ 、 $\tau$  分别是零件危险截面上的最大正应力和最大切应力； $[\sigma]$ 、 $[\tau]$  分别是许用正应力和许用切应力； $\sigma_{\lim}$ 、 $\tau_{\lim}$  分别是极限正应力和极限切应力； $S_\sigma$ 、 $S_\tau$  分别是零件危险截面上的正应力和切应力的安全系数； $[S_\sigma]$ 、 $[S_\tau]$  分别是正应力和切应力的许用安全系数。

(2) 极限应力 零件在静应力条件下工作，其失效为断裂或塑性变形。对于塑性材料零件，应按照不发生塑性变形的条件进行强度计算。此时，取材料的屈服点  $\sigma_s$ 、 $\tau_s$  为极限应力，即取

$$\sigma_{\lim} = \sigma_s \text{ 或 } \tau_{\lim} = \tau_s$$

对于脆性材料零件，应按不发生断裂的条件进行强度计算。此时，取材料的强度极限  $\sigma_b$ 、 $\tau_b$  为极限应力，即取

$$\sigma_{\lim} = \sigma_b \text{ 或 } \tau_{\lim} = \tau_b$$

在循环应力作用下，零件的失效是疲劳。循环应力的极限应力为疲劳极限  $\sigma_{\gamma N}$ ，详见疲劳强度计算。

(3) 应力集中 对于塑性材料，零件绝对尺寸和应力集中的影响不大，强度计算时可不予考虑。对于组织不均匀的脆性材料（如铸铁），由于材料内部不均匀引起的应力集中远大于零件形状和机械加工所引起的应力集中，后者对零件强

度无显著影响，计算时也可不考虑。

(4) 复合应力 在复合应力下工作的零件，应按强度理论确定强度条件。

3. 表面接触强度 高副零件工作时，在其接触部位表面产生接触应力。在接触应力反复作用下，零件的失效为表面疲劳。其特征是在零件表面上因材料剥落而形成小坑，称为表面疲劳磨损或疲劳点蚀，简称点蚀。

一般地说，提高接触表面的硬度、增大接触表面的综合曲率半径是提高表面接触强度的最有效的措施。

相对于表面接触强度而言，零件受拉、压、弯、扭、剪作用下的强度称“体积强度”。

4. 提高零件刚度的措施 减小力臂和支点距离、增加辅助支撑、选择合理的截面形状、采用加强肋等都能提高零件的刚度。

应当指出，碳钢与合金钢的弹性模量相差不大，在尺寸相同的条件下，为提高零件的刚度而采用合金钢意义不大。

### 1.3 典型例题

例 1-1 已知某零件截面上的最大应力  $\sigma_{\max} = 120\text{MPa}$  和循环特性  $r = -0.5$ ，试确定其最小应力  $\sigma_{\min}$ 、平均应力  $\sigma_m$  和应力幅  $\sigma_a$ 。

解 1) 最小应力

$$\sigma_{\min} = r_{\max} = -0.5 \times 120\text{MPa} = -60\text{MPa}$$

2) 平均应力

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{120 + (-60)}{2}\text{MPa} = 30\text{MPa}$$

3) 应力幅

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{120 - (-60)}{2}\text{MPa} = 90\text{MPa}$$

#### 习题 1

(一) 填空题

1. 根据\_\_\_\_功率用力学公式计算出的作用在零件上的载荷称为名义载荷。\_\_\_\_与名义载荷的乘积称为计算载荷。
2. 根据\_\_\_\_载荷求得的应力称为名义应力。由\_\_\_\_载荷求得的应力称为计算应力。
3. 一个循环应力，通常可由最大应力、最小应力、平均应力、应力幅和\_\_\_\_五个参数中的任意\_\_\_\_参数来描述。
4. 对称循环应力的循环特性为\_\_\_\_；脉动循环的循环特性为\_\_\_\_。

- \_\_\_\_\_。
- 零件在静应力条件下工作，其失效形式为\_\_\_\_\_。
  - 在循环应力作用下，零件的失效是\_\_\_\_\_。
  - 在循环应力下工作的零件，强度计算中，应依其\_\_\_\_\_为极限应力。
  - 对于在静应力条件下工作的塑性材料零件，强度计算中，应依其材料的\_\_\_\_\_为极限应力。
  - 在静应力条件下工作的铸铁零件，应依其\_\_\_\_\_为极限应力。
  - 提高\_\_\_\_\_、增大\_\_\_\_\_是提高零件表面接触强度的最有效的措施。

(二) 选择题

- 下列命题中，\_\_\_\_\_是正确的。
  - 变应力只能由变载荷产生
  - 变应力只能由静载荷产生
  - 变应力不能由静载荷产生
  - 变应力可能由静载荷产生
- 零件的工作安全系数等于\_\_\_\_\_。
  - 极限应力比许用应力
  - 许用应力比极限应力
  - 许用应力比工作应力
  - 极限应力比工作应力
- 若  $\sigma$  是零件危险截面处的最大应力， $[\sigma]$  是许用应力， $S_\sigma$  是危险截面处的实际安全系数， $[S_\sigma]$  是许用安全系数，则强度条件可写成\_\_\_\_\_。
  - $\sigma \leq [\sigma], S_\sigma \leq [S_\sigma]$
  - $\sigma \geq [\sigma], S_\sigma \geq [S_\sigma]$
  - $\sigma \leq [\sigma], S_\sigma \geq [S_\sigma]$
  - $\sigma \geq [\sigma], S_\sigma \leq [S_\sigma]$
- 两圆柱体接触，其最大接触应力  $\sigma_{H\max}$  与载荷  $F$  的关系为： $\sigma_{H\max}$  与\_\_\_\_\_成正比。
  - $F$
  - $F^{\frac{1}{2}}$
  - $F^{\frac{1}{3}}$
  - $F^2$
- 钢中碳的质量分数为\_\_\_\_\_时，称为中碳钢。
  - 0.1~0.25%
  - 0.25~0.60%
  - 0.60~1.0%
  - 1.0~2.0%
- 不能用\_\_\_\_\_的方法提高零件刚度。
  - 增加辅助支撑
  - 改变截面形状
  - 合金钢代替碳钢
  - 减小力臂和支点距离

# 第 2 章 机械零件的疲劳强度

## 2.1 基本内容

本章的主要内容为：疲劳曲线和极限应力图；影响机械零件疲劳强度的主要因素；受恒幅循环应力零件的疲劳强度；受变幅循环应力零件的疲劳强度。

- 1) 疲劳曲线。
- 2) 极限应力图。
- 3) 影响机械零件疲劳强度的主要因素。
- 4) 受恒幅循环应力零件的疲劳强度。
- 5) 受变幅循环应力零件的疲劳强度。

## 2.2 学习要点

### 1. 疲劳曲线

(1) 疲劳极限  $\sigma_{rN}$  和疲劳寿命  $N$  在循环特性为  $r$  的循环应力作用下，应力循环  $N$  次后，材料不发生疲劳的中值最大应力  $\sigma_{\max}$ （或者  $\tau_{\max}$ ）叫做这种材料的疲劳极限，用  $\sigma_{rN}$ （或者  $\tau_{rN}$ ）表示。

材料疲劳失效前所经历的应力循环次数  $N$  叫作疲劳寿命。

疲劳强度设计中，应以疲劳极限  $\sigma_{rN}$ （或者  $\tau_{rN}$ ）作为材料的极限应力。

不同循环特性  $r$  和不同应力循环次数  $N$  所对应的疲劳极限  $\sigma_{rN}$ （或  $\tau_{rN}$ ）不同。

(2) 疲劳极限  $\sigma_r$  与条件疲劳极限  $\sigma_{rN}$  在循环特性  $r$  一定时，不同的应力循环次数  $N$  所对应的疲劳极限  $\sigma_{rN}$  不同。表示疲劳极限  $\sigma_{rN}$  与疲劳寿命  $N$  之间关系的曲线称疲劳曲线或  $\sigma$ - $N$  曲线，如图 2-1 所示。

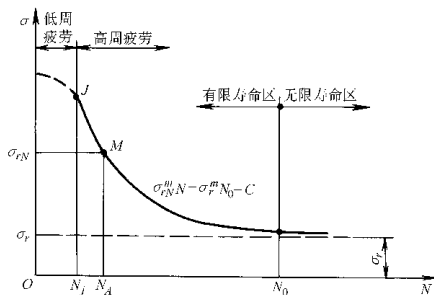


图 2-1 典型疲劳曲线

从疲劳曲线图可以看出：疲劳寿命  $N$  随着最大应力  $\sigma_{\max}$  的取值减小而增大。并且，疲劳曲线逐渐趋近于水平，其存在水平渐近线  $\sigma = \sigma_r$ 。这就是说，当最大应力  $\sigma_{\max} \leq \sigma_r$  时，疲劳寿命  $N$  可至无限。因此， $\sigma_r$  就叫做无限寿命下的疲劳极限，或者持久疲劳极限，简称疲劳极限；为了相区别，有时则将有限寿命  $N$  所对应的疲劳极限  $\sigma_{rN}$  叫做有限寿命下的疲劳极限，或称条件疲劳极限。

(3) 循环基数  $N_0$  在对称弯曲条件下进行钢或者铸铁的疲劳实验时，如果试件经受一定循环次数  $N_0$ （如  $10^7$  次）后，仍未发生断裂，则可认为再增加循环次数，试件亦不会断裂，这里称  $N_0$  为循环基数。通常取  $N_0 = 2 \times 10^6 \sim 10^7$  次，并将其所对应的最大应力  $\sigma_{\max}$  值就作为疲劳极限  $\sigma_r$ 。

实验表明，一些有色金属在循环次数超过  $5 \times 10^8$  次时，其疲劳曲线仍无水平趋势。对于这类材料，也选定一个有限次数  $N_0$ （例如取  $N_0 = 10^8$  次），当作循环基数，并将其所对应的最大应力作为疲劳极限  $\sigma_r$ 。

循环基数  $N_0$  将疲劳曲线划分为两个区域：有限寿命区（ $N < N_0$  时）和无限寿命区（ $N \geq N_0$  时）。

(4) 疲劳曲线方程 用曲线拟和方法可得到疲劳曲线的方程

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{rN}^m N &= \sigma_r^m N_0 = C \quad (C \text{ 为常数}) \\ \text{定义域: } (10^3 \sim 10^4) &< N < N_0 \end{aligned} \right\} \quad (2-1)$$

式中  $\sigma_r$  是疲劳极限； $\sigma_{rN}$  是条件疲劳极限； $N$  是疲劳寿命； $N_0$  是循环基数； $m$  是寿命指数。

需要指出，疲劳曲线方程适用于  $N > (10^3 \sim 10^4)$  次的高周疲劳，而不适用于  $N \leq (10^3 \sim 10^4)$  次的低周疲劳。对于循环次数较少的低周疲劳问题，通常可按静强度处理。其次，由于引入了循环基数  $N_0$  的概念，故当循环次数  $N \geq N_0$  时，一般应取

$$\sigma_{rN} = \sigma_r \quad (\text{定义域: } N \geq N_0) \quad (2-2)$$

寿命指数  $m$  与加载方式（如：拉压、弯曲、扭转或接触等）及材质（如：钢铁或有色金属，以及采用何种热处理方法）等有关。

(5) 寿命系数  $k_N$  由式(2-1)得

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{rN} &= \sqrt{\frac{N_0}{N}} \sigma_r = k_N \sigma_r \\ k_N &= \sqrt{\frac{N_0}{N}} \\ \text{定义域: } &N < N_0 \end{aligned} \right\} \quad (2-3)$$

当  $N \geq N_0$  时， $k_N = 1$ 。关于这一点，还望读者格外注意。

## 2. 极限应力图

(1) 材料的  $\sigma_m - \sigma_a$  极限应力图 疲劳寿命一定时,不同应力比  $r$  对应的材料疲劳极限  $\sigma_{rN}$  不同,这可由  $\sigma_m - \sigma_a$  极限应力图来表示。图 2-2 为无限寿命下的  $\sigma_m - \sigma_a$  极限应力图。极限应力曲线  $ABF$  上的任一点  $N(\sigma_{rm}, \sigma_{ra})$  所对应的循环特性

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_{rm} - \sigma_{ra}}{\sigma_{rm} + \sigma_{ra}} \quad (2-4)$$

极限应力

$$\sigma_r = \sigma_{rm} + \sigma_{ra} \quad (2-5)$$

相反,当循环特性  $r$  已知时,也可以在极限应力曲线  $ABF$  上唯一地确定一个点。

(2)  $\sigma_m - \sigma_a$  极限应力图的简化 图 2-2 所示的  $\sigma_m - \sigma_a$  极限应力图是通过实验获得的,实验工作量很大。工程上一般采用由折线或直线代替的简化的  $\sigma_m - \sigma_a$  极限应力图,如图 2-3 所示。

对于塑性较好的钢,通常由图 2-3a 所示的折线  $ABEF$  代替之。其中  $A(0, \sigma_{-1})$  为对称循环坐标点,  $B(\sigma_0/2, \sigma_0/2)$  为脉动循环坐标点,  $S(\sigma_s, 0)$  为屈服点。对于低塑性钢或铸铁,则采用如图 2-3b 所示的直线  $AF$  代替之。其中  $A(0, \sigma_{-1})$  为对称循环坐标点,  $F(\sigma_b, 0)$  为抗拉强度所对应的坐标点。

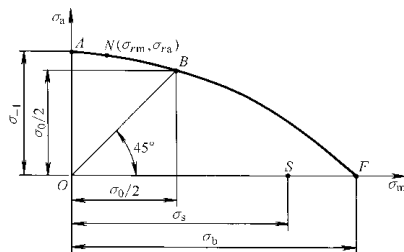


图 2-2  $\sigma_m - \sigma_a$  极限应力图

(3) 简化  $\sigma_m - \sigma_a$  极限应力图的曲线方程 在用解析法处理疲劳强度问题时,往往需要写出简化的  $\sigma_m - \sigma_a$  极限应力图曲线方程。在图 2-3a 中,直线  $A(B)E$  的方程为

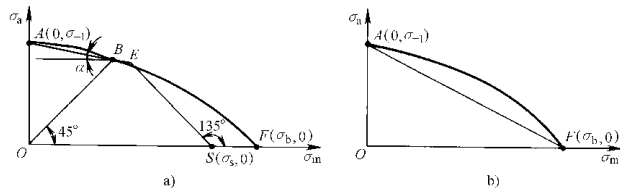


图 2-3  $\sigma_m - \sigma_a$  极限应力图的简化

a) 塑性较好钢的简化方式 b) 低塑性钢或铸铁的简化方式

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{-1} &= \sigma_{ra} + \psi_{\sigma} \sigma_{rm} \\ \psi_{\sigma} &= \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} = \tan \alpha \end{aligned} \right\} \quad (2-6)$$

式中,  $\psi_{\sigma}$  是平均应力折合为应力幅的等效系数。

直线  $ES$  的方程

$$\sigma_{rm} + \sigma_{ra} = \sigma_s \quad (2-7)$$

在图 2-3b 中, 直线  $AF$  的方程

$$\sigma_{ra} + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_b} \sigma_{rm} = \sigma_{-1} \quad (2-8)$$

同理, 在切应力条件下, 对于简化的  $\tau_m - \tau_a$  极限应力图, 读者可以自己写出与式(2-6)~式(2-8)相应的切应力形式表达式。在切应力条件下, 等效系数用  $\psi_{\tau}$  表示。

(4) 等效系数  $\psi_{\sigma}$ 、 $\psi_{\tau}$  由式(2-6)和图 2-3 可以看出: 等效系数  $\psi_{\sigma} = \tan \alpha$  反映简化  $\sigma_m - \sigma_a$  极限应力图中直线  $AE$  的斜率。因此, 在缺乏  $\sigma_0$  数据资料的时候, 可由  $\sigma_{-1}$  和等效系数  $\psi_{\sigma} = \tan \alpha$  条件, 绘制  $\sigma_m - \sigma_a$  极限应力图。(显然, 切应力条件下亦如此)

等效系数  $\psi_{\sigma}$ 、 $\psi_{\tau}$  与材料有关。

碳素钢:  $\psi_{\sigma} \approx 0.1 \sim 0.2$ ,  $\psi_{\tau} \approx 0.05 \sim 0.1$

合金钢:  $\psi_{\sigma} \approx 0.2 \sim 0.3$ ,  $\psi_{\tau} \approx 0.1 \sim 0.15$

### 3. 影响机械零件疲劳强度的主要因素

影响机械零件疲劳强度的主要因素为: 应力集中、表面状态和绝对尺寸。分别用有效应力集中系数(或称疲劳缺口系数)  $k_{\sigma}$  (或  $k_{\tau}$ )、表面状态系数  $\beta_{\sigma}$  (或  $\beta_{\tau}$ ) 和绝对尺寸系数  $\epsilon_{\sigma}$  (或  $\epsilon_{\tau}$ ) 来反映, 并且通常归结为一个综合影响系数  $k_{\sigma D}$  或  $k_{\tau D}$ 。

$$\left. \begin{aligned} k_{\sigma D} &= \frac{k_{\sigma}}{\beta_{\sigma} \epsilon_{\sigma}} \\ k_{\tau D} &= \frac{k_{\tau}}{\beta_{\tau} \epsilon_{\tau}} \end{aligned} \right\} \quad (2-9)$$

实验证明: 应力集中、表面状态和尺寸因素只对应力幅有影响, 而对平均应力无明显影响。

### 4. 零件的 $\sigma_m - \sigma_a$ 极限应力图

材料的极限应力图是用标准试件通过实验测得的, 并且通常为无限疲劳寿命。一方面, 由于受形状、尺寸和表面状态等因素的影响, 通常使零件的极限应力降低。另一方面, 当零件只需作有限寿命设计时, 其极限应力可相应提高。因此, 零件的  $\sigma_m - \sigma_a$  极限应力图与材料的不同, 需要在材料极限应力图的基础上, 通过计入综合影响系数  $k_{\sigma D}$  (或  $k_{\tau D}$ ) 及寿命系数  $k_N$  来确定。图 2-4 中, 折线  $A_1 B_1 E_1 S$  即表示疲劳寿命为  $N$  时某零件的  $\sigma_m - \sigma_a$  极限应力图(也称许用极限应力图)。其中, 直线

$A_1E_1$  为零件的疲劳强度线, 直线  $E_1S$  为其屈服强度线。

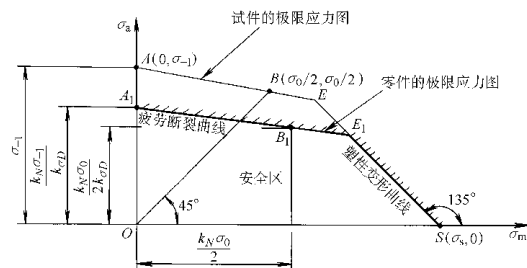


图 2-4 零件的  $\sigma_m - \sigma_a$  极限应力图

可以看出, 绘制零件的  $\sigma_m - \sigma_a$  极限应力图的工作, 主要就在于确定特征点  $A_1$  和  $B_1$  的坐标位置。其中

$$A_1 \left( 0, \frac{k_N \sigma_{-1}}{k_{\sigma D}} \right), B_1 \left( \frac{k_N \sigma_0}{2}, \frac{k_N \sigma_0}{2 k_{\sigma D}} \right)$$

应当指出, 特征点  $B_1$  的横坐标之所以取为  $\sigma_m = k_N \sigma_0 / 2$ , 而非  $\sigma_m = k_N \sigma_0 / 2 k_{\sigma D}$  是基于“应力集中、表面状态和尺寸因素只对应力幅有影响, 而对平均应力无明显影响”这样一个基本事实。

### 5. 工作应力增长规律

常见的工作应力增长规律有三种：

- 1)  $r = \sigma_a / \sigma_m = \text{常数}$  (图 2-5a), 例如, 转轴工作中的弯曲应力。
- 2)  $\sigma_m = \text{常数}$  (图 2-5b), 例如, 车辆减振弹簧的工作应力。
- 3)  $\sigma_{\min} = \text{常数}$  (图 2-5c), 例如, 气缸盖螺栓、连杆螺栓等工作中的应力。

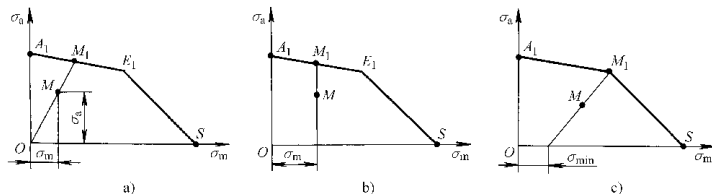


图 2-5 零件工作应力增长规律

a)  $\sigma_a / \sigma_m = \text{常数}$  b)  $\sigma_m = \text{常数}$  c)  $\sigma_{\min} = \text{常数}$

其中, 第一种被称为简单加载, 其余则称复杂加载。在评价机械零件的疲劳强度时, 一般首先需要确定零件的工作应力增长规律。对于复杂问题, 当不能具体确

定零件的工作应力增长规律时,一般可按简单加载处理。

在图 2-5 中,点  $M(\sigma_m, \sigma_a)$  表示零件的工作应力,点  $M_1$  则表示每一种应力增长规律下零件所对应的极限应力。

不同应力增长规律,将安全区划分为“疲劳区”和“塑性区”的结果不同,如图 2-6 所示。

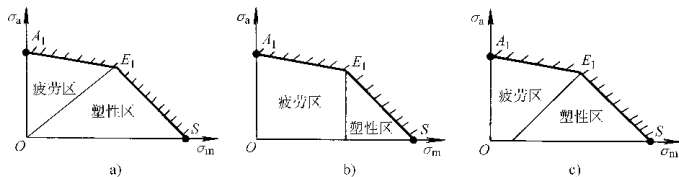


图 2-6 不同应力增长规律下零件的疲劳区和塑性区

a)  $\sigma_a/\sigma_m = \text{常数}$  b)  $\sigma_m = \text{常数}$  c)  $\sigma_{\min} = \text{常数}$

需要指出,在一些教材中,简单加载被定义为  $r = \sigma_{\min}/\sigma_{\max} = \text{常数}$ ,它实际上与这里所定义  $r = \sigma_a/\sigma_m = \text{常数}$ ,在本质上是相同的。因为若设  $r = \sigma_a/\sigma_m = C$  ( $C$  为常数) 则显然

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a} = \frac{1 - \frac{\sigma_a}{\sigma_m}}{1 + \frac{\sigma_a}{\sigma_m}} = \frac{1 - C}{1 + C} = \text{常数 (不含 } \sigma_m = 0 \text{ 的 } A_1 \text{ 点)} \quad (2-10)$$

### 6. 受恒幅循环应力零件的疲劳强度

疲劳强度设计的一项基本内容,就是确定危险截面上的安全系数,而安全系数大小同时与零件的工作应力和极限应力的取值有关。其中,极限应力除了受综合影响系数  $k_{\sigma D}$  (或  $k_{\tau D}$ ) 和寿命系数  $k_N$  的影响之外,还与工作应力的增长规律有关。如图 2-7 所示,假设有一个零件,其工作应力点为  $M(\sigma_m, \sigma_a)$ ,其最大应力

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a \quad (2-11)$$

并且除了应力增长规律不同之外,其他条件完全相同,则从图中便不难看出:在简单加载条件下,所对应的极限应力为  $M'_1$ ;当  $\sigma_m = \text{常数}$  时,对应的极限应力为  $M'_2$ ;当  $\sigma_{\min} = \text{常数}$  时,对应的极限应力为  $M'_3$ 。其中,  $M'_1$  落在屈服强度线上,表明在简单加载条件下,零件只是静强度问题,而点  $M'_2$ 、 $M'_3$  落在疲劳强

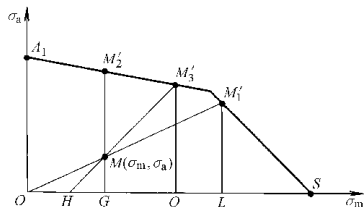


图 2-7 在不同应力增长规律下的零件极限应力比较

度线上,零件则属于疲劳强度问题。三种情况下,零件的安全系数分别表示如下:

1)  $r = \sigma_a / \sigma_m = \text{常数}$  (简单加载)时,最大应力安全系数为

$$S_\sigma = \frac{\sigma_s}{\sigma_{\max}} = \frac{\overline{OL} + \overline{LM}'_1}{\overline{OG} + \overline{GM}} = \frac{\overline{OM}'_1}{\overline{OM}} = \frac{\overline{M}'_1 L}{\overline{MG}} = S_{\sigma a} \quad (2-12)$$

式中,  $S_{\sigma a}$  是应力幅安全系数。

2)  $\sigma_m = \text{常数}$  时,设工作应力  $M$  所对应极限应力点为  $M'_2$  ( $\sigma'_{rm}$ 、 $\sigma'_{ra}$ ) ,其最大应力值  $\sigma'_r = \sigma'_{rm} + \sigma'_{ra}$  ,则零件的最大应力安全系数  $S_\sigma$  和应力幅安全系数  $S_{\sigma a}$  分别为

$$S_\sigma = \frac{\sigma'_r}{\sigma_{\max}} = \frac{\overline{OG} + \overline{GM}'_2}{\overline{OG} + \overline{GM}} \quad (2-13)$$

$$S_{\sigma a} = \frac{\sigma'_{ra}}{\sigma_a} = \frac{\overline{GM}'_2}{\overline{GM}} \quad (2-14)$$

3)  $\sigma_{\min} = \text{常数}$  时,零件的最大应力安全系数  $S_\sigma$  和应力幅安全系数  $S_{\sigma a}$  分别为

$$S_\sigma = \frac{\sigma'_r}{\sigma_{\max}} = \frac{\overline{OQ} + \overline{QM}'_3}{\overline{OG} + \overline{GM}} \quad (2-15)$$

$$S_{\sigma a} = \frac{\sigma'_{ra}}{\sigma_a} = \frac{\overline{QM}'_3}{\overline{GM}} \quad (2-16)$$

### 7. 受规律性变幅循环应力零件的疲劳强度

机器在工作中载荷并不一定总是处于同一水平上。譬如 起重机,在使用过程中,有时吊起的重物重些,有时又可能轻些。因此,零件的工作应力就会时大时小,也就是受到变幅循环应力。变幅循环应力,也叫非稳定循环应力,可分为两类,即:规律性变幅循环应力和无明显规律的变幅循环应力。这里只讨论受规律性变幅循环应力零件的疲劳问题。解决这类问题,主要依据“疲劳损伤积累假说”,也称 Miner 法则。

#### (1) 疲劳损伤积累假说

在每一次应力作用下,零件寿命就要受到微量的疲劳损伤,当疲劳损伤积累到一定程度(达到疲劳极限)时便发生疲劳断裂。

图 2-8 所示为由几个最大应力分别为  $\sigma_1$ 、 $\sigma_2$ 、 $\sigma_3$ ... 的恒幅循环应力构成的规律性变幅循环应力。图中  $n_1$  为应力  $\sigma_1$  的累计循环次数,  $N_1$  为在  $\sigma_1$

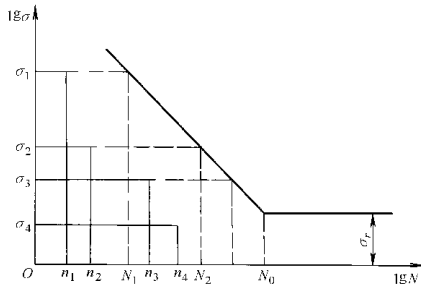


图 2-8 受规律性变幅循环应力疲劳问题

单独作用下相应的疲劳寿命。同理,  $n_2$  为应力  $\sigma_2$  的累计循环次数,  $N_2$  为在  $\sigma_2$  单独作用下相应的疲劳寿命, 其余类推。那么, 当

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \dots = \sum \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (2-17)$$

时, 则疲劳即将发生。其中  $n_i/N_i$  为各种应力下的寿命损伤率。因此, 疲劳损伤积累假说也可以说成是: 在每一次应力作用下, 零件寿命就要受到微小的疲劳损伤, 当寿命损伤率之和等于 1 时, 疲劳即将发生。可以说, 式(2-17)是疲劳损伤积累假说的数学表达形式。

(2) 等效应力  $\sigma_V$  与等效循环次数  $N_V$  解决受变幅循环应力零件的疲劳问题, 一般是先把规律性变幅循环应力转化为一与其寿命损伤率相等的等幅循环应力  $\sigma_V$ , 然后再按等幅循环应力疲劳的方法进行处理。转化后的等幅循环应力  $\sigma_V$  叫做等效应力, 与等效应力相应的循环次数  $N_V$  叫做等效循环次数。

通常等效应力可取非稳定变应力中的应力最大者, 或虽非最大, 但却是作用时间很长的应力较大者。总之, 一般应把对于零件的损伤起主要作用的应力作为等效应力。

在图 2-8 中, 若取等效应力  $\sigma_V = \sigma_1$ ,  $N_1$  为在  $\sigma_1$  单独作用下相应的疲劳寿命。则等效转化的条件即为

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \dots = \frac{N_V}{N_1} \quad (2-18)$$

依次对上式中每项的分子、分母同乘以  $\sigma_1^m$ 、 $\sigma_2^m$ 、 $\sigma_3^m$ 、 $\dots$ 、 $\sigma_V^m$ , 则利用式(2-1)可得

$$\sigma_1^m n_1 + \sigma_2^m n_2 + \sigma_3^m n_3 + \dots = \sigma_V^m N_V$$

于是, 等效循环次数

$$N_V = \sum \left( \frac{\sigma_i}{\sigma_V} \right)^m n_i \quad (2-19)$$

(3) 变幅循环应力的寿命系数  $k_N$  由式(2-3) 变幅循环应力下的寿命系数为

$$k_N = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_V}} \quad (2-20)$$

## 2.3 典型例题

**例 2-1** 已知 45 钢的对称循环疲劳极限  $\sigma_{-1} = 270\text{MPa}$ , 设寿命指数  $m = 9$ , 应力循环基数  $N_0 = 10^7$ 。试分别确定应力循环次数为  $N_1 = 5.36 \times 10^5$ 、 $N_2 = 1.52 \times 10^8$  时的寿命系数  $k_N$  和疲劳极限  $\sigma_{-1N}$ 。

**解** (1) 应力循环次数  $N_1 = 5.36 \times 10^5$  时, 由式(2-1)计算寿命系数

$$k_{N1} = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_1}} = \sqrt[9]{\frac{10^7}{5.36 \times 10^5}} = 1.38$$