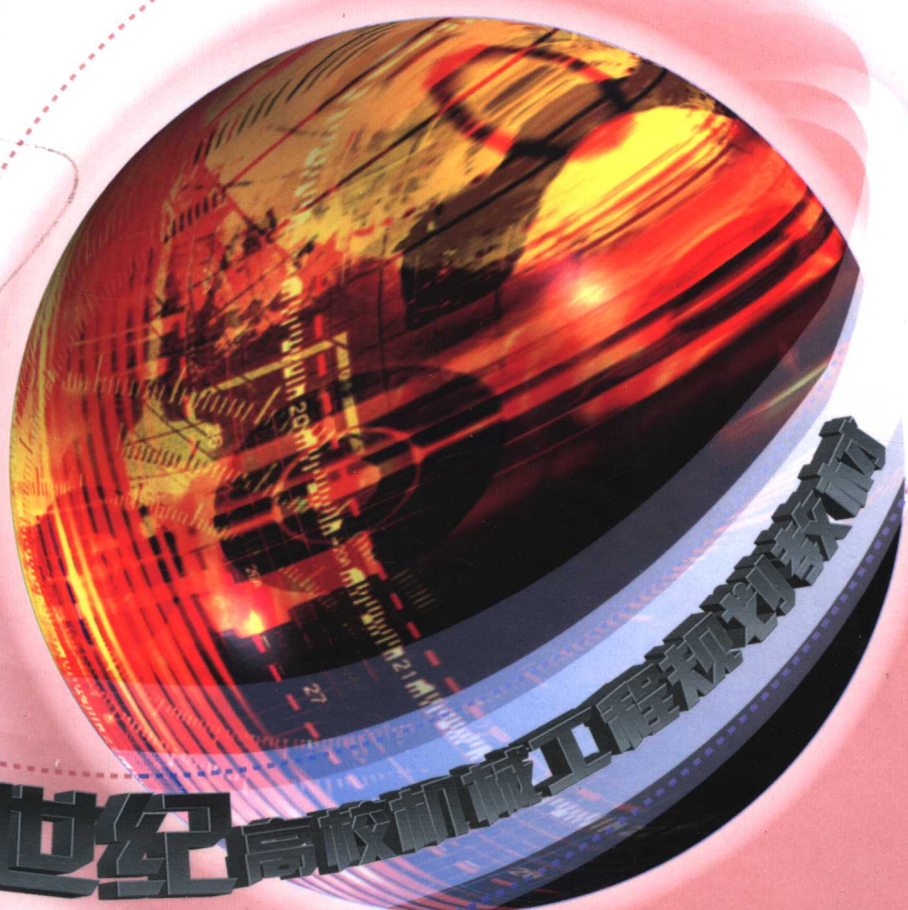




机械设计习题与指导

重点难点及典型题解析

主编 邢琳 王 淮



新世纪高校机械工程规划教材



新世纪高校机械工程规划教材

机械设计习题与指导

重点难点及典型题解析

主 编	邢 琳	王 潍
副主编	张秀芳	肖文生
参 编	李乃根	任秀华
主 审	李长春	

机械工业出版社

本书是根据 2002 年全国高校教学指导委员会“机械设计课程教学基本要求”并配合当前出版的各种《机械设计》教材而编写。

本书对重点难点的分析深入浅出,对典型题的讲解规范明确,练习题知识点突出,综合性强,有利于学生更好地掌握课程的知识,提高综合分析问题、解决问题的能力。

本书供一般工科院校机械类及近机械类本科生使用。

图书在版编目 (CIP) 数据

机械设计习题与指导:重点难点及典型题解析/邢琳,
王潍主编. —北京:机械工业出版社, 2005.8

新世纪高校机械工程规划教材

ISBN 7-111-17122-5

I. 机… II. ①邢…②王… 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 (2005) 第 089768 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:刘小慧 版式设计:冉晓华 责任校对:姚培新

封面设计:姚毅 责任印制:洪汉军

北京京丰印刷厂印刷

2005 年 8 月第 1 版·第 1 次印刷

1000mm×1400mm B5·6 印张·232 千字

定价:16.00 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) 68326294

封面无防伪标均为盗版

新世纪高校机械工程规划教材 编审委员会

顾 问：艾兴（院士）

领导小组：

张 慧	高振东	梁景凯	高文龙
赵永瑞	赵玉刚		

委 员：

张 慧	张进生	宋世军	沈敏德
赵永瑞	程居山	赵玉刚	齐明侠
高振东	王守城	姜培刚	梅 宁
昃向博	梁景凯	方世杰	高文龙
王世刚	尚书旗	姜军生	刘镇昌

前 言

本书是根据 2002 年全国高校教学指导委员会提出的“机械设计课程教学基本要求”并配合当前出版的各种《机械设计》教材而编写,适用于一般工科院校机械类及近机械类专业本科生。

该教材主要包含三部分内容:各章的重点、难点分析;典型题分析;练习题。另外还有两套课程综合测试题、三个设计大作业的题目、参考答案以及少量考研模拟题和答案。

该教材的特点是:对重点、难点内容进行了深入浅出地、简练地梳理和分析,对学生起到课程同步辅导的作用,有利于学生对课程重点、难点的理解和把握;典型题分析知识点明确,具有代表性和示范性,可以使学生掌握解题思路和分析问题、解决问题的方法,并有利于学生作业的规范化;练习题部分知识点突出、目的性强、综合性强、题型多、题量适中,通过课程同步练习,可使学生基础扎实,并提高构思与表达能力、设计与创新能力、分析与综合能力。本书编入了两套课程综合测试题和两套试卷,供学生学完本课程以后自我检测,了解自己对课程的掌握情况,并用于说明本课程的考试方法。书中还有少量的考研练习题及解答,主要是对学生将来的考研起到抛砖引玉的作用。

总之,编写该书的目的是使学生重视平时的学习过程和提高学生的综合能力,便于学生在《机械设计》课程学习的过程中能够有的放矢,更好地掌握课程的知识,并能起到查漏补缺的作用,也有助于本科专业教学评估和提高本科教学质量。

参加本书编写的有邢琳(第 1、2、6、13 章及综合测试题 I、II);王潍(第 8、9、10、11 章);张秀芳(第 3、12 章);肖文生(第 7 章、附录各部分);李乃根(第 4、5 章)。全书由邢琳、王潍主编。另外,任秀华老师也参加了部分编写工作。

本书承济南大学李长春教授审阅,并提出了许多宝贵意见,在此编者表示衷心的感谢。

本书在编写过程中,参考了书后所列的参考文献,在这里我们向各参考文献的作者表示衷心的感谢。

由于编者水平有限,错误不妥之处敬请指正。

编 者

目 录

前言

第 1 章 机械设计总论	1
1.1 重点、难点分析	1
1.2 典型题分析	9
1.3 练习题	10
第 2 章 螺纹联接和螺旋传动	16
2.1 重点、难点分析	16
2.2 典型题分析	19
2.3 练习题	26
第 3 章 键、花键、销联接	33
3.1 重点、难点分析	33
3.2 典型题分析	35
3.3 练习题	36
第 4 章 带传动	40
4.1 重点、难点分析	40
4.2 典型题分析	43
4.3 练习题	45
第 5 章 链传动	49
5.1 重点、难点分析	49
5.2 典型题分析	52
5.3 练习题	53
第 6 章 齿轮传动	56
6.1 重点、难点分析	56
6.2 典型题分析	62
6.3 练习题	65
第 7 章 蜗杆传动	71
7.1 重点、难点分析	71
7.2 典型题分析	73
7.3 练习题	75
第 8 章 滑动轴承	81
8.1 重点、难点分析	81
8.2 典型题分析	84

8.3 练习题	87
第9章 滚动轴承	91
9.1 重点、难点分析	91
9.2 典型题分析	94
9.3 练习题	97
第10章 联轴器和离合器	103
10.1 重点、难点分析	103
10.2 典型题分析	103
10.3 练习题	104
第11章 轴	107
11.1 重点、难点分析	107
11.2 典型题分析	109
11.3 练习题	111
第12章 弹簧	117
12.1 重点、难点分析	117
12.2 典型题分析	118
12.3 练习题	119
第13章 大型设计作业	122
作业一 V带传动设计	122
作业二 齿轮传动设计	126
作业三 轴系部件设计	128
综合测试题 I	133
综合测试题 II	137
参考答案	142
附录 机械设计试卷选录	160
试卷一	160
试卷二	165
考研模拟试题	169
考研模拟试题参考答案	176
参考文献	183
信息反馈表	

第1章 机械设计总论

1.1 重点、难点分析

本章的重点内容是课程的性质、特点和学习方法；零件的失效形式和设计准则、稳定循环变应力作用下单向应力状态及复合应力（双向）状态下的疲劳强度计算；各种摩擦及磨损机理、物理特征及其影响因素。难点是变应力作用下零件的疲劳曲线、极限应力图、疲劳损伤假说及其应用。

1.1.1 课程的性质、特点和学习方法

本课程是以一般通用零件为核心的设计性课程，是培养学生具有机械设计能力的重要技术基础课。其特点是：设计的创新性、实践性、设计方法的综合性及标准规范通用性。

在本课程学习过程中应注意：

①机械零件的设计分析方法是以零件的失效分析—受力分析—强度计算—结构设计为主线的。

②在零件的选材、确定精度和热处理方法、参数选择和结构设计等方面要考虑生产实际条件和要求，要特别注意公式的使用条件和范围。

③零件设计的原始数据和要求应与机械的整体要求相适应，并注意零件间的协调、配合以及联接方法。

④重视结构设计以及零件工作图的绘制。

⑤不断更新设计观念，扩大知识面，跟上时代的发展，要将创新的思想贯穿在设计过程中，逐步提高自己的综合设计能力。

1.1.2 机械零件应力分类及机械零件的强度

1. 机械零件应力分类

机械零件所受的应力分静应力和由变载荷及静载荷产生的变应力两大类。稳定循环单向变应力是最基本的变应力，按循环特征（ $r = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$ ）的不同，它又可分为三种：对称循环变应力（ $r = -1$ ）、脉动循环变应力（ $r = 0$ ）、非对称循环变应力（ $-1 < r < 0$ ， $0 < r < +1$ ）。各种应力如图 1-1 所示。

当变应力的最大应力为 σ_{\max} 、最小应力为 σ_{\min} 时，其平均应力 σ_m 和应力幅 σ_a 分别为

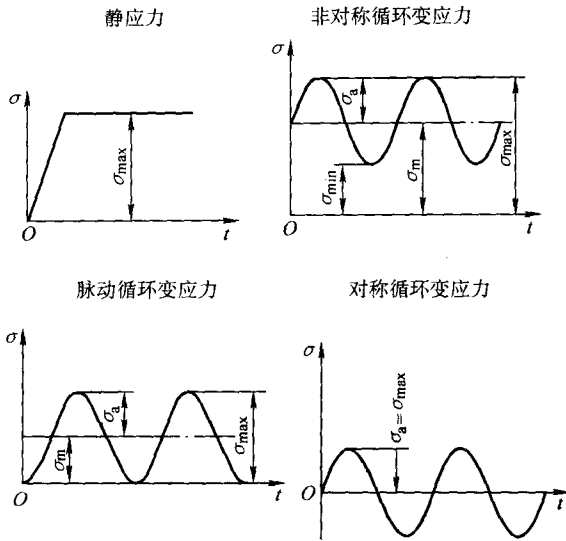


图 1-1 应力的类型

$$\sigma_s = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

2. 机械零件的强度

在静应力作用下零件的破坏形式为断裂或塑性变形；在变应力下工作的零件，疲劳断裂是主要的失效形式之一。

强度条件：

$$\left. \begin{aligned} \sigma &\leq [\sigma] & [\sigma] &= \frac{\sigma_{\text{lim}}}{[S_\sigma]} \\ \tau &\leq [\tau] & [\tau] &= \frac{\tau_{\text{lim}}}{[S_\tau]} \end{aligned} \right\}$$

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

式中 σ_{lim} 、 τ_{lim} ——极限正应力和极限切应力；

σ 、 τ ——危险截面处的最大正应力、切应力；

S_σ 、 S_τ ——实际安全系数；

$[S_\sigma]$ 、 $[S_\tau]$ ——许用安全系数。

零件在静应力下工作时，对于塑性材料，按不发生塑性变形的条件进行强度计算时， $\sigma_{\text{lim}} = \sigma_s$ ， $\tau_{\text{lim}} = \tau_s$ ；按允许少量塑性变形的条件进行强度计算时， σ_{lim}

$= \sigma_b, \tau_{lim} = \tau_b$ 。对于脆性材料, $\sigma_{lim} = \sigma_b, \tau_{lim} = \tau_b$; 零件在变应力下工作时, 对于塑性材料和脆性材料 σ_{lim} 均取疲劳极限。

复合(双向)应力作用下的塑性材料零件, 用第三(适用于弯、扭复合应力)和第四(适用于拉、扭复合应力)强度理论计算复合应力。

$$\text{强度条件: 复合应力} \quad \sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]$$

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$$

$$\text{复合(双向)安全系数: } S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S]$$

1.1.3 变应力下极限应力和安全系数的确定

1. 疲劳曲线

疲劳曲线 $N-\sigma_{rN}$ 是在一定循环特征 r 条件下, 由材料疲劳试验得到的极限应力与循环次数的关系曲线, 如图 1-2 所示。该曲线在有限寿命区内可表示方程为

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

$$(10^3 \sim 10^4 < N < N_0)$$

由此得应力循环次数为 N 时的疲劳极限为

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

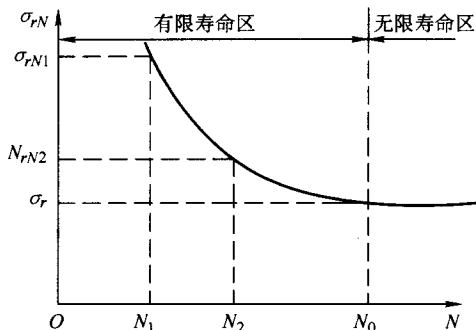


图 1-2 疲劳曲线 $N-\sigma_{rN}$

式中 σ_{rN} ——材料在循环次数 N_0 下任意循环特性 r 所对应的疲劳极限;

m ——由材料而定的常数;

σ_r ——材料在循环基数 N_0 下任意循环特性 r 所对应的疲劳极限; 对称循环时, $\sigma_r = \sigma_{-1}$; 脉动循环时, $\sigma_r = \sigma_0$; 任意循环特性 r 时, σ_r 由极限应力曲线确定; 当循环特征未知时, 按对称循环处理, 即取 $\sigma_r = \sigma_{-1}$; 当 $N \geq N_0$ 时, $\sigma_{-1N} = \sigma_{-1}$ 。

K_N ——寿命系数, 当 $N < N_0$ 时, $K_N = \sqrt[m]{N_0/N}$, $N \geq N_0$ 时, $K_N = 1$ 。

2. 极限应力图

在各种循环特征条件下作材料疲劳试验, 可得极限应力图 $\sigma_m - \sigma_a$, 用以分析非对称循环应力。图 1-3 为某塑性材料简化的极限应力图。图中 A' 为对称循环点, D' 为脉动循环点, C 为静应力点。折线 $A'C$ 上的点表征对应于 $-1 \leq r \leq +1$ 时的极限应力。横坐标轴上任意点都代表应力幅 $\sigma_a = 0$ 的应力及静应力, $G'C$ 线上的任意点均代表极限应力等于屈服极限 σ_s 的变应力状态。若工作应力处

于 $OA'G'C$ 区域内，则试件不会失效。因机械零件受到应力集中、零件尺寸、表面状态等因素的影响，因此引入了综合影响系数 K_σ (K_τ) 对变应力的应力幅部分进行修正。修正后的机械零件的极限应力图如图 1-4 所示。

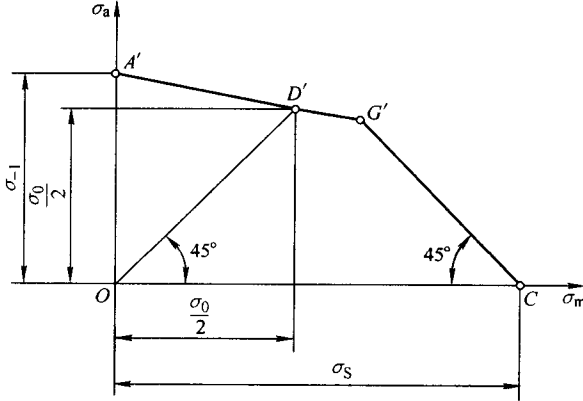


图 1-3 塑性材料的极限应力图

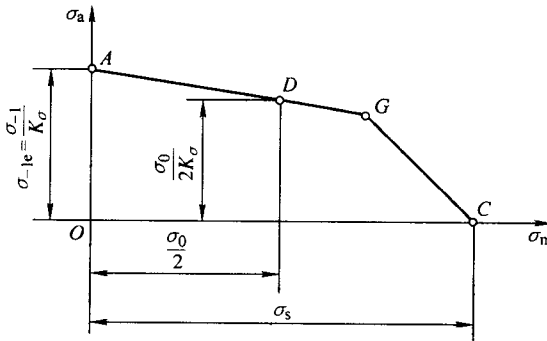


图 1-4 零件的极限应力图

直线 AG 的方程，由坐标点 $A(0, \sigma_{-1}/K_\sigma)$ 及 $D(\sigma_0/2, \sigma_0/2K_\sigma)$ 求得

$$\sigma_{-1} = K_\sigma \sigma'_{ac} + \psi_\sigma \sigma'_{me}$$

式中 K_σ (K_τ)——综合影响系数，其中 $K_\sigma = \left(\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta_\sigma} - 1 \right) \frac{1}{\beta_q}$ ，

$$K_\tau = \left(\frac{k_\tau}{\epsilon_\tau} + \frac{1}{\beta_\tau} - 1 \right) \frac{1}{\beta_q}；$$

ψ_σ ——将平均应力折合成应力幅的等效系数，其大小表征材料对循环不对称性的敏感程度， $\psi_\sigma = (\sigma_{-1} - \sigma_0)/\sigma_0$ ，也可由试验得出；

σ'_{ae} 、 σ'_{me} ——一定循环特性的零件的极限应力幅、平均应力。

直线 GC 的方程为 $\sigma'_m + \sigma'_a = \sigma_s$

3. 稳定循环单向（简单）变应力极限应力和安全系数的确定

在计算机械零件的安全系数时，首先要求出零件危险截面上的最大工作应力 σ_{max} 和最小工作应力 σ_{min} ，计算出平均应力 σ_m 和应力幅 σ_a ，然后在极限应力图中标出工作应力点 $M(\sigma_m, \sigma_a)$ 位置，计算安全系数 S 所用的极限应力 σ'_{max} 应是零件极限应力折线 AGC 上的某一点。该点，要由零件工作应力的变化规律确定。零件工作应力变化规律通常有三种：

(1) $r = \text{常数}$ ($\sigma_a/\sigma_m = \text{常数}$) (如绝大多数转轴的应力状态)，如图 1-5 所示。计算时所用极限应力的循环特征必须与零件工作应力的循环特征相同。

(2) $\sigma_m = \text{常数}$ (如弹簧振动时的应力状态)，如图 1-6 所示。计算时所用极限应力的平均应力必须与零件工作应力的平均应力相同。

(3) $\sigma_{min} = \text{常数}$ (如在螺栓联接中螺栓受轴向变载荷时的应力状态)，如图 1-7 所示。计算时所用极限应力的最小应力必须与零件工作应力的最小应力相同。

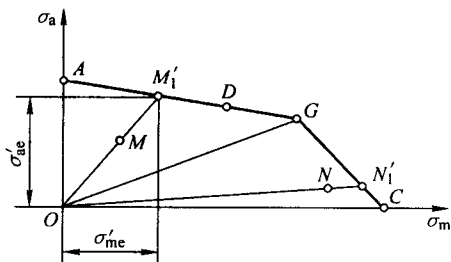


图 1-5 $r = \text{常数}$ 时的极限应力

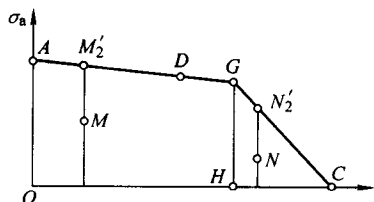


图 1-6 $\sigma_m = \text{常数}$ 时的极限应力

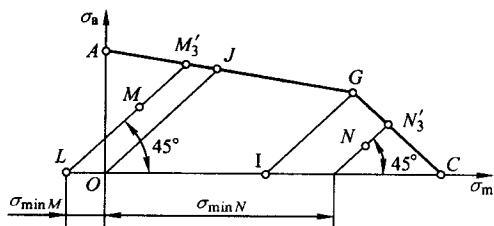


图 1-7 $\sigma_{min} = \text{常数}$ 时的极限应力

在工程设计中，当难以确定所设计零件的应力变化规律时，一般可按 $r = \text{常数}$ 的简单应力循环规律处理。由图 1-5 可见直线 AG 、 OM 的交点 M'_1 (σ_{me} , σ_{ae}) 即为极限应力点。对应于 M 点零件的极限应力（疲劳极限）

$$\sigma'_{max} = \sigma'_{me} + \sigma'_{ae}$$

联立直线 AG 、 OM 的方程得

$$\text{极限应力} \quad \sigma'_{max} = \frac{\sigma - 1 \sigma_{max}}{K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$$

计算安全系数
$$S_{ca} = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma} = \frac{\sigma'_{max}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma - 1}{K_{\sigma}\sigma_a + \psi_{\sigma}\sigma_m}$$

分母部分可看成是一个与原来作用的不对称循环变应力等效的对称循环变应力, 即为对称循环变应力的应力幅, 记为 $\sigma_{ad} = K_{\sigma}\sigma_a + \psi_{\sigma}\sigma_m$, 计算安全系数 $S_{ca} = \sigma_{-1} / \sigma_{ad}$ 。

当 $\sigma_m = \text{常数}$ 时, 将 $\sigma_m = \sigma'_m$ 与直线 AG 的方程联立可求得 σ'_{max} ; 当 $\sigma_{min} = \text{常数}$ 时, 将 $\sigma_{min} = \sigma_m - \sigma_a$ 与直线 AG 的方程联立可求得 σ'_{max} 。

4. 稳定循环双向 (复杂) 变应力安全系数的确定

若零件的同一断面上既有弯曲应力, 也有扭转应力, 则该断面的应力状态为复杂应力状态, 这时零件的安全系数为复合安全系数, 其大小可由简单应力状态下的安全系数 S_{σ} (只受弯曲应力)、 S_{τ} (只受扭转应力) 求出:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}$$

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma - 1}{K_{\sigma}\sigma_a + \psi_{\sigma}\sigma_m}$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau - 1}{K_{\tau}\tau_a + \psi_{\tau}\tau_m}$$

5. 非稳定循环单向 (简单) 变应力安全系数的确定

规律性非稳定变应力安全系数公式是由疲劳损伤假说 (常称为 Miner 定理) 得到的。该假说认为各级变应力的最大值 (如图 1-8 中的 σ_1 、 σ_2 、 σ_3) 造成损伤积累达到 100% 时发生疲劳破坏, 即

$$\sum_{i=1}^i \frac{n_i}{N_i} = 1$$

计算应力
$$\sigma_{ca} = \sqrt{\frac{1}{N_0} \sum_{i=1}^i n_i \sigma_i^m}$$

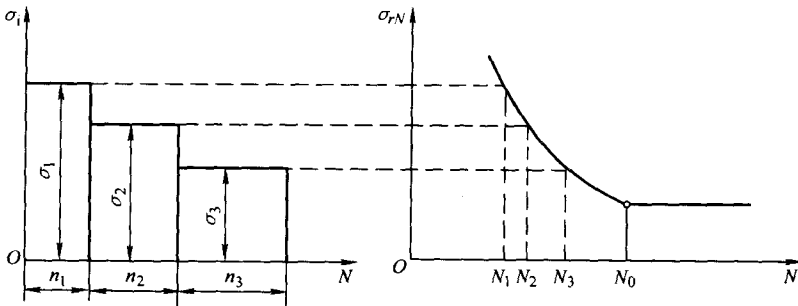


图 1-8 规律性非稳定变应力

$$\text{计算安全系数} \quad S_{ca} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ca}}$$

注意：若 $\sigma_i < \sigma_{-1}$ ，计算时不予考虑。对于不对称循环的不稳定变应力，可先求出各等效的对称循环变应力 σ_{adi} ，再求计算应力和计算安全系数。

6. 关于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主要有材料的性能、应力循环特征 r 和循环次数 N 、应力集中、零件尺寸、表面状态等，在计算零件的疲劳强度时，应充分考虑这些影响因素。还应注意：

①应采取减少应力集中及适当提高表面质量的措施。因为在其他条件相同时，钢的强度越高，综合影响系数 K_σ (K_τ) 值越大，所以对于高强度钢制造的零件来说，采取此措施，可达到提高强度的效果。

②当零件的危险截面处有多个不同的应力集中源，在考虑应力集中影响时，则应取各有效应力集中系数 k_σ (k_τ) 中较大者代入 K_σ (K_τ) 的计算式中计算。

③当零件表面未做强化处理时，零件的强化系数 β_q 取 1。

1.1.4 摩擦、磨损及润滑

1. 摩擦

摩擦状态分为干摩擦、边界摩擦、混合摩擦和流体摩擦四种，其特征见表 1-1。

表 1-1 摩擦状态及其特征

摩擦状态	润 滑	特 征	摩擦因数 f	膜厚比 λ
干摩擦	无	粘结和机械作用	$> 0.15 \sim 0.3$	0
边界摩擦	边界膜 { 吸附膜 反映膜	主要是粘结、机械作用，膜厚仅几个分子层	0.1 左右	≤ 1
混合摩擦	部分流体润滑	部分粘结、机械作用 部分动压或静压作用	$0.008 \sim 0.1$	1~3
流体摩擦	流体润滑	动压或静压作用	$0.001 \sim 0.008$	> 3

区分摩擦状态常用膜厚比

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{R_{q1} + R_{q2}}}$$

2. 磨损

按机理分，磨损有粘着磨损、接触疲劳磨损、磨料磨损和腐蚀磨损等类型，通常以复合形式出现。

磨损过程分跑和磨损、稳定磨损和剧烈磨损三个阶段。若不经跑合或压力过大、速度过高、润滑不良等，则很快进入剧烈磨损阶段而导致零件失效。要使零

件的使用寿命延长,可采取以下措施:

①缩短跑合期,即严格遵守跑合规程,适当加研磨剂,跑合后换油、清洗。

②合理选择润滑剂,降低磨损率,延长稳定磨损阶段,推迟剧烈磨损阶段的到来。

3. 润滑

(1) 润滑剂 润滑剂有润滑油、润滑脂、固体和气体润滑剂,前两者应用广泛。

1) 主要性能指标——粘度代表流体抵抗剪切变形的能力。由牛顿的粘性定律可知 $\tau = -\eta \partial v / \partial y$ (单位面积上的剪切阻力),摩擦面间流体的剪切力 τ 与流体速度变化率 $\partial v / \partial y$ 的比值 η 为流体的动力粘度。工业上常用运动粘度, $\nu = \eta / \rho$, ρ 为流体的密度。动力粘度与运动粘度的单位制和换算关系详见教材。

粘度的主要影响因素:

①温度。粘度随温度的升高而降低,常用粘度指数表示影响程度,粘度指数越高,温度对粘度的影响越小。

②压力。压力在 100MPa 以上时,粘度随压力的升高而明显增加。

润滑油除粘度外,还有凝点、闪点和油性等性能指标。润滑脂采用针入度、滴点等性能指标。

2) 添加剂:使用添加剂改善润滑剂的物理性能(如极压性、油性、粘性指标)或化学性能(如抗腐、抗锈、清洁和去泡等)。

3) 润滑剂的选用原则:工作温度越高或载荷大或速度低时,宜选用粘度较大的润滑油或针入度较小的润滑脂。

(2) 流体动压润滑 流体动压润滑是利用流体动力学作用,产生压力承受载荷的润滑状态。

流体动压润滑基本方程(一维雷诺方程)

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{6\eta v}{h^3}(h - h_0)$$

由上式可知,油膜压力的变化与润滑油的粘度、表面相对滑动速度和油膜厚度的变化有关。利用该公式可求得油膜上各点的压力 p 沿 x 方向的分布,再将该压力积分便可求得油膜的承载能力。

形成动力润滑的必要条件:

①两相对运动的表面间必须具有收敛的楔形间隙。

②被油膜分开的两表面须有一定的相对滑动速度(方向应保证润滑油由大口进,从小口出)。

③润滑油应有一定的粘度,供油要充分。

1.2 典型题分析

例 1.1 在图 1-9 所示极限应力图上, 工作点 D 和 E 为斜齿轮轴上的两种应力工作点。试在图中标出对应的极限应力点, 并说明分别会出现什么形式的破坏?

要点分析:

(1) 斜齿轮轴上既承受弯矩又承受转矩, 为转轴, 所以轴上各点应力循环特性 $r = \text{常数}$, D 、 E 两点对应的极限应力点分别是 OD 、 OE 与极限应力线的交点 D' 、 E' 。

(2) $r = \text{常数}$ 时, OAG 区域内工作应力点的失效形式为疲劳失效; OGC 区域内工作应力点的失效形式为屈服失效, 其极限应力均为 σ_s 。

解: 如图 1-9b 所示, D 点对应的极限应力点为 D' , E 点对应的极限应力点为 E' 。

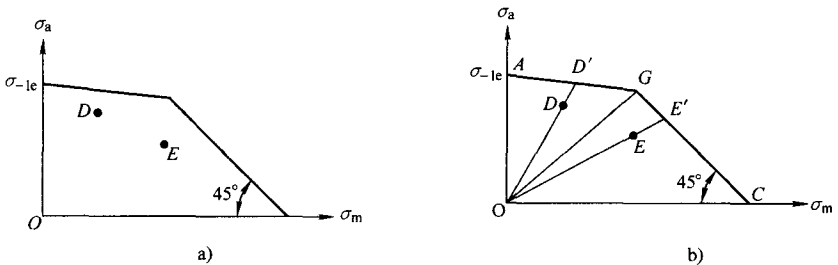


图 1-9 例 1.1 图

D 点会出现疲劳失效, E 点会出现屈服失效 (塑性变形)。

例 1.2 某齿轮传动装置如图 1-10 所示, 轮 1 为主动轮, 则轮 2 的齿面接触应力按_____变化; 齿根弯曲应力按_____变化。

- A. 对称循环 B. 脉动循环
C. 循环特性 $r = -0.5$ 的循环 D. 循环特性 $r = +1$ 的循环

要点分析:

轮 2 同时与轮 1、轮 3 啮合, 轮 2 在转动一周过程中, 两次啮合为不同齿侧, 故每侧齿根都承受拉、压应力一次, 所以弯曲应力的循环特征为对称循环。而接触应力恒为压应力, 不改变方向。

答案: B; A。

例 1.3 45 钢经调质后的性

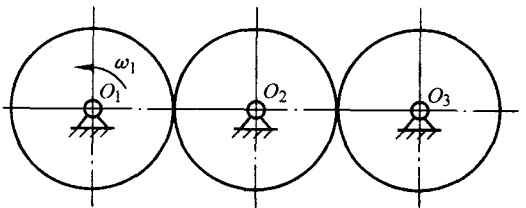


图 1-10 例 1.2 图

能为 $\sigma_{-1} = 307\text{MPa}$, $m = 9$, $N_0 = 5 \times 10^6$, 以此材料作试件进行实验, 先以对称循环变应力 $\sigma_{-1} = 500\text{MPa}$ 作用 10^4 次, 再以 $\sigma_2 = 400\text{N/mm}^2$ 作用于试件, 求还能循环多少次才会使试件破坏。

要点分析:

这是属于不稳定变应力作用下的疲劳强度计算问题, 应根据疲劳损伤累积假

说 (Miner 定理) 进行计算: 按 $\sum_{i=1}^r \frac{n_i}{N_i} = 1$ 计算。

解: 由疲劳强度极限应力曲线方程 $\sigma_{-1}^m N_0 = \sigma_{rN}^m N_r$ 得

$$N_1 = N_0 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_1} \right)^m = 5 \times 10^6 \times \left(\frac{307}{500} \right)^9 = 0.062 \times 10^6$$

$$N_2 = N_0 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_1} \right)^m = 5 \times 10^6 \times \left(\frac{307}{400} \right)^9 = 0.462 \times 10^6$$

由 $\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} = 1$ 知, 还能循环

$$n_2 = \left(1 - \frac{n_1}{N_1} \right) N_2 = \left(1 - \frac{10^4}{0.062 \times 10^6} \right) \times 0.462 \times 10^6 \text{ 次} = 3.87 \times 10^5 \text{ 次}$$

1.3 练习题

1.3.1 选择题

(1) 零件受对称循环应力时, 对于塑性材料应取_____作为材料的极限。

- A. 材料的抗拉强度 B. 材料的屈服极限
C. 材料的疲劳极限 D. 屈服极限除以安全系数。

(2) 零件的截面形状一定时, 当截面尺寸增大, 其疲劳极限将随之_____。

- A. 增高 B. 不变 C. 降低

(3) 在载荷和几何形状相同的条件下, 钢制零件间的接触应力_____铸铁零件间的接触应力。

- A. 小于 B. 等于 C. 大于

(4) 两零件的材料和几何尺寸都不相同, 以曲面接触受载时, 两者的接触应力值_____。

- A. 相等 B. 不相等 C. 是否相等与材料和几何尺寸有关

(5) 在图 1-11 所示某试件的 σ_m - σ_a 极限应力简图中, 如工作应力点 M 所在的 ON 线与横轴间夹角 $\theta = 45^\circ$, 则该试件受的是_____。