国防科工委“十五”规划教材.航空宇航科学与技术

飞行器结构疲劳与寿命设计

熊峻江　编著

北京航空航天大学出版社

内容简介

本书是根据国内外航空航天工业的发展和需要,吸取必要的国内外成熟方法编写而成,着重讲述飞行器结构疲劳强度及其疲劳寿命的分析与设计方法。重点介绍了飞行器结构安全寿命设计、损伤容限设计、耐久性设计和可靠性设计等内容;对疲劳强度、疲劳载荷谱、结构疲劳细节设计等做了较详细的阐述;对疲劳破坏特征和起因,以及影响疲劳强度的一些主要因素也做了必要的介绍。本教材可作为高等学校飞行器结构强度与设计、机械设计等专业的教学用书,也可供从事疲劳设计和疲劳试验的研究人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

飞行器结构疲劳与寿命设计/ 熊峻江编著 . —北京:
北京航空航天大学出版社,2004 .7
ISBN 7 - 81077 - 462 - X

Ⅰ . 飞… Ⅱ . 熊 … Ⅲ . ①飞行器—疲劳—研究
②飞行器—结构寿命—设计 Ⅳ . V423

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2004)第 038969 号

飞行器结构疲劳与寿命设计

熊峻江 编著
责任编辑 刘宝俊
责任校对 陈 坤
北京航空航天大学出版社出版发行
北京市学院路 37 号(100083)
发行部电话:010 - 82317024
http:/ / www .buaapress .com .cn
E - mail:bhpress@263 .net
涿州市新华印刷有限公司印制 各地书店经销

开本:787×960 1/ 16
印张:13 .5 字数:302 千字
2004 年 7 月第 1 版 2004 年 7 月第 1 次印刷
印数:2 000 册
ISBN 7 - 81077 - 462 - X 定价:19 .50 元

国防科工委“十五”规划教材编委会

(按姓氏笔画排序)

主　任：张华祝

副主任：王泽山　陈懋章　屠森林

编　委：王　祁　王文生　王泽山　田　莳　史仪凯
乔少杰　仲顺安　张华祝　张近乐　张耀春
杨志宏　肖锦清　苏秀华　辛玖林　陈光禹
陈国平　陈懋章　庞思勤　武博祎　金鸿章
贺安之　夏人伟　徐德民　聂　宏　贾宝山
郭黎利　屠森林　崔锐捷　黄文良　葛小春

前　言

本书——《飞行器结构疲劳与寿命设计》(Fatigue Life Design For Aircraft Structure)是在继承高镇同编写的《疲劳强度》和《疲劳可靠性》、徐灏编写的《疲劳强度》、吴富民编写《结构疲劳强度》、傅祥炯主编的《结构疲劳与断裂》、赵少汴和王忠保编写的《疲劳设计》等教材和专著的基础上,吸收当今国际先进飞行器结构疲劳设计思想,按学科体系纂辑而成。

全书总体构思如下:一方面,根据疲劳过程的两阶段论(即疲劳过程划分为裂纹形成和裂纹扩展两个阶段,构件在出现某一指定“工程裂纹”以前的寿命称为裂纹形成寿命,从工程裂纹扩展至临界裂纹的寿命为裂纹扩展寿命,全寿命为二者之和),系统地讲述了安全寿命设计、损伤容限设计、耐久性设计以及可靠性设计思想和方法,使用这些设计方法,可以精确合理地对工程实际结构进行定量分析与设计;另一方面,围绕构件疲劳断裂机理及其影响因素,重点阐述了结构抗疲劳断裂的细节设计技术与措施,采用这些措施,能够主动地制订工程实际结构详细的抗疲劳断裂细节设计方案,强化其疲劳薄弱部位。

本书注重理论联系实际,将应用问题贯穿于理论分析内容之中,所列举的一些算例都来源于工程实践。因此,本书除可作为教学用书之外,还可供从事机械结构疲劳设计和疲劳试验的研究人员参考。

作者

2003 年 3 月 2 日

主要符号

符号	名称	单位
A_0	试样原始截面积	mm^2
A	试样瞬时真实横截面积	mm^2
A_f	试样断裂后的实际截面积	mm^2
a	计算裂纹尺寸	mm
a_0	初始裂纹尺寸	mm
a_c	临界裂纹尺寸	mm
a_e	经济修理极限	mm
a_r	参考裂纹尺寸	mm
$\mathrm{d}a/\mathrm{d}N$	疲劳裂纹扩展速率	mm/cycle
$\mathrm{d}a/\mathrm{d}t$	疲劳裂纹扩展速率	mm/s
b	疲劳强度指数	
	裂纹扩展速率 $\mathrm{d}a/\mathrm{d}t$ 方程指数	
c	疲劳延性指数	
C	裂纹扩展速率 $\mathrm{d}a/\mathrm{d}N$ 方程参数	
	载荷-应变曲线的比例系数	
C_t	名义应力按毛截面面积计算得到的理论应力集	
	中系数	
d	直径	mm
D	直径	mm
	疲劳损伤	
e	名义应变	%
Δe	名义应变变程	%
E	弹性模量	GPa
$E(\xi)$	随机变量 ξ 的数学期望	
F	力	
f	频率	
F_s	考虑塑性区真实形状的校正系数	
$f(x)$	概率密度函数(理论频率函数)	

$F(x_p)$	分布函数(累积频率函数)	
G	切变模量	GPa
k	单侧容限系数	
$\hat{k}$	标准差修正系数	
K	应力强度因子	MPa $\sqrt{\text{m}}$
	单调应力-应变曲线的强度系数	MPa
K'	循环强度系数	MPa
K_C	断裂韧性	MPa $\sqrt{\text{m}}$
K_f	疲劳缺口系数,有效应力集中系数	
K_{IC}	平面应变断裂韧性	MPa $\sqrt{\text{m}}$
K_m	应力强度因子均值	MPa $\sqrt{\text{m}}$
K_{max}	最大应力强度因子	MPa $\sqrt{\text{m}}$
K_{min}	最小应力强度因子	MPa $\sqrt{\text{m}}$
ΔK	应力强度因子变程	MPa $\sqrt{\text{m}}$
ΔK_{th}	疲劳裂纹扩展门槛值	MPa $\sqrt{\text{m}}$
K_t	名义应力按净截面面积计算得到的理论应力集中系数	
K_σ	正应力下的疲劳缺口系数	
K_σ'	真实应力集中系数	
K_τ	切应力下的疲劳缺口系数	
K_ε'	真实应变集中系数	
L	裂纹超越数	
L_f	完全寿命分散系数	
L_i	不完全寿命分散系数	
M	弯矩	N·m
$M_\xi(\theta)$	随机变量 ξ 的矩母函数	
n	应力循环数	cycle
	安全系数	
	子样大小(样本容量)	
	裂纹扩展速率 $\mathrm{d}d/\mathrm{d}N$ 方程指数	
	单调应力-应变曲线的应变硬化指数	
n'	循环应变硬化指数	

$[n]$	许用安全系数	
N	疲劳寿命(疲劳裂纹形成寿命或全寿命)	cycle
N^*	疲劳裂纹扩展寿命	cycle
N_{50}	中值疲劳寿命(50%可靠度的疲劳寿命)	cycle
N_p	具有可靠度 p 的疲劳寿命	cycle
$\hat{N}_p$	具有可靠度 p 的疲劳寿命估计量	cycle
N_T	过渡寿命(弹性线与塑性线的交点)	cycle
p	可靠度(存活率)	%
$\hat{p}$	可靠度估计量	%
P	破坏率	%
$P(A)$	事件 A 的概率	%
$P(\xi > x_p)$	随机变量 ξ 大于 x_p 的概率	%
P_r	载荷-应变回线前一次反向终点处的载荷	N
q	疲劳缺口敏感系数	
Q	裂纹扩展速率 $\mathrm{d}d\ \mathrm{d}t$ 方程参数	
r	半径	mm
	相关系数	
R	应力比	
	可靠度	
	缺口的曲率半径	mm
s	交变应力	Mpa
	子样标准差	
s^2	子样方差	
s_{max}	应力循环中代数值最大的应力	MPa
s_{min}	应力循环中代数值最小的应力	MPa
s_m	平均应力(s_{max} 和 s_{min} 的代数平均值)	MPa
s_a	应力幅值(s_{max} 和 s_{min} 的代数差的一半)	MPa
S	疲劳强度	MPa
	名义应力	MPa
ΔS	疲劳强度变程	MPa
	名义应力变程	MPa
S_{max}	最大疲劳强度	MPa
S_{min}	最小疲劳强度	MPa

S_m	疲劳强度均值(S_{max}和 S_{min}的代数平均值)	MPa
S_a	疲劳强度幅值(S_{max}和 S_{min}的代数差的一半)	MPa
$\hat{S}_p$	具有可靠度 p 的疲劳强度估计量	MPa
$\hat{S}_{50}$	中值疲劳强度(或疲劳极限)估计量	MPa
S_{-1}	对称循环下光滑小试样的疲劳极限	MPa
$(S_{-1})_d$	对称循环下光滑大试样的疲劳极限	MPa
$(S_{-1})_d^K$	对称循环下有应力集中大试样的疲劳极限	MPa
$(S_R)_{零}$	应力比 R 下零件的疲劳极限	MPa
s_{ξ}	作为随机变量的子样标准差	
s_{ξ}^2	作为随机变量的子样方差	
t	时间	h
t_x	变量的取值	
T	扭矩	
U	标准正态变量,或表示必然事件	
u	标准正态变量的取值	
u_p	标准正态偏量	
u_γ	与置信度相关的标准正态偏量	
$Var(\xi)$	随机变量 ξ的方差	
X	正态变量,或其他随机变量	
$\bar{x}$	子样均值	
x_p	具有可靠度 p 的百分位值	
x_u	当量初始缺陷尺寸(EIFS)的上限	mm
α	显著度	%
	三参数 Weibull 分布的形状参数	
	孔的表面状态系数	
β	表面系数	
	三参数 Weibull 分布的比例参数	
	紧固件和连接板配合的填充系数	
β	表面加工系数	
β	腐蚀系数	
β	表面强化系数	
χ^2	按 χ^2 分布的随机变量	
δ	相对误差	%

ε	尺寸系数	
	真应变	%
	三参数 Weibull 分布的最小参数	
$\Delta\varepsilon$	真应变变程,或局部应变变程	%
ε_a	应变幅值	%
ε_e	弹性应变	%
ε_f	真断裂延性	
ε'	疲劳延性系数	
ε_p	塑性应变	%
ε_r	载荷—应变回线前一次反向终点处的局部应变	%
ε_t	总应变	
μ	母体平均值	
$\hat{\mu}$	母体平均值估计量	
$\phi(u)$	标准正态概率密度函数	
γ	置信度	%
ρ	缺口根部曲率半径	mm
	横截面上点到坐标原点的距离	mm
	材料密度	kg/m^3
ν	自由度	%
	泊松比	
	变异系数	
	频数	
σ	应力	MPa
	真应力,或局部应力	MPa
	母体标准差	
$\Delta\sigma$	局部应力变程	MPa
σ^2	母体方差	
$\hat{\sigma}^2$	母体方差估计量	
$[\sigma]$	许用应力	MPa
σ_0	脉动循环下的弯曲疲劳极限	MPa
σ_{-1}	材料的对称弯曲疲劳极限	MPa
$(\sigma_{-1})_d$	对称循环下光滑大试样弯曲疲劳极限	MPa
$(\sigma_{-1})_d^K$	对称循环下有应力集中大试样弯曲疲劳极限	MPa

$(\sigma_{-1})_N$	N 次循环的材料对称弯曲疲劳极限	MPa
σ_a	应力幅值	MPa
σ_b	拉伸强度极限	MPa
σ_e	等效应力	MPa
σ	真断裂强度	MPa
σ'	疲劳强度系数	MPa
σ_m	平均应力	MPa
σ_{max}	最大应力	MPa
σ_{min}	最小应力	MPa
σ_n	名义应力	MPa
σ_r	前一次反向终了时的局部应力	MPa
σ_{ref}	参考应力,如钉孔附近毛面积的名义应力	MPa
σ_s	拉伸屈服极限	MPa
σ_t	真应力	MPa
τ	切应力	MPa
τ_0	材料的脉动扭转疲劳极限	MPa
τ_{-1}	材料的对称扭转疲劳极限	MPa
$(\tau_{-1})_d$	对称循环下光滑大试样扭转疲劳极限	MPa
$(\tau_{-1})_d^K$	对称循环下应力集中大试样扭转疲劳极限	MPa
τ_a	切应力幅值	MPa
τ_m	切应力均值	MPa
ψ	断面收缩率	%

单位制式换算表

长度	1 mm = 0.039 37 in
	1 in = 25.4 mm
	1 英尺 = 0.304 8 m
	1 m = 3.280 84 ft
力	1 N = 0.224 8 lb
	1 lb = 0.453 6 kgf = 4.445 28 N
面积	1 in^2 = 645 mm^2
	1 mm^2 = 0.001 550 4 in^2
应力	1 MPa = 1 N/mm^2 = 1 MN/m^2
	1 lb/in^2 = 0.006 890 17 MPa
应力强度因子	1 MPa $\sqrt{m}$ = 31.623 $N/mm^{3/2}$ = 1 $MN/m^{3/2}$

目　　录

主要符号

单位制式换算表

第一章　绪　　论

1.1　飞行器结构疲劳设计的发展 …… 1

1.2　结构全寿命主动可靠性设计 …… 2

第二章　疲劳的基本概念

2.1　疲劳破坏的特征和断口分析 …… 6

2.2　交变应力与 $S-N$ 曲线 …… 8

2.2.1　交变应力 …… 8

2.2.2　$S-N$ 曲线 …… 10

2.3　等寿命曲线与广义 $S-N$ 曲面 …… 13

2.4　循环应力-应变曲线和应变-寿命曲线 …… 17

习题与思考题 …… 21

第三章　影响疲劳强度的因素

3.1　缺口效应 …… 24

3.2　尺寸效应 …… 32

3.3　表面加工及表面处理 …… 33

3.4　机械零件疲劳强度 …… 35

3.4.1　对称循环下零件的拉(压)、弯曲、扭转疲劳强度 …… 35

3.4.2　弯扭组合疲劳强度 …… 37

3.4.3　非对称循环下零件的疲劳强度 …… 38

习题与思考题 …… 42

第四章　零构件的细节设计与工艺方法

4.1　改进结构减缓局部应力 …… 45

4.1.1　增大圆角半径 …… 46

4.1.2　减缓力流线的变化 …… 46

4.1.3　减载槽 …… 47

4.1.4　孔洞的加强 …… 48

4.1.5　窗口的合理设计 …… 49

4.2 提高疲劳强度的工艺方法 …… 49
4.2.1 表面加工 …… 50
4.2.2 表面强化 …… 50
4.2.3 预紧力 …… 51
4.3 连接件的细节设计 …… 52
4.3.1 耳片和销钉的连接接头 …… 52
4.3.2 螺栓接口 …… 55
4.3.3 铆钉接头 …… 58
4.3.4 焊接接头 …… 59
习题与思考题 …… 61
第五章 疲劳载荷谱
5.1 飞机疲劳载荷谱介绍 …… 63
5.2 实测载荷谱编制 …… 64
5.3 雨流-回线法 …… 66
5.4 波动中心法 …… 70
5.5 变均值法 …… 73
5.6 二维疲劳载荷分布 …… 76
5.7 裂纹形成的损伤当量折算 …… 77
5.8 裂纹扩展的损伤当量折算 …… 79
5.9 飞机加速试验载荷谱的编制 …… 80
习题与思考题 …… 82
第六章 安全寿命设计
6.1 名义应力法 …… 85
6.1.1 局部模拟试验 …… 86
6.1.2 线性累积损伤理论 …… 89
6.2 应力严重系数法 …… 93
6.2.1 应力严重系数的概念 …… 93
6.2.2 寿命估算方法 …… 98
6.3 局部应力-应变法 …… 102
6.3.1 材料疲劳特性 …… 105
6.3.2 载荷-应变标定曲线法 …… 106
6.3.3 修正 Neuber 法 …… 109
习题与思考题 …… 111

第七章 损伤容限设计
7.1 线弹性断裂力学介绍 …… 116
7.1.1 穿透型裂纹的受力状态与扩展形式 …… 117
7.1.2 平面应力状态和平面应变状态 …… 118
7.1.3 平面应变状态下的应力强度因子 K_I 与断裂韧性 K_{IC} …… 119
7.1.4 平面应力状态下的应力强度因子 K_I 与断裂韧性 K_C …… 120
7.1.5 断裂门槛值 ΔK_{th} …… 121
7.1.6 有限宽板的应力强度因子 …… 122
7.1.7 裂纹尖端塑性区的影响 …… 123
7.2 疲劳裂纹扩展速率 …… 125
7.2.1 疲劳裂纹的亚临界扩展 …… 125
7.2.2 裂纹扩展速率 $\mathrm{d}a/\mathrm{d}N$ 表达式 …… 127
7.2.3 裂纹扩展广义 $\mathrm{d}a/\mathrm{d}N-\Delta K$ 曲面 …… 129
7.3 剩余寿命估算 …… 131
7.4 断裂控制 …… 132
7.4.1 材料选择 …… 132
7.4.2 结构布局 …… 133
7.4.3 检测程序与安全工作能力 …… 135
习题与思考题 …… 135
第八章 耐久性设计
8.1 概率断裂力学方法(PFMA) …… 143
8.1.1 TTCI 分布与 EIFS 控制曲线 …… 143
8.1.2 通用 EIFS 分布 …… 146
8.1.3 使用期裂纹扩展控制曲线(SCGMC) …… 149
8.1.4 损伤度评估与经济寿命预测 …… 151
8.2 确定性裂纹增长方法(DCGA) …… 154
8.3 裂纹萌生方法(CIA) …… 155
习题与思考题 …… 156
第九章 结构寿命可靠性评定与预测
9.1 无限寿命设计的概率方法 …… 158
9.2 一维疲劳极限概率分布 …… 160
9.2.1 图解法 …… 160
9.2.2 数据转换法 …… 161
9.3 二维疲劳极限概率分布 …… 162

9.4 二维断裂门槛值概率分布 …… 164
9.5 应力-强度干涉模型的普遍式 …… 165
9.6 断裂干涉模型 …… 166
9.7 全寿命分散系数法 …… 168
9.7.1 完全寿命的分散系数 …… 168
9.7.2 不完全寿命的分散系数 …… 171
9.8 经济寿命耐久性模型 …… 172
9.9 细节疲劳额定值(DFR)方法 …… 175
习题与思考题 …… 176
第十章 在特殊环境下的疲劳问题
10.1 腐蚀疲劳 …… 178
10.2 擦伤疲劳 …… 179
10.3 高温疲劳和低温疲劳 …… 180
10.4 低频疲劳 …… 181
10.5 热疲劳 …… 184
10.6 声疲劳(噪声疲劳) …… 185
10.7 疲劳试验中的一些影响因素 …… 186
习题与思考题 …… 188
附表
参考文献

第一章　绪　　论

1.1　飞行器结构疲劳设计的发展

当今,国际航空科学技术正以前所未有的速度向前发展:一方面,飞行器结构不断向大型化、复杂化、轻巧化及精密化发展,其工作载荷越来越大,工作环境越来越严酷;另一方面,飞行器结构因疲劳破坏而可能造成的损失也越来越大,且由于经济性要求,飞行器结构设计必须能够最大限度地发挥其结构潜力。一场变革正在飞行器结构设计领域中兴起:一方面,以安全系数保障强度裕度的定值方法正朝向可靠性设计的概率方法演进;另一方面,从以单一目标的优化设计向统一考虑强度、刚度、寿命和稳定性等多目标的结构总体优化设计转化,此变革源于传统的静强度设计方法不能保证产品安全可靠地工作,致使一些动力机械、机电装备、压力容器等重大事故频繁出现。据美国统计[1],因交变载荷引起疲劳断裂的事故占机械结构失效破坏总数的 95%。疲劳破坏的危险性表现在当结构达到疲劳寿命时无明显先兆(显著变形)就会突然断裂解体。早期我国飞机经常发生空难,究其原因,除操作失误外,主要是结构没有明确的使用寿命,往往凭借经验冒险飞行,盲目使用造成灾难性事故。由此可见,为了保证产品安全工作,精确合理地确定飞行器结构使用寿命至关重要。

长期以来,机械制造业一直关注对产品进行疲劳设计。传统的"安全寿命设计"要求结构在一定的使用期间内不产生疲劳裂纹。此种设计原则忽视了裂纹扩展阶段,特别是对大型多通道传力结构,这一阶段有时是相当长的;此外,还未考虑在使用期间内如何实施检修制度,以排除可能出现的意外损伤和初始缺陷,因此安全寿命设计并不能保证安全。基于现代断裂力学原理,在结构设计中已发展有"损伤容限设计"。按照这种设计原则,在结构使用期间内允许存在初始缺陷或出现疲劳裂纹,但必须保证裂纹扩展速率较慢,以使含裂纹结构有足够的剩余寿命和剩余强度持续工作,直至下次检修时能够发现予以修复或更换,不致由于裂纹增长对强度削弱过多而造成事故。但是,损伤容限设计原则在寿命预估中未考虑裂纹形成阶段,而常自某一初始裂纹计起。又由于该初始裂纹长度及其形态乃属随机变量,取决于制造工艺和检测水平等,因此,在处理实际问题时也遇到一定困难。由此可见,上述两种设计原则均存在一定的局限性。

早在 1966 年,曼森(Manson)就提出了"双线性损伤法则在累积疲劳上的应用",将疲劳过程划分为两个阶段:裂纹形成和裂纹扩展。1977 年,达根(Duggan)等人先后对疲劳寿命赋予更明确的含义。实际构件在出现某一指定"工程裂纹"以前的寿命称为"裂纹形成寿命"(crack

formation life),从工程裂纹扩展至临界裂纹或完全断裂的寿命称为“裂纹扩展寿命”(crack propagation life),构件总寿命是二者之和。在实用上,以出现宏观可见的或可检的裂纹作为工程裂纹,工程裂纹尺寸无统一规定,量级一般在 1 mm 左右。因为工程裂纹尺寸远大于晶粒尺寸,所以在工程裂纹出现后,能将裂纹作为物体的自由边界,并将其周围材料视作均匀连续介质,从而可应用断裂力学方法处理。对于多度静不定结构,一旦其中某一危险元件产生裂纹,随着该元件刚度的降低会引起应力分布的再分配问题,从而还会导致危险区的转移。疲劳过程的两阶段论,促进了安全寿命设计和损伤容限设计互为补充、互为发展的趋势。

最初,在疲劳和断裂分析中大多采用“定值”方法,即将作用于构件上的工作应力和构件所用材料的疲劳/断裂性能均视为确定的数值。按照此观点,其前提和结果往往都与实际情况不符。实践表明,由于作用在结构上的外载荷随机波动和结构材质、工艺的内在不均匀性,使得同一类型结构在同一工况下体现不同的效能,结构疲劳寿命可相差数倍之多,存在很大分散性。这样,采取定值方法显然不能确定批量产品的使用寿命。要考虑其随机性,必须采用“概率方法”,即综合运用概率统计和力学分析方法解决疲劳分析和设计问题。结构疲劳寿命受必然性和偶然性协调作用控制:必然性反映基本规律,偶然性反映随机差异,二者的耦合行为对物理系统产生的效应以概率演化出现,紊乱无序的随机差异虽无法用定值方法描述,但它的群体则遵循某些统计规律,可以使无序变为有序,这就构成了疲劳可靠性设计的理论框架。其内涵丰富,包容多种现代技术手段,是飞行器结构设计中一个亟待开发的新领域。

1.2 结构全寿命主动可靠性设计

目前,世界先进大型运输机安全使用寿命已达到 60 000～90 000 飞行小时,而我国仅为 25 000 飞行小时。究其原因,除了材料、工艺和制造水平等与国外存在差距外,主要是在结构设计时未考虑到疲劳寿命可靠性要求。美国等一些国家在 20 世纪 70 年代初期,先后制订了耐久性、可靠性设计规范,要求在产品设计时就能做到长寿命、高可靠度、低成本,这些先进国家目前已进入指定寿命下高可靠性主动设计阶段,借助于材料疲劳/断裂性能、载荷/环境数据库,利用结构可靠性设计理论和计算机仿真技术,按照用户要求,对指定寿命产品直接进行结构可靠性设计。近年来,世界各国仍十分重视这一领域的研究,美国国家航空航天局(NASA)、海军研究署(ONR)、陆军研究署(ARO)、空军科学研究署(AFRO)、国防高级研究项目局(DARPA),国家科学基金会(NSF)等政府部门为结构寿命可靠性设计理论和试验研究提供了大量资金。美国的研究工作集中于军事,日本着重于民用,西欧则军民结合。美国、日本、西欧在这方面的软件开发也发展得非常迅速,并在工程设计中得到了广泛应用,如美国 MSC 公司推出的耐久性疲劳寿命仿真系统等就深受用户欢迎。

目前,我国和国外先进国家相比区别在于,国外产品寿命在设计时就得到充分考虑,而我国过去通常是根据成品试验确定。对于有限寿命和可靠性要求的一些重要产品(如飞机),其

寿命和可靠性是在产品定型后经过试验验证给出,根据试验所发现的问题,再改进原设计,甚至更新结构形式或更换材料。此种做法必然导致产品研制周期过长,研制费用过高。30 多年来我国航空部门以沉痛的代价换取了飞机结构完整性的实现,经过长期实践和探索,从唯象观点或损伤机理出发,人们已充分地认识到结构破坏的发展过程和规律,从而有条件主动地将产品使用寿命作为预定设计指标,在计划方案可行性论证时,进行疲劳细节分析,强化疲劳薄弱部位,可使预定寿命下结构主动可靠性设计工作在产品定型之前展开。

机械结构全寿命主动可靠性设计理论的研究,综合利用随机数学、疲劳学、断裂力学、工程力学、仿生学、智能工程学、优化设计理论和计算机仿真技术等,从经济性和维修性要求出发,旨在保证产品在预定使用寿命期间内,在规定工作条件下,在完成规定功能下,因疲劳断裂失效的可能性(失效概率)减至最低程度。更新产品结构、预测寿命以及进行全尺寸模拟试验等,在产品设计阶段都在计算机上实施。研究成果可直接用于飞机、舰船、电站、铁路、汽车等的预定寿命下结构可靠性设计。该理论有如下主要研究内容:① 典型材料疲劳/ 断裂可靠性性能数据库;② 中值随机载荷谱与载荷-时间历程数据库工程;③ 计算机全尺寸模拟试验技术;④ 结构疲劳/ 断裂可靠性设计原理;⑤ 结构全寿命理论估算;⑥ 经济寿命耐久性分析;⑦ 优化设计理论与计算机仿真技术;⑧ 失效智能在线预示和结构健康监控系统。

机械结构全寿命主动可靠性设计与失效智能在线预示的总体流程如图 1 .1 所示。与一般的可靠性分析方法相比,二者区别主要在于,从对产品使用寿命进行可靠性评价,发展为在预

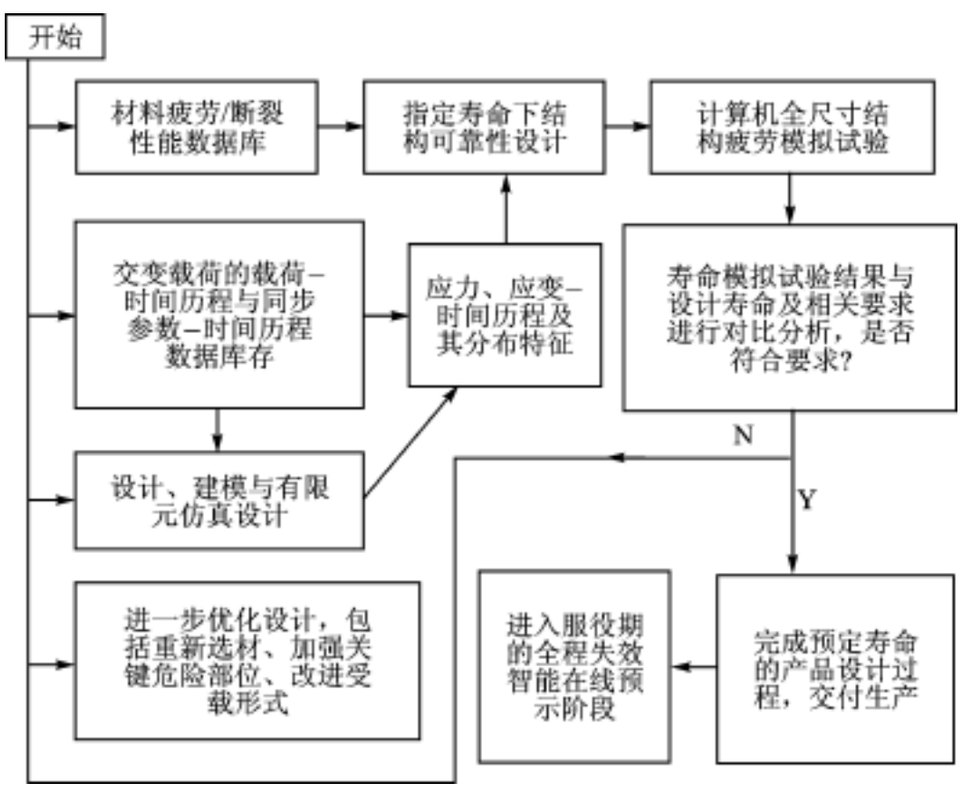


图 1 .1 主动设计与失效智能在线预示的总体流程

定寿命下直接进行主动可靠性设计。预定寿命下主动可靠性设计与失效智能在线预示,作为一门现代科学技术有着非常广阔的应用前景。产品使用寿命的长短、安全性与可靠性的高低已成为衡量一个国家科学技术水平的重要标志,例如飞机安全飞行、高速列车安全行驶、大型发电设备无故障运行等,都包含了全寿命主动可靠性技术的研究成果。

第二章　疲劳的基本概念

早在一百多年前,随着蒸汽机的出现和铁路运输的发展,机车车轴经常发生意外的破坏,即在满足静强度的条件下,经历了一段时间的使用,会突然发生断裂。这一情况引起了人们的注意。我们知道,机车车轴在运转中承受着周期性变化的弯曲应力,这种周期性变化的应力称为“交变应力”。人们对交变应力作用下的车轴进行了研究,发现车轴能承受的交变应力大小比能承受的静应力要小得多。这种在交变应力作用下发生破坏的现象就叫做“疲劳”破坏。

从1849年开始的对机车车轴进行的疲劳试验研究,不断地得到了在交变弯曲应力作用下,车轴所能承受的应力与导致破坏的循环次数的关系,发现车轴断裂的循环次数随应力的增大而减小;而且,当应力小于某一数值时,无论循环多少次车轴也不会断裂,这样就作出了目前疲劳分析中常用的 $S-N$ 曲线。随着生产实践的不断发展,疲劳破坏发生的情况越来越多,问题也更加复杂,有关疲劳问题的研究也随之发展起来。

飞机结构在使用中也不断承受交变载荷。粗略地看,飞机每次飞行就是经历从起飞到着陆的周期性交变载荷作用的过程,在每次从起飞到着陆这样大的周期内,还包含着许许多多小的交变载荷,显然,飞机结构也存在着疲劳问题。但是,早期设计的飞机的疲劳问题却并不突出,这是因为,虽然飞机设计时只考虑了静强度,但是,强度储备较大,安全系数较高,使得飞机在使用中的应力水平甚至低于按现代疲劳设计所给出的许用应力,于是疲劳问题就这样被掩盖起来了。而当航空事业飞速发展时,为了使飞机具有高速度和良好飞行性能,就要求质量要尽量轻,这样,静强度计算的理论越来越精确,试验技术也越来越先进,飞机的静强度储备就留得越来越少,疲劳问题就开始暴露出来,导致不少静强度合格的飞机发生严重的疲劳破坏事故。第二次世界大战前后,约有20架英国“惠灵顿”号重型轰炸机疲劳破坏;1952年美国的F—86型歼击机又因机翼主接头疲劳破坏而连续发生事故。在民机方面,由于使用期限长,平飞时的应力水平与设计的最大应力水平接近,情况就更严重:1948年美国“马丁202”型运输机失事;1951年英国“鸽式”飞机因翼梁破坏在澳大利亚失事;1953年英国“维金”号又因主翼梁破坏在非洲失事。特别是,1954年英国喷气式客机“彗星Ⅰ号”连续两次发生机毁人亡的灾难性事故,引起了人们极大的重视。对打捞起的“彗星Ⅰ号”残骸进行分析后发现,在气密座舱靠近无线电导航天线伸出处的铆钉孔边缘有疲劳裂纹。用大型水槽对气密座舱客机的全尺寸疲劳增压试验证实,破坏事故就是由此产生的。1970年7月16日,我国直升机发生过一次空难事故,机上7人全部遇难,其原因是飞机结构上存在疲劳脆弱部位,很容易产生裂纹。这起空难事件发生后,我国航空工业部门领导十分重视,当即召开了全国疲劳大会。会议指出:如何

提高飞机结构疲劳强度、科学合理地确定各类飞机使用寿命已刻不容缓。

几十年来,国内外对飞机结构的疲劳问题,进行了大量的理论和试验研究工作,逐渐掌握了有关飞机疲劳问题的规律。生产实践中提出问题,进行研究后将成果用于设计,设计的飞机在实践中经受检验,飞机疲劳问题的研究就这样一步步地向前发展。

2.1 疲劳破坏的特征和断口分析

如上所述,在交变应力作用下发生的破坏现象叫做“疲劳”。疲劳破坏和静力破坏相比,有本质的不同。疲劳破坏的主要特征表现在:

(1) 在交变应力远小于静强度极限的情况下,破坏也可能发生。

(2) 疲劳破坏不是立刻发生,而要经历一定的时间,甚至是很长的时间。

(3) 疲劳破坏前,即使对于塑性材料,也像脆性材料一样,常常没有显著的残余变形。因此事先的维护和检修不易察觉出来,这就表现出疲劳破坏的危险性。

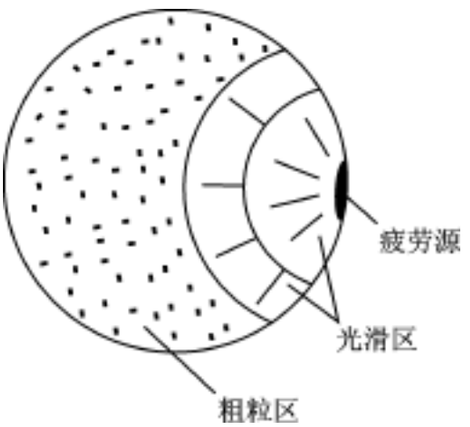


图 2.1 疲劳断口示意图

(4) 在疲劳破坏的断口(如图 2.1 和图 2.2 所示)上,总是呈现两个区域:一部分是光滑区,一部分是粗粒状区。破坏时,首先在某一点产生微小的裂纹,该点常被称为“疲劳源”。裂纹从疲劳源逐渐向四周扩展,由于反复地变形,裂开的两个面,时而挤压,时而分离,这样就产生了光滑区域。随着裂纹的扩展,剖面被削弱得越来越厉害,直到剖面残存部分的抗力不足时,就会在一次较大的载荷作用下突然破坏,这种突然性的断裂常常使断裂面的材料呈现颗粒状。在实际使用过程中,如果交变应力的变化是不规律的,有时在较大应力范围内变化,有时在较小应力范围内变化,则在光滑区域上还可观察到贝壳状的纹迹。

掌握这些疲劳破坏的特征,有助于从断口和外形上来判断一个零件、构件的破坏是由于静力还是疲劳所引起的。在进行疲劳破坏分析时,也常常由此入手。那么,疲劳破坏是怎样产生的?其破坏过程的本质是怎么回事?长期以来人们对其进行了深入广泛的研究,并取得了大量研究成果,关于这一问题,在许多论著中有较详细的介绍,此处只做一简短的说明。

由于前面所述的疲劳破坏的第三个特征,即使良好的塑性材料,也像脆性材料一样,常常没有显著的残余变形,因此,在疲劳问题产生初期,曾有人认为,疲劳破坏的起因是在交变应力作用下,材料的内部结构发生了变化,由塑性材料的所谓‘纤维’结构蜕化为脆性材料的‘晶体’结构。随着金属学的发展,使用显微镜对金属结构组织进行了深入观察,证明:① 金属在塑性状态仍具有晶体结构;② 经过交变应力作用后,金属的结构并没有发生什么重要的改变。这样,就纠正了早期的错误认识。进一步的研究指出,疲劳破坏过程可分为三个阶段:① 疲劳裂

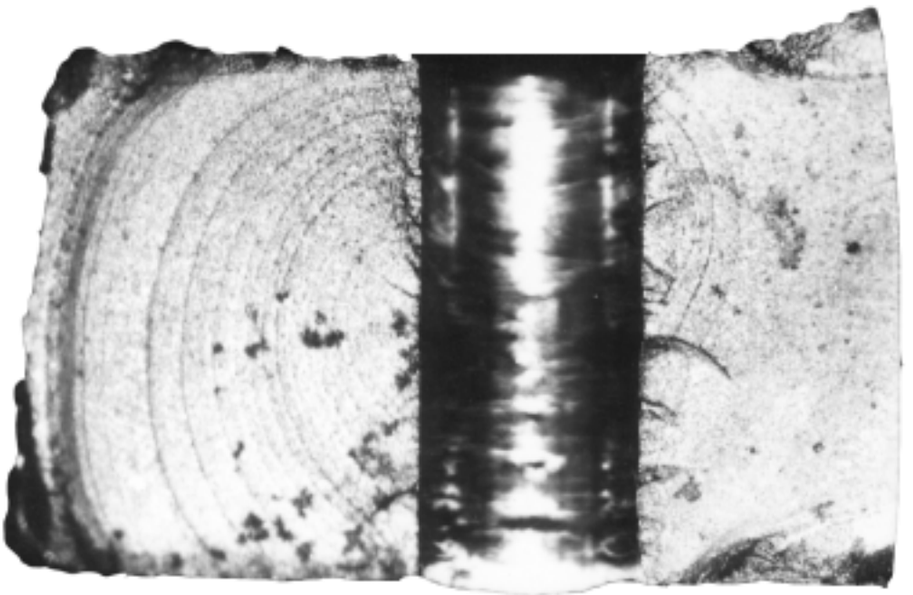


图 2 .2　疲劳断口照片

纹形成(或生核)阶段;② 疲劳裂纹稳定扩展阶段;③ 疲劳裂纹不稳定扩展导致突然断裂。

在进行低碳钢拉伸试验时,当拉应力超过屈服极限时,则在试样表面可以见到细密的、与轴线成 45°角的线条,称之为“滑移线”。在交变应力作用下,试样表面也会出现这种滑移线,但是,它只在部分地区出现,随着循环次数的增加,滑移线带变粗变宽,而在其他地方却很少出现。当应力大于疲劳极限时,滑移带比较粗大,各条滑移线的间距也较大。此时,将试样进行电抛光,则表面上的滑移线仍然存在,这些留下来的滑移线就称为驻留滑移线。实际上,它已形成一种显微裂纹,继续施加交变应力时,在驻留滑移线上就出现粗大的滑移带,疲劳源就常常在驻留滑移带中滑移线最密的地方形成。

在疲劳破坏特征的第四点中曾经提到,在疲劳断口的光滑区域,常常有贝壳状的纹迹,一般肉眼即可看到。这种纹迹被称为“疲劳线”,有时称为前缘线或休止线。图 2 .3 和图 2 .4 所示分别为发动机叶片及翼梁下突缘疲劳断口,上面有清晰的疲劳线纹迹,这种疲劳线常常是判断疲劳断口的有力证据。下面就进一步说明疲劳线产生的原因。

图 2 .3　发动机叶片疲劳断口照片

当初始的疲劳裂纹(疲劳源)产生后,它将不断扩展。如果交变应力的幅值不变,同时材料是均匀的,那么,在裂纹的稳定扩展阶段,其扩展速度连续地变化,也就是说,裂纹以连续变化的速度向前推进,这时,在断口上不会出现贝壳状的疲劳线。在实验室里进行的标准试样的恒

图 2.4　翼梁下突缘疲劳断口照片

幅疲劳试验,就很少有这种疲劳线出现。但是,实际构件在工作中交变应力幅值总是变化的,材料也常常不均匀,当应力幅值一改变,或者裂纹扩展到材料的不均匀处,则裂纹扩展速度就要发生突变。这时,裂纹的突然加快或突然减缓就会在断口上留下一条环向的疲劳线,它正是此时的裂纹前缘,所以,也常称为前缘线。交变应力幅值的变化和材料的不均匀性,是形成贝壳状纹迹的重要原因。在贝壳状纹迹中,环向疲劳线间还有一段段的径向纹迹(如图 2.1 和图 2.2 所示),这是由于一次突然的大载荷变化造成的。一次大的载荷突变,常使裂纹在不同的平面内发生扩展,于是,在不同的平面间错开了一段径向纹迹,这就是径向纹迹的来由。

在恒幅交变应力下的均匀材料构件,在光滑区与粗粒区交界处也会出现环向疲劳线,它相当于裂纹的快速扩展阶段。在这短暂的时间里,由于裂纹扩展速度急剧增大,很容易造成扩展速度的突变,而导致疲劳线的出现。

2.2　交变应力与 $S-N$ 曲线

2.2.1　交变应力

交变应力即周期性变化的应力,常用 s 表示,需要特别指出的是,为区别疲劳应力和疲劳强度这两个物理量,疲劳应力符号常用 s 表示,疲劳强度则用 S 表示。常见的交变应力变化符合正弦规律,所以,可以用正弦波形描绘应力随时间变化的情况(如图 2.5 所示)。应力的每一个周期性变化称做一个“应力循环”。在应力循环中,两个极值中代数值较大的一个叫做“最大应力”S_{max},较小的一个叫做“最小应力”S_{min}。最大应力和最小应力的代数平均值叫做“平均应力 S_m”,即

$$s_m = \frac{s_{max} + s_{min}}{2} \tag{2.1}$$

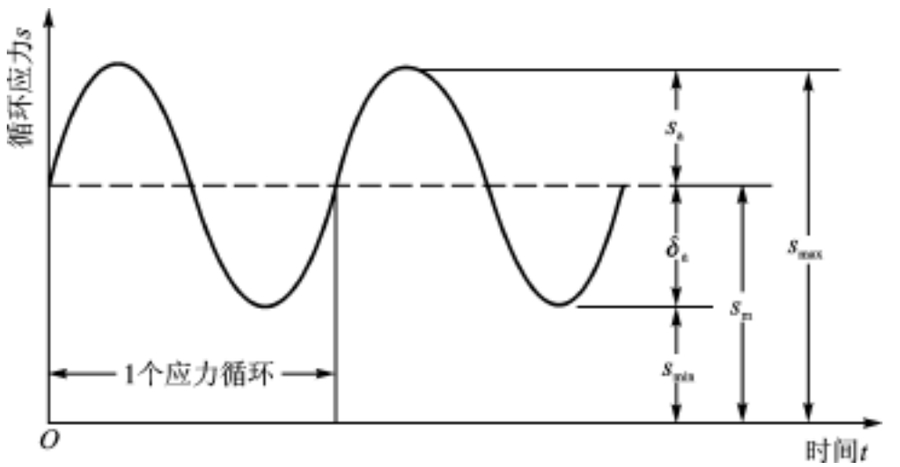


图 2.5　交变应力循环

图 2.5 所示的 s_a 称为应力幅，显见

$$s_a = \frac{s_{max} - s_{min}}{2} \tag{2.2}$$

最小应力与最大应力的比值

$$R = \frac{s_{min}}{s_{max}} \tag{2.3}$$

称为“循环特征”或“应力比”。由图 2.5 可以看出，一个交变应力可以看成两部分应力的组合：第一部分是数值等于平均应力 s_m 的静应力，另一部分是在平均应力上下对称变化的动应力。一个交变应力的 s_{max}，s_{min}，s_m，s_a，R 五个量之间，存在着式(2.1)至式(2.3)这样三个关系。所以，只有两个量是独立的，只要任意给定两个量，其余三个量就能确定，一般常给出 s_{max} 与 R 或给出 s_a 与 s_m。因此，交变应力的应力水平需要用两个量(如 s_{max} 和 R)来表示。而对于静应力来说，只用一个量(应力)就可以表示。

下面介绍交变应力的几种常用的特殊情况。

(1) 对称循环，即 $s_m = 0$ 的情况(如图 2.6 所示)，此时 $s_{max} = -s_{min}$，$R = -1$。

(2) 对于 $R \neq -1$ 情况均称为“非对称循环”，它有下面两种情况：

① 脉动循环，即 $s_{min} = 0$ 的情况(如图 2.7 所示)，此时 $R = 0$；

② 拉-拉循环，即 $s_{min} > 0$ 的情况(图 2.5 所示就是拉-拉循环的情况)，这时 $0 < R < 1$，如 $R = 0.1$。

(3) 静载荷下的应力，此时 s = 常数，即 $s_a = 0$，$s_{max} = s_{min} = s_m$，$R = +1$ 的情况。

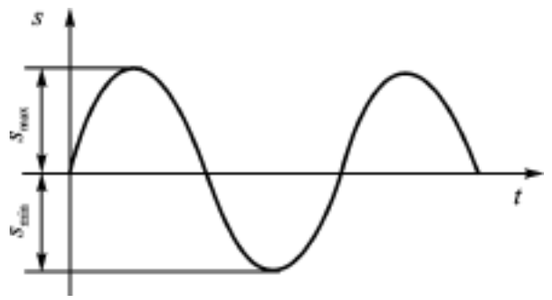


图 2.6　对称循环

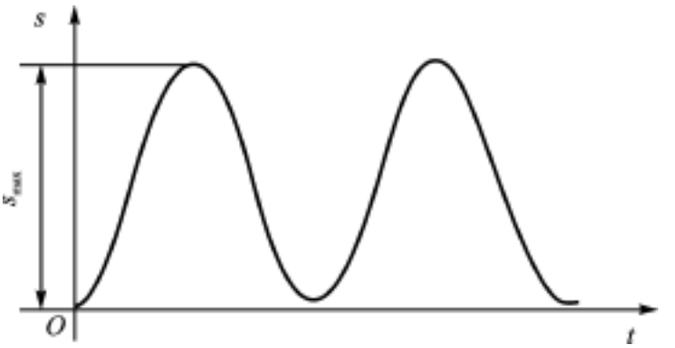


图 2.7　脉动循环

2.2.2　S－N 曲线

在交变应力下,材料对疲劳的抗力一般用 $S-N$ 曲线与疲劳极限来衡量。在一定的应力比 R 下,使用一组标准试样,分别在不同的 S_{max} 下施加交变载荷,直至破坏,记下每根试样破坏时的循环次数 N。以 S_{max} 为纵坐标,破坏循环次数 N 为横坐标做出的曲线,就是材料在指定应力比 R 下的 $S-N$ 曲线。例如,钢的 $S-N$ 曲线如图 2.8 所示。

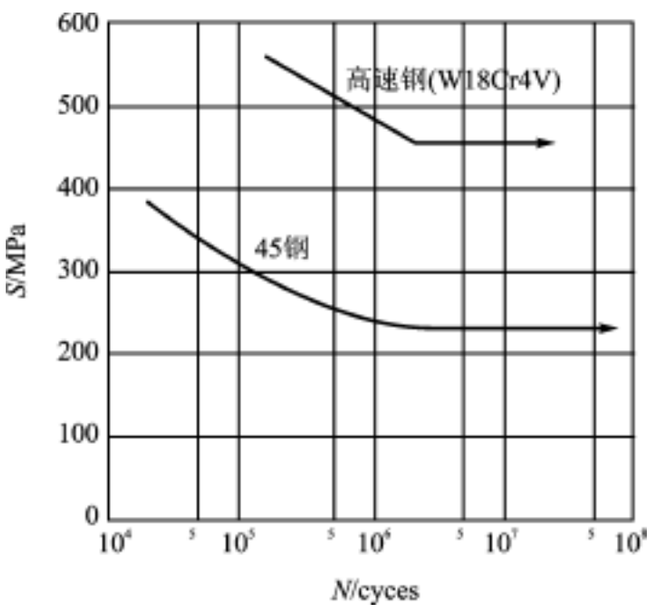


图 2.8　几种金属材料 $S-N$ 曲线

从上面 $S-N$ 曲线可以看出,表示材料的疲劳强度与表示静强度明显不同:表示材料的静强度只需用单一的应力量 σ 即可,当应力达到 σ 时,材料就会破坏;但对材料的疲劳强度却不然,仅提最大应力 S_{max} 达到某一数值材料就会破坏是不行的,必须指出对应于破坏循环次数 N 时材料破坏的 S_{max} 值。在一般文献中,把对称循环下某一指定循环次数 N 对应的 S_a 值,叫做指定循环数 N 下的“疲劳强度”。可见,只有给出 S, N 两个量才能表示材料的疲劳强度。

随着 N 不同，S 也随之不同，所以，全面地反映材料在交变应力下对疲劳的抗力，必须作出材料的 $S-N$ 曲线。

试验表明，一般钢和铸铁等的 $S-N$ 曲线均存在水平渐近线：$S_{max}=S_R$（如图 2.9 所示）。这就意味着，当 $S_{max}>S_R$ 时，试样经受有限次循环就会发生破坏；当 $S_{max}<S_R$ 时，则试样能经受无限次循环而不发生破坏。S_R 就称为材料在指定应力比 R 下的“疲劳极限”。当 $R=-1$（即对称循环）时，疲劳极限为 S_{-1}，所以，一般手册中给出的疲劳极限常常是指 $R=-1$ 时的疲劳极限，用 S_{-1} 表示。试验指出，对钢材来说，只要经过 10^7 次的循环仍不破坏，则实际上它可以承受无限次循环。然而，有色金属及其合金的 $S-N$ 曲线一般不存在水平渐近线（如图 2.10 所示），于是常常以一定的破坏数 N（如 10^7 次的循环）所对应的 S_{max}，作为“条件疲劳极限”。

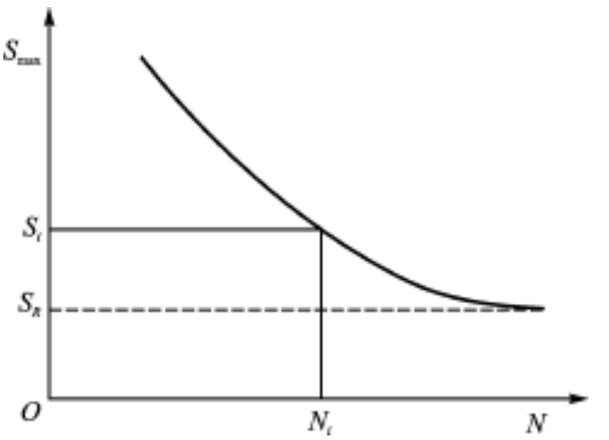


图 2.9　$S-N$ 曲线

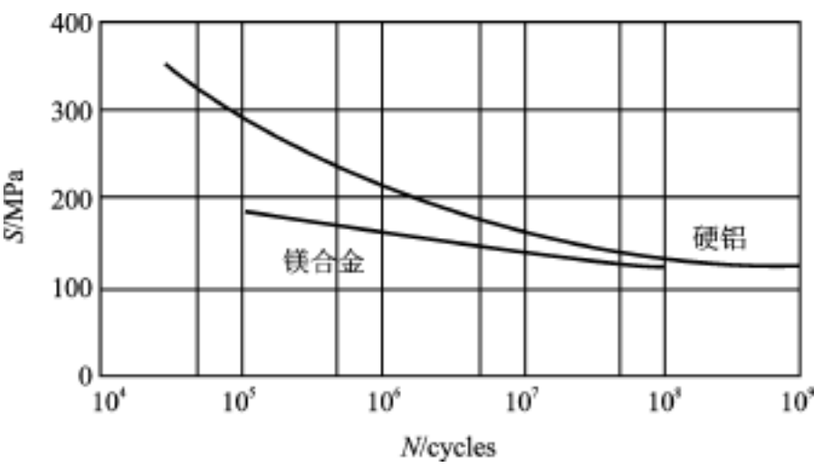


图 2.10　有色金属及其合金 $S-N$ 曲线

为了摸索 $S-N$ 曲线的变化规律，人们进行了不少的工作。但是，由于各种材料的 $S-N$ 曲线的形状有很大的差异，特别是对铝合金材料，即使是同类型材料的 $S-N$ 曲线，也常常差别很大，因此，寻求统一的 $S-N$ 曲线的近似表达式有很大的困难。目前，用来近似表达 $S-N$ 曲线的经验公式一般有 4 种，现分述如下。

1．幂函数表达式

$$S_a^m N = C \tag{2.4}$$

式中，m 和 C 是两个常数，与材料性质、试样形式和加载方式等有关，由试验确定。式（2.4）表

示在给定应力比 R 或平均应力 S_m 的条件下,应力幅 S_a 与寿命 N 之间的幂函数关系。将上式两端取对数,则有

$$m\lg S_a + \lg N = \lg C$$

$$\lg N = \lg C - m\lg S_a \tag{2.5}$$

可见,幂函数表达式相当于在双对数坐标中 $\lg S_a$ 与 $\lg N$ 成线性关系。式(2.4)也常用于表达 S_{max} 与 N 之间的关系,即

$$S_{max}^{m} N = C \tag{2.6}$$

2.指数函数表达式

$$e^{mS_{max}} N = C \tag{2.7}$$

式中:e 是自然对数的底;m 和 C 是由试验确定的两个材料常数。式(2.7)表示在给定应力比 R 或平均应力 S_m 的条件下,最大应力 S_{max} 与寿命 N 之间的指数函数关系。将式(2.7)两端取对数,可得

$$\lg N = \lg C - mS_{max}\lg e$$

指数函数表达式相当于在单对数坐标中 S_{max} 与 $\lg N$ 成线性关系。

3.三参数幂函数表达式

$$(S_{max} - S_0)^m N = C \tag{2.8}$$

或

$$S_{max} = S_\infty \left(1 + \frac{A}{N^\alpha}\right) \tag{2.9}$$

式中 S_0, m, C, A, α 和 S_∞ 均为材料常数,且它们之间存在以下关系:$C = (A \cdot S_\infty)^{1/\alpha}$, $m = 1/\alpha$, $S_0 = S_\infty$。S_0 和 S_∞ 相当于 $N \to \infty$ 时的疲劳强度 S_{max},可近似代表疲劳极限。

4.四参数幂函数表达式

$$\left(\frac{S_u - S_0}{S - S_0}\right) = 10^{C(\lg N)^m} \tag{2.10}$$

式中,S_0, M, C 和 S_u 均为材料常数,其中:m 为形状参数;S_0 为拟合疲劳极限;S_u 为拟合屈服极限。公式(2.10)具有如下物理性质(如图 2.11 所示):当 $N = 1$ 时,$S = S_u$;当 $N = \infty$ 时,$S = S_0$;疲劳寿命 N 随疲劳应力 S 变大而缩短,S 越大,N 越短。

幂函数式(2.4)、式(2.6)和指数函数表达式(2.7)只限于表示中等寿命区 $S-N$ 曲线;而三参数幂函数表达式(2.8)和式(2.9)可表示中、长寿命区 $S-N$ 曲线,并且后者有三个待定常数,拟合精度要比前面三式高;四参数幂函数表达式(2.10)则可以表示全寿命范围 $S-N$ 曲线,并且后者有 4 个待定常数,可以更精确地拟合各数据点,显然,它具有较大优越性。

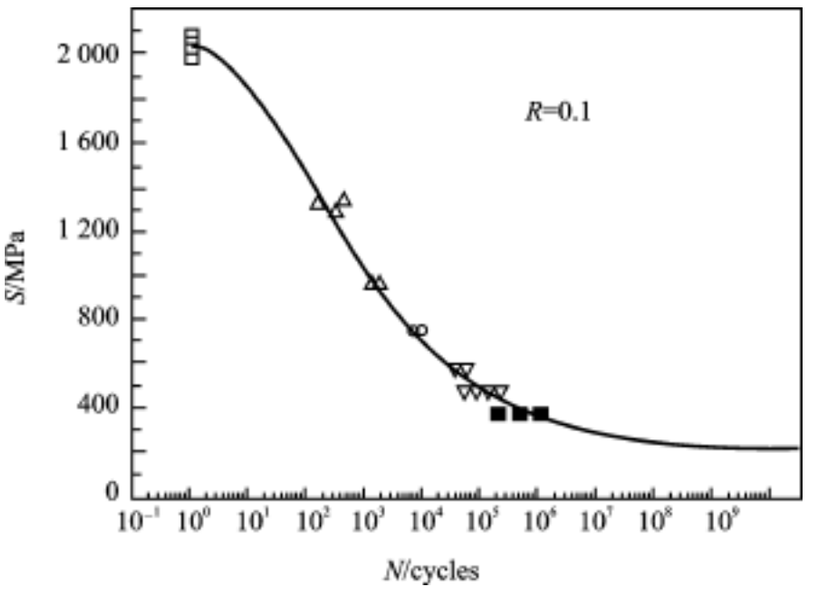


图 2.11　全寿命范围四参数 $S-N$ 曲线

2.3　等寿命曲线与广义 $S-N$ 曲面

如前所述,对某一种材料,在一定的应力比下,利用一组试样进行疲劳试验,可以得到一条 $S-N$ 曲线。当改变应力比 R 时,材料的 $S-N$ 曲线也发生变化。如给出若干个应力比数值,即可得到该材料对应于不同应力比 R 的 $S-N$ 曲线簇。图 2.12 即为某铝合金板材不同应力比 R 下的 $S-N$ 曲线簇,如在 $N=10^7$ 处做一垂直线(图 2.12 中虚线),该线与各 $S-N$ 曲线交点的纵坐标 S_{max},表示在指定寿命 10^7 时,各应力比下的疲劳强度。根据每一应力比 R 及其对应的 S_{max},可计算出 S_{min} 和 S_m。以 S_{max} 与 S_{min} 为纵坐标,S_m 为横坐标,可绘出等寿命疲劳曲线——古德曼图(如图 2.13 所示)。曲线 AB 表示疲劳强度 S_{max},曲线 $A'B$ 表示 S_{min}。

在对称循环条件下,$S_m=0$。此时,$S_{max}=-S_{min}=S_{-1}$,对应着图 2.13 中的点 A 和点 A'。在静载荷条件下,$S_{max}=S_{min}=S_m=\sigma$,对应着图 2.13 中的点 B。若用直线连接点 O 和点 B,则直线 OB 为一倾斜角为 45°的直线。由于曲线 AB 和 $A'B$ 分别表示 S_{max} 和 S_{min},且直线 OB 上各点的纵坐标等于 S_m,所以,曲线 AB 和 $A'B$ 与直线 OB 所夹的垂直线均为 S_a,S_a 就是破坏时的应力幅值。从图 2.13 可以看到平均应力对疲劳强度的影响:要达到同样的寿命,随着 S_m 的增加,S_{max} 增加,而应力幅 S_a 却要减小。曲线 AB 和 $A'B$ 所包围的面积,表示在 10^7 循环内不会发生疲劳破坏的交变应力范围。

习惯上,常常将等寿命曲线绘成图 2.14 的形式,图中 S_a 为纵坐标,S_m 为横坐标,点 A 表示对称循环的情况,点 B 表示静载荷的情况。一般来说,平均应力 S_m 为压应力(S_m 为负值)时,S_a 值较大(如图 2.14 中虚线所示),这表示平均应力为压应力时,材料对抗疲劳破坏比平均应力为拉应力时有利。按照以上步骤,分别指定不同的寿命 N(如 10^5、10^6、10^7 和∞),就可

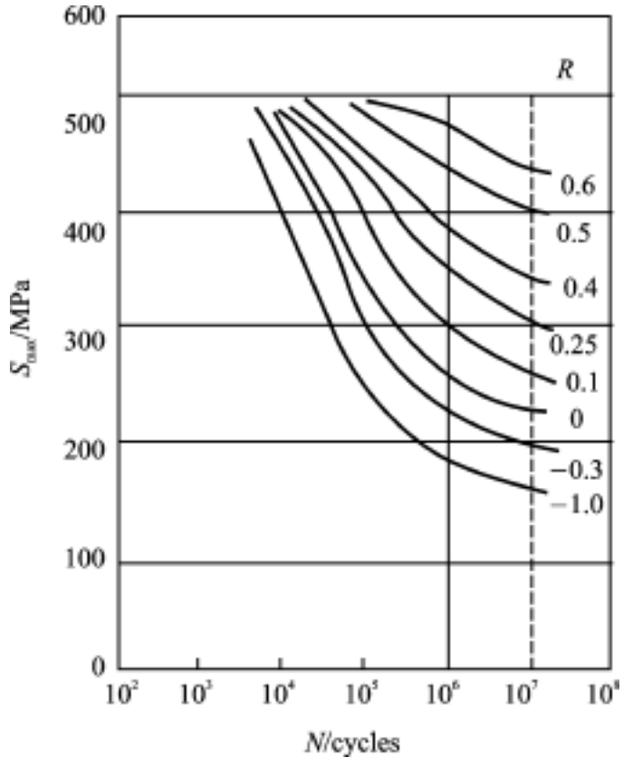


图 2 .12　铝合金不同应力比 R 下 $S-N$ 曲线簇

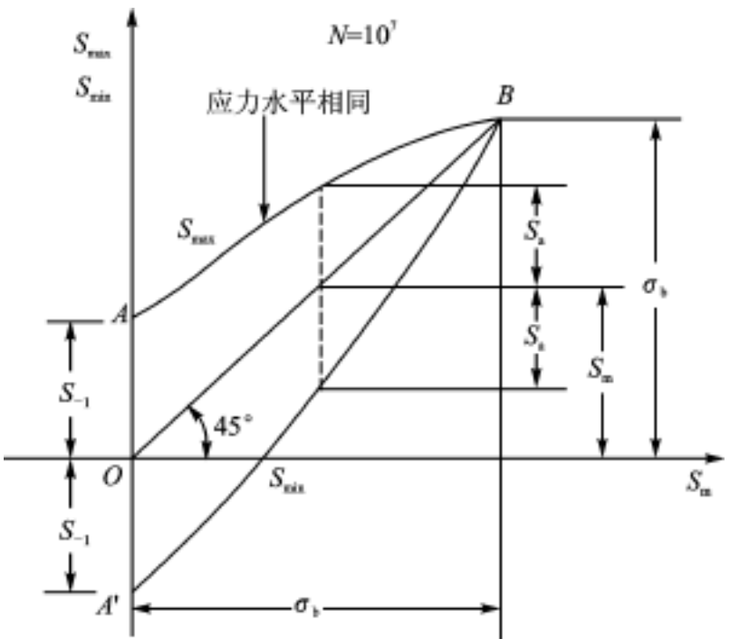


图 2 .13　古德曼图

以得到一簇等寿命曲线(如图 2 .15 所示)。

目前,已有很多公式或作图法,用来表达图 2 .15 所示的等寿命曲线。常用的经验公式有:

(1) Goodman **直线方程**:

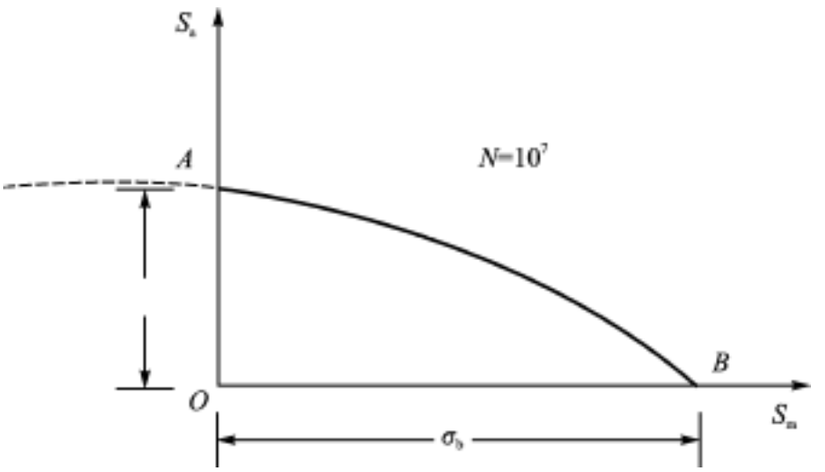


图 2.14　等寿命曲线

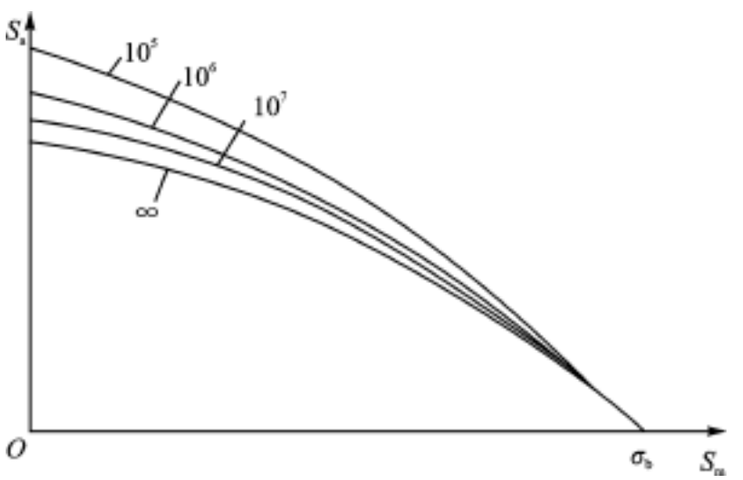


图 2.15　不同疲劳寿命 N 对应的等寿命曲线

$$\frac{S_a}{S_{-1}} + \frac{S_m}{\sigma_b} \tag{2.11}$$

式中：σ_b 为材料的拉伸强度极限；S_{-1} 为对称循环载荷下材料疲劳极限。

(2) Gerber 抛物线方程：

$$\frac{S_a}{S_{-1}} + \left(\frac{S_m}{\sigma_b}\right)^2 = 1 \tag{2.12}$$

(3) Soderberg 直线方程：

$$\frac{S_a}{S_{-1}} + \frac{S_m}{\sigma_s} = 1 \tag{2.13}$$

式中，σ_s 为材料的拉伸屈服极限。

(4) Серенсен 折线方程：

$$\frac{S_a}{S_{-1}} + \left[\left(\frac{2}{S_0} - \frac{1}{S_{-1}}\right) S_m\right] = 1 \tag{2.14}$$

式中，S_0 为脉动循环载荷下材料疲劳极限。

(5) Bagci 四次方程：

$$\frac{S_a}{S_{-1}} + \left(\frac{S_m}{\sigma_b}\right)^4 = 1 \tag{2.15}$$

在这 5 种等寿命曲线中，Soderberg 直线对大多数情况偏于保守；Bagci 四次方程对大多数情况偏于危险；Goodman 直线适用于脆性材料，对延性材料偏于保守；Gerber 抛物线适用于延性材料，但由于它是非线性关系，使用起来没有直线方便；Серенсен 折线与数据吻合较好，但它必须在已知脉动循环疲劳极限的情况下才能使用。研究表明，大多数材料与上述 5 种等寿命曲线并不符合，其幂指数与上述 5 种等寿命曲线幂指数不同，有些材料幂指数大于 1 小于 2，有些则大于 2 小于 4，因此，材料不同，其疲劳等寿命曲线幂指数也不同，即材料疲劳等寿命曲线幂指数是随材料而变化的参数。由此，根据上述 5 种等寿命曲线，归纳出适合于各种材料的等寿命曲线普遍式：

$$\frac{S_a}{S_{-1}} + \left(\frac{S_m}{\sigma_b}\right)^m = 1 \tag{2.16}$$

式中，S_{-1}，σ_b 和 m 为材料常数，由疲劳试验数据拟合得到。σ_b 为材料的拟合拉伸强度极限；S_{-1} 为材料的拟合对称循环载荷下疲劳极限。疲劳极限曲线拟合方程(2.16)称为广义疲劳等寿命曲线。

在进行疲劳寿命估算时，图 2.12 所示的不同应力比 R 下的 $S-N$ 曲线簇，是重要的基本数据，但它的获得却需要进行大量的疲劳试验。如果试验条件受到限制，不能进行大量疲劳试验的话，就可以采用等寿命曲线，再反推 $S-N$ 曲线簇的办法。首先，先取得对应于几个寿命(如取 10^4、10^5、10^6 和 10^7)下的等寿命曲线，为此，可以参考同类型材料的等寿命曲线的变化规律，选择经验公式(如式(2.11)或式(2.12))，这样只要进行对称循环疲劳试验，取得对应于几个寿命 N 的疲劳强度(S_{-1})值，就能利用经验公式作出这几个寿命下的如图 2.15 所示形式的等寿命曲线。然后，对于一个给定的应力比 R，由 $R = S_{min}/S_{max}$ 可得 $S_a/S_m = (1-R)/(1+R)$，因此，可以按如下方法确定几个指定寿命 N 对应的 S_{max}(即 S)值。

给定任意 R 值，在一个指定寿命 N 的等寿命曲线图上，作一斜率为$(1-R)/(1+R)$并过原点的直线，这条直线上各点的应力比均为 R 值，该直线与等寿命曲线的交点坐标若为 S_a、S_m，那么 $S = S_a + S_m$ 就是该给定应力比 R 下对应于该指定寿命 N 的 S 值。有了几个指定寿命下的等寿命曲线，就能同样得到几个对应的 S 值，于是，在此给定的应力比 R 下的 $S-N$ 曲线就有了几个点，根据这几个点就可以绘出一条曲线。每改变一个应力比，都可按上述步骤绘出一条 $S-N$ 曲线，这样就得到了材料对应于各种不同应力比的 $S-N$ 曲线簇。

在疲劳寿命估算中，有时还用到平均应力 S_m 不变情况下的 $S-N$ 曲线。如果有了几个指定寿命下的等寿命曲线，那么，在每一条等寿命曲线上，由指定的 S_m 查出 S_{max}，由此得到若干个(S, N)点，$S-N$ 曲线就很容易得出了。

材料或构件高周疲劳性能试验,一般在指定应力均值 S_m 或应力比 R 下进行,测定出的 $S-N$曲线可由三参数幂函数公式(2.9)表示。当应力均值 $S_m=0$($R=-1$)时,最大应力 S_{max} 即为对称循环时的疲劳强度 S_{-1},因此,式(2.9)可写成

$$(S_{-1}-S_0)^m N=C$$

又知古德曼(Goodman)等寿命图表达式为

$$S_a=S_{-1}\left(1-\frac{S_m}{\sigma_b}\right)$$

由以上二式消去 S_{-1} 即得

$$\left(\frac{\sigma_b}{\sigma_b-S_m}S_a-S_0\right)^m N=C \tag{2.17}$$

由此可见,上式描述了应力幅值 S_a、应力均值 S_m 与疲劳寿命 N 之间的关系,在三维坐标系中,即构成 S_a-S_m-N 曲面。由于 S_a-S_m-N 曲面乃由 $S-N$ 曲线推广得来,故称之为广义 $S-N$ 曲面。

2.4　循环应力-应变曲线和应变-寿命曲线

针对应力水平或疲劳破坏循环数的不同,疲劳分为高周疲劳与低周疲劳,或称为应力疲劳与应变疲劳。两者之间主要差别如表2.1所列。一般在材料进入塑性之后,应力变化较小,而应变变化较大,在这种情况下控制应变更为合理,所以,计算寿命常采用联系应变 ε 与疲劳寿命 N 的 $\varepsilon-N$ 曲线。

表2.1　低周疲劳与高周疲劳的差别

疲劳类别	高周疲劳	低周疲劳
定　义	破坏循环数大于 $10^4\sim10^5$ 的疲劳	破坏循环数小于 $10^4\sim10^5$ 的疲劳
应　力	低于弹性极限	高于弹性极限
塑性变形	无明显的宏观塑性变形	有明显的宏观塑性变形
应力-应变关系	线性关系	非线性关系
设计参量	应　力	应　变

材料在单调加载下的应力-应变曲线,即单调应力-应变曲线分为工程应力-应变($S-e$)曲线和真实应力-应变($\sigma-\varepsilon$)曲线。工程应力为按照试样原始截面尺寸计算出的应力,即

$$S=\frac{F}{A_0} \tag{2.18}$$

式中:F 为轴向力;A_0 为试样原始截面积。工程应变则为试样瞬间标距和原始标距之差与原始标距之比,即

$$e = \frac{\Delta L}{L_0} \tag{2.19}$$

式中：L_0 为试样的初始基长；ΔL 为 L_0 的增量。工程应力-应变曲线在应力达到极值 σ 以后有一段下降，这是由于试样产生颈缩，其实际面积减小，而在计算应力时仍用初始截面积 A_0 所致，并非试样中的应力真正有所降低。

真实应力表示在轴向加载试验中，根据瞬时真实横截面积 A 计算的轴向应力：

$$\sigma = \frac{F}{A} \tag{2.20}$$

真实应变则为在轴向加载试验中，瞬间标距 L 与原始标距 L_0 之比的自然对数：

$$\varepsilon = \int_{L_0}^{L} \frac{\mathrm{d}L}{L} = \ln \frac{L}{L_0} \tag{2.21}$$

当塑性变形很大时，可忽略弹性体积变化，假设体积不变，可以导出发生颈缩以前的 σ 与 S，ε 和 e 之间关系：

$$\sigma = \frac{F}{A_0} \cdot \frac{A_0}{A} = S\left(\frac{L}{L_0}\right) = S(1+e) \tag{2.22}$$

$$\varepsilon = \ln \frac{L}{L_0} = \ln(1+e) \tag{2.23}$$

真实断裂强度 σ 为试样断裂时的真实拉伸应力：

$$\sigma = \frac{F_f}{A_f} \tag{2.24}$$

式中：F_f 为试样断裂时的力；A_f 为试样断裂后的实际截面积。真实断裂延性 ε 为试样断裂时的真实塑性应变：

$$\varepsilon = \ln\left(\frac{A_0}{A_f}\right) = \ln\left(\frac{1}{1-\psi}\right) \tag{2.25}$$

式中，ψ 为断面收缩率。

根据大量试验数据发现：真实塑性应变 ε_p 与真实应力 σ 在双对数坐标上成线性关系：

$$\sigma = K(\varepsilon_p)^n \tag{2.26}$$

式中：n 为应变硬化指数；K 为强度系数。由上式可得出真实应力-应变曲线的表达式为

$$\varepsilon = \varepsilon_e + \varepsilon_p = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K}\right)^{\frac{1}{n}} \tag{2.27}$$

式中：ε 为真实应变(总应变)；ε_e 为真实弹性应变；ε_p 为真实塑性应变；E 为弹性模量。

如果拉伸载荷加到点 A 后卸载至零(如图 2.16 所示)，再加绝对值相等的压缩载荷，则曲线从点 A 先以斜率为弹性模量 E 的斜线下行，然后变向屈服直至点 B。如到点 B 后又重新加载，则以斜率 E 上升然后屈服，返回到点 A。加载与卸载的应力-应变迹线 ABA 形成一个闭环，称为迟滞回环。材料在循环加载下，要产生循环硬化或循环软化，因此，在开始阶段所得的

迟滞回环并不闭合,但经过一定次数的循环后,迟滞回环接近于封闭环,即可得到稳定的迟滞回环。将应变幅控制在不同的水平上,可以得到一系列大小不同的稳定迟滞回环,将它们的顶点连接起来,便得到材料的循环应力-应变曲线 OC(如图 2.17 所示)。由此可见,循环应力-应变曲线是稳态迟滞回环顶点的轨迹,材料的稳态应力-应变行为可以方便地用它表示出来。

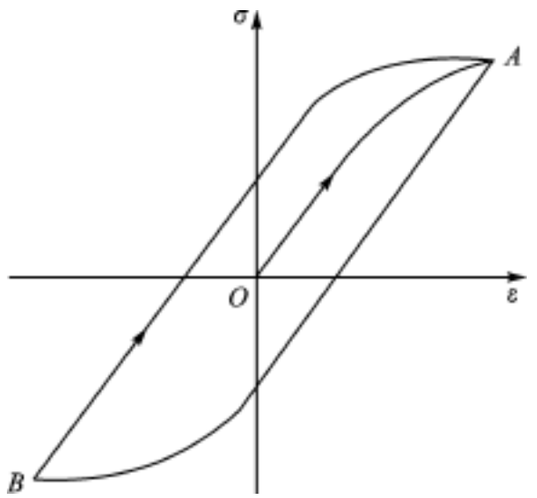


图 2.16　应力-应变迟滞回环

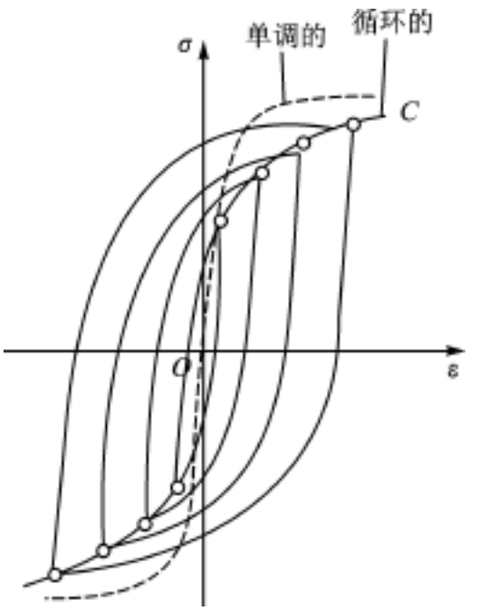


图 2.17　循环应力-应变曲线

根据许多学者的研究发现,循环应力-应变曲线也可用与单调应力-应变曲线相似的公式表达:

$$\sigma = K'(\varepsilon_p)^{n'} \tag{2.28}$$

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \tag{2.29}$$

式中:K'表示循环强度系数;n'为循环应变硬化指数,$n'=0.10\sim0.20$,平均值接近于 0.15,$n'=b/c$,b为疲劳强度指数,c为疲劳延性指数。式(2.29)即为 Manson-Coffin 关系式。

根据应变硬化指数 n'和强屈比 σ_b/σ_s,可以判断材料是否为循环硬化或循环软化:① 当 $n'>0.15$时,循环硬化;当 $n'<0.15$ 时,循环软化。② 当 $\sigma_b/\sigma_s>1.4$ 时,循环硬化;当 $\sigma_b/\sigma_s<1.4$时,循环软化;而当 $\sigma_b/\sigma_s=1.2\sim1.4$ 时,可能硬化,也可能软化。

已有的大量试验数据表明,对大多数工程材料(灰铸铁除外),稳定的迟滞回环与循环应力-应变曲线之间有着简单的近似关系,即稳定的迟滞回环与放大一倍的单轴循环应力-应变曲线形状相似,因此,稳定的迟滞回环的方程可以表示为

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \tag{2.30}$$

局部应力应变法中使用的应变-寿命曲线(如图 2.18 中曲线 2 所示)表达式为

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2}=\frac{\Delta\varepsilon_e}{2}+\frac{\Delta\varepsilon_p}{2}=\frac{\sigma_f'-\sigma_m}{E}(2N)^b+\varepsilon_f'(2N)^c \tag{2-31}$$

式中：σ_f'为疲劳强度系数；σ_m 为平均应力；b为疲劳强度指数；ε_f'为疲劳延性系数；c为疲劳延性指数。

式(2-31)是在 Manson－Coffin 关系式中加以弹性项得出的。图 2-18 中曲线 1 表示平均应力 $\sigma_m=0$ 时的总应变-寿命曲线，曲线 2 为平均应力 $\sigma_m\neq0$ 时的总应变-寿命曲线。总应变-寿命曲线由弹性线与塑性线叠加而成。弹性线受平均应力影响，一般为直线。图 2-18 中曲线 3 为平均应力 $\sigma_m=0$ 时的弹性线，曲线 4 为平均应力 σ_m 为拉应力时的弹性线。曲线 5 为塑性线，它不受平均应力影响，塑性线的前面部分为直线，尾部不为直线。

平均应力 $\sigma_m=0$ 时，弹性线方程为

$$\frac{\Delta\sigma}{2}=\sigma_f'(2N)^b \tag{2-32}$$

平均应力 $\sigma_m\neq0$ 时，弹性线方程为

$$\frac{\Delta\sigma}{2}=(\sigma_f'-\sigma_m)(2N)^b \tag{2-33}$$

式(2-33)也称为 Basquin 方程。塑性线的方程为

$$\frac{\Delta\varepsilon_p}{2}=\varepsilon_f'(2N)^c \tag{2-34}$$

式(2-34)为 Manson－Coffin 关系式的另一形式。弹性线与塑性线的交点为 N_T，称为过渡寿命，常以它作为高、低周疲劳的分界点。当疲劳寿命 $N>N_T$ 时称为高周疲劳，$N<N_T$ 时称为低周疲劳。

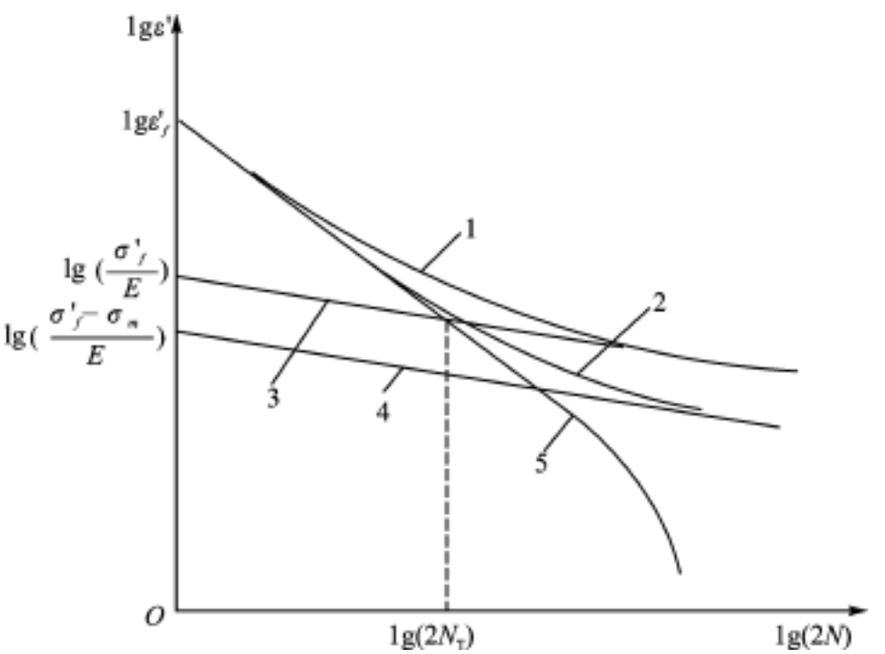


图 2-18　应变-寿命曲线

习题与思考题

习　题

2.1　什么是疲劳现象、疲劳应力？

2.2　什么是宏、微观断口分析？断口分析有什么意义？疲劳断口与单调拉伸载荷作用下破坏断口有哪些不同？在什么情况下用肉眼观察到的疲劳断口与单调拉伸载荷作用下的断口相似？

2.3　宏观疲劳断口有些什么特征？什么是裂纹前缘休止线(硬化线)？断口上休止线的分布可提供哪些有用的信息？

2.4　微观疲劳断口有些什么特征？什么是疲劳条纹？疲劳条纹有几种类型？各有什么特点？它与前面的裂纹前缘休止线有何区别？

2.5　说明如下常用术语的定义：应力循环、对称循环、非对称循环、平均应力、应力幅值、应力变程、应力比 R。

2.6　什么叫做疲劳寿命曲线($S-N$ 曲线和 $\varepsilon-N$ 曲线)、高周疲劳和低周疲劳？

2.7　定义如下术语：疲劳强度、疲劳极限、条件持久极限。

2.8　几种金属材料在 $R=-1$ 下的 $S-N$ 曲线如图 2.19 所示，求下述各情况下的平均疲劳寿命或工作应力。

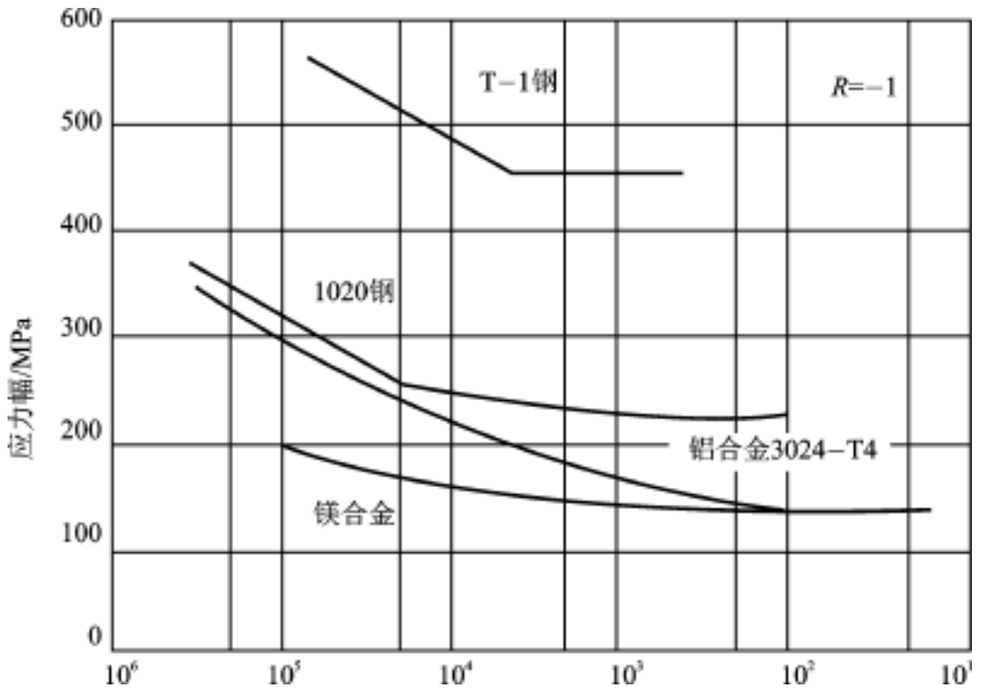


图 2.19　几种金属的 $S-N$ 曲线

020 钢制机器零件承受 250 次循环/ min、应力幅值为 310 MPa 的交变应力;

飞机上一块 2024 - T4 铝合金薄板,由于振动而受到 200 MPa 的交变应力,假设振动频率为 2 000 次循环/ min;

某军械中一种用 T - 1 钢制成的零件,计算的使用寿命为 6×10^5 次循环,确定其对应的具有 1 .25 安全系数的工作应力。

2 .9 平均应力对疲劳寿命有何影响?考虑平均应力影响的经验公式有哪些?

2 .10 说明循环应力-应变曲线与常规应力-应变曲线有何不同,并说明什么是循环应变硬化和循环应变软化。

2 .11 已知两种汽车常用材料 RQC - 100 钢和 Man-Ten 钢的循环应力-应变曲线如图 2 .20 所示,试确定这两种材料的循环强度系数 K' 和循环应变硬化指数 n'。

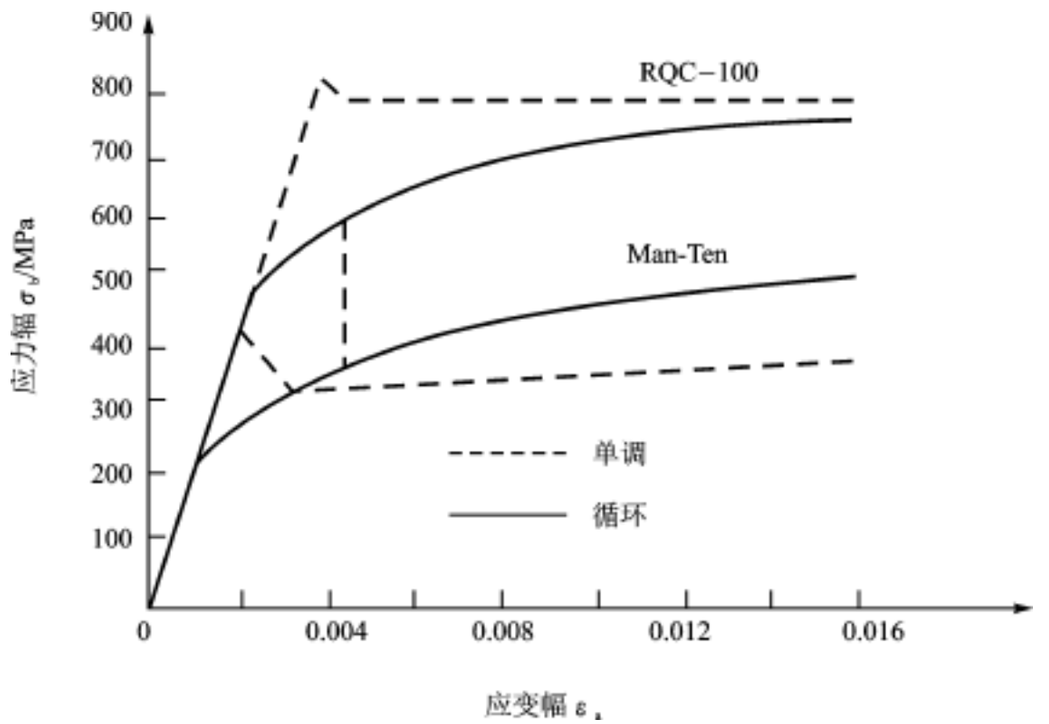


图 2 .20 两种钢材的循环应力-应变曲线

思考题

2 .12 怎样区分循环载荷产生的滑移带与实际的微观疲劳裂纹?简要说明延性材料中形成疲劳裂纹的“滑移开裂”模型。

2 .13 什么是裂纹形成的“局部脆断”模型、“空穴聚集”模型、“横向内聚力丧失”模型以及“裂纹在晶界形成”模型?

2 .14 什么是疲劳裂纹形成和扩展的“纽曼(Newman)”模型?简述疲劳裂纹形成的“塑性钝化”模型,并说明该模型的适用范围。

2.15　两位机械工程师讨论疲劳破坏,其中一位说:“疲劳破坏是脆性的”,而另一位说:“疲劳破坏是塑性的”,试分析两种论点的是非。

2.16　疲劳问题是怎样分类的?试述各种疲劳破坏发生的条件及特征;举例说明高周疲劳和低周疲劳,并说明其特点;控制载荷与控制应变的疲劳试验有何区别?

2.17　根据工厂的生产条件和检测水平,应该通知管理人员和领导,该厂的产品在出厂之前可能含有怎样的微裂纹状疵点或缺陷,并列出这些缺陷可能具有的性质和尺寸。

2.18　疲劳极限线图是怎样得出的?各种简化方法有何依据?分别适用于什么情况?疲劳缺口试样与光滑试样得到的疲劳极限图在形状上有什么不同?是什么原因?

2.19　为什么查明材料在循环中发生循环软化还是循环硬化有着重要的意义?

2.20　什么材料在什么条件下会发生不先形成滑移带,而直接造成疲劳裂纹扩展?怎样通过实际结构和材料的选择来避免这种现象?

2.21　由静力试验测得某种热处理的30CrMnSiA合金钢的强度极限 σ_b = 1 030 MPa,断面收缩率 ψ= 52.2%。试分别采用Manson四点关联法和通用斜率法,画出这种材料的近似的循环应变-寿命(ε-N)曲线。

第三章　影响疲劳强度的因素

结构在一定的载荷作用下会发生破坏,这是静强度和疲劳强度都存在的问题,但是两者的载荷条件和破坏情况则有区别,应力集中、腐蚀和温度等对材料的静强度和疲劳强度都有影响,但是影响的情况和程度不一样。零件表面的光洁度和零件尺寸的大小对零件的静强度 σ_s 没有什么明显的影响,但是对于零件的疲劳强度则影响明显。此外,疲劳强度研究还受加载频率和擦伤等因素的影响,而在静强度中并不存在这类问题。通过长期的生产实践和科学试验,人们对影响疲劳强度的很多因素有了一定的认识。研究发现,影响材料或结构疲劳强度的因素很多(如表 3 .1 所列),本章将简要讨论工程中常遇到的影响疲劳强度的一些因素。

表 3 .1　影响疲劳强度的因素

工作条件	载荷特性(应力状态、循环特征、高载效应等),载荷交变频率,使用温度,环境介质
零件几何形状及表面状态	尺寸效应,表面光洁度,表面防腐蚀,缺口效应
材料本质	化学成分,金相组织,纤维方向,内部缺陷
表面热处理及残余内应力	表面冷作硬化,表面热处理,表面涂层

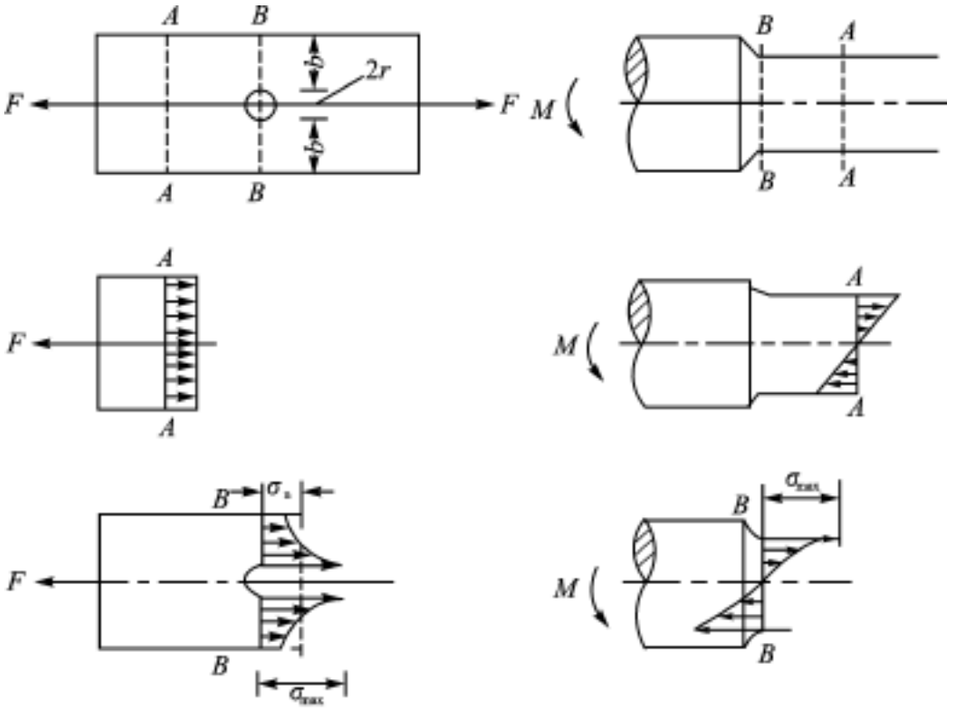
3 .1　缺口效应

由于构造上的需要,许多零件的外形常有沟槽(如螺纹、卡环槽、键槽等)、孔(如油孔、销钉孔等)以及轴肩(截面尺寸由粗到细的过渡)等,所有这些都造成了零件截面尺寸的剧烈改变。在外力作用下,在截面突变的局部地方,应力急剧增加,而离开这个区域稍远,应力却大为降低,这种现象称为“ 应力集中 ”。如图 3 .1(a)所示中间带有小圆孔的薄板,在外力 F 作用下产生拉应力,在离孔较远的截面 M 上,其应力均匀分布;但在截面 $A-A$ 上,靠近孔边缘的小范围内,应力则很大。又如图 3 .1(b)所示有轴肩的阶梯轴,受到弯矩 M 的作用,在离轴肩较远的截面 $A-A$ 上,其应力按直线分布,可按材料力学中的弯曲应力公式进行计算;但在轴肩处截面 $B-B$ 上,其局部的最大应力 σ_{max} 要比 $A-A$ 处的最大应力大得多,这些都是应力集中的现象。

对于图 3 .1(a)所示薄板,若板厚为 δ,在 F 作用下,截面 $B-B$ 的名义应力(即平均应力)

$$\sigma_n = \frac{F}{2b\delta}$$

其最大应力为 σ_{max}。通常把 σ_{max} 与 σ_n 的比值称为理论应力集中系数,用 K_t 来表示,即



(a) 带圆孔的薄板　　(b) 带轴肩的阶梯轴

图 3.1　应力集中

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_n}$$

对于各种不同的零件,在各种不同的载荷作用下,由应力集中所引起的局部最大应力可通过“弹性力学”计算或光弹性实验得到,而名义应力 σ_n 则可按材料力学常规的计算方法得到,这样就可求得 K_t 值,K_t 值一般以图表或曲线形式给出。

应力集中对疲劳强度的影响极大,并且是各种影响因素中起主要作用的因素。大量的破坏事件和试验研究都曾指出,疲劳源总是出现在应力集中处。英国空军飞机螺旋桨曾发生过大量的破坏事故,就是由于螺旋桨轴的应力集中所引起。‘彗星-Ⅰ’机身气密座舱的破坏,也是由于铆钉孔处的应力集中所致。一般电机或发动机的疲劳裂纹,都出现在有高度应力集中的尖锐圆角或键槽处。齿轮发生的疲劳破坏,也是由于作为悬臂梁的轮齿承受弯曲时,齿根处存在很高的局部应力作用。

应力集中大大降低了零件的疲劳强度。这是因为在交变应力作用下,应力集中将更加促使疲劳裂纹的形成和扩展。因此,有应力集中的零件的疲劳极限比无应力集中的光滑试样的疲劳极限要低,降低的倍数称为有效应力集中系数,用 K_f 来表示。设 $(S_{-1})_d^K$ 是对称循环下,应力集中大试样的疲劳极限,$(S_{-1})_d$ 表示对称循环下,光滑大试样的疲劳极限,则有效应力集中系数等于

$$K_f = \frac{(S_{-1})_d}{(S_{-1})_d^K} \tag{3.1,a}$$

显然，K_f 是大于 1 的，其值由试验决定。我国和前苏联的文献中，常将有效应力集中系数称为疲劳缺口系数。弯曲(或挤压)时的有效应力集中系数用 K_σ 表示，扭转时的有效应力集中系数用 K_τ 表示，即

$$K_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_d}{(\sigma_{-1})_d^K} \tag{3.1,b}$$

$$K_\tau = \frac{(\tau_{-1})_d}{(\tau_{-1})_d^K} \tag{3.1,c}$$

式中，$(\sigma_{-1})_d$ 和 $(\tau_{-1})_d$ 分别表示在对称循环下，光滑大试样弯曲和扭转时的疲劳极限；$(\sigma_{-1})_d^K$ 和 $(\tau_{-1})_d^K$ 分别表示在对称循环下，应力集中大试样弯曲和扭转时的疲劳极限。图 3.2 表示有横孔的长方形板在拉压和弯曲下的有效应力集中系数，曲线 1 表示拉压，曲线 2 表示弯曲。图 3.3、图 3.4 和图 3.5 分别表示了钢制阶梯状圆轴，在对称循环下的弯曲、拉压及扭转有效应力集中系数曲线。由图中所示曲线可知：

(1) 钢的 σ_b 愈高，则有效应力集中系数 K_σ 及 K_τ 值愈大。可见，高强度钢的 K_σ 及 K_τ 值比低碳钢大，所以应力集中对高强度钢的疲劳极限影响较大。

(2) 对于给定的直径 d，圆角半径 r 愈小，则应力集中愈严重。

(3) 对于 σ_b 在 500～1 200 MPa 之间的钢材，可利用此图按内插法求 K_f。

(4) 图中所示曲线只适用于 $D/d=2$，$d=30$～50 mm 大试样的情况。当 $D/d<2$ 时，有效应力集中系数按下式折算：

$$K_\sigma = 1 + \xi(K_{\sigma 0} - 1) \tag{3.2,a}$$

$$K_\tau = 1 + \xi(K_{\tau 0} - 1) \tag{3.2,b}$$

式中，$K_{\sigma 0}$ 和 $K_{\tau 0}$ 都是 $D/d=2$ 时的有效应力集中系数；ξ 为 $D/d<2$ 时的折算系数，其值随 D/d 之值而变，具体数值可从图 3.6 曲线中查出。

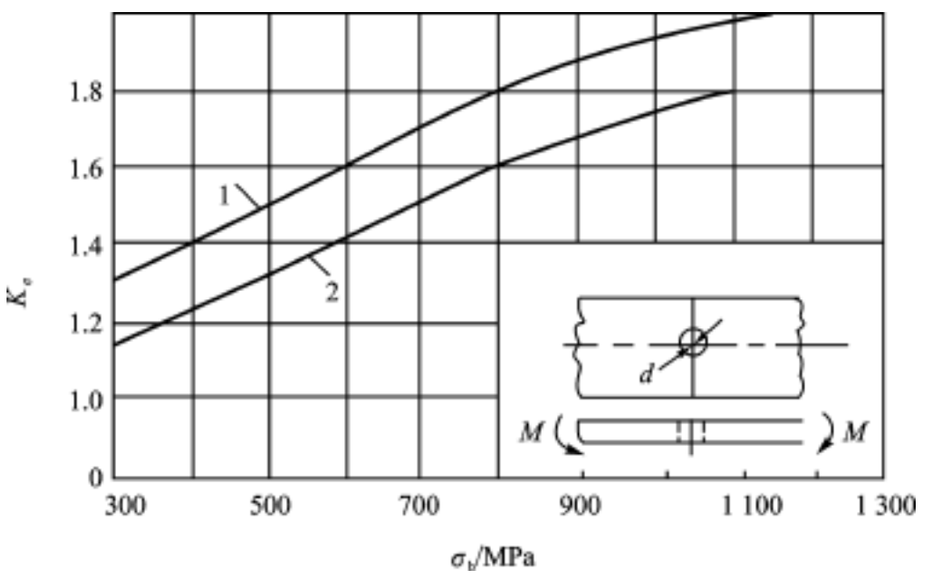


图 3.2　有效应力集中系数曲线

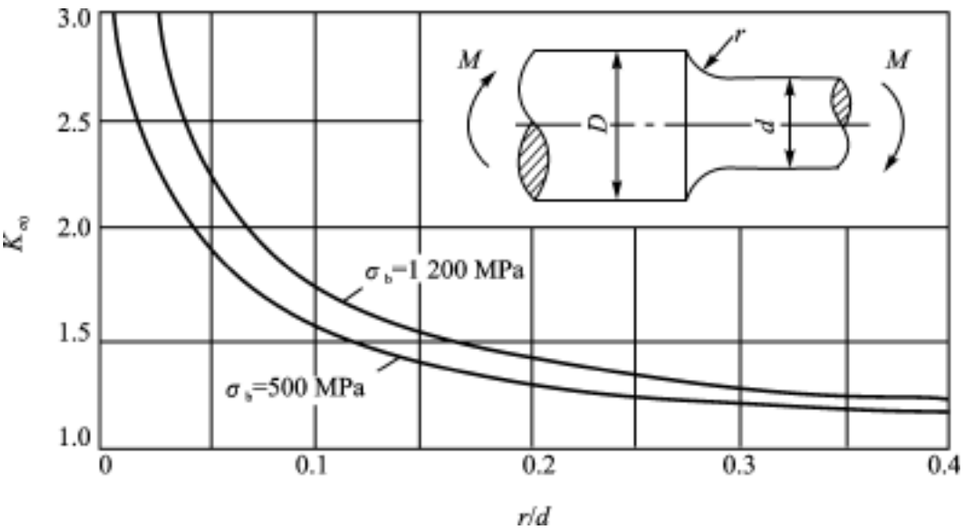


图 3 .3　弯曲时有效应力集中系数 $K_{\sigma 0}$ 曲线

(D/ d= 2 , d= 30～50 mm)

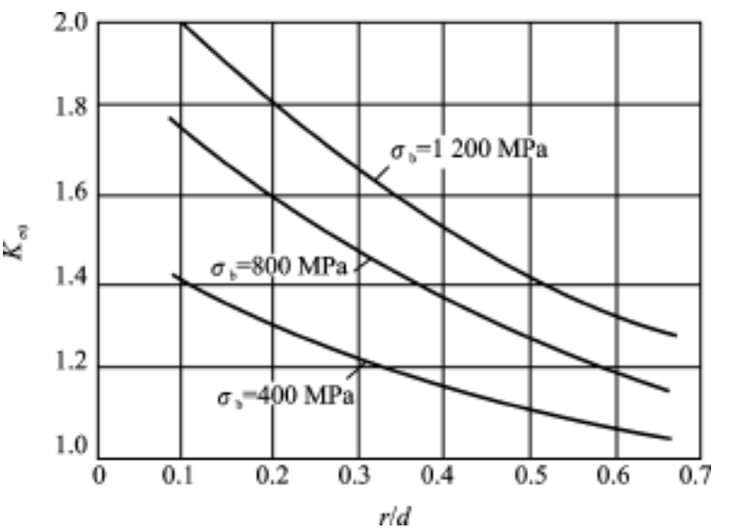


图 3 .4　拉-压时有效应力集中系数 $K_{\sigma 0}$ 曲线

(D/ d= 2 , d= 30～50 mm)

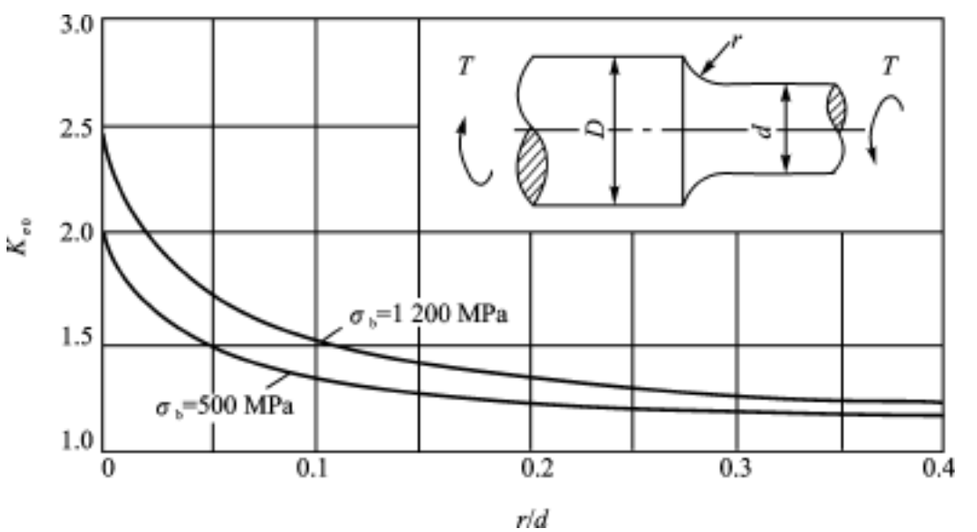
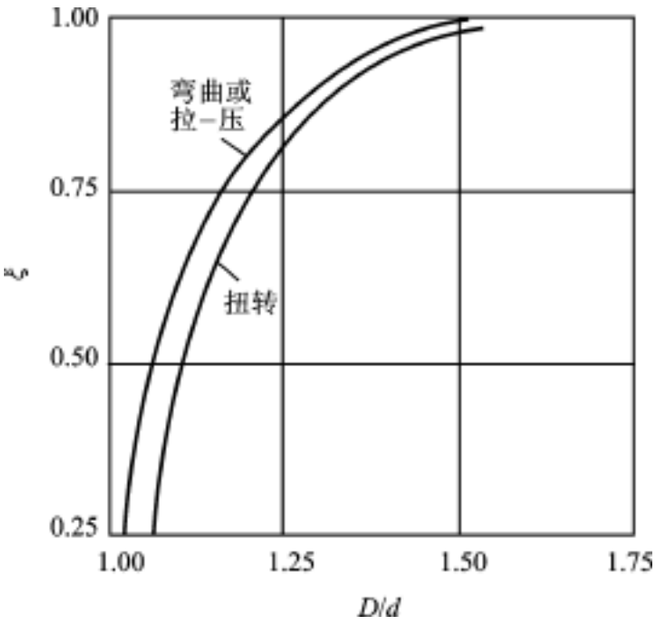


图 3 .5　扭转时有效应力集中系数 $K_{\tau 0}$ 曲线

(D/ d= 2 , d= 30～50 mm)


1.00
0.75
0.50
0.25
ζ_s
弯曲或
拉-压
扭转
1.00
1.25
1.50
1.75
D/d

$$K_{\sigma 0} = 1.90 + \frac{900 - 500}{1\,200 - 500} \times (2.25 - 1.90) = 2.10。$$

(3) 由图 3.6 中曲线,可查得 $D/d = 1.1$ 时的折算系数 $\xi = 0.65$。

(4) 将上述结果代入式(3.2,a),即可求得该圆轴的有效应力集中系数。

$$K_\sigma = 1 + \xi(K_{\sigma 0} - 1) = 1 + 0.65 \times (2.10 - 1) = 1.72$$

零件外形改变的形式不同,其有效应力集中系数也不同。关于其他形式(如油孔、键槽及螺纹)的有效应力集中系数值,可查阅有关的“设计手册”。下面补充说明两个问题:敏感系数 q 和力流线。

现在来研究理论应力集中系数 K_t 与有效应力集中系数 K_f 之间的关系。对于塑性较好的材料(如低碳钢),其 K_f 低于 K_t,但对塑性较差的材料(如高碳钢),则 K_f 一般都接近于 K_t。这是因为塑性材料在局部应力达到屈服应力时,这些局部地区将产生塑性变形,从而减轻了应力集中的危害性。为了对 K_f 和 K_t 之间作数值上的评价,常常引用所谓的“敏感系数”q,即

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}$$

或

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

敏感系数 q 在 0→1 之间变化。当应力集中对疲劳强度只有微小的影响时,K_f 应接近于 1,由上式可得 $q = 0$,说明这样对应力集中没有什么敏感性。当 K_f 接近 K_t 时,$q =$

性

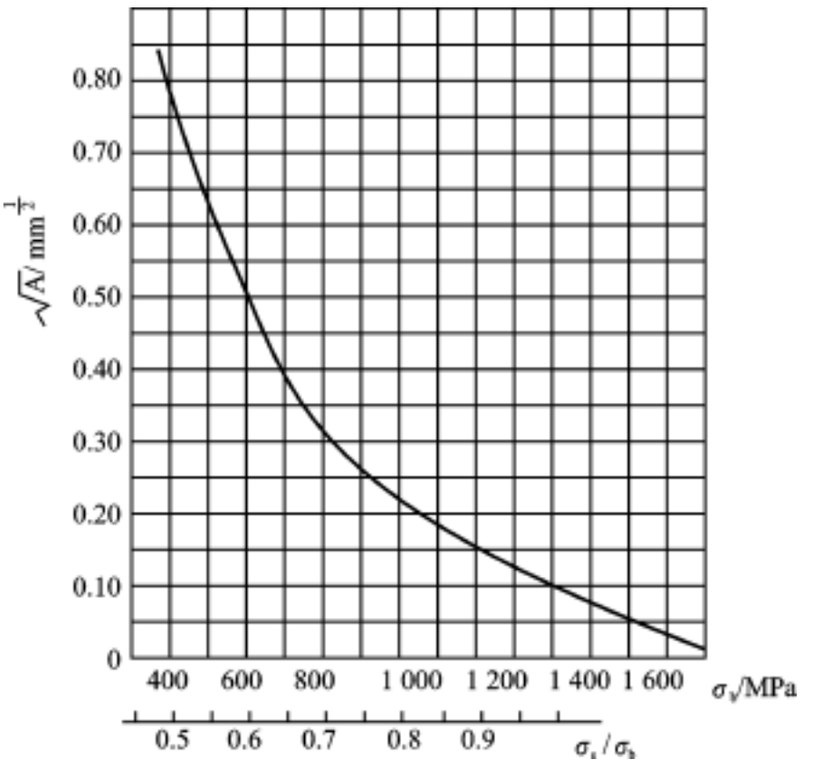


图 3 .8　材料的 σ_{-1}/σ_b - $\sqrt{A}$曲线

静强度极限 σ_b 愈高,应力集中对疲劳极限的影响愈显著。所以,对于在交变应力下工作的零构件,尤其是用高强度材料制成的零构件,设计时应尽量减小应力集中。例如,增大圆角半径、减小相邻杆段横截面的粗细差别、采用凹槽结构(如图 3 .9(a)所示)、设置卸载槽(如图 3 .9(b)所示),将必要的孔或沟槽配置在构件的低应力区,等等。这些措施均能显著提高构件的疲劳强度。

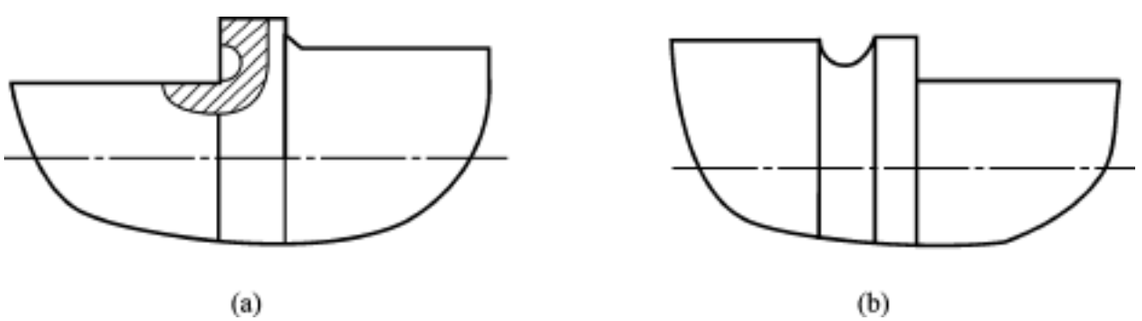


图 3 .9　减缓应力集中的措施示意图

为了便于从直观上分析和判断应力集中的大小,可借助于力流线的概念。在研究圆轴横剖面带有半圆槽的应力集中问题时(如图 3 .10(a)所示),应用“流体力学比拟”非常有效。如将圆轴外形看成流体的边界,则等剖面杆的扭转问题,在数学上与理想流体在圆筒内绕中心做均匀角速度运动的情况一样,在任一点的流体速度可代表杆受扭时,其截面相应点上的剪应力。小半圆槽会使其附近的流体速度大大改变,在 a, b 点流速为零;相应地,在圆轴这两点上

的剪应力亦为零。流体在半圆槽内侧的 m 点速度提高了 1 倍,相应的,在 m 点处的剪应力也为轴表面上离槽很远处的剪应力的 2 倍。

对于带有尖角键槽的受扭圆轴(如图 3 .10(b)所示),由流体力学比拟可知,在凸角上的两点 a、b,流体速度为零,故在这些角上剪应力亦为零。在凹角上的两点 m、n 流体速度在理论上等于无限大,因此,在 m、n 处的剪应力也是无限大。这意味着即使受到很小的反复扭矩,也容易引起疲劳破坏。为了改善这种状况,应在 m、n 处制成圆角。

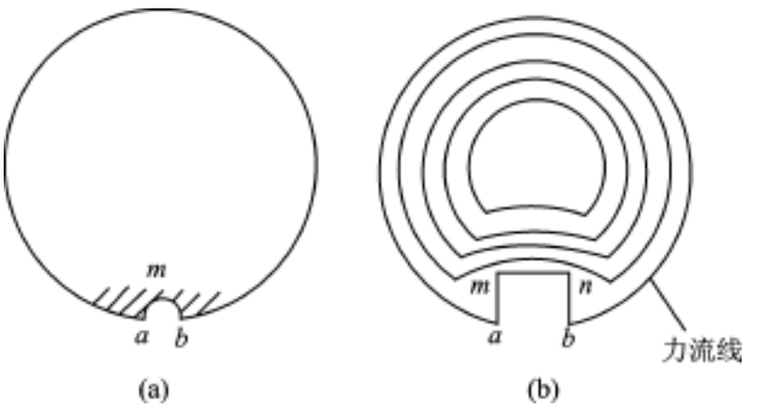


图 3 .10　带有沟槽的圆轴横剖面力流线

流体力学比拟这一概念,也可应用到受拉的板件(如图 3 .11 所示)。在图 3 .11 中画出了比拟流体运动的“力流线”,图 3 .11(a)表示受拉的光滑板件的力流线。从图 3 .11(b)和(c)可以看到,在剖面突然改变处 m、n,“力流线”有显著的歪曲,表示这些地方有严重的应力集中。如将板件 m、n 处制成圆角(如图 3 .11(d)所示),则力流线在该处的变化趋于缓和,从而使应力集中大大地降低。力流线的变化愈小,局部应力也愈小,在疲劳设计时,应用力流线的概念,对分析问题和解决问题会有很大帮助。

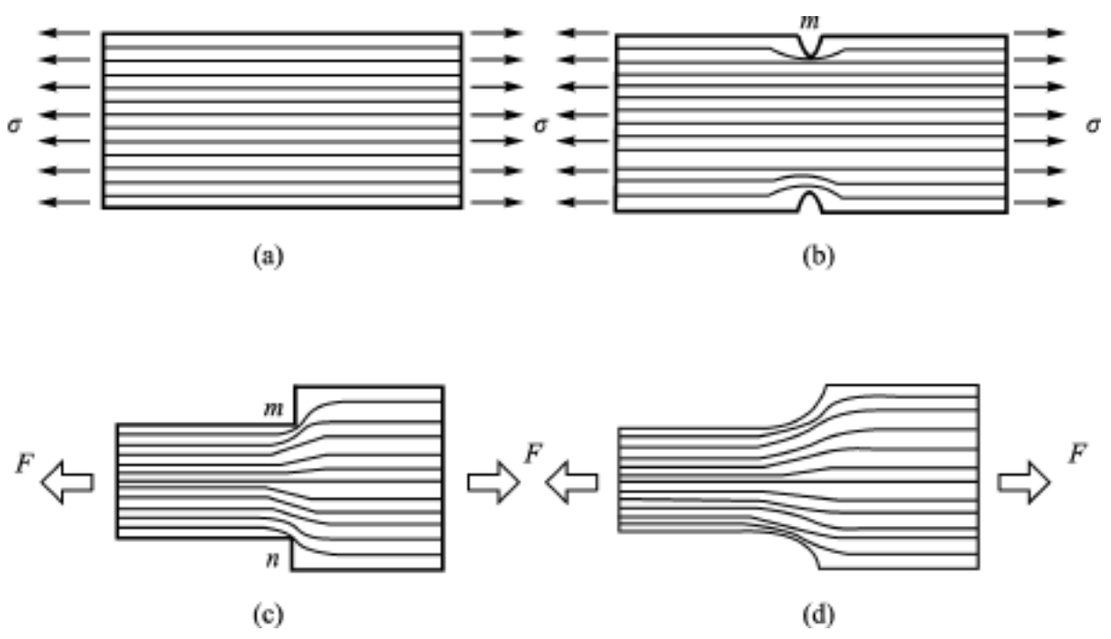


图 3 .11　受拉板的力流线

3.2 尺寸效应

实验证明,疲劳极限将随零件尺寸的增大而降低。如图 3.12 所示两个圆柱形试样,承受弯矩 M 的作用。若两个试样的最大应力 σ_{max} 相同,对某一高应力区域来说,大试样在此应力区域内的金属结晶颗粒数,要大于小试样在此应力区域内的金属结晶颗粒数。对疲劳强度来说,至少要有一定数量的晶粒达到某一应力极限值时,才会产生疲劳裂纹。所以大试样产生的疲劳裂纹可能性就大,因此大试样疲劳极限降低。

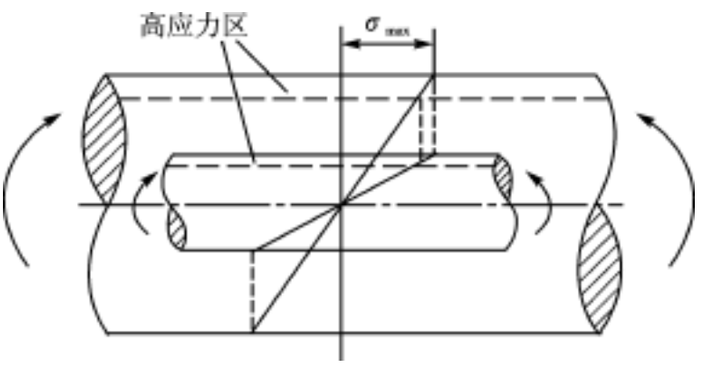


图 3.12 圆柱形试样

另一方面,高强度钢的金属结晶颗粒比较细小,在尺寸相同的情况下,晶粒越小,则高应力区所包含的晶粒个数越多,这样就更容易形成出现疲劳裂纹的条件。因此,高强度钢受尺寸的影响比低强度钢较为严重。

尺寸大小的影响可由对比试验测得。设对称循环下,光滑大试样的疲劳极限为 $(S_{-1})_d$,光滑小试样的疲劳极限为 S_{-1},则两者的比值称为尺寸系数,用 ε 表示,即

$$\varepsilon = \frac{(S_{-1})_d}{S_{-1}} \tag{3.5}$$

由于 $(S_{-1})_d < S_{-1}$,所以 ε 总是一个小于 1 的系数。图 3.13 绘出了零件尺寸系数 ε 值的曲线,曲线 1 适用于 σ_b = 500 MPa 的合金钢,曲线 2 适用于 σ_b = 1 200 MPa 的合金钢,σ_b 之值介乎其间时,可从二曲线间取插值。这些曲线是根据旋转弯曲试验得到的,也可以近似地应用

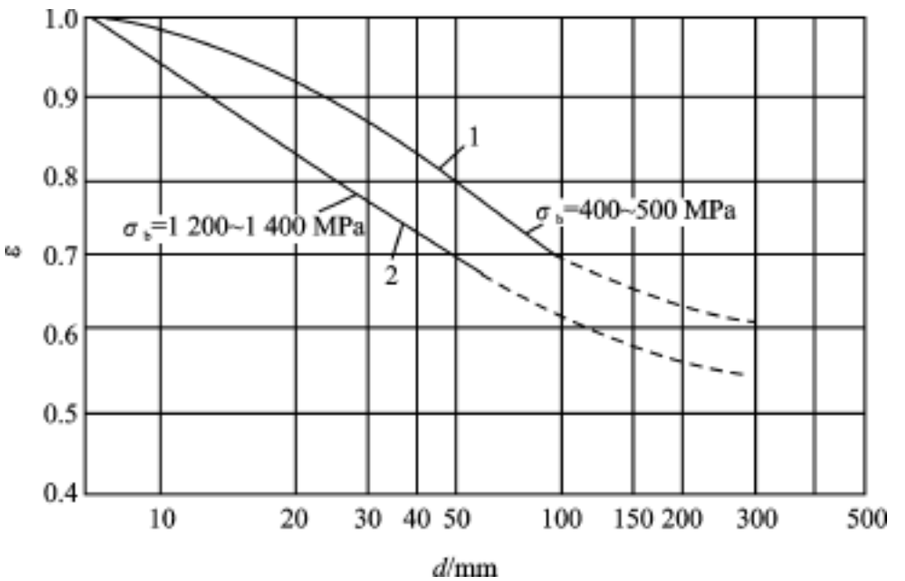


图 3.13 尺寸系数 ε 曲线

于扭转的情况。对于轴向拉压,可取 ε = 1,表示不受尺寸影响。由这些曲线可以明显地看到疲劳极限的降低程度,以及高强度钢受尺寸的严重影响。

3.3　表面加工及表面处理

表面光洁度对疲劳强度有很大的影响,零件经加工后所造成的表面缺陷,是引起应力集中的因素,因而降低了疲劳强度。表面加工对疲劳极限的影响,可用"表面加工系数"β 表示。β 是某种加工试样的疲劳极限与标准试样的疲劳极限的比值,它是一个小于 1 的系数,表示疲劳极限降低的百分数。图 3.14 绘出了钢材在不同的表面加工方法下,β 与静强度 σ 之间的关系,从图中可知,表面加工系数 β 随材料强度的增大而降低,也就是说,材料的强度越高,加工光洁度对疲劳极限的影响越大。因此,要特别注意:钢材的强度越高,越要合理加工,保证足够的光洁度,以充分发挥高强度钢的作用。

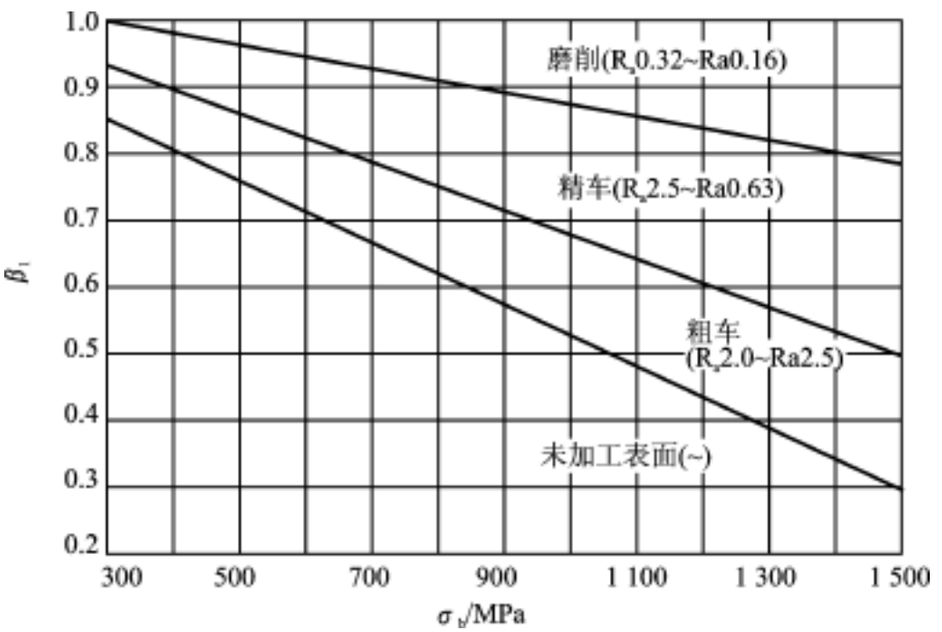


图 3.14　表面加工系数曲线

金属零件在腐蚀介质(淡水或海水)中工作时,因腐蚀而造成粗糙表面,这将促使其产生疲劳裂纹,降低零件的疲劳极限。零件在腐蚀介质中的疲劳极限与相同零件在干燥空气中的疲劳极限之比值,称为"腐蚀系数",用 β 表示。图 3.15 表示弯曲对称循环时,钢在淡水与海水中 β 之值。由图可知,β 亦是小于 1 的系数。钢的抗拉强度 σ 越大,则腐蚀对疲劳极限的影响也越大。

疲劳裂纹多发生于零件表面,将零件表面加以强化能提高其疲劳强度。生产上常用的表面强化方法有表面热处理、表面喷丸(即以高速钢丸冲击零件表面)等。喷丸的方法可以显著地提高零件的疲劳极限。如我国从前苏联进口的 РД—95 发动机,其压气机叶片,就是由于疲

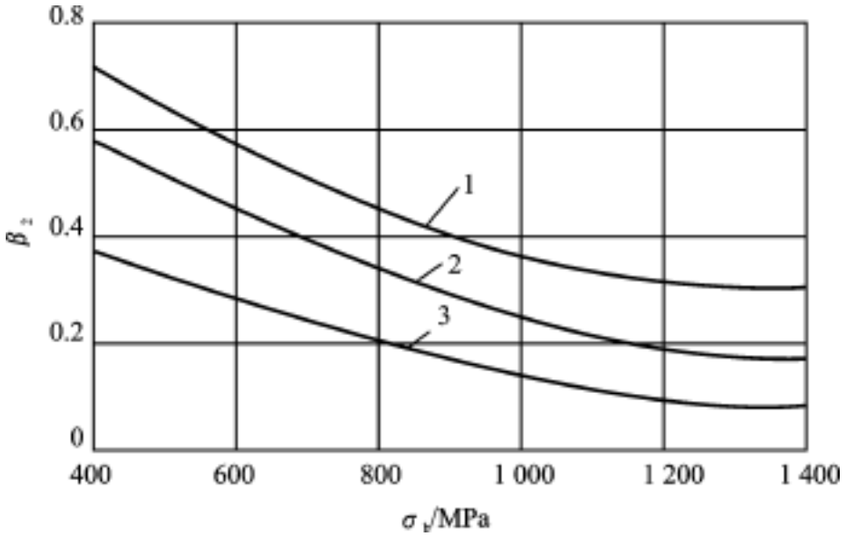


图 3.15　腐蚀系数曲线

(1—淡水无应力集中;2—淡水有应力集中;3—海水有应力集中)

劳强度不足,经常发生事故,对叶片进行了喷丸处理,大大提高了疲劳强度,解决了疲劳强度不足的问题。实践证明,对于具有应力集中的零件,这种方法对其疲劳极限的提高尤为显著。表面强化的影响以表面强化系数 β 来表示。β 为零件采用表面强化后的疲劳极限与未采用表面强化的疲劳极限之比值,其值如表 3.2 所列。

上述的表面加工系数 β、表面腐蚀系数 β 及表面强化系数 β,总称为表面状态系数,以 β 表示。在计算中应根据具体情况选取相应的 β值。例如,若零件仅经过切削加工,则 β= β;若零件仅经过表面强化,则 β= β;若零件仅在腐蚀介质中工作,则 β= β。不能将各 β值机械地相乘。

表 3.2　表面强化系数 β

强化方法	心部强度 σ_b/ MPa	光滑试样	应力集中试样	
			$K_\sigma \leq 1.5$	$K_\sigma \geq 1.8 \sim 2$
高频淬火	600～800 800～1 000	1.5～1.7 1.3～1.5	1.6～1.7	2.4～2.8
氮　化	900～1 200	1.1～1.25	1.5～1.7	1.7～2.1
渗　碳	400～600 700～800 1000～1 200	1.8～2.0 1.4～1.5 1.2～1.3	3 2	
喷丸硬化	600～1 500	1.1～1.25	1.5～1.6	1.7～2.1
碾子滚压	600～1 500	1.1～1.3	1.3～1.5	1.6～2.0

[注]:　高频淬火系根据直径为 10～20 mm,淬火硬化层厚度为(0.05～0.20) d 的试样实验求得的数据;对大尺寸试样,强化系数之值有所降低。② 氮化层厚度为 0.01d 时,用小值;厚度为(0.03～0.04) d 时,用大值。③ 喷丸强化系根据 8～40 mm 的试样求得的数据。喷丸速度低时,用小值;速度高时,用大值。④ 滚子滚压系根据 17～130 mm 的试样求得的数据。

3.4　机械零件疲劳强度

零件在交变应力下的强度条件是,零件工作时最大交变应力 σ_{max} 小于(或等于)零件在同一应力比 R 下的许用应力[S_R],即

$$\sigma_{max} \leq [S_R]$$

因零件的许用应力可用零件的疲劳极限$(S_R)_{零}$与安全系数 n 之比来表示,即许用应力[S_R]可表示为

$$[S_R] = \frac{(S_R)_{零}}{n}$$

所以,交变应力下零件的强度条件可表示为

$$\sigma_{max} \leq \frac{(S_R)_{零}}{n} \tag{3.6}$$

式中:σ_{max} 为零件工作时的最大交变应力,可按材料力学的公式计算;n 为安全系数;$(S_R)_{零}$ 为在应力比 R 下零件的疲劳极限。在选取安全系数 n 值时,应考虑的因素,如计算内力及应力时的可靠性、材料的均匀性、零件的制造工艺水平等,一般可参照下列原则选取:

① 在计算精确度很高,而在确定内力、应力及强度性能时,普遍采用试验数据,同时工艺过程的质量及材料均匀性足够时,取安全系数为 $n=1.3\sim1.4$;

② 对于普通的计算精确度,在缺乏内力及应力的可靠试验数据,而材料均匀性及生产水平为中等时,取安全系数为 $n=1.4\sim1.7$;

③ 在计算精确度很低,没有内力及应力的试验数据,材料很不均匀时,尤其对于尺寸很大的零件及铸件,取安全系数为 $n=1.7\sim3.0$;

④ 零件所需的最可靠的安全系数值,可根据实际零件的试验及相应零件实际工作状态而确定。

下面的主要任务是,确定在对称循环及非对称循环下零件的疲劳极限,从而建立相应的强度计算公式。

3.4.1　对称循环下零件的拉(压)、弯曲、扭转疲劳强度

在对称循环下,当考虑了应力集中、尺寸大小的影响后,由式(3.1,a)及式(3.5)可得有应力集中零件的疲劳极限:

$$(S_{-1})_d^K = \frac{(S_{-1})_d}{K_f} = \frac{\varepsilon}{K_f} S_{-1}$$

考虑表面加工的影响,则零件在对称循环下的疲劳极限为

$$(S_{-1})_{零} = \frac{\varepsilon\beta}{K_f} S_{-1} \tag{3.7}$$

式中：S_{-1}为小试样在对称循环下的疲劳极限；K_f为有效应力集中系数；ε为尺寸系数；β为表面状态系数。因此，零件在对称循环下的许用应力为

$$[S_{-1}] = \frac{(S_R)_{零}}{n} = \frac{\varepsilon\beta}{K_f} S_{-1}$$

强度条件为

$$s_{max} \leq \frac{\varepsilon\beta}{nK_f} S_{-1} \tag{3.8}$$

式中，s_{max}代表零件工作时对称循环应力的最大值。弯曲、拉(压)时，s_{max}可用σ_{max}代入；扭转时s_{max}可用τ_{max}代入，因此强度条件又可表示为

$$\sigma_{max} \leq \frac{\varepsilon\beta}{nK_\sigma}\sigma_{-1} = [\sigma_{-1}] \tag{3.9,a}$$

$$\tau_{max} \leq \frac{\varepsilon\beta}{nK_\tau}\tau_{-1} = [\tau_{-1}] \tag{3.9,b}$$

式中，σ_{-1}和τ_{-1}分别表示在对称循环下，材料弯曲和扭转时的疲劳极限。对于钢材光滑小试样来说，在对称循环下，材料疲劳极限和抗拉强度极限σ_b大致存在以下的关系：

$$\sigma_{-1} = 0.40\sigma_b \quad (弯曲变形) \tag{3.10,a}$$

$$\sigma_{-1} = 0.28\sigma_b \quad (拉压变形) \tag{3.10,b}$$

$$\tau_{-1} = 0.22\sigma_b \quad (扭转变形) \tag{3.10,c}$$

表3.3中给出几种常用材料的疲劳极限。

表3.3　常用材料的疲劳极限

材料名称	σ_b/ MPa	σ_s/ MPa	σ_{-1}/ MPa	τ_{-1}/ MPa
A5钢	520	280	220	130
20钢	400	240	170	100
45钢	560～900	280～650	250～380	150～230
40Cr钢	730～900	500～750	320～410	200～240
40CrNi钢	820～920	650～750	360～420	210～250
12CrNi3A钢	950	700	420	210
20CrNi3钢	960	870	430	
40CrNiMo钢	1 000	850	456	230
50CrMnA钢	1 310	1 190	640	

应该特别指出的是，由式(3.8)可以看出，零件的许用应力$[S_{-1}]$除了和材料性能S_{-1}有关外，还和零件的状况(应力集中、绝对尺寸、表面状态)以及安全系数有关，因此，即使在同一零件的不同地方，由于尺寸的变化，应力集中程度也不一样，由于表面加工状态的不同，$[S_{-1}]$也就各不相同。所以，疲劳许用应力的计算，必须随着零件上每个可能出现疲劳破坏的薄弱地

区,逐个算出它们的[S_{-1}],而不能笼统地用一个许用应力来代替,这和静载荷时是大不相同的,必须予以足够的注意。

3.4.2　弯扭组合疲劳强度

若零件工作时,承受弯扭组合载荷,并在零件内产生对称循环的交变正应力σ及交变剪应力τ,则实验指出,为保证零件不发生疲劳破坏,其应力应满足以下的强度条件:

$$\frac{\sigma_{max}^2}{[\sigma_{-1}]^2}+\frac{\tau_{max}^2}{[\tau_{-1}]^2}\leq 1 \tag{3.11}$$

式中,σ_{max}和τ_{max}分别为零件最大工作正应力及最大工作剪应力;$[\sigma_{-1}]$和$[\tau_{-1}]$分别为对称循环下,零件的许用正应力及许用剪应力。又因

$$[\sigma_{-1}]=\frac{\varepsilon\beta}{nK_\sigma}\sigma_{-1}$$

$$[\tau_{-1}]=\frac{\varepsilon\beta}{nK_\tau}\tau_{-1}$$

故对称循环下弯扭组合零件的强度条件可写成

$$\frac{\sigma_{max}^2}{\left(\frac{\varepsilon\beta}{nK_\sigma}\sigma_{-1}\right)^2}+\frac{\tau_{max}^2}{\left(\frac{\varepsilon\beta}{nK_\tau}\tau_{-1}\right)^2}\leq 1 \tag{3.12}$$

当零件纯弯曲时,则$\tau_{max}=0$,由式(3.12)可得

$$\sigma_{max}\leq\frac{\varepsilon\beta}{nK_\sigma}\sigma_{-1}$$

这与式(3.9,a)给出的结果是一致的。

当零件承受纯扭转时,则$\sigma_{max}=0$,由式(3.12)可得

$$\tau_{max}\leq\frac{\varepsilon\beta}{nK_\tau}\tau_{-1}$$

与式(3.9,b)相同。由此可见纯弯曲、纯扭转的疲劳强度条件,是弯扭组合疲劳强度条件的特殊情况,同时也说明了式(3.12)和式(3.9)的一致性。

例3.2　图3.7所示为一矿车的车轮轴简图,轮轴材料为合金钢,其抗拉强度$\sigma_b=900$ MPa,疲劳极限$\sigma_{-1}=400$ MPa。根据其受力情况算得轴截面变化处(经磨削加工)的弯矩$M=550$ N·m,若规定安全系数$n=2$,试校核其强度。

解:

(1) 计算工作应力:

$$\sigma_{max}=\frac{M}{W}=86\ \text{MPa}$$

$$\sigma_{min}=8.8\ \text{MPa}$$

(2) 计算影响疲劳强度的各因素:

① 有效应力集中系数 K_σ:

在例 3.1 中已算出 $K_\sigma = 1.72$。

② 尺寸系数 ε:

由图 3.13 中曲线可查出 $d = 40$ mm 时,对应 $\sigma_b = 1\,200$ MPa, $\varepsilon = 0.74$; 对应 $\sigma_b = 500$ MPa, $\varepsilon = 0.85$。因此,对应 $\sigma_b = 900$ MPa 钢的尺寸系数 ε 可用内插法求得:

$$\varepsilon = 0.74 + \frac{1\,200 - 900}{1\,200 - 500} \times (0.85 - 0.74) = 0.787$$

③ 表面加工的影响:

因该轴颈处经磨削加工,由图 3.14 查得 $\beta = \beta = 1$。

(3) 校核强度:

因车轴上各点为对称循环应力($R = -1$), $\sigma_{-1} = 400$ MPa,给定安全系数 $n = 2$,可根据式(3.9,a)校核强度。

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\varepsilon\beta}{nK_\sigma}\sigma_{-1} = \frac{0.787 \times 1.0}{2 \times 1.72} \times 400 = 91.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = 86 \text{ MPa} < 91.5 \text{ MPa}$$

故此车轴疲劳强度足够,是安全的。

3.4.3 非对称循环下零件的疲劳强度

对于钢材,按无限寿命观点进行疲劳强度计算时,需使用寿命趋于∞的等寿命曲线(如图 3.16 所示),图 3.16 中曲线 AB 的纵坐标即表示各个平均应力 S_m 对应的疲劳极限。图中点 A 纵坐标为对称循环 $R = -1$($\sigma_m = 0$)时的疲劳极限,点 C 纵坐标为脉动循环 $R = 0$(即 $\sigma_{min} = 0$)的疲劳极限,点 B 为强度极限 σ_b。对于光滑小试样,当应力在等寿命曲线 $ACBC'A'$ 范围以内时,不会发生疲劳破坏。由于曲线 ACB 近于直线,为简化起见,可以把它作为直线处理(偏于安全),并且实际零件因受到应力集中、尺寸大小及表面状态的影响,疲劳极限有所降低。在对称循环时,零件的疲劳极限为

$$(S_{-1})_{零} = \frac{\varepsilon\beta}{K_f}S_{-1}$$

在图 3.16 中用 A_1 及 A_1' 表示。同时应力集中、尺寸大小及表面状态对静载荷下强度极限 σ_b 没有影响,这样实际零件的疲劳极限值为直线 A_1B。对于塑性材料,还应考虑屈服条件,即零件的最大工作应力 s_{max} 应小于(等于)屈服极限 σ_s,图中用 ED 线表示,由 E 点作垂直线,交 $A_1'B$ 于 E' 点,这样折线 $A_1EDE'A_1'$ 是零件的等寿命曲线。零件应力只有在此折线范围内,才不会发生疲劳破坏。

下面主要讨论直线部分 A_1E,即零件的疲劳极限值问题,至于 ED 部分是属于静强度屈服问题。在等寿命曲线图 3.17 上,由点 O 画出任一射线,它与 A_1B 交于 C 点,射线与横坐标夹角 θ 的大小按下式计算:

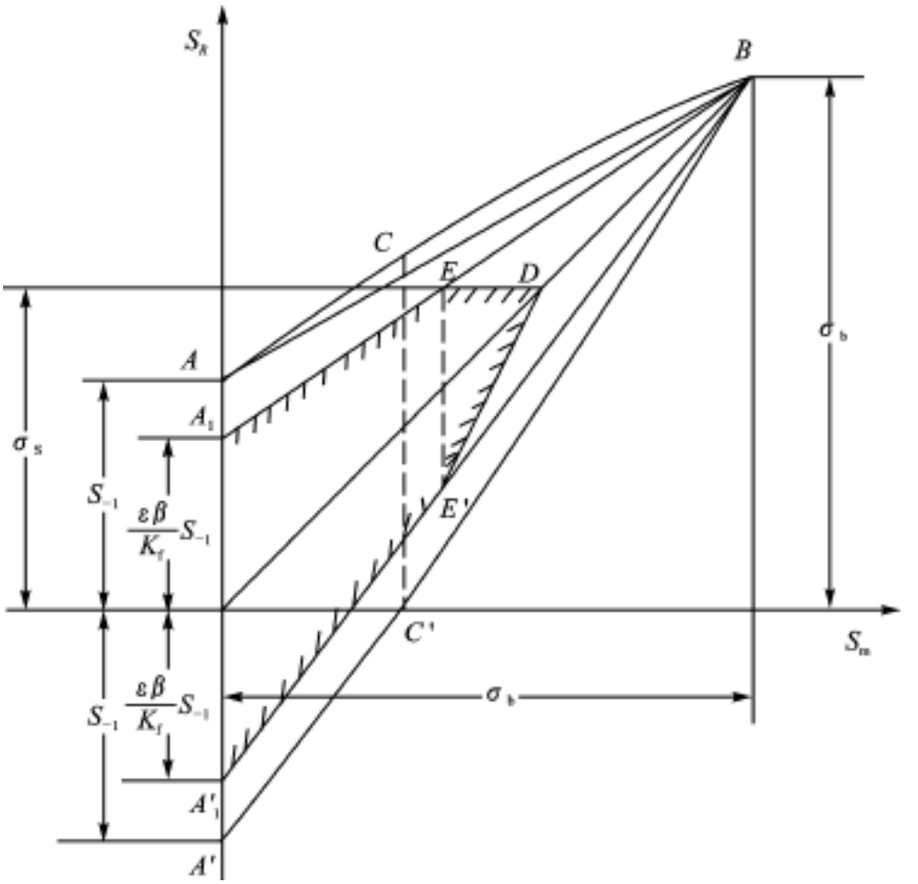


图 3 .16　等寿命曲线

$$\tan\theta = \frac{S_{max}}{S_m} = \frac{S_{max}}{\frac{S_{max}+S_{min}}{2}} = \frac{S_{max}}{\frac{1+R}{2}S_{max}} = \frac{2}{1+R}$$

可见,θ角取决于应力比 R 的大小。在射线上各点,有相同的 θ值,因此各点的应力比 R 为常数。若零件在工作过程中,应力比 R 保持不变,则点 C 的纵坐标即代表零件在应力比为 R 下的疲劳极限$(S_R)_{零}$。

现在求$(S_R)_{零}$之值。如图 3 .17 所示,作辅助线 BE 和 A_1G,由△A_1BG得

$$\tan\alpha = \frac{\overline{BG}}{\overline{A_1G}} = \frac{\sigma_{-1} - \frac{\varepsilon\beta}{K_f}S_{-1}}{\sigma_{-1}} = 1 - \frac{\varepsilon\beta S_{-1}}{K_f\sigma_{-1}}$$

又由△A_1CF得

$$\overline{CF} = \overline{A_1F}\cdot\tan\alpha = \left[1 - \frac{\varepsilon\beta}{K_f}\cdot\frac{S_{-1}}{\sigma_{-1}}\right]\cdot(S_R)_m$$

又因

$$\frac{(S_R)_{零}}{(S_R)_m} = \tan\theta = \frac{2}{1+R}$$

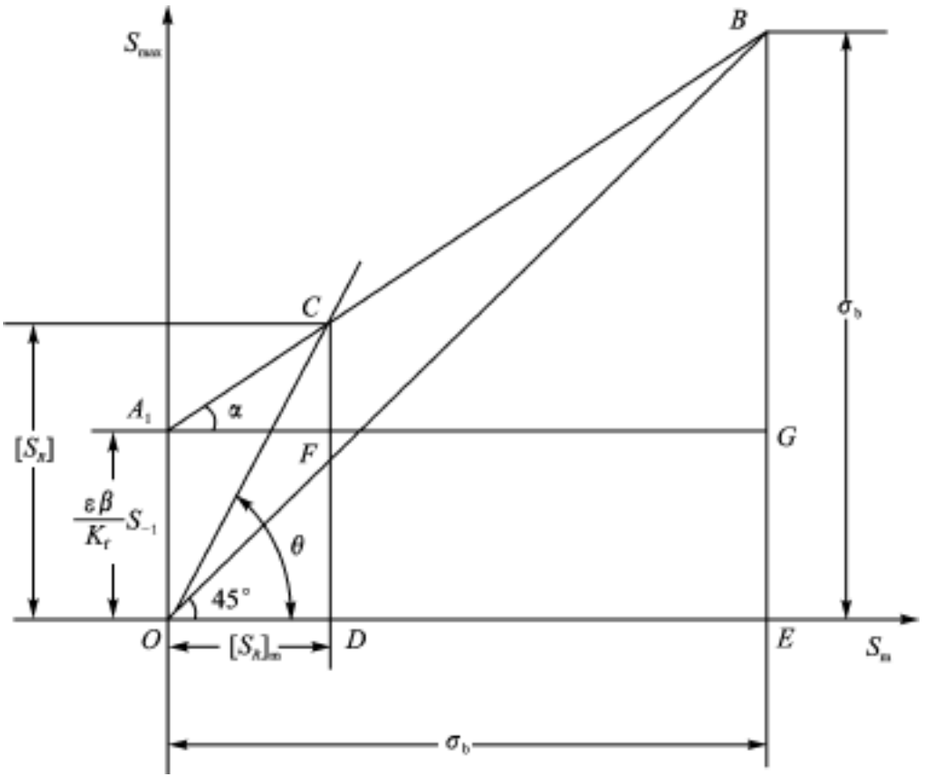


图 3 .17　等寿命曲线

$$(S_R)_m = \frac{1+R}{2}(S_R)_{零}$$

所以

$$\overline{CF} = \frac{1+R}{2}\left[1 - \frac{\varepsilon\beta}{K_f}\cdot\frac{S_{-1}}{\sigma_b}\right](S_R)_{零}$$

$$(S_R)_{零} = \overline{CF} + \overline{FD} = \frac{1+R}{2}\left[1 - \frac{\varepsilon\beta}{K_f}\cdot\frac{S_{-1}}{\sigma_b}\right](S_R)_{零} + \frac{\varepsilon\beta}{K_f}S_{-1}$$

由上式解得

$$(S_R)_{零} = \frac{2S_{-1}}{\frac{K_f}{\varepsilon\beta}(1-R) + \frac{S_{-1}}{\sigma_b}(1+R)} \tag{3 .13}$$

对于拉(压)和弯曲

$$(\sigma_R)_{零} = \frac{2\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon\beta}(1-R) + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_b}(1+R)}$$

对于扭转

$$(\tau_R)_{零} = \frac{2\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon\beta}(1-R) + \frac{\tau_{-1}}{\tau_b}(1+R)}$$

非对称循环下,零件的强度条件为

$$S_{max} \leq \frac{(S_R)_{零}}{n'} = \frac{2S_{-1}}{n\left[\frac{K_f}{\beta}(1-R)+\frac{S_{-1}}{\sigma_s}(1+R)\right]} \tag{3.14}$$

式中，n'为疲劳强度计算的安全系数，对于不同的应力比 R，则有不同的取值，如对称循环下 n' 值较高，而当 $(S_R)_{零}=\sigma_s$ 时，则 n'应取为 1.5。在今后的计算中，n'可按对称循环下 n'值选取，这样偏于安全。

对于塑性材料，还应根据屈服条件进行强度校核，即

$$S_{max} \leq \frac{\sigma_s}{n_s} \tag{3.15}$$

下面举例说明上述强度条件的应用。

例 3.3　某疲劳试验机的夹头如图 3.18 所示。危险截面 $A-A$ 处的直径 $d=40$ mm，圆角半径 $r=4$ mm，螺纹部分的外径 $D=48$ mm。夹头用钢制成，强度极限 $\sigma_b=600$ MPa，屈服应力 $\sigma_s=320$ MPa，拉-压对称应力循环下的疲劳极限 $\sigma_{-1}=170$ MPa，表面精车加工。在最大载荷为 $F_{max}=100$ kN，$F_{min}=0$ 的条件下工作，给定疲劳安全系数 $n'=1.7$，静强度安全系数 $n=1.5$。试校核截面 $A-A$ 的疲劳强度与静强度。

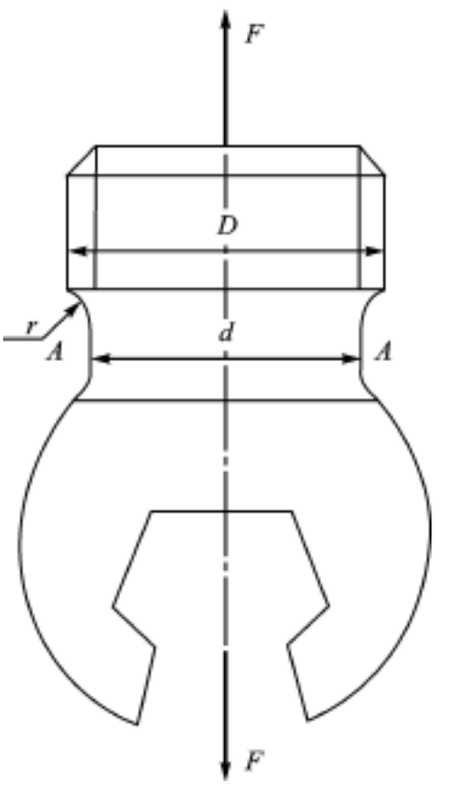


图 3.18　疲劳试验机夹头

解：

(1) 计算工作应力：

截面 $A-A$ 承受非对称循环正应力，其最大和最小值分别为

$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{\frac{\pi}{4}d^2} = 79.2\ \text{MPa}$$

$$\sigma_{min} = 0$$

(2) 计算影响疲劳强度的各个因素：

① 有效应力集中系数：

根据 $r/d=0.1$，由图 3.4 查得，对应 $\sigma_b=400$ MPa，$K_{\sigma 0}=1.4$；对应 $\sigma_b=800$ MPa，$K_{\sigma 0}=1.74$，因此，对应 $\sigma_b=600$ MPa 钢的尺寸系数 $K_{\sigma 0}$ 可用内插法求得

$$K_{\sigma 0} = 1.4 + \frac{1.74-1.4}{800-400}\times 20 = 1.57$$

根据 $D/d=1.2$，由图 3.6 查得 $\xi=0.79$，所以

$$K_\sigma = 1+\xi(K_{\sigma 0}-1) = 1+0.79\times(1.57-1) = 1.45$$

② 尺寸系数 ε：

在轴向受力的情况下，$\varepsilon \approx 1$。

③ 表面状态系数:

由图 3 .14 查得 β= 0 .94。

(3) 计算许用应力:

$$(\sigma_0)_{零} = \frac{2\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta}(1-R)+\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_b}(1+R)} = \frac{2\times 170}{\frac{1.45}{1\times 0.94}\times 1+\frac{170}{600}\times 1} = 186\ \text{MPa}$$

$$[\sigma_b] = \frac{(\sigma_0)_{零}}{n'} = \frac{186}{1.7} = 109\ \text{MPa}$$

$$\sigma_{max} = 79.2\ \text{MPa} < [\sigma_b],\text{安全}$$

(4) 校核屈服强度:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n_s} = \frac{320}{1.5} = 213\ \text{MPa}$$

$$\sigma_{max} = 79.2\ \text{MPa} < [\sigma],\text{安全}$$

习题与思考题

习 题

3 .1 什么是应力集中现象?什么是理论应力集中系数 K_t?什么是疲劳缺口系数 K_f?

3 .2 理论应力集中系数 K_t 的定义有几种?K_t 与哪些变量或参数有关?

3 .3 疲劳强度设计中为什么要用有效应力集中系数 K_f?如何用理论应力集中系数来确定有效应力集中系数?有什么困难?

3 .4 为了表明材料对应力集中的敏感程度,人们引入了一个“敏感系数”q 的概念:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}$$

敏感系数 q 的取值范围是 0～1,什么情况下取极限值?

3 .5 已知 30CrMnSiA 钢的材料常数 α 随强度极限的变化如图 3 .19 所示,其 σ_b = 1 030 MPa,试求该材料制成的应力集中系数 K_t = 3 .5,缺口根部半径 r = 0 .25 mm 的缺口零件的疲劳强度降低系数 K_f。

3 .6 应用“应力流”概念,根据给定的外载荷和零件的各种形状,描述缺口、孔和槽等几何不连续处应力集中的严重程度,并画出草图。

3 .7 考虑绝对尺寸对疲劳极限的影响时,引入尺寸系数 ε,绝对尺寸一般用直径,能不能用长度?为什么?

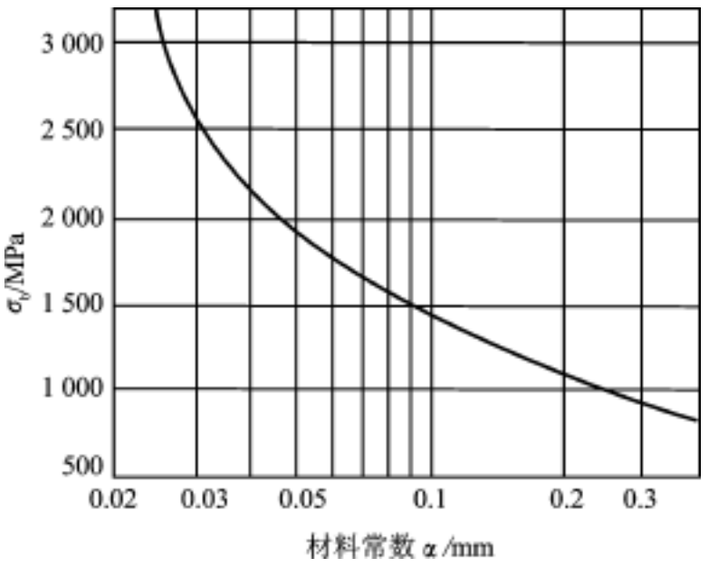


图 3 .19　钢的 α 与 σ_b 的变化

3 .8　若同时存在表面加工系数 β、表面强化系数 β 和腐蚀系数 β,综合的表面系数 β应如何考虑？为什么？

3 .9　在常规疲劳强度设计中,假设 K_σ、ε 和 β 对平均应力没有影响,事实上是否如此？为什么？

3 .10　将静强度理论推广应用到复合循环应力时,作了哪些假设和试验工作？还存在哪些问题？

3 .11　某圆截面铝杆承受轴向拉伸载荷。材料的强度极限 σ_b = 700 MPa,屈服极限 σ_s = 500 MPa,对应于寿命 $N = 10^5$ 次循环的条件疲劳极限均值 $\bar{\sigma}_{-1}$ = 320 MPa。

(a) 当载荷在 22 kN 和 44 kN 之间循环波动时,计算平均寿命为 10^5 次循环时对应的截面尺寸;

(b) 如果载荷波动范围为 66 kN 到 88 kN 之间,求铝杆的截面尺寸。

比较并评述上面的两种结果。

3 .12　图 3 .20 所示的支架,由一端固定的圆柱和连在其自由端的悬臂组成。循环载荷 F 在 22 .5 kN 和 45 kN 之间循环变化。如仅考虑支架的圆柱部分,忽略应力集中的影响,且材料的 $S-N$ 曲线如图 3 .21 所示,试估算其疲劳寿命。

思考题

3 .13　列出影响 $S-N$ 曲线的各种因素,指出各种因素可能起作用的场合。

3 .14　为什么无缺口试样的轴向疲劳强度极限比旋转弯曲疲劳强度极限低 10%～25%？试举出几个影响因素。

3 .15　在常规疲劳强度设计中,一般假设不对称循环系数 ψ_σ 和 ψ_τ 为一常数,试评价这一

假设。

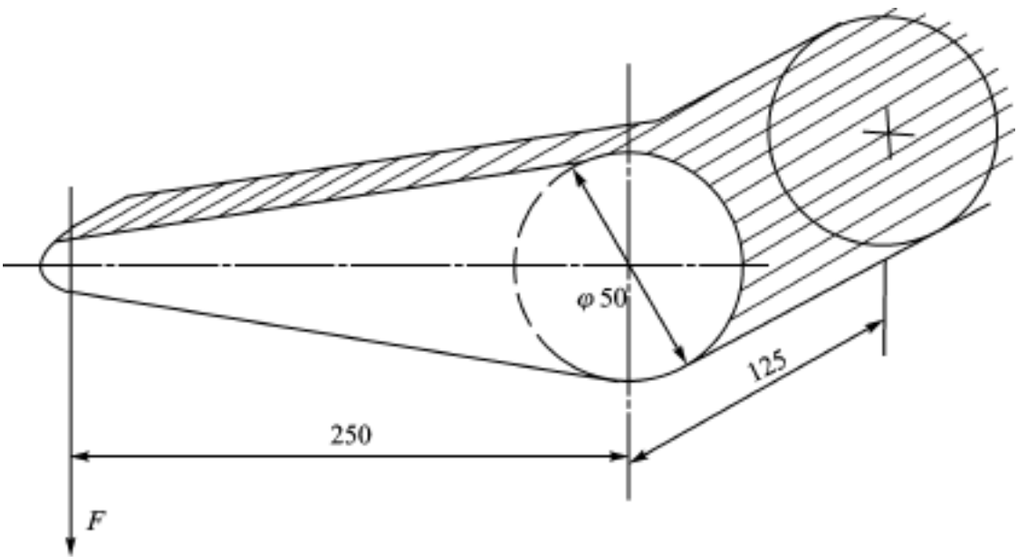


图 3 .20　一端固定的悬臂支架

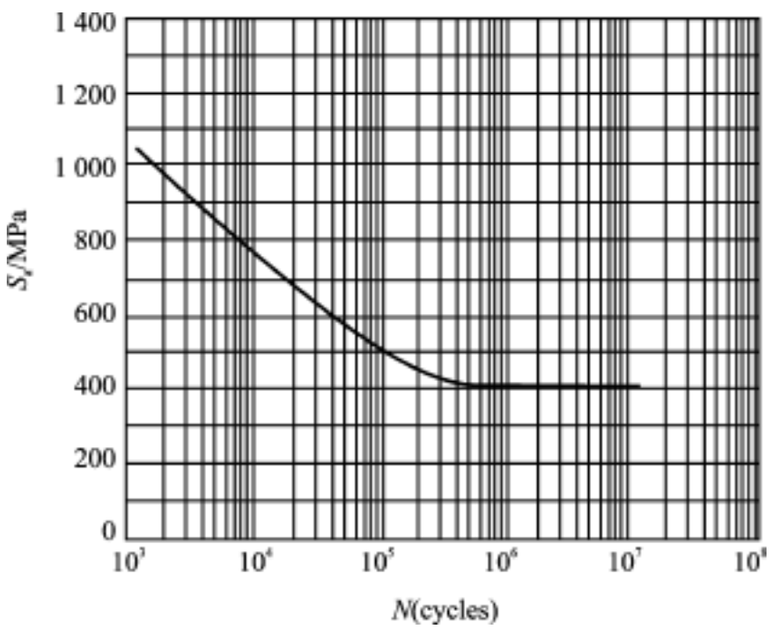


图 3 .21　材料的 $S-N$ 曲线

3 .16　试分析和评价安全系数公式

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon\beta}s_a + \psi_\sigma s_m}$$

n_σ 应如何选取？

第四章　零构件的细节设计与工艺方法

为了提高零构件的寿命,可以从设计和工艺上采取一些措施,推迟初始疲劳裂纹的产生,以提高零构件的无裂纹疲劳寿命,改善零构件的疲劳强度。

4.1　改进结构减缓局部应力

由于应力集中是产生疲劳裂纹的主要因素,所以,在设计中尽量地减缓局部应力,是提高零构件寿命的一项重要措施。应力集中对于零构件疲劳强度的巨大影响,可由如下试验结果清楚地看出。图 4.1 表示 3 种不同理论应力集中系数 K_t 的铝合金板材制作的试样,在对称循环的轴向载荷作用下所做出的 $S-N$ 曲线,其纵坐标表示对称循环的最大应力 S(即 S_{max})与 σ_b 的比值 S/σ_b。很清楚,理论应力集中系数 K_t 越大,疲劳强度越差,例如当 $S/\sigma_b=0.5$ 时,没有应力集中的试样(即 $K_t=1$)的寿命 N 大约是 $K_t=4$ 的试样寿命的 1 000 倍。评定一个构件的"疲劳品质",常常采用实际应力集中系数的倒数 $1/K_f$ 来表示,当然,最好的疲劳设计指标是

$$\frac{1}{K_f}\approx 1$$

这就是说,构件上没有应力集中现象的存在,但这在实际中显然很难做到,所以,在设计零构件时,疲劳品质为 0.5(即 $K_f=2$)时,即认为是最佳设计。关于减缓局部应力的措施,大致有以下几个方面。

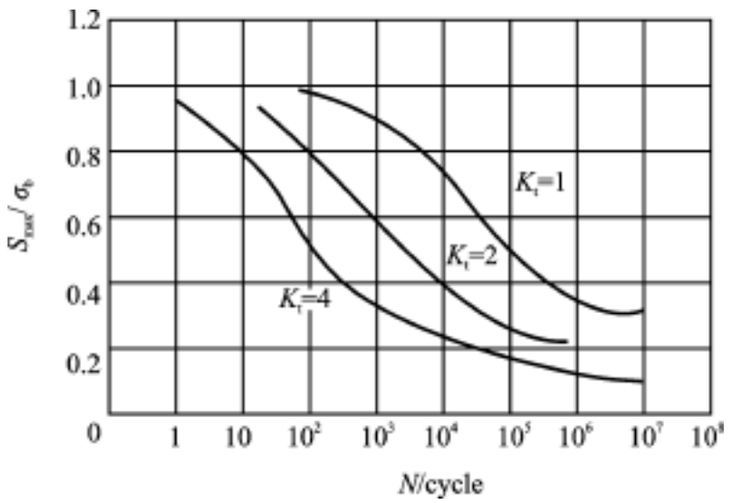


图 4.1　$S-N$ 曲线

4.1.1 增大圆角半径

在第三章3.1节中已经指出,当零构件的剖面急剧变化时,则剖面内会产生很大的局部应力,因此,在设计中应尽量防止剖面急剧变化。当这种变化不可避免时,则应努力减小应力集中系数,对于有直径变化的轴的轴肩(如图3.3～图3.5所示),应力集中系数随圆角半径 r 的增加而迅速下降,因此,增大圆角半径,能够使应力集中系数减小,达到减缓局部应力的目的。根据过去对英国空军某型号飞机螺旋桨轴的疲劳破坏分析,若将螺旋桨轴的颈部圆角半径增大3 mm,则破坏即可制止。

4.1.2 减缓力流线的变化

第三章3.1节还指出,力流线变化愈小,局部应力也愈小,所以,减缓力流线的变化,就能减缓局部应力。如图4.2(a)所示的带圆孔的板件承受拉伸载荷时,其力流线变化较大。如果在圆孔的左右再钻两个小孔——减载孔,则力流线就变得比较光滑,因而降低了局部应力。对于带圆孔的平板,除利用减载孔外,还可以采用减少圆孔周围部分的厚度的方法。图4.3(a)是一块带有圆孔的平板,板厚5 mm。将其圆孔周围的板厚削减(如图4.3(b)和(c)的阴影面积表示厚度削减的部分),可使力流线的变化比较光滑缓和,从而减缓了局部应力。在图4.3(d)中画出了截面 $A-A$ 的应力分布情况,就点 A 处的应力集中系数 K_t 而言,对没有减缓局部应力措施的带孔圆板,$K_t=2.4$;对图4.3(b)的情况,$K_t=1.5$;对图4.3(c)情况,$K_t<1.5$。

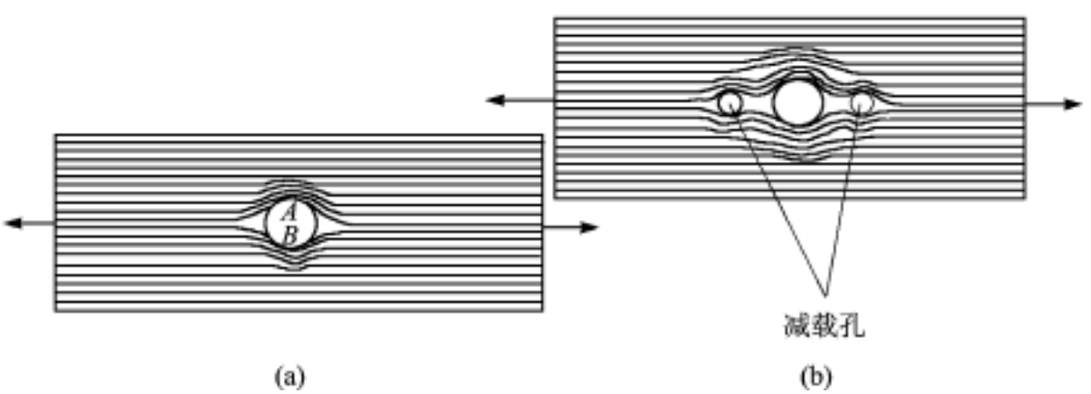


图4.2 受拉板力流线

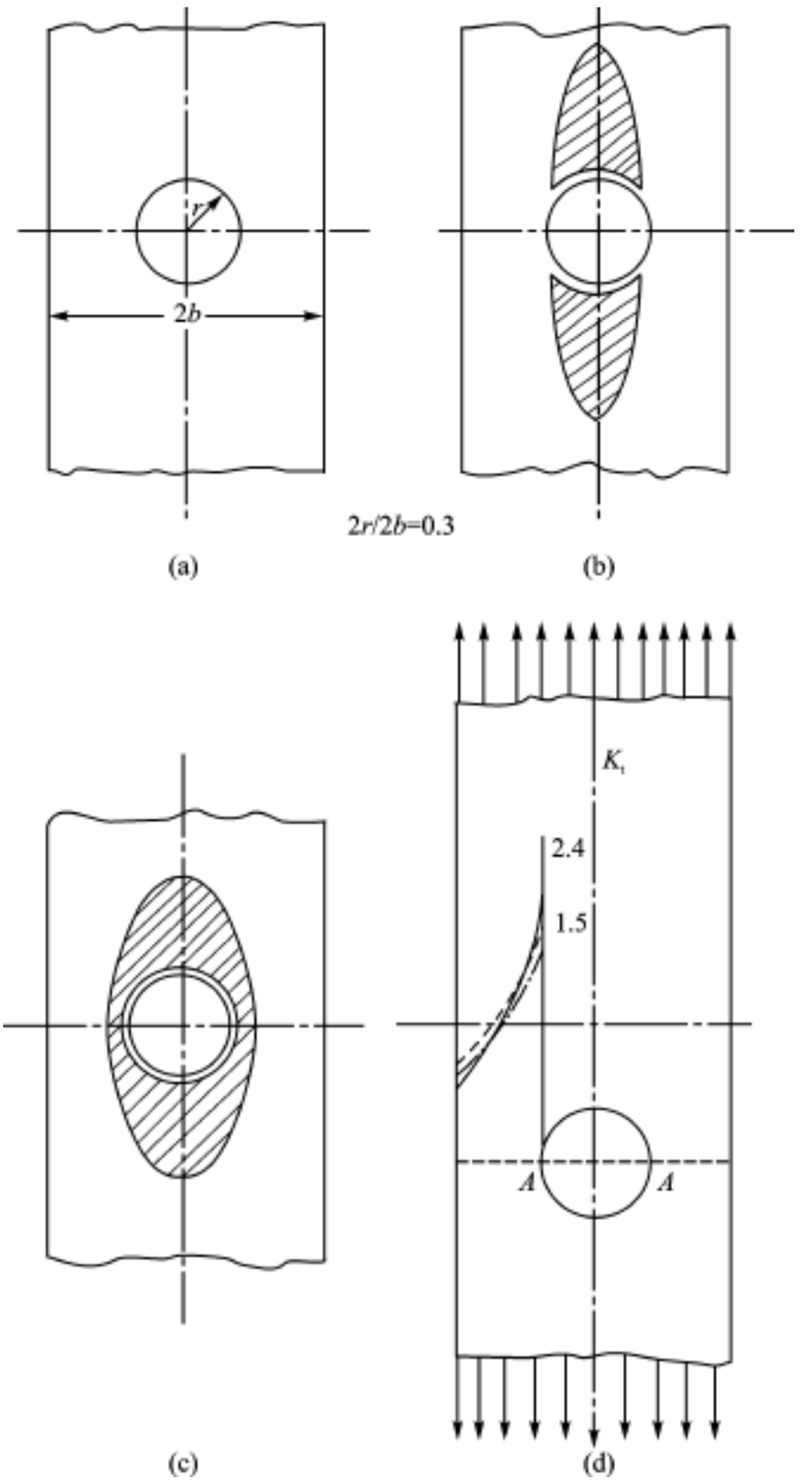


图 4 .3　带圆孔平板

4 .1 .3　减载槽

一些承受交变应力的压配合构件(如图 4 .4(a)所示),由于在 *m*, *n* 处的构件刚度有突然的变化,故疲劳源经常在这些部位发生。将轴 *m*, *n* 处制成圆角,使轴的压配合部分加粗,则应力

集中情况会有所改善。为进一步减缓局部应力,还可以采用减载槽 $a-a$(如图 4.4(b)所示)。若因某种装配条件的要求,轴肩根部的直径不允许改变,而无法制成圆角时,则可采用如图 4.5 所示的减载槽 $a-a$,同样能够减缓局部应力。

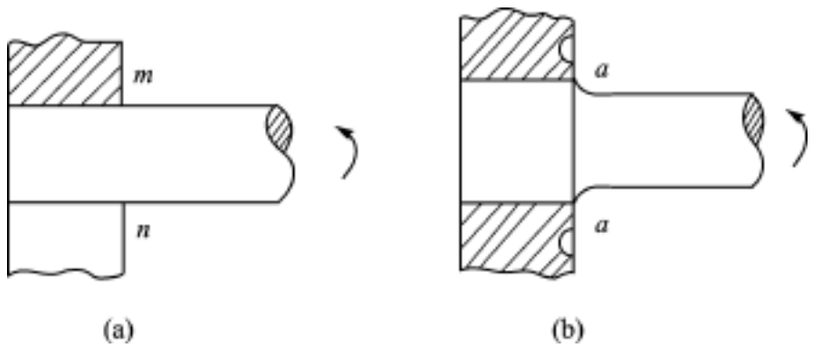


图 4.4　压配合构件

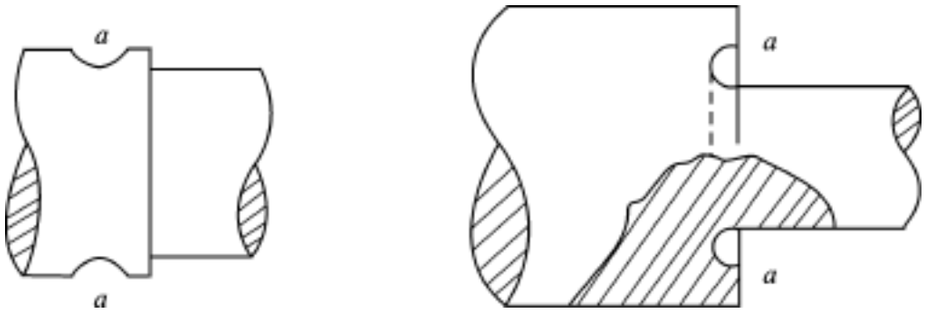


图 4.5　构件图

4.1.4　孔洞的加强

减少孔洞附近的局部应力的有效方法,是在孔的边缘焊接一个加强圆环(如图 4.6 所示)。孔洞的应力集中随着加强环刚度的增加而减轻。必须指出,加强环用焊接或胶接方法,与圆孔连接才是最有效的。当用铆钉连接时,如果设计不好,则可能在铆钉孔处导致一个更高的应力集中,使孔洞处的疲劳强度反而降低。

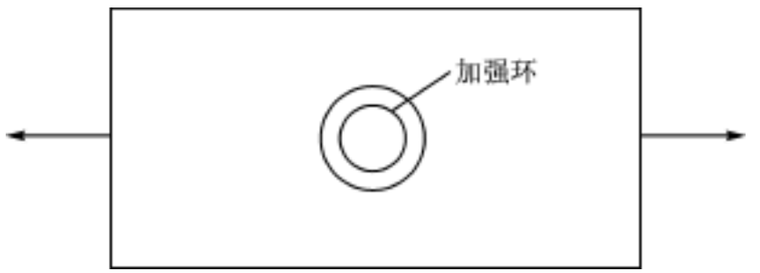


图 4.6　带加强圆环受拉板

4.1.5　窗口的合理设计

当压力座舱充压时,窗口附近处于两向受拉的应力状态(如图 4.7(a)所示),图中沿飞机机身轴线方向的应力 σ_2 约等于环向应力 σ_1 的一半,即 $\sigma_1 = 2\sigma_2$。如果采用图 4.7(b)所示的方形窗口,则无论对 σ_1 还是 σ_2 而言,在窗口 4 个角上都将存在应力集中,产生较大的局部应力。假如窗框用铆钉固定的话,4 个角处的铆钉孔还会再一次引起应力集中,产生附加的局部应力。因此,该部位的应力集中相当严重,角部的铆钉孔则是疲劳源。“彗星-Ⅰ”号飞机发生事故后所进行的全机增压试验表明,在座舱压力循环为 0→0.056 844 MPa→0 的情况下,在方形窗口后下角的铆钉孔处,首先出现疲劳裂纹,而且裂纹扩展速度很快,当座舱压力循环到 3 057 次时,一块 2 438.4 mm×914.4 mm 的蒙皮突然被撕裂,导致全机破坏。由此可见,对窗口进行合理设计,以减缓窗口处的局部应力相当重要。

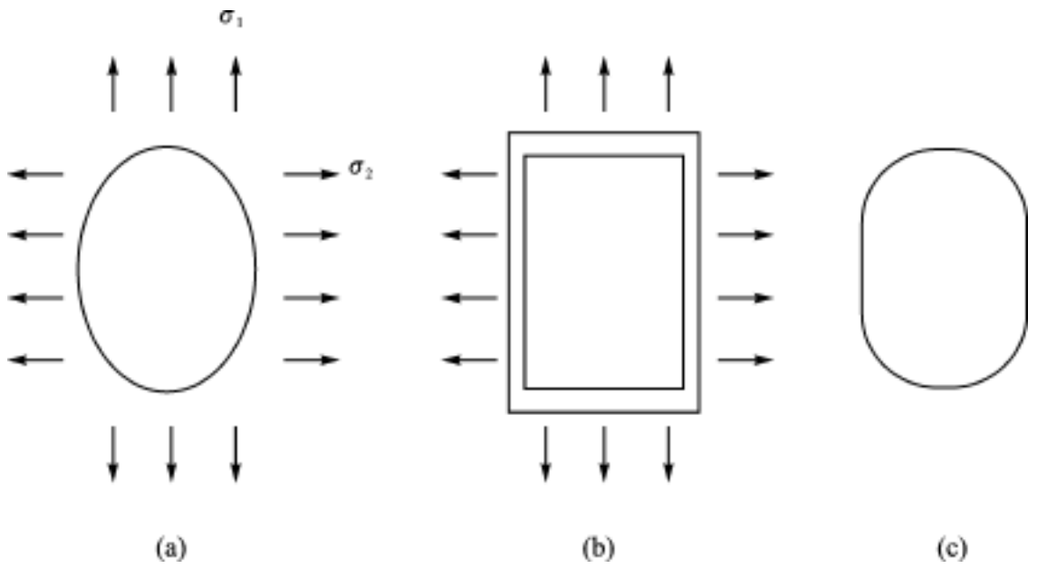


图 4.7　两向受拉窗口

从疲劳的观点来看,窗口最好采用图 4.7(a)所示的椭圆形,理论计算和试验研究表明,椭圆形窗口的最佳尺寸是:椭圆长轴与短轴的比值等于 1.5。这种窗口在座舱压力作用下,局部应力最小。当然,椭圆形窗口的视野较差,若为改善视野而做成方形窗口时,在 4 角必须有足够大的圆角半径,如图 4.7(c)所示。为了避免由于固定窗框而在窗口部位再次出现接头所引起的局部应力,可采用整体壁板,或使用整体锻件做窗框。对于机翼下翼面的一些开口,也最好使用椭圆形,将椭圆长轴沿翼展方向设置。

4.2　提高疲劳强度的工艺方法

零构件的加工和装配,对疲劳强度也有很大的影响。因此,改进工艺条件也是提高零构件

疲劳强度的有效途径。

4.2.1 表面加工

由于零构件的表面缺陷是引起应力集中的重要因素,因而表面缺陷会降低零构件的疲劳强度。如果在表面加工中提高表面光洁度,减少表面缺陷,则能提高零构件的疲劳强度,这一点在第三章 3.3 节中已经说明,这里还要强调指出两点:

材料的强度极限 σ_b 越高,表面光洁度对疲劳强度的影响越大,因此,对高强度材料的表面加工要格外注意提高光洁度,以保证发挥高强度材料的作用。

刀具的切削痕迹的方向对疲劳强度也有很大的影响,如涡喷-6 喷气发动机压气机第一级叶片经常出现疲劳裂纹,其原因是:加工时磨具和叶片相对运动方向是沿着叶片弦向的,而弦向的磨痕和作用在叶片上的拉应力方向相互垂直,这样,弦向的磨痕就成了应力集中的因素,容易在这里形成疲劳源,后来改变为垂直于叶片弦向加工,就避免了疲劳裂纹的出现。

4.2.2 表面强化

由于疲劳裂纹多数起始于构件表面,因此提高表面材料的强度,能使疲劳抗力增加。一般常用的工艺方法有以下几种:渗碳、渗氮、氰化、高频电表面淬火、表面碾压、喷丸。这些工艺方法载于专门的书籍中,这里不再重述。它们所产生的增强效果,是由于表层强度的增加,并且在表面层中产生很大的残余压应力,可以抵消对裂纹扩展最不利的拉应力。已得到广泛应用的喷丸方法,是将很小的钢丸、铸铁丸、玻璃丸等以高速度喷射在工件上,工件表面受到丸粒的打击后,产生塑性变形,使表面冷作硬化,同时引起极高的残余压应力。钢丸、铸铁丸宜于喷射钢件;玻璃丸宜于喷射铝合金件。

应该指出,在喷丸时,工件所有的外表面都必须进行喷射(包括板厚方向的表面),对于具有外边缘缺口和圆角的板材(如图 4.8 所示),容易满足这一要求,但对于带有内孔的板材(如图 4.9 所示)和铆钉接头,圆孔内表面很难喷射到。一些试验表明,类似图 4.9 所示这种带有内孔的板件,经过喷丸后的疲劳强度常常比未喷丸的还要低。

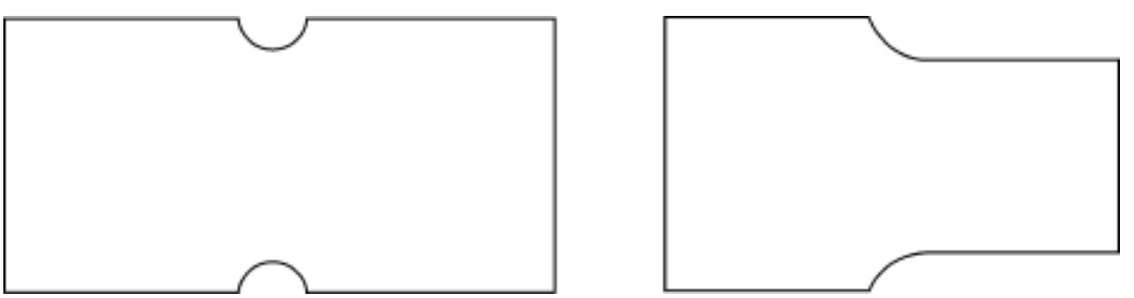


图 4.8 具有外边缘缺口和圆角的板材

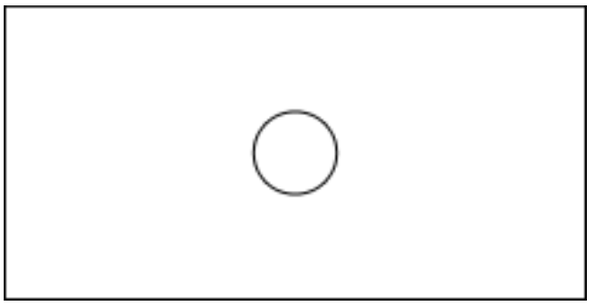


图 4 .9　带圆孔板材

4 .2 .3　预紧力

对于承受交变载荷的螺栓,在装配时,如果施加一适当的预紧力,则可提高螺栓的疲劳强度。图 4 .10(a)表示一个发动机的汽缸端部,汽缸盖与缸体用螺栓连接,中间夹有一层衬垫,以达到密封的目的。显然,在汽缸脉动内压的作用下,螺栓受脉动拉伸载荷的作用。下面,取出一个螺栓的局部图(如 4 .10(b)所示)来研究一下螺栓预紧力对其疲劳强度的影响。设一个螺栓所受的脉动拉伸载荷为 0→F,在没有预紧力时,螺栓所受的平均载荷 F_m 与载荷幅值 F_a 均为 0 .5 F。

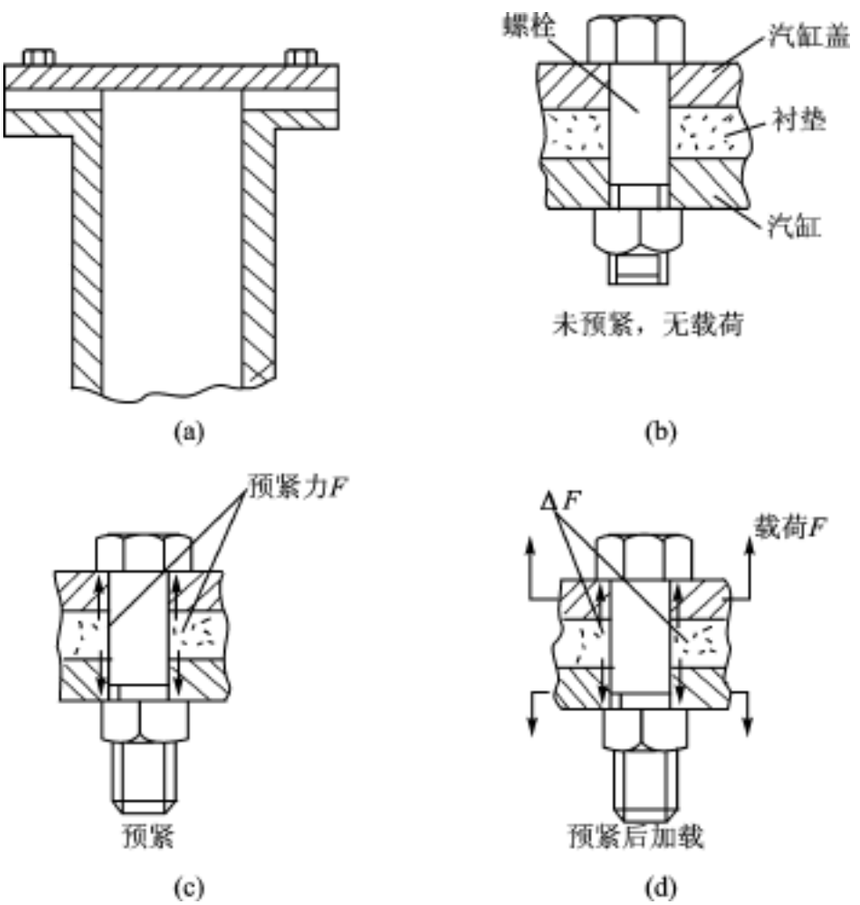


图 4 .10　装配螺栓

现将这个螺栓施加一大小等于 F 的预紧载荷(如图 4.10(c)所示),然后再加上脉动载荷 0→F,情况会如何呢?螺栓上的轴力会不会是在 $F\rightarrow 2F$ 变化呢?不会的!下面我们来分析一下螺栓与被夹紧件间的受力与变形情况。在预紧时,预紧力即是被夹紧件与螺栓间的相互作用力。这时,螺栓所受拉力为 F,产生拉伸变形,被夹紧件所受压力亦为 F,产生压缩变形。预紧力 F 的大小取决于被夹紧件的压缩变形。

当施加在螺栓上的脉动载荷达到最大值 F 时(如图 4.10(d)所示),螺栓在这个载荷 F 的作用下要继续伸长,但螺栓一伸长,被夹紧件的压缩变形量就要减小,于是螺栓与被夹紧件之间的相互作用力减小。这时螺栓的轴向力显然不是外力 F 加上预紧力 F,而是外力 F 加上这时的螺栓与衬垫的相互作用力 ΔF,很清楚,$\Delta F < F$。所以,在脉动载荷达到 F 时,螺栓的最大轴力

$$F_{max} = F + \Delta F = F(1 + k)$$

式中,$\Delta F = kF$,k 为一个小于 1 的数值。理论分析和实践经验表明,螺栓相对于被夹紧件的刚度越小,k 值越小。为减小 F_{max} 的值,希望采用低刚度的螺栓,而被夹紧件的刚度在允许的情况下尽量大一些。

当脉动载荷为零时,螺栓的最小轴力 $F_{min} = F$,于是,螺栓内力将在 $F\rightarrow F(1 + k)$ 之间变化;如果螺栓与被夹紧件的相对刚度适当,k 比较小,例如等于 0.2,则螺栓内力在 $F\rightarrow 1.2F$ 之间变化,平均载荷 $F_m = 1.1F$,载荷幅值 $F_a = 0.1F$。可见,有预紧力的螺栓,其平均应力虽比没有预紧力时略高,但应力幅值却大大减小,所以合理地施加预紧力会达到提高疲劳强度的效果。

同样,对于受剪螺栓接头,施加预紧力也是有益的,用螺栓连接的板材,疲劳源一般发生在螺栓孔的最小剖面处,然而如果预紧应力达到屈服应力的 75% 时,则疲劳源就会转移。这是因为螺栓头对孔产生的压力迫使载荷的传递路线,由螺栓孔挤压和螺栓受剪改变为板材之间的摩擦,减缓了孔边缘的局部应力。

4.3 连接件的细节设计

实践经验指出,疲劳破坏经常发生在连接件的接头处,因此,在疲劳设计中,一个很重要的方面是连接件的“细节设计”。根据疲劳破坏局部性的特点,如果能提高这些接头处的疲劳强度,那么对整体结构的疲劳强度会有很大的好处。现将各种形式连接件的细节设计分述如下。

4.3.1 耳片和销钉的连接接头

当销钉和耳孔存在间隙时,二者的接触面积很小,载荷 F 是通过孔内小的接触面来传递的(如图 4.11 所示),这种“有载孔”的应力集中比无载孔的应力集中严重得多,最大拉应力发生在耳孔的点 m 和点 n,因此,一般耳片的疲劳强度很低。例如,在最不利的情况下,铝合金耳

片,在 10^7 循环时的疲劳强度大约只有静拉伸强度的 2 .5%;对于钢耳片,大约只有静拉伸强度的 4%,这种降低主要是由应力集中所引起的。

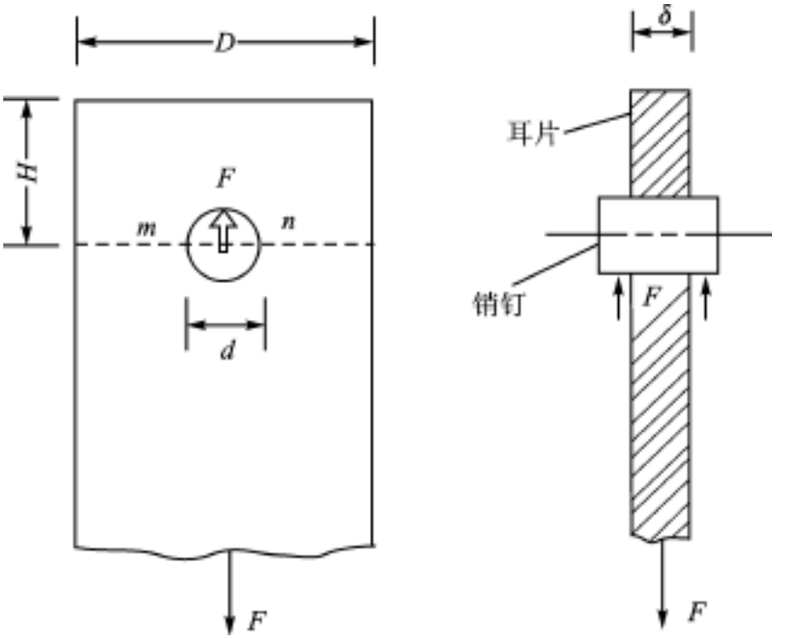


图 4 .11　连接接头

如前所述,理论应力集中系数 K_t,是最大应力 σ_{max} 与名义应力 σ_n 的比值,即

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_n} = \frac{\sigma_{max}}{F/(D - d)\delta} \tag{4 .1}$$

此处,名义应力是按净截面求出的。如果取 $d \approx D$,则耳孔左右两边变成柔韧的薄金属带,应力分布趋于均匀,此时,应力集中系数 K_t 接近于 1。这样做的结果,虽然 K_t 值下降,但耳片材料被削弱得太厉害,致使名义应力大大增加,仍达不到提高强度的目的。从而自然地会想到,在给定耳片宽度的条件下,究竟 d D 等于何值,耳片的设计才最合理。

在此情况下,有必要对理论应力集中系数重新作出如下定义:

$$C_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma} = \frac{\sigma_{max}}{F/D\delta} \tag{4 .2}$$

式中的名义应力 σ 是按毛截面面积 $D\delta$ 计算出的。这样,当已知设计载荷 F,并给定耳片宽度 D 和厚度 δ 后,则 C_t 值越小,局部应力 σ_{max} 也越小,消去式(4 .1)和式(4 .2)中 σ_{max},还可得到 C_t 和 K_t 的关系:

$$C_t \frac{F}{D\delta} = K_t \frac{F}{(D - d)\delta}$$

$$C_t = \frac{K_t}{1 - d/D} \tag{4 .3}$$

应力集中系数 C_t 随 d D 的变化情况如图 4 .12 所示,该图是根据光测弹性力学方法得到的。从图中可以看到,当 d D 大约等于 0 .4 时,曲线给出 C_t 的最小值,因此,d $D \approx 0$ .4 可作

为耳片设计的最佳比值。由图 4 .12 还可以看出,应力集中系数 C_t 随耳孔边距 H 的减小,而有所增加,所以,一般情况都取 $H/D \geq 1$。在 $d/D = 1/2.68$ 保持常量下 C_t 和 K_t 成正比。

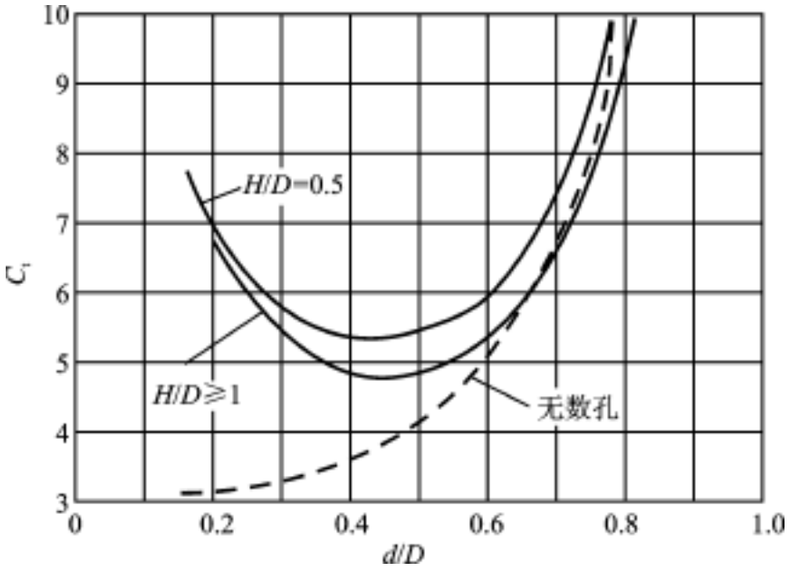


图 4 .12　应力集中系数曲线

耳片头部形状的影响表示在图 4 .13 中。图中耳孔直径均为单位 1 的长度。K_t 表示无过盈配合时的应力集中系数,K_t 表示销钉和耳孔的间隙为 0 .015 mm/ mm 时的应力集中系数。

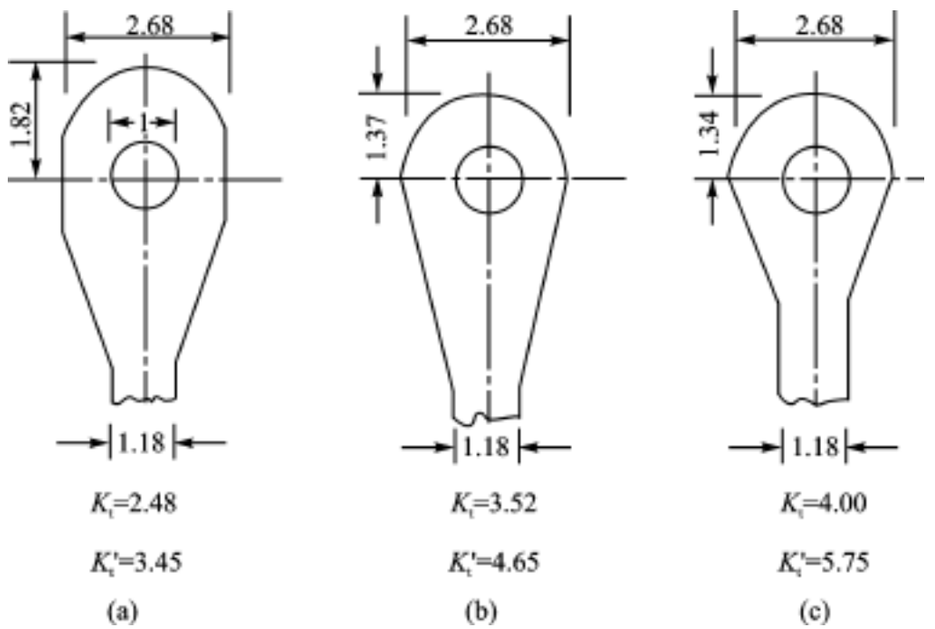


图 4 .13　耳片图

提高耳片疲劳强度的有效措施是利用干涉配合。根据铝合金材料的试验结果,对于每毫米直径有 0 .004 3 mm 的过盈,可大大提高耳孔的强度。如果考虑到维修拆装的方便,不宜使耳孔与销钉直接配合时,则可在耳孔中使用较高过盈的衬套,同样可取得有益的效果。

对于干涉配合的耳孔和销钉,加载前,耳孔边缘受到径向压应力 p 的作用(如图 4.14(a)所示)。根据光弹试验结果可知,在较高过盈的情况下(0.006 mm/mm)加载后(如图 4.14(b)所示),耳孔的下半圆面积卸载,压力 p_2 大大减小,而在上半圆加载面积上,压力 p_1 稍有增加。可见外力 F 的加载过程,转化为径向压力的变化。对于带有间隙的耳片,载荷 F 必须经过净面积$(D-d)\delta$来传递。但经干涉配合后,耳片和销钉则形成一个整体,载荷 F 是通过全剖面来传递的,这种传力方式,改善了原来耳孔处于应力集中的状况,故疲劳强度有所增加。

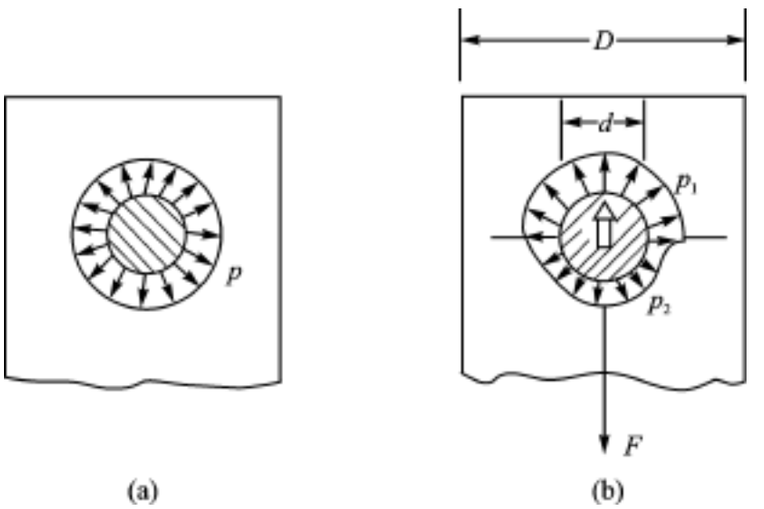


图 4.14　耳片头部形状的影响示意图

4.3.2　螺栓接口

首先考虑受拉螺栓的疲劳强度,在图 4.15 中表示出受拉螺栓经常发生的三个疲劳源。为了防止在部位①和②的疲劳破坏,螺纹底部需要有足够大的圆角半径。通过减小螺栓光杆的直径,可减缓部位①末端螺纹的应力集中。光杆部分的直径最好不大于螺纹根部直径(如图 4.16 所示),这样,光杆的力流线,可以缓和地通过末端螺纹根部。这种做法,还可减小螺栓刚度,对使用预紧螺栓,更为有利,并且减小螺栓刚度,对承受冲击载荷也有好处。

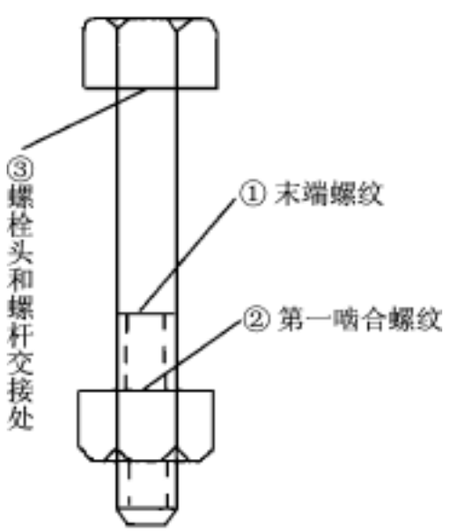


图 4.15　螺栓接头

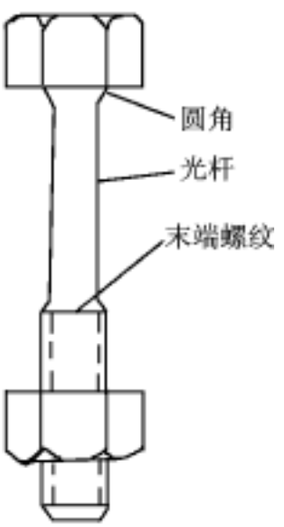


图 4.16　螺栓接头

部位②的破坏与螺帽的设计有关。由于第一啮合螺纹承担的载荷最大,故为了使螺纹均匀地分担载荷,需降低螺帽第一啮合螺纹处的刚度,可采用如图 4 .17 所示的三种设计形式。这样,第一啮合螺纹处的局部应力会大大降低,疲劳强度可提高 30%左右。为了提高部位③的疲劳强度,螺栓头和光杆交接处的圆角应足够大(如图 4 .16 所示),而且要光滑,不得存在有刀痕。另一方面,要保证螺栓头的配合面垂直于螺杆的轴线,以防止偏心受载。对于受剪螺栓,虽然其头部不需要像受拉螺栓头部那样高的强度,但受剪螺栓与受拉螺栓的疲劳源基本相同(如图 4 .15 所示),并且影响疲劳强度的因素也都相同。这是因为螺栓在受剪时,伴随有次级弯曲变形发生,由弯曲所引起的拉应力,与受拉螺栓中的拉应力所起的作用基本相同,所以,受剪螺栓也需要有抗拉的疲劳性能。

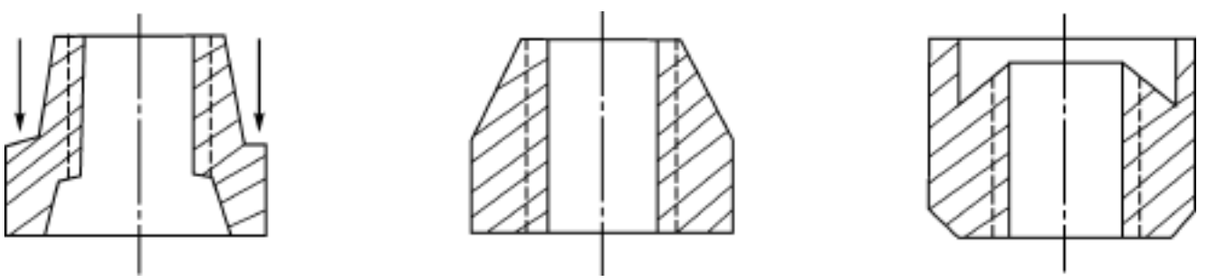


图 4 .17　螺帽的三种设计形式

从疲劳观点看来,螺栓接头尽可能采取受剪的形式,因为由次级弯曲变形产生的拉应力,要比受拉螺栓中的拉应力小得多。对于强受力接头,还可利用拉剪分工的办法,即在较细的螺栓杆上,套一较粗的套筒,用以承受剪力,而螺栓杆只承受锁紧力。有些现代飞机已将这种构造形式应用到机翼和机身的主要接头上,图 4 .18 中示出了各种受剪的螺栓接头。根据大量的试验结果,对称类型的双剪接头①、②、③疲劳性能最好;尖劈式单剪接头④、⑤、⑥其次,接头⑦的疲劳性能最差。但对静强度来说,根据试验结果,接头④比接头②的强度高;试验结果还指出,使用多个小螺栓比使用少数大螺栓的疲劳强度要好。

当使用长接头时,应考虑到如何满足“最佳载荷分布”的条件。所谓最佳载荷分布,是基于等强度观点,即保证螺栓孔处的最大局部应力大致相等。图 4 .19(a)所示接头,从疲劳观点看来,是不合理的。因为,根据进一步的理论证明,在弹性范围内,作用在螺栓上的剪力两端最大,中间较小;作用在螺栓孔上的挤压力也是如此,故在两端孔洞处由挤压力产生的局部应力较大。如在内连接件的截面 A 和 D 处,作用在孔上的挤压力较大(如图 4 .19(b)所示),但截面 A 只承担一个螺栓的载荷,所以受力情况不是最严重。截面 D 则承担四个螺栓的载荷,因此受力最严重,疲劳源总是在截面 D 的孔洞处发生。

为了使接头各截面受力情况趋于一致,应尽量减小孔洞 D 的挤压力,这样就有可能提高整个接头的疲劳强度。为了便于分析,假想外连接件由刚度极低的材料(如橡皮)制成,这时全部载荷 F 将完全由螺栓 A 来承担,而螺栓 B、C、D 不受力(受力极小,可忽略不计)。如果螺栓

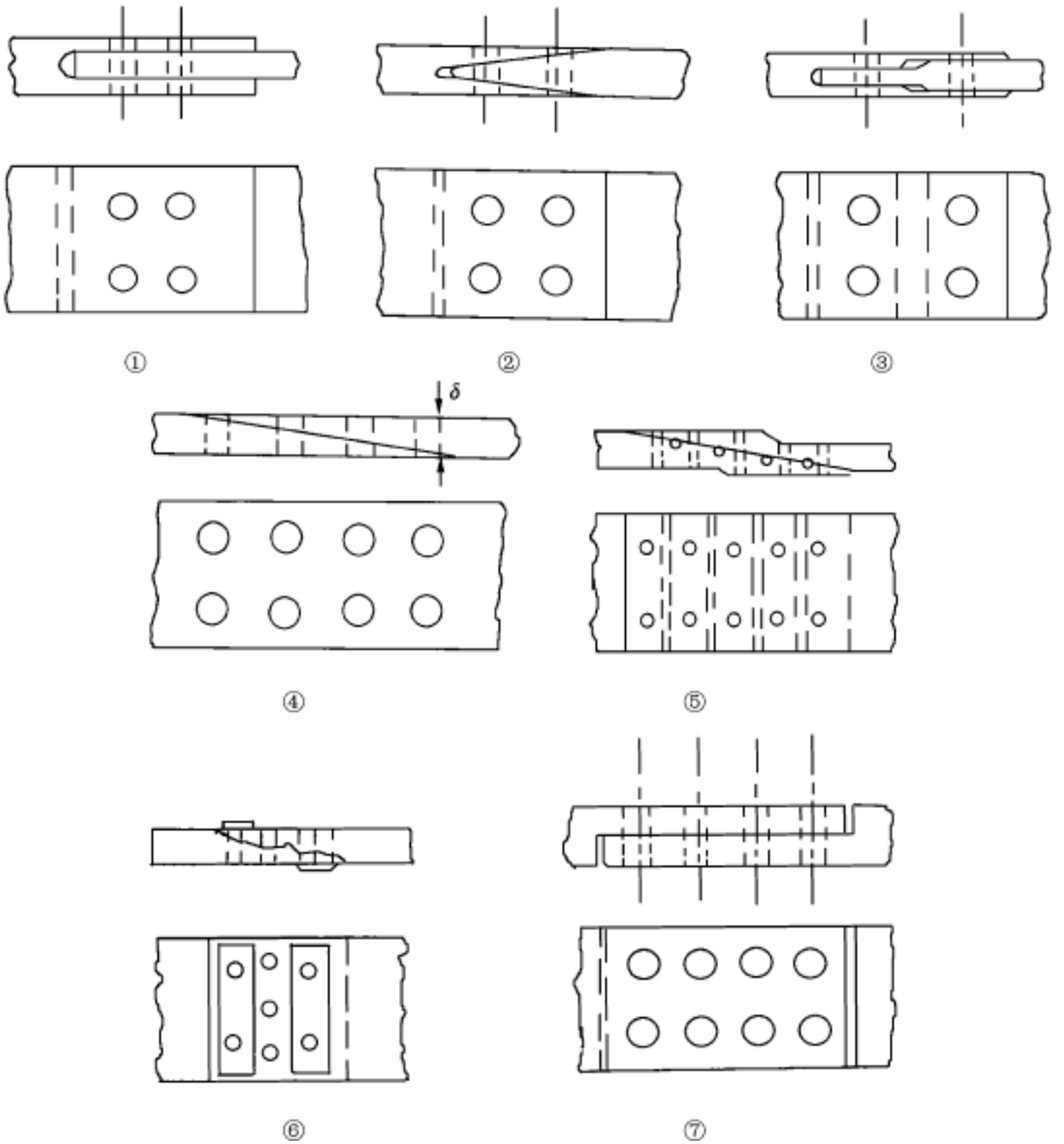


图 4 .18　各种受剪的螺栓接头

B、*C*、*D* 受力(如图 4 .19(c)所示),则刚度极低的外连接件在截面 *A* 和 *D* 之间必然要产生极大的变形,就与内连接件的微小变形不能协调。要保证变形协调一致,螺栓 *B*、*C*、*D* 就不会受力。从这一概念出发,应该尽量减小外连接件的刚度,从而降低孔洞 *D* 的挤压力,于是,就自然形成了图 4 .20 所示的合理的接头设计。

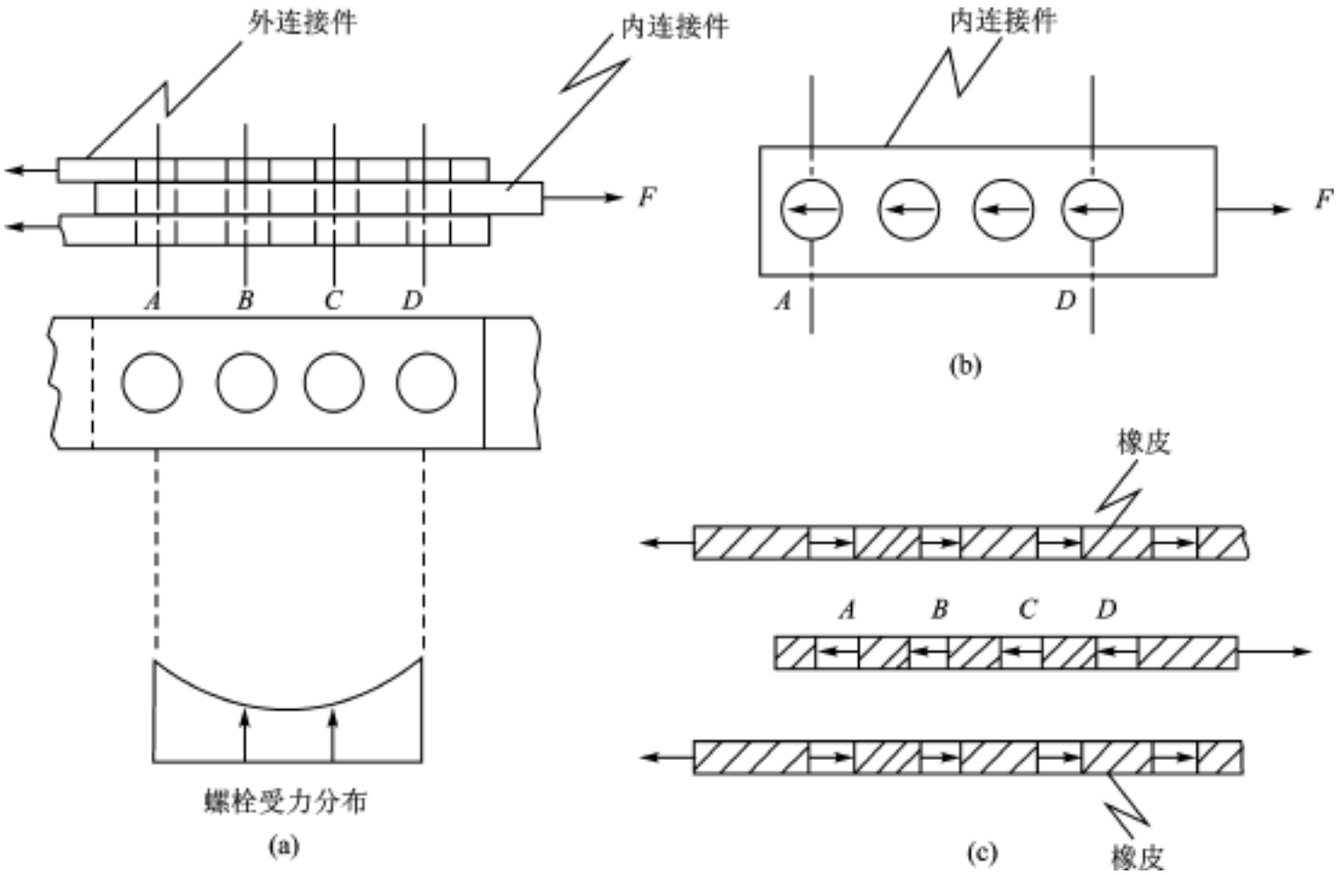


图 4.19　螺栓接头

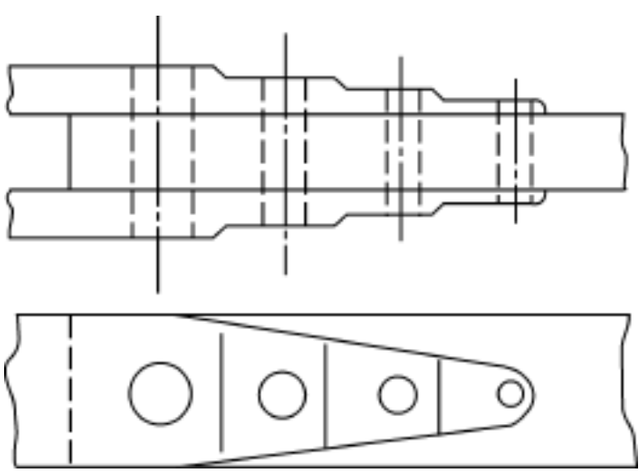


图 4.20　螺栓接头

4.3.3　铆钉接头

铆钉接头与螺栓接头、耳片接头有相似之处。因此,以上所述的有关设计原则,大都可适用于铆钉接头。铆钉接头在较高应力水平的循环下,其破坏性质接近于静强度,故常使铆钉剪

坏,或由于附加的弯曲变形将铆钉头掀起、拉断。但在较低应力水平循环下,疲劳破坏的特征表现较为突出,常常在板件的钉孔处起裂。铆钉接头一般以采取小直径、小间距为宜,但这种做法要付出重量的代价,同时,在边距许可的条件下,铆钉最好按并排设置,不宜交错排列。从流体动力比拟可以看出,并排排列的铆钉接头力流线歪曲较小。至于铆钉头的形式,对疲劳强度影响不十分显著,故不再加以介绍。

近年来,在飞机结构中,广泛应用干涉配合的铆钉接头,以提高疲劳强度。对于有干涉配合的无载孔,曾借助光弹性方法进行过研究。当没有过盈配合时(如图 4.21(a)所示),设远离孔处的应力为 1,则最大拉应力发生在 a 点,其值为 3.47。在干涉配合时(如图 4.21,(b)所示),由于板材和铆钉形成了一个整体,通过全剖面来传递载荷,最大拉应力点移至 d 点,其值为 2.4。对于干涉配合有载孔的铆钉接头,其原理与干涉配合的耳片接头类似,故不再重述。

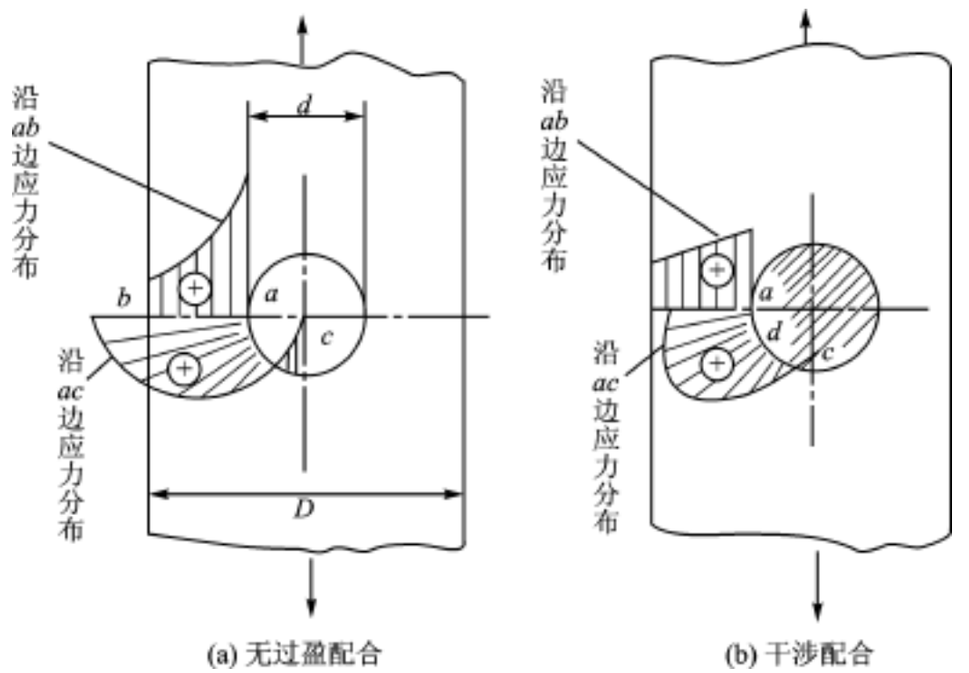


图 4.21　铆钉接头

4.3.4　焊接接头

在焊接接头中,因为接头形状有急剧的改变,故可能造成很高的应力集中。对接接头是所有焊接接头中形状改变最少的(如图 4.22(a)所示),因此,这种接头的应力集中也最小,适宜在交变应力的情况下工作。对接接头应力集中最严重的部位,是焊缝与被接件交界的地方 $m-n$ 处(如图 4.22(a)所示)。在图 4.22(b)中,给出了该部位拉应力分布的情况。焊道高度 h 的加大,会引起局部应力的增加,所以焊道高度应尽可能小一些。图 4.23 给出了对接焊缝外形对疲劳强度的影响,为了防止过大的焊道高度和焊缝显著变化的外形,必要时,可对焊缝

表面进行磨削加工,并在焊缝与被连接件交界处制成圆角(如图 4 .23(a)所示)。

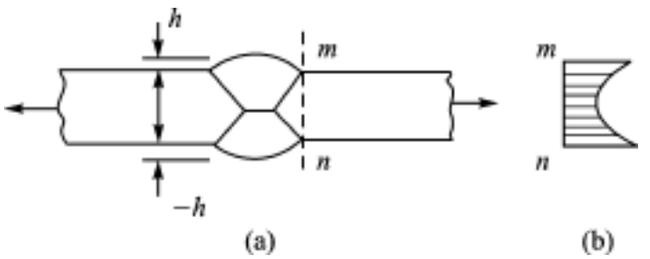


图 4 .22　焊接接头

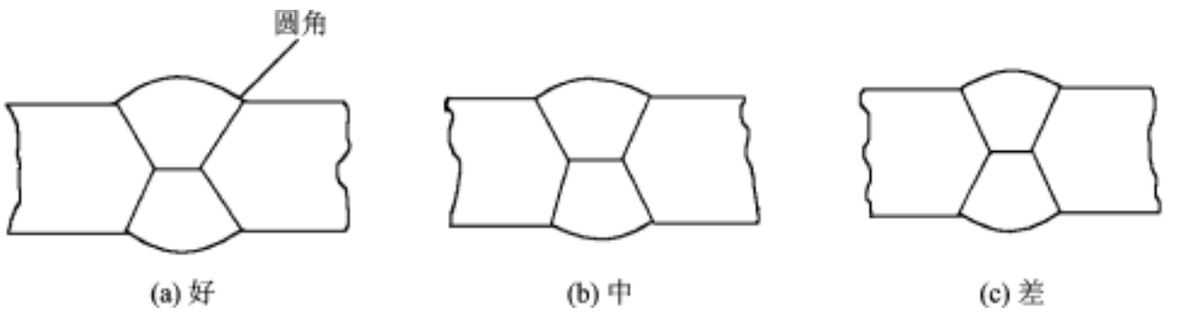


图 4 .23　焊接接头

搭接接头的截面形状变化很大。如图 4 .24(a)所示的具有横向焊缝的搭接接头,在 $m-n$ 处引起了力流线方向急剧的改变,因此,产生了高度的应力集中。为了改善这种情况,可采用带有圆角的焊足比为 1∶3 .8 的焊缝(如图 4 .24(b)所示),这样可大大提高接头的疲劳强度。

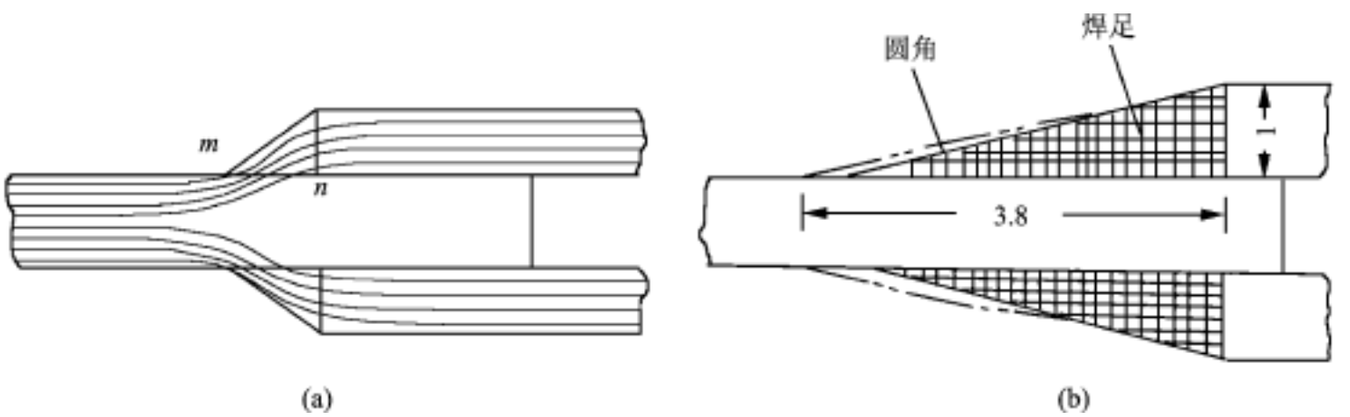


图 4 .24　焊接接头

纵向焊缝的搭接接头,应力分布也是极不均匀。应力最严重的部位,是在纵向焊缝的两个端部截面 $a-b$ 和 $c-d$ 处(如图 4 .25(a)所示)。图 4 .25(b)表示出焊缝端部板件横截面的应力分布情况。总之,在交变应力作用严重的情况下,不宜采用搭接接头。

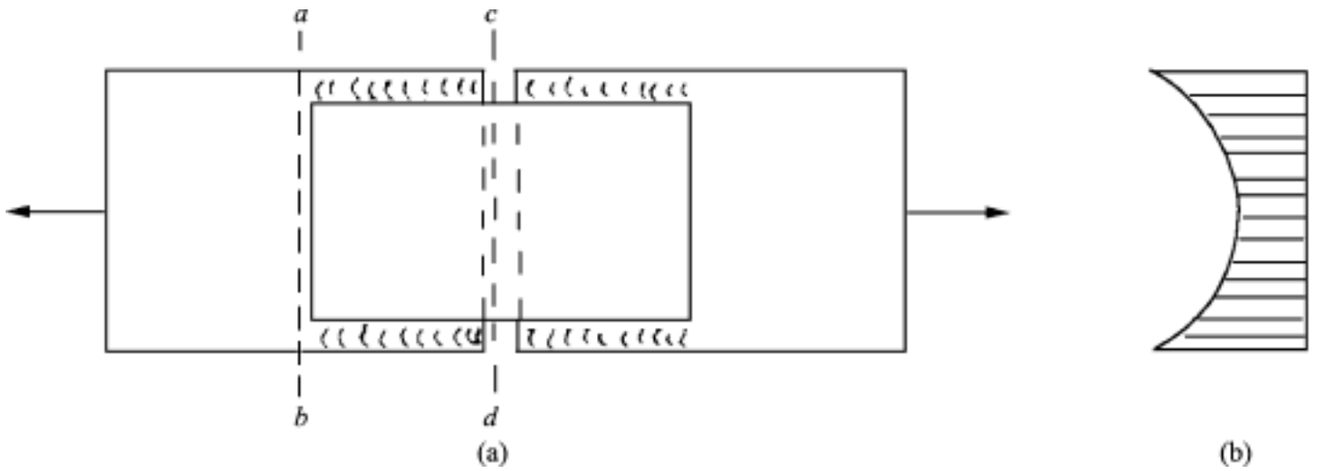


图 4.25　焊接接头

习题与思考题

习题

4.1　提高阶梯轴的疲劳强度,可以采取哪些措施?

4.2　若要设计一个在随机载荷作用下工作的零件,选材时应考虑哪几方面?

思考题

4.3　每天有 5 000 个满载的啤酒桶在倾斜的悬臂梁上滚下到 A 点(见图 4.26),起重机在该点将啤酒桶吊起装船。悬臂梁大约每年折断一次。有人曾经认为,压缩残余应力会使悬臂梁的寿命延长。你用什么办法对悬臂施加过载荷,从而在梁表面的适当部位产生压缩残余应力?如果悬臂是每星期折断一次,那么这是一个好的办法吗?为什么?

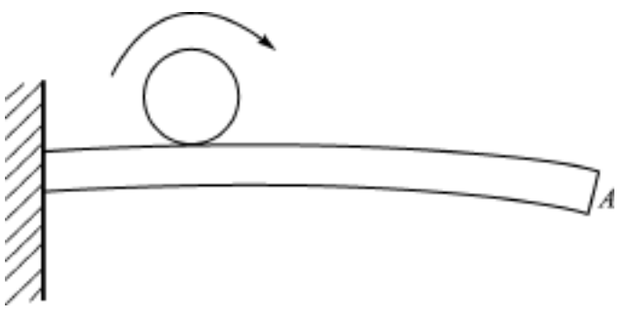


图 4.26　悬臂梁

4.4　一根横截面为 100 mm×150 mm 的矩形梁承受纯弯曲力矩 M(如图 4.27(a)所示)。$M=1.4M_0$,而 M_0 恰好是使梁最外层的纤维屈服的力矩。假定材料为具有某给定拉压应

力-应变性能的理想弹塑性材料,而且没有包辛格效应(图 4 .27(b))。试确定力矩完全卸除后,梁横截面上的残余应力分布,并在直角坐标纸上画出残余应力曲线。

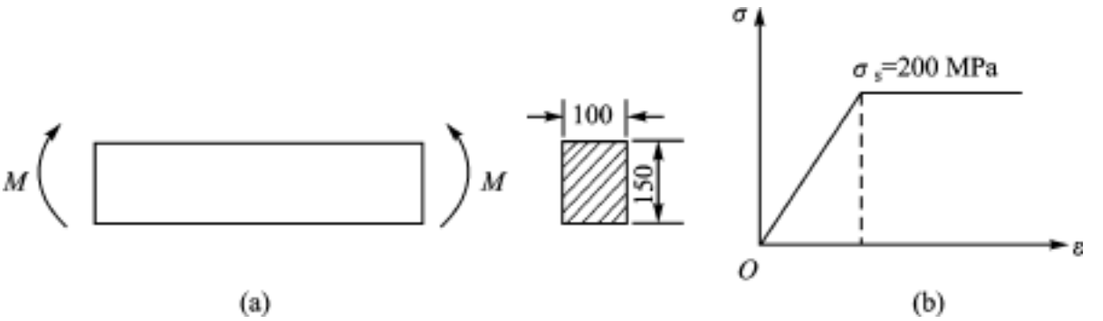


图 4 .27　矩形梁受纯弯曲

4 .5　某平板材料为经过调质的钼钢(含 0 .40%C,1 .5%Ni,0 .6%Cr,0 .35%Mo),强度极限 σ = 1 250 MPa,板宽 80 mm,长 300 mm,厚 10 mm,其中心有一个直径为 20 mm 的贯穿孔。若施加 0～400 kN 的等幅循环轴向拉力,平板必定会过早地疲劳破坏。现要在载荷、材料和最小孔径不改变的情况下,将寿命延长到 10^7 次循环。延长疲劳寿命有四种方法:(a) 改变板厚;(b) 改变板宽;(c) 改变孔的几何尺寸;(d) 改变缺口根部的残余应力。试按上述建议提供四种定量解法,以保证在 10^7 次循环内平板不发生疲劳破坏。

第五章　疲劳载荷谱

5.1　飞机疲劳载荷谱介绍

飞机在每次飞行中大致需要经过以下几个过程:起飞滑行-爬升-巡航(及作各种机动飞行)-下降-着陆撞击-滑行。在每一过程中,飞机都承受疲劳载荷,因此,地面滑行载荷、突风载荷、机动载荷和着陆撞击载荷等,都是飞机疲劳载荷的组成部分,并且在每次飞行中,这些载荷的载荷水平各不相同。飞机这种由地面到空中,再由空中到地面的载荷水平的变化历程,人们常称之为地-空-地载荷循环(如图 5.1 所示)。

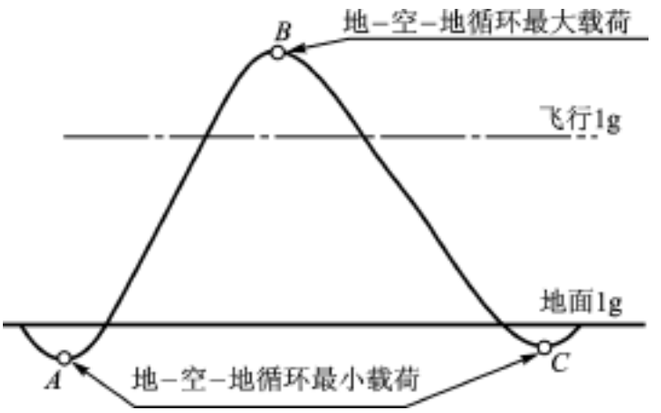


图 5.1　地—空—地载荷循环

由于飞机每次飞行中的疲劳载荷水平各不相同,因此造成作用在飞机结构上的交变应力大多随机变化,即应力大小随时间不规则地变化。飞机构件所承受的应力随时间的这种不规则变化历程,就称为飞机构件的应力谱。图 5.2所示就是某民用机机翼下突缘一次飞行的应力谱,它是根据该机种的一次飞行实测得到的。开始时,飞机在跑道上滑行,机翼受自重的作用,翼梁下突缘受压;在滑行中由于跑道不平,飞机颠簸,机翼振动,翼梁下突缘的应力在平均压应力为 s_m = - 38 MPa 的上下变化。飞机由地面拉起,到一定高度转入平飞,这个上升阶段,平均应力由压应力 - 38 MPa 增至相当于 1 g 的拉应力 100 MPa。在平飞中,由于突风和机动飞行的作用,应力在 100 MPa 的上下变化。由于燃油的消耗,平均拉应力 100 MPa 不断有所减小,但减小的幅度不大,设计中常予以略去。飞机准备下滑着陆时下放襟翼,此时飞机阻力骤增,同时机翼受一突然升力,使翼梁下突缘受一突然拉应力,然后飞机下滑到着陆后转入滑行,这个下降阶段,平均应力由 100 MPa 减至 - 38 MPa。在这中间,当飞机轮子着陆瞬时受到撞击,翼梁下突缘受一较大幅值的拉应力。下滑转入在跑道上滑行后的应力与起飞滑行阶段相似,这就是图 5.2 所示应力谱产生的过程。

应力谱是对构件进行寿命估算与疲劳试验的先决条件。从图 5.2 所示的应力谱可以看出,它不仅包含着应力的大小,而且包含着出现次数的多少。应该强调指出,由于飞行科目、气候条件、使用地区、航线与飞行员等各种复杂因素的变化,即使对于同一种飞机的同一构件,不

同次飞行实测出的应力谱仍有显著的不同。用来进行安全寿命估算及疲劳试验的应力谱,应该是对该种飞机多次飞行实测结果进行统计分析而得到的。对此,在这里不作深入讨论。

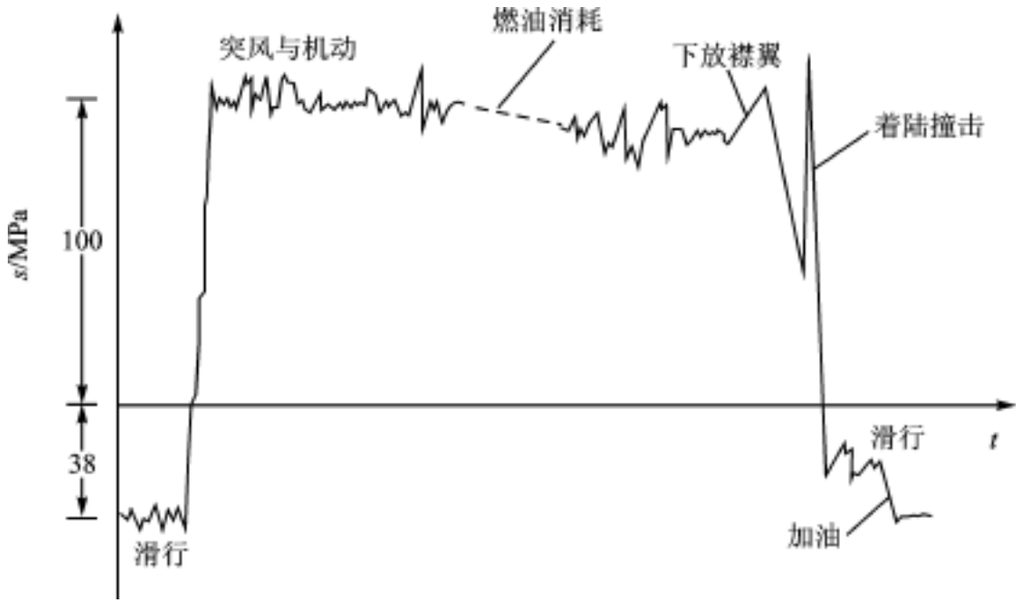


图 5 2　飞机结构应力谱

5 .2　实测载荷谱编制

欲保证结构的安全性和可靠性,首要问题是精确地预测结构使用寿命,而解决定寿的先决条件是编制出模拟结构实际工作情况的疲劳载荷谱及其环境谱。结构或机器零件所承受的疲劳载荷或疲劳应力实际上为一连续的随机过程。图 5 .3 示出了载荷的峰值和谷值随时间变化的情况,简称“ 载荷-时间历程 ”或“ 应力-时间历程 ”。

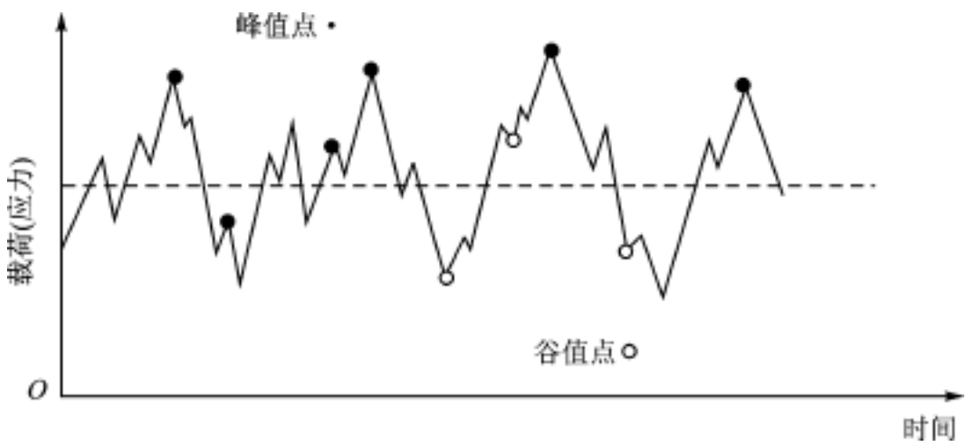


图 5 .3　载荷-时间历程

为了确定产品的使用寿命,必须进行全尺寸结构或零件的疲劳试验。欲取得比较可靠的试验结果,疲劳试验应尽可能准确地模拟真实工作状态。然而,由于疲劳载荷的随机性,实际工作状态千变万化,并且由于加载设备条件的限制或者为了压缩试验时间,不得不将实测载荷加以简化,简化成能反映真实情况具有代表性的“典型载荷谱”或“典型应力谱”。以往的做法是简化成“程序加载”。所谓程序加载指的是按一定程序施加不同大小的载荷循环。如图 5.4 中所示程序载荷谱,其平均载荷是恒定的,每一周期由若干级恒幅载荷循环组成,同一级的载荷循环称为一个“程序块”,每一周期内的程序块按一定图案排列,图 5.4 中程序加载属于低-高-低序列。当然,在每一周期内平均载荷也可同时分为若干级变化。

由实测载荷数据简化为典型载荷谱的过程称作“编谱”。编谱时,必须满足如下要求:

(1) 编制出的载荷谱应能真实地模拟结构在实际工作中所承受的循环载荷,以用于疲劳试验和疲劳寿命评定。利用载荷谱进行全尺寸结构疲劳试验时,能精确地测定疲劳寿命,并能真实地揭示疲劳薄弱部位。在压缩试验时间施行加速试验时,应考虑到损伤等效的原则。

(2) 根据有限次数的实测数据,估计出整批产品的载荷变化规律,以取得具有代表性的典型谱。为此,需借助统计方法,由子样推断母体,并赋予一定的置信度。

(3) 对同一工况、各次重复实测采集的载荷-时间历程数据不尽相同,存在一定分散性。据此编制的载荷谱轻重程度应取决于结构定寿所采用的方法。但应注意:载荷谱过轻或过重都不能真实地展现结构疲劳薄弱部位。

(4) 鉴于疲劳载荷或疲劳应力的循环由幅值和均值两个参数描述,因此,编谱时应将幅值和均值作为二维随机变量处理。

(5) 由于各种产品工作条件不同,载荷-时间历程的类型亦异。如歼击机的疲劳载荷主要是由机动动作引起的,而对运输机则主要取决于突风和地-空-地循环。此外,还应考虑到疲劳损伤的部位和特点各不相同。所以,编谱工作应有一定的针对性。

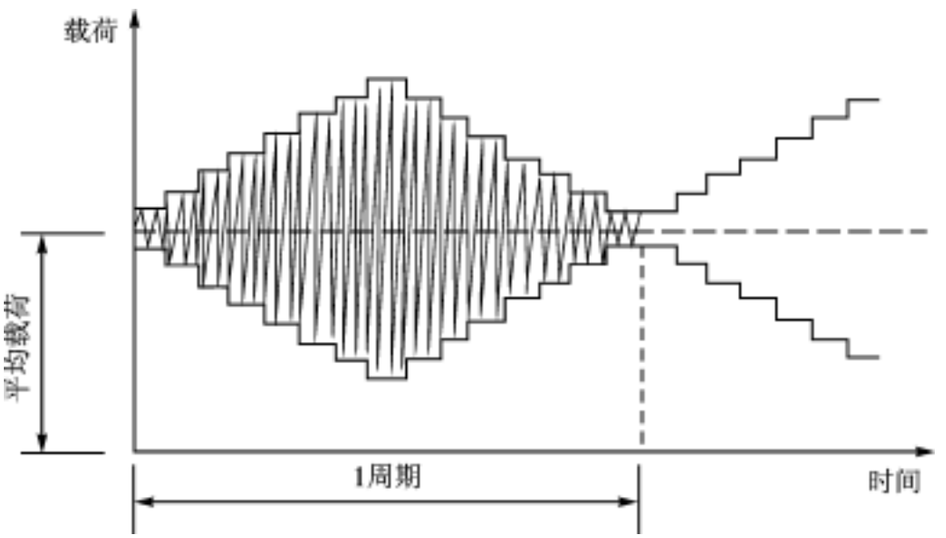


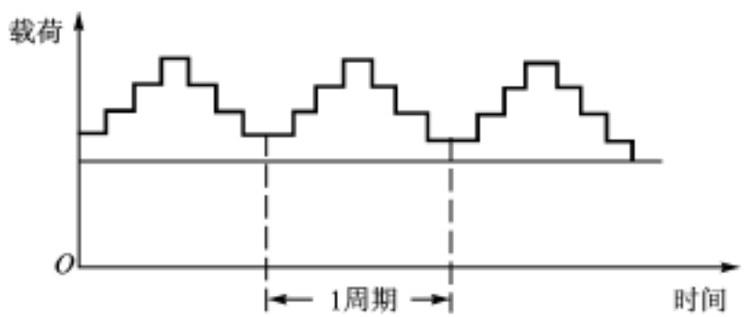
图 5.4　程序块谱

5.3 雨流-回线法

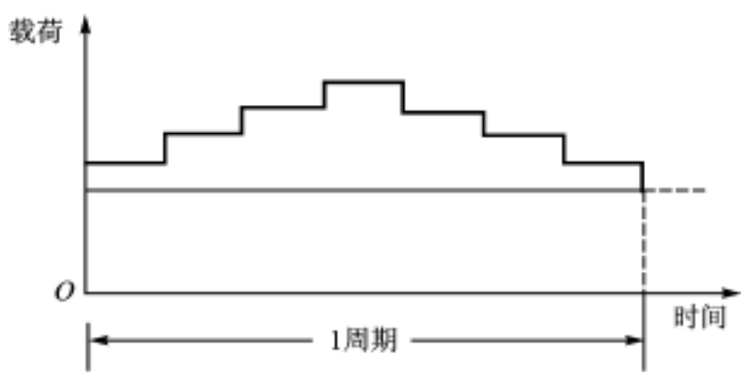
将载荷-时间历程转化为一系列的载荷完整循环的过程叫做“计数法”。国外已发展的计数法有十余种。疲劳寿命估算和疲劳试验结果的可靠性在很大程度上取决于载荷谱,而载荷谱的编制又与所采用的计数法有关。从统计观点上看,计数法大体可分为两类:单参数法和双参数法。有关文献对各种计数法均有较详尽的介绍,本书不再赘述。

所谓单参数法指的是,只考虑载荷循环中的一个变量,譬如变程(相邻的峰值与谷值之差)。而双参数法则同时考虑两个变量,即载荷幅值和载荷均值。由于疲劳载荷本身固有的特性,对任一载荷循环,总需用两个参数来表示。单只考虑某一参数,一般不足以描绘载荷循环特征,可见单参数法有较大的缺陷。近代发展的有以双参数法为基础的“雨流-回线法”,该法较为先进,而且在计数原则上有一定的力学依据,故本节仅就此法加以阐述。

还应指出,所有现行计数法(包括雨流法)均未计及载荷循环先后次序的影响,但载荷先后次序的影响总是存在的,如果将简化后的载荷谱的周期取得短一些(见图 5.5(a)),则载荷先后次序对疲劳寿命的影响会减至最小程度。这一点已被荷兰国家宇航试验室的试验结果所证



(a) 短周期程序加载(低-高-低序列)



(b) 长周期程序加载(低-高-低序列)

图 5.5 疲劳载荷谱的加载类型

实。该试验使用的是含裂纹试样,试验结果列于表 5 .1 中。表中以随机加载下的裂纹扩展寿命作为 100%,从而给出其他程序加载下寿命的百分比值,以资比较。在长周期程序加载下,如采取每周期内先加高载再加低载的高-低序列,则裂纹扩展寿命将为随机加载的 3 倍以上。而在短周期程序加载下,其载荷序列对裂纹扩展寿命影响不大,很接近实际工作中的随机加载情况,它们之间的微小差异或许已为其分散性所掩盖。此外,在疲劳载荷波动不大的稳态循环下,载荷先后次序对疲劳寿命也无甚影响。

表 5 .1　谱型对比试验的裂纹扩展寿命数据

载荷序列	裂纹扩展寿命 N^*/ 循环	百分比
随机加载	1 167 000	100%
短周期程序加载 (40 循环/ 周期)		
低-高序列	1 113 000	95%
低-高-低序列	1 197 000	103%
高-低序列	1 333 000	114%
长周期程序加载 (40 000 循环/ 周期)		
低-高-低序列	3 012 000	258%
高-低序列	3 639 000	312%

最初,雨流法是由 Matsuishi 和 Endo 等人考虑了材料应力-应变行为而提出的一种计数法。该法认为塑性的存在是疲劳损伤的必要条件,并且其塑性性质表现为应力-应变的迟滞回环。一般情况下,虽然名义应力处于弹性范围,但从局部的、微观的角度看来,塑性变形仍然存在。

如图 5 .6(a)所示应变-时间历程,其对应的循环应力-应变曲线示于图 5 .6(b)中。由图可见,两个小循环 2 - 3 - 2′、5 - 6 - 5′和一个大循环 1 - 4 - 7 分别构成两个小的和一个大的迟滞回环。如果疲劳损伤以此为标志,并且假定一个大变程所引起的损伤,不受为完成一个小的迟滞回环而截断的影响,则可逐次将构成较小迟滞回环的较小循环,从整个应变-时间历程中提取出来,重新加以组合。这样,图 5 .6(a)所示的应变-时间历程将简化为图 5 .7 所示的形式,而认为两者对材料引起的疲劳损伤是等效的。

雨流-回线法即基于上述原理进行计数。如图 5 .8 所示,取时间为纵坐标,垂直向下,载荷-时间历程形如一宝塔屋顶。设想雨滴以峰、谷为起点,向下流动。根据雨滴流动的迹线,确定载荷循环,雨流法的名称即由此得来。为实现其计数原理,特作如下规定。首先,从某一点 0 开始(见图 5 .8),凡起始于波谷的雨流遇到比它更低的谷值(代数值)便停止。例如起始于波谷 0 的雨流止于波谷 f 的水平线,因为波谷 f 的谷值(代数值)比波谷 0 的谷值要低。类似地,凡起始于波峰的雨流遇到比它更高的峰值便停止,例如起始于波峰 a 的雨流止于波峰 e 的水

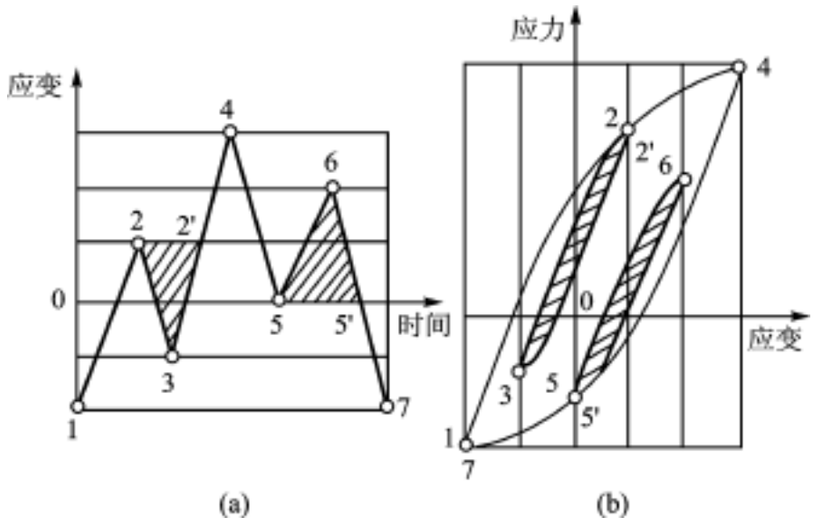


图 5.6　应变-时间历程与应力-应变曲线

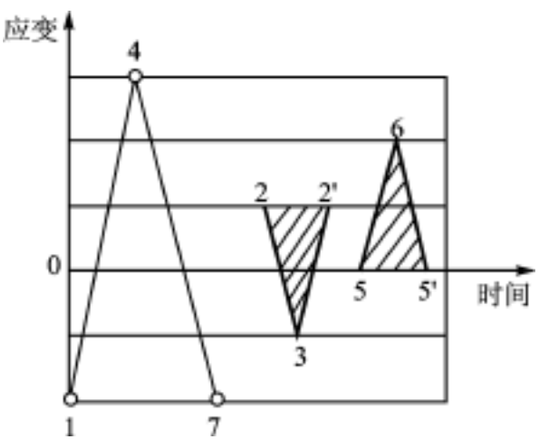


图 5.7　独立的应变-时间历程

平线。另外,在雨滴流动过程中,凡遇到上面流下的雨滴时也就停止,例如起始于波峰 c 的雨流止于 b';起始于波谷 d 的雨流止于 a'。这样,根据雨滴流动的起点和终点,可勾画出一系列完整的循环,如 $b-c-b'$ 和 $a-d-a'$ 等。最后,将所有完整的循环逐个提取出来,记录下它们的峰值和谷值。因为在图 5.8 中只取了很小一段载荷-时间历程,所以图中还包括有“未完”的雨流。

经过这样的计数阶段后,最终会遗留下图 5.9(a)所示的发散-收敛波。按雨流法计数原则,此种波形无法再构成完整的循环,因此需要采取其他的措施。一种简便可行的方法是:在最高波峰 a 或最低波谷 b 处将波形截成两段,使左段起点与右段末点相接,构成图 5.9(b)所示的收敛-发散波。此时,雨流-回线法计数原则可继续使用,直至记录完毕为止。

用计算机判读数据时,按零部件每次承载工作过程分段输入数据进行处理。表 5.2 示出了雨流-回线法的计数结果。表中峰值读数和谷值读数各分成 11 组,组距为 2。在组限一栏内只标明了下限:0,2,4,…,20。方阵内的数字表示循环频数,例如峰值(组中值)为 11、谷值

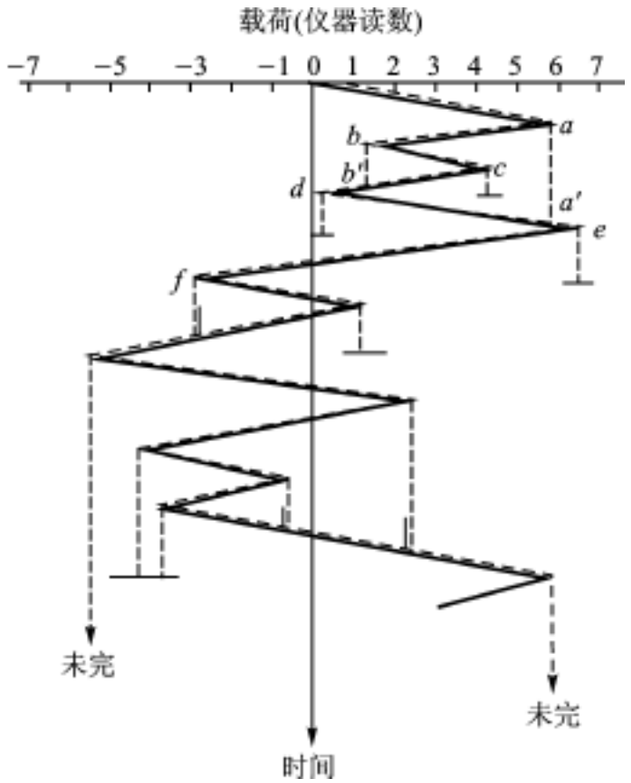


图 5 8　载荷-时间历程及其雨流计数

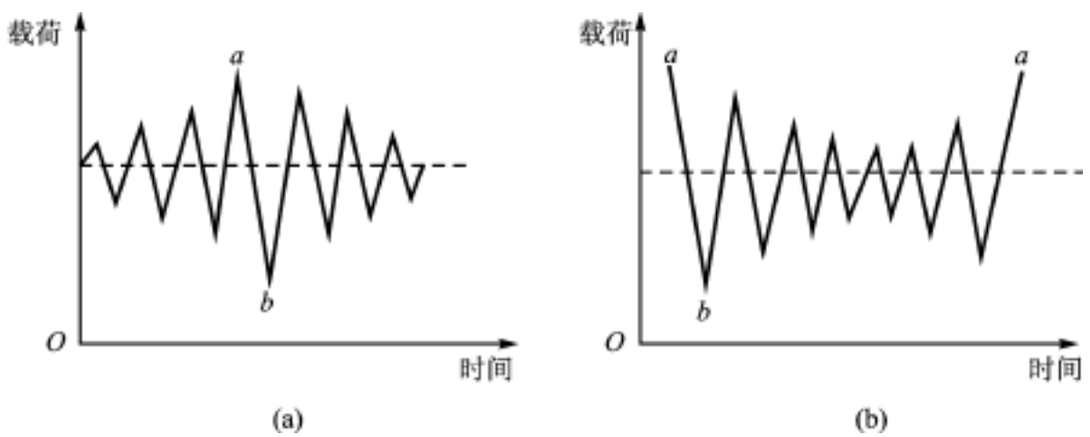


图 5 9　发散-收敛波与收敛-发散波

(组中值)为 9 的载荷循环共发生 45 次。方阵内同一条“左上右下”对角线上的数字代表具有相同幅值的循环频数,例如在对角线上 17、9、19 都指同一幅值 6 的频数。幅值大小 6 由对应的峰、谷组中值求得

$$\frac{13-1}{2}=6,\frac{15-3}{2}=6,\frac{17-5}{2}=6$$

同一条“左下右上”对角线上的数字则代表具有相同均值的循环频数,例如 30、54、33、12 都指同一均值 8 的频数。均值 8 也由对应的峰、谷组中值求得,即峰、谷组中值的平均值。由

表 5 .2 可明显地看出任一幅值和均值发生的频数,如幅值为 3、均值为 14 的循环共发生 11 次。若以幅值和均值作为两个参数,则表 5 .2 对此双参数提供了比较充分的统计资料。

表 5 .2　二维疲劳载荷分组数据

谷值(仪器读数)组限	谷值(仪器读数)组中值	峰值(仪器读数) 0~	2~	4~	6~	8~	10~	12~	14~	16~	18~	20~
		1	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21
0~	1	0	0	0	0	8	17	12	10	4	0	
2~	3	0	0	25	13	33	9	27	11	2		
4~	5	11	33	54	43	42	19	8	0			
6~	7	30	72	68	52	14	0	0				
8~	9	45	64	57	16	0	0					
10~	11	32	48	11	0	0						
12~	13	18	7	0	0							
14~	15	0	0	0								
16~	17	0	0									
18~	19	0										
20~	21											

均值 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15

幅值 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

5 .4　波动中心法

如上所述,应将载荷幅值和均值视为二维随机变量。但在工程应用中,国内外常常采取所谓‘波动中心”法,将其简化为一维随机变量问题。波动中心为所有载荷循环均值的总平均值。以波动中心作为载荷循环的静力成分,幅值作为动力成分,将幅值叠加于波动中心之上。这样,把波动中心视为固定参数,代替所有循环均值,就无需考虑均值的分布了。

利用表 5 .2 方阵左下右上对角线上的数值,很容易求得总平均值。现列表计算如下(见表 5 .3)。总平均值 $\bar{M}$ 等于

$$\bar{M} = \frac{\sum M_i \nu_i}{\sum \nu_i} = \frac{9\ 108}{915} = 9\ .95$$

已知波动中心的 $\bar{M}$ 值后,再考虑幅值的分布。根据表 5 .2 方阵左上右下对角线上的数值,将幅值频数列于表 5 .4 中。幅值组限由幅值的中值确定。表中也只给出幅值下限 A_p:0 .5,1 .5,…,8 5。已知总频数 $\sum \nu_i = 915$,频数除以总频数等于频率。将频率各数值自下而上累加,即得超值累积频率 $F(A_p)$(大于某一幅值下限的累积频率)。

表 5 .3　疲劳载荷幅值的均值与频数

均值 M_i	频数 ν_i	$M_i\nu_i$
6	44	264
7	63	441
8	129	1 032
9	134	1 206
10	186	1 860
11	146	1 606
12	113	1 356
13	64	832
14	29	406
15	7	105
$\sum$	915	9 108

表 5 .4　分组后的疲劳载荷幅值的中值与频数

幅值(中值)	幅值组限 A_p～	频数 ν_i	频率 /(%)	超值累积频率 $F(A_p)$/(%)	$\lg(A_p - A_0)$ $A_0 = 0.3$
1	0 .5～	136	14 .86	100	0 .699
2	1 .5～	224	24 .48	85 .15	0 .079
3	2 .5～	215	23 .50	60 .67	0 .342
4	3 .5～	124	13 .55	37 .17	0 .505
5	4 .5～	97	10 .60	23 .62	0 .623
6	5 .5～	45	4 .92	13 .02	0 .716
7	6 .5～	47	5 .14	8 .10	0 .792
8	7 .5～	21	2 .30	2 .96	0 .857
9	8 .5～	6	0 .66	0 .66	0 .914

应力幅值 s_a 遵循何种概率分布视具体情况而定。常用的概率分布有:正态分布和 Weibull 分布。正态概率密度函数应写成

$$f(s_a) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(s_a-\mu)^2}{2\sigma^2}} \tag{5.1}$$

威布尔概率密度函数应写成

$$f(s_a) = \frac{b}{A_a - A_0}\left(\frac{s_a - A_0}{A_a - A_0}\right)^{b-1} \exp\left[-\left(\frac{s_a - A_0}{A_a - A_0}\right)^b\right] \tag{5.2}$$

式中: A_0 为最小幅值; A_a 为特征参数; b 为形状参数。

最新研究结果发现,对于某些机械动力部件,有时正态分布、威布尔分布或其他常用概率分布均与实测载荷谱数据不符,从而发展有“半正态分布”。半正态概率密度函数为

$$f(s_a) = \frac{\sqrt{2}}{\sigma\sqrt{\pi}} e^{-\frac{(s_a-\mu_1)^2}{2\sigma_1^2}} \qquad (\mu_1 \leq s_a < \infty) \tag{5.3}$$

半正态概率密度曲线及其直方图示于图 5.10 中。此处 μ_1、σ 并非半正态分布的母体平均值、标准差。由图可见,母体参数 μ 估计量 $\hat{\mu}_1$ 应等于 A 点横坐标值。计算母体参数 σ 估计量 $\hat{\sigma}_1$ 时,以过 A 点垂线为对称轴,设想在此轴左方存在有完全相同的对称直方图,如图 5.10 中虚线所示。这样,数据点个数 n 将增大一倍,子样大小为 $2n$,据此可求得估计量 $\hat{\sigma}_1$:

$$\hat{\sigma}_1 = \sqrt{\frac{2\sum_{i=1}^{n}(s_{ai} - \hat{\mu}_1)^2}{2n-1}}$$

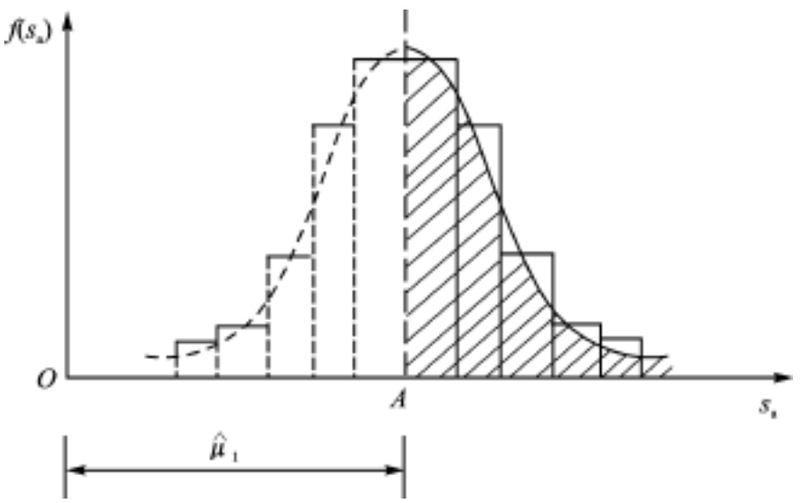


图 5.10　半正态概率密度曲线

根据幅值的频率(见表 5.4)可作出直方图(如图 5.11 所示)。根据直方图的偏态外形,显然,采取威布尔分布处理较为适宜。利用威布尔概率坐标纸作图时,采用相关系数优化法,求得最小幅值 $A_0 = 0.3$,以 $\lg(A_p - A_0)$ 为横坐标,超值累积频率 $\lg(A_p)$ 为纵坐标,按表 5.4 数据

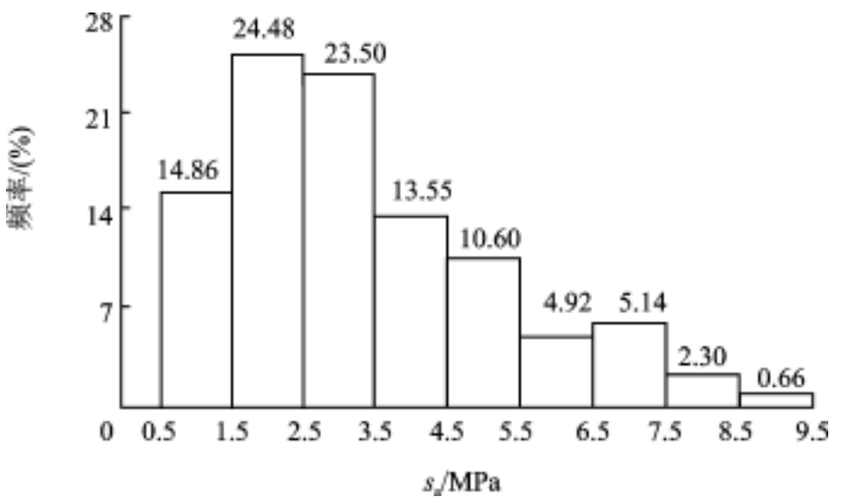


图 5.11　幅值的频率直方图

作图,示于图 5 .12 中。对于 100%的超值累积频率数据点在图中无法示出,故略去。由图可见,各数据点呈直线关系,表明幅值遵循威布尔分布。

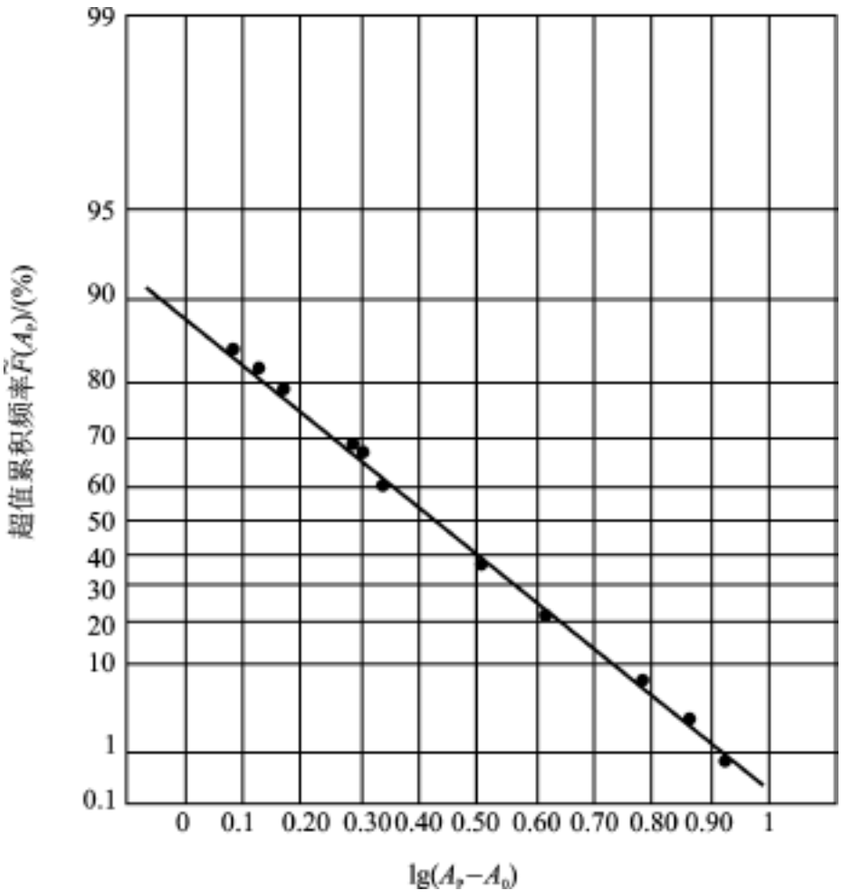


图 5 .12　$p-A$ 图

5 .5　变均值法

波动中心法一般适用于对称型载荷-时间历程(如图 5 .13(a)所示),如汽车和拖拉机等转轴的受载情况。但实践经验表明:对于非对称型载荷-时间历程(图 5 .13(b)所示),如飞机或直升机部件受载情况,简化结果则与实际情况相距甚远。其主要问题在于波动中心法以统一的总平均值 $\bar{a}$ 代替所有载荷循环的均值,这样必然造成过份的失真。因此,还应考虑载荷均值的变化,从而发展有变均值法。

变均值法是以相同的幅值作为一组,采用各个“组平均值”。利用表 5 .2 所示雨流-回线计数法的处理结果,可以列出幅值-均值频数表(表 5 .5)。表中按幅值大小共分 9 组。每一列中频数的和即为组频数。组平均值为以频数为权的加权平均值,如第 4 组的组平均值等于

$$\frac{13\times 7+43\times 9+52\times 11+16\times 13}{13+43+52+16}=10.145$$

这样,根据表 5 .5 中数据,可得组平均值随幅值的变化曲线,以取代总平均值。再将幅值叠加

于组平均值曲线之上。

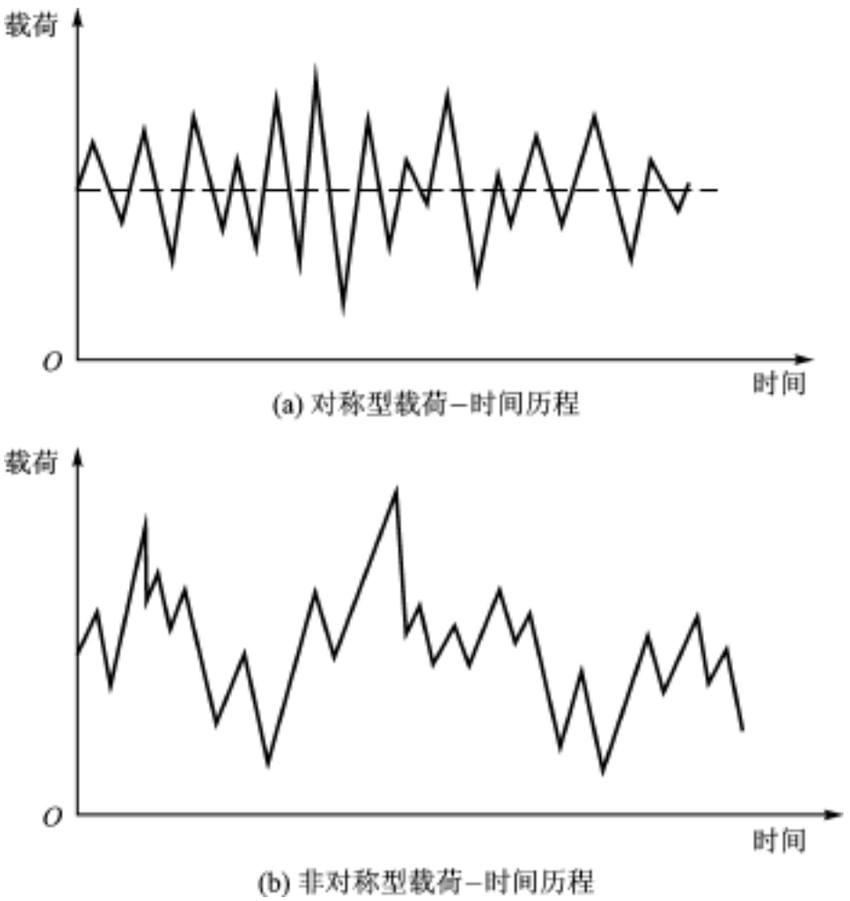


图 5.13　载荷-时间历程

表 5.5　二维疲劳载荷分组数据

		幅　值								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
均值	6	11	0	25	0	8	0	0	0	0
	7	0	33	0	13	0	17	0	0	0
	8	30	0	54	0	33	0	12	0	0
	9	0	72	0	43	0	9	0	10	0
	10	45	0	68	0	42	0	27	0	4
	11	0	64	0	52	0	19	0	11	0
	12	32	0	57	0	14	0	8	0	2
	13	0	48	0	16	0	0	0	0	0
	14	18	0	11	0	0	0	0	0	0
	15	0	7	0	0	0	0	0	0	0
组频数		136	224	215	124	97	45	47	21	6
组平均值		10.235	10.321	9.767	10.145	9.278	9.089	9.83	10.048	10.667

最新实验研究指出:雨流-回线计数法和变均值法的联用效果甚佳。试验是在 MTS 电液伺服疲劳试验机上进行的。将实测随机载荷与经雨流-回线计数处理后编制的变均值程序块谱,施加于等同的各个试样,做对比试验。试验结果列于表 5 .6 中。从表中可以看出,采用随机载荷谱与短周期变均值块谱试验,二者测得的疲劳寿命符合很好,无显著差异。由此可得出结论,按雨流-回线法计数,采取短周期变均值程序加载,则载荷先后次序和过载迟滞效应等影响可忽略不计。此处,短周期指的是在试验寿命中周期总数大于 100。该法能真实地模拟构件所承受的随机载荷,适用于室内疲劳试验。以后还会看到,根据程序块载荷谱很便于进行疲劳寿命理论估算。

表 5 .6　谱型对比试验数据

谱型 寿命	试件 序号	随机载荷谱	短周期变均值块谱	长周期变均值块谱
裂纹形成寿命 N /循环	1	44 700	56 500	55 700
	2	56 000	48 500	82 300
	3	47 800	54 800	73 300
	4	60 600	46 000	65 300
	5	58 200	48 100	85 000
	6	56 100		82 000
	平均值	53 900	50 780	74 000
裂纹扩展寿命 N^* /循环	1	61 400	30 000	55 300
	2	25 070	30 800	41 700
	3	22 500	33 900	47 700
	4	25 000	32 600	41 200
	5	25 400	32 500	49 700
	6	21 900		59 100
	平均值	30 212	31 960	49 117
全寿命/循环	1	106 100	86 500	111 000
	2	81 070	79 300	12 400
	3	70 300	88 700	121 000
	4	85 600	78 600	106 500
	5	83 600	80 600	134 700
	6	78 000		141 500
	平均值	84 112	82 740	123 117

5.6 二维疲劳载荷分布

进行可靠性设计时,作用于结构上的应力幅值和应力均值可视作二维连续型随机变量。研究结果表明,应力幅值 s_a 通常遵循半正态分布或三参数威布尔分布,而应力均值 s_m 则通常遵循三参数威布尔分布或正态分布。首先,假定应力幅值 s_a 遵循三参数威布尔分布,应力遵循 s_m 服从正态分布,且应力幅值与应力均值相互独立,则疲劳应力的二维概率密度函数为

$$f(s_a, s_m) = \frac{b}{A_a - A_0} \cdot \left(\frac{s_a - A_0}{A_a - A_0} \right)^{b-1} \cdot \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \cdot \exp\left\{ -\left[\left(\frac{s_a - A_0}{A_a - A_0} \right)^b + \frac{(s_m - \mu)^2}{2\sigma^2} \right] \right\}$$

式中,μ、σ、A_0、A_a、b 为待定参数。其二维概率密度曲面示于图 5.14 中。

再假定应力幅值 s_a 遵循半正态分布,应力均值 s_m 遵循正态分布,且二者相互独立,则疲劳应力的二维概率密度函数为

$$f(s_a, s_m) = \frac{1}{\pi\sigma_t\sigma} \cdot \exp\left\{ -\frac{1}{2}\left[\left(\frac{s_a - \mu_t}{\sigma_t} \right)^2 + \left(\frac{s_m - \mu_t}{\sigma} \right)^2 \right] \right\}$$

式中:μ_t 和 σ_t 均为半正态分布的母体参数;μ 和 σ 分别为正态分布的母体平均值与标准差。其二维概率密度曲面示于图 5.15 中。

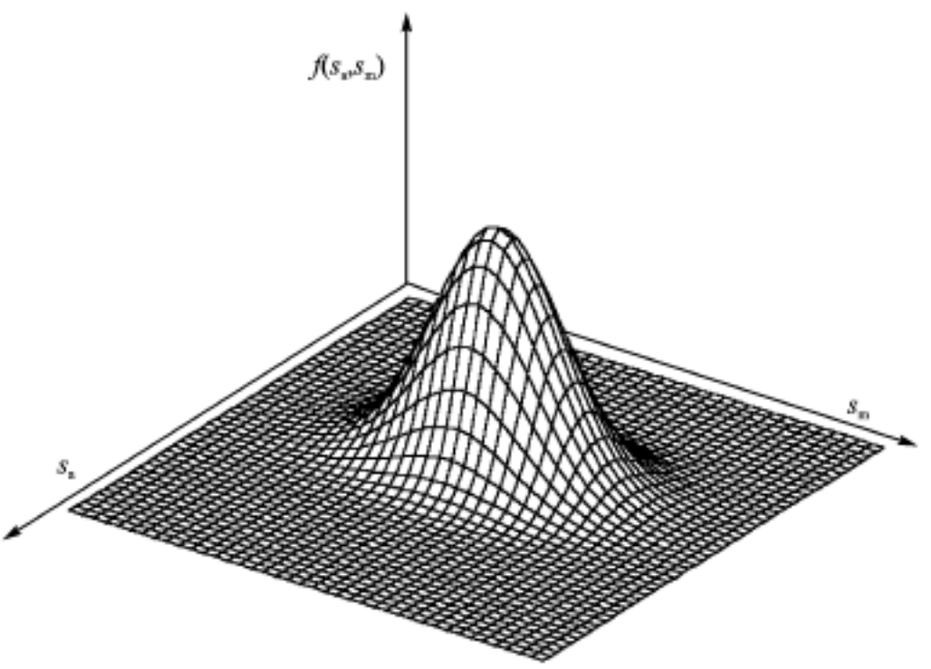


图 5.14 威布尔分布和正态分布的二维概率密度曲面

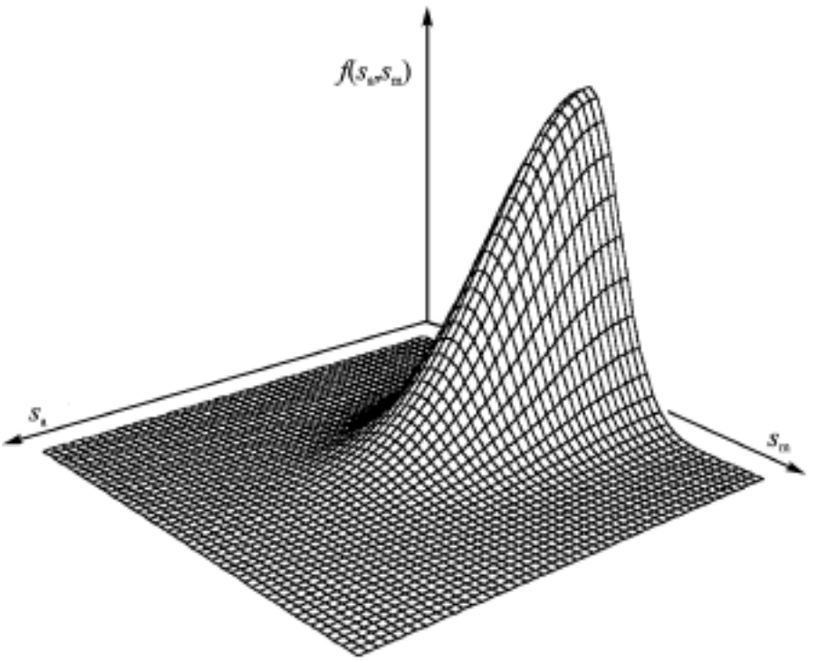


图 5.15　半正态分布和正态分布的二维概率密度曲面

5.7　裂纹形成的损伤当量折算

在编谱过程中,总出现有频数很高、幅值很小的载荷,此类载荷统称“高频数小载荷”。对零、部件进行全尺寸试验时,施加此类载荷所需的时间常常占总试验时间的大部分。因此,必须将高频数小载荷按疲劳损伤等效的原则,折算成“低频数大载荷”,以压缩试验时间。在裂纹形成阶段,常以 Miner 线性累积损伤理论作为损伤当量折算的基础。Miner 线性累积损伤理论以“循环比”表示疲劳损伤度,当在整个工作期间各级应力水平对构件所造成的损伤度总和累积至 1(100%)时,构件即发生疲劳破坏(出现工程裂纹)。详细介绍参见 6.1.2 节。

设在一个周期内应力幅值 s_a 包含 $i = 1, 2, \cdots, h$ 级;应力均值 s_m 包含 $j = 1, 2, \cdots, k$ 级,则根据 Miner 线性累积损伤理论可知,某应力水平(s_{ai}, s_{mj})造成的损伤为

$$D_1 = \sum_{j=1}^{k} \sum_{i=1}^{h} \frac{n(s_{ai}, s_{mj})}{N(s_{ai}, s_{mj})} \tag{5.4}$$

式中:$n(s_{ai}, s_{mj})$为载荷谱一周期内应力水平(s_{ai}, s_{mj})对应的循环数;$N(s_{ai}, s_{mj})$为应力水平(s_{ai}, s_{mj})单独作用下的破坏循环数(裂纹形成寿命)。如以 s_{eq} 和 n_{eq} 分别表示某一当量应力水平和当量循环数,N_{eq} 表示在此当量应力水平单独作用下的破坏循环数,根据线性累积损伤理论,当量应力循环所造成的损伤为

$$D_2 = \frac{n_{eq}}{N_{eq}}$$

按损伤等效原则,令 $D_2 = D_1$ 可得

$$\frac{n_{eq}}{N_{eq}} = \sum_{j=1}^{k}\sum_{i=1}^{h}\frac{n(s_{ai}, s_{mj})}{N(s_{ai}, s_{mj})} \tag{5.5}$$

利用式(5.5)进行损伤当量折算时,等式右边为一已知数值。从待折算的各级应力循环中选取一较大应力水平作为当量应力水平 s_{eq},根据广义 $S-N$ 曲面方程,求得在当量应力水平作用下的破坏循环数 N_{eq}。由于将较小的各级应力水平向较大的当量应力水平折算,所以根据式(5.5)求得的当量循环数 n_{eq} 较低,据此进行疲劳试验可大量节省时间。

实验表明:高频数小载荷的应力循环不受加载先后次序的影响。表5.7和表5.8分别列出合金钢(30CrMnSiNi2A)和铝合金(LY12)试样的裂纹形成寿命试验结果。试验是在随机加载下进行的,试样为板材,应力集中系数 $K_t = 3.667$。可以看出:按加速谱加载对构件造成的损伤与原实测谱的结果一致,即二者给出的裂纹形成寿命(周期数)相当。但加速试验可大量压缩时间,其所占用的机时(循环次数)只有原谱的1/4左右。

表5.7 合金钢试样裂纹形成寿命试验结果

试件编号	实测谱试验周期数(6 906循环/周期)	加速谱试验周期数(1 781循环/周期)
1	36	32
2	35	29
3	40	47
4	37	41
5		31
平均值	37	37.25

表5.8 铝合金试样裂纹形成寿命试验结果

试件编号	实测谱试验周期数(6 906循环/周期)	加速谱试验周期数(1 634循环/周期)
1	45	45
2	38	43
3	40	60
4	37	38
5	44	26
平均值	40.8	42.4

5.8　裂纹扩展的损伤当量折算

试验结果指出,在工程裂纹形成以前,低于构件疲劳极限的"欠应力"基本上不引起疲劳损伤。甚至由于诱载(coaxing)强化效应,有时还会对疲劳强度产生有益的影响。即使略高于构件疲劳极限的应力,也很少起作用,当利用式(5.5)进行折算时,常给出很小的当量值。但是,一旦由于较大的应力循环使其产生工程裂纹后,与欠应力所对应的应力强度因子变程 ΔK 就有可能超过疲劳断裂门槛值 ΔK_{th} 而引起裂纹扩展。在实践中也曾发现,这些对裂纹形成无损伤作用的为数众多的欠应力循环,对裂纹扩展会有贡献。

需要特别指出的是,本节所涉及的广义断裂 $S-N^*$ 曲面等概念将在后面的第七章中有较深入详细的介绍,此处就不多述。根据线性累积损伤理论,可将高频数小载荷折算成低频数较大载荷。设各级高频数小载荷的应力循环所造成的损伤为

$$D_1^* = \sum_{j=1}^{k}\sum_{i=1}^{h}\frac{n(s_{ai},s_{mj})}{N^*(s_{ai},s_{mj})} \tag{5.6}$$

式中:$n(s_{ai},s_{mj})$ 为载荷谱一周期内应力水平 (s_{ai},s_{mj}) 对应的循环数;$N^*(s_{ai},s_{mj})$ 为应力水平 (s_{ai},s_{mj}) 单独作用下的破坏循环数(裂纹扩展寿命)。如以 s_{eq} 和 n_{eq} 分别表示某一当量应力水平和当量循环数,N_{eq}^* 表示在此当量应力水平单独作用下的破坏循环数(裂纹扩展寿命),则当量应力循环所造成的损伤为

$$D_2^* = \frac{n_{eq}}{N_{eq}^*}$$

按损伤等效原则,令 $D_2^* = D_1^*$,可得

$$\frac{n_{eq}}{N_{eq}^*} = \sum_{j=1}^{k}\sum_{i=1}^{h}\frac{n(s_{ai},s_{mj})}{N^*(s_{ai},s_{mj})} \tag{5.7}$$

利用式(5.7)进行损伤当量折算时,等式右边为一已知数值。从待折算的各级应力循环中选取一较大应力水平作为当量应力水平 s_{eq},根据广义断裂 $S-N^*$ 曲面方程,求出在当量应力水平作用下的破坏循环数 N_{eq}^*。同理,由于将较小的各级应力水平向较大的当量应力水平折算,所以根据式(5.7)求得的当量循环数 n_{eq} 较低。

实验表明:在裂纹扩展阶段,高频数小载荷的应力循环也不受加载先后次序的影响。表5.9和表5.10分别列出合金钢(30CrMnSiNi2A)和铝合金(LY12)试样的裂纹扩展寿命试验结果。试验是在随机加载下进行的,试样为板材,$a_0 = 0.5$ mm。可以看出,按加速谱加载对构件造成的损伤与原实测谱的结果一致,即二者给出的裂纹扩展寿命(周期数)相当。但加速试验可大量压缩时间,其所占用的机时(循环次数)不到原谱的1/4。

表 5 9　合金钢试样裂纹扩展寿命试验结果

试件编号	实测谱试验周期数 (6 906 循环/ 周期)	加速谱试验周期数 (1 663 循环/ 周期)
1	17	18
2	8	8
3	21	19
4	15	19
5		4
平均值	15 .3	16

表 5 .10　铝合金试样裂纹扩展寿命试验结果

试件编号	实测谱试验周期数 (6 906 循环/ 周期)	加速谱试验周期数 (1 616 循环/ 周期)
1	49	42
2	36	60
3	52	46
4	36	35
5	56	35
平均值	45 .8	43 .6

5 .9　飞机加速试验载荷谱的编制

根据产品的工作条件和性质,按其对构件造成疲劳损伤的主次,实测载荷-时间历程(见图 5 .16)中的载荷循环可以分为三类:

主波:主波指造成疲劳损伤的主要载荷循环,即能构成较大的迟滞回环的载荷循环。此类波形基本上代表构件的工作载荷。它们在载荷谱中所占的数量虽然很少,但是每个循环对结构造成的损伤却很大。由于在这类载荷作用下结构应力集中区往往进入塑性变形状态,载荷循环先后交互作用十分复杂,所以在编制试验谱时应保持实测载荷随时间变化的自然形态。

二级波:构件在工作过程中,除了承受主要的工作载荷外,常常伴随有次要的或回弹振动的载荷。这些载荷循环表现为二级波,构成较小的迟滞回环。如歼击机作机动飞行时,在大的机动过载循环(主波)中,总伴随有由突风或动作前后引起的小载荷循环(二级波)。按雨流-回线计数法,此类二级波易于与主波区别开来。如 5 .7 节和 5 .8 节所述,在试验谱中可以将多个较小二级波折算成一个较大的二级波。

三级波:三级波是一些不造成疲劳损伤的高阶小量循环,数量极多。此类波形在磁带记录

上呈细微的锯齿状。在数据预处理阶段,应设置“门槛值”,将其滤掉。

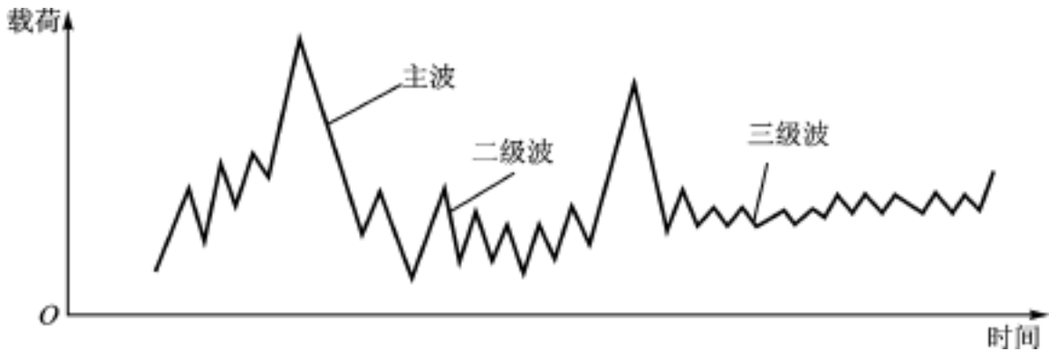


图 5.16　实测载荷-时间历程

由此可见,我们只需考虑与疲劳损伤有关的主波及二级波。但这三类载荷循环的分类随疲劳损伤的不同阶段而有所改变。在裂纹形成阶段,结构的损伤表现为结构内部的滑移带形成和微裂纹萌生,此时低于疲劳极限的载荷循环实际上不造成结构的损伤,可以划为三级波。在裂纹扩展阶段,即存在工程可检裂纹时,原低于疲劳极限的三级波将可能归属二级波,低于疲劳裂纹扩展门槛值的载荷循环方可作为三级波。造成裂纹中速扩展的载荷循环属于二级波;造成裂纹以较快速度扩展的载荷循环属于一级波。

对于在主波上载有二级波的情况(见图 5.17),可将它们分解为两个独立的完整循环,如图 5.18 所示。然后,可将此大、小两个循环合并为一较大的循环。设大、小两个应力循环分别

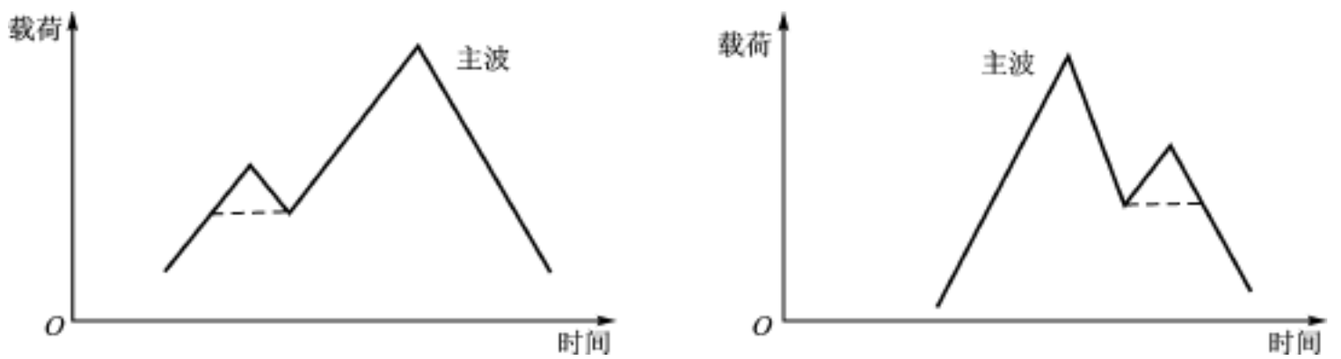


图 5.17　典型载荷-时间历程

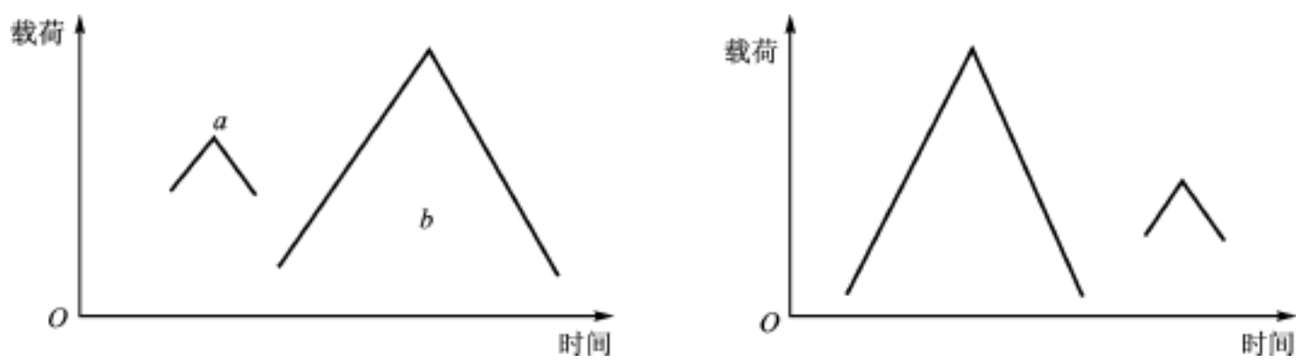


图 5.18　分解出的独立完整循环

造成的疲劳损伤为 $1/N_a$ 和 $1/N_b$;合并后的较大应力循环造成的疲劳损伤为 $1/N$,按损伤等效原则,有

$$\frac{1}{N_a}+\frac{1}{N_b}=\frac{1}{N}$$

上式左端为一已知数值,由此可求出 N 值,再根据 N 值求得合并后应力循环的大小。这样,将载波向主波上作损伤当量折算,有利于加速试验。

习题与思考题

习　题

5.1　什么是疲劳载荷谱?什么是疲劳应力谱?分别列出战斗机和运输机的主要疲劳载荷源。

5.2　疲劳载荷谱为什么和疲劳裂纹形成和扩展的机理有关联?疲劳载荷随机过程可以从哪几方面进行研究?有何特点?

5.3　雨流计数法有何特点?为什么得到了广泛的应用?

5.4　采用雨流法对图 5.19 所示的应力—时间历程进行计数,并作出应力幅值分布直方图和应力幅值的累积频率曲线。

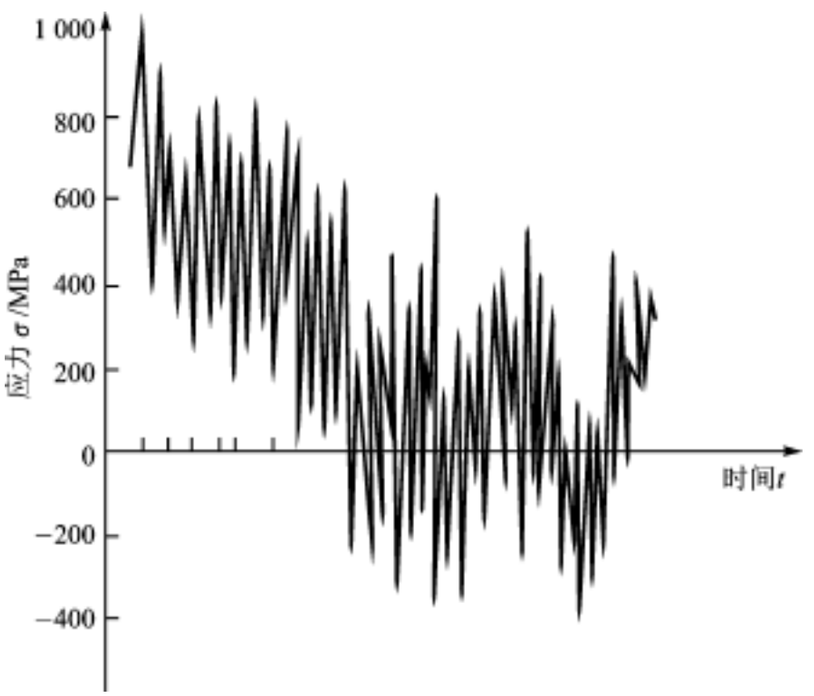


图 5.19　载荷 - 时间历程

5.5　对歼击机和运输机谱型进行低载截除,哪种谱型的低载截除对疲劳寿命有更大的敏感性?

5.6　设图 5.19 所示为一个载荷块，那么对于 45 钢的标准试样，可以承受多少个图示的载荷块？

思考题

5.7　现在世界各国采用的飞机结构疲劳载荷谱中，截取级为 10 次/1 000 次飞行或 10 次/一个使用寿命，而当代歼击机使用寿命已达到 8 000 飞行小时或更多的起落次数，运输机使用寿命已超过 50 000 飞行小时(或起落次数)，问哪一种取法更偏安全(或保守)一些？你对高载截取准则的选取有何建议？

5.8　在相同型号的飞机群中，*A*，*B* 和 *C* 三架飞机在相同的飞行时间内，由于执行任务的不同形成了三种差别很大的疲劳载荷谱，其超越数曲线分别如图 5.20 所示，试判断哪架飞机的寿命更短？

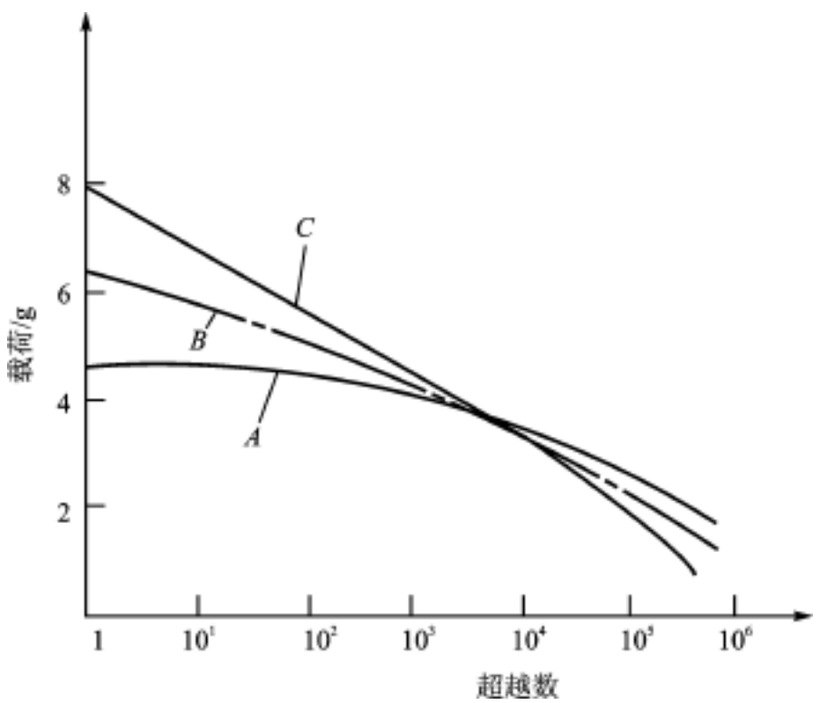


图 5.20　三架飞机超越数谱

5.9　图 5.21 所示为一典型地-空-地载荷谱。现在要将几种原型方案进行对比试验，试将图示的载荷谱加以简化，以便进行试验，并提出五种各有优缺点的简化载荷谱，以供选择。你提出的五种载荷谱是否具有某种共性？

5.10　试确定图 5.21 所示的拉伸过载在什么情况下是有利的，在什么情况下是有害的，在什么情况下对零件疲劳寿命的影响非常小，并说明其原因。

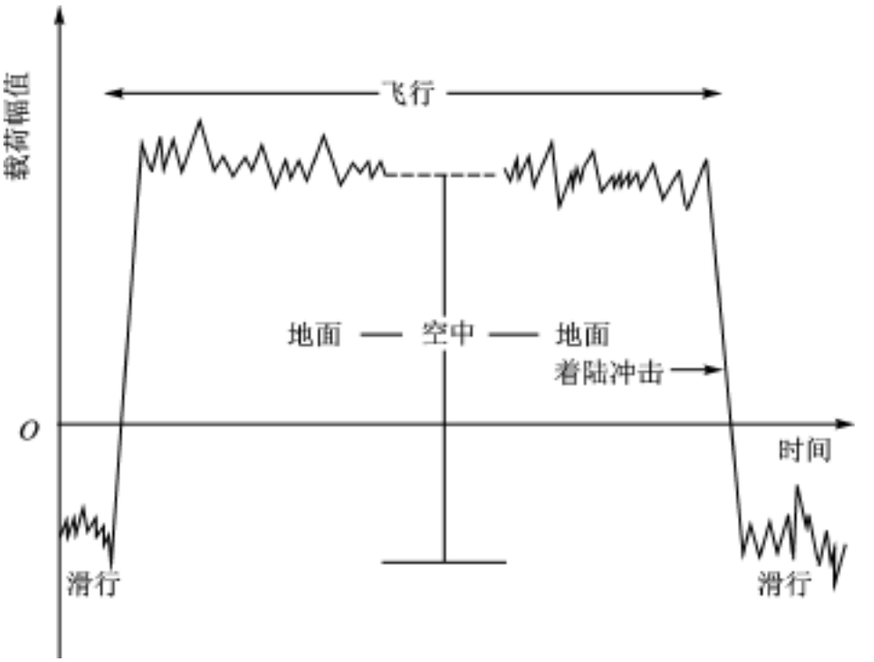


图 5 .21　飞行载荷谱

$$T \cdot \sum_{j=1}^{h} \sum_{i=1}^{h} \frac{n(s_{ai}, s_{mj})}{N(s_{ai}, s_{mj})} = a \tag{6.5}$$

$$T \cdot \int_{(s_m)_{min}}^{(s_m)_{max}} \int_{(s_a)_{min}}^{(s_a)_{max}} \frac{n_T f(s_a, s_m)}{N(s_a, s_m)} \mathrm{d}s_a \mathrm{d}s_m = a \tag{6.6}$$

下面通过翼梁下突缘的例子说明,利用线性累积损伤理论进行飞机构件安全寿命估算的方法。考虑如图 5.2 所示应力谱作用下的机翼下突缘,首先将应力谱具体表示出来。对于滑行载荷,平均应力为 - 38 MPa;对于突风和机动,平均应力为 100 MPa;着陆撞击所引起的应力也假设在 100 MPa 上下变化。除此之外,每次飞行中还发生一次由 - 38 MPa 到 100 MPa 的应力循环,即地-空-地循环。地-空-地循环的平均应力为

$$s_m = \frac{s_{max} + s_{min}}{2} = \frac{100\ \text{MPa} - 38\ \text{MPa}}{2} = 31\ \text{MPa}$$

应力幅为

$$s_a = s_{max} - s_m = 100\ \text{MPa} - 31\ \text{MPa} = 69\ \text{MPa}$$

其他加载情况的应力幅值 s_a 在表 6.1 和表 6.2 中给出,表中的应力单位为 MPa, R 是应力比, n_i 是每次飞行出现的次数。破坏循环数 N_i 是根据模拟试验所做的各种应力比的 $S-N$ 曲线得到。当给定 R 值及最大应力 s_{max},即可查出 N_i 值。对于 $N_i > 10^7$,损伤比 n_i/N_i 可忽略不计。表 6.1 中给出了在前 9 次飞行中,每次飞行的损伤比总和为 7.8×10^{-5}。

表 6.1　前 9 次飞行损伤比

载荷来源	s_m	s_a	R	n_i	N_i	n_i/N_i
滑行	- 38	20	3.2	8	$>10^7$	
	- 38	40	- 39	1	$>10^7$	
突风和机动	100	20	0.67	28	$>10^7$	
	100	40	0.42	1	9×10^5	1.1×10^{-5}
	100	60	0.25	1	2×10^5	5×10^{-5}
着陆撞击	100	20	0.67	1	$>10^7$	
地-空-地	31	69	0.38	1	6×10^4	1.7×10^{-5}
$\sum \frac{n_i}{N_i}$						7.8×10^{-5}

第 10 次飞行和前 9 次不同的是包括了 3 次较大的载荷,这些较大的载荷在每 10 次飞行中才遇到一次,表 6.2 中带 * 号的表示由它们所引起的应力。表 6.2 给出了第 10 次飞行的损伤比总和为 2.17×10^{-5}。于是,前 10 次飞行总的损伤比共有

$$9\times7.8\times10^{-5} + 21.7\times10^{-5} = 9.19\times10^{-4}$$

表 6.2　第 10 次飞行损伤比

载荷来源	s_m	s_a	R	n_i	N_i	n_i/N_i
滑行	-38	20	3.2	8	$>10^7$	
	-38	40	-3.9	1	$>10^7$	
	-38	60*	-4.5	1	3×10^5	0.3×10^{-5}
突风和机动	100	20	0.57	28	$>10^7$	
	100	40	0.42	1	9×10^4	1.1×10^{-5}
	100	60	0.25	1	2×10^4	5×10^{-5}
	100	80*	0.11	1	8×10^3	12.5×10^{-5}
着陆撞击	100	20	0.67	1	$>10^7$	
	100	40*	0.42	1	9×10^4	1.1×10^{-5}
地-空-地	31	69	-0.38	1	6×10^4	1.7×10^{-5}
$\sum \frac{n_i}{N_i}$						21.7×10^{-5}

设第 10 次飞行中突风的一个大过载(s_m = 100 MPa, s_a = 80 MPa),使材料强化,提高了疲劳强度。利用强化后的模拟试样试验,得到了强化后构件的 $S-N$ 曲线。采用和确定前 10 次飞行损伤比总和一样的步骤,可以得到强化后(即第 11 次飞行以后)每 10 次飞行的损伤比总和,比如为 6.8×10^{-4}。若总的飞行次数为 T,那么,第 11 次以后损伤比总和应为

$$(T-10)\times\frac{6.8\times10^{-4}}{10}$$

取 $a=1$,按照线性累积损伤理论,由上式可求出

$$9.19\times10^{-4}+(T-10)\times\frac{6.8\times10^{-4}}{10}=1$$

$$T=14\,700(\text{次飞行})$$

显见,在确定 T 的过程中,用到了构件强化前与强化后的两组 $S-N$ 曲线,而 $S-N$ 曲线的确定是很花费人力和物力的。如果前 10 次飞行也近似地采用强化后模拟试验的数据,则计算结果是

$$T\times\frac{6.8\times10^{-4}}{10}=1$$

$$T=14\,710(\text{次飞行})$$

与前者 T = 14 700 相比,相差很小,可见只要测定出强化后模拟试样的 $S-N$ 曲线族即可,而无须测定强化前的 $S-N$ 曲线。由表 6.1 和表 6.2 可以看出,对机翼下突缘的疲劳损伤,主要是突风和机动引起的,而滑行和着陆撞击的影响很小。根据对有关研究资料的分析,机翼的疲劳损伤大致可分成三种情况:对大型民用机和轰炸机,突风起主要作用;对中型歼击

轰炸机,主要是突风和机动;对歼击机,所有的疲劳损伤几乎都是机动引起的。这种说法当然也不是绝对的。业已发现,某型机翼在起落架内侧(靠近机身一边)突缘和腹板连接角材处,曾出现沿翼展方向的疲劳裂纹。据分析,这种破坏可能是由于着陆撞击时剪力所引起的。由于现代军用飞机的多用途化,有时已不能明显地区分以上三种类型的飞机,而需根据实际情况考虑它们的疲劳损伤问题。

6.2　应力严重系数法

飞机结构是由成千上万的零件,通过铆钉、螺钉等紧固件连接而成,所以连接件的寿命估算是飞机结构疲劳寿命估算的一个重要课题。应力严重系数法也是一种名义应力法,主要用于连接件的疲劳寿命估算。由于连接件的疲劳特性在很大程度上受孔的加工情况、紧固件的形式和装配技术等影响,有些影响可通过计算确定,但大部分因素要通过试验才能确定,因此,对结构的连接件进行包括各紧固件所传递的载荷在内的细节分析,找到合适的应力严重系数是确定连接件疲劳强度的关键。

6.2.1　应力严重系数的概念

图 6.6(a)所示是一个承受轴向载荷的组合结构,图 6.6(b)所示是从中取出的一个紧固件的连接情况,把一个紧固件连接的下面一块板拿出来作为分离体(如图 6.7 所示)。由图可见,板受到的载荷可分成两部分:一部分是由旁路通过的载荷 F,另一部分是由紧固件传递的载荷 ΔF。旁路载荷通过开孔的区域时,由于几何形状的改变引起了应力集中(如图 6.8 所示);对板说来,紧固件传递的载荷使开孔处载荷发生突变,同样引起应力集中(如图 6.9 所示)。

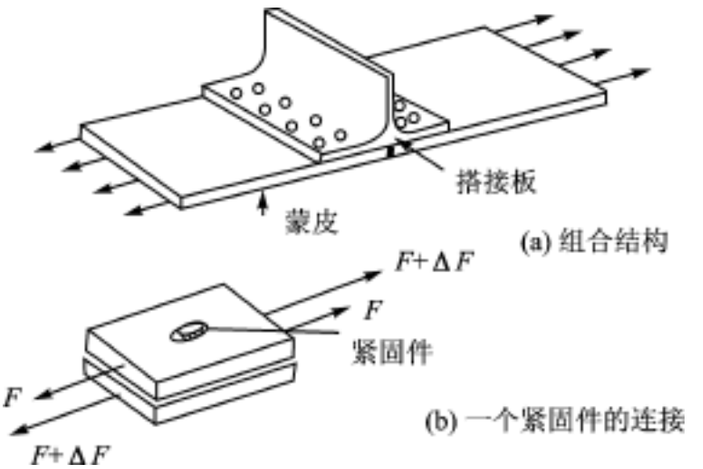


图 6.6　连接件的简单例子

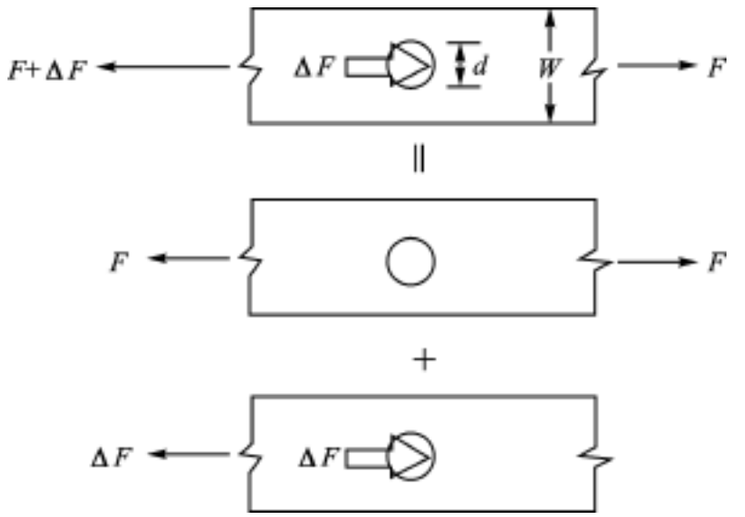


图 6 .7　紧固件处连接板的受力情况

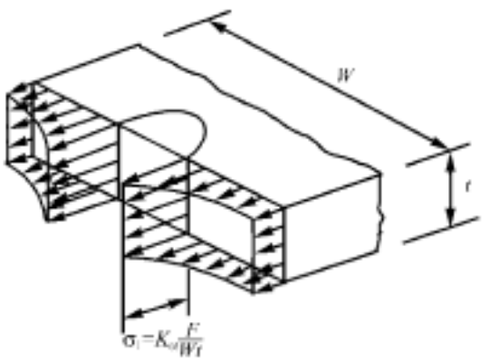


图 6 .8　旁路载荷 F 引起的局部应力

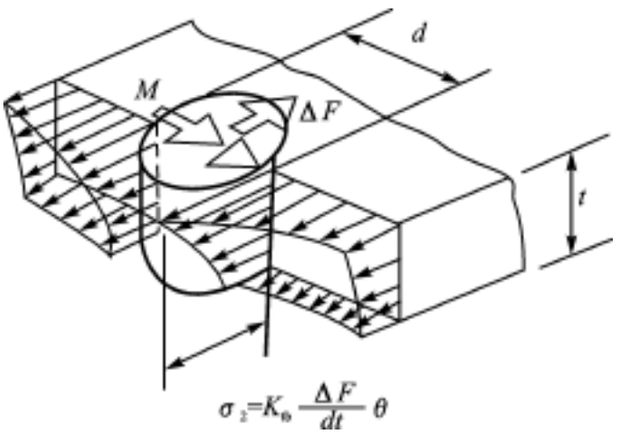


图 6 .9　传递载荷 ΔF 引起的局部应力

旁路载荷 F 引起的最大局部应力 σ_1 为

$$\sigma_1 = K_{tg}\frac{F}{Wt} \tag{6.7}$$

式中：K_{tg} 为旁路毛面积应力的应力集中系数；t 为板的厚度；W 为板的宽度。

紧固件传递载荷 ΔF 引起的局部应力为

$$\sigma_2 = K_{tb}\frac{\Delta F}{dt}\theta \tag{6.8}$$

式中：K_{tb} 为挤压应力引起的应力集中系数；d 为钉孔直径；θ 为挤压应力分布系数。

应力集中系数 K_{tg} 和挤压应力集中系数 K_{tb}，都可以从有关应力集中的资料中直接查到，如图 6 .10 和图 6 .11 所示。挤压分布系数 θ 是考虑孔内侧不均匀挤压的影响，它与板和紧固件的材料、连接厚度与紧固件直径之比以及紧固件的接头形式等因素有关，一般由试验得到。在初步设计时，如果没有试验数据，可以近似地采用图 6 .12 所给的数据。

孔边的最大应力是式(6 .7)和式(6 .8)所表示的两部分应力之和，即

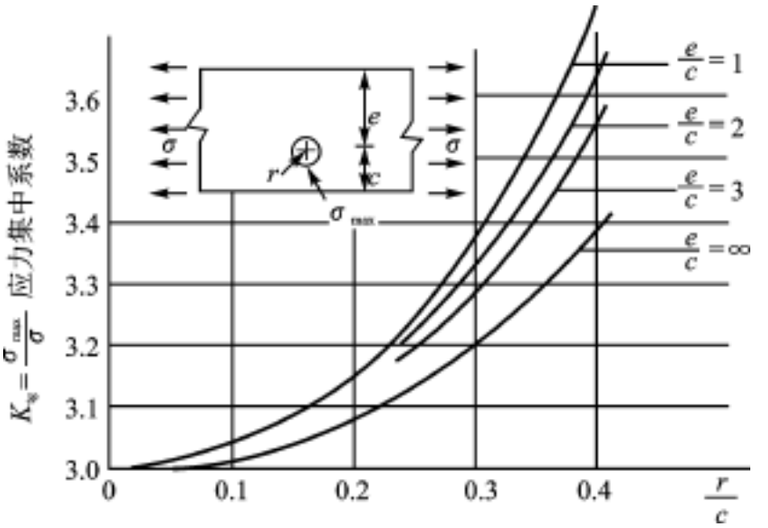


图 6 .10　应力集中系数 K_{tg}

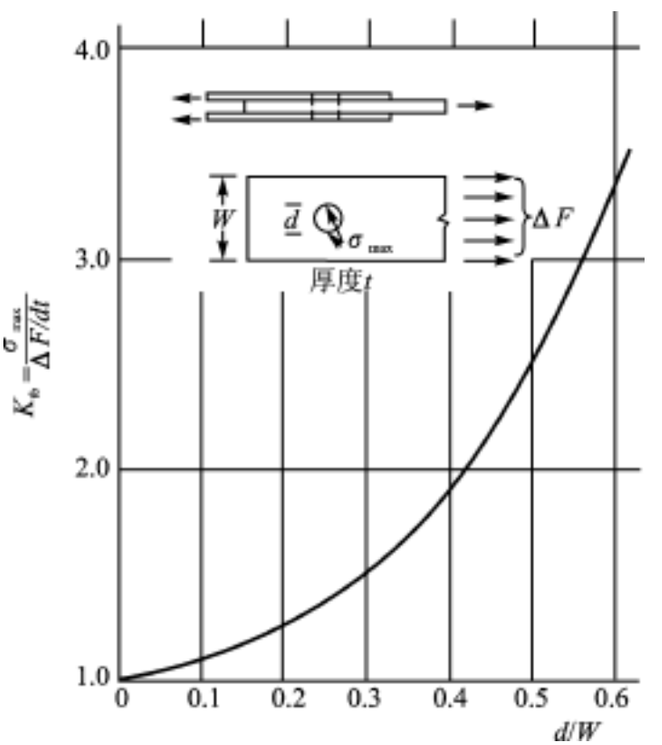


图 6 .11　挤压应力集中系数 K_{tb}

$$\sigma_{max} = K_{tg}\frac{F}{Wt} + K_{tb}\frac{\Delta P}{dt}\theta \qquad (6.9)$$

总的应力集中系数 K_{tA} 则为:

$$K_{tA} = \frac{K_{tg}\dfrac{F}{Wt} + K_{tb}\dfrac{\Delta F}{dt}\theta}{\sigma_{ref}} \qquad (6.10)$$

式中 σ_{ref} 为参考应力,可取钉孔附近毛面积的名义应力

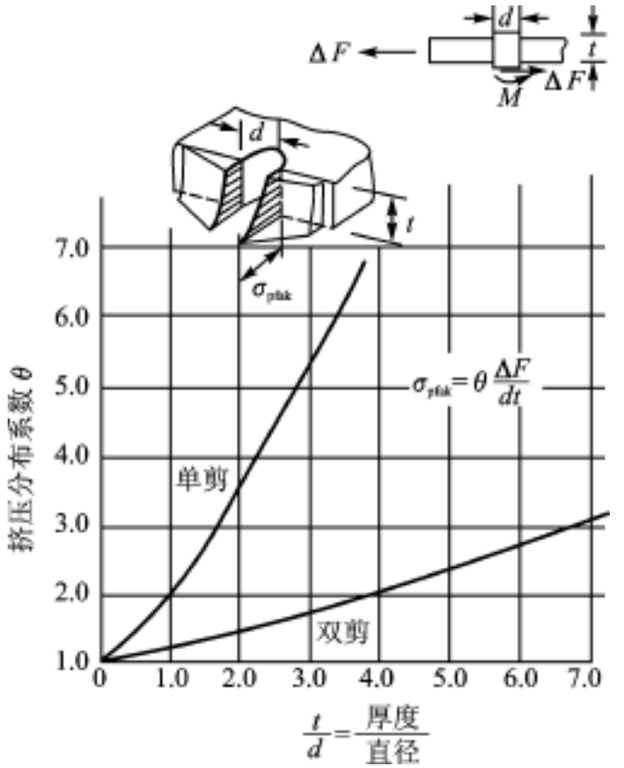


图 6 .12　挤压分布系数 θ

$$\sigma_{ref} = \frac{F}{Wt} \tag{6 .11}$$

仅用总应力中集系数 K_{tA} 还不能很好地反映连接件的疲劳特性,因为它还受紧固件的形式和装配形式的影响。考虑了这些影响因素的总应力集中系数就称为应力严重系数(SSF)。应力严重系数 SSF 可表示为

$$SSF = \alpha\beta K_{tA} \frac{\alpha\beta}{\sigma_{ref}}\left[K_{tg} \frac{F}{Wt} + K_{tb} \frac{\Delta F}{dt}\theta \right] \tag{6 .12}$$

式中:α为孔的表面状态系数;β为紧固件和连接板配合的填充系数。α和 β 一般由试验确定,没有合适的试验数据时,可以粗略地采用表 6 .3 和表 6 .4 所列的数据。应力严重系数表征孔边最大局部应力的大小,是一个无量纲系数,反映了结构疲劳品质的优劣。仅受结构配置参数

表 6 .3　表面状态系数 α

圆角半径	1 .0～1 .5
标准钻孔	1 .0
扩孔或铰孔	0 .9
冷作孔	0 .7～0 .8

表 6 .4　填充系数 β

开孔	1 .0
锁紧钢螺栓	0 .75
铆钉	0 .75
螺栓	0 .75～0 .9
锥形锁紧紧固件	0 .5
高-虎克紧固件	0 .75

的影响,因此,可以把应力严重系数看作应力集中系数 K_t 来进行疲劳分析和寿命估算。在相同的名义应力水平下,SSF 愈大的地方,一般疲劳寿命也愈短。

对于一块如图 6.13 所示的承受拉伸载荷的开孔(钻孔)板,由图 6.10 查得 $K_{tg}=3$;由于 $\Delta F=0$,则无需查 K_{tb};由表 6.3 和表 6.4 查得 $\alpha=1$(钻孔),$\beta=1$(开孔)。把这些数据代入式(6.12),得到的应力严重系数

$$SSF=\frac{1\times 1}{\frac{F}{Wt}}\times 3\times\frac{F}{Wt}=3$$

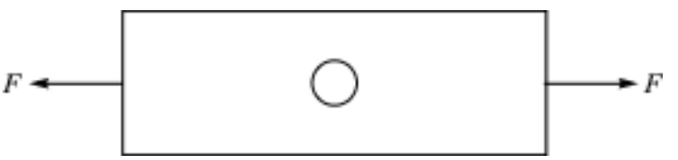


图 6.13　受拉伸载荷的开孔板

由此可见,对于开孔板,其应力严重系数就等于它的应力集中系数。

对于图 6.14 所示一简单连接件(铰孔,$t=d$),由前面的有关图表可查得各系数分别为 $\alpha=0.9$(铰孔),$\beta=0.75$(铆接),$\theta=2.0$(单剪);$K_{tb}=1.26$($d/W=0.2$)。由于旁路载荷为零,传递载荷为 F,所以

$$SSF=\frac{0.9\times 0.75}{\frac{F}{5dt}}\times\left(\frac{F}{dt}\times 2.0\times 1.26\right)=8.5$$

上面介绍了应力严重系数的概念及其计算方法。由举例可知,计算应力严重系数的前提条件是,必须知道所要计算的每一个孔的旁路载荷 F,以及由紧固件所传递的载荷 ΔF。对于飞机结构,常规的应力分析一般不会进行如此细致的计算。因此,采用应力严重系数法进行连接件的疲劳分析时,必须先要对所有危险的紧固件的连接区域,进行详细的载荷分布计算,即细节应力分析。除了极为简单的情况以外,这种连接区域载荷分布的计算一般使用结构力学中的矩阵力法或有限元素法,并借助于计算机来实现。

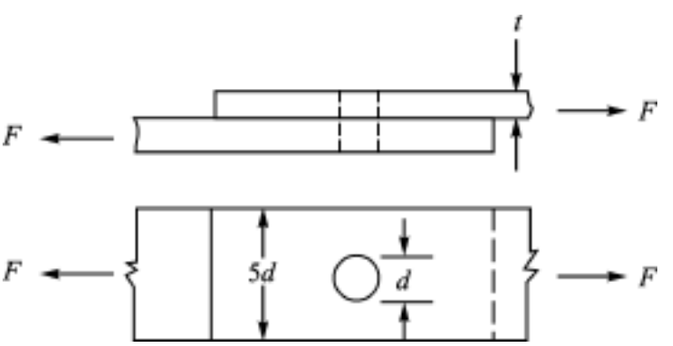


图 6.14　一个紧固件连接的简单连接件

采用矩阵力法或有限元法进行应力分析的方法属于“结构力学”课程的范围,这里不做具体介绍,仅简单讨论一下关于计算模型的简化问题。对于飞机常用的铆接连接,通常进行如下简化:

(1) 长桁简化为板、杆结构。杆只受轴力,不受弯曲;板只受剪力,不受轴力,其承受正应力的能力归并到杆上。

(2) 蒙皮、垫板简化成梁元素(当外载主要为轴力的情况,不计局部弯曲)。

(3) 为简单起见,把紧固件视作受剪后转动,倾倒在被连接的板上的拉压轴力杆,其长度任取一小的数值,如 1 mm 等。

上述(1)、(2)项的杆、板、梁元素是结构力学中常见的单元,而紧固件在细节应力分析中才用到。按(3)简化的拉压轴力杆的刚度,可用紧固件弹簧常数片来表示,或用紧固件常数 C 来表示($K = 1/C$)。C 一般由试验确定,当没有合适的试验数据时可用经验公式。

如图 6.15 所示的双剪形式的紧固件,取平均厚度 $\bar{t} = (2t_s + t_p)/2$;对于钢板和钢紧固件,或者是铝板、铝带板和铝紧固件的情况,有

$$C = \frac{45.7}{E\bar{t}}\left\{1.3 \times \left(\frac{\bar{t}}{d}\right)^2\left[2.12 + \left(\frac{\bar{t}}{d}\right)^2\right] + 1.0\right\} \quad (\text{mm/N})$$

式中 E 为紧固件的弹性模量。对于铝板和钢紧固件的情况,有

$$C = \frac{45.7}{E\bar{t}}\left\{1.3 \times \left(\frac{\bar{t}}{d}\right)^2\left[2.12 + \left(\frac{\bar{t}}{d}\right)^2\right] + 1.87\right\} \quad (\text{mm/N})$$

图 6.15　双剪形式的紧固件

对于如图 6.16 所示的单剪情况,只要用当量厚度 $t_{eq} = t_1 + t_2$ 代替 $\bar{t}$ 即可。

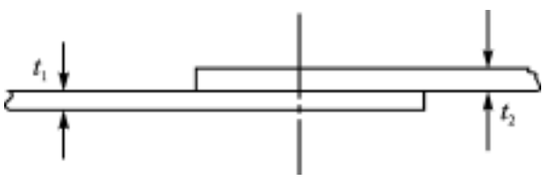


图 6.16　单剪形式的紧固件

6.2.2　寿命估算方法

经过细节应力分析,知道了各孔的传递载荷和旁路载荷,就可以计算各元件上孔的应力严重系数,再结合材料的疲劳特性 $S-N$ 曲线和等寿命图,就可进行寿命估算。这里不仅需要光滑试样($K_t = 1$)的等寿命图,而且需要各种不同应力集中系数的等寿命图,以反映不同应力严重系数孔周围材料的不同疲劳性能。实际上只需有 3、4 种典型应力集中系数的等寿命图就可以。对应于其他应力集中系数的等寿命图,可由这些等寿命图进行内插或外推而得到。图 6.17是 LY12CZ 铝合金材料在应力集中系数 K_t 分别为 1、2、3 和 4 下的等寿命图。

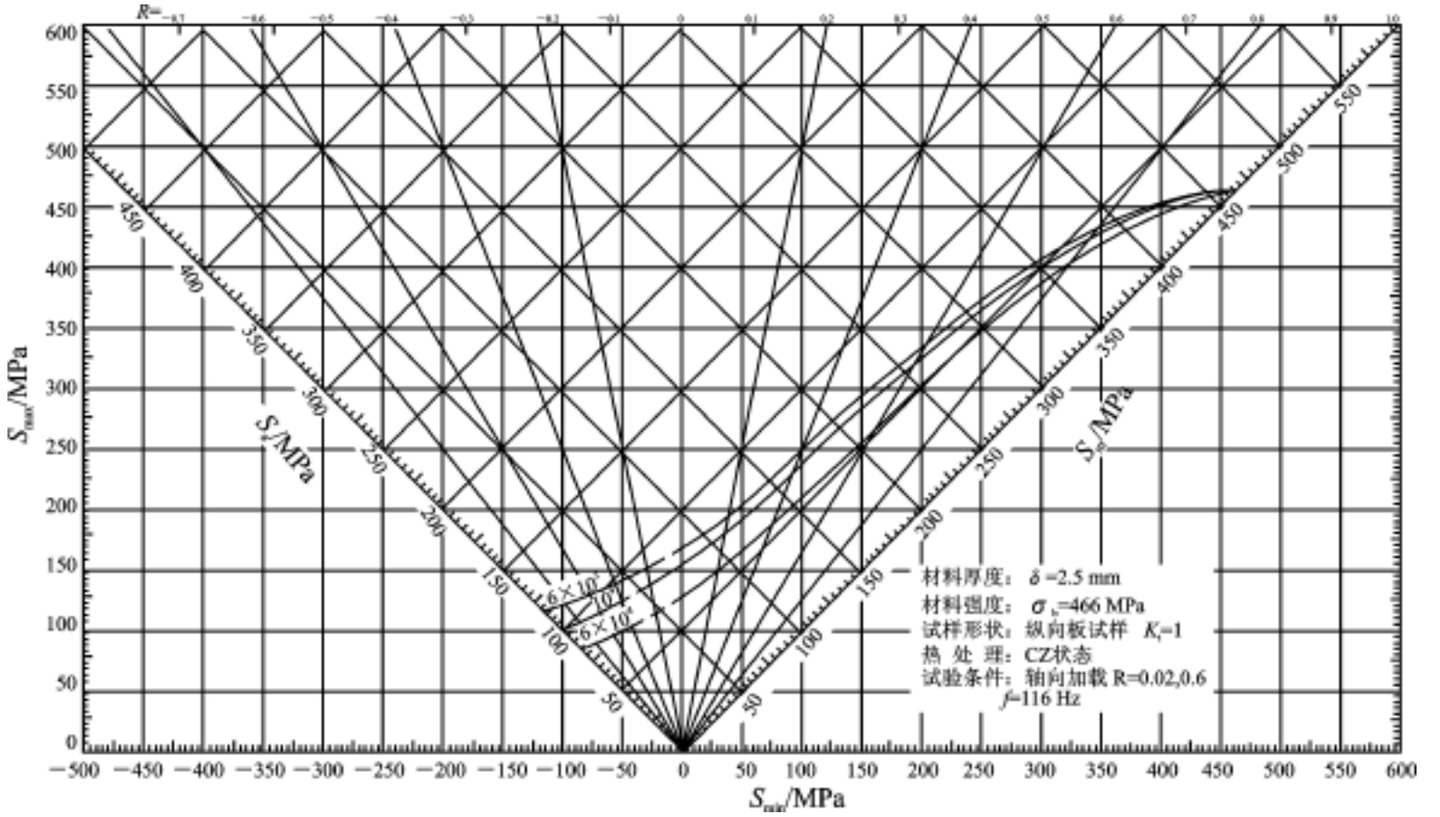


图 6 .17(a)　LY12CZ 铝合金板材光滑试样(K_t = 1)的等寿命图

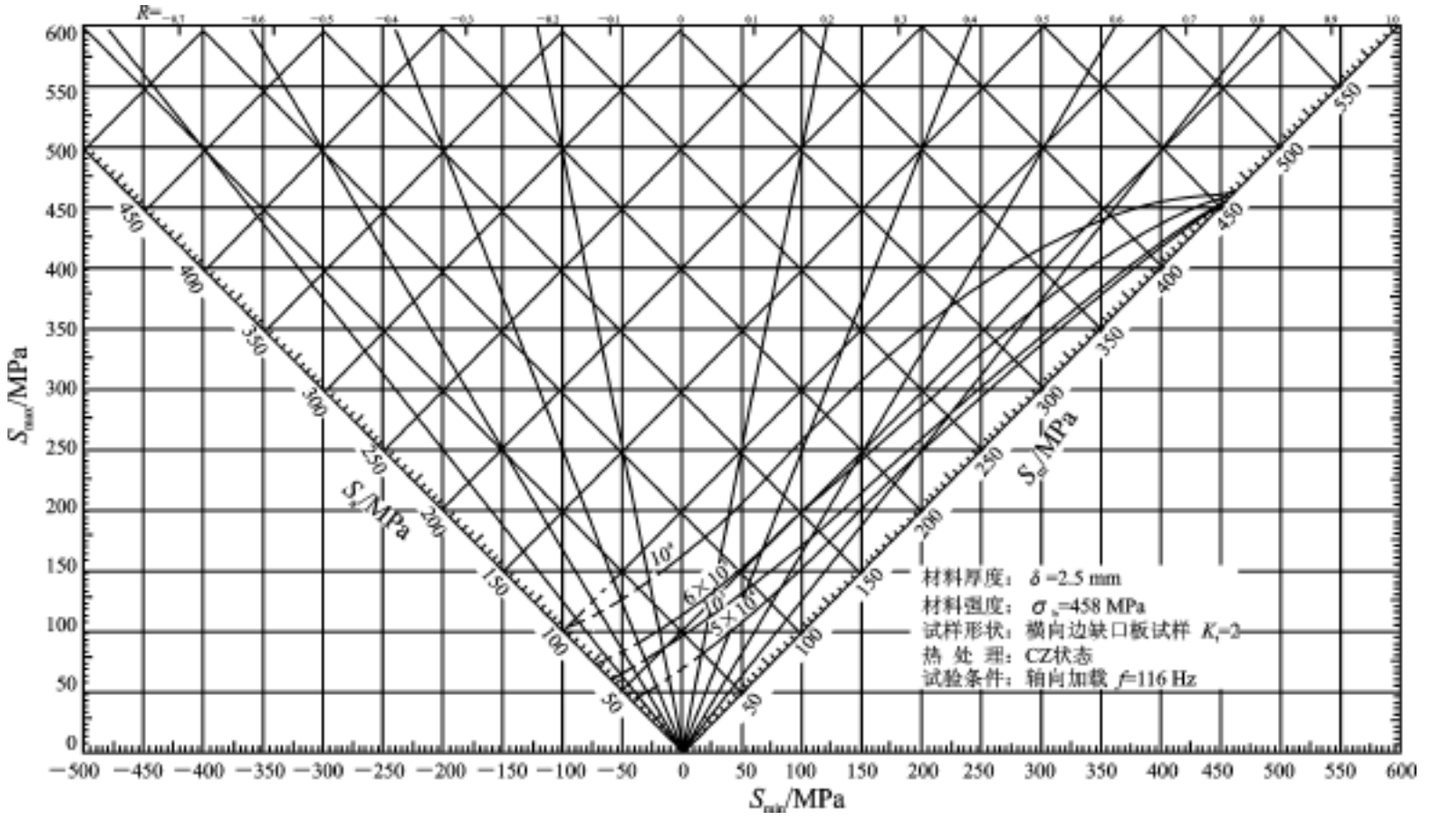


图 6 .17(b)　LY12CZ 铝合金板材试样(K_t = 2)的等寿命图

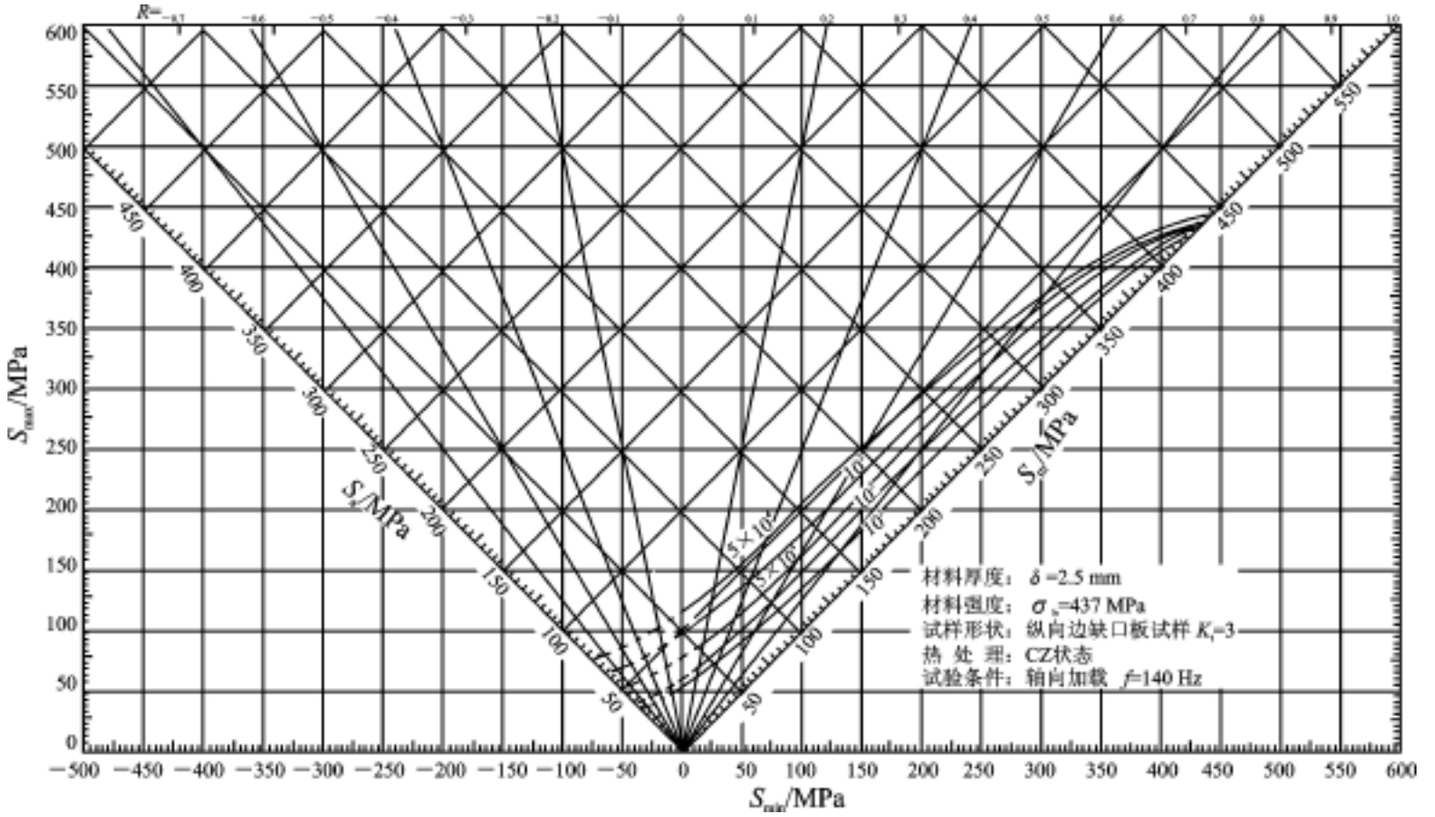


图 6 .17(c)　LY12CZ 铝合金板材试样(K_t = 3)的等寿命图

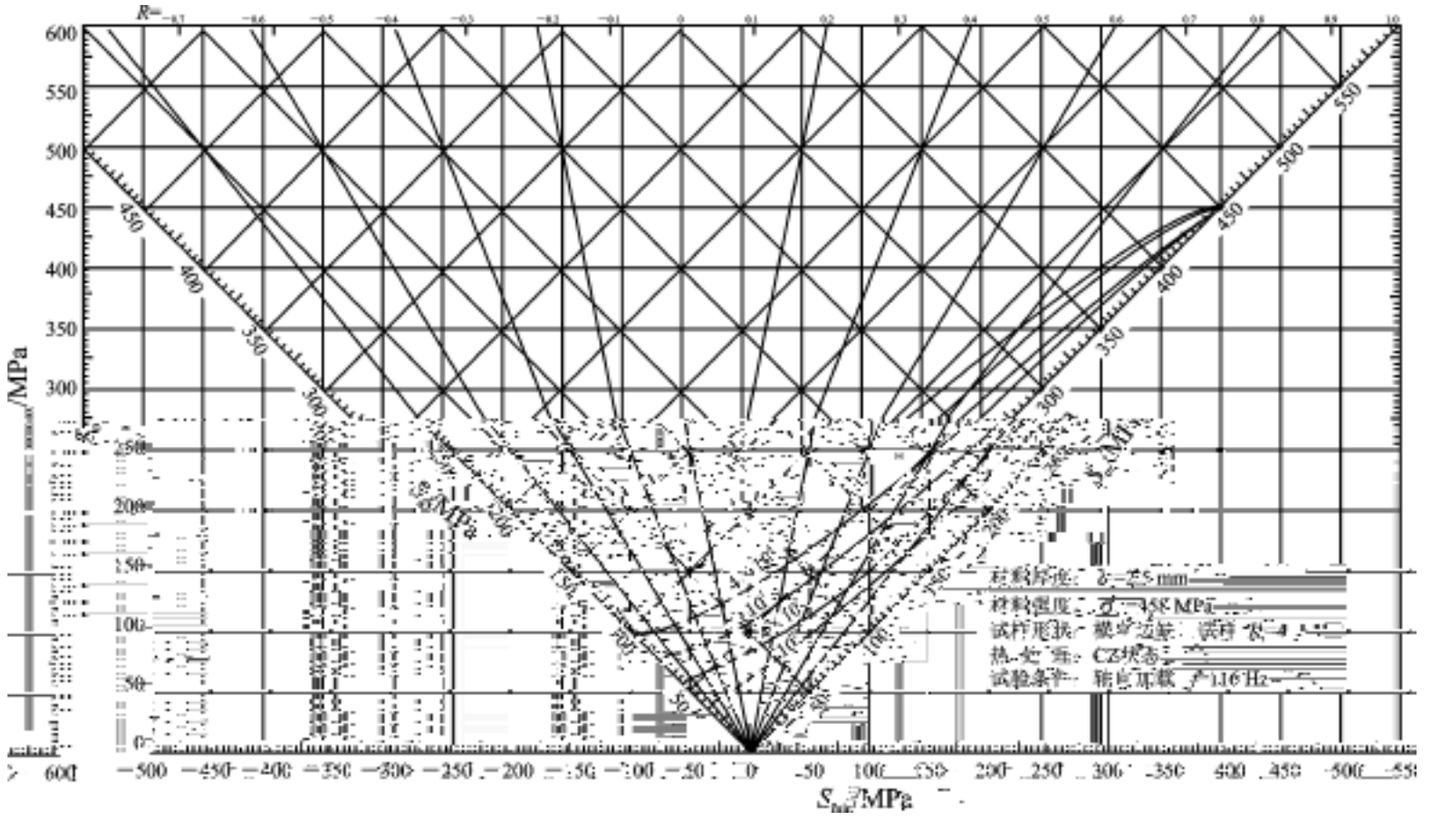


图 6 .17(d)　LY12CZ 铝合金板材试样(K_t = 4)的等寿命图

疲劳寿命估算时,把应力严重系数作为相当的应力集中系数,也就是说,具有某一应力严重系数的孔边材料的疲劳寿命,与具有相同大小的应力集中系数的材料的疲劳寿命相等。如图 6 .18 所示双重件为某飞机主起落架滑轨上含组合孔的连接件, $dt = 2\,d_{tb}$ $t = 267\ .1\ \text{mm}^2$, $W = 182\ .88\ \text{mm}$, $t = 7\ .62\ \text{mm}$。通过细节应力分析,能够得到双重件在设计载荷(2 622 .715±2 622 .715)kN 作用下,各孔的旁路载荷和传递载荷,以及细节应力分布,并发现孔周围 $\sigma_{ref} = 378\ .27\ \text{MPa}$,旁路应力为 $F\ (Wt) = 275\ .61\ \text{MPa}$,传递载荷 $\Delta F = 143\ .14\ \text{kN}$。由图 6 .10、图 6 .11 和图 6 .12 分别查得 $K_{tg} = 3$、$K_{tb} = 1\ .25(2\,d_b/\ W = 0\ .191\ 6)$和 $\theta = 1\ .4(t\ d = 0\ .3/\ 0\ .689\ 6 = 0\ .435$,单剪);由表 6 .3 和表 6 .4 查得 $\alpha = 1\ .0$(标准钻孔)和 $\beta = 0\ .75$(铆钉)。将以上数据代入式(6 .12),可得

$$\text{SSF} = \frac{\alpha\beta}{\sigma_{ref}}\left(K_{tb}\ \frac{F}{Wt} + K_{tb}\ \frac{\Delta F}{dt}\theta \right)$$

$$= \frac{1\ .0 \times 0\ .75}{378\ .27\ \text{MPa}}\left(3\ .0 \times 275\ .61\ \text{MPa} + 1\ .25 \times 1\ .4 \times \frac{143\ .14\ \text{kN}}{267\ .1\ \text{mm}^2} \right) = 3\ .51$$

上面计算出紧固件载荷是在设计载荷下得到的,实际结构承受的是(533 .433 6±533 .433 6)kN 的恒幅疲劳载荷,所以必须对设计载荷减缩,减缩系数为 533 .433 6/ 2 622 .715 = 20 .3%。又知铝衬套干涉配合引起的孔周围的预拉压力为 $s_{min} = 30\ \text{MPa}$,那么,实际受载情况为

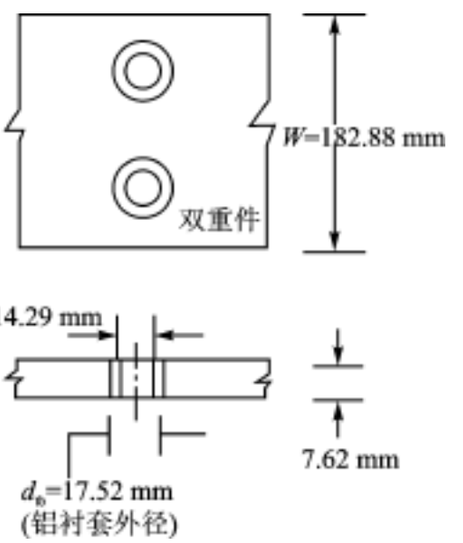


图 6 .18　双重件孔处的构造和受力情况

$$s_{max} = 2 \times 20\ .3\% \times 378\ .27\ \text{MPa} = 153\ .65\ \text{MPa}$$

$$s_a = \frac{153\ .65\ \text{MPa} - 30\ \text{MPa}}{2} = 61\ .667\ \text{MPa}$$

$$s_m = \frac{153\ .65\ \text{MPa} + 30\ \text{MPa}}{2} = 91\ .64\ \text{MPa}$$

根据如图 6 .17 所示的等寿命图,由上述疲劳应力可得到循环寿命 N。为了方便,通常根据这些等寿命图画出相应的应力状态(即 91 .64±61 .667 MPa)的 $K_t - N$ 曲线(如图 6 .19 所示)。由图 6 .19中曲线 1 可知,当 $K_t = \text{SSF} = 3\ .15$ 时,寿命 $N = 47\ 000$ 次环循。

从部件的试验得知,在 $N = 33\ 800$ 次循环时,双重件发现初始裂纹。由图 6 .19 中曲线 1 可知,当 $N = 33\ 800$ 次循环时,相应的 $K_t = 3\ .84$,也即 SSF = 3 .84。因此可根据下式来修正 α 和 β:

$$\text{SSF} = \frac{\alpha\beta}{378\ .27\ \text{MPa}}\left(3 \times 275\ .61\ \text{MPa} + \frac{1\ .25 \times 1\ .4 \times 143\ .14\ \text{kN}}{267\ .1\ \text{mm}^2} \right) = 3\ .84$$

$$\alpha\beta = 0\ .82$$

在以后的改进设计中,仅在钢锻件端部最后两个紧固件处加上一块垫片,从而减小末端紧

固件的载荷分布。仍按式(6 .12)可得 SSF,计算时取 σ_{ref} = 356 .911 MPa, ΔF = 102 .69 kN,旁路应力为 H (Wt) = 283 .186 MPa, $\alpha\beta$ = 0 .82,其他参数同前,因此

$$SSF = \frac{0.82}{356.911\ \text{MPa}}\left(3\times 283.186\ \text{MPa} + \frac{1.25\times 1.4\times 102.69\ \text{kN}}{267.1\ \text{mm}^2}\right) = 3.5$$

由于承受的应力循环为 s_{min} = 30 MPa, s_{max} = 2 × 20 .3% × 356 .911 MPa = 144 .7 MPa,则 s_a = 57 .4 MPa, s_m = 87 .3 MPa。对于 SSF = 3 .5 和循环应力为 87 .3±57 .4 MPa,从图 6 .19 上曲线 2 可得到改进后的设计的初步估算寿命是 80 000 次循环。

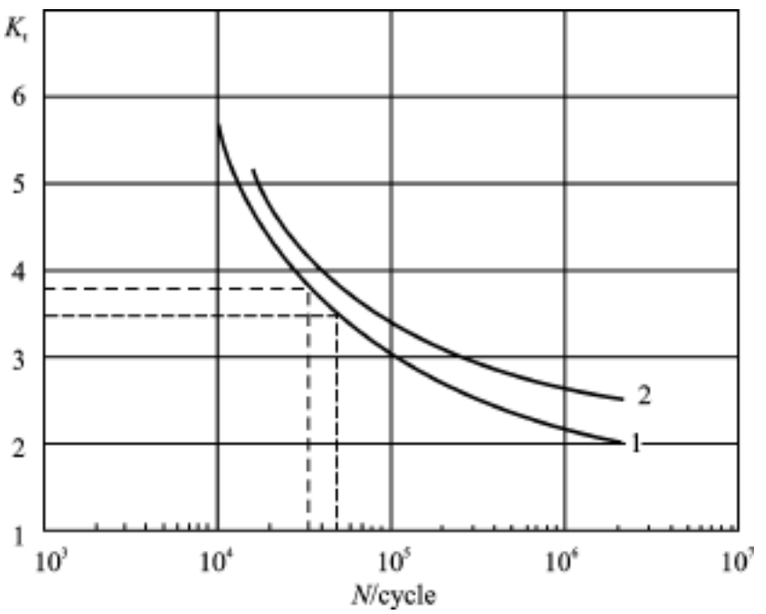


图 6 .19　标准铅合金(σ_b = 530 .54 MPa)的 K_t - N 曲线

(1—应力为(91 .64±61 .667)MPa; 2—应力为(87 .3±57 .4) MPa)

6 .3　局部应力-应变法

常规疲劳设计法是以名义应力为基本设计参数,按名义应力进行抗疲劳设计。目前仍然广泛应用的评价飞机结构疲劳强度的名义应力法存在着某些缺点,其主要不足表现在以下三个方面:

采用名义应力法计算结构的疲劳寿命时,都采用由缺口或光滑试样得到的 S - N 曲线。对于不同的构件,只要有相同的应力集中系数,就认为它们的疲劳特性存在着当量关系。目前,几乎所有实用的几何形状和受载形式的结构元件的应力集中系数 K_t 值,都可由现成的图表或曲线取得。仔细研究发现,具有相同应力集中系数的元件,在缺口根部不一定会有相同的应力,这已被许多事实所证明。

名义应力法所算的寿命,传统的说法是指到破坏时的寿命。根据安全寿命的概念,这里所说的‘破坏”是指出现可检裂纹的寿命,但是,计算中所采用的 S - N 数据往往都是由小尺寸试

样得到的,而小尺寸试样的寿命又都是到“断裂”时的寿命,这样,小试样的断裂寿命中包括了裂纹扩展部分。通常,这部分寿命占的比例很小,但对于板状的试样,这部分寿命就占较大的比例,因此,计算结构元件的疲劳寿命与小试样的疲劳寿命相比较,有时候就发生困难。

以上两个缺点概括起来就是一句话:结构与小试样的疲劳特性之间不存在真正的当量关系。

由于应力集中的原因,局部区域的应力常常会超过屈服极限,而使材料进入塑性状态。例如,一个设计得比较好的缺口元件,其理论应力集中系数值可能在 3 左右,于是局部应力 $\sigma = K_t S$ 超过 $\sigma_{0.2}$ 是常有的事。由于局部屈服会导致残余应力,这就对承受变幅载荷结构的疲劳寿命有着重要的影响,如单个高峰载荷或间断高峰载荷会有效地延长结构的疲劳寿命,而名义应力法却不能计及这种影响,这是它的最本质的缺点。

峰值载荷和缺口根部塑性变形产生的残余应力的情况,可由图 6.20 加以说明。该图的左半部分代表相应于一个载荷谱的名义应力顺序。在图中,试样的左半部分代表加载和卸载的净截面的应变分布。当名义应力已恢复到零时,缺口根部仍然存在着较大的应变。试样的右半部分表明加载和卸载的应力状态,缺口根部应力超过了材料的屈服强度。当名义应力已经恢复到零时,缺口附近还存在着一个自成平衡的应力状态,缺口根部有残余压应力。图中右半部分表明对应于名义应力顺序的缺口根部的真实应力顺序。名义应力顺序中一个大载荷发生后,较小载荷循环的平均应力则有所改变,而一个负的峰值载荷又会消除(或部分消除)这一改变。

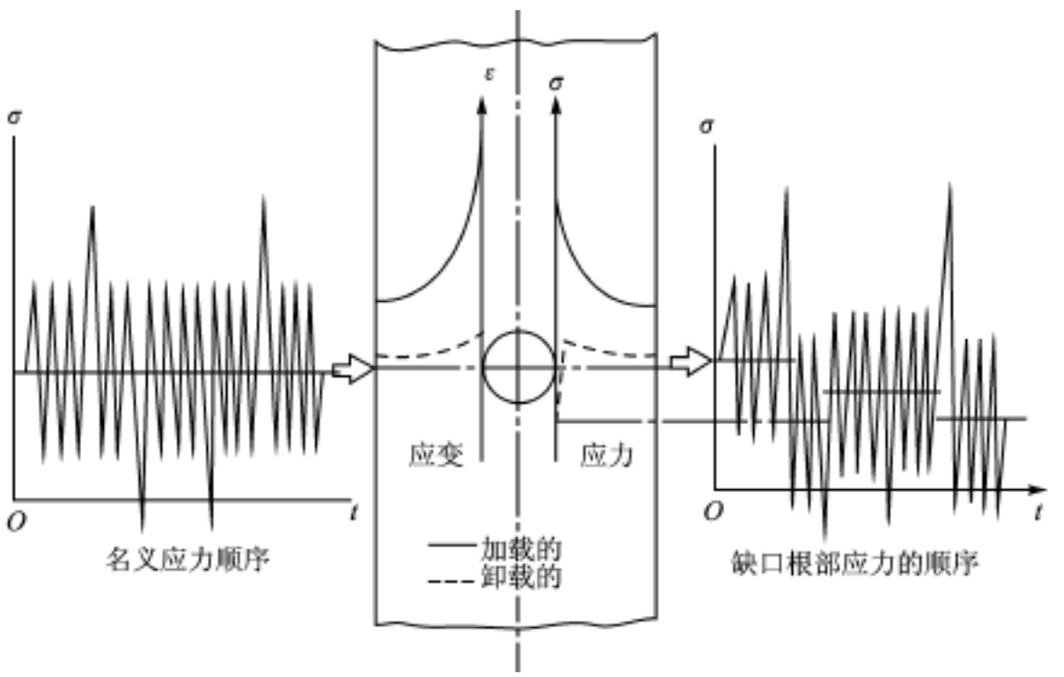


图 6.20　缺口根部应力和应变以及残余应力

在疲劳寿命估算中,如果采用应力集中区附近的局部应力和应变代替名义应力,就可以克服前面所说的一些主要缺点。实际上,决定零件疲劳强度和寿命的是应变集中(或应力集中)

处的最大局部应力和应变,因此,近代在应变分析和低周疲劳的基础上,提出了一种新的疲劳寿命估算方法——局部应力-应变法。采用某些方法计算疲劳危险部位的局部应力-应变历程,再结合材料相应的疲劳特性曲线进行寿命估算的方法称为“局部应力-应变法”。局部应力-应变法所计算的是缺口边上应力集中最严重区域附近一小块材料的疲劳破坏寿命,所以,它所指的寿命就是缺口边上出现可见裂纹的寿命。它的设计思路是,零构件的疲劳破坏都是从应变集中部位的最大应变处起始,并且在裂纹形成以前都要产生一定的局部塑性变形,局部塑性变形是疲劳裂纹形成和扩展的先决条件。因此,决定零构件疲劳强度和寿命的是应变集中处的最大局部应力或局部应变,只要最大局部应力或局部应变相同,疲劳寿命就相同。因此,有应力集中零构件的疲劳寿命,可以使用局部应力或局部应变相同的光滑试样的应变-寿命曲线进行计算,也可使用局部应力或局部应变相同的光滑试样进行疲劳试验来模拟。

局部应力-应变法具有以下特点:① 由于应变是可以测量的,而且已被证明是一个与低周疲劳相关的极好参数,根据应变分析的方法,就可以将高低周疲劳寿命的估算方法统一起来;② 使用这种方法时,只需知道应变集中部位的局部应力或局部应变和基本的材料疲劳性能数据,就可以估算零件的裂纹形成寿命,避免了大量的结构疲劳试验;③ 这种方法可以考虑载荷顺序对局部应力或局部应变的影响,特别适用于随机载荷下的寿命估算。另外,这种方法易于与计数法结合起来,可以利用计算机进行复杂的计算。

名义应力有限寿命设计法估算出的是总寿命,而局部应力-应变法估算出的是裂纹形成寿命。这种方法常常与断裂力学方法联合使用,用这种方法估算出裂纹形成寿命以后,再用断裂力学方法估算出裂纹扩展寿命,两阶段寿命之和即为零件的总寿命。局部应力-应变法虽然有很多优点,但它并不能取代名义应力法。这是因为:① 这种方法只能用于有限寿命下的寿命估算,而不能用于无限寿命,当然也无法代替常规的无限寿命设计法;② 这种方法目前还不够完善,还未考虑尺寸因素和表面情况的影响,因此对高周疲劳有较大误差;③ 这种方法目前仍主要限于对单个零件进行分析,对于复杂的连接件,由于难于进行精确的应力应变分析,目前尚难于使用。

图 6 .21 为局部应力-应变法流程图。

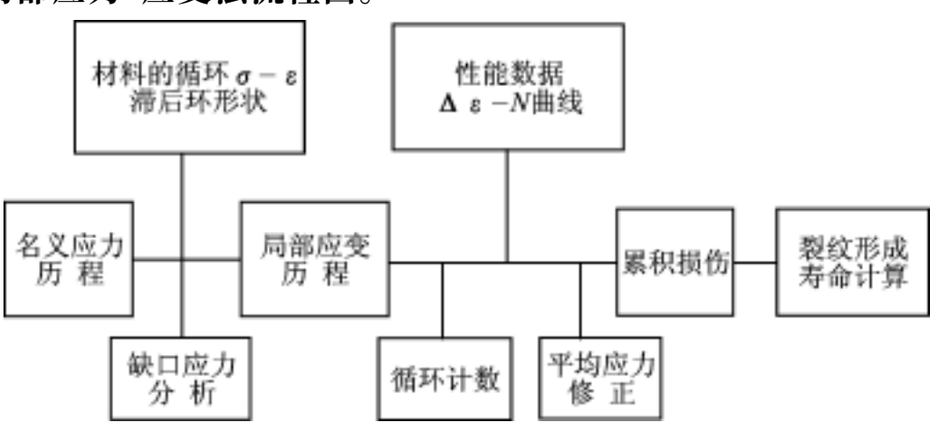


图 6 .21　局部应力-应变法流程图

6.3.1　材料疲劳特性

(1) Masing 特性

如图 6.22 所示,将不同应力幅下的应力-应变迟滞回环平移,使其坐标原点重合时,若迟滞回环的上行段迹线相吻合,则该材料具有 Masing 特性,称为 Masing 材料。反之,若迟滞回环最高点与其上行迹线有明显的差异时,则该材料不具有 Masing 特性,称为非 Masing 材料。Masing 特性的物理意义是:材料循环应力-应变曲线的弹性部分不随应变幅值的变化而改变,或者说材料循环加载时屈服点不变。

(2) 材料的记忆特性

在循环加载下,当后级载荷的绝对值大于前级时,材料仍按前级迹线的变化规律继续变化。例如,对于图 6.23 所示的情况,第一次加载时,按循环应力-应变曲线由点 O 升载至点 A,然后按迟滞回环降载至点 B,并升载至点 C。当由点 C 降载至点 D 时,在达到点 B 之前按以点 C 为原点的迟滞回环降载;在降至点 B 以后,则似乎记得原来的变化规律,仍按以点 A 为起点的迟滞回环变化。由点 D 升载时,在达到点 A 以前,按以点 D 为起点的迟滞回环变化;在达到点 A 之后,则似乎记得 OA 原来的变化特性,仍按循环应力-应变曲线变化。

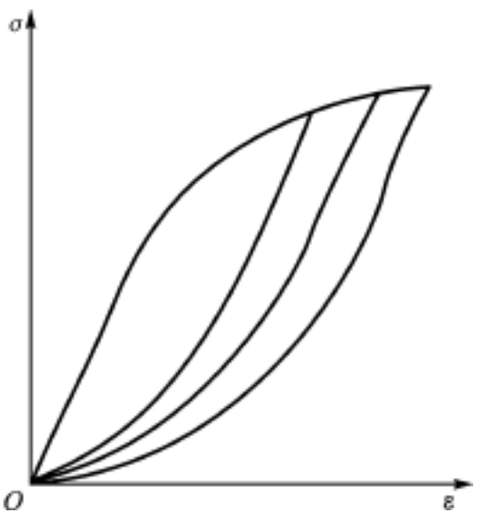


图 6.22　材料的 Masing 特性

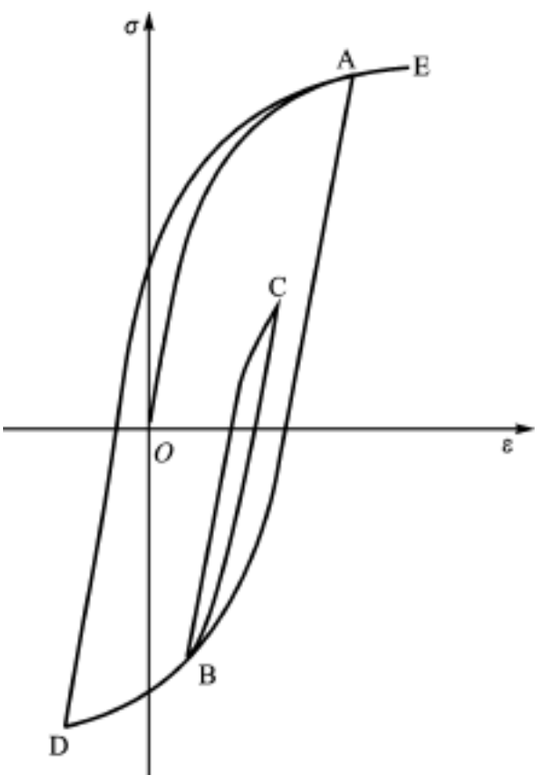


图 6.23　材料的记忆特性

(3) 载荷顺序效应

缺口零件的应力集中处,在拉伸载荷作用下发生局部屈服。卸载后处于弹性状态的材料要恢复原来的状态,而已发生塑性变形的材料则阻止这种恢复,从而使缺口根部产生残余压应

力,未发生塑性变形的区域产生残余拉应力。如大载荷后接着出现小载荷,则此小载荷引起的应力将叠加在残余应力之上,因此后面的小载荷循环造成的损伤受到前面大载荷循环的影响,这就是载荷的顺序效应。例如图 6 .24 中的两种载荷历程,所加的载荷循环完全相同,只是图 6 .24(a)先加拉伸载荷,图 6 .24(b)先加压缩载荷,而图 6 .24(a)的应力集中处产生残余压应力,图 6 .24(b)则产生残余应力,二者的迟滞回环形状不同。可见载荷顺序对其局部应力或局部应变是有影响的。

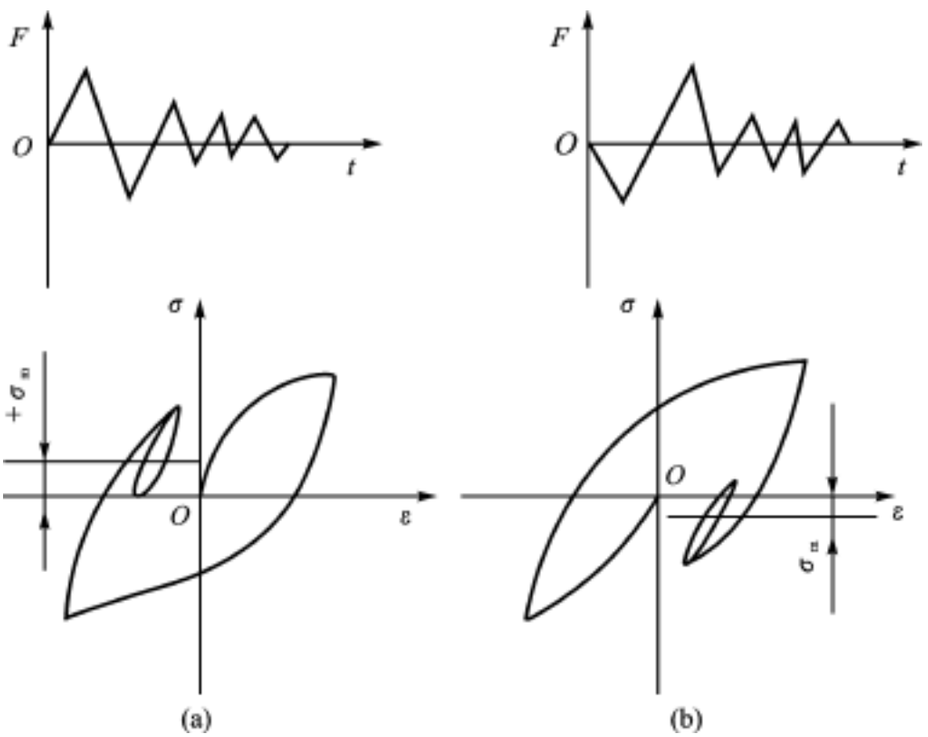


图 6 .24　载荷顺序对迟滞回环的影响

6 .3 .2　载荷-应变标定曲线法

根据载荷-应变标定曲线,可将载荷-时间历程转化为局部应变-时间历程,而得到载荷-应变标定曲线可使用试验法和有限元法,这里仅介绍试验法。使用试验法时,首先,在材质相同、几何形状相似的模拟试样的缺口根部贴上应变片,测出循环稳定后的载荷幅值与应变幅值间的关系。这时,载荷和应变也形成稳定的迟滞回环,迟滞回环顶点的连线即为载荷-应变标定曲线,它常用下面形式的数学式进行拟合:

$$\varepsilon = \frac{F}{C_1} + \left[\frac{F}{C_2}\right]^{\frac{1}{d}} \qquad (6.13,\mathrm{a})$$

式中:ε 为局部应变;F 为载荷;C_1 , C_2 , d 均为拟合常数。若将载荷-应变标定曲线表示为下面的普遍形式:

$$\varepsilon = G(F) \qquad (6.13,\mathrm{b})$$

利用倍增原理(即将载荷-应变回线的顶点放在原点以后,迟滞回环的坐标恰好比载荷-应变标定曲线放大一倍),可得迟滞回环的方程为

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = G\left(\frac{\Delta F}{2}\right) \tag{6.14}$$

于是,加载时,有

$$\frac{\varepsilon - \varepsilon_r}{2} = G\left(\frac{F - F_r}{2}\right) \tag{6.15,a}$$

卸载时,有

$$\frac{\varepsilon_r - \varepsilon}{2} = G\left(\frac{F_r - F}{2}\right) \tag{6.15,b}$$

式中:F_r 和 ε 分别为载荷-应变回线前一次反向终点处的载荷和局部应变值;F 和 ε 分别为载荷-应变回线本次反向终点处的载荷和局部应变值。开始加载时,使用载荷-应变标定曲线,此后,再反复使用式(6.15,a)和式(6.15,b),即可由载荷-时间历程得出局部应变-时间历程。在计算过程中应注意材料的记忆特性。

根据循环应力-应变曲线,可由局部应变-时间历程得出局部应力-时间历程。已知循环应力-应变曲线的方程为

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \tag{6.16}$$

利用倍增原理,可得应力-应变回线的方程为

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \tag{6.17}$$

与载荷-应变回线情况相似,加载时,有

$$\frac{\varepsilon - \varepsilon_r}{2} = \frac{\sigma - \sigma_r}{2E} + \left(\frac{\sigma - \sigma_r}{2K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \tag{6.18,a}$$

卸载时,有

$$\frac{\varepsilon_r - \varepsilon}{2} = \frac{\sigma_r - \sigma}{2E} + \left(\frac{\sigma_r - \sigma}{2K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \tag{6.18,b}$$

式中:ε_r 和 σ_r 分别为前一次反向终点的局部应变和局部应力;ε 和 σ 分别为本次反向终点的局部应变和局部应力。第一次加载时,使用循环应力-应变曲线,此后再反复使用式(6.18,a)和式(6.18,b),就可以从局部应变-时间历程得出局部应力-时间历程。在计算过程中同样要注意材料的记忆特性。

有了局部应力-时间历程和对应的局部应变-时间历程后,就可绘出图 6.25 所示的局部应力-应变响应图。这时,局部应力-应变曲线形成若干个封闭的迟滞回环。在计算机或专用的计数仪器中,输入局部应变-时间历程和循环应力-应变曲线以后,利用雨流法程序,可以直接判读出封闭的迟滞回环。

图 6.27　对称循环应力下的 $S-N$ 曲线

0～420 MPa	1 次
0～350 MPa	10 次
0～210 MPa	200 次
0～140 MPa	1 000 次

试估算该零件破坏前可飞行的次数。

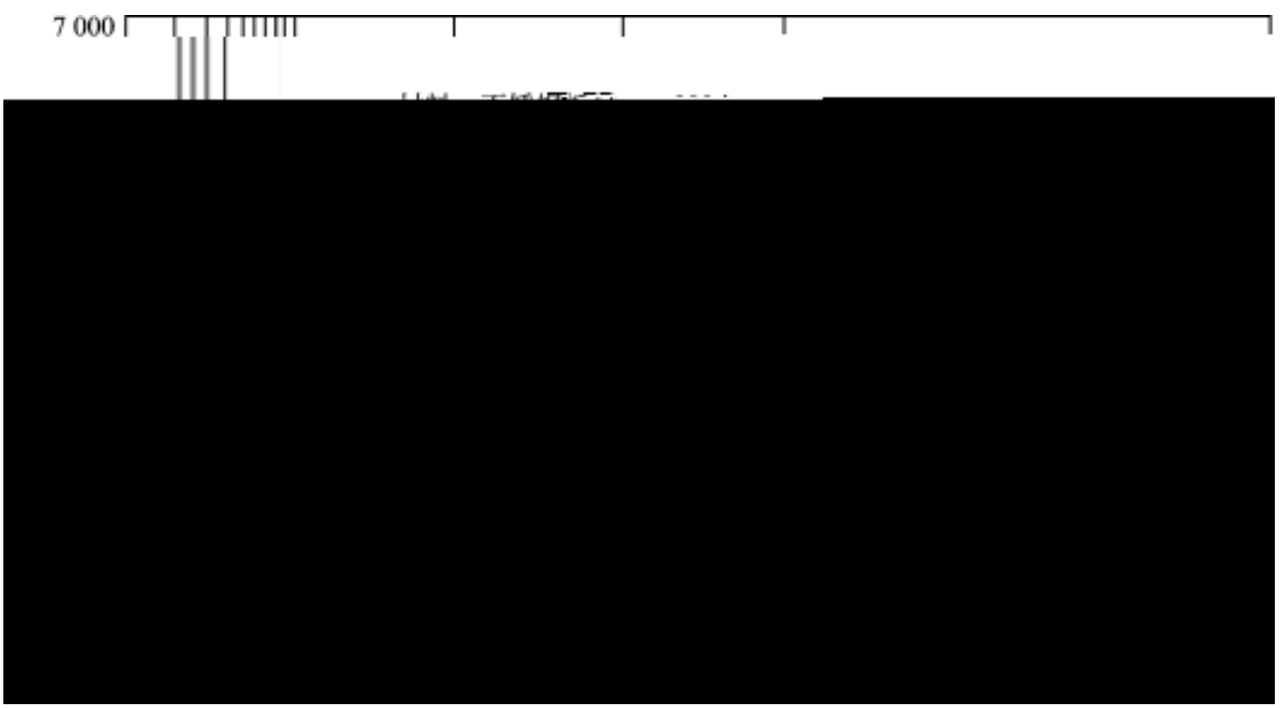


图 6.28　不锈钢试样的 $S-N$ 曲线

6.8　某飞机起落架上一耳片在 1 000 次飞行中,承受的应力谱如表 6.5 所示,该耳片的 $S-N$ 曲线($R=0$)如表 6.6 所列。试根据线性累积损伤理论,估算该耳片的平均疲劳寿命(以

飞行次数计)。

表 6.5　耳片的应力谱(1 000 次飞行)

载荷序号	s_{max} (MPa)	s_{min} (MPa)	次　数
1	39.6	0	72
2	82.2	0	116
3	127.8	0	104
4	173.4	0	62
5	222.1	0	31.2
6	276.9	0	10.4
7	328.6	0	3.2
8	380.3	0	0.6
9	453.4	0	0.4
10	553.8	0	0.2
11	358.0	0	2 000
12	159.3	0	5 000

表 6.6　耳片的 $S-N$ 曲线($R=0$)

最大应力 S_{max}/ MPa	600	348	200	142	70	59	36
破坏循环数 N	8.5×10^2	10^4	4×10^2	10^5	10^6	10^7	5×10^7

6.9　试计算承受拉伸载荷开孔(钻孔)板(如图 6.29 所示)的应力严重系数,已知 $K_{tg}=3$。

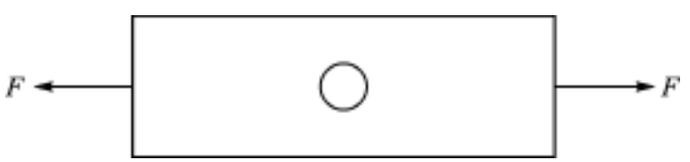


图 6.29　受拉伸载荷的开孔板

6.10　已知某连接件(铰孔,$t=d$)如图 6.30 所示,根据应力集中手册得 $K_{tb}=1.26$,$\theta=2.0$(单剪),试求该连接件的应力严重系数。

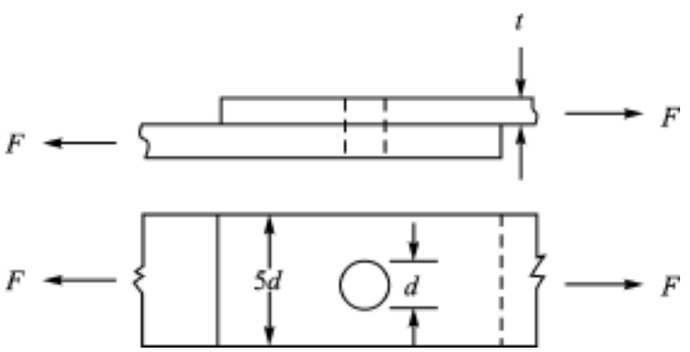


图 6.30　简单连接件

6.11 循环应力-应变曲线有何特殊意义？是否可以用单调拉伸曲线代替？

6.12 应变-寿命曲线与应力-寿命曲线是否可以相互转换？

6.13 简述局部应力-应变法的基本思想及其适用范围，你认为何处需要改进？

6.14 某水平安装的阶梯型转轴，其两端的直径分别为 40 mm 和 30 mm，阶梯处有一环形缺口，其根部半径为 5 mm，该轴由 45 钢制成，承受等幅循环弯矩 M，所需的设计寿命为 50 000 次循环，试按下列方法估算许用弯矩。

线性应变法；

诺埃伯法。

并讨论上述两种计算结果的差别。如果上述计算是为了求出形成 2.5 mm 深的圆周裂纹前的循环次数，你建议应以多大的 M 值作为最终值？材料的性能数据如表 6.7 所列。

表 6.7 转轴材料的性能数据

n'	K'/MPa	σ_f'/MPa	ε_f'	b	c
0.179	1 175	1 137	0.465	-0.123	-0.526

6.15 图 6.31 所示为一载荷-时间历程，试问材料为 RQC-100 钢的小型光滑单向拉压棒，能承受多少个图示的载荷块？如果拉压棒存在一个 $K_\sigma = 1.5$，底部半径为 5 mm 的缺口，试重做上述计算(RQC-100 钢的性能如表 6.8 所示)。

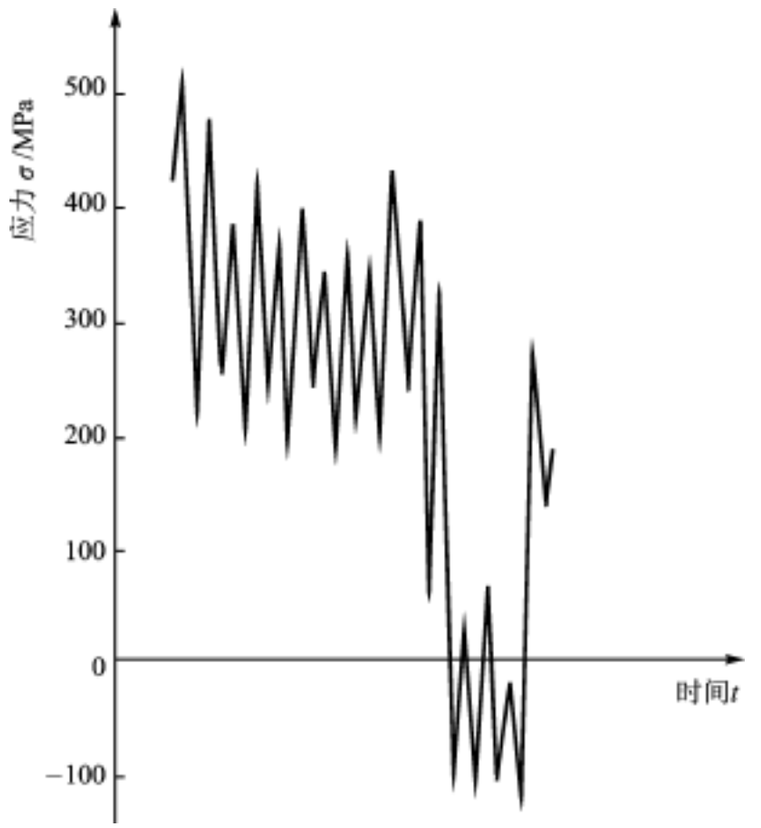


图 6.31 载荷-时间历程

表 6.8　RQC-100 钢的性能

σ_b	σ_s/ σ'_s	K/ K'	n/ n'	ε_f/ ε'_f	σ_f/ σ'_f	b	c	σ_{-1}
931	883/ 600	1 172/ 1 434	0.06/ 0.14	1.02/ 0.66	1 130/ 1 240	-0.07	-0.69	403

6.16　已知一根经精车的 45 钢圆杆，直径 d = 50 mm，其上有一半径为 5 mm 的环形缺口，缺口处的名义应力按净截面面积计算，名义应力-时间历程如图 6.31 所示，应力频率为 2 Hz，试估算圆杆的寿命。

思考题

6.17　在随机疲劳寿命估算中，关键问题是什么？应如何考虑？

6.18　某杆件承受轴向程序载荷的作用，要求具有 99%的可靠度。可靠度为 99%的 $S-N$ 曲线的材料试验数据列于表 6.9 中。

表 6.9　杆材料的 $S-N$ 曲线试验数据

应力幅值 S_a / MPa	寿命 N / 循环数	应力幅值 S_a / MPa	寿命 N / 循环数
1 160	100	760	55 500
1 100	1 350	690	110 000
1 030	3 500	620	216 000
960	7 100	550	440 000
900	14 200	480	1 980 000
830	28 000	420	∞

在每个工作周期内，杆件承受的载荷谱如下：

F_1 = 98 000 N，n_1 = 1 200 次循环

F_2 = 53 000 N，n_2 = 7 000 次循环

F_3 = 29 000 N，n_3 = 50 000 次循环

杆件的设计寿命为三个工作周期，试根据不同的累积损伤定律确定杆件的横截面面积。(提示：可采用逐步迭代法)

6.19　已知一缺口构件的疲劳缺口系数 K_f = 2.5，其承受的名义应力谱的峰谷值(MPa)为 0，178，0，120，-40，220，0。若有关材质参数为 K' = 650 MPa，n' = 0.08，E = 70 000 MPa，$\sigma_{-1} \approx 350$ MPa，σ'_f = 680 MPa，ε'_f = 0.16，b = -0.1，c = -0.5，求局部应力-应变谱。

第七章　损伤容限设计

我国早期飞机都是按静强度准则设计,在 20 世纪 60 年代初期才接触到疲劳问题,通过部件和全机疲劳试验确定其疲劳寿命,并以其出现宏观可检裂纹算作为疲劳寿命的终点。但实际上,从裂纹形成到断裂还有相当长的寿命,部件或全机的总寿命应是裂纹形成寿命与裂纹扩展寿命之和。在常规的"安全寿命"设计中,是以光滑试样测得的 $S-N$ 曲线为依据,进行疲劳设计。对某些重要的承力构件,即使根据疲劳强度极限给予安全系数进行设计,构件在使用过程中,有时仍会过早地发生意外破坏,这是由于测定材料疲劳特性所用试样与实际构件间有着根本的差别所致。构件在加工制造和使用过程中,会因锻造缺陷、焊接裂纹、表面划痕和腐蚀坑等而造成表面或内部裂纹。带裂纹构件在承受交变载荷作用时,裂纹发生扩展,从而导致构件突然断裂,因此,承认构件存在裂纹这一客观事实,并考虑裂纹在交变载荷作用下的扩展特性,将是疲劳设计的发展途径和补充。

随着飞机、火箭、船舶等运载工具制造业的迅速发展,并且由于疲劳破坏而导致脆性断裂事故的大量出现,对结构设计的要求越来越高。为此,在安全寿命设计基础上,引入了破损安全设计,这种设计原则认为,某些重要承力构件出现不大的损伤(裂纹)后,在所规定的检修期内仍能安全地工作,允许飞机构件在使用期间出现疲劳裂纹;但是,要保证裂纹的扩展速率很慢,能够使构件有足够的剩余强度持续工作,直到下次检修时予以发现,修复或更换。这样,就会遇到一个问题,即如何正确地、适当地选择构件材料,采取止裂措施和确定飞机检修周期,以保证构件正常地工作。为此,对裂纹扩展速率的研究,及对材料抵抗裂纹快速扩展能力的探讨必不可少,这就给断裂力学研究提出了新课题。

7.1　线弹性断裂力学介绍

断裂力学是一门研究材料及结构断裂强度的力学。它是怎样提出和发展起来的呢?我们知道,在强度计算中,检验构件会不会发生断裂的强度条件是

$$\sigma < \sigma_b$$

式中,σ_b 是材料的强度极限,它就作为材料断裂的主要指标。按照这种观点,哪种材料 σ 高,哪种材料抵抗断裂的能力就强;在工程实际中,特别是在飞机设计中,为了以较轻的重量承受较大的载荷,需要强度高的材料。于是过去人们在相当长的一段时间里,致力于提高材料的强度极限 σ。随着冶炼技术的进步,新材料新工艺的快速发展,一大批高强度材料不断涌现,并用于航空工业,有些材料的 σ_b 可达到 2 000 MPa 以上。

高强度材料的广泛应用,带来了新的问题,即在工程实践中不断出现了一些低应力下断裂的严重事故,也就是说,在应力远小于 σb 时构件就发生了断裂。比如,1950 年美国的北极星导弹的固体燃料发动机壳体,在试射时发生爆炸事故,而其应力比材料的强度极限(σb 在 1 400 MPa 以上)小得多。1967 年 12 月美国俄亥俄河上一桥梁发生异常振动,并伴有响亮的破裂声,最后倒塌成 24 块坠入河中,这时载荷只达设计载荷的 10%。在飞机结构方面,1969 年 12 月,美国 F-117 飞机在执行训练任务中,作投弹恢复动作时,左翼脱落导致飞机坠毁,分析当时飞机的速度、总重和过载等指标均远低于设计指标;主要是机翼框轴由于热处理不当出现缺陷,而引起了低应力下的断裂。在国内也发生过机翼大梁和机翼螺栓在远低于 σb 的应力下断裂的实例。这些重大事故的产生,使人们认识到,高强度材料不一定在任何情况下都‘强’;σb 高,不一定在任何情况下抵抗断裂的能力都高。有人做过这样一个试验:用 18Ni 钢的两种不同热处理状态的材料,做成尺寸相同的两个圆筒,加内压进行断裂破坏试验。热处理状态 *A* 的材料强度极限为 1 750 MPa,热处理状态 *B* 的材料强度极限为 2 200 MPa,显然后者的 σb 比前者高出 20%左右。按照材料力学观点,好像用热处理状态 *A* 的材料做成的圆筒断裂时的应力,要比热处理状态 *B* 的材料做成的圆筒高,但试验结果恰恰相反,热处理状态 *B* 的材料做成的圆筒的断裂应力,反而比热处理状态 *A* 的材料做成的圆筒下降了 25%左右。这是为什么呢?通过对试验观察和分析,发现在圆筒试样表层存在着微小的却是不可忽视的裂纹,它们的破坏过程不是应力达到 σb 而破坏,而是在低于 σb 的应力下微小裂纹扩展而造成的断裂。这种低应力下的断裂现象是由于实际构件中存在着微小裂纹而产生。在实际构件中微小裂纹的存在不可避免,它可能来自材料在冶炼过程中产生的缺陷,或夹杂着气泡,也可能由于工艺过程中经过焊接、淬火、各种冷加工、电镀等所产生,而在使用过程中经过介质腐蚀、温度影响以及交变载荷的作用,也会造成微小裂纹,这种微小裂纹的存在正是在材料力学中所没有考虑到的。因此,对一种材料,特别是对高强度材料来说,只用适用于无裂纹构件的强度极限 σb 当作衡量材料抵抗断裂能力的指标就不够了,必须研究带裂纹的构件的强度问题,找到适用于带裂纹的实际构件的断裂强度条件,这就是断裂力学的研究课题。断裂力学的产生来自生产实际的需要,它正随着生产实践的发展而不断发展。断裂力学在飞机疲劳设计中的应用,更给断裂力学的发展以很大的推动。

7.1.1　穿透型裂纹的受力状态与扩展形式

带裂纹构件,按其受力变形方式可分为三种基本类型,即张开型、滑开型和撕开型,也称为第Ⅰ型、第Ⅱ型和第Ⅲ型(如图 7.1 所示)。

(1) 在垂直于裂纹面的拉应力 σ作用下,裂纹张开,称为“张开型”,标作Ⅰ型。

(2) 在平行于裂纹面而垂直于裂纹尖端的剪应力 τ作用下,裂纹平面内错开,称为“错开型”,标作Ⅱ型。

(3) 在平行于裂纹面而且平行于裂纹尖端的剪应力 τ的作用下,裂纹被撕开,称为“撕开

型”,标作Ⅲ型。

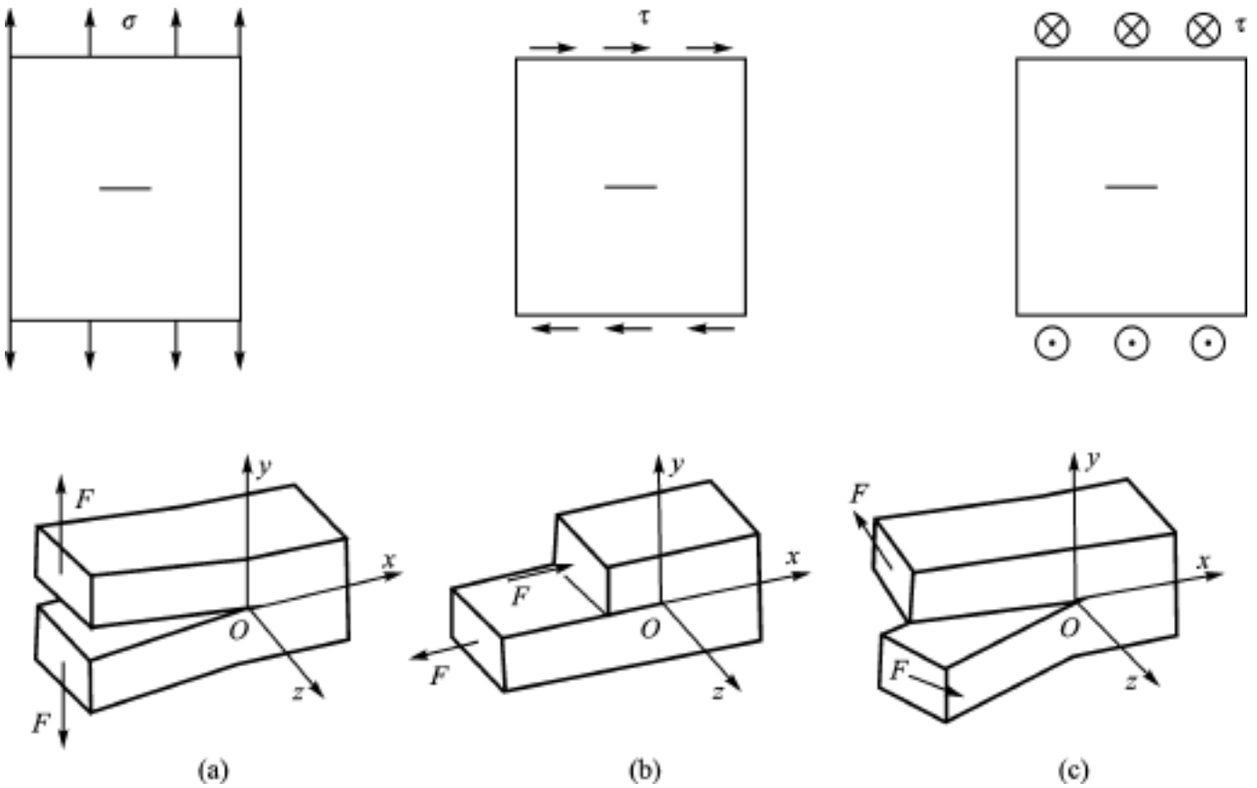


图 7 .1　裂纹的三种基本类型

图 7 .1 所示的是从上表面贯穿到下表面的裂纹,这样的裂纹称为穿透性裂纹。在这三种受力情况与扩展形式中,由于第 I 型(张开型)加载是最常见的,也是引起脆性破坏最危险的情况,因此对 I 型加载研究最多,下面主要讨论穿透型裂纹的 I 型受力情况与扩展形式。为了下面讲述的需要,要区分两种不同的平面状态。一般情况下,可认为裂纹尖端的塑性区域非常微小,从而可用线弹性力学来分析裂纹的行为。裂纹尖端附近区域的应力应变场皆可由一个参量 K 来表征,它标志着裂纹尖端附近区域应力场强弱的程度,称为应力强度因子。

7 .1 .2　平面应力状态和平面应变状态

1 . 平面应力状态

如果一块薄板在边缘上受到平行于板的中面并沿厚度均匀分布的力的作用,由于板的上下表面是自由表面,没有应力存在,而且板又很薄,可以假定:平板内部每个地方都没有垂直于板的中面方向的应力。于是,应力(包括正应力、剪应力)都沿着平行于板的中面的方向,而且沿板的厚度保持不变,这种状态称为平面应力状态。板越薄,越接近于理想的平面应力状态。

2 . 平面应变状态

如果受载物体为一个长的柱体,沿柱体纵轴方向的尺寸(长度)很大,其载荷垂直于纵轴并不沿长度变化。这时,两段截面的轴向位移很难实现,可假定为零。由于对称性,中间截面的

轴向位移也为零,这样就相当于假定每一横截面都没有轴向位移,即柱体内每个地方都只发生平行于横截面方向的变形,这种状态称之为“平面应变状态”。柱体越长,越接近于理想的平面应变状态。

对于一块平板,受平行于中面并沿厚度均匀分布的力的作用,如果板的厚度很小(如一般的薄板),则属于平面应力状态;若板的厚度很大,达到足够大的程度,则可将其近似看成柱体,而属于平面应变状态,板的厚度越大,越接近于理想的平面应变状态。

7.1.3　平面应变状态下的应力强度因子 K_I 与断裂韧性 K_{IC}

1. 平面应变状态下的应力强度因子 K_I

在均匀拉应力 σ作用下的平板,板内有一垂于拉应力方向的穿透裂纹(如图 7.2 所示),其长度 $2a$ 远比板的长度和宽度为小,并且板的上下边缘距裂纹较远时,此板可以看作“无限大”板。板厚足够大,可以看成平面应变状态。

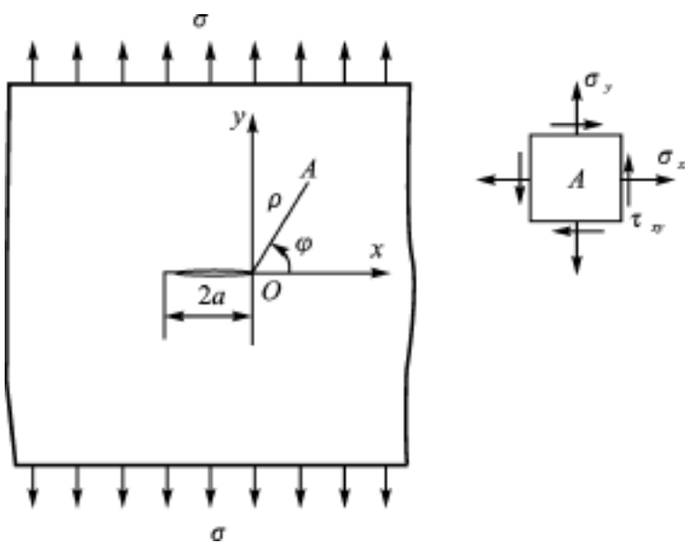


图 7.2　裂纹尖端应力场

用线弹性力学的方法,对裂纹尖端附近区域应变场进行分析,得出在该区域内任一点(其极坐标为 ρ,φ,如图 7.2 所示)应力分量 σ_x,σ_y,τ_{xy} 的表达式为

$$\begin{aligned}
\sigma_x &= \frac{K_I}{\sqrt{2\pi\rho}}\cos\frac{\varphi}{2}\left[1-\sin\frac{\varphi}{2}\sin\frac{3\varphi}{2}\right]\\
\sigma_y &= \frac{K_I}{\sqrt{2\pi\rho}}\cos\frac{\varphi}{2}\left[1+\sin\frac{\varphi}{2}\sin\frac{3\varphi}{2}\right] \qquad (7.1)\\
\tau_{xy} &= \frac{K_I}{\sqrt{2\pi\rho}}\sin\frac{\varphi}{2}\cos\frac{\varphi}{2}\cos\frac{3\varphi}{2}
\end{aligned}$$

$$K_I = \sigma\sqrt{\pi a} \qquad (7.2)$$

式(7.1)略去了 ρ的高阶项,所以式(7.1)仅适用于裂纹尖端很小的范围,即在 ρ远比裂纹长度

为小的范围内,式(7 .1)才是较好的近似表达式。它给出了裂纹尖端附近的应力分布情况,在裂纹尖端附近处于裂纹延线上,距裂纹尖端点 O 距离为 ρ 处的应力 σ_y 的公式为

$$\sigma_y = \sqrt{\frac{a}{2\rho}} \cdot \sigma$$

由此式及式(7 .1)可以看出,裂纹尖端附近区域的整个应力场的强弱程度,仅仅取决于参量 K_I。因此,K_I 是裂纹尖端附近区域应力场强弱程度的度量,称为应力强度因子,它是名义应力 σ 和裂纹几何参量 a 的函数。从式(7 .1)还可以看出,当 $\rho \to 0$ 时,应力分量将趋于无限大。实际上,裂纹尖端处应力不可能无限地增长,当到达材料屈服应力时,即在裂纹尖端附近形成一个微小的屈服区,所以无法直接用裂纹尖端处的应力大小作为裂纹发生失稳扩展的判据。

2 . 平面应变状态下的断裂韧性 K_{IC}

既然应力强度因子 K_I 的大小决定裂纹尖端附近区域的应力场强弱程度,根据材料脆性断裂的统计强度理论的观点,构件最大应力区足够大体积内的应力都达到了材料特定的临界值时,即发生脆性断裂,因此,应力强度因子可以用来作为构件脆性断裂的判据,即

$$K_I = K_{IC} \tag{7 .3}$$

式中,K_{IC} 是构件在静载荷作用下裂纹开始失稳扩展时的 K_I 值,即 K_I 的临界值。它是材料在三向拉伸应力状态下的裂纹扩展抗力,称为材料的平面应变断裂韧性。

这里要强调一下,从物理意义上来说,K_I 是描述裂纹尖端应力或应变场的参数,代表带裂纹构件的工作状态,而 K_{IC} 则是材料本身的性质。由式(7 .3)可知,在一般环境和静载荷作用条件下,要使带裂纹构件能安全使用,就需将其工作时的应力强度因子 K_I 限制在临界值 K_{IC} 之下。应该指出,式(7 .1)是根据理想线弹性条件推导出的,当实际构件裂纹尖端附近存在屈服区时,按理就不服从线弹性规律;但如果屈服区很微小,则经过适当修正,仍可以用该式进行计算。

7 .1 .4 平面应力状态下的应力强度因子 K_I 与断裂韧性 K_C

近代工业特别是航空和宇航事业的高速发展,高强薄壁材料得到广泛采用。要进行断裂控制,必须知道材料的平面应力断裂韧性 K_C 数值。如果航空和宇航的高强薄壁构件用 K_{IC} 数值作为设计依据,则往往偏保守。

根据弹性力学的分析,平面应力状态下的应力公式和平面应变状态下相同。因此,在裂纹尖端附近处于裂纹延线上,距裂纹尖端点 O 距离为 ρ 处的应力 σ_y 的公式为

$$\sigma_y = \sqrt{\frac{a}{2\rho}} \cdot \sigma \tag{7 .4}$$

引入平面应力状态下,无限大平板的 I 型应力强度因子

$$K_I = \sqrt{\pi a} \cdot \sigma$$

因此,在平面应力状态下,带裂纹构件不发生断裂的强度条件可类似地写成

$$K_I < K_C \tag{7.5}$$

式中,K_C 叫做材料的平面应力断裂韧性。

这里要着重强调指出的是,K_{IC} 与 K_C 虽然都是材料的断裂韧性,但 K_{IC} 是个常数,它是材料的一个基本参数,而 K_C 则随板的厚度变化而改变。图 7.3 给出了断裂韧性 K_C 值与厚度 B 关系曲线。从图中可见,平面应力状态下 K_C 是变化的,当 B 达到一定厚度 B' 后,趋近于平面应变状态,$K_C \to K_{IC}$ 为一常数,B' 与 B'' 之间是平面应力与平面应变的混合状态。因此,若在平面应变状态下检验带裂纹构件是否会断裂,只需求出其应力强度因子 K_I,并与由足够厚试样测出的材料平面应变断裂韧性 K_{IC} 相比较即可,这个 K_{IC} 常常是以往的试验所给定的;而在平面应力状态下,则必须用与构件相同厚度的试样测出断裂韧性 K_C 来与构件的应力强度因子比较。虽然平面应力状态的问题要比平面应变状态的问题复杂,但由于航空工业上很多地方遇到蒙皮之类的薄板,因此对平面应力状态下断裂问题的探讨必不可少。

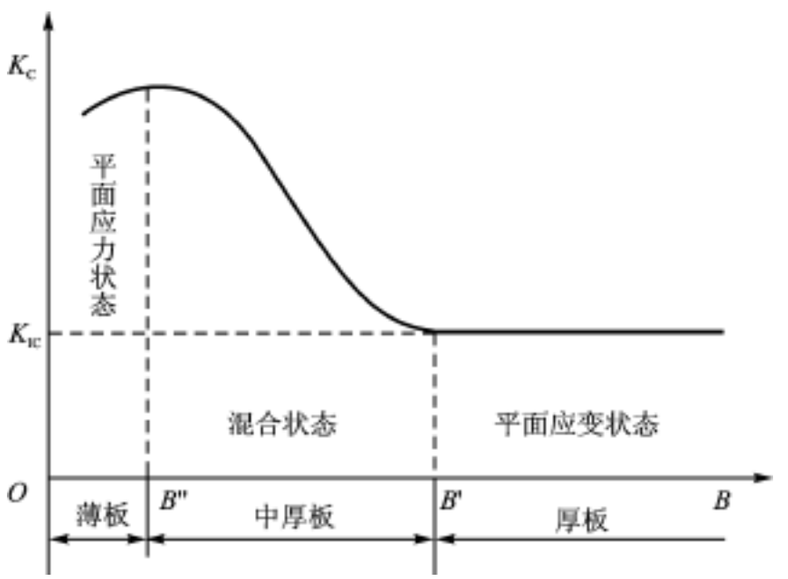


图 7.3　K_C 值与厚度 B 关系曲线

7.1.5　断裂门槛值 ΔK_{th}

疲劳裂纹扩展门槛值 ΔK_{th} 是导致疲劳裂纹扩展的 ΔK 的下限值。也这就是说,在较大的 ΔK 作用下裂纹发生扩展,不断减小 ΔK,裂纹扩展不断减慢,当 ΔK 下降到一定数值 ΔK_{th} 时,裂纹扩展停止。应当指出,ΔK 不断下降时,裂纹尖端塑性区越来越小,裂纹尖端越来越尖锐,当达到 ΔK_{th} 时,裂纹尖端塑性区已很小,裂纹锐度很高。因此,ΔK_{th} 与裂纹尖端塑性区大小无关。

ΔK_{th} 随材料状态(包接材料成分、冶炼方式、工艺规格、热处理制度)而异,同时与应力状态(平面应变还是平面应力)有关,还与环境因素(温度、湿度、介质)有密切关系,当然,ΔK_{th} 还

是交变载荷的应力比 R 的函数。但是,试验研究结果表明,对于同一种材料状态,同样厚度、环境条件和应力比情况下,只要裂纹长度和韧带尺寸满足线弹性的要求,则 ΔK_{th} 与试样形状尺寸、裂纹长度无关,是一个材料常数。

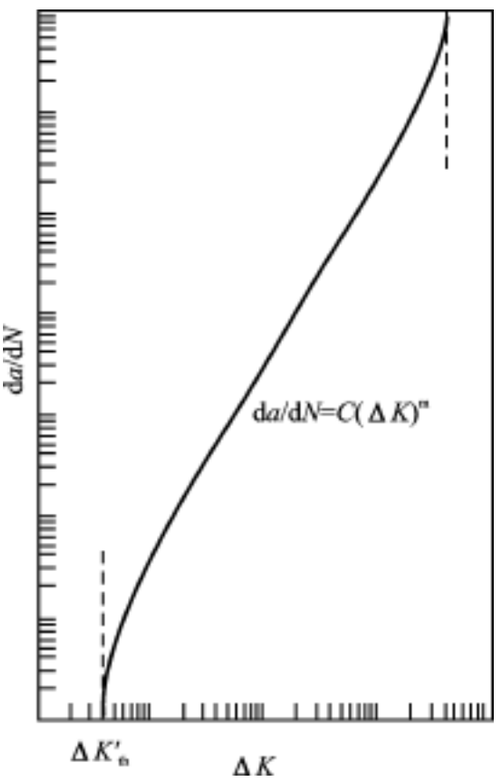


图 7.4 ΔK_{th} 定义

在进行 ΔK_{th} 的试验测定时,要使裂纹"绝对"停止扩展是不可能的。因此,必须对裂纹停止扩展(即 $\mathrm{d}a/\mathrm{d}N=0$)作一条件近似,将 ΔK_{th} 实际定义为 $\mathrm{d}a/\mathrm{d}N=10^{-7}$ mm/cycle 所对应的 ΔK 值。也就是说,用 $\mathrm{d}a/\mathrm{d}N=10^{-7}$ mm/cycle 来近似 $\mathrm{d}a/\mathrm{d}N=0$,这相当于用图 7.4 中的 $\Delta K'_{th}$ 近似 ΔK_{th},由于 $\mathrm{d}a/\mathrm{d}N<10^{-1}$ mm/cycle 时,$\lg(\mathrm{d}a/\mathrm{d}N)-\lg\Delta K$ 曲线的斜率已经很高,所以,用 $\Delta K'_{th}$ 近似 ΔK_{th} 所引起的误差是相当小的。

疲劳裂纹扩展门槛值 ΔK_{th} 在结构的损伤容限设计中具有重要的应用价值。对于一个在制造过程中产生了裂纹的构件来说,如果它在工作中承受交变载荷,那么,保证其安全工作的一种有效的保守方法是使其在使用载荷下裂纹尖端的 ΔK 值,小于材料在结构工作条件下的 ΔK_{th} 值。另外,ΔK_{th} 可用于对承受交变载荷的构件进行材料和工艺选择,以提高构件在低 ΔK 下抵抗裂纹扩展的能力。ΔK_{th} 还可以在简化裂纹扩展阶段的疲劳载荷谱时,用作舍弃小载荷的依据,以及用于过载迟滞效应的广义 Wheeler 模型与广义 Willenberg 模型。

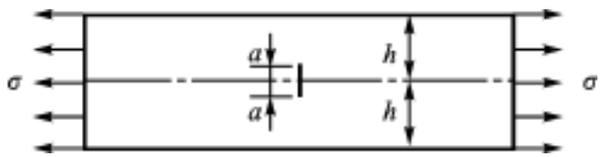
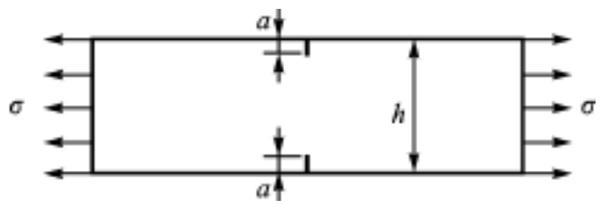
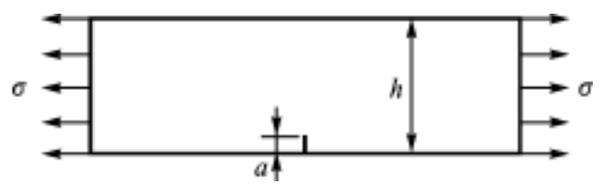
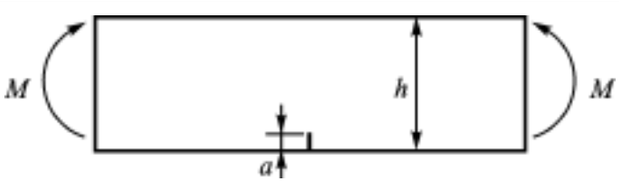
测定疲劳裂纹扩展门槛值的方法有:① 连续降载(降 K)法;② 百分比逐级降载法;③ 恒 F 控制的 K 梯度法;④ 恒 K 控制的 K 梯度法,等。这些测试方法在许多文献中有专门介绍,在此就不再多述。

7.1.6 有限宽板的应力强度因子

上面所得到的应力强度因子与断裂韧性公式都是对于无限大平板($W\gg 2a$)而言的。实际上,板宽总是有限的,裂纹长度有时只是板宽的几分之一,这时应力强度因子公式(7.2)就不适用了,需要乘上一个修正系数 α。常用的修正系数 α 由表 7.1 给出。于是,对应于有限宽板中心裂纹的 I 型应力强度因子公式为

$$K_{\mathrm{I}}=\sqrt{\pi a}\cdot\sigma\cdot\alpha \tag{7.6}$$

表 7.1　有限宽板的应力强度因子修正系数

类　型	修正系数 α
	$\alpha=\frac{1}{\sqrt{\pi}}\left[1.77+0.277\left(\frac{a}{h}\right)-0.510\left(\frac{a}{h}\right)^2+2.7\left(\frac{a}{h}\right)^3\right]$ $a=1.00$（当 $a\ll h$ 时）
	$\alpha=\frac{1}{\sqrt{\pi}}\left[1.99-0.41\left(\frac{a}{h}\right)+18.7\left(\frac{a}{h}\right)^2-38.48\left(\frac{a}{h}\right)^3+53.85\left(\frac{a}{h}\right)^4\right]$ $\alpha=1.12$（当 $a\ll h$ 时）
	$\alpha=\frac{1}{\sqrt{\pi}}\left[1.99+0.38\left(\frac{2a}{h}\right)-2.12\left(\frac{2a}{h}\right)^2+3.42\left(\frac{2a}{h}\right)^3\right]$ $\alpha=1.12$（当 $a\ll h$ 时）
 $\sigma=\frac{6M}{bh^2}$，b— 板厚	$\alpha=\frac{1}{\sqrt{\pi}}\left[1.99-2.47\left(\frac{a}{h}\right)+12.97\left(\frac{a}{h}\right)^2-23.17\left(\frac{a}{h}\right)^3+24.80\left(\frac{a}{h}\right)^4\right]$ $\alpha=1.12$（当 $a\ll h$ 时）

7.1.7　裂纹尖端塑性区的影响

前面提到，公式(7.1)是由弹性理论分析得到的，因此应力强度因子公式(7.2)和式(7.4)也只适用于弹性范围。但如果使用的是塑性材料，则在裂纹尖端附近的应力不可能无限地增大，当应力达到屈服极限 σ_s 时，材料就进入塑性状态，即在裂纹尖端附近一个小区域内发生塑性变形，形成一个塑性区，塑性区的大概形状如图 7.5 所示。这对应力分布当然有一定的影响。为了考虑这种影响，于是要对原有的公式加以修正。修正的方法是：认为塑性区的影响大致相当于，假定不存在塑性区的裂纹尖端增加一段塑性半径 r_p' 的区域，即将原来公式(7.2)和(7.4)中的 $2a$ 均用 $2(a+r_p')$ 代替，$2(a+r_p')$ 称为裂纹的有效长度，用 $2a_1$ 表示，即

$$2a_1=2(a+r_p') \tag{7.7}$$

式中：$r_p'=r_p\cdot F_s\cdot r_p$ 为裂纹延线方向塑性区的宽度；F_s 为考虑了塑性区的真实形状而得到的校正系数。按照塑性区理论的分析，对于平面应力状态，有

$$r_p = \frac{K_1^2}{2\pi\sigma_s^2} \tag{7.8}$$

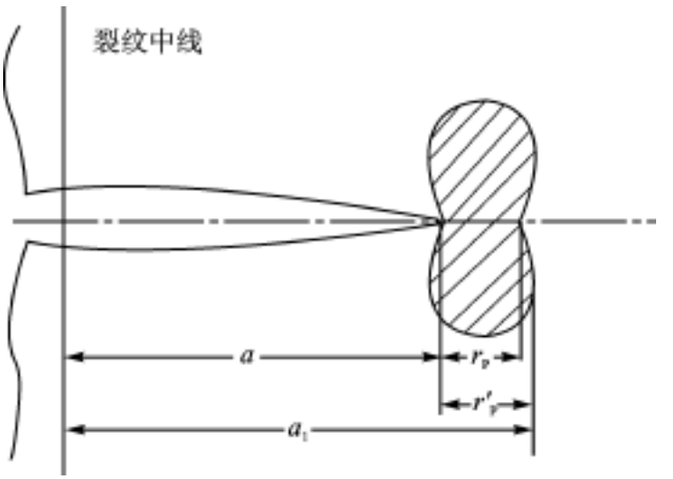


图 7.5 塑性区形状

将式(7.6)代入式(7.8),可得

$$r_p = \frac{a}{2}\left(\frac{\sigma}{\sigma_s}\right)^2\pi$$

引入 $Z=\sigma/\sigma_s$,则上式变为

$$r_p = \frac{a}{2}Z^2\pi$$

将它代入式(7.7)可得

$$a_1 = a + r_p' = a + r_p F_s = a\left(1 + \frac{1}{2}Z^2\pi F_s\right)$$

再引入 $k=1+\frac{1}{2}Z^2\pi F_s$,则上式可写成

$$a_1 = ka \tag{7.9}$$

按照塑性区理论,还可知

$$F_s = 1 + \frac{4}{\pi}\left(\frac{Z^2}{1 - Z^2}\right)$$

因此,考虑了塑性区修正,带中心裂纹的有限宽薄板(平面应变状态)的应力强度因子为

$$K_1 = \sqrt{\pi a_1}\cdot\sigma\cdot\alpha \tag{7.10}$$

由于平面应变状态下裂纹尖端塑性区及其对应的塑性宽度 r_p,都要比平面应力状态时小得多,所以,平面应变状态下的 r_p 常用下列经验公式计算

$$r_p = \frac{K_1^2}{6\pi\sigma_s^2}$$

于是,对于平面应变状态,同样可求出

$$K_I = \sqrt{\pi a_1} \cdot \sigma \cdot \alpha \tag{7.11}$$

$$a_1 = ka$$

$$k = 1 + \frac{1}{6} Z^2 \alpha^2 F_s$$

$$F_s = 1 + \frac{4}{\pi}\left[\frac{Z^2}{1 - Z^2}\right]$$

7.2　疲劳裂纹扩展速率

7.2.1　疲劳裂纹的亚临界扩展

损伤容限设计原则允许构件在使用寿命中出现裂纹，发生破损，但在下次检修前，要保持一定的剩余强度，这个“一定的剩余强度”用破损安全载荷来衡量。如果说，在无裂纹时构件要求承受极限载荷，那么在出现裂纹后，仍要保证能承受规定的破损安全载荷。根据不同用途飞机的不同要求，破损安全载荷一般取极限载荷的60%～80%。

当构件无裂纹时($a=0$)，可承受极限载荷值(如图7.6所示)。对于一个含有表面初始裂纹 a_0 的构件，在承受静荷(通常环境)时，只有其应力水平达到临界应力 σ_c 时，即裂纹尖端的应力强度因子达到临界值 K_{IC} (或 K_C)时，才会立即发生脆性断裂(如图7.7所示)。若将静应

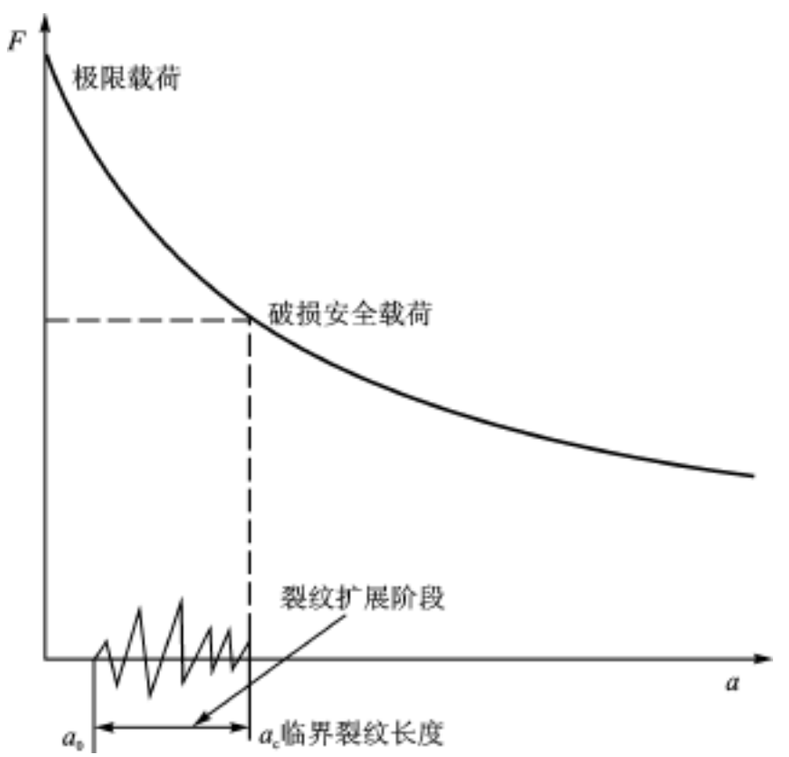


图7.6　裂纹扩展 $F-a$ 曲线

力水平降低到 σ_0，则构件不会发生破坏，但如构件承受一个与静应力 σ_0 大小相等的脉动循环的交变应力(如图 7.7 左侧所示)作用下，则当构件出现初始裂纹 a_0 后，裂纹将缓慢地扩展，其所能承受的载荷值下降，当它达到临界裂纹尺寸 a_c 时，同样地会发生脆性破坏。此时对应于破损安全载荷的裂纹长度 a_c 称为临界裂纹长度。裂纹在交变应力作用下，由初始值 a_0 到临界值 a_c 这一段扩展过程，称为疲劳裂纹的亚临界扩展。裂纹由可检长度 a_0 扩展到临界裂纹长度 a_c 所需的时间称为“裂纹扩展寿命”。为确保构件的安全工作，要求构件的裂纹扩展寿命必须大于飞机的检修周期，因此，对构件进行损伤容限设计的一个重要问题，就是确定构件在疲劳载荷谱作用下的裂纹扩展寿命。

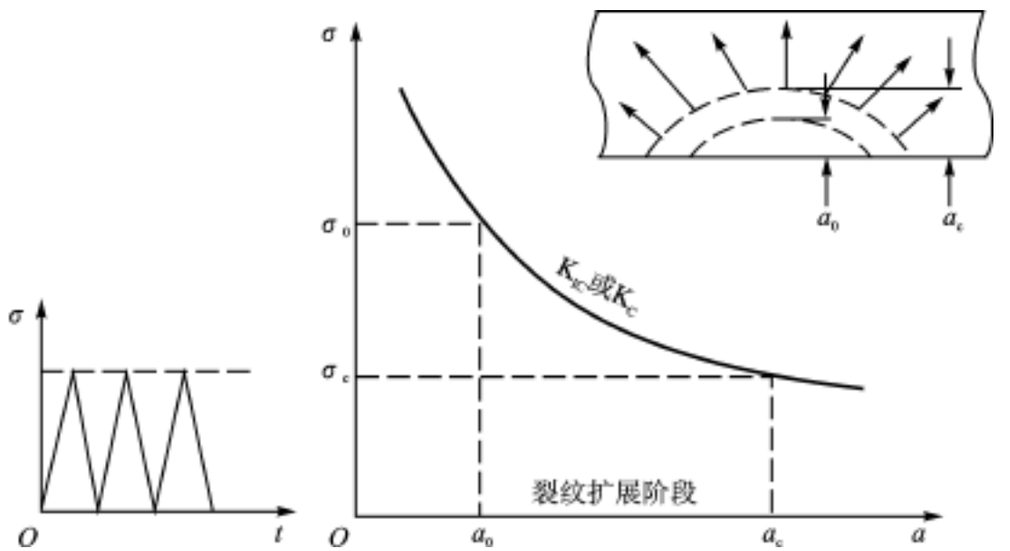


图 7.7　临界裂纹长度和亚临界裂纹扩展

为了得到疲劳裂纹扩展寿命，需要确定裂纹扩展速率、可检裂纹长度 a_0 和临界裂纹长度 a_c 的数值。a_0 一般取作有关检测技术所能达到的裂纹大小，常取 1.0 mm 左右，而临界裂纹长度 a_c 的确定，则需要首先得到如图 7.6 所示的 $F-a$ 曲线。一般说来，图 7.6 中的 $F-a$ 曲线是利用具有不同裂纹长度 a 的一组模拟试样，进行静力破坏试验得到，但完全用模拟试样得到 $F-a$ 曲线既不经济，也费时间，为此，可以用断裂力学的知识作为试验的指导和依据。在上节中，曾给出了带裂纹构件的断裂条件为

$$K_I = K_C$$

而

$$K_I = \sqrt{\pi a}\cdot\sigma\cdot\alpha = \sqrt{\pi k a}\cdot\sigma\cdot\alpha = (\sqrt{\pi k}\cdot\alpha)\sigma\cdot\sqrt{a}$$

于是

$$(\sqrt{\pi k}\cdot\alpha)\sigma\cdot\sqrt{a} = K_C$$

$$\sigma = \frac{K_C}{\sqrt{\pi k}\cdot\alpha}\cdot\frac{1}{\sqrt{a}} \tag{7.12}$$

式(7.12)给出了一条 $\sigma-a$ 曲线，稍加变换就能得到 $F-a$ 曲线，其形状如图 7.6 所示。这条曲线在离开 $a=0$ 一段后，可以作为试验的参考依据，这是因为当 $a=0$ 时，由式(7.12)可知 $F\rightarrow$

∞,这显然是违背实际情况;如图 7 .6 所示,取 $a = 0$ 时 $F = F_b$ (极限载荷)。

7 .2 .2　裂纹扩展速率 da dN 表达式

关于疲劳裂纹的扩展规律,近年来有过许多研究,这些研究大多采用承受单向拉-拉载荷,具有贯穿或不贯穿裂纹的板,探讨裂纹长度或深度沿着垂直于应力方向扩展速率的规律。研究各种金属材料的(da dN)-ΔK 在双对数坐标上的关系时,发现它不是一条直线,而是由 4 条不同斜率的直线组成(如图 7 .8 所示)。当外加应力强度因子变程 ΔK 小于某一临界值 ΔK_{th} 时,裂纹不发生扩展;当 ΔK 达到 ΔK_{th} 时,裂纹扩展速率急剧上升,此直线几乎与纵坐标轴平行。对于某些特殊构件,若在使用上欲控制其裂纹不扩展,则必须限制施加的应力强度因子变程 ΔK 小于 ΔK_{th} (它与材质、环境条件等有关)。当 ΔK 超过 ΔK_{th} 后,da dN 是 ΔK 的指数函数;就各种钢材而言,只要其化学成分相同,材料的组织结构、屈服强度、强度极限、形变硬化和温度等对此段直线的斜率 n_1 不产生明显的影响,各种厚度相同的钢材,这段直线的斜率几乎相同。在此扩展阶段内的试样断口是平断口,断口表面与外加拉伸应力成 90°,并具有典型的疲劳条纹。增加 ΔK 值,直线出现折点Ⅰ,过此点后直线斜率变为 n_2,$n_2 < n_1$;在此阶段中开始形成剪切斜断口,断口表面与外加应力成 45°,断口系属解理断裂和疲劳断裂的混合断口。折点Ⅰ所对应的裂纹扩展速率,一般在 10^{-3} ～10^{-4} mm/ cycle 的范围内。继续增加 ΔK 值,当 K_{max} 逐渐趋近于材料的 K_{IC} (或 K_C)值时,直线通过折点Ⅱ后,其斜率将变大,点Ⅱ是裂纹扩展速率加速转变点,在此阶段内的宏观断口为全剪切(或平面)断口。

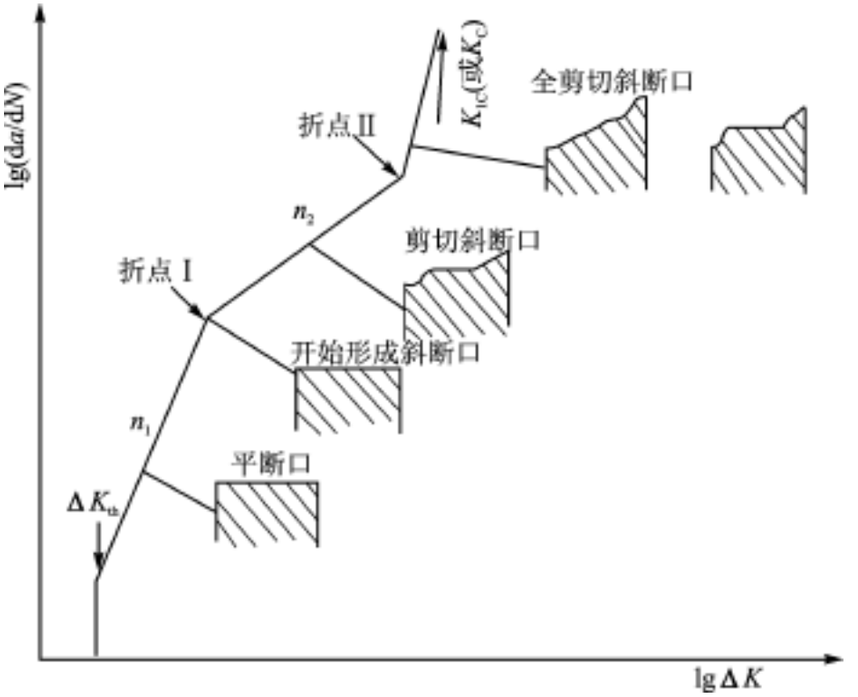


图 7 .8　金属材料 da dN-ΔK 曲线和宏观端口形态示意图

经过大量的试验与分析研究,人们先后发现疲劳裂纹扩展主要与下列因素有关:① 材料;② 在交变载荷作用下,带裂纹构件的应力强度因子变程 ΔK;③ 交变载荷的应力比 R;试验表明平均应力对裂纹扩展速率有明显的影响(如图 7.9 所示),在同一个 ΔK 下,R 值越大(亦即平均应力越大),$\mathrm{d}a/\mathrm{d}N$ 越高;④ 裂纹扩展门槛值 ΔK_{th};⑤ 构件厚度 B,等等。为了提出一个 $\mathrm{d}a/\mathrm{d}N$ 与各参量间的定量数学表达式,许多学者曾从各种角度出发进行了广泛研究,目前 $\mathrm{d}a/\mathrm{d}N$ 表达式已有数十种之多。此处仅介绍最常用的几个,现分述如下:

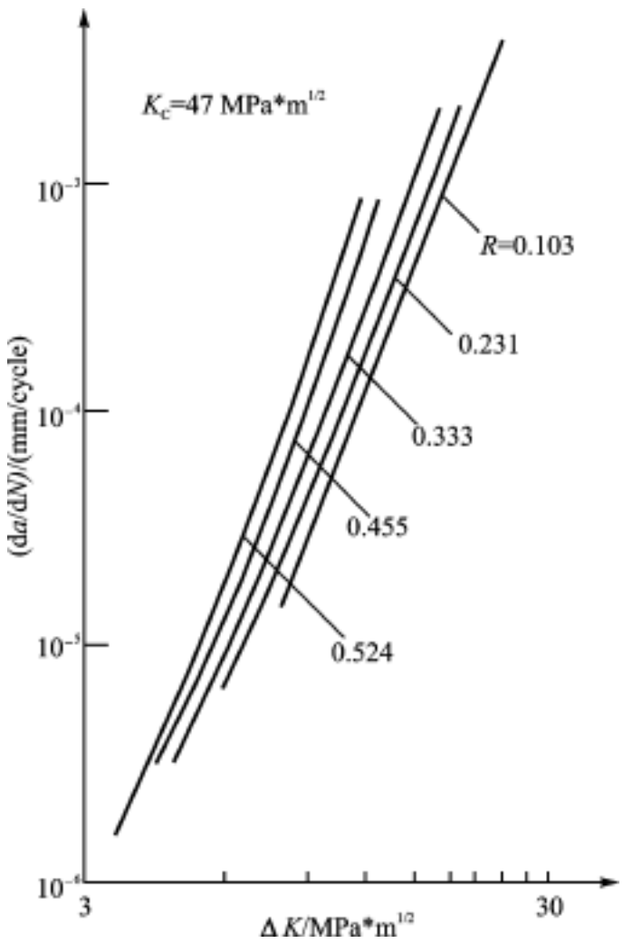


图 7.9　7075-T6 铝合金各种应力比 R 下的 $\mathrm{d}a/\mathrm{d}N-\Delta K$ 关系曲线

Paris 公式:

$$\frac{\mathrm{d}a}{\mathrm{d}N} = C(\Delta K)^n \tag{7.13}$$

公式(7.13)很简洁,并大体反映了各种材料亚临界裂纹扩展试验数据的 ΔK 和 $\mathrm{d}a/\mathrm{d}N$ 的关系,因而获得相当广泛的应用。根据式(7.13)处理了各种材料的大量试验数据后发现,各种金属材料的指数 n 是在 2～7 的范围内,其中多数材料又是在 2～4 的范围内。但是,公式(7.13)也有几个明显的缺陷:① 从试验曲线可以看出,应力比 R 对 $\mathrm{d}a/\mathrm{d}N-\Delta K$ 曲线有着不可忽视的影响,因此,同一种材料,不同的 R,也很难用单一的方程式来表达。如考虑 R 的影响,那么公式(7.13)中的 C 和 n 一定与 R 有关。② $\mathrm{d}a/\mathrm{d}N-\Delta K$ 曲线在全对数坐标纸上并非直线,它

仅仅在中间的一段可以近似地认为是直线,如果仅仅用一条直线来近似,会造成较大的误差。

③ 未考虑裂纹扩展门槛值 ΔK_{th} 的影响。

Forman 公式:

$$\frac{\mathrm{d}a}{\mathrm{d}N}=\frac{C(\Delta K)^n}{(1-R)K_C-\Delta K} \tag{7.14}$$

式中 K_C 为材料的平面应力断裂韧性,它随厚度而变化。因此,式(7.14)也考虑了构件的厚度对 $\mathrm{d}a/\mathrm{d}N$ 的影响,但是,对于常用的薄板厚度(如 1.0 mm～2.5 mm 左右),K_C 可近似认为只与材料有关;公式(7.14)也考虑了 R 的影响,可用于各种应力比 R 下的变幅加载,但美中不足的是未考虑应力强度因子门槛值 ΔK_{th} 的影响。

Walker 公式:

$$\frac{\mathrm{d}a}{\mathrm{d}N}=C\left[K_{\max}(1-R)^m\right]^n \tag{7.15}$$

式中:m, n, C 为材料和介质常数;$K_{\max}(1-R)^m$ 称为“有效应力强度因子”。可以看出,当 $m=1$ 时,式(7.15)和式(7.13)完全一致。式(7.15)没有考虑应力强度因子门槛值 ΔK_{th} 与断裂韧性 K_C 的影响,同样只适用于疲劳裂纹稳定扩展阶段。

文献[16]在广泛收集和研究 $\mathrm{d}a/\mathrm{d}N$ 表达式基础上,提出一个能描述裂纹扩展 $\mathrm{d}a/\mathrm{d}N$ 全范围规律的表达式:

$$\frac{\mathrm{d}a}{\mathrm{d}N}=C(\Delta K)^n\left[1-\left(\frac{\Delta K_{th}}{\Delta K}\right)^p\right]^s\Big/\left[\left(\frac{K_C}{K_{\max}}\right)^q-1\right]^t \tag{7.16}$$

式中:C, n, p, q, s 和 t 均为材料常数。上式考虑了裂纹扩展门槛值 ΔK_{th}、断裂韧性 K_C 以及应力比 R 的影响,对试验数据拟合也较好,但它的不足之处在于其参数过多,难以给出,使用比较复杂。

目前,在直升机疲劳设计等领域,广泛使用如下一个既能够描述裂纹扩展 $\mathrm{d}a/\mathrm{d}N$ 全范围规律,又易于参数估计的表达式:

$$\frac{\mathrm{d}a}{\mathrm{d}N}=\frac{C(1-f)^n\Delta K^n\left(1-\dfrac{\Delta K_{th}}{\Delta K}\right)^p}{(1-R)^n\left[1-\dfrac{\Delta K}{(1-R)K_C}\right]^q} \tag{7.17}$$

式中:c, n, p, q 为材料常数;f 为裂纹张开函数。公式(7.17)被广泛称为四参数 Forman 公式,同样适用于裂纹扩展全范围。

7.2.3　裂纹扩展广义 $\mathrm{d}a/\mathrm{d}N-\Delta K$ 曲面

根据大量研究,在一般情况下,疲劳裂纹扩展速率可写成如下普遍表达形式:

$$\frac{\mathrm{d}a}{\mathrm{d}N}=f(\Delta K, R, K_C, \Delta K_{th}, a, \cdots, m, n, C) \tag{7.18}$$

由式(7.10)和式(7.11)可知,应力强度因子 K 可以写成应力 S 的函数 $X(S)$ 与裂纹长度 a 的

函数 $Y(a)$之乘积,即 $K=X(S)\cdot Y(a)$,于是,应力强度因子均值和变程可分别表示为

$$K_m = X(S_m)\cdot Y(a) \tag{7.19}$$

$$\Delta K = K_{max} - K_{min} = [X(S_{max}) - X(S_{min})]\cdot Y(a) = \Delta X\cdot Y(a) \tag{7.20}$$

考虑裂纹尖端塑性区修正时,有

$$X(S) = \frac{S}{\sqrt{1-\pi\beta(S/\sigma_s)^2}}$$

式中:σ 表示屈服极限;β 为常数,在平面应力状态下,$\beta=1/(2\pi)$;在平面应变状态下,$\beta=(1-2\nu)^2/(2\pi)$,ν 为泊松比。又因为 $S_{max}=S_m+S_a$,$S_{min}=S_m-S_a$,故

$$\Delta X = X(S_{max}) - X(S_{min}) = \frac{S_m+S_a}{\sqrt{1-\pi\alpha[(S_m+S_a)/\sigma_s]^2}} - \frac{S_m-S_a}{\sqrt{1-\pi\alpha[(S_m-S_a)/\sigma_s]^2}}$$

将上式代入式(7.20),可得

$$\Delta K = \left\{\frac{S_m+S_a}{\sqrt{1-\pi\alpha[(S_m+S_a)/\sigma_s]^2}} - \frac{S_m-S_a}{\sqrt{1-\pi\alpha[(S_m-S_a)/\sigma_s]^2}}\right\}Y(a) \tag{7.21}$$

不考虑裂纹尖端塑性区修正时,式(7.19)和式(7.21)退化为

$$K_m = S_m\cdot Y(a) \tag{7.22}$$

$$\Delta K = 2S_a Y(a) \tag{7.23}$$

于是,将式(7.21)代入式(7.18),可以得到

$$\frac{da}{dN} = f(S_a, S_m, K_C, \Delta K_{th}, a, \cdots, m, n, C) \tag{7.24}$$

对式(7.24)变换,还可导出

$$\frac{da}{dN} = f(\Delta K, K_m, K_C, \Delta K_{th}, a, \cdots, m, n, C) \tag{7.25}$$

式(7.25)描述了应力强度因子变程 ΔK、应力强度因子均值 K_m 与疲劳裂纹扩展速率 da/dN 之间的关系,在三维坐标系中,构成 $K_m-da/dN-\Delta K$ 曲面。由于 $K_m-da/dN-\Delta K$ 曲面是由 $da/dN-\Delta K$ 曲线发展而来,故称之谓广义 $da/dN-\Delta K$ 曲面。

下面我们就依据公式(7.15),推导一具体的广义 da/dN 曲面。变换式(7.15)可得

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m(1-R)^n \tag{7.26}$$

式中:C, m, n 为材料常数。由式(7.22)和式(7.23)可得

$$S_m = \frac{K_m}{Y(a)}$$

$$S_a = \frac{\Delta K}{2Y(a)}$$

于是,将上式代入应力比定义公式,可得

$$R = \frac{2K_m-\Delta K}{2K_m+\Delta K} \tag{7.27}$$

将式(7 27)代入式(7 26)后,便得

$$\frac{\mathrm{d}a}{\mathrm{d}N} = Q(\Delta K)^{m+n}(2K_{\mathrm{m}} + \Delta K)^{-n} \tag{7 28}$$

式中,Q为待定参数。上式即为一广义 $\mathrm{d}a\ \mathrm{d}N-\Delta K$ 曲面。

7 3　剩余寿命估算

根据材料疲劳裂纹扩展速率公式(7 24),并以 S_{a} 和 S_{m} 表示疲劳裂纹扩展时的诸疲劳强度分量,可得

$$\frac{\mathrm{d}a}{\mathrm{d}N} = f(S_{\mathrm{a}}, S_{\mathrm{m}}, a) \tag{7 29}$$

将式(7 29)分离变量,并从 a_0 到 a_{c} 积分得疲劳裂纹扩展寿命 N^* 为

$$N^* = \int_{a_0}^{a_{\mathrm{c}}} \frac{1}{f(S_{\mathrm{a}}, S_{\mathrm{m}}, a)}\mathrm{d}a \tag{7 30}$$

式中:a_0 表示初始裂纹尺寸(工程可检裂纹尺寸);a_{c} 表示临界裂纹尺寸。对于给定应力水平(S_{a},S_{m})下的 a_{c},可根据线弹性断裂判据式(7 3)或式(7 5)求出。从式(7 30)可以看出,该式表达了应力幅值 S_{a}、应力均值 S_{m} 和疲劳裂纹扩展寿命 N^* 之间的关系,在三维坐标系中构成一个 $S_{\mathrm{a}}-S_{\mathrm{m}}-N^*$ 曲面,因此,称之为广义断裂 $S-N^*$ 曲面。

利用广义断裂 $S-N^*$ 曲面,并根据线性累积损伤理论,便可估算裂纹扩展寿命。设在一个周期内应力幅值 s_{a} 包含 $i=1,2,\cdots,h$ 级;应力均值 s_{m} 包含 $j=1,2,\cdots,k$ 级,则二维裂纹扩展累积损伤理论公式为

$$T^* \cdot \sum_{j=1}^{k}\sum_{i=1}^{h} \frac{n(s_{\mathrm{a}i}, s_{\mathrm{m}j})}{N^*(s_{\mathrm{a}i}, s_{\mathrm{m}j})} = 1 \tag{7 31}$$

式中:$n(s_{\mathrm{a}i}, s_{\mathrm{m}j})$为载荷谱一周期内应力水平$(s_{\mathrm{a}i}, s_{\mathrm{m}j})$对应的循环数;$N^*(s_{\mathrm{a}i}, s_{\mathrm{m}j})$为应力水平$(s_{\mathrm{a}i}, s_{\mathrm{m}j})$单独作用下的破坏循环数(裂纹扩展寿命)。

当谱应力由二维连续型随机变量表示时,二维累积损伤理论公式为

$$T^* \cdot \int_{(s_{\mathrm{m}})_{\min}}^{(s_{\mathrm{m}})_{\max}}\int_{(s_{\mathrm{a}})_{\min}}^{(s_{\mathrm{a}})_{\max}} \frac{n_{\mathrm{T}} f(s_{\mathrm{a}}, s_{\mathrm{m}})}{N^*(s_{\mathrm{a}}, s_{\mathrm{m}})}\mathrm{d}s_{\mathrm{a}}\,\mathrm{d}s_{\mathrm{m}} = 1 \tag{7 32}$$

式中:n_{T} 为一个周期内应力循环的总频数;$f(s_{\mathrm{a}}, s_{\mathrm{m}})$为疲劳应力二维概率密度函数。对安全裂纹扩展寿命估算时,将式(7 31)中破坏循环数 $N^*(s_{\mathrm{a}i}, s_{\mathrm{m}j})$和式(7 32)中破坏循环数 $N^*(s_{\mathrm{a}}, s_{\mathrm{m}})$分别以具有可靠度 p 的广义断裂 $P-S-N^*$ 曲面方程 $N_p^*(s_{\mathrm{a}i}, s_{\mathrm{m}j})$和 $N_p^*(s_{\mathrm{a}}, s_{\mathrm{m}})$置换。为了精确地计算裂纹扩展寿命 T^*,式(7 31)和式(7 32)还可写成

$$T^* \cdot \sum_{j=1}^{k}\sum_{i=1}^{h} \frac{n(s_{\mathrm{a}i}, s_{\mathrm{m}j})}{N^*(s_{\mathrm{a}i}, s_{\mathrm{m}j})} = a \tag{7 33}$$

$$T^* \cdot \int_{(s_{\mathrm{m}})_{\min}}^{(s_{\mathrm{m}})_{\max}}\int_{(s_{\mathrm{a}})_{\min}}^{(s_{\mathrm{a}})_{\max}} \frac{n_{\mathrm{T}} f(s_{\mathrm{a}}, s_{\mathrm{m}})}{N^*(s_{\mathrm{a}}, s_{\mathrm{m}})}\mathrm{d}s_{\mathrm{a}}\,\mathrm{d}s_{\mathrm{m}} = a \tag{7 34}$$

式中,a 值由同类型试验结果给出。公式(7.31)～(7.34)在建立过程中也未考虑先行的高峰过载对其后继的低载循环的影响,故只适用无高过载情况。对于比较稳定的循环应力,即幅值和均值波动不大的情况,该公式与试验结果符合良好。

7.4 断裂控制

由于飞机主要结构的严重破坏,不少是由于存在漏检的缺陷或裂纹而引起的,为了减少这些灾难性事件,确保飞机结构的安全与耐久,就必须应用断裂力学概念,从飞机结构的完整性(强度、刚度与使用寿命)方面进行合理的控制,这就是断裂控制的意义。在现代飞机设计中,飞机结构中那些对飞机完整性与人身安全起关键作用的主要结构,必须进行损伤容限设计。所谓损伤容限设计就是按断裂控制的要求进行设计。断裂控制包含着丰富的实际内容,其主要内容包括:精心选择和使用结构材料;设计和使用具有高度开敞性、可检性的损伤容限结构布局;制定合理的检验程序以控制安全工作应力。图 7.10 就说明了断裂控制的基本内容,以及它和损伤容限设计的关系。

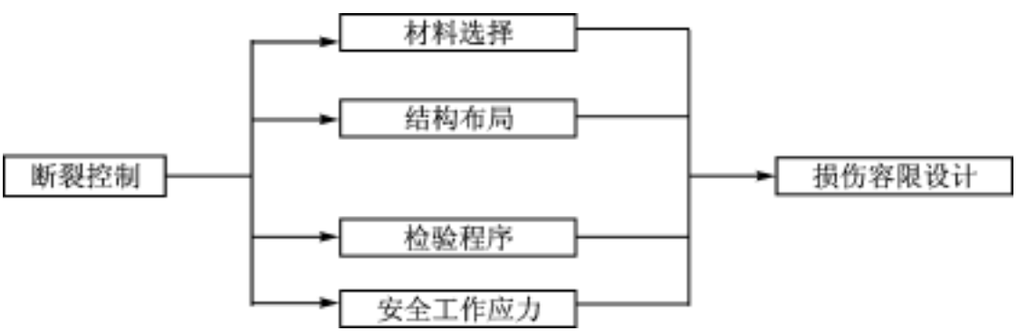


图 7.10 断裂控制流程图

断裂控制主要包括这四方面的内容。按这四方面要求进行设计就是损伤容限设计。下面分别就断裂控制的四个方面的内容,做一下简单的解释与介绍,作为进一步学习的参考。

7.4.1 材料选择

在静强度设计中,选择材料的主要标准是 σ_s 与 σ_b 要高,质量要轻。如果材料的密度为 ρ,屈服强度为 σ_s,则常可引入参数 σ_s/ρ。此参数称为结构效率参数,它越大越好。在考虑断裂的因素后,就必须引入一个新的选材标准,即材料的断裂韧性要好:由于平面应变断裂韧性 K_{IC} 是材料常数,所以要求 K_{IC} 要高。为此,在设计中常引入参数 $(K_{IC}/\sigma_s)^2$,称为材料的裂纹长度参数,它大致表示了材料允许的临界裂纹长度的大小。兹以穿透性裂纹平面应变断裂为例,$K_{IC}=\sigma\sqrt{\pi a}$。如果使用应力 σ 近似取为 $0.6\sigma_s$,于是有

$$a_c=\left(\frac{K_{IC}}{0.6\sigma_s}\right)^2\cdot\frac{1}{\pi}\approx\left(\frac{K_{IC}}{\sigma_s}\right)^2$$

除了考虑屈服强度、断裂韧性外,选择材料还要考虑它的抗疲劳裂纹扩展性能,即考虑其疲劳裂纹扩展速率。对此,可以从不同材料的 $\mathrm{d}a/\mathrm{d}N-\Delta K$ 曲线进行比较。所以,在选择材料时,应综合考虑上述三方面的要求。

7.4.2　结构布局

为有效地控制裂纹扩展速率在允许的范围内,不致在规定的检验周期内发生意外断裂,必须采用破损-安全结构模式,并力求结构有良好的开敞性,易于检验。对于破损-安全结构型式,主要介绍以下几种:

(1) 多通道传力结构。其设计思想是,即使一个构件是断裂而完全失掉承载能力后,载荷还可通过其余的构件传递。比如多梁式机翼,若其中一根梁发生断裂,则载荷还可由其他各梁承担,不致使整个机翼毁坏。图 7.11 所示的三个整体壁板由钢铆钉连接而成的下翼面,是一个典型的破损-安全结构。当其中任一壁板断裂时,载荷即可通过展向的钢铆钉排,传到相邻的壁板上去。因此,要求铆钉的连接件有足够的强度,除了负担正常的剪流外,还能完成这种传递。

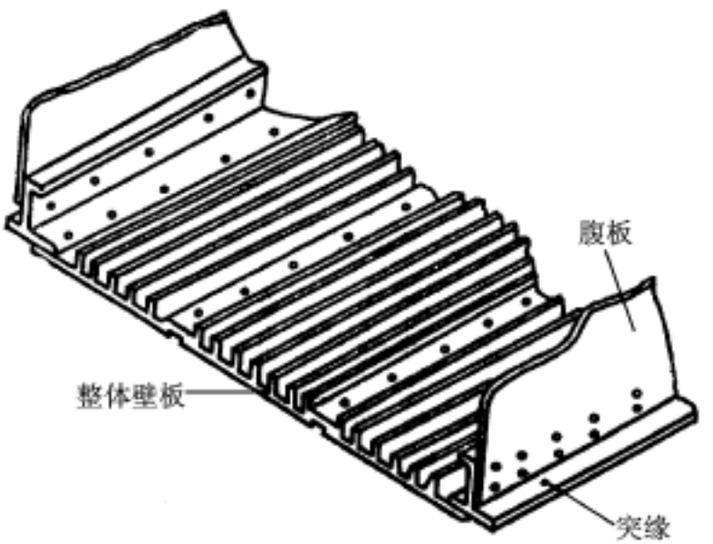


图 7.11　多通道传力翼面

(2) 止裂措施。在破损-安全结构形式中,要考虑一个重要问题:防止裂纹无限制的扩展。

多重受力构件:一个元件由几个元件结合在一起,若其中一个元件出现裂纹,不致使裂纹扩展到其他元件上。如图 7.12 所示的翼梁突缘是由几个型材胶接在一起的,腹板也可采用由两张以上板材胶接而成的厚板。

止裂孔与止裂缝:为防止裂纹扩展,过去常用止裂孔,即在裂纹扩展途径上钻一孔,当裂纹达到该孔时就会停止扩展。最近一些年来,常常采用止裂缝,如波音 707 机翼下蒙皮翼展方向设有止裂缝(如图 7.13 所示),将蒙皮按弦向分块。因为裂纹总是垂直于拉伸方向,这样可以

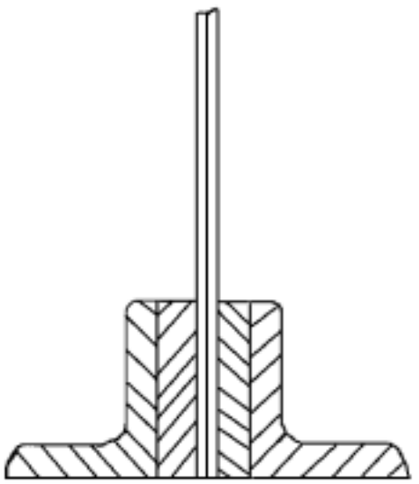


图 7 .12　多重受力构件翼梁突缘

防止裂纹沿弦向扩展。从图 7 .13 还可以看到,裂纹只能在一个壁板内扩展,两个壁板间的展向连接纹隙,自然地起到了止裂的作用。

止裂件:图 7 .14 表示一种抗剪腹板的止裂件。梁的腹板不是一个整体,而是用两块板材铆接在一起的。铆接纹距底边大约 1/ 3 高的地方,并在该处设置一纵向缘条——止裂件。因为疲劳裂纹总是从下翼面开始,当裂纹向上扩展时,就受到了限制。这样,即使下突缘完全断裂,止裂件可取而代之,起下突缘的作用。这种止裂件的应用对防止疲劳裂纹扩展导致断裂来说,虽然比较理想,但必须付出重量的代价。

加桁壁板:图 7 .15 表示了一个均布桁条加强的壁板,承受轴向载荷,裂纹沿垂直于桁条方向扩展。由于裂纹接近和穿过桁条时,扩展速率明显减小,因而提高了抗裂纹扩展的性能。

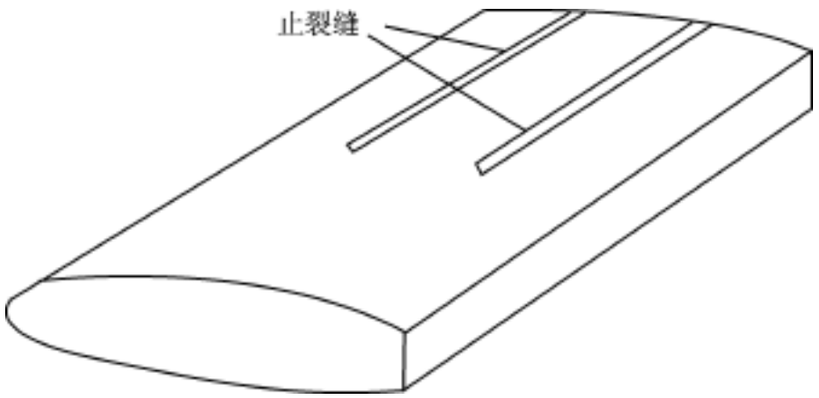


图 7 .13　波音 707 机翼

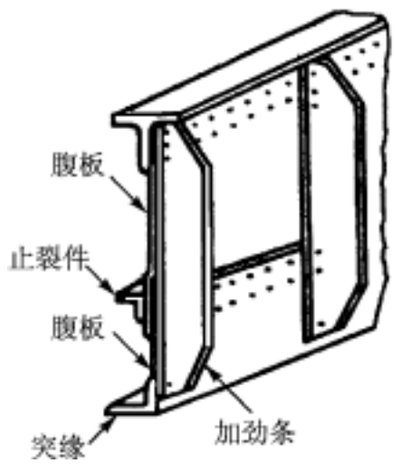


图 7 .14　抗剪腹板的止裂件

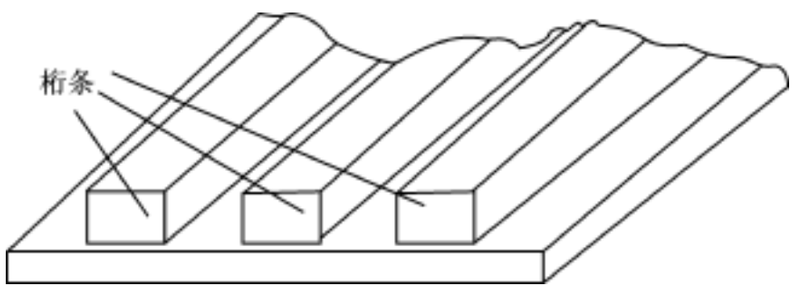


图 7 .15　均布桁条加强的壁板

7.4.3　检测程序与安全工作能力

检测程序是断裂控制的主要环节之一。它的主要内容包括初始可检裂纹长度的确定和检验周期的确定。可检裂纹长度的确定取决于检验的部位及其可用的探测检验方法,如目测、磁力探伤、X 射线检验、声检验等各种方法。虽然探测方法日益先进,但目测仍是不可忽视的检验方法,特别是在检验部位很大而又不知道裂纹所在时,不可能处处用探测仪器探测,这就需要首先用目测发现裂纹。当裂纹扩展后,检验周期必须小于疲劳裂纹的扩展寿命;在其检验周期内,构件的实际安全应力必须小于破损安全应力,也即裂纹扩展后的剩余强度应能承受规定的使用载荷(即破损-安全载荷);安全工作应力就是在破损安全载荷下的工作应力,也就是破损安全应力。

习题与思考题

习　题

7.1　比较“安全寿命”与损伤容限设计准则的异同,并论述疲劳学和断裂力学在飞机结构完整性大纲中的作用。

7.2　试述断裂力学在疲劳强度设计和疲劳寿命估算中的应用及其意义。断裂力学方法与其他估算疲劳寿命的方法有何联系?断裂力学判据和其他判据有何联系?

7.3　损伤容限设计概念有哪些?它们保证结构安全性的具体准则是什么?

7.4　以下几种零件是否为关键件?列为哪一类关键件?

(a) 此零件破坏,会立即引起灾难性事故,但临界裂纹长,应力水平低,满足损伤容限准则中裂纹扩展和剩余强度要求;

(b) 该零件破坏,会立即引起灾难性事故,应力水平高,临界裂纹短,不满足损伤容限准则要求;

(c) 此零件破坏,会造成一定的经济损失,但不影响飞行安全。

7.5　以中心穿透裂纹板为例,用表达式定量地说明裂纹尖端应力强度因子 K_{I} 与应力集中系数 K_{t}(净截面或毛截面)有什么不同?

7.6　已知含中心裂纹的无限大板受力如图 7.16 所示,σ为均布应力,试用叠加原理求裂纹尖端应力强度因子 $K_{\mathrm{I}A}$ 和 $K_{\mathrm{I}B}$。

7.7　已知含中心裂纹的无限大板受力如图 7.17 所示,F 为单位厚度上的集中力,试用叠加原理求裂纹尖端应力强度因子 K_{I}。

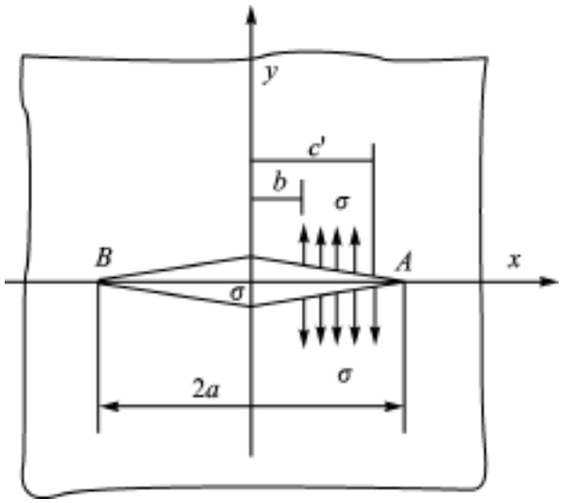


图 7.16　受均布应力的含中心裂纹无限大板

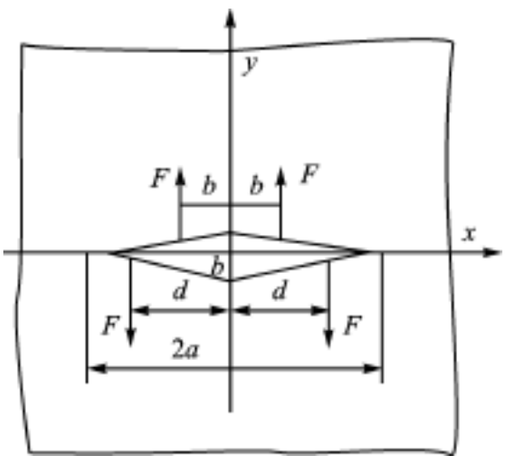


图 7.17　受集中力的含中心裂纹无限大板

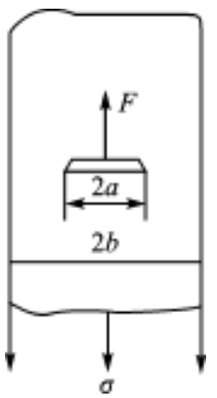


图 7.18　受集中力的含中心裂纹无限大板

7.8　某试样如图 7.18 所示,板宽 $2b=150$ mm,板厚 $B=2$ mm,中心裂纹 $2a=15$ mm,受力 $F=9\,807$ N,试求裂纹尖端 I 型的应力强度因子。

7.9　某厚板构件的板宽为 40 mm,远处受均匀拉应力 σ的作用。板中心部位容易出现穿透裂纹,裂纹方向与外载垂直。如用常规的检验方法,能够查出的最小裂纹为 $2a=4$ mm。若如表 7.2 所列出的两种材料可供设计选择,问哪一种材料更合适?其理由是什么?

表 7.2　材料性能

材料名称	σ_b / MPa	σ_s / MPa	K_{IC} / (MPa·$\sqrt{m}$)	σ / MPa	密度 ρ / (10^{-6} kg/mm^3)	(σ ρ) / (10^6 kg·mm)
LC4CS	510	441	31	343	2.81	12.5
30CrMnSi2A	1 569	1 275	76	961	7.78	12.5

7.10　某构件每天运行 10 小时,构件上有一块尺寸很大的平板承受平均应力为 200 MPa,应力幅值为 15 MPa 的应力水平;平板关键部位有一条裂纹与外载垂直,材料 $K_{IC}=100$ MPa·$\sqrt{m}$($R=0.85$),问:(a) 下列因素中哪一个对防止构件断裂的安全设计最重要:(Ⅰ) K_{IC},(Ⅱ) ΔK_{th},(Ⅲ) Paris 公式适用范围的裂纹扩展率;(b) 给出计算平均疲劳寿命的具体步骤。

7.11　使用液压伺服疲劳试验机测定 ΔK_{th} 值很费试验机时,如果仪器测量裂纹长度的分辨率为 0.05 mm,且定义 ΔK_{th} 为裂纹扩展率低于 10^{-11}/m 循环对应的 ΔK,试计算频率为 1 Hz 时,测定材料 ΔK_{th} 所需要试验时间。

7.12　0# 铸钢紧凑拉伸试样在 -34 ℃下测得的裂纹扩展数据如表 7.3 所列。试样的尺寸为 W = 64.8 mm,厚度 B = 8.2 mm;承受载荷为 F_{max} = 6.14 kN, F_{min} = 0.089 kN。试样的应力强度因子变程 ΔK_I 可用式(7.2)求得,试做出一条 $\mathrm{d}a/\mathrm{d}N - \Delta K_I$ 曲线,用数值法来简化数据,并求 Paris 公式的系数 C 和指数 m。

表 7.3　30# 铸钢试样在 -34 ℃下的裂纹扩展数据

循环次数	裂纹长度/ mm	循环次数	裂纹长度/ mm
0	22.0	751 200	27.7
37 100	22.1	801 600	28.9
68 300	22.3	863 400	29.8
111 200	22.5	908 800	30.9
173 500	22.7	942 900	32.0
238 000	23.0	978 000	33.5
286 400	23.3	1 006 700	35.1
371 000	23.75	1 028 900	36.55
446 200	24.1	1 059 700	39.2
501 200	24.9	1 069 400	42.0
560 900	25.8	1 073 200	44.1
691 800	27.0	1 074 900	45.0

7.13　一根 18Ni(200)马氏体时效钢杆件,在轴向载荷作用下发生断裂。有人建议改用 18Ni(300)马氏体时效钢来提高强度。试用表 7.4 中的数据,按照(a) 不存在裂纹;(b) 存在一条裂纹两种情况,对上述建议加以评论。对于一定的裂纹长度,两种钢的承载能力的比值为多少?假定断裂时存在裂纹,那么你将怎样解决原来的断裂问题?

表 7.4　马氏体时效钢的机械性能

机械性能 / 钢号	屈服极限 σ_s / MPa	断裂韧性 K_{IC}/ (MPa·$\sqrt{\mathrm{m}}$)
18Ni(200)	1 450	110
18Ni(300)	1 905	50～64

7.14　假设断裂韧性数据如图 7.19 所示,且单轴受载零件的厚度为 2.5 mm。如果零件不存在裂纹,那么其厚度增加两倍能否使断裂载荷也提高两倍?如果零件上有一条穿透裂纹,那么其厚度增加两倍能否使断裂载荷也提高两倍?断裂时的载荷变化有多大?

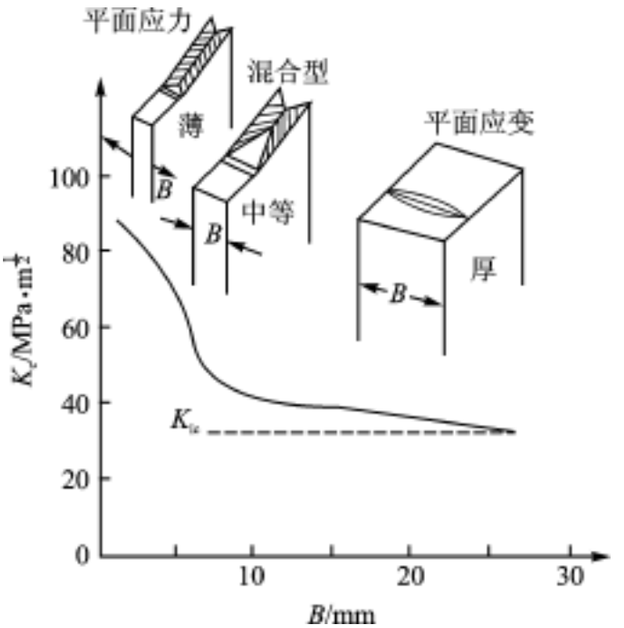


图 7.19　试样厚度对断裂韧性的影响

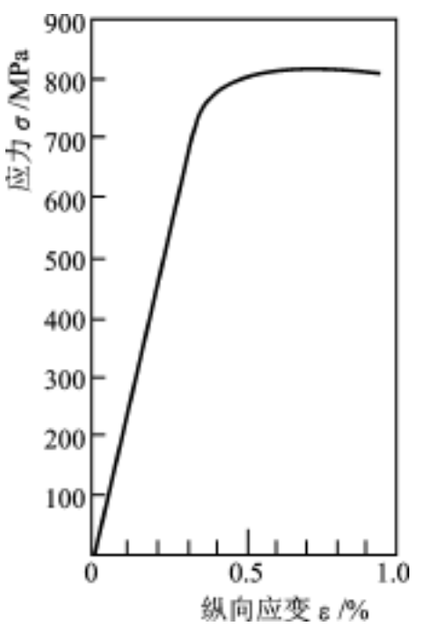


图 7.20　某飞机用钢在室温下的应力-应变曲线

7.15　在某飞机使用的钢构件中,检测结果显示该构件存在表面缺陷,缺陷的形状可近似为短半轴与长半轴之比等于 0.481 的半椭圆,长轴处于裂纹扩展方向。应力场的有限元分析指出,在裂纹扩展方向的应力分布为

$$\sigma_{max} = 95 - 0.423a \quad (\text{MPa})$$

$$\sigma_{min} = 0$$

式中 a 为表面裂纹的深度(单位为 mm)。该材料的应力-应变曲线如图 7.20 所示,由试验测得的裂纹扩展速度公式为

$$\frac{da}{dN} = 3.425 \times 10^{-7} (\Delta K)^{3.13} \quad (\text{mm/ 次循环})$$

试问裂纹会不会扩展?如果会扩展,试做出裂纹长度与循环次数的关系曲线。

思考题

7.16　已知 $Z(z)$ 为复变解析函数,其原函数 $\Omega(z)$, $\overline{Z}(z)$ 也均为复变解析函数,试证明维斯特格特应力函数 $\chi = \mathrm{Re}\,\overline{Z}(z) + y\mathrm{Im}\,\Omega(z)$ 可以作为平面问题的应力函数。(提示:利用复变解析函数的第一个性质。)

7.17　已知含中心裂纹的无限大板受力如图 7.21 所示,F 为单位厚度上的集中力。大板的复

变应力函数为

$$Z(z)=\frac{2Fz(a^2-b^2)^{\frac{1}{2}}}{\pi(z^2-b^2)(z^2-a^2)^{\frac{1}{2}}}$$

试用极限法求裂纹尖端应力强度因子 K_{I}。

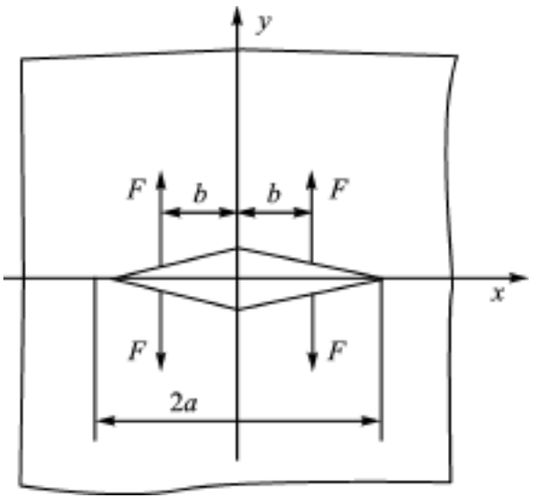


图 7.21　受集中力的含中心裂纹无限大板

7.18　某气瓶(如图 7.22 所示)内径 $D=508$ mm,壁厚 $t=35.6$ mm,气瓶纵向有一表面裂纹,经探伤测得其深度 $a=15.9$ mm,长度 $2c=318$ mm。若已知材料的屈服极限 $\sigma_s=538$ MPa,断裂韧性 $K_{\mathrm{IC}}=109.7$ MPa·$\sqrt{\mathrm{m}}$,试估算其爆破压力 p_c。要求:

(1) 按半无限体表面裂纹处理,采用伊尔文方法;

(2) 按有限厚度体处理,采用 R.C.Shah 和 A.S.Kobayashi 方法,并讨论所得的结果的趋势和工程意义。

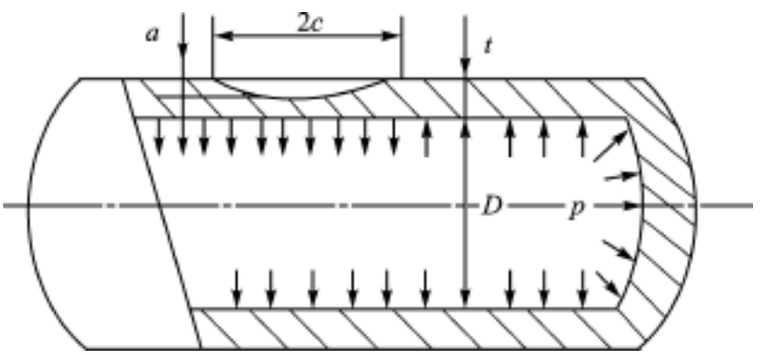


图 7.22　气瓶剖面图

7.19　已知 2 mm 厚的铝合金薄板含一中心裂纹,裂纹面受到单位厚度(m)的集中力 F 拉伸。板宽 $W=70$ mm,裂纹 $2a=10$ mm,材料屈服极限 $\sigma_s=400$ MPa。不考虑宽度修正,但考虑塑性区修正,试估算当 F 分别为 3MN 和 7MN 时,裂纹尖端的应力强度因子各为多少?计算后用百分比定量讨论塑性区对 K_{I} 的影响。(提示:注意判断裂尖前缘材料

所处的应力状态。在判断式 R B 中，R 应选择工程平面应变状态下的表达式。)

7.20 直径为 85 mm 的活塞在汽缸中移动，汽缸压力在 0 到 45 MPa 间来回波动，汽缸尺寸如下：长度 185 mm，外径 105 mm。汽缸内壁有 1 mm 半椭圆裂纹，与切向应力方向垂直，

$$\mathrm{d}a\ \mathrm{d}N = 2\times10^{-10}(\Delta K)^3$$

式中：$\mathrm{d}a\ \mathrm{d}N$ 的单位为 m/ 次循环；ΔK 的单位为 MPa · $\sqrt{\mathrm{m}}$。此汽缸因未知原因爆炸，试计算：(a) 汽缸爆炸前压力循环周次；(b) 导致汽缸破坏的压力大小。

7.21 讨论下列一组条件，在这些条件下对构件施加拉伸超载能使其疲劳寿命：(Ⅰ) 增加；(Ⅱ) 降低；(Ⅲ) 保持不变。每种情况至少举一实例。如果换成压缩超载，则情况如何？

7.22 试比较几种迟滞模型的优缺点。

7.23 试用虚功原理、卡氏定理、伊尔文模型推导出无限大板中心穿透裂纹，单向均匀受拉时，裂纹尖端的张开位移表达式，并证明此时有效裂纹腔呈现椭圆形。

7.24 试用裂尖弹性位移解和伊尔文的有效裂纹假设，确定小范围屈服条件下，Ⅰ型裂纹平面应力状态下的尖端张开位移表达式。

7.25 含裂纹弹塑性构件裂尖前缘材料，在不同的应力状态下屈服，塑性区内的应力指标有什么不同？这将导致怎样不同的断裂结果？

7.26 从 J 积分定义出发，对 Dugdale 模型中的真实裂纹进行 J 积分计算，获得平面应力状态下的 J 积分与 CTOD 之间的关系式。积分路线及作用其上的拉应力如图 7.23 所示。(提示：δ_{CA} 的量级很小，可以认为积分路线上 $\mathrm{d}y=0$。)

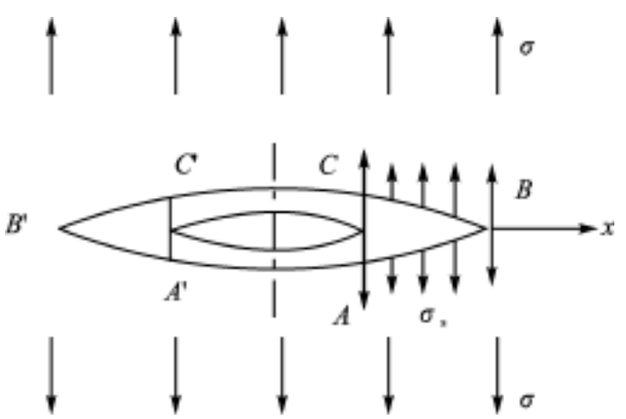


图 7.23 积分路线及受力图

7.27 已知韧性大薄板如图 7.24 所示，板 A 具有初始裂纹 $2a$，板 B 为无裂纹板。将两板两端缓慢加载至 σ后固定，试比较板 A 与板 B 所含弹性能的大小。板 C 是由板 B 在加载固定两端后进行人工切口得到，试比较板 A 与板 C 边界上应力的大小。

7.28 采用柔度法测定能量释放率 G 时，可采用如图 7.25 所示的试件与加载方式。已知材

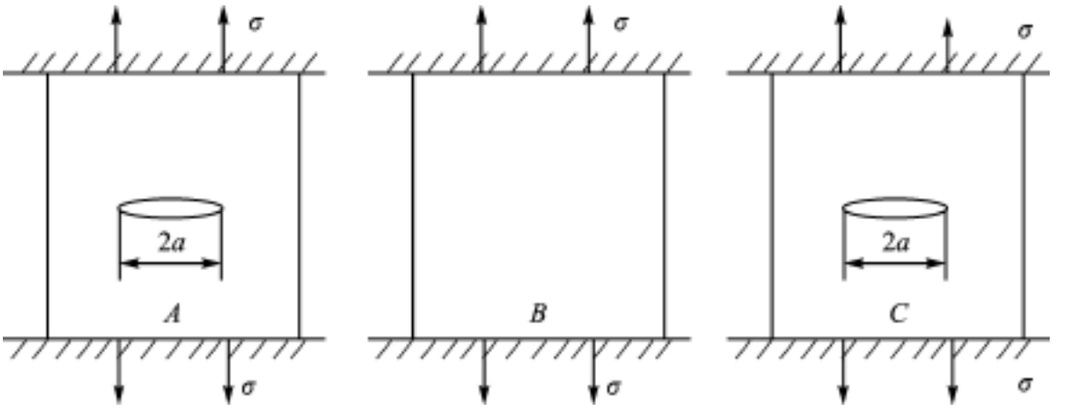


图 7 .24　韧性大薄板

料弹性模量 E,加载点的相对位移 $v=\dfrac{2Fa^3}{3EI}$,试求此试样能量释放率 G 的表达式。

7 .29　带状薄板(如图 7 .26 所示)在 $y=\pm H$ 处位移 $v=\pm V_0$, $u=0$。试从能量释放率 G 定义出发,利用无裂纹板的应变能密度表达式,计算应力强度因子 K_{I}。(提示:近似认为裂纹后方应力为零。)

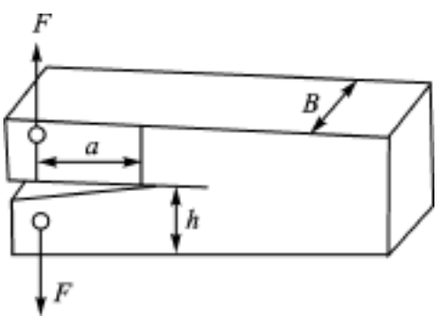


图 7 .25　柔度法试样

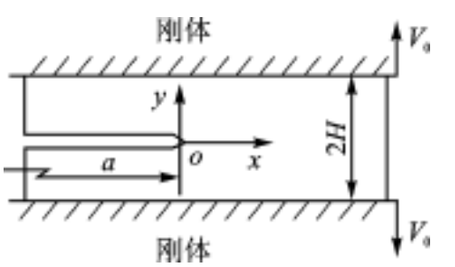


图 7 .26　带状薄板

第八章　耐久性设计

在前两章内容中,分别介绍了飞行器结构设计用的安全寿命设计和损伤容限设计。安全寿命设计认为结构使用前完好无损,不存在初始缺陷(裂纹),并且期望结构在使用寿命期间内不会形成裂纹,据此,能够确定一个零部件或整机在飞-续-飞谱作用下的安全使用寿命。而损伤容限设计则承认结构在使用前存在初始缺陷(一条或几条主裂纹),并且裂纹较长,一般在 1 mm 以上,通过估算初始裂纹至临界裂纹的扩展寿命,能够确定一个零部件在飞-续-飞谱作用下的检修周期。

多年来,机械制造业一直将安全寿命设计与损伤容限设计有机地结合起来,以安全寿命设计定寿,以损伤容限设计保障安全,取得了良好的效果,并得到更加广泛的应用。但是,无论是安全寿命设计,还是损伤容限设计都存在两大共同缺点:① 只将影响飞机安全的关键危险件的疲劳强度薄弱部位,作为分析与设计的对象和细节,而未考虑飞机所有主要和次要结构,以及所有材料对飞机安全性的影响,从而无法对整机的损伤状况和维修费用进行全面而合理的评估;② 疲劳过程两个阶段——裂纹形成和裂纹扩展之间由某一指定“工程裂纹”划分,安全寿命设计用于实际构件出现“工程裂纹”之前寿命(裂纹形成寿命)设计,而从工程裂纹扩展至临界裂纹或完全断裂的寿命(裂纹扩展寿命)则由损伤容限设计完成,目前,工程裂纹尺寸的选取倘无统一规定,且同一疲劳过程的工程裂纹形成前后,所采用的设计方法和理论体系迥然不同,难以统一。

20 世纪 70 年代末 80 年代初,经济维修性要求促进了耐久性设计的发展,并最先在美国 F-16飞机设计中得到应用。耐久性是指在规定期限内,飞机结构抵抗疲劳开裂(包括应力腐蚀和氢引起的开裂)、腐蚀、热退化、剥离、磨损和外来损伤作用的能力。耐久性设计认为所有的材料和零构件在使用前都存在初始缺陷或裂纹,那么,依据断裂力学原理和小裂纹扩展速率方程,就能估算出结构细节由微小的初始缺陷扩展至一个相对较小的宏观裂纹尺寸(对紧固孔,以 0.4～1.2 mm 为宜)所经历的寿命,确定经济修理极限,并制定检修周期。可见,耐久性设计的思路和方法,与损伤容限设计相近,并接近统一。此外,耐久性设计的基础——初始缺陷尺寸是由结构全部细节的裂纹群(主要在 1 mm 以下的较小的亚临界裂纹)的耐久性试验数据得到的,因此,耐久性设计可以定量地确定全部细节的裂纹尺寸,并提供其“损伤度”的定量描述。

至于耐久性设计中经常提到的经济寿命和经济修理极限,并不是耐久性设计独有的新概念和新名词,其实在安全寿命设计中就包含这些概念。所谓经济寿命是指结构实际使用的寿命,结构使用到一定寿命而破损较严重后,不修不能用,再修不经济,此寿命即为经济寿命;此

时所对应的裂纹尺寸即为经济修理极限。耐久性设计通常采用概率断裂力学方法、确定性裂纹扩展方法和裂纹萌生方法。下面就分述这 3 种方法。

8.1　概率断裂力学方法(PFMA)

概率断裂力学方法(PFMA)认为,结构某细节的整体原始疲劳质量(IFQ),可以用一个随机变量——当量初始裂纹尺寸(EIFS)表示,结合 EIFS 和裂纹扩展方程,就可确定指定使用时间下裂纹尺寸超越指定参考裂纹尺寸的结构细节数,从而确定损伤度。为确定 EIFS,通常对结构细节的试样进行几种不同应力水平的指定载荷谱下的疲劳试验,由试验结果和断口判读数据,得到试样的裂纹形成时间(TTCI)分布,通过裂纹扩展控制曲线,可由 TTCI 及其分布推算出 EIFS 及其分布。PFMA 方法的具体步骤为:

(1) 确定耐久性分析对象和范围。

(2) 对各细节群进行应力区划分,即对损伤度评定范围内结构确定高、中、低三种应力水平,各应力区中的各细节处的名义应力认为基本相同(一般控制在 5%左右)。

(3) 确定各个应力水平区内结构细节原始疲劳质量 IFQ 或当量初始缺陷尺寸 EIFS 及其分布。

(4) 确定各应力区的使用期裂纹扩展控制曲线(SCGMC)。

(5) 确定各应力区的裂纹超越数概率和裂纹超越数,从而确定各细节群的裂纹超越数和结构的裂纹超越数。

(6) 评估结构损伤度并预测经济寿命。首先进行修理前(结构初始状态)的损伤度评估与经济寿命预测;如果不进行修理,经济寿命达不到指定的使用寿命要求时,则应提出合理的修理方案,并给出相应修理后的损伤度评估及经济寿命预测。

(7) 给出合理的结构修理大纲及相应的结构经济寿命,判断其是否可以达到结构的设计使用寿命。

需要特别指出的是:在耐久性设计的 PFMA 方法中,由于结构细节的裂纹长度均相当小,因此在统计上可将各裂纹均视为互相独立的随机变量。

8.1.1　TTCI 分布与 EIFS 控制曲线

实践表明,不同的结构细节在相同的疲劳应力作用下会有不同的寿命。这是因为它们有不同的材料、几何形状和工艺状态(统称为原始制造状态)。原始疲劳质量(IFQ)就是结构细节原始制造状态的表征,代表了细节的疲劳品质。材料、几何形状和名义制造装配工艺过程相同的细节构成的结构细节群,他们当中的各细节的实际工艺状态其实并不相同,具有分散性,因而,也就各有不同的 IFQ,而这些细节不同的 IFQ 的综合就构成了结构细节群的 IFQ。要确定每一个细节的 IFQ 实际上是不可能的,所以,耐久性分析中所应用的 IFQ 多指某种结构

细节群的 IFQ。

即使结构细节及其疲劳载荷都相同,但由于材料组织的不均匀性、内部缺陷的随机分布和加工处理中的一些偶然因素影响,其疲劳寿命试验结果却没有一个相同,并呈现出很大的分散性。因此,概率断裂力学(PFMA)采用结构细节原始疲劳品质(IFQ)分布,来表示这些偶然因素的影响。如何合理地确定 IFQ 是结构耐久性损伤度评估、经济寿命预测的基础和关键。

IFQ 通常用 TTCI 和 EIFS 表示(如图 8.1 所示)。TTCI 是结构细节在给定载荷谱作用下,达到某一给定参考裂纹尺寸 a_r 所经历的时间 t;不同 IFQ 会导致不同的 TTCI,可见 TTCI 可以表示出 IFQ 的优劣,是 IFQ 的一种表示形式。由于每个细节的 IFQ 不同,即初始缺陷大小不同,所以其 TTCI 值也不同。IFQ 为一随机变量,那么,TTCI 也为一随机变量。当然,结构细节群的 TTCI 及其分布与应力谱和参考裂纹尺寸 a_r 有关,不同的载荷和 a_r 值将对应着不同的 TTCI 分布(如图 8.1 所示);a_r 的取值大小对裂纹形成时间 TTCI 值有直接影响,a_r 越大,TTCI 越长。因此,TTCI 只具有相对性,即只有比较的作用,而不能作为 IFQ 的定量描述。

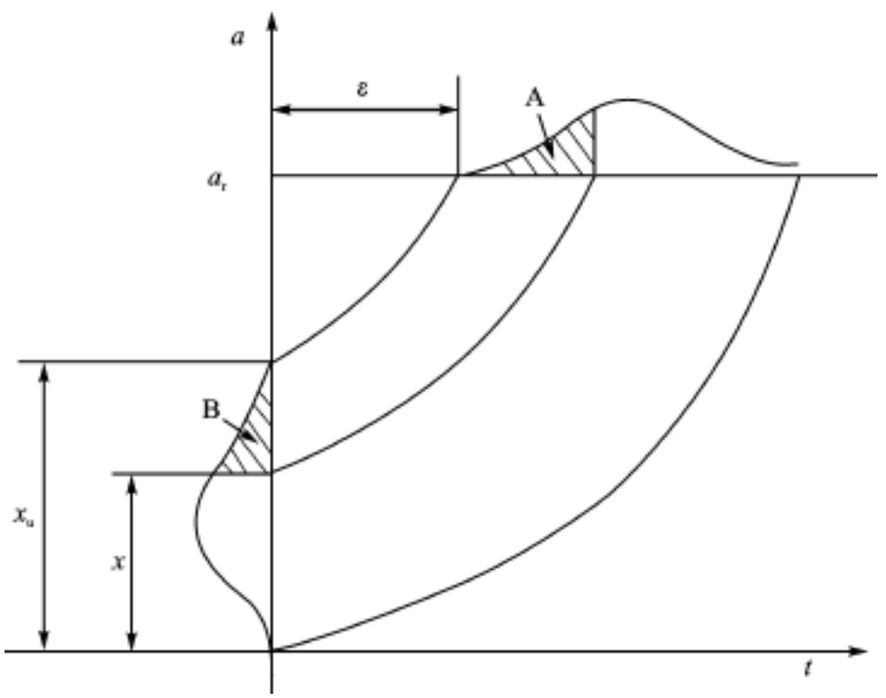


图 8.1　原始疲劳质量模型

通过大子样试验数据检验,在给定载荷谱与参考裂纹尺寸 a_r 下,紧固孔细节 TTCI 的概率密度函数和分布函数分别为

$$f(t) = \frac{\alpha}{\beta}\left(\frac{t-\varepsilon}{\beta}\right)^{\alpha-1}\exp\left[-\left(\frac{t-\varepsilon}{\beta}\right)^{\alpha}\right] \tag{8.1}$$

$$F(t) = 1-\exp\left[-\left(\frac{t-\varepsilon}{\beta}\right)^{\alpha}\right] \tag{8.2}$$

式中:α为形状参数;β为比例参数;ε为最小参数。

在 TTCI 期间内的小裂纹扩展速率可用 Paris 公式描述:

$$\frac{\mathrm{d}a(t)}{\mathrm{d}t} = Q[a(t)]^{b} \tag{8.3}$$

式中:Q 和 b 均为依赖于载荷谱、结构细节和材料特性的常数;b 为裂纹扩展方程指数;Q 为 $\mathrm{d}a/\mathrm{d}t$ 方程参数。在载荷谱形式确定后,常假设指数 b 与应力水平无关。在载荷谱、结构细节及材料已知的条件下,可采用割线法、修正割线法或递增多项式局部拟合法,由 TTCI 试验 (a,t) 数据集确定裂纹扩展速率 $(\mathrm{d}a/\mathrm{d}t)$ 数据,再采用线性回归方法确定参数 Q 和 b。

对式(8.3)分离变量并积分,可得

$$t_2 - t_1 = \frac{1}{Q}\int_{a(t_1)}^{a(t_2)} a^{-b}\mathrm{d}a = \frac{1}{Q(1-b)}\{[a(t_2)]^{(1-b)} - [a(t_1)]^{(1-b)}\} \tag{8.4}$$

令 $c=b-1$,则由式(8.4)得到

$$a(t_1) = \{[a(t_2)]^{-c} + cQ(t_2 - t_1)\}^{-\frac{1}{c}} \qquad (b>1) \tag{8.5}$$

$$a(t_1) = a(t_2)\cdot\exp[-Q(t_2 - t_1)] \qquad (b=1) \tag{8.6}$$

式(8.5)和式(8.6)建立了小裂纹扩展的 $a-t$ 关系。从中可见,若已知 t_2 时的裂纹长度 $a(t_2)$,就能确定先前 t_1 时的裂纹尺寸 $a(t_1)$,依照此关系式,可由 TTCI 反推 EIFS,因此,式(8.5)和式(8.6)被称为 EIFS 控制曲线。

令 $t_1=0$, $t_2=t$, $a(t_2)=a(t)=a_r$,如用 x 表示 EIFS 的取值 $a(0)=a_0$,则式(8.5)和式(8.6)变为

$$x = (a_r^{-c} + cQt)^{-\frac{1}{c}}, \qquad (b>1) \tag{8.7}$$

$$x = a_r\exp(-Qt), \qquad (b=1) \tag{8.8}$$

式(8.8)在理论上适用于 $b\neq1$ 的一切情况。但当 $b<1$ 时,如果 $t>a_r^{-c}/(-cQ)$,则有 $a(0)<0$,这与实际情况不符,因此不取 $b<1$。

如果 $t=\varepsilon$ 为 TTCI 的下限,则由式(8.7)和式(8.8)确定 EIFS 的上界为

$$x_u = (a_r^{-c} + cQ\varepsilon)^{-\frac{1}{c}}, \qquad (b>1) \tag{8.9}$$

$$x_u = a_r\exp(-Q\varepsilon), \qquad (b=1) \tag{8.10}$$

或

$$\varepsilon = \frac{1}{cQ}(x_u^{-c} - a_r^{-c}), \qquad (a_r \geq x_u, b>1) \tag{8.11}$$

$$\varepsilon = \frac{1}{Q}\ln\left(\frac{a_r}{x_u}\right), \qquad (b=1) \tag{8.12}$$

耐久性分析将结构细节在使用前的不同状态当量成不同大小的初始缺陷,并以此当量初始缺陷尺寸(EIFS)作为结构细节 IFQ 的定量描述。EIFS 依赖于材料、结构几何参数、载荷谱形式和制造装配流程等因素,而与应力水平、传递载荷和环境等因素无关。根据式(8.7)和式

(8.8)可知,在给定载荷谱形式、应力水平和参考裂纹尺寸 a_r 的条件下,EIFS 是裂纹形成时间 TTCI 的函数,由于 TTCI 为一随机变量,显然,EIFS 也是一个随机变量。其分布可由 TTCI 分布导出(如图 8.1 所示)。如用 x 表示 EIFS 随机变量,则 EIFS 的概率密度函数和累积分布函数分别为

$$f(x)=\frac{\alpha}{Q\beta x^{c+1}}\left(\frac{x^{-c}-x_u^{-c}}{cQ\beta}\right)^{\alpha-1}\exp\left[-\left(\frac{x^{-c}-x_u^{-c}}{cQ\beta}\right)^{\alpha}\right]\qquad(b>1,0\leq x\leq x_u)\tag{8.13}$$

$$f(x)=\frac{\alpha}{\beta x}\left[\frac{\ln(x_u/x)}{Q\beta}\right]^{\alpha-1}\exp\left\{-\left[\frac{\ln(x_u/x)}{Q\beta}\right]^{\alpha}\right\}\qquad(b=1,0\leq x\leq x_u)\tag{8.14}$$

$$F(x)=\exp\left[-\left(\frac{x^{-c}-x_u^{-c}}{cQ\beta}\right)^{\alpha}\right]\qquad(b>1,0\leq x\leq x_u)\tag{8.15}$$

$$F(x)=\exp\left\{-\left[\frac{\ln(x_u/x)}{Q\beta}\right]^{\alpha}\right\}\qquad(b=1,0\leq x\leq x_u)\tag{8.16}$$

上述建立的 EIFS 分布仅适用于某一应力水平下结构耐久性分析。由于整个结构的细节群体存在高、中、低三种应力水平,因此,必须综合各种应力水平下的试验数据,建立适合于各种应力水平,即与应力水平无关的整个结构都通用的 EIFS 分布(如图 8.2 所示),这样才能对整个结构的细节群进行耐久性评估。

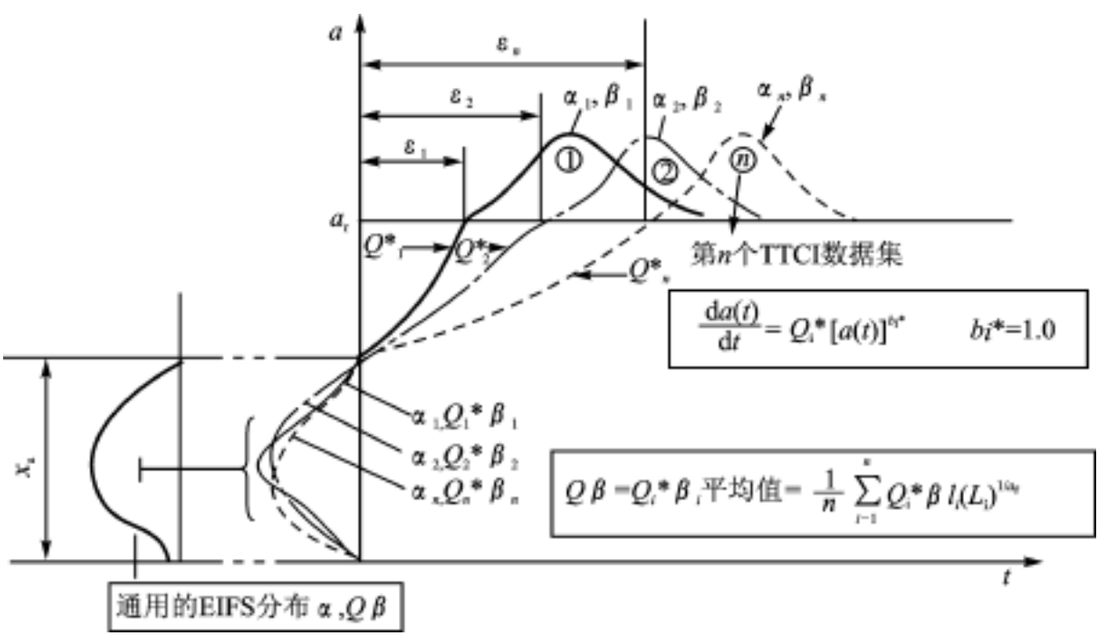


图 8.2　通用 EIFS 分布

8.1.2　通用 EIFS 分布

如上所述,通用当量初始缺陷尺寸(通用 EIFS)分布应只取决于材料和制造质量,而与应力水平无关,因此,通用 EIFS 分布公式(8.13)至式(8.16)中参数 x_u、b、$Q\beta$ 和 α 也应与应力水平无关,即

$$\begin{aligned} x_{u1} &= x_{u2} = \cdots = x_{un} \\ b_1 &= b_2 = \cdots = b_n \\ Q\beta_1 &= Q\beta_2 = \cdots = Q\beta_n \\ \alpha &= \alpha_1 = \cdots = \alpha_n \end{aligned} \tag{8.17}$$

由于结构制造完毕后，总有某一个细节处的初始损伤最严重，其当量裂纹尺寸即为 x_u，是当量初始缺陷尺寸 EIFS 的上界，它是不依赖于使用条件而客观存在的通用参数。x_u 的选取应满足式(8.9)和式(8.10)。调整 a_r 和 x_u 值就是调整TTCI分布的下限 ε值，从而改善 TTCI 数据的拟合精度。对不同的数据集选取相同的 x_u，就可使通用性条件式(8.17)中的第一式得到满足。

由于疲劳裂纹扩展速率方程式(8.3)指数 b 的大小取决于材料特性、缺陷类型、载荷谱和应力水平，其中材料特性和载荷谱对 b 影响最大，应力水平对 b 值影响较小。因此，通用 EIFS 分布参数 b 在各应力水平下应相同，即与应力水平无关。当 $b \neq 1$ 时，取 $b = \frac{1}{n}\sum b_i$，b_i 为第 i 个数据集的裂纹扩展速率方程的指数。

TTCI 分布的比例参数 β和式(8.3)中参数 Q 的取值与应力水平密切相关。由裂纹扩展的各数据集，可拟合得到相应的 Q_i 和 β_i(如图 8.2 所示)。应力水平越高，da dt越大，Q 值越大，疲劳寿命缩短，TTCI 分布左偏，β值减小。根据实验结果，得到 Q 与 β的乘积随应力水平变化较小，因此，可取

$$Q\beta = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} Q_i\beta_i \tag{8.18}$$

按式(8.18)求得的 $Q\beta$ 值与实际 $Q_i\beta_i$ 值不等，为了满足 EIFS 的通用性要求，第 i 个数据集的名义裂纹扩展参数 $\hat{Q}_i$ 取

$$\hat{Q}_i = \frac{Q\beta}{\beta_i} \tag{8.19}$$

因此，用 $\hat{Q}_i$ 代替 Q_i 值，可得 $\hat{Q}_1\beta_1 = \hat{Q}_2\beta_2 = \cdots = \hat{Q}_n\beta_n = Q\beta$。

为了使通用 EIFS 分布的形状参数 α，能合理地描述不同应力水平下结构细节的 EIFS 分布，引入一个与应力水平无关、其量纲为 1 的统计量：

$$W = \frac{T - \hat{\varepsilon}_i}{\beta_i}$$

式中，$\hat{\varepsilon}_i$ 为与 $\hat{Q}_i$ 相对应的第 i 个数据集的 TTCI 分布的名义下限。根据式(8.11)和式(8.12)，可得到

$$\hat{\varepsilon}_i = \frac{1}{c\hat{Q}_i}(x_u^{-c} - a_r^{-c}), \qquad (a \geq x_u, b > 1)$$

$$\hat{\varepsilon}_i = \frac{1}{\hat{Q}_i}\ln\left(\frac{a_r}{x_u}\right), \qquad (b = 1)$$

由 TTCI 分布函数式(8.2)得到 W 分布函数为

$$F(W) = \exp(-W^{\alpha}) \tag{8.20}$$

由式(8.20)可知,W 服从下限为零、比例参数为 1 的 Weibull 分布,α 为通用分布参数。利用 W 统一组合不同应力水平下的 TTCI 数据集,确定上述分布(8.20)参数 α,即可使通用性条件式(8.17)中的第四式得到满足。

对于耐久性试验数据集(a_{ji}, t_{ji})($j = 1, 2, \cdots, N_i$, N_i 为第 i 个数据集的有效断口数据点数; $i = 1, 2, \cdots, m$, m 为应力区或数据集个数),则 W 共有 $N = \sum_{i=1}^{m} N_i$ 个有效数据,按从小到大排列,第 k 个 W 值可靠度估计量为

$$\hat{F}(W) = 1 - \frac{k}{N+1} = \frac{N-k+1}{N+1} \tag{8.21}$$

将式(8.20)两边取二次对数得

$$Z = \alpha X$$

式中: $Z = \ln\left[-\ln\left(\frac{N+1-k}{N+1}\right)\right]$; $X = \ln W$。通过线性回归可得

$$\alpha = \frac{\sum_{k=1}^{N} Z_k}{\sum_{k=1}^{N} X_k} = \frac{\sum_{k=1}^{N} \ln\left[-\ln\left(\frac{N+1-k}{N+1}\right)\right]}{\sum_{k=1}^{N} \ln(W_k)} \tag{8.22}$$

不同(a_r, x_u)值会得到不同的(α, $Q\beta$)值。为得到最佳的(α, $Q\beta$)值,需要根据线性回归理论中的偏差平方和(SSE)最小值方法,进行参数优化。统计量 W 的偏差平方和(SSE)为

$$\mathrm{SSE} = \sum_{k=1}^{N}\left\{\frac{k-N-1}{N+1} + \exp\left[-(W_k)^{\alpha}\right]\right\}^2$$

改变(a_r, x_u)值,使 SSE 最小时所对应的(α, $Q\beta$)值,即为 EIFS 分布参数优化结果。参数优化时,a_r 在相对小的裂纹尺寸范围内选取值,并满足 $(a_i + a_u)/2 \le a_r \le a_u$。$a_u$ 和 a_i 分别为断口金相分析裂纹尺寸的上下界。a_u 选取不能超过经济修理极限 a_e。

在给定 a_r 值下所获得的一组通用分布参数 x_u, α, $Q\beta$,不但应当能较好地预测该 a_r 值下各数据集的 TTCI 分布,而且还应能较好地预测其他 a_r 值下 TTCI 分布。根据通用 EIFS 分布所描述的结构原始疲劳质量,由确定性裂纹扩展所导出的相同应力水平下,任意参考裂纹尺寸 $(a_r)_k$ 下的 TTCI 分布形状参数 α 和比例参数 β 值应相同(如图 8.3 所示),不同的 $(a_r)_k$ 值所对应的 TTCI 分布的区别仅是下界 ε_k 不同。在给定 $(a_r)_k$ 及 x_u 的条件下,可以获得通用 EIFS 分布参数 $Q\beta$ 和 α,以及应力区 i 下的 $\beta_i = Q\beta\,\hat{Q}_i$,这些参数在预测其他 $(a_r)_k$ 下的 TTCI 分布时应保持不变。因此,在应力区 i 下,$(a_r)_k$ 对应的 TTCI 分布为

$$F(t) = 1 - \exp\left[1 - \left(\frac{t - \hat{\varepsilon}_{iz}}{\beta_i}\right)^{\alpha}\right]$$

式中，当 $a_r = (a_r)_k$ 时，对应的 $\hat{\varepsilon}_{ik}$ 为

$$\hat{\varepsilon}_{ik} = \frac{1}{c\hat{Q}_i}\left[x_u^{-c} - (a_r)_k^{-c}\right] \qquad (a_r \geq x_u, b > 1)$$

$$\hat{\varepsilon}_{ik} = \frac{1}{\hat{Q}_i}\ln\frac{(a_r)_k}{x_u} \qquad (b = 1)$$

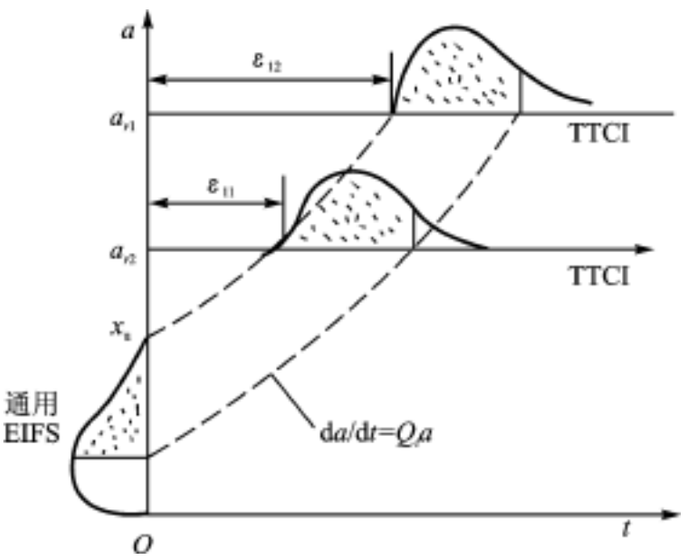


图 8.3　不同 a_r 下的 TTCI 分布

8.1.3　使用期裂纹扩展控制曲线(SCGMC)

对于给定的应力区，描述其细节原始疲劳质量(IFQ)的当量初始缺陷尺寸(EIFS)随时间而扩展。通常，假定疲劳裂纹在扩展过程中的扩展方程是确定性的，因此，在给定时间 t 时，应力区 i 中细节群的裂纹尺寸分布为一个与 EIFS 分布形式相同，最小值仍为 0，而最大值放大的分布(如图 8.4 所示)。从图 8.4 可知，给定时间 t 对应的细节裂纹尺寸超过参考裂纹尺寸 x_1 的概率(称之为裂纹超越数概率)为 $p_i(t)$，此细节在 $t=0$ 时对应的当量初始缺陷尺寸(EIFS)为 $y_{1i}(t)$，那么，$y_{1i}(t)$ 所对应的 EIFS 超越分布函数取值亦应等于 $p_i(t)$。显然，$y_{1i}(t)$ 和 $p_i(t)$ 是时间 t 的函数，并且 $y_{1i}(t)$ 和 $p_i(t)$ 与参考裂纹尺寸 x_1 的大小有关。在给定 x_1 的条件下，$y_{1i}(t)$ 随时间 t 的增大而减小，同时，不同时间 t 对应的同一裂纹尺寸超过 $y_{1i}(t)$ 的概率 $p_i(t)$ 不同，并且同一概率 $p_i(t)$ 对应的 $y_{1i}(t)$ 也不同。给定应力区 i 的 $y_{1i}(t)$ 随时间 t 的变化曲线，称为使用期裂纹扩展控制曲线(SCGMC)。

EIFS 随时间扩展的快慢与其应力水平的高低密切相关，给定同一时间 t，应力水平高的应力区细节的裂纹尺寸分布位置偏高，裂纹尺寸超过 x_1 的概率 $p_i(t)$ 偏大，对应的 $y_{1i}(t)$ 偏小，所以，不同的应力区所对应的 SCGMC 不同，根据 SCGMC 可确定当量初始缺陷尺寸 $y_{1i}(t)$。

在给定应力区 i 中，裂纹尺寸 $y_{1i}(t)$ 在给定时间 t 所对应的裂纹尺寸为 x_1，一旦 $y_{1i}(t)$ 被确定，即可由 EIFS 分布函数得到该应力区在时间 t 所对应的裂纹超越数概率 $p_i(t)$，所以，通

过 SCGMC 还可以确定每个应力水平区中,时间为 t 时的裂纹超越数概率 $p_i(t)$。

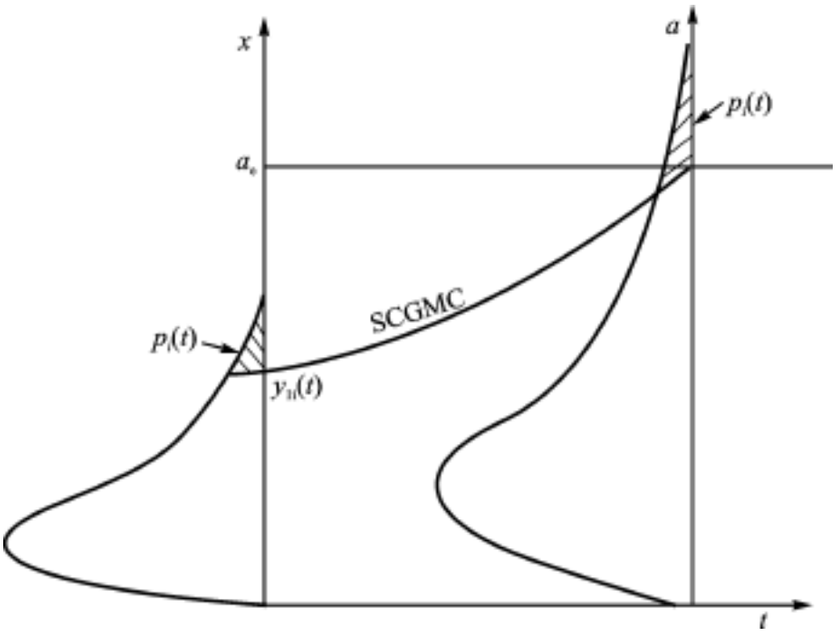


图 8.4　EIFS 分布随时间的扩展

为使预测的 $p_i(t)$ 可靠,SCGMC 必须与通用 EIFS 分布相容,这就要求使用期裂纹扩展率方程的形式,必须与建立通用 EIFS 分布时,EIFS 控制曲线所用的裂纹扩展率方程形式一致。因此,使用期裂纹扩展方程应取如下形式:

$$\frac{\mathrm{d}a}{\mathrm{d}t} = Q_i[a(t)]^{b_i} \tag{8.23}$$

式中,i 为应力区序号,每个应力区均有相同的指数 b。

在确定 EIFS 分布时,已经假定裂纹扩展方程指数 b 不随应力水平大小变化,即 $b_i = b(i = 1,2,\cdots,m)$,所以,使用期裂纹扩展速率方程指数 b 也不随应力水平变化,并等于 EIFS 控制曲线的 b 值。在确定使用期裂纹扩展方程系数 Q_i 时,所采用 TTCI 数据对应的裂纹尺寸范围也必须和确定 EIFS 分布时所用的裂纹尺寸相同,因此,无论是 $b=1$ 或者 $b>1$ 情况,确定 SCGMC 实质上是确定系数 Q_i。

如果建立通用 EIFS 分布时所得断口(a,t)数据集对确定 SCGMC 无效,即建立通用 EIFS 分布的耐久性试验载荷谱形式、应力水平、紧固孔钉传载荷比与实际使用情况不同,此时采用由裂纹扩展解析程序确定 SCGMC 的方法。采用裂纹扩展解析程序确定 SCGMC 时,必须选择适当的裂纹扩展解析程序,通常可选用基于 Willenborg 模型、Closure 模型或其他超载迟滞模型的裂纹扩展解析程序。此外,还必须提供相对小裂纹尺寸范围的 $\mathrm{d}a/\mathrm{d}N$ 公式和迟滞模型参数,用于裂纹扩展解析程序计算。

如果建立通用 EIFS 分布时,两种以上应力水平下的耐久性试验断口(a,t)数据集对确定 SCGMC 有效,即结构使用载荷谱形式和承力状态,与建立通用 EIFS 分布时的 TTCI 试验条

件相同,此时采用由断口数据集确定 SCGMC 的 Q 方法。

采用断口数据集确定 SCGMC 时,若应力区中某个指定的应力水平恰与建立通用 EIFS 分布时的应力水平相同,则 Q_i 值就与该应力水平下建立通用 EIFS 分布时的 Q 相同。若应力区的指定应力水平与建立通用 EIFS 分布时的应力水平不同,则各应力区 SCGMC 对应的 Q 值可由下式确定:

$$Q_i = C'\sigma_i^{m'} \tag{8.24}$$

式中:σ 为使用载荷谱所对应的第 i 个应力区细节最大名义应力;系数 C'与指数 m',可由建立 EIFS 分布时耐久性试验的 m 种应力水平 σ_j,以及由断口数据集得到的 Q_j 确定。当 $m\geq 3$ 时,依据最小二乘法,应有

$$m' = \frac{\sum_{i=1}^{m}(\lg Q_i)(\lg \sigma_i) - \frac{1}{m}\left[\sum_{i=1}^{m}\lg Q_i\right]\left[\sum_{i=1}^{m}\lg \sigma_i\right]}{\sum_{i=1}^{m}(\lg \sigma_i)^2 - \frac{1}{m}\left[\sum_{i=1}^{m}\lg \sigma_i\right]^2} \tag{8.25}$$

$$C' = 10^{\frac{1}{m}\left[\sum_{i=1}^{m}\lg Q_i - m'\sum_{i=1}^{m}\lg \sigma_i\right]} \tag{8.26}$$

系数 C'和指数 m'确定后,将使用条件中某一指定应力区的最大应力 σ 代入式(8.24),则得 Q_i 值。

8.1.4　损伤度评估与经济寿命预测

各应力区的裂纹超越概率是指该应力区细节在指定时间 t 时的裂纹尺寸超过参考尺寸 x_i 的概率,用 $p_i(t)$表示(如图 8.4 所示)。

$$p_i(t) = P\{a(t) > x_1\} = P\{a(0) > y_{1i}(t)\} = P[a_0 > y_{1i}(t)] = 1 - F[y_{1i}(t)] \tag{8.27}$$

将 $y_{1i}(t)$代入 EIFS 分布函数表达式(8.7)和式(8.8),便可导出 $F[y_{1i}(t)]$,再将它代入式(8.27),可得

$$p_i(t) = 1 - \exp\left\{-\left[\frac{y_{1i}^{-c}(t) - x_u^{-c}}{cQ\beta}\right]^{\alpha}\right\} \qquad (0 < y_{1i}(t) \leq x_u, b > 1) \tag{8.28}$$

$$p_i(t) = 0 \qquad (y_{1i}(t) > x_u, b > 1)$$

$$p_i(t) = 1 - \exp\left\{-\left[\frac{\ln(x_u/y_{1i}(t))}{Q\beta}\right]^{\alpha}\right\} \qquad (0 < y_{1i}(t) \leq x_u, b = 1) \tag{8.29}$$

$$p_i(t) = 0 \qquad (y_{1i}(t) > x_u, b = 1)$$

假设各应力区各细节的裂纹扩展相互独立,且每个细节的裂纹超越数概率相同,即在指定时间 t 时,各应力区各细节的裂纹超出 x_1 的概率均为 $p_i(t)$,若应力区 i 中包含的细节数为 N_i,则在时间 t 时,此应力区超出裂纹尺寸 x_1 的细节数 $L_i(t)$的数学期望珮(t)和标准差 $\sigma(t)$ 分别为

$$\bar{L}_i(t) = N_i \cdot p_i(t) \tag{8 30}$$

$$\sigma_i(t) = \sqrt{N_i \cdot p_i(t) \cdot [1 - p_i(t)]} \tag{8 31}$$

如果整个结构细节群中包含 m 个应力区,结构的裂纹超越数用 $L(t)$ 表示,则指定时间 t 对应的 $L(t)$ 是一个随机变量。由于每个应力区细节数 N_i 均很大,根据中心极限定理,可以认为在指定时间 t 时,应力区 i 的裂纹超出 x_1 的细节数 $L_i(t)$ 近似遵循正态分布,即 $L_i(t) \sim N[\bar{L}_i(t); \sigma_i^2(t)]$,且结构的裂纹超越数 $L(t)$ 为 m 个互相独立的正态变量之和,即 $L(t) = \sum_{i=1}^{m} L_i(t)$,于是 $L(t)$ 仍是一正态变量,其均值 $\bar{L}(t)$ 及标准差 $\sigma(t)$ 分别为

$$\bar{L}(t) = \sum_{i=1}^{m} \bar{L}_i(t) \tag{8 32}$$

$$\sigma(t) = \left[\sum_{i=1}^{m} \sigma_i^2(t)\right]^{\frac{1}{2}} \tag{8 33}$$

当结构中含有几种细节群时,可按各细节群的几何形状及损伤模式,将相似几种细节群的裂纹超越数综合一起,仍视作正态变量,计算结构裂纹超越数。如各细节群的几何形状、损伤模式、修理方法等均不同,则需按各细节群分别计算裂纹超越数。

在上述耐久性分析方法的讨论中,所提及的参考裂纹尺寸 x_1 实际上为经济修理极限 a_e。经济修理极限是指结构细节可以经济地进行修理所对应的裂纹尺寸。经济修理极限的大小取决于修理方法所对应的细节尺寸增加量,如对于紧固孔,即为将孔扩至下一级允许的孔径。但在计算细节尺寸增加量时,应考虑裂纹尖端塑性区对材料性能的影响,因此,选取经济修理极限时,往往从细节尺寸增加量中减去塑性区半径,如紧固孔的修理极限为扩孔后孔半径减去原孔半径和塑性区尺寸。

损伤度是结构在达到指定时间 t 所产生的耐久性损伤的定量度量,是时间 t 的函数,通常用结构细节群的裂纹超越数 $L(t)$ 或裂纹超越百分数(裂纹超越数除以细节总数) $L(t)/N$ 表示,其中 $N = \sum_{i=1}^{m} N_i$ 为结构细节总数。损伤度平均值 $D(t)$ 可用裂纹超越数平均值 $\bar{L}(t)$ 或平均裂纹超越百分数 $\bar{L}(t)/N$ 表示。指定可靠度 p 下对应的损伤度上界 D_p,可用可靠度 p 对应的裂纹超越数 $L_p(t)$ 或裂纹超越百分数 $L_p(t)/N$ 表示:

$$L_p(t) = \bar{L}(t) + u_p \sigma(t) \tag{8 34}$$

式中:$\bar{L}(t)$ 为裂纹超越数的均值;u_p 为可靠度 p 对应的标准正态偏量取值;$\sigma(t)$ 为裂纹超越数的标准差。

损伤度除了作为时间 t 的函数外,还与如下因素有关:① 损伤度的可靠度要求,如损伤度上界对应的可靠度 p;② 经济修理极限 a_e 或参考裂纹尺寸 x_1;③ 使用载荷谱的应力水平高低,即载荷谱对应细节群应力区的最大应力 σ_0。因此,损伤度有多种表示形式,任意固定 t、R、a_e、σ_0 中的两个,将损伤度随另两个量的变化用一族曲线描述出来。

图 8 .5 给出了损伤度的各种表示形式:① 指定 σ,在若干不同的 t 下, $L-a_e$ 关系曲线;② 指定 t,若干不同 σ下, $L-a_e$ 关系曲线;③ 指定 t 和 σ下, $L-a_e$ 关系曲线;④ 指定 a_e,若干不同 σ下, $L-t$ 的变化曲线;⑤ 指定 a_e 和 σ下,损伤度 L 及其上下界随使用时间 t 的变化曲线;⑥ 指定 σ和可靠度 p,在若干不同的 a_e 下, L 随 t 的变化曲线。

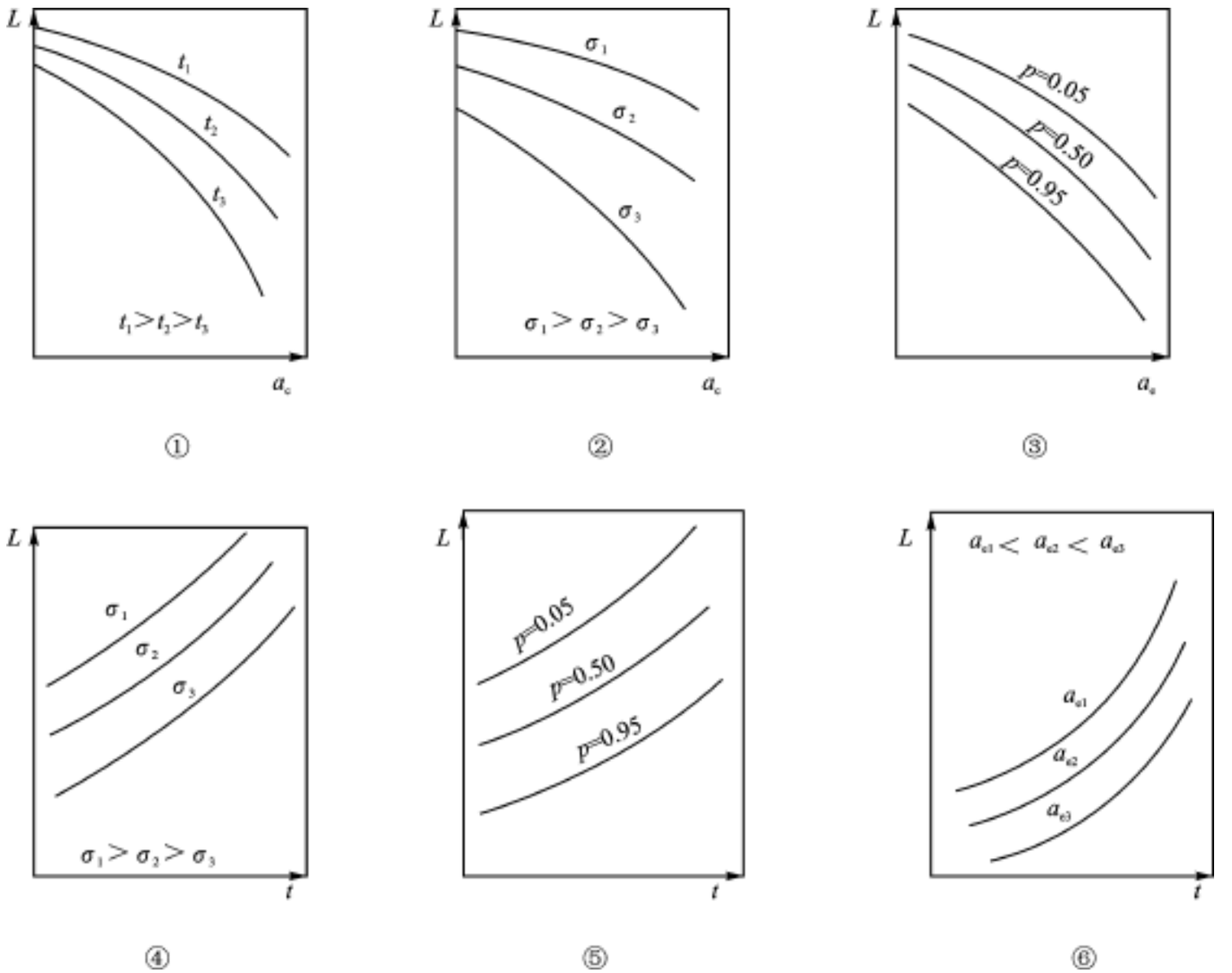


图 8 .5　损伤度表示格式

经济寿命和修理费用,与修理工艺和部位密切相关。在指定应力水平下,修理费用与更换费用之比值随使用寿命 t 化规律,也是损伤度表示形式之一(如图 8 .6 所示)。经济寿命是其修理前经济寿命与各次修理后经济寿命的总和。预测修理前经济寿命时,应首先选取允许的最大经济修理极限,以判断若不进行修理,结构的经济寿命能否达到设计使用寿命要求;如果达不到,则应根据所选的修理方案重新选定经济修理极限,预测修理前的经济寿命。给定经济修理极限 a_e 和损伤度要求所对应的经济寿命,可以从对应的损伤度曲线查出,也可直接从经济寿命预测程序算出。

由以上内容可以看出,概率断裂力学必须以 3 种(或更多)应力水平下的结构耐久性试验

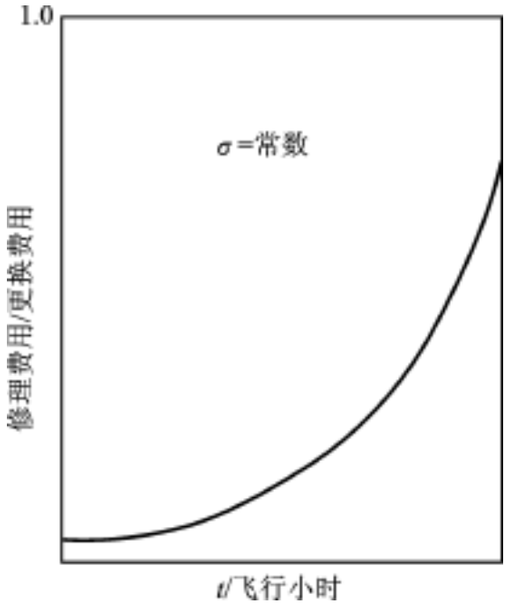


图 8.6　修理费用/更换费用随使用 t 变化曲线

为应用前提,且试验要求采用真实结构详细设计阶段的飞-续-飞谱或实测飞-续-飞谱。

8.2　确定性裂纹增长方法(DCGA)

确定性裂纹增长法(DCGA)是用断裂力学原理对结构进行耐久性分析的一种方法。采用该方法可节省大量实验费用,在典型元件的试验基础上,可对各种载荷谱下,复杂几何形状结构进行耐久性分析,并且可以使耐久性分析与损伤容限分析工作协调进行。采用 DCGA 进行耐久性分析时,必须给出各应力区或最严重应力区对应的使用应力谱、典型或最薄弱细节相对小裂纹(当量)扩展速率公式、假设的结构细节裂纹形态所对应的应力强度因子公式以及假设的典型细节初始缺陷尺寸,再结合损伤容限设计中扩展寿命分析方法,计算出最严重应力区典型细节或各应力区最薄弱细节在某一指定使用时间的裂纹尺寸,以检验这些裂纹尺寸是否超过经济修理极限,判断所设计结构能否达到耐久性的基本要求。

由于结构典型细节的初始质量 IFQ 主要决定于材料、加工、检测的水平和质量,并且与结构的几何形状有关,但与载荷谱与应力水平无关,故 DCGA 在确定 IFQ 时,只采用恒幅载荷谱和某一级应力水平,进行典型细节的裂纹形成和扩展实验,测定出裂纹扩展到裂纹参考尺寸 a_r 的时间(TTCI)分布,TTCI 分布仍服从三参数 Weibull 分布。

DCGA 还采用恒幅和恒定应力比(与 TTCI 实验取相同值)下的小裂纹扩展方程,作为 EIFS 控制曲线。EIFS 控制曲线采用下列形式:

$$\frac{\mathrm{d}a}{\mathrm{d}N} = C[a(N)]^m \tag{8.35}$$

式中,C 和 m 为材料常数,由 TTCI 试验数据拟合得到。EIFS 控制曲线和使用期裂纹扩展控

制曲线 SCGMC 形式相同,指数 m 均采用该材料的 Walker 裂纹扩展速率表达式的指数 m,而材料常数 C 则由实验数据拟合获得。利用 EIFS 控制曲线[式(8.35)],由 TTCI 分布反推得到当量初始缺陷 EIFS 分布,由此可知 TTCI 和 EIFS 分布均与载荷谱形式和应力水平无关,是通用分布。它与 PFMA 不同之处是,采用某一级应力水平的恒幅载荷谱进行耐久性试验,故 EIFS 不包含应力水平和载荷谱的影响。

耐久性分析的裂纹尺寸范围较小,因此需选择适合于较小裂纹扩展的超载迟滞模型,如闭合模型等。采用 Walker 裂纹扩展方程,在给定应力水平的载荷谱作用下,计算从当量初始裂纹尺寸扩展到经济修理极限过程中,裂纹长度 a 与循环次数 N 的关系曲线($a-N$ 曲线),将此谱载荷下小裂纹扩展曲线作为使用期裂纹扩展控制曲线 SCGMC。显然,它考虑小裂纹扩展特点,以及载荷顺序、应力水平、材料和几何特性的影响,因此适用于各种细节和载荷谱。为了与 EIFS 控制曲线相容,使用期裂纹扩展控制曲线 SCGMC 仍采用 EIFS 控制曲线[式(8.35)]相同的形式,其指数 m 与 EIFS 控制曲线的指数相同,根据不同应力水平得到相应的 C 值。

确定性裂纹增长法(DCGA)在确定裂纹扩展超越数、经济寿命预测和损伤度评定等方面均与 PFMA 相同。在结构耐久性分析时已有 PFMA 分析方法和计算程序,此时可将典型元件得到的 TTCI 分布,采用裂纹扩展速率方程(如 Walker 方程)和超载迟滞模型(如改进的 Willenborg 模型或适用于小裂纹扩展的闭合模型),转化为不同应力水平(高、中、低三种应力水平)和不同谱载荷下 TTCI 分布。其他计算方法和程序均相同,因此可减少大量实验工作量。

确定性裂纹增长方法(DCGA)是由损伤容限设计方法发展而来的。它采用假设初始缺陷尺寸和相对小裂纹(当量)扩展速率表示结构细节的 IFQ,再结合损伤容限设计中扩展寿命分析方法,给出某一指定使用时间的裂纹尺寸。但是,它不能综合各应力区损伤和给出结构损伤度随时间变化的函数。该方法应用的前提条件是:必须测定结构细节模拟试样在一种基本的载荷谱下的相对小裂纹扩展速率公式。

8.3　裂纹萌生方法(CIA)

如前面所述,耐久性分析的概率断裂力学方法(PFMA)必须有描述结构细节的原始疲劳质量(IFQ)的通用 EIFS 分布,而 EIFS 分布与载荷谱形式有一定的关系,需由接近于使用谱的飞-续-飞随机谱,或多级块谱下的模拟试样的耐久性试验得到,试验时选取 3 种应力水平。确定性裂纹增长法(DCGA)也必须有较小裂纹的 $\mathrm{d}a/\mathrm{d}N$,以及对应于所选用的裂纹扩展解析程序的过载迟滞模型参数作为基础,这些数据尚缺乏必要的积累,试验测定也有相当的工作量,而且 DCGA 不能给出全部细节损伤度随时间的变化函数。常规疲劳分析方法(CFA)经过多年的发展,有较完整的理论和方法,并有相当多的材料疲劳特性试验数据的积累(如 $P-S-N$ 曲线等);它无需通用 EIFS 分布,因而适应于任意变化的载荷谱,具有较大的通用

性。但是,CFA 不能定量地确定全部细节的裂纹尺寸,无法对作为时间函数的“损伤度”提供定量的描述。耐久性分析的裂纹萌生方法(CIA)是在常规疲劳分析方法基础上发展而来的耐久性分析方法,保留了不需要通用 EIFS 分布,适应于任意载荷谱的优点,同时,只要进行一(或二)组模拟试样的恒幅裂纹萌生寿命试验,即可达到评估结构损伤度和预测经济寿命的目的,是一种行之有效的耐久性分析方法,该方法已成功地应用于我国若干飞机结构的研制及定寿中的耐久性评定。

某一结构细节在恒幅交变应力作用下,从施加交变应力开始,到裂纹尺寸达到指定的经济修理极限 a_e 为止,所经历的交变应力循环数 N,被定义为该结构细节在给定应力水平下的条件裂纹萌生寿命,简称裂纹萌生寿命,它与 a_e 大小有关。在指定应力水平下,结构细节的裂纹萌生寿命 N 是一个随机变量,可靠度 p 对应的裂纹萌生寿命 N_p,称为安全裂纹萌生寿命。由不同应力水平下的裂纹萌生寿命数据拟合出的 $S-N$ 曲线,称为结构细节裂纹萌生 $S-N$ 曲线;由不同应力水平下的安全裂纹萌生寿命数据拟合出的曲线,称为结构细节裂纹萌生 $P-S-N$ 曲线。

在 CIA 研究中,常假设:① 结构细节裂纹萌生 $P-S-N$ 曲线与材料总寿命 $P-S-N$ 曲线具有相同的形状参数;② 在使用载荷谱作用下,指定应力区 i 中各细节的裂纹萌生寿命为随机变量,并且裂纹萌生寿命服从对数正态分布或 Weibull 分布。

对应裂纹萌生寿命 t,应力区 i 中细节裂纹尺寸超过经济修理极限 a_e 的概率为 $p_i(t)$,即裂纹超越数概率 $p_i(t)=1-p$。给定任一 $p_i(t)$,根据线性累积损伤理论和结构细节裂纹萌生 $P-S-N$ 曲线,可以计算出 $p_i(t)$对应的 t 值,由若干组[$p_i(t)$, t]数据则可得到 $p_i(t)-t$ 曲线。

CIA 在确定裂纹扩展超越数、经济寿命预测和损伤度评定等方面均与 PFMA 相同,但是,CIA 却是以结构细节达到经济修理极限时的裂纹萌生 $P-S-N$ 曲线族,表示结构细节群的 IFQ,并根据谱载下寿命估算的线性累积损伤理论(Miner 理论),建立损伤度随时间的变化关系,预测结构经济寿命,它不能计及谱载中载荷先后次序的影响及载荷顺序效应,其应用前提条件是:已知结构材料的常规疲劳试验结果,以及 1～2 组结构细节模拟试样,在恒幅交变载荷下的裂纹萌生寿命试验数据。

习题与思考题

习　题

8.1　何谓耐久性和耐久性设计?试比较“安全寿命”设计、损伤容限耐久性设计和耐久性设计准则之异同。它们保证结构安全性的具体准则是什么?

8.2　试论述耐久性设计如下概念定义:经济寿命、经济修理极限、裂纹超越数、原始疲劳质量

(IFQ)、裂纹形成时间(TTCI)、当量初始缺陷尺寸(EIFS)、EIFS 控制曲线、使用期裂纹扩展控制曲线(SCGMC)。

8.3　试述概率断裂力学方法、确定性裂纹扩展方法和裂纹萌生方法的假设条件和理论基础。并比较它们之异同。

8.4　概率断裂力学方法中,TTCI 服从三参数 Weibull 分布。试证明三参数 Weibull 分布可以变换成双参数 Weibull 分布。

8.5　试述 EIFS 控制曲线和使用期裂纹扩展控制曲线(SCGMC)之异同。它们各自的作用是什么?是否有更好的模型取代它们?

8.6　试推导由 TTCI 确定 EIFS 的过程,并推导如何由 TTCI 分布确定 EIFS 分布?

思考题

8.7　试述概率断裂力学方法、确定性裂纹扩展方法和裂纹萌生方法之不足。如何改进?是否能建立统一的方法?

第九章　结构寿命可靠性评定与预测

当构件承受的应力水平较低且应力循环数很高时(如传动轴、振动元件等),属高周疲劳问题,对构件可进行无限寿命设计,其安全性由应力控制。当构件在高应力水平作用下工作状态处于低周疲劳占主导地位时(如飞机结构、重型机械部件等),则应进行有限寿命设计,其安全性由寿命控制。

按照疲劳可靠性观点,“无限寿命设计”是指构件以一定的可靠度和置信度、在无限长的(理论上)使用期间不出现疲劳裂纹,或者已存在的裂纹不再扩展。这种设计原则适用于比较平稳的低应力水平并且循环次数很高的情况,以便将疲劳应力控制在疲劳极限以下,或将应力强度因子变程控制在疲劳裂纹扩展门槛值以下。当应力水平较高或变化较大时,则不宜采用此种设计。

9.1　无限寿命设计的概率方法

进行无限寿命设计时,通常采用应力-强度干涉模型。美国波音飞机公司最先采用一维应力-强度干涉模型对直升机部件进行可靠性评定。此处,一维应力-强度指的是:对施加于构件上的疲劳应力和构件对疲劳的抗力(疲劳强度),只考虑其幅值的随机变化,而将均值视为恒定的,且疲劳应力和疲劳强度保持相同的平均应力。本节即介绍一维应力-强度干涉模型的基本原理。

设疲劳应力和疲劳极限为两个互相独立的正态变量 X_1 和 X_2,其正态概率密度函数分别为

$$f(x_1)=\frac{1}{\sigma_1\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{(x_1-\mu_1)^2}{2\sigma_1^2}}$$

$$g(x_2)=\frac{1}{\sigma_2\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{(x_2-\mu_2)^2}{2\sigma_2^2}}$$

式中,σ 和 σ_2 分别表示疲劳应力和疲劳极限的母体标准差,并假定疲劳应力母体平均值 μ_1 小于疲劳极限母体平均值 μ_2。正态概率密度曲线绘于图 9.1 中。

构件的可靠度 p 等于 X_2 大于 X_1 的概率:

$$p=P(X_2>X_1)=P(X_2-X_1>0)$$

令 $\zeta=X_2-X_1$,于是,上式可写成

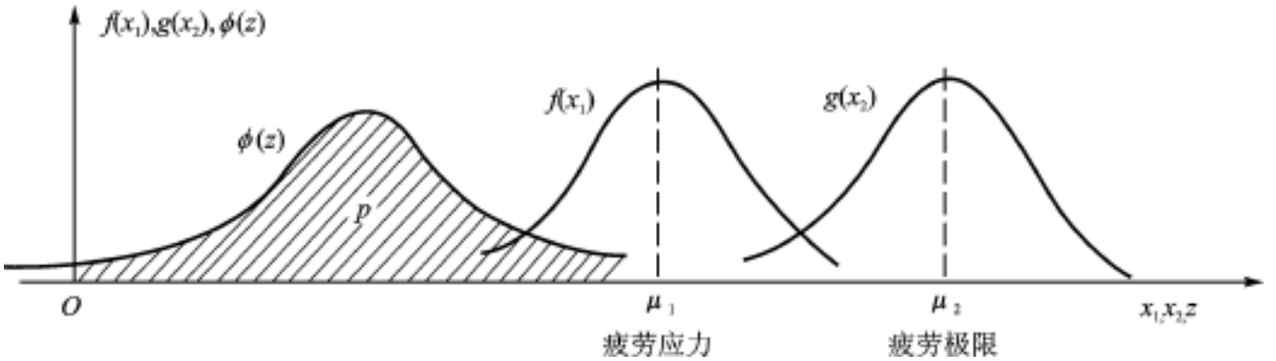


图 9.1　一维应力-强度干涉模型

$$p = P(\zeta > 0) \tag{9.1}$$

根据概率统计理论可知,ζ仍为一正态变量,其母体平均值和标准差分别为

$$\mu = \mu_2 - \mu_1$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \tag{9.2}$$

ζ的概率密度函数为

$$\varphi(z) = \frac{1}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}\sqrt{2\pi}}\exp\left\{-\frac{[z-(\mu_2-\mu_1)]^2}{2(\sigma_1^2+\sigma_2^2)}\right\} \tag{9.3}$$

式中 $z = x_2 - x_1$。ζ的概率密度曲线也示于图 9.1 中。已知 ζ的概率密度函数后,根据式(9.1)即可求出可靠度:

$$p = P(\zeta > 0) = \int_0^{\infty} \varphi(z)\mathrm{d}z \tag{9.4}$$

可见 p 等于纵坐标轴以右曲线 $\varphi(z)$与横坐标轴所包围的面积(图 9.1 中阴影面积)。因为 $z_p = 0$,故有

$$u_p = \frac{z_p - \mu}{\sigma} = -\frac{\mu}{\sigma}$$

$$-u_p = \frac{\mu_2 - \mu_1}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}} \tag{9.5}$$

式(9.5)称为“联接方程”或“耦合方程”。它以概率方法综合考虑了疲劳应力、疲劳极限和可靠度之间的关系。在实际应用中,母体参数 μ_1、μ_2、σ_1、σ_2 均以具有一定置信度 γ 的估计量代替。当满足公式(9.5)时,可保证构件以可靠度 p 和置信度 γ 在无限长的使用期间不出现疲劳裂纹。此处所谓“无限长”,只在理论上有意义。实际上,很多意外的损伤如冲撞、腐蚀、磨损、冲蚀(erosion)、微动磨损(fretting)等均未计及,因此,仍必须进行定期的检验和维修。

本节所述干涉模型也可推广用于含裂纹构件的无限寿命设计,即期望构件以一定的可靠度在无限长的使用期间初始裂纹不继续扩展。此时,μ_1 和 σ_1 分别表示应力强度因子变程 ΔK 的母体平均值和标准差;μ_2 和 σ_2 分别表示疲劳裂纹扩展门槛值 ΔK_{th} 的母体平均值和标准差。

9.2 一维疲劳极限概率分布

为了进行无限寿命可靠性设计,首先必须解决实际构件疲劳极限的概率分布问题。现介绍两种方法。

9.2.1 图解法

利用升降法,指定一循环基数 10^7 和一平均应力,测出光滑小试样的疲劳极限 $\hat{S}_{50}=S_m+S_a$ 及其标准差 s, S_m 和 S_a 分别为疲劳极限的均值和幅值。如图 9.2(a)所示,σ_b 为拉伸强度极限,连接 B 点(S_m, S_a)和 A 点(σ_b,0)作一直线,即得疲劳极限图,相当于 10^7 循环的等寿命图。直线$\overline{AB}$与纵坐标轴的交点 C 为对称循环下(应力比 $R=-1$)材料的疲劳极限 S_{-1}, S_{-1} 也可直

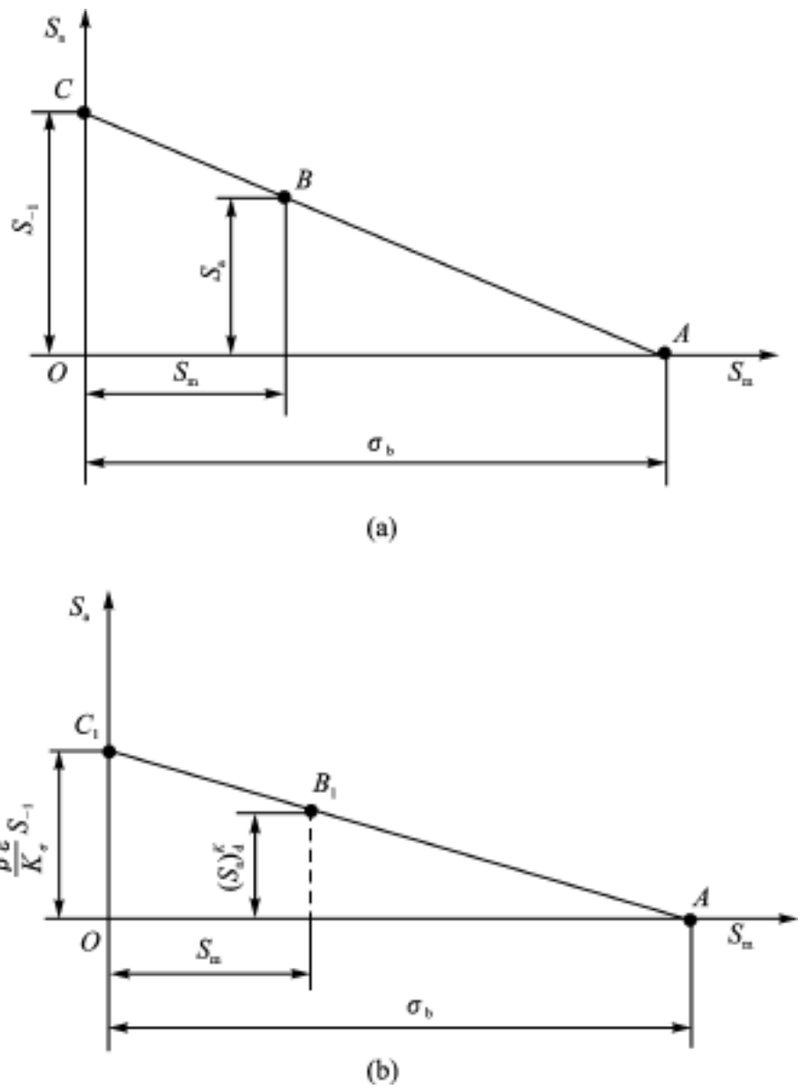


图 9.2 等寿命曲线

接测出。实验研究结果指出:实际构件的应力集中、尺寸大小和表面加工质量只与应力循环的幅值有关,而对均值无甚影响。在计及有效应力集中系数 K_σ、尺寸系数 ε 和表面加工系数 β 后,对称循环下构件的疲劳极限为 $\beta\varepsilon S_{-1}/K_\sigma$,据此在图 9.2(b)中作出点 C。系数 K_σ、ε、β 可从一般机械设计手册中查得。在图 9.2(b)中用直线连接 A 和 C_1 两点,则得构件的疲劳极限图。$(\hat{S}_{50})_d^K = S_m + (S_a)_d^K$ 即为考虑应力集中、尺寸大小和表面加工后构件的疲劳极限。由图 9.2(a)和(b),并利用比例关系,可得疲劳极限幅值为

$$(S_a)_d^K = \frac{\beta\varepsilon}{K_\sigma} S_a$$

已知升降法测得的材料疲劳极限标准差为 s,可得构件疲劳极限标准差为

$$(s)_d^K = \frac{\beta\varepsilon}{K_\sigma} s$$

建立干涉模型时,$S_m + (S_a)_d^K$ 可作为母体平均值估计量,将 $(s)_d^K$ 乘以标准差修正系数 $\hat{k}$(如附表 1 所列),$\hat{k}(s)_d^K$ 可作为母体标准差估计量。

9.2.2　数据转换法

利用三参数 $S-N$ 曲线表达式(2.9),将疲劳寿命测试数据转换为疲劳极限数据。假定不同可靠度的 $P-S-N$ 曲线函数形式相同,用以下方程表示:

$$(S_{max})_p = S_{\infty p}\left(1 + \frac{A}{N_p^\alpha}\right) \tag{9.6}$$

式中:$S_{\infty p}$ 近似表示具有可靠度 p 的疲劳极限(偏于安全一面);$(S_{max})_p$ 和 N_p 分别表示具有可靠度 p 的疲劳强度和与其对应的疲劳寿命;A 和 α 均为常数,由小型模拟件的疲劳试验结果确定。此处,模拟件是指与实际构件理论应力集中系数 K_t 相同的缺口试样,或与实际构件局部外形相同的试样。

现举例说明如下。取 6 个实际构件,在同一中等应力水平下进行试验,试验结果列于表 9.1 中。已知 $A = 8.128\times10^3$,$\alpha = 0.8046$,并将三参数 $S-N$ 曲线表达式写成如下形式:

$$S_\infty = \frac{S_{max}}{1 + \dfrac{A}{N^\alpha}} = \frac{S_{max}}{1 + \dfrac{8.128\times10^3}{N^{0.8046}}}$$

在 $S_{max} = 180$ MPa 下测得的各个疲劳寿命观测值 N_i 及其对应的 $S_{\infty i}$ 值,如表 9.1 所列。

假定疲劳极限 S_∞ 遵循正态分布。按表 9.1 中数据,可求出构件疲劳极限的子样平均值 $\bar{S}_\infty$ 和标准差 s 分别为

$$\bar{S}_\infty = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} S_{\infty i} = 106.86 \text{ MPa}$$

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} S_{\infty i}^2 - \frac{1}{n}\left(\sum_{i=1}^{n} S_{\infty i}\right)^2}{n-1}} = 8.416 \text{ MPa}$$

表 9 .1　疲劳极限测定数据

S_{max}/ MPa	N_i/ 循环	$S_{\infty i}=\dfrac{S_{max}}{1+\dfrac{8.128\times10^3}{N^{0.8046}}}$ MPa	$S^2_{\infty i}$
180	1.087×10^5	104 .61	10 943 .3
180	1.062×10^5	103 .79	10 772 .4
180	1.440×10^5	114 .30	13 064 .5
180	1.445×10^5	114 .42	13 091 .9
180	0.776×10^5	92 .53	8 561 .8
180	1.328×10^5	111 .53	12 438 .9
Σ		641 .18	68 872 .8

选取置信度 $\gamma=90\%$, 可靠度 $p=99.9\%$, 由附表 3 查得对应 $n=6$ 的单侧容限系数 $k=-5.301$。再由附表 1 查得标准差修正系数 $\hat{k}=1.051$, 母体标准差无偏估计量为

$$\hat{\sigma}=\hat{k}s=1.051\times8.416=8.845$$

由上述得到的 $\bar{S}_\infty$ 和 $\hat{\sigma}$ 计算结果, 可写出指定平均应力下疲劳极限正态概率密度函数:

$$g(x)=\frac{1}{8.845\sqrt{2\pi}}\exp\left[-\frac{(x-106.86)^2}{2\times8.845^2}\right] \tag{9.7}$$

于是, 安全疲劳极限为

$$S_{\infty p}=\bar{S}_\infty+k\hat{\sigma}=106.86\ \text{MPa}-5.301\times8.845\ \text{MPa}=59.97\ \text{MPa}$$

将 $S_{\infty p}$, A 和 α 各值代入式(9 .6), 则得具有 90% 置信度、99 .9% 可靠度的实际构件 $P-S-N$ 曲线方程:

$$(S_{max})_{99.9}=59.97\left(1+\frac{8.128\times10^3}{N_{99.9}^{0.8046}}\right)$$

9 .3　二维疲劳极限概率分布

第二章 2 .3 节归纳出等寿命曲线的统一表达式(2 .16), 利用相关系数优化法, 由疲劳极限数据(S_{ai}, S_{mi})可以拟合出疲劳极限曲线, 即中值 S_a-S_m 曲线; 由具有可靠度 p 的安全疲劳极限数据, 可以拟合出安全疲劳极限曲线, 即 $P-S_a-S_m$ 曲线。疲劳极限曲线和安全疲劳极限曲线示于图 9 .3 中。

中值 S_a-S_m 曲线方程和 $P-S_a-S_m$ 曲线方程分别由以下二式表示:

$$\frac{S_a}{S_{-1}}+\left(\frac{S_m}{\sigma_b}\right)^m=1 \tag{9.8}$$

$$\frac{S_{ap}}{(S_{-1})_p}+\left(\frac{S_m}{\sigma_{bp}}\right)^{m_p}=1 \tag{9.9}$$

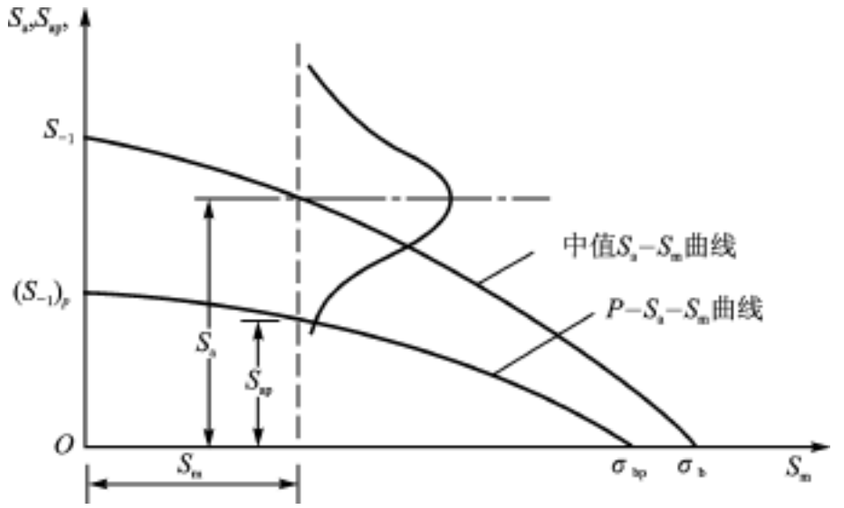


图 9.3　疲劳极限曲线

式中：S_a **和** S_{ap} **分别为对应任一平均应力** S_m **的疲劳极限幅值和安全疲劳极限幅值**；S_{-1} **和** $(S_{-1})_p$ **分别为对称循环下的疲劳极限和安全疲劳极限**；σ_p **为具有可靠度** p **的安全拉伸强度极限。**

假定疲劳极限幅值遵循正态分布(如图 9.3 所示)，则具有可靠度 p **的安全疲劳极限幅值可表示为**

$$S_{ap} = S_a + u_p\hat{\sigma} \tag{9.10}$$

由附表 4 可查出标准正态偏量 u_p **之值。将式(9.8)中** S_a **和式(9.9)中** S_{ap} **代入式(9.10)，则得母体标准差估计量** $\hat{\sigma}$：

$$\hat{\sigma} = \frac{1}{u_p}\left\{(S_{-1})_p\left[1-\left(\frac{S_m}{\sigma_p}\right)^{m_p}\right]-S_{-1}\left[1-\left(\frac{S_m}{\sigma_b}\right)^{m}\right]\right\} \tag{9.11}$$

式(9.8)中 S_a **乃母体平均值估计量** $\hat{\mu}$，**故有**

$$\hat{\mu} = S_{-1}\left[1-\left(\frac{S_m}{\sigma_b}\right)^{m}\right]$$

于是，按正态分布可得任一平均应力 S_m **下的疲劳极限幅值概率密度函数** $g_1(S_a)$：

$$g_1(S_a) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\hat{\sigma}}\exp\left[-\frac{(S_a-\hat{\mu})^2}{2\hat{\sigma}^2}\right]$$

$$g_1(S_a) = \frac{u_p}{\sqrt{2\pi}\left\{(S_{-1})_p\left[1-\left(\frac{S_m}{\sigma_p}\right)^{m_p}\right]-S_{-1}\left[1-\left(\frac{S_m}{\sigma_b}\right)^{m}\right]\right\}}$$

$$\cdot\exp\left\{-\frac{u_p^2\left\{S_a-S_{-1}\left[1-\left(\frac{S_m}{\sigma_b}\right)^{m}\right]\right\}^2}{2\left\{(S_{-1})_p\left[1-\left(\frac{S_m}{\sigma_{bp}}\right)^{m_p}\right]-S_{-1}\left[1-\left(\frac{S_m}{\sigma_b}\right)^{m}\right]\right\}^2}\right\} \tag{9.12}$$

鉴于疲劳极限数据测试是在任一指定平均应力 S_m **下进行的，各点** S_m **在区间**$(S_m)_{min}$ ～

$(S_m)_{max}$ 内取值的概率相同,故可假定 S_m 遵循均匀分布,其概率密度函数为

$$g_2(S_m) = \frac{1}{(S_m)_{max} - (S_m)_{min}} \tag{9.13}$$

式中,$(S_m)_{max}$ 和 $(S_m)_{min}$ 分别为平均应力的最大值和最小值,根据实际情况选定。

由式(9.12)和式(9.13)可写出二维疲劳极限概率密度函数 $g(S_a, S_m)$:

$$g(S_a, S_m) = g_1(S_a) \cdot g_2(S_m) \tag{9.14}$$

显然,$g(S_a, S_m)$ 在一定积分域 Ω 内的二重积分等于 1,满足二维概率密度函数的条件:

$$\int_{(S_m)_{min}}^{(S_m)_{max}} \int_0^{(S_a)_{max}} g(S_a, S_m)\, dS_a\, dS_m = 1$$

因为 S_a 恒为正值,故对 S_a 积分时下限取零,上限取最大值 $(S_a)_{max}$。

9.4 二维断裂门槛值概率分布

我们将上节所述方法推广应用于疲劳裂纹扩展门槛值概率分布。同样采用等寿命曲线方程(9.8)的类似形式,表征疲劳裂纹扩展门槛值 ΔK_{th} 及其均值 K_{mth} 之间的关系:

$$\frac{\Delta K_{th}}{\Delta K_{-1}} + \left[\frac{K_{mth}}{K_{IC}}\right]^m = 1 \tag{9.15}$$

式中:K_{IC} 为材料的断裂韧性;ΔK_{-1} 为对称载荷循环下材料疲劳裂纹扩展门槛值。由疲劳裂纹扩展门槛值数据,可以拟合出中值 $\Delta K_{th} - K_{mth}$ 曲线;由具有可靠度 p 的安全疲劳裂纹扩展门槛值数据,可以拟合出 $P - \Delta K_{th} - K_{mth}$ 曲线。中值 $\Delta K_{th} - K_{mth}$ 曲线方程如式(9.15)所示;$P - \Delta K_{th} - K_{mth}$ 曲线方程为

$$\frac{(\Delta K_{th})_p}{(\Delta K_{-1})_p} + \left[\frac{K_{mth}}{(K_{IC})_p}\right]^{m_p} = 1 \tag{9,16}$$

式中:$(\Delta K_{th})_p$ 为具有可靠度 p 的安全疲劳裂纹扩展门槛值;$(\Delta K_{-1})_p$ 为对称循环下安全疲劳裂纹扩展门槛值;$(K_{IC})_p$ 为安全断裂韧性。

假定疲劳裂纹扩展门槛值遵循正态分布,仿照式(9.10)有

$$(\Delta K_{th})_p = \Delta K_{th} + u_p \hat{\sigma} \tag{9.17}$$

将式(9.15)中 ΔK_{th} 和式(9.16)中 $(\Delta K_{th})_p$ 代入上式,可求出

$$\hat{\sigma} = \frac{(\Delta K_{-1})_p}{u_p}\left\{1 - \left[\frac{K_{mth}}{(K_{IC})_p}\right]^{m_p}\right\} - \frac{\Delta K_{-1}}{u_p}\left\{1 - \left[\frac{K_{mth}}{K_{IC}}\right]^m\right\} \tag{9.18}$$

因式(9.15)中 ΔK_{th} 实为母体平均值估计量 $\hat{\mu}$,故有

$$\hat{\mu} = \Delta K_{-1}\left[1 - \left(\frac{K_{mth}}{K_{IC}}\right)^m\right]$$

于是,按正态分布可得疲劳门槛值概率密度函数

$$g_1(\Delta K_{th}) = \frac{u_p(2\pi)^{-1/2}}{(\Delta K_{-1})_p\left\{1-\left[\frac{K_{mth}}{(K_{IC})_p}\right]^{m_p}\right\}-\Delta K_{-1}\left\{1-\left[\frac{K_{mth}}{K_{IC}}\right]^{m}\right\}}$$

$$\cdot\exp\left\{-\frac{u_p^2\left\{\Delta K_{th}-\Delta K_{-1}\left[1-\left[\frac{K_{mth}}{K_{IC}}\right]^{m}\right]\right\}^2}{2\left\{(\Delta K_{-1})_p-\Delta K_{-1}-(\Delta K_{-1})_p\left[\frac{K_{mth}}{(K_{IC})_p}\right]^{m_p}+\Delta K_{-1}\left[\frac{K_{mth}}{K_{IC}}\right]^{m}\right]^2}\right\} \tag{9.19}$$

鉴于疲劳裂纹扩展门槛值数据测试是在任一指定 K_{mth} 下进行的，各 K_{mth} 取值概率相同，故可假定 K_{mth} 遵循均匀分布，其概率密度函数为

$$g_2(K_{mth}) = \frac{1}{(K_{mth})_{max}-(K_{mth})_{min}} \tag{9.20}$$

式中，$(K_{mth})_{max}$ 和 $(K_{mth})_{min}$ 分别为 K_{mth} 的最大值和最小值。仿照上节作法，可得二维疲劳门槛值概率密度函数

$$g(\Delta K_{th}, K_{mth}) = g_1(\Delta K_{th})\cdot g_2(K_{mth}) \tag{9.21}$$

9.5　应力-强度干涉模型的普遍式

本章 9.1 节所述无限寿命设计的概率方法，仅适用于疲劳应力和疲劳强度均服从正态分布的情况。倘若应力和强度二者中有一个遵循其他分布，或它们为二维随机变量，则该模型不再适用，而必须采用普遍形式的应力-强度干涉模型进行可靠性设计。

如已知疲劳应力幅值 s_a 与疲劳强度幅值 S_a 的一维概率密度函数分别为 $f(s_a)$ 和 $g(S_a)$（如图 9.4 所示），则对应任一应力幅值 s_a，S_a 小于 s_a 的概率为

$$F(s_a) = P(S_a < s_a) = \int_0^{s_a} g(S_a)\,\mathrm{d}S_a \tag{9.22}$$

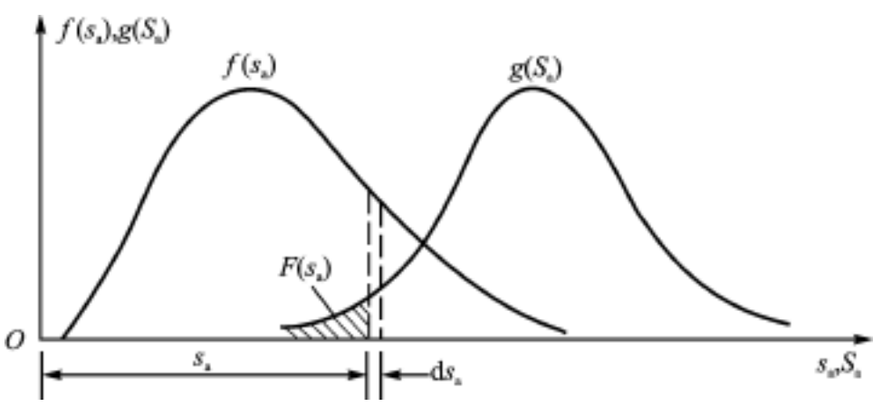


图 9.4　一维应力-强度干涉模型

因为应力幅值恒为非负值，故积分下限取零。分布函数 $F(s_a)$ 如图 9.4 中阴影面积所示。作为随机变量的应力幅值 s_a 发生的概率是 $f(s_a)\mathrm{d}s_a$。由于 $F(s_a)$ 为 s_a 的单调函数，亦为一随

机变量，$F(\sigma_a)$发生的概率也是 $f(\sigma_a)\mathrm{d}\sigma_a$。两者的乘积即构件破坏率 f 的微分 $\mathrm{d}f$，即

$$\mathrm{d}f = F(\sigma_a)\, f(\sigma_a)\mathrm{d}\sigma_a$$

对上式积分，则得构件的破坏率

$$f = \int_0^{(\sigma_a)_{\max}} F(\sigma_a)\, f(\sigma_a)\mathrm{d}\sigma_a$$

构件的可靠度为

$$p = 1 - f = 1 - \int_0^{(\sigma_a)_{\max}} F(\sigma_a)\, f(\sigma_a)\mathrm{d}\sigma_a$$

将式(9 22)代入上式，可得

$$p = 1 - \int_0^{(\sigma_a)_{\max}} \left[\int_0^{\sigma_a} g(S_a)\mathrm{d}S_a\right] f(\sigma_a)\mathrm{d}\sigma_a \tag{9 23}$$

式(9 23)称作一维应力-强度干涉模型。

若疲劳应力(σ_a, σ_m)与疲劳强度(S_a, S_m)都是二维随机变量，且它们的概率密度函数分别为 $f(\sigma_a, \sigma_m)$和 $g(S_a, S_m)$。仿照一维应力-强度干涉模型的建立过程，疲劳强度(S_a, S_m)小于疲劳应力(σ_a, σ_m)的概率为

$$F(\sigma_a, \sigma_m) = P[(S_a, S_m) < (\sigma_a, \sigma_m)]$$

$$F(\sigma_a, \sigma_m) = \int_{(\sigma_m)_{\min}}^{\sigma_m}\int_0^{\sigma_a} g(S_a, S_m)\mathrm{d}S_a\mathrm{d}S_m \tag{9 24}$$

作为随机变量疲劳应力(σ_a, σ_m)发生的概率为 $f(\sigma_a, \sigma_m)\mathrm{d}\sigma_a\mathrm{d}\sigma_m$，也是 $F(\sigma_a, \sigma_m)$发生的概率。$F(\sigma_a, \sigma_m)$与其发生的概率之乘积即构件破坏率 f 的微分 $\mathrm{d}f$，即

$$\mathrm{d}f = F(\sigma_a, \sigma_m)\, f(\sigma_a, \sigma_m)\mathrm{d}\sigma_a\mathrm{d}\sigma_m$$

对上式积分，则得构件的破坏率

$$f = \int_{(\sigma_m)_{\min}}^{(\sigma_m)_{\max}}\int_0^{(\sigma_a)_{\min}} F(\sigma_a, \sigma_m)\, f(\sigma_a, \sigma_m)\mathrm{d}\sigma_a\mathrm{d}\sigma_m$$

构件的可靠度为

$$p = 1 - f = 1 - \int_{(\sigma_m)_{\min}}^{(\sigma_m)_{\max}}\int_0^{(\sigma_a)_{\max}} F(\sigma_a, \sigma_m)\, f(\sigma_a, \sigma_m)\mathrm{d}\sigma_a\mathrm{d}\sigma_m$$

将式(9 24)代入上式，则得二维应力-强度干涉模型：

$$p = 1 - \int_{(\sigma_m)_{\min}}^{(\sigma_m)_{\max}}\int_0^{(\sigma_a)_{\max}} \left[\int_{(\sigma_m)_{\min}}^{\sigma_m}\int_0^{\sigma_a} g(S_a, S_m)\mathrm{d}S_a\mathrm{d}S_m\right] f(\sigma_a, \sigma_m)\mathrm{d}\sigma_a\mathrm{d}\sigma_m \tag{9 25}$$

当给定足够高的可靠度时，如 p=989 99%，99 .999%等，相当于将破坏率 f 控制在万分之一以下，这样，可显著降低构件疲劳裂纹出现的可能性。

9 .6 断裂干涉模型

当含裂纹或含初始缺陷构件承受稳态随机循环应力时，为保证其安全工作，需将应力强度

因子变程控制在疲劳裂纹扩展门槛值以下,以防止裂纹继续扩展。为此建立断裂干涉模型,其原理和方法与应力-强度干涉模型建立过程相似。断裂干涉模型可用于无限寿命损伤容限设计和故障分析等。

根据式(7 .19)和(7 .20),应力强度因子均值 K_m 和变程 ΔK 分别表示为

$$K_m = X(s_m) \cdot Y(a)$$

$$\Delta K = [X(s_{max}) - X(s_{min})] \cdot Y(a) = \Delta X \cdot Y(a)$$

按概率统计理论,可以由疲劳应力的概率分布,导出给定裂纹长度 a 下的应力强度因子均值 K_m 和变程 ΔK 的概率分布。也可根据其统计特征直接建立 K_m 和 ΔK 的概率密度函数。

如已知应力强度因子变程 ΔK 和疲劳裂纹扩展门槛值 ΔK_{th} 的一维概率密度函数分别为 $f(\Delta K)$和 $g(\Delta K_{th})$,则对应任一 ΔK,ΔK_{th} 小于 ΔK 的概率为

$$F(\Delta K) = P(\Delta K_{th} < \Delta K) = \int_0^{\Delta K} g(\Delta K_{th})\,\mathrm{d}\Delta K_{th} \tag{9 26}$$

$f(\Delta K)$为随机变量 ΔK 的单调函数,其发生的概率是 $f(\Delta K)\mathrm{d}\Delta K$。由此可得构件破坏率 f 的微分

$$\mathrm{d}f = F(\Delta K)\, f(\Delta K)\,\mathrm{d}\Delta K$$

对上式积分,则得构件裂纹继续扩展的概率,即破坏率

$$f = \int_0^{(\Delta K)_{max}} F(\Delta K)\, f(\Delta K)\,\mathrm{d}\Delta K$$

构件裂纹不扩展概率,即可靠度为

$$p = 1 - f = 1 - \int_0^{(\Delta K)_{max}} F(\Delta K)\, f(\Delta K)\,\mathrm{d}\Delta K$$

将式(9 26)代入上式,则得

$$p = 1 - \int_0^{(\Delta K)_{max}} \left[\int_0^{\Delta K} g(\Delta K_{th})\,\mathrm{d}\Delta K_{th}\right] f(\Delta K)\,\mathrm{d}\Delta K \tag{9 27}$$

此即一维断裂干涉模型。

现将式(9 .27)推广到二维情况。设应力强度因子变程和均值的概率密度函数为 $f(\Delta K, K_m)$,疲劳裂纹扩展门槛值及其均值的概率密度函数为 $g(\Delta K_{th}, K_{mth})$。于是,可写出二维断裂干涉模型:

$$p = 1 - \int_{(K_m)_{min}}^{(K_m)_{max}} \int_0^{(\Delta K)_{max}} \left[\int_{(K_m)_{min}}^{K_m} \int_0^{\Delta K} g(\Delta K_{th}, K_{mth})\,\mathrm{d}\Delta K_{th}\,\mathrm{d}K_{mth}\right] \times f(\Delta K, K_m)\,\mathrm{d}\Delta K \mathrm{d}K_m \tag{9 28}$$

根据式(9 27)或式(9 28),不仅可求出已知裂纹长度 a 不扩展的可靠度 p,而且可计算在给定可靠度 p 下不扩展的裂纹最大尺寸 a。

9.7 全寿命分散系数法

对于有限寿命设计,确定安全寿命的测试方法至少需要5～6个或更多的试样。对于小型试样尚且容易实现,但对于全尺寸结构不可能提供如此多的试样,有时甚至只有一两个试样,无法进行子样标准差 s 的计算,母体标准差 σ 常常根据长期实践经验获得。而产品使用寿命往往又要由全尺寸试样的疲劳试验结果给出,因此,以高可靠度根据极小子样(1～2个试样)确定结构使用的安全寿命确系十分重要的问题。为解决这一问题,目前广泛采用的是"分散系数法"。在全寿命分散系数公式的建立过程中,通常假定对数裂纹形成寿命和对数裂纹扩展寿命均遵循正态分布 $N(\mu;\sigma)$,但二者的母体标准差大小则不相同。

无论裂纹形成寿命或裂纹扩展寿命的分散系数都定义为

$$\text{分散系数} = \frac{\text{中值试验寿命}}{\text{安全寿命}} \tag{9 29}$$

中值试验寿命为具有50%可靠度的疲劳寿命估计量。当对数疲劳寿命遵循正态分布时,子样平均值即母体中值估计量。令 $\bar{\lg N}$ 表示由 n 个试验结果得到的对数疲劳寿命 $\lg N_i$ 的子样平均值;$[N_{50}]_t$ 表示中值试验寿命,则有

$$\bar{\lg N} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\lg N_i$$

$$\lg[N_{50}]_t = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\lg N_i$$

将上式两端取反对数,则有

$$[N_{50}]_t = \sqrt[n]{N_1 \times N_2 \times \Lambda \times N_n}$$

可见,中值试验寿命 $[N_{50}]_t$ 为一组试样试验寿命的几何平均值,对单一试样即为本身寿命。

9.7.1 完全寿命的分散系数

在已知母体标准差 $\sigma=\sigma_0$(σ_0 为某一常数)的情况下,对数安全寿命 $x_p = \mu + u_p\sigma$ 的估计量 $\hat{x}_p$ 可表示为

$$\hat{x}_p = \hat{\mu} + u_p\sigma_0 \tag{9 30}$$

式中,$\hat{\mu}$ 为母体平均值估计量。当用对数疲劳寿命 $\lg N_i$ 的子样平均值 $\bar{\lg N}$ 作为估计量时,可能大于 μ,也可能小于 μ。为安全起见,对母体平均值估计量 $\hat{\mu}$ 赋予一定的置信度,使估计出的 $\hat{\mu}$ 尽可能小于真值 μ。为此将 $\hat{\mu}$ 写成以下形式:

$$\hat{\mu} = \bar{\lg N} - C \tag{9 31}$$

式中,C 为一正的待定常数。现在的问题是寻求常数 C,使得随机变量($\bar{\lg N} - C$)小于 μ 的概率为 γ:

$$P(\bar{x} - C < \mu) = \gamma$$

此处 γ 即表示置信度。当满足上式时，则以置信度 γ 估计出的 $\hat{\mu}$ 值不超过 μ。由统计理论可知，$\bar{x}$ 按正态分布 $N(\mu;\sigma/\sqrt{n})$，且随机变量 $\eta=\bar{x}-C$ 的矩母函数为

$$M_{\eta}(\theta) = e^{-C\theta} M_{\bar{x}}(\theta)$$

再根据统计学知识，有

$$M_{\bar{x}}(\theta) = \exp\left[\mu\theta + \frac{1}{2\pi}\sigma^2\theta^2\right] \tag{9.32}$$

因此

$$M_{\eta}(\theta) = e^{-C\theta}\exp\left[\mu\theta + \frac{1}{2\pi}\sigma^2\theta^2\right]$$

$$M_{\eta}(\theta) = \exp\left[(\mu - C)\theta + \frac{1}{2\pi}\sigma^2\theta^2\right] \tag{9.33}$$

对比 $M_{\bar{x}}(\theta)$ 和 $M_{\eta}(\theta)$ 二式，可见 $\eta=\bar{x}-C$ 也遵循正态分布，其母体平均值为 $\mu - C$，标准差仍为 $\sigma/\sqrt{n}$。$\bar{x}-C$ 的概率密度曲线示于图 9.5 中，图中 u_{γ} 为与置信度 γ 相关的标准正态偏量。当给定 γ 时，u_{γ} 值可从附表 4 查得。由图可知，m 和 $(\mu - C)$ 存在以下关系：

$$\mu = \mu - C + u_{\gamma}\frac{\sigma}{\sqrt{n}}$$

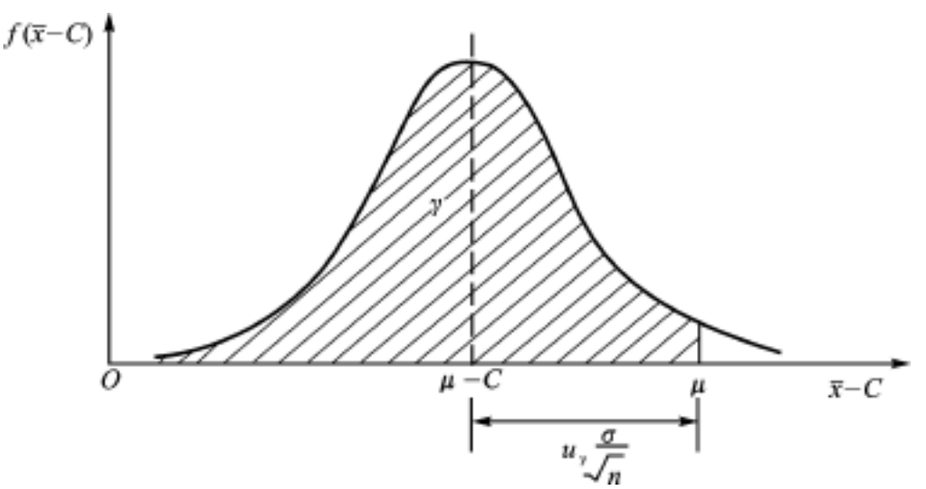


图 9.5　$\bar{x}-C$ 的正态概率密度曲线

根据上式即可求出 C 值：

$$C = u_{\gamma}\frac{\sigma}{\sqrt{n}}$$

将 C 值代入式(9.31)，则得母体平均值估计量

$$\hat{\mu} = \bar{x} - u_{\gamma}\frac{\sigma}{\sqrt{n}} \tag{9.34}$$

再将上式代入式(9.30)，并取 $\sigma=\sigma_0$，得到对数安全寿命估计量为

$$\hat{x}_p = \bar{x} - u_\gamma \frac{\sigma_0}{\sqrt{n}} + u_p\sigma_0 \tag{9 35}$$

根据式(9 29),分散系数 L_f 定义为中值试验寿命$[N_{50}]_t$ 与安全寿命 $\hat{N}_p$ 的比值,即

$$L_f = \frac{[N_{50}]_t}{\hat{N}_p} \tag{9 36}$$

或写成

$$\hat{N}_p = \frac{[N_{50}]_t}{L_f} \tag{9 37}$$

由式(9 35),有

$$\lg \hat{N}_p = \lg[N_{50}]_t - u_\gamma \frac{\sigma_0}{\sqrt{n}} + u_p\sigma_0$$

经移项后可得

$$\lg \frac{[N_{50}]_t}{\hat{N}_p} = \left(\frac{u_\gamma}{\sqrt{n}} - u_p \right)\sigma_0$$

按式(9 36)定义,得到

$$L_f = 10^{\left(\frac{u_\gamma}{\sqrt{n}} - u_p \right)\sigma_0} \tag{9 38}$$

在谱载作用下,当根据少量全尺寸结构疲劳试验测定出中值裂纹形成寿命$[N_{50}]_t$ 时,按照式(9 37),可得任一可靠度 p 和置信度 γ 的安全裂纹形成寿命:

$$\hat{N}_p = \frac{[N_{50}]_t}{10^{\left(\frac{u_\gamma}{\sqrt{n}} - u_p \right)\sigma_0}} \tag{9 39}$$

根据我国具体情况,对不同形式的金属结构,对数裂纹形成寿命的标准差 σ_0 建议取

$$\sigma_0 = 0.16 \sim 0.20$$

当 $\sigma_0 = 0.17$ 时,分散系数 L_f 计算结果列于表 9.2 中。表 9.2 的计算结果表明,从经济角度考虑使用两个试样比较合理。因为当试样个数 n 由 1 变化到 2 时,分散系数大幅降低,而此后分散系数变化则较小。

表 9.2 疲劳裂纹形成寿命分散系数

试件个数 n	1	2	3	4
$u_p = -3.09(p = 99.9\%)$ $u_\gamma = 1.282(\gamma = 90\%)$	5.5	4.8	4.5	4.3

在谱载作用下,当根据少量全尺寸结构疲劳试验测定出中值裂纹扩展寿命$[N_{50}^*]_t$ 时,同样按照式(9 37),可得任一可靠度 p 和置信度 γ 的安全裂纹扩展寿命:

$$\hat{N}_p^* = \frac{[N_{50}^*]_t}{10^{\left(\frac{u_\gamma}{\sqrt{n}} - u_p \right)\sigma_0^*}} \tag{9 40}$$

式中,σ_0^* 为对数裂纹扩展寿命的标准差。鉴于裂纹扩展寿命分散性较小,对一般金属结构建议取

$$\sigma_0^* = 0.07 \sim 0.10$$

当 $\sigma_0^* = 0.09$ 时,分散系数计算结果列于表 9.3 中。表 9.2 和表 9.3 给出了全寿命分散系数,可供疲劳可靠性设计之用。

表 9.3　疲劳裂纹扩展寿命分散系数

试件个数 n	1	2	3	4
$u_p = -3.09(p=99.9\%)$ $u_\gamma = 1.282(\gamma=90\%$	2.5	2.3	2.2	2.2

9.7.2　不完全寿命的分散系数

当利用两个相同构件(如飞机左右两个机翼)在同一谱载下进行试验时,若其中之一先行破坏而另一个寿命未知即终止试验,则可采用不完全寿命的分散系数确定安全使用寿命。

设已知先破坏的构件对数疲劳寿命为 $x_1 = \lg N_1$,另一未知的构件对数疲劳寿命为 $x_2 = \lg N_2$,显然 $x_2 > x_1$。根据可靠度估计量公式

$$p = 1 - \frac{i}{n+1}$$

可得 x_1 的可靠度估计量为 $\hat{p}_1 = 2/3$, x_2 的可靠度估计量为 $\hat{p}_2 = 1/3$。因为 x_1 和 x_2 来自同一正态母体 $N(\mu;\sigma)$,故

$$x_1 = \mu + \mu_1\sigma_0$$

$$x_2 = \mu + \mu_2\sigma_0$$

由以上二式消去 μ,可得

$$x_2 = x_1 + (\mu_2 - \mu_1)\sigma_0$$

对数中值试验寿命等于

$$\lg[N_{50}]_t = \frac{1}{2}(x_1 + x_2) = x_1 + \frac{1}{2}(u_2 - u_1)\sigma_0$$

根据公式(9.37)和式(9.38),有

$$\hat{N}_p = \frac{[N_{50}]_t}{L_f} = \frac{10^{x_1 + \frac{1}{2}(u_2 - u_1)\sigma_0}}{10^{\left(\frac{u_\gamma}{\sqrt{2}} - u_p\right)\sigma_0}}$$

$$\lg \hat{N}_p = \lg N_1 + \frac{1}{2}(u_2 - u_1)\sigma_0 - \left(\frac{u_\gamma}{\sqrt{2}} - u_p\right)\sigma_0$$

由上式即可导出两个构件承受相同谱载荷,且其中之一先行破坏即终止试验时的分散系数

$$L_i = \frac{N_1}{\hat{N}_p} = 10^{\left[\frac{u_\gamma}{\sqrt{2}} - u_p\right]\sigma_0 - \frac{1}{2}(u_2 - u_1)\sigma_0}$$

由正态分布数值表(附表 4)可查得 $u_1 = -0.4308\ (p = 2/3)$; $u_2 = 0.4308\ (p = 1/3)$,于是上式变成

$$L_i = 10^{\left[\frac{u_\gamma}{\sqrt{2}} - u_p - 0.4308\right]\sigma_0} \tag{9.41}$$

对于裂纹形成寿命,可取 $\sigma_0 = 0.17$。当可靠度为 99.9%,置信度为 90%时,$L_i \approx 4$。对于裂纹扩展寿命,可取 $\sigma_0^* = 0.09$。当可靠度为 99.9%,置信度为 90%时,$L_i \approx 2$。不完全寿命的分散系数 L_i 可作为飞机整体结构疲劳试验设计之用。

9.8 经济寿命耐久性模型

考虑一有 m 个关键部件组成的结构。如果其中某一部件破坏将导致整体结构失效,则此种结构可视作由 m 个部件组成的串联系统。任一部件裂纹形成寿命 N_{pi} 的可靠度 p_i 为 N_{pi} 的单调函数,即

$$p_i = f_i(N_{pi}) \tag{9.42}$$

式中 p_i 与 N_{pi} 之间的关系可借助分散系数获得:

$$N_{pi} = \frac{[N_{50}]_i}{10^{\left[\frac{u_\gamma}{\sqrt{n}} - u_{pi}\right]\sigma_0}}$$

也可利用广义 $P-S-N$ 曲面方程,根据线性累积损伤理论求得。任一部件裂纹扩展寿命 N_{pi}^* 的可靠度 p_i^* 为 N_{pi}^* 的单调函数,即

$$p_i^* = g_i(N_{pi}^*) \tag{9.43}$$

式中 p_i^* 与 N_{pi}^* 之间的关系可借助分散系数获得:

$$N_{pi}^* = \frac{[N_{50}^*]_i}{10^{\left[\frac{u_\gamma}{\sqrt{n}} - u_{pi}\right]\sigma_0^*}}$$

也可利用广义断裂 $P-S-N^*$ 曲面方程,根据线性累积损伤理论求得。式(9.42)和式(9.43)可分别用图 9.6 和图 9.7 表示之。

任一部件裂纹形成寿命的破坏率$(1-p_i)$,表示出现工程裂纹的概率;裂纹扩展寿命的破坏率$(1-p_i^*)$表示由工程裂纹扩展到临界裂纹或完全断裂的概率。当此二事件都发生时,该部件才会破坏,其破坏率为

$$f_i = (1-p_i)(1-p_i^*)$$

该部件的可靠度为

$$r_i = 1 - f_i = 1 - (1-p_i)(1-p_i^*)$$

对于整体结构,其可靠度 R 等于所有部件可靠度的乘积,即

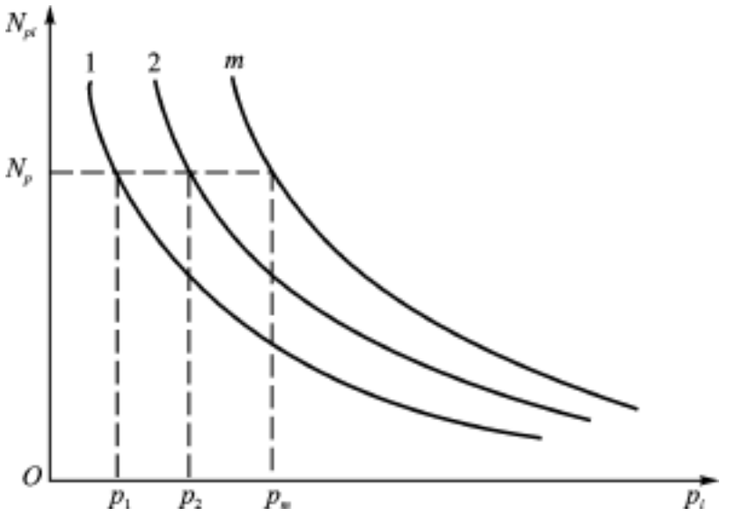


图 9.6　裂纹形成 $p_i - N_{pi}$ 曲线

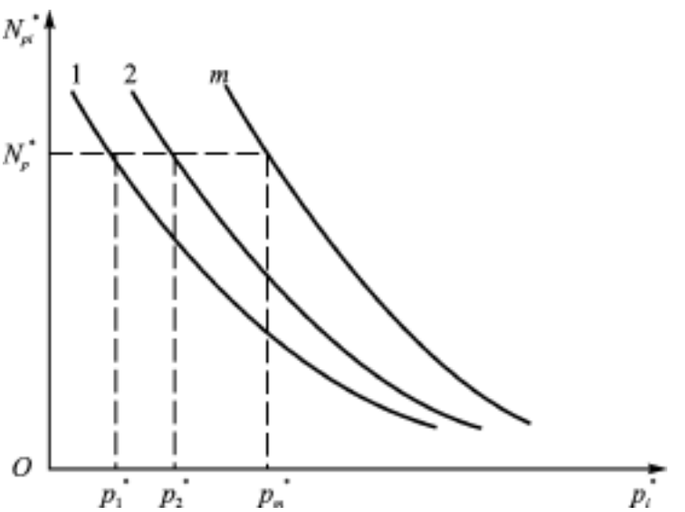


图 9.7　裂纹扩展 $p_i^* - N_{pi}^*$ 曲线

$$R = \prod_{i=1}^{m} r_i$$

$$R = \prod_{i=1}^{m} [1 - (1 - p_i)(1 - p_i^*)] \tag{9.44}$$

整体结构的破坏率 F 为

$$F = 1 - \prod_{i=1}^{m} [1 - (1 - p_i)(1 - p_i^*)] \tag{9.45}$$

当控制破坏率 F 在万分之一以下时，整体结构万无一失，如取 $F = 10^{-5}$，则可靠度 $R = 0.999\,99$。将式(9.42)和式(9.43)代入式(9.44)中，化简后得

$$R = \prod_{i=1}^{m} [f_i(N_{pi}) + g_i(N_{pi}^*) - f_i(N_{pi}) \cdot g_i(N_{pi}^*)] \tag{9.46}$$

当给定可靠度 R 时,根据式(9.44)以及关系式(9.42)、(9.43),可建立整体结构安全裂纹形成寿命 N_p 和安全裂纹扩展寿命 N_p^* 的关系。如图 9.6 所示,首先给定一 N_p 值,由式(9.42),可求得一组 p_1, p_1, …, p_m 值,将它们代入式(9.44),式(9.44)即变成含未知量 p_1^*, p_2^*, …, p_m^* 的方程。由图 9.7 可见, N_{pi}^* 是 p_i^* 的单调函数,因此,必然可寻求到一 N_p^* 值,使其对应的 p_1^*, p_2^*, …, p_m^* 各值满足方程(9.44)。N_p 与 N_p^* 的关系曲线示于图 9.8 中,图中曲线上任一点都具有相同的可靠度 R。

式(9.44)为耐久性数学模型,它将安全寿命设计与损伤容限设计有机地结合,以安全裂纹形成寿命 N_p 作为结构使用寿命,期望结构在使用寿命期间内不会形成裂纹;以安全裂纹扩展寿命 N_p^* 作为检修周期,其目的是:即使在检修周期内结构萌生裂纹或含有漏检裂纹,也能持续安全工作,裂纹不致扩展到完全断裂。

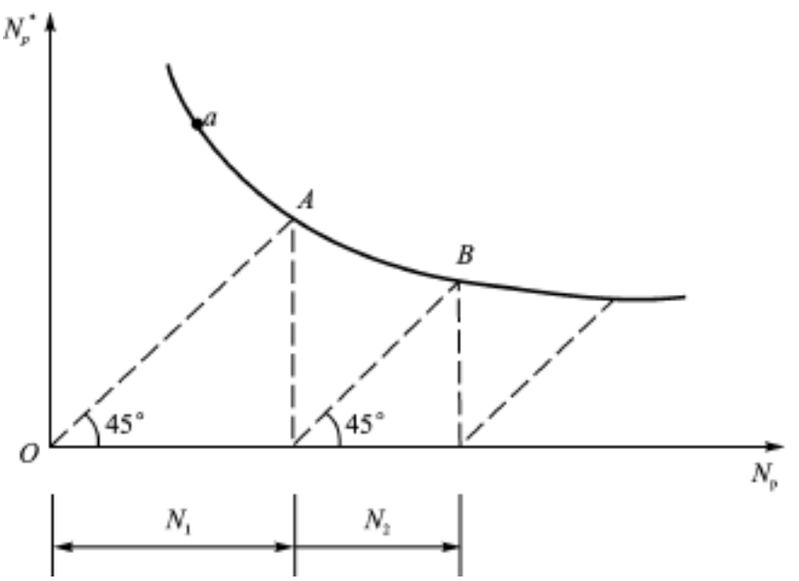


图 9.8　结构 $N_p - N_p^*$ 曲线

在图 9.8 曲线上任取一点,如点 a, $N_p < N_p^*$,表示服役时间未达到检修周期,勿需检修。最经济的首次翻修期 N_1 应满足的条件: $N_p = N_p^*$ (如图 9.8 中点 A 所示)。为此,自原点 O 作一条 45°射线与曲线交于点 A,点 A 的横坐标 N_1 即为首次翻修周期;如检修后未发现裂纹,再自点 N_1 作 45°射线与曲线交于点 B,由此所得 N_2 即为第二次检修周期;依此类推。可见使用寿命相当于不断缩小的检修周期的累加。以 $N_p = N_p^*$ 为条件指定检修周期,不仅能及时发现经安全裂纹形成寿命 N_p 后出现的裂纹,而且可防止在 N_p 期间内萌生的裂纹或漏检裂纹的小概率事件发生。

应该指出,如果检修时发现裂纹,则应以修复后部件疲劳性能重新建立 $N_p - N_p^*$ 曲线,直至预测的检修周期过短,其经济效益不足以补偿维修费用时为止。检修周期过短会造成浪费,过长则导致危险。耐久性模型确定的使用寿命和检修周期既保障安全,又考虑经济效益,故其使用寿命也称作经济寿命。经济寿命耐久性模型适用于维修性较好和裂纹扩展寿命较长的

结构。

如果结构仅存在一个关键危险件,那么,当给定可靠度 R 时,由式(9.46)可建立安全裂纹形成寿命 N_p 和安全裂纹扩展寿命 N_p^* 的关系:

$$R = f(N_p) + g(N_p^*) - f(N_p) \cdot g(N_p^*) \tag{9.47}$$

设 N_1 为首翻期,将 $N_p = N_1$ 和 $N_p^* = N_1$ 代入式(9.47),则得

$$R = f(N_1) + g(N_1) = f(N_1) \cdot g(N_1) \tag{9.48}$$

由以上方程可解得首翻期 N_1。如检修后未发现裂纹,则第二次检修周期 N_2 可由下式求出:

$$R = f(N_1 + N_2) + g(N_2) - f(N_1 + N_2) \cdot g(N_2)$$

现举一工程实例说明结构首翻期的预测。某直升机部件由耳片接头、螺栓、大梁组成。接头材料为 40CrNiMoA(Ⅱ类锻件);螺栓材料为 40CrNiMoA;大梁材料为 LD2CS(Ⅱ类锻件)。该结构仅存在一个关键危险件,对其裂纹形成(p, N)数据和裂纹扩展(p^*, N^*)数据进行统计处理后,分别得到裂纹形成 $p-N_p$ 曲线和裂纹扩展 $p^*-N_p^*$ 曲线如下:

$$p = 0.999\,213\,83 - 1.146\,11 \times 10^{-9} \cdot (N - 319)^2$$

$$p^* = 1.007\,101\,2 - 5.530\,52 \times 10^{-10} \cdot (N^* + 3\,659)^2$$

式中,N_p 和 N_p^* 的单位是飞行小时。

当给定 $R=0.999\,99$ 时,将 $f(N_p)$ 和 $g(N_p^*)$ 代入式(9.47),则得 N_p 与 N_p^* 的关系式:

$$0.999\,9 = 2.006\,3 - 1.046\,1 \times 10^{-9}(N_p - 319)^2 - 5.530\,5 \times 10^{-10}(N_p^* + 3\,659)^2$$
$$- [0.999\,2 - 1.046\,1 \times 10^{-9}(N_p - 319)^2] \times [1.007\,1 - 5.530\,5 \times 10^{-10}(N_p^* + 3\,659)^2]$$

设 N_1 为首翻期,将 $N_p = N_1$ 和 $N_p^* = N_1$ 代入上式后,并利用数值方法解出

$$N_1 = 2\,677 \text{ 飞行小时}$$

9.9　细节疲劳额定值(DFR)方法

细节疲劳额定值(DFR)是一种对零构件疲劳品质的度量,其定义为:在 95%可靠度和 95%置信度要求下,当应力比为 0.06 时,零构件能承受 10^5 次循环的最大名义应力值(疲劳强度)。DFR 法建立在应力疲劳的基础上,其名义应力处于 $S-N$ 曲线的中等寿命区(10^4～10^6 循环数),适用于承受低载的构件。它与局部应力-应变法不同,后者建立在应变疲劳的基础上,多用于高载、大应变占主导地位的情况。DFR 法与静强度设计结合一起,只要控制名义应力小于 DFR,即可满足疲劳强度的要求,乃一种行之有效的设计方法。该法由美国波音公司首创,用于运输机机体结构疲劳可靠性设计。

对于运输机等民用飞机,由于地-空-地(GAG)应力循环造成的损伤是结构主要疲劳损伤,因此,有必要先将所有使用载荷均当量成地-空-地(GAG)应力循环。利用广义 $S-N$ 曲面,根据 Miner 理论可以计算出地-空-地(GAG)循环损伤比和当量地-空-地循环数。地-空-地循环损伤比是指,地-空-地应力循环造成的疲劳损伤与全部使用载荷造成的总损伤的比值;

当量地-空-地循环数是指,全部使用载荷造成的总损伤所相当的地-空-地应力循环的次数。

地-空-地循环损伤比与当量地-空-地循环数关系如下:

$$\text{当量地-空-地循环数} = \frac{1}{\text{地-空-地损伤比}}$$

根据损伤当量公式(5.5)进行损伤当量折算,可以得到一个应力比为 0.06 的应力循环 $S^0_{\max}$,该应力循环造成的损伤,与地-空-地应力循环在当量地空地循环数下,造成的损伤相等。因此,可以得到结构细节疲劳额定值 DFR 设计准则:

$$S^0_{\max} < \text{DFR}$$

式中,DFR 值可利用结构细节的广义 $S-N$ 曲线和等寿命曲线,或广义 $S-N$ 曲面计算确定。

习题与思考题

习 题

9.1 飞机结构设计思想在历史上发生了哪些重大的变化?引起这些变化的原因何在?

9.2 何谓可靠性和可靠性设计?试比较"安全寿命"设计、损伤容限设计、耐久性设计和可靠性设计准则之异同。它们保证结构安全性的具体准则是什么?

9.3 试论述耐久性设计如下概念定义:母体、子样、个体、随机变量、可靠度、置信度、设计可靠性、使用可靠性。

9.4 试述无限寿命设计的概率方法中的联接方程和干涉模型的假设条件和理论基础,并比较它们之异同。

9.5 已知某发动机零件的疲劳应力和疲劳强度均符合正态分布,疲劳应力 $s\sim N(350,40)$ MPa,疲劳强度 $S\sim N(820,80)$ MPa。求可靠度 $p=90\%$ 对应的零件安全系数 n。现假设由于材料的热处理不当,使疲劳强度的标准离差增至 150 MPa,当可靠度仍需保持 $p=90\%$ 时,安全系数 n 为多少?

9.6 在干涉模型中,为什么应力分布要与疲劳极限分布干涉,而不与中寿命区的疲劳强度分布干涉?

9.7 试证明一维干涉模型的可靠度小于干涉区面积(如图 9.9 所示)大小。

9.8 已知某发动机零件的疲劳应力和疲劳强度均符合正态分布,疲劳应力 $s\sim N(350,40)$ MPa,疲劳强度 $S\sim N(820,80)$ MPa。试分别采用联接方程和一维干涉模型计算该零件可靠度(干涉模型积分计算可使用计算机软件如 Mtlab 等)大小,比较两个结果之异同,并分析产生差异的原因。

9.9 结构疲劳寿命定寿的全寿命分散系数法的理论依据是什么?当标准差未知时,又如何根据全尺寸结构试验结果评定寿命?

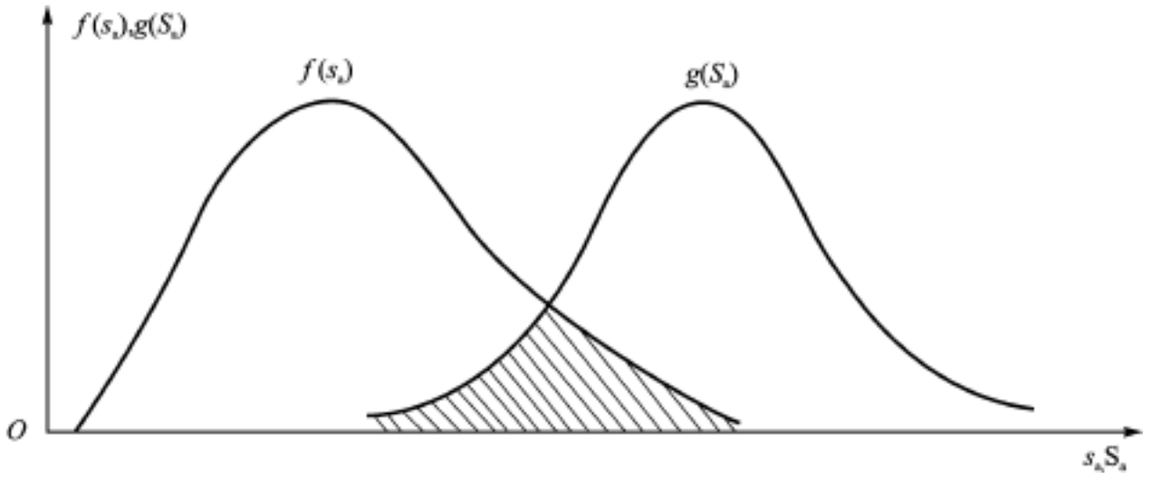


图 9 .9　干涉模型与干涉区

9 .10　结构定寿耐久性数学模型的分析步骤是什么？每一步骤的理论基础又是什么？

9 .11　试述 DFR 方法与静强度设计方法有何联系？有何区别？

思考题

9 .12　结构定寿耐久性数学模型确定检修周期时，未考虑无损检测的影响，若考虑无损检测因素，该模型如何发展？

9 .13　DFR 方法在确定 A 基值和 B 基值时，需要使用三参数 Weibull 分布，而该分布的置信度问题在数学上至今没有成熟解，请问该方法如何解决这一问题？

第十章　在特殊环境下的疲劳问题

10 .1　腐蚀疲劳

对于水上使用的飞机,因为在海水或水蒸气的腐蚀环境下工作,故应考虑‘腐蚀疲劳”问题。受腐蚀疲劳破坏较多的情况是飞机螺旋桨和喷气发动机叶片。腐蚀疲劳一般分为两种情况:① 金属在承受交变载荷之前受到腐蚀,而在交变应力作用时,不受腐蚀;② 金属在交变应力作用下,同时受到腐蚀。在第二种情况下,腐蚀影响最严重,可使疲劳强度大大降低,其降低量高达 70～80%。

金属受到腐蚀而使疲劳强度降低的原因,主要是腐蚀使金属表面产生无数应力集中点,促使了疲劳裂纹的形成。应当指出,在腐蚀情况下,即使对于钢材,$S-N$ 曲线一般也没有水平直线部分,破坏应力总是随着循环数的增加而降低。这是因为在应力循环的过程中,腐蚀的损伤作用也在不断地进行,从而造成了疲劳强度继续降低。如图 10 .1(a)和(b)给出了一些材料在盐雾中腐蚀疲劳的实验结果。该图使用的是全对数坐标,纵坐标单位应力是 MPa。从图中可以看到腐蚀疲劳的曲线在 10^6 循环以后急剧下降的情况。

腐蚀疲劳强度与应力循环的频率有关,当应力频率很高时,在一定的循环数下,所经历的时间就较短,腐蚀的作用也就小,所以,疲劳强度随着应力循环频率的增加而提高。

腐蚀对表面光洁度高的试样影响较大,因为光洁度差的试样表面上已有了很多应力集中点。试样经腐蚀后,有两种可能:一方面使应力集中点增多;另一方面将已有的应力集中点腐蚀掉了。这两种发展的趋势有相互抵消的作用,所以,表面光洁度较差的试样受影响较小。

铜、铜合金及钛合金的抗腐蚀性能是比较好的,但铝合金和镁合金的疲劳强度会因腐蚀作用大大降低,而且高强度的铝锌合金比铝铜合金情况更坏。如果在这些合金表面包有铝层的话,则会有所改善,例如,对包铝层的铝铜合金,在大气中就不受到明显腐蚀的影响。

为了提高材料的抗腐蚀能力,可以进行表面保护或强化处理,例如对零构件表面进行喷丸或液压处理,都可以达到提高腐蚀疲劳强度的效果。实践经验指出,对表层进行氮化处理是提高抗腐蚀能力最有效的方法。

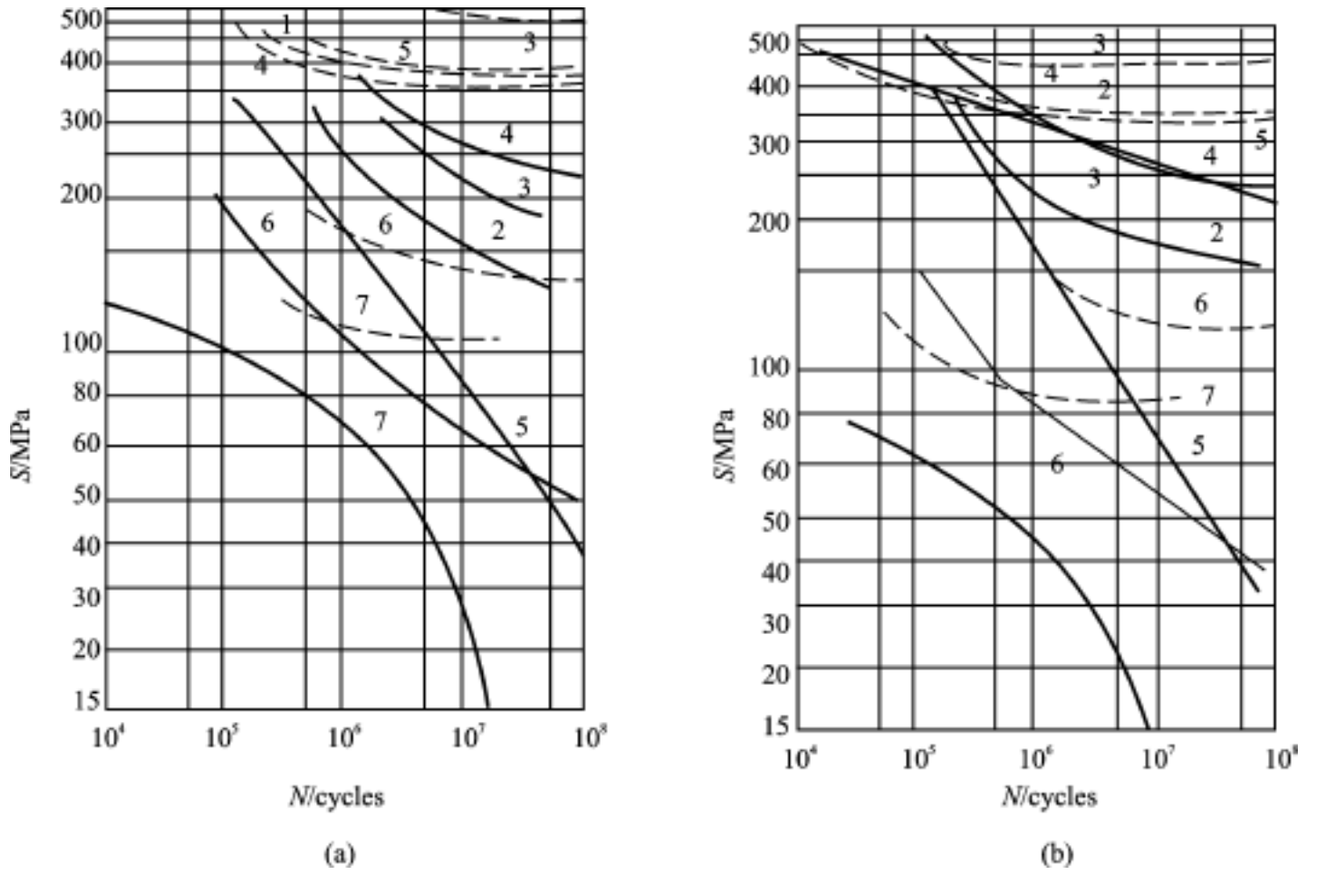


图 10 .1　盐雾中腐蚀疲劳的实验结果

[注]:(a)——弯曲;(b)——拉压;实线——在盐水喷雾下试验;虚线——在空气中进行试验;1——Cr 钢(含 Cr13%);2——Cr 钢(含 Cr15%);3——Cr - Ni 钢(含 Cr17%, Ni1%);4——Cr - Ni 钢(含 Cr18%, Ni8%);5——碳素钢(含 C0.5%);6——硬铝;7——镁合金(含 Al2 .5%)

10 .2　擦伤疲劳

当两个互相接触的固体表面具有微小的相对运动时,则表面会受到损伤,这就是所谓的“擦伤腐蚀”。擦伤腐蚀常常发生在限制相对运动的连接件中,如螺栓接头、铆钉接头等处。在擦伤的表面常常堆积有细微的氧化物颗粒,在钢材中为氧化铁(Fe_2O_3),呈红棕色;而在铝镁合金中,这些细微的氧化物颗粒是黑色的。受到擦伤的表面,因产生腐蚀斑点而导致疲劳强度显著降低。

擦伤腐蚀的机理,目前尚不十分清楚,但擦伤的过程,可以看成是局部的磨损,如果此时伴随有腐蚀发生的话,就会大大加剧这种磨损的作用。

擦伤腐蚀与相对位移的大小、擦伤面之间的压力及周围环境等有关。只要有很小的相对位移(千分之几毫米,甚至更小)就会造成擦伤;相对位移量增加时,损伤也增加,但达到一定值时就不再增加。一般来说,擦伤面之间的压力加大时,损伤加剧;但当这种压力足够大时,则又可以起到限制位移量的作用,从而减少损伤。

对于连接件,如采用干涉配合或预紧力方法,可防止擦伤腐蚀的发生。一些现代飞机的连接件,常常在两个贴合面之间,使用塑料垫片或多层纯铝箔胶合而成的垫片,在耳孔内使用干涉配合的不锈钢衬套,这些都是防擦伤腐蚀的有效措施。

10.3 高温疲劳和低温疲劳

根据疲劳试验结果,在高温情况下,一般钢材 $S-N$ 曲线也都没有水平直线部分,亦即不存在有疲劳极限。图 10.2 给出了旋转弯曲的疲劳试验结果,其纵坐标表示在 10^7 循环下的弯曲疲劳强度(单位是 MPa)。由图可以看出,铝合金在 20 ℃～150 ℃的范围内,基本上不受温度影响,温度再升高时,它的疲劳强度降低很快,在 350 ℃以上,就只有很低的强度了。铝铜合金对高温疲劳的抗力优于铝锌合金。由图还可以看出,碳钢(0.17% C)有一种特殊的高温疲

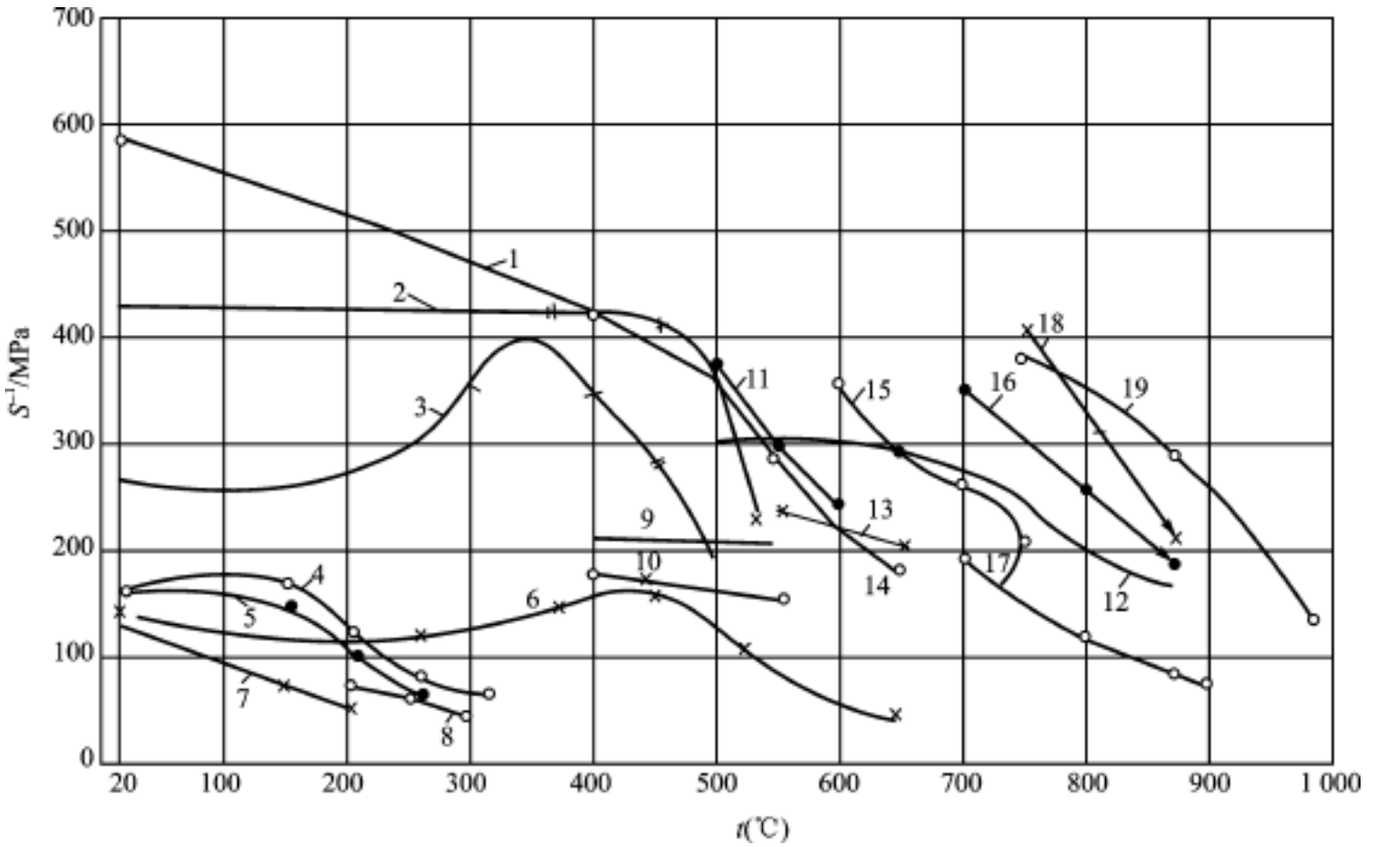


图 10.2 高温下旋转弯曲的疲劳试验结果

[注]:1——钛合金(含铝的钛合金);2——镍铬钼钢;3——低碳钢(0.17% C);4——铝铜合金;5——铝锌镁合金;6——高强度铸铁;7——镁铝锌合金;8——镁锌锆钍合金;9——铜镍合金(30% Ni,0.5% Cr,1.5% Al,其余 Cu);10——铜镍合金(30% Ni,1% Mn,1% Fe,其余 Cu);11——合金钢(2.7% Cr,0.5% Mo,0.75% V,0.5% W);12——奥氏体镍铬钼合金;13——奥氏体钢(18.75% Cr,12.0% Ni,1.25% Nb);14——合金钢(11.6% Cr,0.6% Mo,0.3% V,0.25% Nb);15——奥氏体钢(13% Cr,13% Ni,10% Co);16——铬镍钴合金(19% Cr,12% Ni,4.5% Co);17——奥氏体钢;18——镍铬合金(15% Cr,20% Co,1.2% Ti,4.5% Al,5% Mo,其余 Ni);19——镍铬合金(20% Cr,18% Co,2.4% Ti,1.4% Al,其余 Ni)

劳性能,碳钢在 20 ℃～150 ℃内,疲劳强度没有什么变化(在 100 ℃时比室温 20 ℃时稍低);当温度超过 150 ℃后,疲劳强度随温度升高而增加,并在 350 ℃时则达到最大值,此后温度再增加,疲劳强度则迅速降低。镍铬钼合金钢在 400 ℃以下,疲劳强度几乎不变,而温度再升高时,也迅速地降低。

根据低温疲劳试验结果,当温度在 - 40 ℃、- 78 ℃、- 186 ℃到 - 196 ℃时,碳钢、合金钢、铸造合金钢、不锈钢、铝合金、钛合金等的疲劳强度,都随温度的降低而增加,对缺口试样也是如此。不过缺口试样疲劳强度的增加比光滑试样要小,这是因为在低温时材料对应力集中敏感性较大的缘故。由于在低温情况下,疲劳强度普遍增加,使用时偏于安全,故在这方面的研究较少。

10.4　低频疲劳

一般材料的 $S-N$ 曲线,按其破坏循环数的多少可分为三个区域(如图 10.3 所示):

① 短寿命区:指的是破坏循环数在 10^4 以内或更少一些,应力水平较高;

② 中等寿命区:破坏循环数大致在 10^4～10^6 范围内;

③ 长寿命区:破坏循环数在 10^6 以上,应力水平较低;位于疲劳极限或条件疲劳极限的附近。

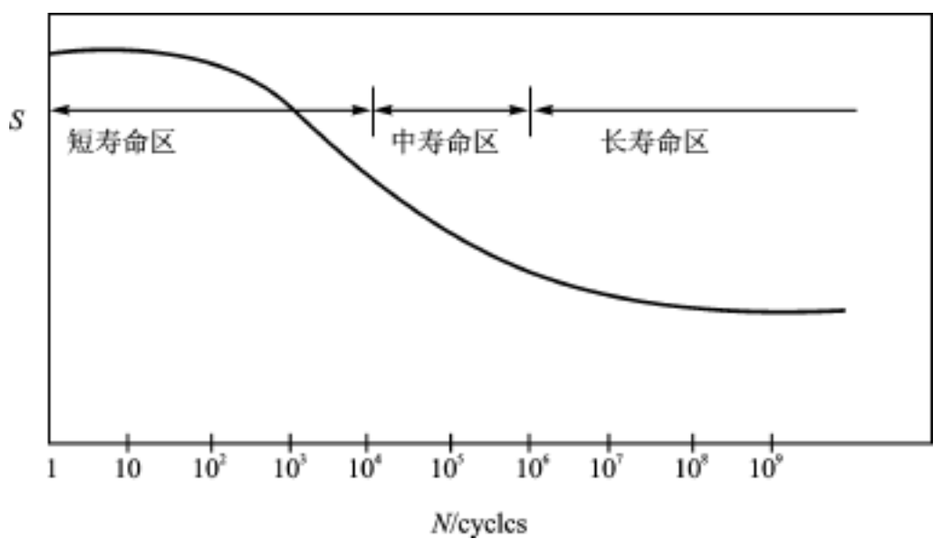


图 10.3　一般材料的 $S-N$ 曲线

有些宇宙飞行器的构件,总的寿命常常很短属于短寿命区的疲劳问题,此种问题叫做“低周疲劳”。以前所讨论的内容,基本上属于中等寿命区和长寿命区的疲劳问题。对于这类问题,应力水平一般都比较低,材料是在弹性范围内工作。我们知道,在弹性范围内,应力是和应变成正比的,因此,材料对交变应的抗力(疲劳强度)和对交变应变的抗力完全一致,也就是材料的疲劳强度越高,承受交变应力的能力越大。这里所说的“交变应变”,指的是周期性变化的应变。

对于低周疲劳,交变应力一般都超过比例极限。在低周疲劳的每一循环中,有时会产生相当大的塑性变形。从断口的外形来看,低周疲劳的破坏情况与一般的疲劳破坏也有所不同。如几千次循环下的断裂,常常很接近静力破坏的情况,因为在低周疲劳下伴随有塑性变形发生,应力和应变不成正比,材料对交变应力的抗力和对交变应变的抗力不完全一致,所以有必要把它们区分为材料的两种属性。

现在,首先考虑材料对交变应力的抗力。在对称循环下,静拉伸强度极限 σ_b 相当于 $N=1/4$ 循环时的破坏应力,如图 10.4 所示。

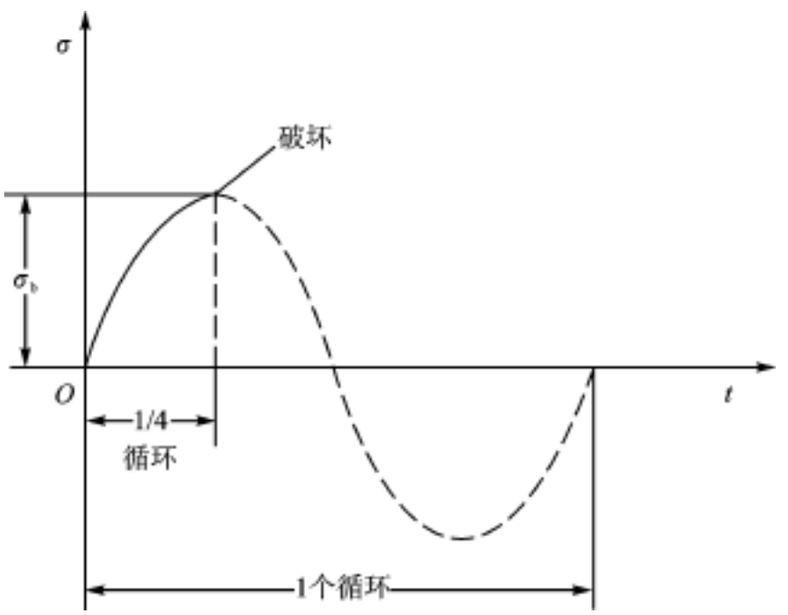


图 10.4　对称循环下静拉伸强度极限 σ_b 相当于 $N=1/4$ 循环的破坏应力

一般 $S-N$ 曲线给出的循环数都在 10^4 以上。为了了解低周时的疲劳强度,需要知道 $N=1/4$ 时的这一数据点如何与一般的 $S-N$ 曲线相连接的。图 10.5 示出了一些金属材料在轴向载荷作用下对称循环的试验结果,纵坐标是对称循环疲劳强度 S 与拉伸强度极限 σ_b 的比值。试验结果是由各种钢材、铝合金以及镁合金试验得到,它们都位于两根曲线所包围的阴影面积中。由图 10.5 可以看到,在低周情况下,材料对交变应力的抗力(疲劳强度),与静拉伸强度 σ_b(对应于 $N=1/4$ 循环的应力)是密切相关的,即静拉伸强度越大,材料对交变应力的抗力也就越大。

其次,再考虑材料对交变应变的抗力问题。进行低周疲劳试验时,如果在每一循环下,不是施加一定的应力,而是施加一定的应变,则可得到交变应变 ε 和破坏循环数 N 的关系。这样,以交变应变 ε 为纵坐标,破坏循环数 N 为横坐标给出 $\varepsilon-N$ 曲线,即表示在各个不同循环下材料对交变应变的抗力。一些金属 ε 和 N 的关系表示在图 10.6 的阴影面积中,试验所使用的材料包括各种钢材、铝合金、黄铜、磷青铜等,这些材料的塑性性质(延伸率)比较接近,但静强度相差较大。由图 10.6 可以看到,在 10^4 循环内,试验结果的变化范围很小,这就表明,

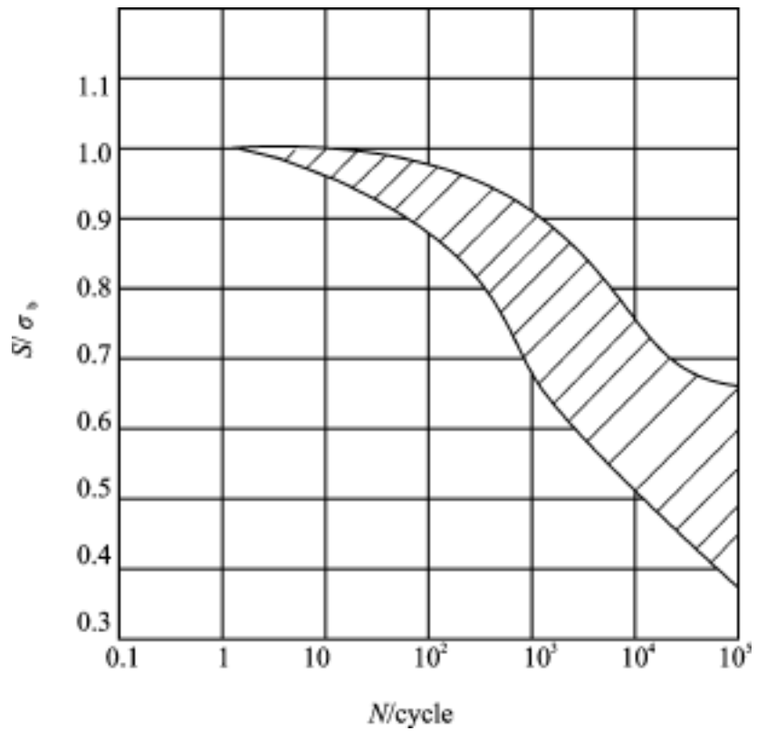


图 10.5　低周情况下材料疲劳强度与静拉伸强度关系

材料对交变应变的抗力主要取决于塑性性质,而与静强度无关,高强度的钢材对交变应变的抗力并没有显示任何的优越性。

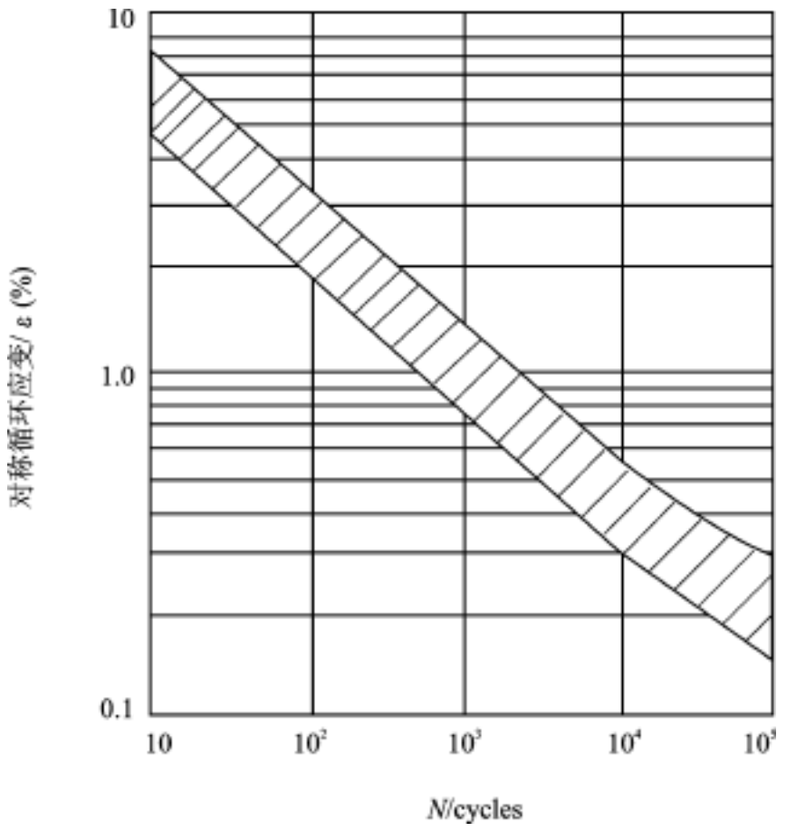


图 10.6　低周疲劳 $\varepsilon^{-}N$ 曲线

由图 10 .6 还可以看到,ε和 N 在全对数坐标中近似的为一直线关系。因此,常常用以下的经验公式来表示:

$$N^{\alpha} \cdot \Delta\varepsilon_p = K \tag{10 .1}$$

式中:$\Delta\varepsilon_p$ 为塑性应变变程;α和 K 均为与材料性质有关的常数。如将上式等号两边取对数,则有

$$\alpha \lg N + \lg(\Delta\varepsilon_p) = \lg K$$

可见 $\lg N$ 和 $\lg(\Delta\varepsilon_p)$ 成直线关系,即 N 和 $\Delta\varepsilon_p$ 在全对数坐标中为一直线。式(10 .1)已被一些对称循环的低周疲劳试验所证实。当取 $\alpha = 1/2$ 时,式(10 .1)给出的关系式和碳钢的试验结果图 10 .7 十分吻合。

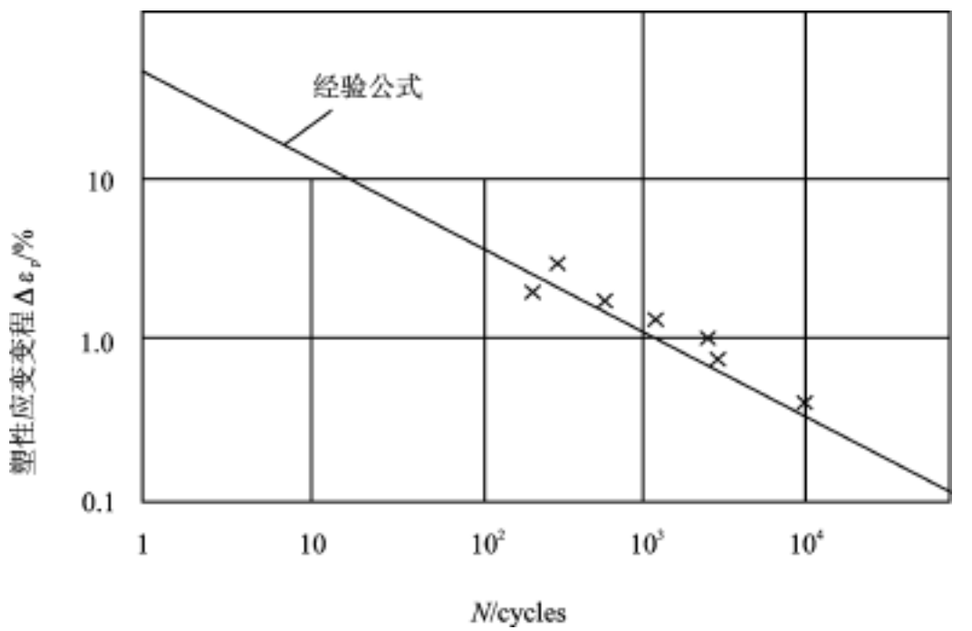


图 10 .7　$\Delta\varepsilon_p - N$ 曲线

10 .5　热疲劳

构件在交变的热应力作用下引起的破坏称为“热疲劳”。这种热应力主要来自两个方面:①由温度分布不均匀所引起的;② 由限制金属自由膨胀所引起的。热疲劳破坏,常常表现为金属表面细微裂纹网络的形成,此种现象称为“龟裂”。对于遭受热疲劳毁坏的零构件,有时可在表面上观察到这种纹迹。对于喷气发动机燃气涡轮,热疲劳是一个非常严重的问题,例如,经常发现由热疲劳引起的裂纹。这是由于发动机每次的启动和停车,使叶片受到骤然的加热和冷却,引起了热应力;多次重复的启动和停车的结果导致叶片受到交变热应力作用。根据某发动机使用情况模拟试验结果,镍基合金叶片经过 85 次的启动—停车循环后,产生了裂纹;钴基合金叶片经 295 次这样的循环后,也产生了裂纹。与此相反,发动机在全功率下长时间连续

地运转了 360 小时,叶片上都未出现裂纹。

如以上所述,根据使用情况模拟试验,可直接提供零构件的热疲劳性能,但是,由于受到多种因素的影响,在实验室内模拟使用条件很困难,并且消费很大。因此,通常的方法是,针对一些对热疲劳起主要作用的因素,来提供热疲劳性能资料。研究结果指出,对热疲劳起主要作用的因素有:① 热膨胀系数;② 热导率;③ 对交变应力的抗力。以下分别加以说明。

各种材料温度每升高 10 ℃时,所引起的单位长度的长度变化,就叫做该材料的热膨胀系数(线膨胀系数)。在一定的温度下,由温度所引起的热应变,与热膨胀系数成正比。也就是说,材料的热膨胀系数越大,它的热应变就越大。这时,如果热应变受到限制时,则就会产生较大的热应力,可见,大的热膨胀系数对热疲劳强度不利。

热量从物体较热的部分传到较冷的部分叫做‘热传导”。热导率大的材料,表示热量在该材料内传递迅速。当对构件缓慢地加热和冷却时,热应变和热应力仅仅是由于外界的约束所引起的,热传导不起什么作用;然而,实际上遇到更多的情况是快速的加热和冷却,热应变是由于物体中各部分冷热不均所引起。这时,高的热导率是有好处的,因为热量可迅速地传播开来,使温度趋于均匀化,从而减少了热应变。如果对物体表面的加热速度极快,以至表面已达到最高温度而内部温度还来不及变化时,则热传导也就不起什么作用了。

热膨胀系数和热导率都是材料的物理性质,与交变应变的生成直接相关,而力学性能主要表现在对交变应变的抗力。如上节所述,在低周情况下,材料对交变应变的抗力,主要取决于材料的塑性性质,实际上,零构件的热疲劳破坏,通常是在低周情况下发生,因此要求材料有较好的塑性性质。像陶瓷一类的脆性材料,塑性性质很差,热疲劳的抗力也就很小,所以,在温度剧烈变化的环境下,都限制使用这种材料。

10.6　声疲劳(噪声疲劳)

在声环境下工作的构件,因为受到噪声的激励而产生了振动。由这种强迫振动所引起的破坏,称为‘声疲劳”或‘噪声疲劳”。当声强水平超过 140 分贝时,应该考虑疲劳问题。这里所说的‘分贝”是声学中的单位。声的强度用通过一与传播方向垂直的表面的声功率除以该表面的面积来度量,单位是 W/m^2。

在高速飞机和导弹中,噪声源主要来自于两个方面:(1) 推进系统:包括喷气发动机排气噪声、燃烧噪声等,这类噪声主要取决于推进功率。在加力燃烧状态,靠近喷口的地方会产生高的声强。例如,当使用大功率喷气发动机时,在尾喷管处,常常发现有声疲劳引起的裂纹。(2) 高速空气动力:包括附面层噪声、尾流噪声、冲击波噪声等,这类噪声主要取决于飞机外形和速度。

关于声疲劳的设计,大致包括以下几个方面内容:声环境的描述;确定在声环境下所产生的应力;对声疲劳寿命的估算;提高零部件对声疲劳的抗力;声疲劳的模拟试验。

近年来,由于成功地研制出了气流电动式扬声器,作为高声强的声源,可以根据需要,模拟出各种不同的声环境,与实际飞行中结构的动态响应基本一致。因此,在实验室中进行这种声疲劳的模拟试验,不太困难。但从理论上进行声疲劳的寿命估算时,由于问题的复杂性,使得这方面的研究工作进展很慢。至于在防声疲劳设计方面,曾进行过一些工作。如采取减振措施或增加阻尼的办法,将振动的应力控制在安全的幅度以内。经验指出,声强水平在 140～165 分贝时,最好使用胶接结构;在 165～175 分贝时,最好使用蜂窝夹层结构。

10 .7　疲劳试验中的一些影响因素

1 . 频率的影响

疲劳试验非常费时,例如,试验一根循环至 10^7 破坏的试样,若每分钟的应力循环数为 1 000次,则需要 167 小时。因此,在疲劳试验中,希望尽可能使用高的应力循环频率,以缩短试验时间,于是,有必要研究频率对疲劳强度的影响问题。

一般说来,疲劳强度是随着频率的降低而有所降低。造成这种现象的主要原因是:试样的破坏循环数与每一应力循环中所产生的塑性变形有关,即使在中等频率下,施加最大应力的时间也很短。比如,在旋转弯曲试验中,对于每分钟 3 000 次循环的速度,应力从零开始到最大应力所需的时间,等于 1/ 4 循环的时间,即

$$\frac{1}{4}\times\frac{60}{3\,000}=\frac{1}{200}\text{ 秒}$$

在这样短的时间内,塑性变形往往来不及发生。因此,应力循环的频率愈高,材料受到的损伤也愈小,这一影响对于低周疲劳特别显著。由于低周疲劳的每一循环中,常常产生有较大的塑性变形,所以受频率的影响较大。此外,对于高温疲劳,虽然在中等寿命区或长寿命区内,也会受到频率的影响,而且温度越高,频率的影响越大。

疲劳强度随着频率的降低而降低的另一个原因是,在试验过程中,一些材料的疲劳强度受到大气腐蚀的影响,会有所降低。在低频循环下,试验持续的时间较长,故疲劳强度的这种降低也就比较显著。与上述相反,有些材料在高频应力循环下,由于反复变形而产生的内摩擦,使得材料本身的温度升高,在温度足以引起材料蠕变时,则疲劳极限也会有所降低。一些疲劳试验的结果已经指出,在 10 000～100 000 次循环/ 分以上时,则疲劳强度又迅速降低。

根据钢材常温的试验结果,频率在 200～5 000 次循环/ 分之间,疲劳极限变化很小。在表 10 .1 中,还给出了各种板材试样在脉动拉伸下的试验结果,表中数据是两种频率所测定的疲劳强度的比值,其疲劳强度是对应 10^6 循环数的最大应力。由表 10 .1 可以看到,频率对疲劳强度的影响是比较小的。从目前已发表的试验资料看来,在常温下,对于低应力水平(破坏循

环数在 10^5 以上),应力循环频率在 500～10 000 次循环/ 分范围内变化时,对疲劳强度的影响可以忽略不计。然而,对于腐蚀疲劳、高温疲劳和低周疲劳,频率对疲劳强度的影响都是十分显著的。

表 10 .1　频率对疲劳强度的影响(循环基数 10^6)

材　料	10 000 次循环/ 分的疲劳强度 与 350 次循环/ 分的疲劳强度的比值
碳钢(含碳 0 .12%)	1 .07
碳钢(含碳 0 .25%)	1 .05
碳钢(含碳 0 .35%)	1 .05
碳钢(含碳 0 .60%)	1 .00
合金钢(含 Ni 3%)	1 .02
合金钢(含 Ni 3%,含 Cr 0 .8%)	1 .03
合金钢(含 Ni 3%,Cr 0 .8%,Mo 0 .3%)	1 .02
合金钢(含 Ni 4%,Cr 1%)	1 .01
材　料	**8 000 次循环/ 分的疲劳强度 与 350 次循环/ 分的疲劳强度的比值**
铝铜合金(硬铝)	1 .01
铝锌合金(超硬铝)	1 .03
铝锰合金	1 .00

2 . 间歇效应

对碳钢进行疲劳试验的过程中,如果间歇一段时间,则疲劳强度会有所增加。疲劳强度随间歇的时间增长而加大。若在停歇期间升温其效果会更为显著,但是,间歇对合金钢和非铁金属的影响不大。

3 . 欠应力的影响

低于疲劳极限的局部应力称为“欠应力”或“欠载”。将初始经受过欠应力作用的试样,重新在高于疲劳极限的应力水平下进行试验时,则会发现,其疲劳强度比未经受过欠应力作用的试样要高。如对阿姆可铁(一种纯铁)的试验研究指出,在稍低于疲劳极限下施加 7×10^7 应力循环后,其疲劳极限提高 23%,并且还发现,如果每隔几百万次循环,少量增加一次应力幅则疲劳强度会有更大的提高。软钢的疲劳试验也证明了这一点。此种疲劳强度增高的过程叫做“诱载强化”。

习题与思考题

习　题

10.1　举出磨损破坏、腐蚀破坏和疲劳破坏的零件或构件各一例，并说明它们各自的工作环境。

10.2　在腐蚀环境中工作的零件，在设计中主要应考虑什么？

10.3　低温环境对材料的裂纹形成和裂纹扩展有什么影响？低温对高周疲劳强度和低周疲劳强度的影响趋势怎样？

10.4　蠕变对疲劳抗力有何影响？

10.5　根据破坏机理，你是否可以推断高温疲劳强度与常温疲劳强度差别很大？为什么？

10.6　热疲劳强度与高温低周疲劳强度是否存在等价关系？

10.7　列举几个接触疲劳的实例，讨论其破坏准则及其影响因数。

思考题

10.8　学了多种形式的疲劳问题之后，你是否认为有可能建立一个统一的准则，用相同的物理参数描述之？

附　表

附表 1　标准差修正系数 c_4

n	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
c_4	1.063	1.051	1.042	1.036	1.031	1.028	1.025	1.023	1.021	1.020
n	15	16	17	18	19	20	30	40	50	60
c_4	1.018	1.017	1.016	1.015	1.014	1.014	1.009	1.006	1.005	1.005

附表 2　95 %置信度的 k 值

子样大小 n	可靠度 p			
	90%	99%	99.9%	99.99%
5	3.382	5.750	7.532	9.014
6	2.964	5.025	6.579	7.867
7	2.712	4.595	6.012	7.191
8	2.542	4.307	5.635	6.739
9	2.417	4.098	5.363	6.414
10	2.322	3.940	5.156	6.167
12	2.183	3.712	4.859	5.812
14	2.086	3.554	4.655	5.569
16	2.013	3.437	4.504	5.389
18	1.957	3.347	4.387	5.250
20	1.911	3.274	4.293	5.140

附表 3　90%置信度的 k 值

子样大小 n	可靠度 p			
	90%	99%	99.9%	99.99%
5	-2.585	-4.400	-5.763	-6.898
6	-2.379	-4.048	-5.301	-6.344
7	-2.244	-3.822	-5.005	-5.987
8	-2.145	-3.658	-4.793	-5.736
9	-2.071	-3.537	-4.635	-5.548
10	-2.012	-3.442	-4.513	-5.401
12	-1.925	-3.301	-4.330	-5.183
14	-1.862	-3.201	-4.200	-5.029
16	-1.814	-3.124	-4.102	-4.913
18	-1.776	-3.064	-4.025	-4.821
20	-1.754	-3.035	-3.990	-4.748

附表 4　u_p(或 u_γ)和 p(或 γ)的数值表

u_p	x_p	$p=P(X>x_p)$	u_p	x_p	$p=P(X>x_p)$
-3.0	μ-3.0σ	0.998 7	-1.5	μ-1.5σ	0.933 2
-2.9	μ-2.9σ	0.998 1	-1.4	μ-1.4σ	0.919 2
-2.8	μ-2.8σ	0.997 4	-1.3	μ-1.3σ	0.903 2
-2.7	μ-2.7σ	0.996 5	-1.2	μ-1.2σ	0.884 9
-2.6	μ-2.6σ	0.995 3	-1.1	μ-1.1σ	0.864 3
-2.5	μ-2.5σ	0.993 8	-1.0	μ-1.0σ	0.841 3
-2.4	μ-2.4σ	0.991 8	-0.9	μ-0.9σ	0.815 9
-2.3	μ-2.3σ	0.989 3	-0.8	μ-0.8σ	0.788 1
-2.2	μ-2.2σ	0.986 1	-0.7	μ-0.7σ	0.758 0
-2.1	μ-2.1σ	0.982 1	-0.6	μ-0.6σ	0.725 7
-2.0	μ-2.0σ	0.977 2	-0.5	μ-0.5σ	0.691 5
-1.9	μ-1.9σ	0.971 3	-0.4	μ-0.4σ	0.655 4
-1.8	μ-1.8σ	0.964 1	-0.3	μ-0.3σ	0.617 9
-1.7	μ-1.7σ	0.955 4	-0.2	μ-0.2σ	0.579 3
-1.6	μ-1.6σ	0.945 2	-0.1	μ-0.1σ	0.539 8

续附表 4

u_p	x_p	$p = P(X > x_p)$	u_p	x_p	$p = P(X > x_p)$
0	μ	0.500 0	-4.753	μ-4.753σ	0.999 999
			-4.265	μ-4.265σ	0.999 99
0.1	μ+0.1σ	0.460 2	-3.719	μ-3.719σ	0.999 9
0.2	μ+0.2σ	0.420 7	-3.090	μ-3.090σ	0.999
0.3	μ+0.3σ	0.382 1	-2.576	μ-2.576σ	0.995
0.4	μ+0.4σ	0.344 6			
0.5	μ+0.5σ	0.308 5	-2.326	μ-2.326σ	0.990
			-1.960	μ-1.960σ	0.975
0.6	μ+0.6σ	0.274 3	-1.645	μ-1.645σ	0.950
0.7	μ+0.7σ	0.242 0	-1.282	μ-1.282σ	0.900
0.8	μ+0.8σ	0.211 9	-1.036	μ-1.036σ	0.850
0.9	μ+0.9σ	0.184 1			
1.0	μ+1.0σ	0.158 7	-0.842	μ-0.842σ	0.800
			-0.674	μ-0.674σ	0.750
1.1	μ+1.1σ	0.135 7	-0.524	μ-0.524σ	0.700
1.2	μ+1.2σ	0.115 1	-0.385	μ-0.385σ	0.650
1.3	μ+1.3σ	0.096 8	-0.253	μ-0.253σ	0.600
1.4	μ+1.4σ	0.080 8	-0.126	μ-0.126σ	0.550
1.5	μ+1.5σ	0.066 8			
			0	μ	0.500
1.6	μ+1.6σ	0.054 8	0.126	μ+0.126σ	0.450
1.7	μ+1.7σ	0.044 6	0.253	μ+0.253σ	0.400
1.8	μ+1.8σ	0.035 9	0.385	μ+0.385σ	0.350
1.9	μ+1.9σ	0.028 7	0.524	μ+0.524σ	0.300
2.0	μ+2.0σ	0.022 8			
			0.674	μ+0.674σ	0.250
2.1	μ+2.1σ	0.017 9	0.842	μ+0.842σ	0.200
2.2	μ+2.2σ	0.013 9	1.036	μ+1.036σ	0.150
2.3	μ+2.3σ	0.010 7	1.282	μ+1.282σ	0.100
2.4	μ+2.4σ	0.008 2	1.645	μ+1.645σ	0.050
2.5	μ+2.5σ	0.006 2			
			1.960	μ+1.960σ	0.025
2.6	μ+2.6σ	0.004 7	2.326	μ+2.326σ	0.010
2.7	μ+2.7σ	0.003 5	2.576	μ+2.576σ	0.005
2.8	μ+2.8σ	0.002 6	3.090	μ+3.090σ	0.001
2.9	μ+2.9σ	0.001 9	3.719	μ+3.719σ	0.000 1
3.0	μ+3.0σ	0.001 3	4.265	μ+4.265σ	0.000 01

参考文献

[1] 储佳章,王建一 .学科交叉融合寿命定量设计——我国机械设计的当务之急 .中国机械工程,1998,11(9):1—2

[2] 高镇同,阎楚良 .结构全寿命主动可靠性设计与失效智能在线预示 .中国机械工程,2000;11(1,2):53—54

[3] 高镇同,熊峻江 .疲劳/ 断裂可靠性研究现状与展望 .机械强度,1995;17(3):61—82

[4] 高镇同 .疲劳应用统计学 .北京:国防工业出版社,1986

[5] 高镇同,熊峻江 .疲劳可靠性 .北京:北京航空航天大学出版社,2001

[6] 高镇同,蒋新桐,熊峻江等 .疲劳性能试验设计和数据处理 .北京:北京航空航天大学出版社,1999

[7] 吴富民 .结构疲劳强度 .西安:西北工业大学出版社,1985

[8] 徐灏 .疲劳强度 .北京:高等教育出版社,1988

[9] 赵少汴,王忠保 .疲劳设计 .北京:机械工业出版社,1992

[10] 傅祥炯 .结构疲劳与断裂 .西安:西北工业大学出版社,1995

[11] 黄克智,余寿文 .弹塑性断裂力学 .北京:清华大学出版社,1985

[12] 范天佑 .断裂力学基础 .南京:江苏科学出版社,1985

[13] 邢文珍 .工程断裂力学基础 .西安:西北工业大学出版社,1992

[14] 刘文斑,郑旻仲,费斌军等 .概率断裂力学与概率损伤容限/ 耐久性 .北京:北京航空航天大学出版社,1999

[15] 崔振源 .断裂韧性测试原理和方法 .上海: 上海科学技术出版社, 1981

[16] 王永廉,吴永瑞 .一个适用性广泛的疲劳裂纹扩展速率表达式 .航空学报,1987;8(4):191—196

[17] Provan J . W . Probabilistic fracture mechanics and reliability . Dordrecht: Martinus Nijhoff Publishers, 1987

[18] Sobezyk K . Random Fatigue: From Data to Theory . New York: Academic Press, Inc ., 1992

[19] Kanninen M F, Popelar C H . Advanced Fracture Mechanics . London: Oxford University Press, 1985

[20] 王中,高镇同 .随机损伤过程和依赖时间的损伤概率分布 .力学学报,1988;20(6):551—556

[21] 阎楚良,高镇同 .疲劳性能广义 $S-N$ 曲面 .机械工程学报,1999;35(1):103—105

[22] 凌静,高镇同 .二维应力—强度干涉模型 .机械强度,1989;11(4):12—15
[23] 张福泽 .疲劳分散系数的分类和它们的取值 .航空学报增刊,1986;(1):1—6
[24] 刘文斑,熊峻江 . 耐久性分析的裂纹萌生方法 . 航空学报, 1992; 13(3): 182 - 186
[25] 熊峻江, 高镇同 . 雨流—回线法及二维疲劳载荷分布假设检验 . 航空学报, 1996; 17(3): 297—301
[26] 熊峻江, 高镇同, 阎楚良等 . 飞机结构疲劳加速谱编制及损伤概率分布 . 航空学报, 1997;18(1):1—5
[27] 熊峻江, 黄新宇, 高镇同等 . 极大似然法对比试验研究及其试验数据处理 . 航空学报, 1996; 17(5):539—542
[28] 熊峻江 . 可靠性设计中的疲劳裂纹扩展随机模型 . 应用力学学报,1998;15(4):62—66
[29] 熊峻江, 高镇同, 干伟民等 .稳态循环载荷作用下结构断裂可靠性设计方法 . 固体力学, 1996; 17(3):235—238
[30] 熊峻江, 黄新宇, 高镇同等 . 结构可靠性定寿模型及其在航空动力结构中的应用 . 航空动力学报, 1996; 11(4):352—354
[31] 熊峻江, 高镇同 . 稳态循环载荷下疲劳/ 断裂可靠性寿命估算 . 应用力学学报, 1997; 14(3):14—18
[32] 熊峻江 . 结构疲劳可靠性设计的“ 等损伤设计方法”. 北京航空航天大学学报, 1999; 25(5): 554—557
[33] 熊峻江, 高镇同, 刘先斌等 . 疲劳损伤系统裂尖粒子运动随机分叉机理研究 . 物理学报,2000; 49(1): 49—53
[34] 熊峻江 . 结构断裂可靠性“ 等损伤设计 ”方法及其实验研究 .机械工程学报, 2000; 36(3):32—36
[35] 熊峻江 . 复合材料全寿命范围 $S-N$ 曲线方程与 $E-N$ 曲线方程 . 复合材料学报, 2000;17(1): 103—107
[36] 熊峻江,王三平,高镇同 . 疲劳寿命估算的能量法及其实验研究 .力学学报,2000;32(4):420—427
[37] 熊峻江,彭俊华,高镇同 . 断裂韧性 K_{IC} 和疲劳裂纹扩展门槛值 ΔK_{th} 可靠性测定方法 . 北京航空航天大学学报, 2000; 26(6):694—696
[38] 熊峻江,高镇同 . 广义断裂等寿命曲线与二维门槛值概率分布 . 北京航空航天大学学报,2002;28(3):350—353
[39] 刘洪天,熊峻江,高镇同 . 疲劳线性累积损伤 α值实验验证 . 力学与实践,2002;24(4):52—55
[40] 熊峻江, 高镇同 . 用于疲劳可靠性设计的 $P-S_a-S_m-N$ 曲面拟合法 . 实验力学, 1995; 10(1):63—67
[41] 熊峻江, 李睿, 高镇同 . 用于断裂可靠性设计的 $P-K_m-\mathrm{d}a/\mathrm{d}N-\Delta K$ 曲面 . 实验力

学, 1998; 13(1):111—114

[42] 李慧涌,熊峻江,叶少波等 . 四参数全范围 $dd\ dN$ 曲线测定方法研究 . 实验力学, 2004

[43] Xiong Junjiang, Gao Zhentong . The Probability Distribution of Fatigue Damage and the Statistical Moment of Fatigue Life . SCIENCE IN CHINA (Series E), 1997; 40 (3): 279—284

[44] Xiong Junjiang, Wu Zhe, Gao Zhentong . The Randomization Method of Deterministic Equation for Probability Fracture Mechanics . Chinese Journal of Aeronautics, 1999; 12(3): 148—153

[45] Xiong Junjiang, Wu Zhe, Gao Zhentong . $\gamma - p - S_a - S_m - N$ Surface Theory and Two - dimensional Reliability Miner Rule for Fatigue Reliability - based design . Applied Mathematics and Mechanics, 1999; 20(7): 757—763

[46] XIONG Jun - jiang, WU Zhe and GAO Zhen - tong . Generalized Fatigue Constant Life Curve and Two - Dimensional Probability Distribution of Fatigue Limit . Applied Mathematics and Mechanics, 2002; 23(10): 1188—1193

[47] Xiong Junjiang, Wu Zhe, Gao Zhentong . Theoretical Analysis and Experimental Verification on Ternary - waves Method to Compile Accelerated Spectra . Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002; 15(4): 308—313

[48] J Xiong, R A Shenoi and Z Gao . Small sample theory for reliability design . Journal of Strain Analysis, 2002; 37(1): 87—92

[49] Xiong Junjiang . Delamination Formation and Delamination Propagation of Composite Laminates Subjected to Compressive Fatigue Load . Chinese Journal of Aeronautics, 2000; 13(1): 8—13

[50] Lipson C, Sheth N . J . Statistical Design of Fatigue Experiments . London: Applied Science Publisher, 1975

[51] Hald A . Statistical Theory with Engineering Application . New York: J . Wiley, 1952

[52] Weibull W . Fatigue Testing and Analysis of Results . New York: Macmillian Company, 1973

[53] Chiaki Ihara, Tetsuya Misawa . A Stochastic Model For Fatigue Crack Propagation With Random Propagation Resistance . Engineering Fracture Mechanics, 1988; 31 (1): 95—104

[54] Little R E, Jebe E H . Statistical Design of Fatigue Experiments . Applied Science Publishers, London, 1975

[55] Meguid S A . Engineering Fracture Mechanics . Elsevier Applied Science, 1989

[56] Newby M J . Markov Models for Fatigue Crack Growth . Engineering Fracture Mechanics, 1987; 27(4): 477—482

[57] Kandarpa S, Spencer B F, Kirkner D J. Reliability analysis of structural components utilizing the strain－life method. Engineering Fracture Mechanics, 1996; 53(5): 761—774

[58] Sobczyk K, Spencer B F. Random micro－structural effects on fatigue accumulation. International Journal of Fatigue, 1995; 17(8): 521—530

[59] Bergner F, Zouhar G. A new approach to the correlation between the coefficient and the exponent in the power law equation of fatigue crack growth. International Journal of Fatigue, 2000; 22: 229—239

[60] Visvanatha S K, Straznicky P V, Hewitt R L. Influence of strain estimation method on life predictions using the local strain approach. International Journal of Fatigue, 2000; 22: 675—681

[61] Fatemi A, Yang L. Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials. International Journal of Fatigue, 1998; 20(1): 9—34

[62] Cotterell B. The past, present, and future of fracture mechanics. Engineering Fracture Mechanics, 2002; 69: 533—553

[63] Schulz B A, Moran A L. Fatigue failure of an F/A-18 fin retainer spring. Engineering Failure Analysis, 2001; 8: 167—172

[64] Bhaumik S K, Rangaraju R, Venkataswamy M A, et al. Fatigue fracture of crankshaft of an aircraft engine. Engineering Failure Analysis, 2002; 9: 255—263

[65] Park M. Fatigue failure of a hydraulic filter head. Engineering Failure Analysis, 2002; 9: 435—450

[66] Paris PC, Tada H, Donald JK. Service load fatigue damage-a historical perspective. International Journal of Fatigue, 1999; 21: s35—s46

[67] Wu YT, Enright MP, Millwater HR. Probabilistic methods for design assessment of reliability with inspection. AIAA Journal, 2002; 40(5): 937—946

[68] Jeon WS, Song JH. An expert system for estimation of fatigue properties of metallic materials. International Journal of Fatigue, 2002; 24: 685—698

[69] Giglio M. FEM submodelling fatigue analysis of a complex helicopter component. International Journal of Fatigue, 1999; 21: 445—455

[70] Goranson UG. Fatigue issues in aircraft maintenance and repairs. International Journal of Fatigue, 1997; 20(6): 413—431