

电子科技大学
UNIVERSITY OF ELECTRONIC SCIENCE AND TECHNOLOGY OF CHINA

博士学位论文

DOCTORAL DISSERTATION



论文题目 航空发动机涡轮叶片疲劳寿命及可靠性分析

学科专业	<u>机械工程</u>
学号	<u>201511080103</u>
作者姓名	<u>周杰</u>
指导教师	<u>黄洪钟 教授</u>

分类号 V232.4 密级

UDC ^{注1}

学 位 论 文

航空发动机涡轮叶片疲劳寿命及可靠性分析

(题名和副题名)

周杰

(作者姓名)

指导教师 黄洪钟 教 授

 电子科技大学 成 都

(姓名、职称、单位名称)

申请学位级别 博士 学科专业 机械工程

提交论文日期 2019.04.11 论文答辩日期 2019.05.20

学位授予单位和日期 电子科技大学 2019年06月

答辩委员会主席

评阅人

注 1: 注明《国际十进分类法 UDC》的类号。

Fatigue Life Prediction and Reliability Analysis of Aero-engine Turbine Blades

**A Doctoral Dissertation Submitted to
University of Electronic Science and Technology of China**

Discipline: Mechanical Engineering

Author: Zhou Jie

Supervisor: Prof. Huang Hong-Zhong

School: School of Mechanical and Electrical Engineering

独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。据我所知，除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得电子科技大学或其它教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示谢意。

作者签名：_____ 日期： 年 月 日

论文使用授权

本学位论文作者完全了解电子科技大学有关保留、使用学位论文的规定，有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘，允许论文被查阅和借阅。本人授权电子科技大学可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编学位论文。

(保密的学位论文在解密后应遵守此规定)

作者签名：_____ 导师签名：_____

日期： 年 月 日

摘 要

航空发动机是多学科交叉、多组件耦合的复杂系统，既要保证能在高温、高压、高速的条件下安全工作，又要满足推力大、寿命长、可靠性高等要求。涡轮叶片是航空发动机涡轮转子系统的重要组成部分，主要为航空发动机传送功率。航空发动机在服役时需要不断地起动、加速、减速、制动和停车，从而致使涡轮叶片承受复杂的循环载荷。由于涡轮叶片形状不规则，在循环载荷下多处部位存在应力集中，其中叶片与轮盘连接部位是发生疲劳失效的重点区域。叶片的疲劳失效具有较强的隐蔽性和突发性，发生失效时往往毫无征兆，一个出乎意料的叶片故障可能会导致机毁人亡的航空灾难。涡轮叶片在工作中存在大量不确定性因素影响，其疲劳寿命呈现出较大的分散性，对涡轮叶片进行疲劳可靠性建模比较困难。因此，建立精确的涡轮叶片疲劳寿命预测及可靠性分析模型，对于保证航空发动机的可靠性具有重大意义。

目前，对于航空发动机涡轮叶片的疲劳寿命预测及可靠性分析研究，国内已经建立一些理论方法和取得一些研究成果，但仍存在诸多科学难题亟待解决。针对涡轮叶片在建模分析过程中的平均应力效应、裂纹失效模式的判别、载荷交互作用和加载次序的影响、不确定性的量化等问题，本文对某型号航空发动机涡轮叶片开展了相关研究。本文的主要研究内容和取得的成果包括：

(1) 建立考虑平均应力效应及其敏感度的等效应变模型

航空发动机在服役时，涡轮叶片承受交变载荷，载荷幅值和平均应力随着工况的不同而不断变化，大多数考虑平均应力效应的疲劳模型是基于单调拉伸试验数据建立的，利用材料常数对平均应力进行修正。而 Walker 平均应力修正模型不仅能反映平均应力效应，也能反映不同材料的平均应力敏感度。基于此，本文建立考虑平均应力效应及其敏感度的等效应变模型，采用有限元软件对低压涡轮叶片进行数值仿真，得到涡轮叶片危险部位的应力应变响应，并将等效应变模型应用于涡轮叶片的疲劳寿命预测。

(2) 建立考虑拉伸行为和剪切行为交互作用的能量-临界面模型

根据涡轮叶片疲劳失效机理，当发生疲劳断裂时，存在两种裂纹失效模式，即剪切失效和拉伸失效。而大多数常用多轴疲劳模型是基于剪切失效建立的，若将其应用于拉伸失效时的疲劳寿命预测，预测结果则会出现较大的误差。实际上，当涡轮叶片发生剪切失效时，其内部的拉伸行为会对剪切失效造成影响，反之亦然。基于此，本文建立考虑拉伸行为和剪切行为交互作用的能量-临界面模型，并

将此模型应用于高压涡轮叶片的疲劳寿命预测。

(3) 建立考虑载荷交互作用和加载次序的非线性疲劳累积损伤模型

通过分析载荷交互作用和加载次序对疲劳损伤的影响发现，低高加载会强化材料性能，载荷变化时残余应力是有益的，载荷的交互作用会延缓损伤过程，进而延长疲劳寿命；但对于高低加载，载荷变化时残余应力是有害的，载荷的交互作用会加速损伤过程，进而缩短疲劳寿命。基于此，本文将损伤的累积过程看作材料记忆的退化过程，考虑载荷交互作用和加载次序的影响，建立基于材料记忆退化的非线性疲劳累积损伤模型，并将该模型应用于低压涡轮叶片疲劳损伤的评估和寿命预测。

(4) 建立考虑不确定性影响的涡轮叶片疲劳可靠性分析方法

涡轮叶片在工作中往往存在大量的影响其疲劳性能的不确定性因素，采用确定性方法预测涡轮叶片的疲劳寿命忽略了不确定性的影响，而采用概率方法可提供令人满意的预测结果。为描述不确定性对涡轮叶片疲劳寿命的影响，本文采用贝叶斯理论、拉丁超立方采样和有限元分析等方法对材料参数、模型参数和载荷参数等疲劳参数的不确定性进行建模分析；然后，采用一对一概率密度转化法，将疲劳寿命的不确定性和累积损伤的不确定性联系起来；最后，对涡轮叶片分别进行基于疲劳损伤和基于疲劳寿命的可靠性建模。

关键词： 涡轮叶片， 疲劳寿命预测， 疲劳累积损伤， 不确定性量化， 可靠性分析

ABSTRACT

Aero-engine is a complex system coupling with interdisciplinarity and multi-components, and operates under complex conditions, such as high temperature, high pressure and high rotational speed, which must meet the requirements of large thrust, long life and high reliability. Turbine blades are the important rotor parts of the aero-engine, which mainly transmit power to the engine. Due to the continuous starting, acceleration, deceleration, braking and parking of aero-engines in practice, the blades are subjected to complex loadings. There are many stress concentrations of blades owing to the irregular shapes, and the dangerous area is normally the blade and disk attachment region. Because of the concealment and sudden failure of turbine blades, it occurs without any warning, which may lead to serious disasters. Fatigue life of turbine blades shows a great scatter owing to the uncertainties, and it is difficult to model the fatigue life and the reliability. Therefore, in order to ensure the high reliability of aero-engines, it is of great significance to predict the fatigue life and analyze the fatigue reliability of turbine blades.

Until now, various methods on fatigue life prediction and reliability analysis of turbine blades have been established, but there are still many scientific problems needed to be solved. In order to consider the mean stress effect, failure mode identification, loading history and uncertainty quantification, researches on turbine blades have been conducted in this dissertation. The main work can be drawn as follows:

(1) Development of an equivalent strain model considering the effect and sensitivity of mean stress

In service, the blade is subjected to cyclic loadings, its load amplitude and mean stress change with different working conditions. Various models were proposed based on monotonic tensile tests, which provided simple modifications of mean stress using the static properties. However, the Walker model can characterize the effect and sensitivity of mean stress. According to the finite element analysis results of turbine blades, an equivalent strain model based on the Walker model is proposed for fatigue life prediction.

(2) Development of an energy-critical plane model considering the shear and tensile behaviors

According to the failure mechanism of turbine blades, there are two modes of crack failure, shear-type and tensile-type failure modes. Most fatigue models are proposed based on shear-type failure. If shear-type prediction model is used to estimate the fatigue life under tensile-type failure, which may lead to great errors. In fact, the tensile behaviors will attribute to shear-type failures, and shear behaviors will attribute to tension-type failures. An energy-critical plane fatigue model considering the interaction of tensile and shear behaviors is established, which is also applied to estimate the fatigue life of high pressure turbine blades.

(3) Development of a non-linear cumulative damage model considering the loading history

According to influence of loading history on fatigue damage, under low-high loading, it will enhance the material properties, and the residual stress is beneficial when the load changes, and the interaction will delay the damage process and extend its fatigue life. Otherwise, under high-low loading, the residual stress is harmful, and it will accelerate the damage process and shorten its fatigue life. The process of damage accumulation can be regarded as the process of material memory degradation, and considering the loading interaction and loading sequence, a nonlinear cumulative damage model is established, which is also applied to estimate the fatigue life and fatigue damage of low pressure turbine blades.

(4) Development of a fatigue reliability analysis method of turbine blades under uncertainties

There are lots of uncertainties affecting the fatigue performance of turbine blades in operation. The deterministic life prediction method often ignores the uncertainties, and the probabilistic method can provide satisfactory prediction results. Firstly, in order to describe the influence of various uncertainties on fatigue life of turbine blades, Bayesian theory, Latin hypercube sampling and finite element analysis methods are incorporated to quantify the uncertainties from model parameters, material parameters and loads; secondly, one-to-one probability density function (PDF) transformation is employed to change the PDF of life cycles into that of damage accumulation; finally, the reliability analysis is performed to assess the turbine blades.

Keywords: turbine blade, fatigue life prediction, cumulative damage, uncertainty quantification, reliability analysis

目 录

第一章 绪论.....	1
1.1 研究背景及意义.....	1
1.2 研究现状.....	2
1.2.1 疲劳寿命预测方法.....	2
1.2.2 疲劳可靠性分析方法.....	5
1.2.3 涡轮叶片疲劳寿命预测及可靠性分析方法.....	7
1.2.4 存在的问题.....	11
1.3 论文的主要研究工作.....	12
第二章 基于等效应变的涡轮叶片低周疲劳寿命预测.....	14
2.1 引言.....	14
2.2 平均应力效应.....	15
2.3 基于应力/应变的疲劳寿命预测模型.....	17
2.4 等效应变疲劳寿命预测模型.....	21
2.4.1 模型的提出.....	21
2.4.2 模型的验证与分析.....	22
2.5 低压涡轮叶片低周疲劳寿命预测.....	28
2.5.1 有限元仿真方法.....	28
2.5.2 本构模型.....	28
2.5.3 有限元仿真建模.....	29
2.5.4 低周疲劳寿命预测.....	31
2.6 本章小结.....	32
第三章 基于能量-临界面的涡轮叶片低周疲劳寿命预测.....	33
3.1 引言.....	33
3.2 多轴疲劳寿命预测.....	33
3.2.1 等效应力/应变模型.....	34
3.2.2 能量模型.....	34
3.2.3 临界面模型.....	35
3.3 基于临界面的疲劳寿命预测模型.....	39
3.4 修正的能量-临界面疲劳寿命预测模型.....	43
3.4.1 模型的提出.....	43

3.4.2 模型的验证与分析	46
3.5 高压涡轮叶片低周疲劳寿命预测.....	53
3.6 本章小结.....	57
第四章 考虑载荷交互作用和加载次序的涡轮叶片疲劳寿命预测.....	58
4.1 引言.....	58
4.2 载荷交互作用和加载次序对疲劳损伤的影响.....	58
4.3 疲劳累积损伤理论.....	61
4.3.1 线性累积损伤理论	61
4.3.2 非线性累积损伤理论	62
4.4 基于材料记忆退化的累积损伤模型.....	66
4.4.1 模型的提出	66
4.4.2 模型的验证与分析	68
4.5 低压涡轮叶片疲劳寿命预测.....	75
4.6 本章小结.....	76
第五章 涡轮叶片疲劳可靠性分析	78
5.1 引言.....	78
5.2 疲劳可靠性分析中的不确定性.....	78
5.2.1 不确定性来源	78
5.2.2 不确定性量化	80
5.3 极限状态与可靠度.....	84
5.4 疲劳可靠性分析.....	85
5.4.1 疲劳参数建模	85
5.4.2 疲劳损伤建模	86
5.4.3 可靠度的计算	88
5.5 高压涡轮叶片疲劳可靠性分析.....	89
5.6 本章小结.....	94
第六章 总结与展望	95
6.1 全文总结.....	95
6.2 后续工作展望.....	96
致 谢	98
参考文献	99
攻读博士学位期间取得的成果	113

图目录

图 1-1 安全寿命设计示意图.....	8
图 1-2 损伤容限设计示意图.....	8
图 1-3 涡轮叶片寿命评估流程.....	10
图 1-4 论文总体框架.....	12
图 2-1 非对称循环载荷.....	15
图 2-2 Goodman、Gerber、Soderberg 和 Morrow 修正模型示意图.....	16
图 2-3 总应变-寿命曲线.....	18
图 2-4 GH4133 在 $T = 250^{\circ}\text{C}$ 的预测值与试验值.....	25
图 2-5 GH4133 在 $T = 400^{\circ}\text{C}$ 的预测值与试验值.....	26
图 2-6 GH4133 在 $T = 500^{\circ}\text{C}$ 的预测值与试验值.....	26
图 2-7 GH4133 在 $T = 250^{\circ}\text{C}$ 的预测误差.....	26
图 2-8 GH4133 在 $T = 400^{\circ}\text{C}$ 的预测误差.....	27
图 2-9 GH4133 在 $T = 500^{\circ}\text{C}$ 的预测误差.....	27
图 2-10 低压涡轮叶片气动力分布和温度分布.....	30
图 2-11 低压涡轮叶片网格划分.....	30
图 2-12 叶身根部的等效应力应变.....	30
图 2-13 榫头部位的等效应力应变.....	31
图 3-1 循环滑移导致裂纹形核.....	35
图 3-2 疲劳寿命的不同阶段.....	36
图 3-3 裂纹扩展的不同情况.....	36
图 3-4 铝合金中裂纹扩展的晶界效应.....	37
图 3-5 裂纹扩展过程.....	37
图 3-6 裂纹失效模式.....	38
图 3-7 剪切失效模式裂纹扩展的两种方式.....	38
图 3-8 临界面示意图.....	38
图 3-9 不同模型的临界面对比图.....	41
图 3-10 MECP 模型的应用流程图.....	46
图 3-11 疲劳测试试样.....	47
图 3-12 对称载荷下的加载路径.....	48
图 3-13 GH4169 在室温下的预测值和试验值.....	52

图 3-14 TC4 在室温下的预测值和试验值.....	52
图 3-15 GH4169 在室温下的预测误差.....	53
图 3-16 TC4 在室温下的预测误差.....	53
图 3-17 GH4169 在 650°C 的预测值与试验值.....	55
图 3-18 GH4169 在 650°C 的预测误差.....	55
图 3-19 高压涡轮叶盘装配结构.....	55
图 3-20 高压涡轮叶片的最危险部位.....	56
图 4-1 两级循环加载下未考虑载荷交互作用的损伤曲线路径图.....	60
图 4-2 两级循环加载下考虑载荷交互作用的损伤曲线路径图.....	61
图 4-3 两级循环加载下的 Manson-Halford 模型示意图.....	63
图 4-4 驱动力模型的应用特例.....	65
图 4-5 Ebbinghaus 遗忘曲线.....	66
图 4-6 两级循环加载下 30NiCrMoV12 的剩余寿命预测值与试验值.....	72
图 4-7 两级循环加载下 C45 的剩余寿命预测值与试验值.....	72
图 4-8 两级循环加载下 Al-2024-T42 的剩余寿命预测值与试验值.....	72
图 4-9 两级循环加载下 30CrMnSiA 的剩余寿命预测值与试验值.....	73
图 4-10 两级循环加载下 30NiCrMoV12 的剩余寿命预测误差.....	73
图 4-11 两级循环加载下 C45 的剩余寿命预测误差.....	73
图 4-12 两级循环加载下 Al-2024-T42 的剩余寿命预测误差.....	74
图 4-13 两级循环加载下 30CrMnSiA 的剩余寿命预测误差.....	74
图 4-14 四级循环加载下 Al-6082-T6 的剩余寿命预测值与试验值.....	75
图 5-1 机械结构在可靠性分析中的不确定性.....	80
图 5-2 不确定性量化方法.....	81
图 5-3 贝叶斯推理流程图.....	82
图 5-4 证据理论中不确定性的表征.....	84
图 5-5 应力-强度干涉模型.....	85
图 5-6 一对一概率密度转化法.....	87
图 5-7 累积损伤变化趋势.....	89
图 5-8 高压涡轮叶片疲劳可靠性分析流程图.....	90
图 5-9 $\ln(\sigma'_f)$ 和 $\ln(\varepsilon'_f)$ 的先验和后验分布函数.....	90
图 5-10 S1 状态的寿命分布.....	92
图 5-11 S2 状态的寿命分布.....	92
图 5-12 外场工作寿命分布.....	92

图 5-13 基于循环次数的可靠度曲线.....	93
图 5-14 基于设计寿命的可靠度曲线.....	93

表目录

表 2-1 几种典型平均应力修正模型.....	16
表 2-2 疲劳参数的估算方法.....	20
表 2-3 GH4133 的疲劳性能参数.....	23
表 2-4 GH4133 在 $T = 250^{\circ}\text{C}$ 的疲劳试验数据.....	23
表 2-5 GH4133 在 $T = 400^{\circ}\text{C}$ 的疲劳试验数据.....	24
表 2-6 GH4133 在 $T = 500^{\circ}\text{C}$ 的疲劳试验数据.....	25
表 2-7 低压涡轮叶片工作 800h 的载荷谱.....	31
表 2-8 涡轮叶片有限元分析结果.....	31
表 2-9 低压涡轮叶片的疲劳寿命预测结果.....	32
表 3-1 GH4169 和 TC4 在室温下的疲劳性能参数.....	48
表 3-2 GH4169 在室温下的疲劳试验数据.....	49
表 3-3 TC4 在室温下的疲劳试验数据.....	50
表 3-4 GH4169 在 650°C 的疲劳性能参数.....	54
表 3-5 GH4169 在 650°C 的疲劳试验数据.....	54
表 3-6 高压涡轮叶片工作 800h 的载荷谱.....	56
表 3-7 最大剪切应变平面和最大法向应变平面的应力应变响应.....	56
表 3-8 MECP 模型在三种工况下的疲劳寿命预测结果.....	57
表 4-1 两级循环加载下 30NiCrMoV12 的剩余寿命试验值和预测值.....	69
表 4-2 两级循环加载下 C45 的剩余寿命试验值和预测值.....	70
表 4-3 两级循环加载下 Al-2024-T42 的剩余寿命试验值和预测值.....	70
表 4-4 两级循环加载下 30CrMnSiA 的剩余寿命试验值和预测值.....	71
表 4-5 四级循环加载下 Al-6082-T6 的剩余寿命试验值和预测值.....	75
表 4-6 低压涡轮叶片的有限元分析结果.....	76
表 5-1 疲劳参数的分布.....	91

主要符号及缩略语

σ_a	载荷幅值
σ_m	平均应力
R	应力比或应变比
σ_{\max}	最大应力
σ_{\min}	最小应力
σ_{ar}	等效对称应力幅
σ_b	强度极限
σ_y	屈服极限
σ_{-1}	疲劳极限
σ_f'	疲劳强度系数
σ_f	真实断裂强度
N_f	疲劳寿命
N_t	试验寿命
N_p	预测寿命
n	循环次数
b	疲劳强度指数
c	疲劳延性指数
E	弹性模量
ρ	密度
μ	泊松比
ε_a	总应变幅
$\Delta\varepsilon_e$	弹性应变范围
$\Delta\varepsilon_p$	塑性应变范围
ε_f'	疲劳延性系数
ε_f	断裂延性系数
$\Delta\sigma_c$	疲劳应力极限
$\Delta\varepsilon_c$	疲劳应变极限
$\Delta\varepsilon_{eq}$	等效应变范围
$\Delta\sigma_{eq}$	等效应力范围
$\Delta\varepsilon_0$	等效疲劳应变极限

ω	转速
λ	补偿系数
γ	Walker 指数
K'	循环强度系数
n'	循环应变强化指数
D	疲劳损伤
T_f	外场工作寿命
ΔW_p	塑性应变能密度
τ_f'	剪切疲劳强度系数
b_1	剪切疲劳强度指数
γ_f'	剪切疲劳延性系数
c_1	剪切疲劳延性指数
G	剪切模量
$\Delta\sigma_n$	法向应力幅
σ_n	法向应力
$\sigma_{n,mean}$	法向平均应力
$\sigma_{n,max}$ 、 $\sigma_{B,max}$	最大法向应力
$\Delta\varepsilon_n$	法向应变范围
τ_B	剪切应力
τ_{max} 、 $\tau_{A,max}$	最大剪切应力
$\Delta\tau$	剪切应力范围
$\Delta\gamma$ 、 $\Delta\gamma_B$	剪切应变范围
$\Delta\gamma_{max}$ 、 $\Delta\gamma_{A,max}$	最大剪切应变范围
ν_e	弹性泊松比
ν_p	塑性泊松比
α_i	交互因子
MECP	修正的能量-临界面
SWT	Smith-Watson-Topper
FS	Fatemi-Socie
WB	Wang-Brown
PDF	概率密度函数

第一章 绪论

1.1 研究背景及意义

航空发动机被誉为飞机制造业“皇冠上的明珠”，汇集了工业领域顶级的技术成果，是精密复杂的高技术产品，是国家经济、科技、工业和国防实力水平的重要体现。据日本通产省统计，按照产品单位质量创造的价值计算，假设船舶为 1，则航空发动机为 1400。航空发动机的发展能够带动机械、制造、材料、能源、电子、计算机等多产业和多学科共同发展，对国家的经济和科技发展具有巨大的推动作用，能够提高国家整体工业水平和综合实力^[1-2]。

据美国空军统计，在 1982-1996 年间，航空发动机故障造成的事故约占飞机总事故的 43%，其中结构故障约占航空发动机故障的 50%；据我国有关部门统计，在 1998-2003 年间，航空发动机结构故障造成的事故约占飞机总事故的 50%^[1]。我国多年来仿制、改进和自主研发的几十种航空发动机几乎都发生过叶片断裂故障，约占航空发动机故障的 45%^[1-3]。航空发动机在服役时，特别是军用航空发动机，由于经常起动、加速、减速、制动、停车以及其它恶劣环境因素的影响，叶片一直承受复杂的循环载荷，其应力集中部位极易产生裂纹萌生、扩展和断裂，导致航空发动机发生故障。1987 年，美国海军损失的 9 架 F/A-18 战斗机中有 4 架是由钛合金零件故障造成的，起因是高压压气机叶片在发生腐蚀后自振频率改变而导致叶片断裂；1993-1994 年，美军 4 架战斗机由于低压涡轮叶片断裂致使其迫降，起因是在低空高速飞行中的振动和气动载荷导致涡轮叶片根部发生断裂；1999 年，卢克空军基地 F16 战斗机由于低压涡轮叶片损伤导致不能正常工作，起因是蠕变引起叶片结构变化致使叶片断裂；2014 年，我国南航 CZ3739 航班飞机发动机发生故障，起因是气流进口处的压气机风扇叶片断裂；2016 年，美国西南航空的波音 737-700 型客机发动机发生故障，起因是风扇叶片的非包容性故障。

叶片作为航空发动机数量最多的转动部件，由于设计不合理、制造缺陷、操作不规范、环境变化、维护不及时等多种因素的制约，其疲劳失效机理和寿命预测研究一直是航空发动机结构强度和可靠性领域关注的重点。叶片在恶劣的工作环境下服役，一直承受高周疲劳、低周疲劳、热机械疲劳、蠕变等耦合作用，但由于技术和环境的限制，叶片萌生的微小裂纹很难监测和诊断，严重威胁着航空发动机的正常工作^[1-4]。因此，开展航空发动机涡轮叶片疲劳寿命预测及可靠性分析方法研究，是航空发动机安全运行的重要保障，对增强我国在航空领域的竞争力具有重要意义。

1.2 研究现状

1.2.1 疲劳寿命预测方法

疲劳问题的出现可追溯到 19 世纪初，第一次工业革命后，随着机械结构在各工业领域的蓬勃发展和广泛应用，越来越多复杂的疲劳寿命及可靠性问题也随之产生。美国试验与材料协会(ASTM)对疲劳的定义为：在某点或某些点承受循环载荷，且在足够多的循环载荷作用之后形成裂纹或者完全断裂的材料所发生局部或永久的结构变化的发展过程^[5]。大多机械结构承受的载荷都是随着时间而波动的，当其中某个或某些载荷产生损伤并累积，引起材料性能退化，导致裂纹萌生、扩展直至断裂的失效形式，称为疲劳失效^[6-8]。疲劳寿命预测是对机械结构发生失效前有效工作时间的量化，而疲劳累积损伤则反映了其失效准则，两者都建立在试验、维修、诊断等大量数据信息的基础上。从零部件到整个机械系统，从理论分析、试验验证到工程应用，针对不同结构、不同材料的疲劳问题，国内外学者开展了深入研究，提出了相关疲劳分析方法和理论。下面将对现有的方法和理论进行总结。

(1) 基于应力/应变的预测方法

应力疲劳寿命预测方法是工程上应用最广，也是最先提出来的预测方法，其理论基础是 S-N 曲线，一般采用 Basquin 方程表示。采用应力疲劳寿命预测方法对材料或结构进行寿命分析时，首先要开展在特定应力比下的疲劳试验，基于试验数据绘制在不同应力比条件下的 S-N 曲线，根据不同的循环载荷情况选取合适的 S-N 曲线进行寿命预测。机械结构的几何形状不同，承受循环载荷时的应力集中情况也不一样，S-N 曲线中的应力可根据工程实际选取缺口应力、名义应力、热点应力等。当疲劳寿命超过 10^7 时，一般被视为是无限寿命，而 Murakami 方程可用于超高周疲劳寿命评估；同时，将 Basquin 方程和 Murakami 方程相结合形成的全范围 S-N 曲线，可用于从低周到超高周的疲劳寿命评估^[9-10]。此外，Bandara 等^[11]在钢结构硬度测试的基础上，将硬度引入到全范围 S-N 曲线中，简化了复杂的表达式。Fatemi 等^[12]对多种铝合金材料的应力-寿命数据进行了拟合和评估，发现双线性对数坐标下的 S-N 曲线比传统的 S-N 曲线的拟合效果更好。

应变疲劳寿命预测方法中应用范围最广的是 Manson-Coffin 公式，表征了总应变范围(弹性应变和塑性应变之和)与疲劳寿命的关系，该方法只需要确定四个疲劳参数 $\{\sigma_f', \varepsilon_f', b, c\}$ 及局部应变范围，即可计算结构的疲劳寿命。但是 Manson-Coffin 公式是在应力比 $R = -1$ 时提出的，没有考虑平均应力效应对疲劳寿命的影响。为解决这一难题，相关学者提出许多平均应力修正方法，比较经典的修正方法有

Goodman、Gerber、Soderberg、Morrow、SWT、Walker 等模型^[13-15]。Ince 和 Glinka^[15]将 Morrow 模型和 SWT 模型相结合来修正平均应力，得到的预测效果优于两个原始模型。Burger 和 Lee^[16]引入平均应力敏感系数到应力疲劳寿命预测模型中，所提新模型对不同应力比下多种材料的疲劳寿命都具有较高的预测精度。Nihei 等^[17]归纳总结了几种预测平均应力效应的模型，提出一个新的损伤参量来表征平均应力效应。Lorenzo 等^[18]发现平均应力下的循环响应与对称载荷下的循环响应密切相关，提出一种新方法修正平均应力。Dowling 等^[19-20]比较了几种常用平均应力修正公式的优缺点，基于 Walker 模型提出一个新的平均应力修正模型，该模型具有较好的预测精度和广泛的适用性。Lv 等^[21]在 SWT 模型和 Walker 模型的基础上，提出一个可拟合不同平均应力敏感系数的损伤参量。Kwofie^[22]将平均应力对疲劳强度和寿命的影响联系起来，提出一个通用修正模型，其中 Goodman 模型、Soderberg 模型、Gerber 模型、Morrow 模型等可视为是通用修正模型的特例。此外，还有许多学者提出有针对性的疲劳模型来描述复杂工况下平均应力效应，使预测寿命更加接近真实寿命^[23-30]。

(2) 基于能量的预测方法

在上世纪中叶，Morrow、Feltner、Halford 等^[31]研究了迟滞回线的形状和塑性应变对疲劳寿命的影响，首先将能量作为损伤参数用来表征单轴疲劳问题。Garud^[32]指出剪切损伤参量的影响要小于拉伸损伤参量，并对剪切损伤参量进行加权，将单轴的迟滞回线拓展到比例加载和非比例加载的多轴疲劳寿命预测。Ellyin 等^[33-35]认为弹性和塑性应变能都会对材料造成损伤，考虑到平均应力效应和塑性应变太小难以计算的问题，提出基于总应变能的寿命预测模型。一般而言，单调断裂过程中耗散的总应变能和循环过程中的总应变能可分别通过测量单调真应力-应变曲线内的面积和循环过程中每个迟滞回线内的面积确定。后来，又有学者指出塑性应变能才是造成损伤的主因，弹性应变能可恢复。现有的大多基于能量的预测方法都是建立在总应变能和塑性应变能的基础上^[31-41]。Fekete^[42]假设只有储存在微观结构中的能量会对材料造成损伤，提出一个新的低周疲劳寿命预测模型。Lu 等^[43]定义了基于能量的多轴疲劳参数并提出一个新模型，该模型考虑了泊松效应和平均法向应变能影响，解释了总应变能对不同材料的不同影响，并且对于大多数材料在不同加载路径下的疲劳寿命都具有良好的预测效果。Zhu 等^[44]考虑到蠕变、平均应力和循环硬化机理对疲劳寿命的影响，基于塑性应变能密度提出一个广义损伤参数模型。Ozaltun 等^[45]提出一个基于能量的疲劳寿命预测框架，该框架考虑了循环载荷对构件疲劳强度的影响。袁善虎等^[46]通过相等寿命时缺口和光滑试样的疲劳损伤关系，定义了考虑应力集中情况的能量参数，并将其应用于预测缺口

件的疲劳寿命。

(3) 基于临界面的预测方法

基于临界面的预测方法是根据裂纹萌生和扩展的试验现象建立的，其预测精度主要取决于材料特性、应力应变状态、工作环境等，该方法主要用于解决多轴疲劳寿命问题且预测效果较好，解释了裂纹的萌生和扩展过程。Brown 和 Miller^[47]认为疲劳裂纹扩展主要由最大剪切应变和最大剪切应变平面上的法向应变两个因素控制，在总结前人研究成果的基础上提出临界面模型，但该模型需要大量低周疲劳数据作为参考。Kandi 等^[48]提出一个基于临界面的改进模型(KBM 模型)，减少了对大量数据的需求。Wang 和 Brown^[49]在 KBM 模型基础上引入 Morrow 平均应力修正，使预测效果更加精确。Fatemi 和 Socie^[50]将 KBM 模型中的控制变量之一的法向应变替换为法向应力，考虑了平均应力效应和附加强化的影响。Smith 等^[51]以最大法向应变平面为临界面，提出的新模型对于拉伸主导的失效预测效果较好。后来，还有很多学者将临界面模型与能量模型结合起来形成基于能量-临界面的预测模型。Liu^[52]针对拉伸失效和剪切失效两种失效模式，提出基于能量-临界面的统一方程，该方程可分别估算两种失效模式下的疲劳寿命，但是未考虑平均应力效应，同时也未给出两种失效模式的判定方法。Chu 等^[53]在 Liu 模型的基础上，考虑平均应力效应，用最大应力代替了应变范围。Ince 和 Glinka^[54-55]考虑平均应力和附加强化对疲劳寿命的影响，建立两个能够反映材料的本构特性和损伤机制的新模型。此外，还有大量学者针对不同的多轴疲劳情况进行了深入研究，促进了临界面理论的发展^[56-61]。

(4) 基于断裂力学的预测方法

基于断裂力学的预测方法可根据裂纹长度和强度的变化，估算机械结构的剩余寿命并确定维修策略。当已知机械结构的工况应力和工作环境时，可使用裂纹扩展速度和强度范围的关联关系来描述裂纹扩展行为，即 Paris 公式^[62-64]。Kujawski^[65]提出一个包括应力比的疲劳裂纹驱动力模型，该模型能够预测短裂纹和长裂纹的扩展行为。Sajjadi 等^[66]考虑到断裂韧性比的影响，提出一个新的方法来预测混合循环加载下的裂纹扩展行为。Singh 等^[67]采用扩展有限元法对含孔、小裂纹和夹杂物的均质板在循环加载条件下的疲劳寿命进行了评价，详细讨论了微裂纹、空隙和夹杂物对材料疲劳寿命的影响。Chandran^[68]在“疲劳过程中的任何时刻，剩余疲劳寿命与剩余未裂截面尺寸成正比”这一现象的基础上，基于疲劳裂纹扩展的宏观行为和平均应力效应，建立了表征结构疲劳行为的物理模型和本构方程。基于断裂力学的预测方法能够比较直观地描述裂纹的萌生和扩展行为，具有较大的应用潜力，但是该方法需要进行大量的试验来测定相关参数。

(5) 疲劳累积损伤理论

机械结构在复杂工况下的失效机理十分复杂，疲劳累积损伤往往受到载荷交互作用、载荷加载次序、载荷应力水平等因素影响。为准确描述不同载荷历史下的疲劳损伤演变规律，许多专家学者建立了各种形式的疲劳累积损伤模型^[69-73]。Pavlou^[74]假设由 S 轴、N 轴及 S-N 曲线所围成的区域可为每种材料提供一个特征损伤图，基于 S-N 曲线提出一种宏观疲劳损伤的估算方法，该方法可用于多种情况下的疲劳损伤预测。Huffman 和 Beckman^[75]将应变历史融入到疲劳损伤的预测中并提出一个新的损伤模型，该模型可使用恒定幅度加载数据来预测变幅应变历史下的疲劳寿命。Jinescu^[76]考虑到材料的非线性行为、平均应力、残余应力、循环载荷率、性能退化等因素对损伤的影响，提出一个基于临界能量的疲劳累积损伤模型。El-Aghoury 和 Galal^[77]在传统 S-N 曲线中引入时间维度，提出“虚拟目标寿命曲线(Virtual Target Life Curves, VTLC)”的概念和一个新的损伤模型，所提模型可模拟变幅载荷的影响和预测变幅载荷下的剩余寿命。

1.2.2 疲劳可靠性分析方法

(1) 不确定性量化

不管是在实验室还是在工程实际中，在承受载荷、工作环境、几何尺寸、使用人员、材料属性等因素中都存在不确定性。传统的确定性预测方法不能较好地解释这些广泛存在的不确定性，难以综合平衡各种设计指标，其估算结果是一个确定值，可视为多种不确定性的响应均值。对机械机构进行可靠性分析时，首先要解决不确定性量化问题，主要的方法有概率方法和非概率方法。概率方法包括一次二阶矩法、蒙特卡罗方法、贝叶斯理论等，非概率方法包括证据理论、区间分析、可能性理论、模糊理论等。

1) 概率方法

概率方法是將疲劳参数进行随机化，视为服从某种随机分布，经过建模分析将不确定性最终表征到疲劳寿命或其它校核参数的分布上。此方法以概率论为基础，考虑了工程实际中的各种不确定性，得到了各领域的广泛认可和应用^[78-79]。Grell 和 Laz^[80]以寿命预测软件 AFGROW 为基础开发了一个概率分析界面，该界面采用高效的概率方法替代蒙特卡罗方法，根据裂纹扩展速率、材料性能和初始裂纹尺寸分布来预测的疲劳寿命分布，其预测结果与试验结果具有良好的一致性。Leonel 等^[81]将可靠性分析与边界元法相结合，考虑裂纹增长过程中的不确定性，提出一个计算复杂结构在恶劣工况下疲劳失效概率的新模型。Schmitz 等^[82]基于低周疲劳裂纹和 Manson-Coffin-Basquin 方程提出一个新的多晶金属概率疲劳模型，

该模型利用泊松点过程考虑了尺寸效应和非均匀应变场的影响。

传统的概率方法往往需要大量的疲劳试验数据作为依托,针对造价昂贵的机械结构,可用于分析的疲劳数据往往是小子样的,而基于贝叶斯理论的可靠性分析方法可通过不断更新和融合新数据来解决这一问题^[83-87]。An 等^[88]为获得更可靠的疲劳数据,采用贝叶斯理论将现场故障数据融合到先验信息中。Zhu 等^[89-90]综合考虑材料不确定性、模型不确定性和输入不确定性等因素影响,建立了基于贝叶斯理论的概率疲劳分析框架。王荣桥等^[91]采用贝叶斯理论量化了低周疲劳模型中的不确定性,并对模型参数进行了全局灵敏度分析。葛莉等^[92]采用贝叶斯理论和蒙特卡罗仿真选取最优模型,并对涡轮盘进行了概率疲劳分析。

2) 非概率方法

在数据样本量极小或数据不准确时,概率方法不能有效地描述这一类不确定性信息,非概率方法可应用集合模型或模糊数学等来描述这些含糊不清的信息。何俐萍^[93]针对概率方法在可靠性分析应用中的不足,在可能性理论基础上研究了数据不足和模糊导致的不确定性问题及相应信息的度量方法,进而对描述信息不足和模糊的典型系统进行了可靠性建模。郭惠昕等^[94]考虑到设计变量的随机性和模糊性,开发了基于证据理论和区间分析的一种可靠性优化遗传算法,该算法有效提高了可靠性优化的计算效率。Purba 等^[95-96]考虑到由环境变化、新组件认知不足、数据缺乏等引起的不确定性问题,将失效可能性的概念应用于基本事件的定性评价,将模糊集的概念应用于相应失效可能性的定量表征,提出一种基于模糊理论的可靠性分析方法。An 等^[97]针对冲突严重的不确定性数据融合问题,提出一种基于模糊的数据融合方法。非概率方法相对于概率方法起步较晚,发展不够成熟,需要进一步的研究^[98-102]。

(2) 可靠性分析

机械结构的可靠性是指在规定条件(使用环境和载荷)下和规定时间(寿命周期)内,完成规定功能的能力。对于比较简单的疲劳可靠性问题,可采用一次二阶矩法进行求解,将功能函数在随机变量的均值处进行 Taylor 级数展开且保留至一次项。一次二阶矩法假设随机变量服从正态或对数正态分布,未考虑其真实分布情况,故随机变量不服从正态或对数正态分布时,求解精度不高,计算结果存在较大误差。为克服这个问题,改进一次二阶矩法将原来的线性化点替换为设计验算点,提高了计算精度,减小了计算误差^[103]。对于复杂的工程实际问题,机械结构的可靠度求解困难,其功能函数往往是高度非线性的且没有明确的解析式,传统方法不能解决这类问题。代理模型法通过在初始模型和数据的基础上进行数据抽样,建立近似模型来求解复杂结构可靠性问题,该方法可改善复杂问题的求解难

度和提高计算效率。常用的代理模型方法有：响应面法、Kriging 模型法、支持向量机法等。响应面法是采用简单显性多项式逼近复杂显性或隐性多项式，能够减小求解难度；Kriging 模型法是最小方差的无偏估计模型，能够解决函数的高度非线性问题；支持向量机法是一种智能学习算法，以统计学习理论为基础，能够解决小样本、非线性和高维模式识别等问题。段巍等^[104]基于随机有限元和一次二阶矩法考虑了诸多参数的不确定性，对叶片进行了可靠性建模。张春宜等^[105]在考虑共因失效的基础上提出基于双重响应面法的振动可靠性分析方法，将其用于解决涡轮叶片发生短时间共振时的可靠性问题。Kaymaz^[106]将 Kriging 模型法和响应面法进行对比，分析了 Kriging 模型法的优缺点，并提出了相应的改进方法。谭巍等^[107]基于非线性支持向量机回归理论对航空发动机性能衰退参数进行了建模分析。根据不同工况下的工程实际问题，选取合适的疲劳可靠性分析方法可有效提高计算精度^[108-109]。

1.2.3 涡轮叶片疲劳寿命预测及可靠性分析方法

(1) 国外研究概况

航空发动机涡轮叶片作为一种在极端工况下工作的特殊机械结构，国外对其疲劳寿命预测及可靠性分析方法的研究开展较早，其发展可分为以下四个阶段^[1-4]：

1) 第一阶段，建立静强度设计理论体系

20 世纪 60-70 年代，英、美等国家以“机械结构在承受给定循环载荷下不发生失效，且卸载循环载荷后不产生变形”为出发点，建立静强度设计理论。由于早期对航空发动机的疲劳寿命要求不高，涡轮叶片承受循环载荷较小，叶片的结构强度能够满足使用需求，静强度设计理论基本适用。

2) 第二阶段，建立安全寿命设计体系

20 世纪 70-80 年代，由于静强度设计理论没有涉及结构可靠性问题，不能保证航空发动机的安全使用，因此英、美等国家选取分散系数来保证航空发动机部件的安全寿命，建立安全寿命设计体系，其示意图如图 1-1 所示。英国国防部标准(DEF STAN 00-971)中表示采用可靠度为 99.87%(即 3σ)的 S-N 曲线作为安全寿命的保障；美国航空涡轮喷气和涡轮风扇发动机通用规范(MIL-E-5007D)中指出采用置信度为 95%下的 -3σ 疲劳数据(强度和寿命数据)作为安全寿命的保障；美国联邦航空管理局和欧洲联合航空局都同时要求航空发动机部件都必须采用安全寿命设计方法。安全寿命设计采用较大的分散系数来考虑涡轮叶片的分散性，但是每个叶片材料和几何形状的分散性都不尽相同，较大的分散系数会造成的资源浪费，因此涡轮叶片退役时的寿命可能存在较大裕度。

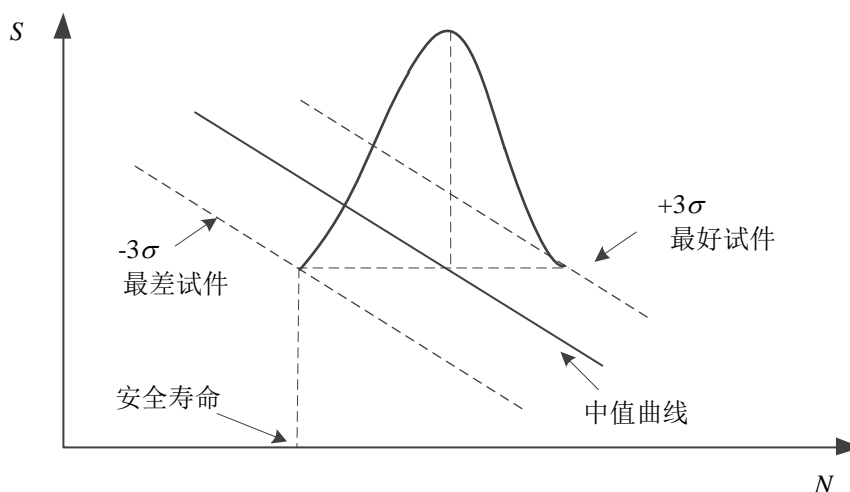


图 1-1 安全寿命设计示意图

3) 第三阶段，建立损伤容限设计体系

20 世纪 80-90 年代，美国首先建立损伤容限设计体系，其假设材料存在微裂纹或者其它缺陷，在循环载荷下扩展直至失效，如图 1-2 所示。美军 1983 年颁布的第一版《发动机结构完整性大纲》(MIL-STD-1783)对研制发动机时的损伤容限设计提出了明确要求。一般根据航空发动机涡轮叶片的使用情况、疲劳性能和维修特点等来确定检查、维修和替换周期及裂纹容许的尺寸，把疲劳损伤控制在适当的范围，能够为航空发动机的安全提供保障和减少维护成本。

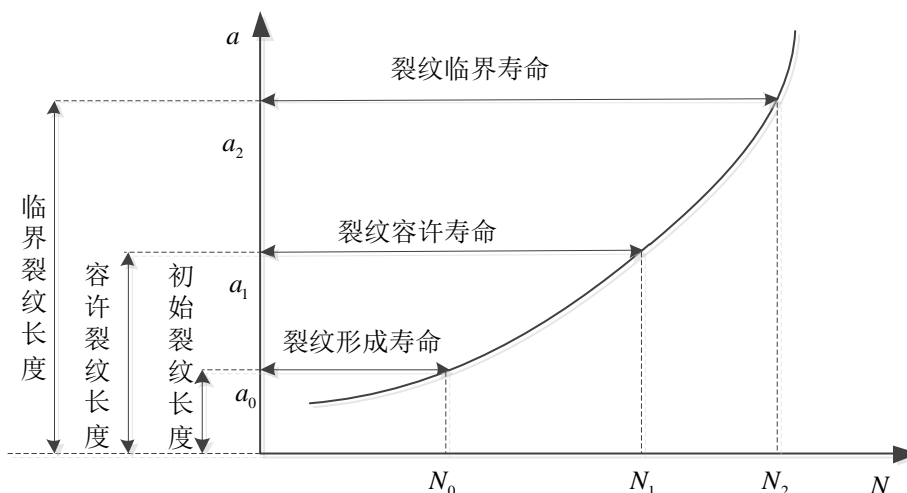


图 1-2 损伤容限设计示意图

4) 第四阶段，建立结构可靠性设计体系

由于前述的三点结构设计方法都是基于确定参数建立的确定方法，不能估算航空发动机的寿命储备和可靠性指标，没有考虑材料属性、服役情况和工作环境

等不确定性的影响。实际上，涡轮叶片的疲劳强度和承受载荷都不是一个确定的值，会随着载荷循环数的增加而不断变化，且服从一定概率分布。以此为出发点进行航空发动机涡轮叶片结构可靠性设计，能够反映出工程实际情况，同时也是保证航空发动机结构完整性的重要手段。21 世纪初，美国开始逐渐采用概率设计代替安全系数等确定方法，通过精确的模拟仿真来表征发动机涡轮叶片的响应，综合考虑多个变量的不确定性，建立合适的可靠性分析模型，将结构可靠性设计方法应用于发动机涡轮叶片的设计、研制和改进。

此外，围绕涡轮叶片的疲劳寿命预测及可靠性分析研究，国外已经形成了完善的理论方法和评价体系，也制定了大量研究计划。美国的 Teledyne CAE 机构 Lewis 等总结了一套涡轮叶片寿命评估流程，如图 1-3 所示，该流程能够比较全面地评估涡轮叶片的载荷谱、疲劳、蠕变及物理性能变化等，为当代航空发动机涡轮叶片的疲劳寿命和可靠性分析奠定了基础^[4]。美国海陆空三军、国防部、NASA 等部门联合实施的“Integrated High Performance Turbine Engine Technology”（简称 IHPTET）计划中，要求在不降低航空发动机疲劳寿命和可靠度的前提下推重比翻倍，需要优化涡轮叶片结构性能，延长涡轮叶片使用寿命，提高发动机的综合性能；在后续的“The Versatile Affordable Advanced Turbine Engines”（简称 VAATE）计划中，要求提高发动机性能的同时要降低成本，需要更加深入研究涡轮叶片技术，并减少维护成本。美国 NASA 在“Hot Section Technology Program”（简称 HOST）计划中，提出重点研究蠕变/疲劳交互作用下涡轮叶片的本构模型和疲劳寿命模型。欧洲在“Predictive Methods for the Combined Cycle Fatigue in Gas Turbines”（简称 PREMECCY）计划中，提出重点研究涡轮叶片的高低周复合问题，发展疲劳寿命预测理论和方法，提高涡轮叶片的疲劳可靠性。

(2) 国内研究概况

国内对航空发动机涡轮叶片的研究起步较晚，经历了仿制、改进和自主研发的坎坷而艰辛的发展历程。由于早期技术基础薄弱，国内使用的涡轮叶片是在国外涡轮叶片的基础上进行仿制或改进而成，其疲劳寿命和可靠性水平都不能达到原有的设计标准，涡轮叶片装配到航空发动机上时会出现各种问题；同时，国内的分析方法都是参考国外已有的评价体系和标准，缺乏自主创新。与国外发动机涡轮叶片相比，国内的涡轮叶片存在较大的安全隐患且疲劳寿命比较短，导致航空发动机安全事故频发，严重影响我国空军的战斗力。随着我国越来越重视航空发动机涡轮叶片的自主创新，涡轮叶片技术经过多年发展也取得了一定成果 [110-112]。

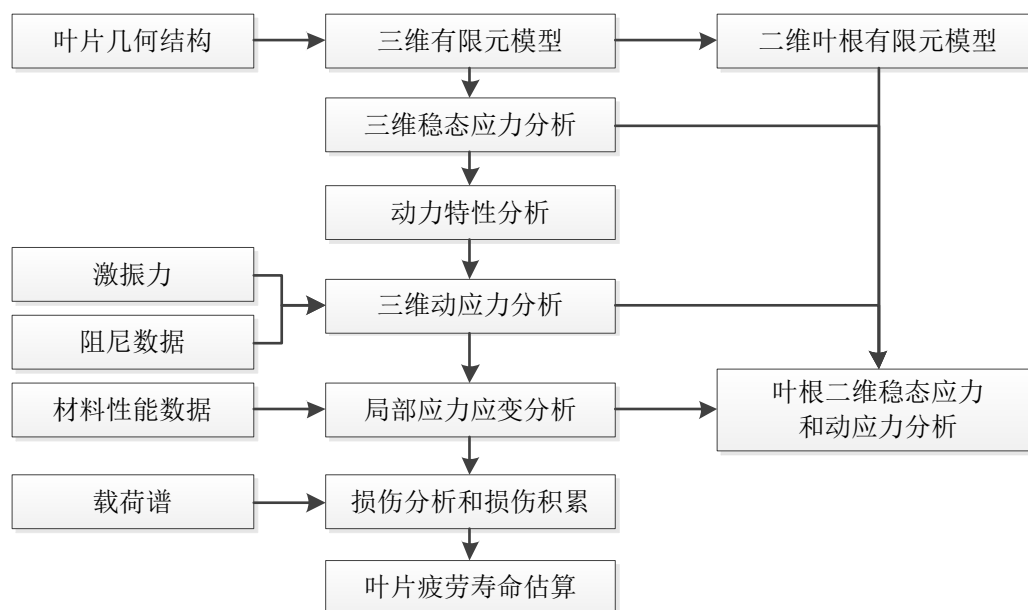


图 1-3 涡轮叶片寿命评估流程

在安全寿命设计研究方面，周柏卓等^[113]针对叶片等高温部件的蠕变和应力松弛效应，建立了一个预测断裂寿命、低循环寿命和总寿命的疲劳模型。陈立杰和谢里阳^[114]对高温低循环下的涡轮叶片进行了弹塑性分析，发现叶片配合间隙对疲劳寿命具有较大影响。周胜田^[115]对航空发动机叶片低周疲劳和高周疲劳的损伤演化规律进行了研究，提出一个改进损伤模型，同时研发了基于叶片损伤力学的有限元分析软件。穆丽娟^[116]对涡轮叶片进行了有限元分析，模拟了叶片温度场和应力场的变化过程，探究了热-结构耦合作用对叶片的影响，采用临界面模型估算了涡轮叶片的低周疲劳寿命。寇海军^[117]对航空发动机叶片进行了数值建模和仿真，分析了在实际工况下叶片的振动特性和危险部位的应力应变响应，对叶片进行了疲劳寿命预测和疲劳损伤建模。

在损伤容限设计研究方面，王奉明等^[118]从涡轮叶片承受高低周复合载荷的工况出发，采用数值模拟和疲劳试验相结合的方法，开展了叶片的高低周复合疲劳试验，发现“高周疲劳是裂纹萌生的主因，低周疲劳是裂纹扩展的主因，两者共同作用导致叶片失效”。郜玉芬等^[119]对涡轮叶片榫头裂纹特性进行了研究，通过有限元分析模拟了裂纹尖端处应力场及扩展趋势。孙红梅等^[120]通过材料成分分析、金相观察、扫描电镜分析等方式探究了涡轮叶片产生裂纹原因，并开展冷热循环试验研究裂纹扩展规律。张中奎^[121]开展了涡轮叶片模拟件的接触疲劳试验，并对涡轮叶片进行了有限元仿真，提出涡轮叶片的裂纹扩展模型。

在结构可靠性设计研究方面，林杰威^[122]在开展叶片材料 TC4 疲劳试验的基础上，根据特定工况对叶片进行了有限元建模和可靠性分析。王延荣^[123]等采用对数

正态分布和威布尔分布对涡轮叶片蠕变-疲劳试验寿命进行了统计分析。王明^[124]考虑了涡轮叶片材料和载荷的分散性,对涡轮叶片进行了概率疲劳损伤建模和可靠性建模。曾波^[125]对在单一故障模式和多故障模式下的涡轮叶片进行了动态可靠性建模。蔡景等^[126]针对航空发动机叶片多故障耦合作用问题,提出一种基于竞争风险模型的可靠性分析方法。

此外,还有大量企业、高校和科研院所为解决航空发动机涡轮叶片的可靠性和安全性问题进行了深入研究,并提出了相应的技术、方法和理论,极大地促进了我国航空事业的发展^[127-133]。

1.2.4 存在的问题

我国虽然在航空发动机涡轮叶片的疲劳寿命预测及可靠性分析方法方面取得了一定成果,但相对于发达国家起步较晚,同时由于研制观念、经费投入、管理决策、制造工业、设计水平等多种因素制约和国外技术封锁,我国涡轮叶片的研制技术与英美俄等国家相比还存在较大差距。从航空发动机涡轮叶片的疲劳寿命和可靠性水平方面来看,还没有形成合理可靠、行之有效的寿命指标和可靠性指标考核体系。涡轮叶片作为航空发动机的核心转动部件之一,由于其服役环境和工作载荷复杂多变,其疲劳预测模型的求解精度和效率难以得到保障;同时涡轮叶片失效机理复杂,在设计、制造、试验、使用和维护等过程也存在诸多不确定性,其疲劳可靠性建模困难。总结起来,航空发动机涡轮叶片的疲劳预测和可靠分析方法的不足主要体现在:

(1) 涡轮叶片在高温高压的环境中服役,承受的循环载荷往往是非对称的,其载荷幅值和平均应力随转速的变化而不断变化。从设计手册和试验中获得的数据不能直接用于涡轮叶片的疲劳寿命建模,需要考虑平均应力效应。常用的平均应力修正方法通用性较差,不能表征疲劳寿命对平均应力的敏感程度。

(2) 涡轮叶片结构复杂,其叶身根部、榫头、叶冠等部位在服役中极易产生应力集中,从而导致裂纹萌生、扩展和断裂。现有疲劳寿命预测方法不能表征叶片失效的物理特性和疲劳行为及判断其失效的主要因素。

(3) 涡轮叶片失效的本质是在循环载荷下疲劳损伤累积到临界状态。线性损伤理论形式简单且在理论计算和工程分析中应用较广,将其应用于涡轮叶片的损伤建模时,没有考虑叶片循环载荷的交互作用和加载次序,不能表征性能退化和损伤演变规律。考虑叶片载荷交互作用和加载次序的疲劳损伤建模方法还需要进一步研究。

(4) 涡轮叶片的可靠性受到几何形状、加载载荷、材料性能等不确定性的影响,

当涡轮叶片几何尺寸固定时，其循环载荷随着不同工况而不断变化，载荷和材料性能的分散性会对疲劳寿命产生影响。然而涡轮叶片造价昂贵，开展疲劳试验耗时较长且不能完全模拟叶片实际服役环境，很难获得大量的现场试验数据。因此，在小样本数据的情况下实现对涡轮叶片的不确定性量化和疲劳可靠性建模，仍是需要攻关的重点和难点。

1.3 论文的主要研究工作

针对航空发动机涡轮叶片在疲劳寿命预测及可靠性分析中面临的诸多问题，本文以某型号航空发动机涡轮叶片为研究对象，结合叶片实际工况，考虑多种不确定性的影响，开展疲劳寿命预测、疲劳累积损伤理论和可靠性分析研究工作，重点研究低周疲劳的平均应力效应、裂纹失效模式的判别、载荷交互作用和加载次序的影响、不确定性的量化等。本文的总体框架如图 1-4 所示。

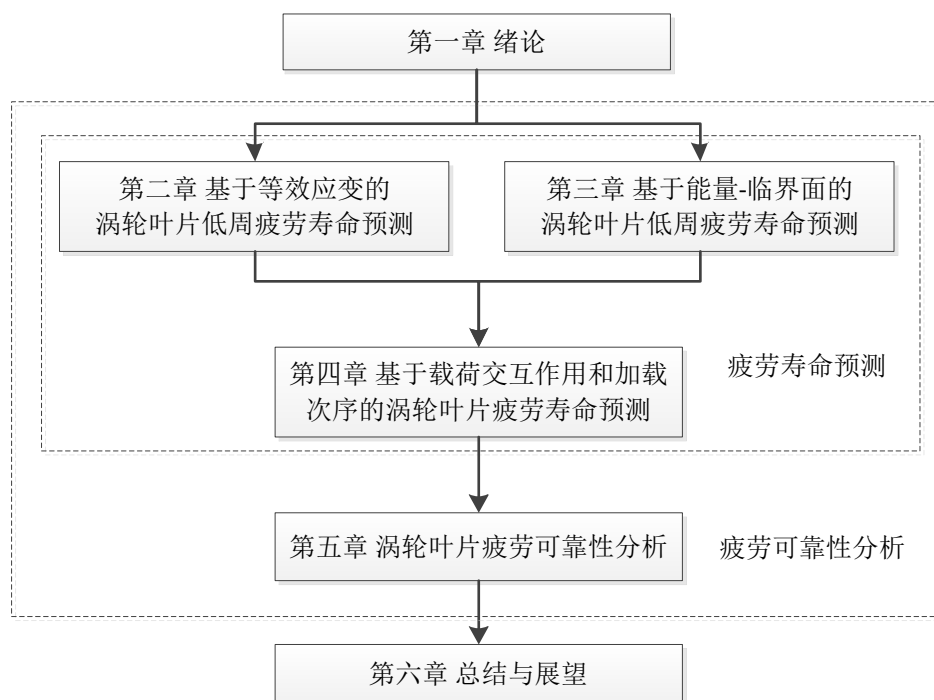


图 1-4 论文总体框架

各章内容概述如下：

第一章主要介绍论文的研究背景和意义，回顾航空发动机涡轮叶片及相关分析方法的发展概况，简要概述论文的研究内容和主体框架。

第二章主要介绍平均应力效应和一些常用平均应力修正模型，提出考虑平均应力效应及其敏感度的等效应变疲劳寿命预测模型。同时，采用有限元软件对低压涡轮叶片进行应力应变分析，并将所提模型应用于低压涡轮叶片的寿命预测。

第三章主要介绍一些常用的多轴疲劳寿命预测模型，通过对材料疲劳失效机理的研究，针对剪切行为和拉伸行为交互作用下的多轴疲劳问题，提出修正的能量-临界面疲劳寿命预测模型，并将该模型应用于高压涡轮叶片的寿命预测。

第四章主要介绍载荷交互作用和加载次序对疲劳寿命的影响，将损伤的累积过程视为材料记忆退化的过程，建立考虑载荷交互作用和加载次序的非线性损伤模型，并将该模型应用于低压涡轮叶片的损伤评估和寿命预测。

第五章主要分析和讨论涡轮叶片在可靠性分析中不确定性的来源及量化方法，对涡轮叶片的疲劳参数及疲劳损伤进行建模，并提出航空发动机涡轮叶片的疲劳可靠性分析方法。

第六章主要是对本文研究工作的总结及未来研究工作的展望。

第二章 基于等效应变的涡轮叶片低周疲劳寿命预测

2.1 引言

涡轮叶片是航空发动机转动部件中数量最多的部件，主要功能是为航空发动机提供飞行动力。典型的涡轮叶片一般由叶冠、叶身、缘板和叶根等组成，但为适应不同的工作环境和提升叶片性能，根据实际情况也会采用冷却结构和缘板阻尼结构等^[4]。涡轮叶片在“高温、高压、高速”三高的环境下工作，工况恶劣且十分复杂，主要承受着高转速下自身引起的离心力、高压气体作用于叶片的气动力、温差引起的热应力等；同时，涡轮叶片失效机理复杂，在服役过程中叶片的失效常常毫无征兆，在检修过程中也很难发现产生的微小裂纹，严重影响飞行安全。因此，对涡轮叶片进行疲劳寿命分析是十分必要的。

对于承受对称循环载荷的机械结构，一般根据材料手册数据或试验数据，采用 S-N 曲线或 Manson-Coffin 公式等来估算其疲劳寿命。但在工程中大部分结构都受到非对称循环载荷的作用，估算寿命时需要考虑平均应力效应的影响。针对涡轮叶片疲劳寿命预测，一般采用的方法是通过理论、仿真或试验分析计算获得涡轮叶片的各种性能参数(泊松比、屈服极限、弹性模量等)和响应参数(应力、应变等)，建立理论模型预估叶片的疲劳寿命^[134]。具体而言，由于叶片承受交变循环载荷的作用，首先要对其载荷谱进行相应处理并获得危险部位的应力应变响应，然后根据实际工况建立修正的 S-N 曲线(或不同应力比下的 S-N 曲线)或有针对性的疲劳寿命预测模型(如考虑平均应力效应、蠕变等)，最后结合疲劳损伤理论对叶片进行寿命预测。

航空发动机在服役时，叶片承受的载荷幅值和平均应力随着工况的不同在不断变化。一般而言，拉伸平均应力会加快裂纹扩展速度，进而缩短疲劳寿命；反之，压缩平均应力对裂纹扩展起阻挡作用，进而延长疲劳寿命^[135]。因此，平均应力对于叶片的疲劳寿命预测具有显著影响。如果没有特别说明，文中的平均应力都指拉伸平均应力。

本章考虑平均应力效应及其敏感度对疲劳寿命的影响，提出一个基于等效应变的寿命预测模型，采用不同温度和不同应变比下的疲劳试验数据对其进行模型验证，并与几种常用模型进行对比。采用有限元软件 ANSYS Workbench 模拟涡轮叶片服役时的工作环境，使用 Chaboche 模型模拟叶片材料在循环载荷下的弹塑性变化。通过有限元仿真获得低压涡轮叶片的应力集中部位以及最危险部位的应力应变响应，应用所提模型对叶片进行低周疲劳寿命预测。

2.2 平均应力效应

在工程实际中，结构往往承受着非对称循环载荷，如图 2-1 所示，载荷幅值大小和平均应力共同决定其疲劳寿命^[16]。平均应力的交替变化控制着微裂纹的打开和闭合状态，微裂纹的打开状态促进裂纹扩展，微裂纹的闭合状态阻碍裂纹扩展。因此对大多数金属材料而言，拉伸平均应力是有害的，压缩平均应力是有益的。循环载荷的幅值大小 σ_a 、平均应力 σ_m 和应力比 R 可表示为：

$$\begin{cases} R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} \\ \sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = \sigma_{\max} (1 - R) / 2 \\ \sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = \sigma_{\max} (1 + R) / 2 \end{cases} \quad (2-1)$$

式中， σ_{\max} 和 σ_{\min} 分别代表最大和最小应力。

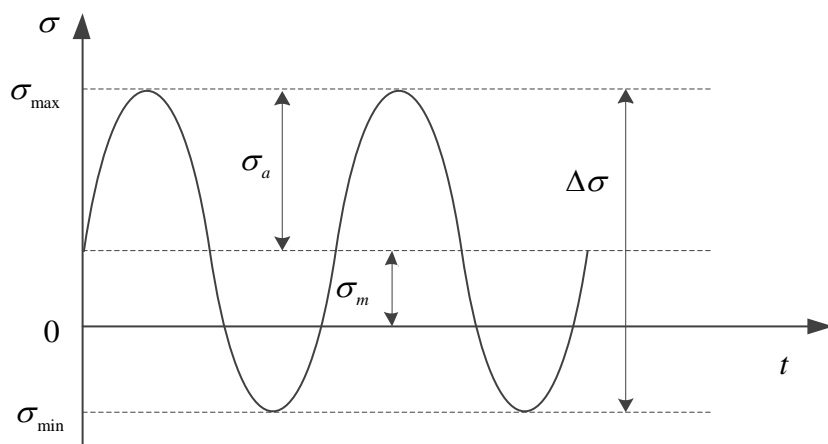


图 2-1 非对称循环载荷

为表征平均应力对疲劳寿命的影响，许多专家学者在分析大量试验数据的基础上，提出多种不同形式的平均应力修正模型。工程上比较常用的平均应力修正模型有 Goodman、Gerber、Soderberg、Morrow 等模型，这些模型可采用一个通用公式来表达^[136]：

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{ar}} \right)^{n_m} + \left(f_m \frac{\sigma_m}{\sigma_b} \right)^{m_m} = 1 \quad (2-2)$$

式中， n_m 、 m_m 和 f_m 是根据实际情况确定的常数， σ_{ar} 是等效对称应力幅， σ_b 是强度极限。根据不同的 n_m 、 m_m 和 f_m 取值，这些修正模型的表征如表 2-1 和图 2-2 所示。Soderberg 模型的预测结果最为保守，Gerber 模型对韧性材料适用性较好，Goodman 模型对脆性材料适用性较好^[137]；当真实断裂强度可估算或直接获得时，

Morrow(a)模型的预测精度较高，但 Morrow(b)模型对有色金属适用性较差^[19-20]。在表 2-1 中， σ_{-1} 代表对称循环应力作用下($R = -1$)的疲劳极限， σ_y 代表屈服极限， σ'_f 代表疲劳强度系数， σ_f 代表真实断裂强度。

表 2-1 几种典型平均应力修正模型

修正模型	n_m	m_m	f_m	表达式
Goodman	1	1	1	$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \sigma_m / \sigma_b}$
Gerber	1	2	1	$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - (\sigma_m / \sigma_b)^2}$
Soderberg	1	1	σ_b / σ_y	$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \sigma_m / \sigma_y}$
Morrow	1	1	(a) σ_b / σ_f	(a) $\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \sigma_m / \sigma_f}$
			(b) σ_b / σ'_f	(b) $\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \sigma_m / \sigma'_f}$

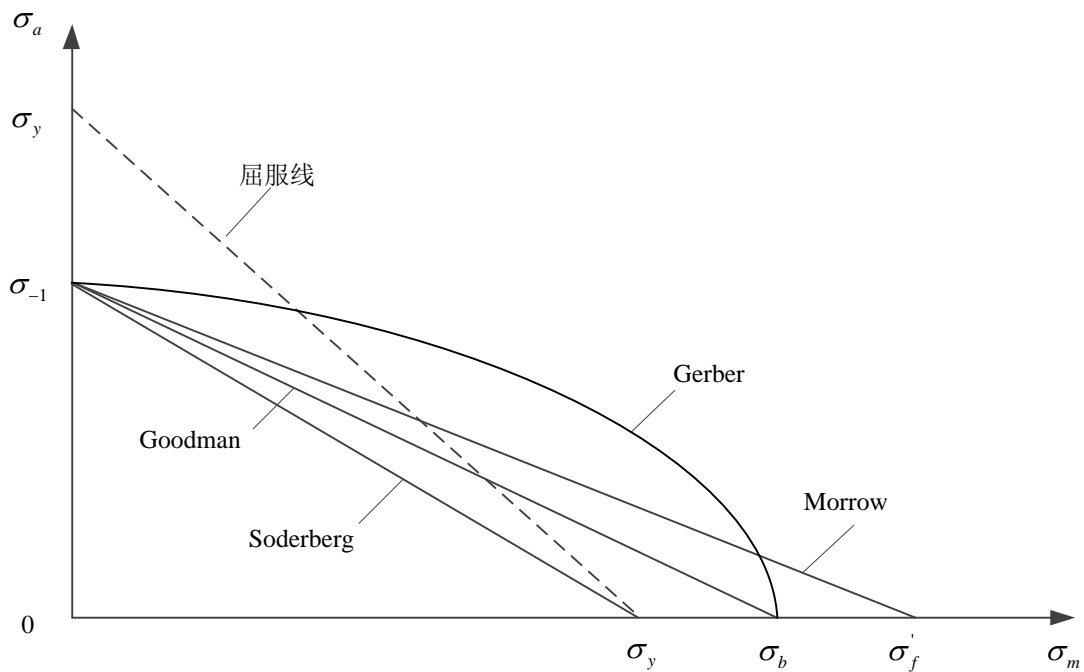


图 2-2 Goodman、Gerber、Soderberg 和 Morrow 修正模型示意图

考虑到材料平均应力对强度极限的影响，Kwofie 引入平均应力敏感系数 p ，并提出如下修正公式^[22]：

$$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{\exp[-p(\sigma_m / \sigma_b)]} \quad (2-3)$$

式中， p 越大表示造成抗拉强度的损伤越大。当 $p(\sigma_m / \sigma_b)$ 的值比较小时， $\exp(-p\sigma_m / \sigma_b)$ 近似等于 $(1 - p\sigma_m / \sigma_b)$ ，式(2-3)可改写为：

$$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - p(\sigma_m / \sigma_b)} \quad (2-4)$$

实际上，式(2-4)与式(2-2)是等价的，当 p 取不同值时，也可得表 2-1 中的几种修正模型。

为将平均应力对不同材料的影响效应统一起来，同时将多条不同应力比下的 S-N 曲线转化为一条等效的 S-N 曲线，Walker 引入平均应力敏感系数 γ ，并提出如下修正公式^[138]：

$$\sigma_{ar} = \sigma_{\max}^{1-\gamma} \sigma_a^\gamma \quad (2-5)$$

式中，敏感系数 γ 的取值范围为[0,1]，对于金属而言，其取值范围为[0.4,0.8]^[19-20]。 γ 值越大，表示该材料对平均应力越不灵敏，反之亦然。

特别地，当 $\gamma=0.5$ 时，式(2-5)将退化为 SWT 模型，其表达式如下：

$$\sigma_{ar} = \sqrt{\sigma_{\max} \sigma_a} \quad (2-6)$$

式(2-6)形式简单且不需要任何材料参数，但是作为 Walker 模型的特例，其预测精度不如 Walker 模型。

总的来说，某些平均应力修正模型只是基于单调拉伸试验提出来的，利用材料静态参数对平均应力进行修正，例如 Gerber、Goodman、Soderberg 等模型，可适用于大多数材料。但是，这些模型没有包含动态载荷下材料的性能变化信息，也不能表征不同材料的平均应力敏感度。例如，Morrow 模型是采用疲劳强度系数或真实断裂强度来修正平均应力，如果两种材料的疲劳强度系数或真实断裂强度比较相近，而其它性能参数不同，则 Morrow 模型不能反映出这两种材料平均应力效应的区别。只有少数模型考虑到平均应力敏感度问题，例如 Walker、Kwofie 等模型，这些模型分别通过引入平均应力敏感系数 p 和 γ 来表征不同材料的平均应力敏感度，可有效地提高预测精度。但是，这些考虑敏感度的模型需要拟合大量试验数据来获得敏感系数，其应用范围受到一定限制。

2.3 基于应力/应变的疲劳寿命预测模型

在高周疲劳寿命区域，导致结构失效的主要原因是弹性应力应变，塑性应力应变可忽略。根据 Basquin 公式和胡克定律，弹性应力应变表示为：

$$\begin{cases} \sigma_a = \sigma_f' (2N_f)^b \\ \frac{\Delta \varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma_a}{E} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b \end{cases} \quad (2-7)$$

式中， N_f 为疲劳寿命， b 为疲劳强度指数， $\Delta \varepsilon_e$ 为弹性应变范围， E 为弹性模量。

在低周疲劳寿命区域，导致结构失效的主要原因是塑性应力应变，塑性应变和寿命的关系表示为：

$$\frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (2-8)$$

式中， $\Delta \varepsilon_p$ 为塑性应变范围， ε_f' 为疲劳延性系数， c 为疲劳延性指数。

在工程实际中，弹性应变和塑性应变同时存在，唯一的区别是弹性应变可恢复，而塑性应变不能恢复。总应变和寿命之间的函数关系可用 Manson-Coffin 公式来表达^[62]：

$$\varepsilon_a = \frac{\Delta \varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (2-9)$$

式中， ε_a 为总应变幅。总应变是弹性应变和塑性应变的叠加，在双对数坐标下总应变、弹性应变、塑性应变与疲劳寿命的关系如图 2-3 所示。

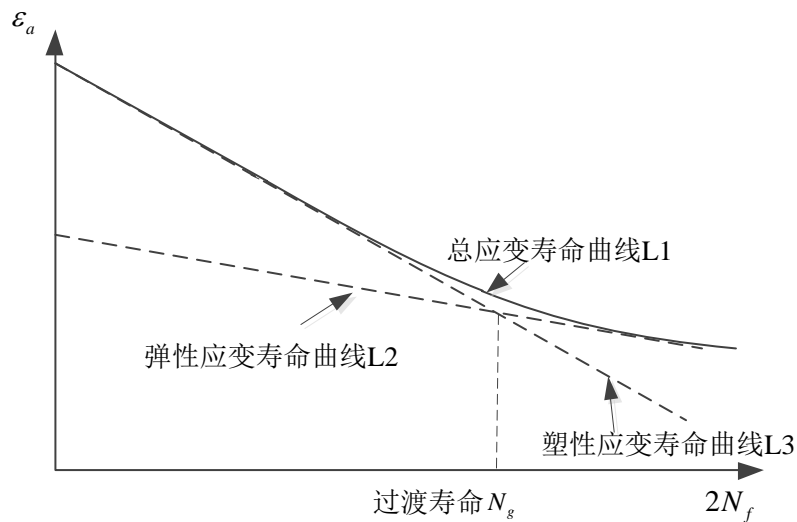


图 2-3 总应变-寿命曲线

从图 2-3 可得，在高周疲劳寿命区域，弹性应变较大，塑性应变较小，总应变曲线 L1 趋于弹性应变曲线 L2；在低周疲劳寿命区域，塑性应变较大，弹性应变较小，曲线 L1 趋于塑性应变曲线 L3；在中等寿命区域，弹塑性应变近似相等，曲线 L2 和 L3 交于一点，对应的寿命定义为过渡寿命 N_g ，如下所示：

$$N_g = \frac{1}{2} \left(\frac{\sigma_f'}{\varepsilon_f' E} \right)^{1/(c-b)} \quad (2-10)$$

式(2-10)可用于区分弹性应变主导或塑性应变主导的疲劳失效。若疲劳寿命 $2N_f \geq N_g$ ，则为弹性应变主导的失效，可用基于弹性应力或应变的方法进行寿命分析；反之，需要着重对塑性应变进行分析^[139]。

Manson-Coffin 公式中包含四个疲劳参数 $\{\sigma_f', \varepsilon_f', b, c\}$ ，这四个参数一般可通过大量试验数据的拟合得到，其中最常用的方式是根据试样的疲劳试验数据，建立相关物理模型估算这些疲劳参数。由于单轴疲劳试验具有操作简单、易于控制和监测方便等特点，许多学者基于单轴疲劳试验数据建立一些经验模型来估算这四个疲劳参数^[140-141]，如表 2-2 所示(表中 ϕ 为断面收缩率， ε_f 为断裂延性系数)，同时也发现一些基本规律。例如：对于高强度材料或脆性材料， b 的绝对值一般相对较小，应变寿命曲线相对平缓；对于低强度材料或塑性材料， b 的绝对值一般相对较大，应变寿命曲线较为陡峭；对大多数金属材料而言， b 的取值范围为 $[-0.12, -0.08]$ ， c 的取值范围为 $[-0.8, -0.5]$ 。针对四个疲劳参数 $\{\sigma_f', \varepsilon_f', b, c\}$ 的估算方法而言，四点关联法和改进四点关联法的估算精度较高；通用斜率法和改进通用斜率法都假设 b 和 c 不变，可能对某些材料的疲劳参数估算误差较大，但两者的形式比较简洁；Mitchell 方法主要用于预估硬度小于 500BHN 的钢材的疲劳参数，且估算精度较高；均值材料法将金属材料分为“低合金钢与非结构钢”和“铝合金与钛合金”两大类进行估算；布氏硬度法与通用斜率法的假设相同，即 b 和 c 不变，其优点是只需要测得材料的布氏硬度和 E ，就可计算得到 σ_f' 和 ε_f' 的值，该方法对于布氏硬度 150-700HB 钢的疲劳参数估算精度较高，但是对于其它材料或其它硬度下钢的疲劳参数估算效果不好，需要进一步挖掘其内涵；中值法是统计大量钢材和铝合金材料的疲劳数据而提出来的一种经验方法。

将 Manson-Coffin 公式和平均应力修正模型相结合，可得多种不同形式的修正疲劳寿命预测模型。Morrow 考虑平均应力只影响弹性应变，忽略对塑性应变的影响，可得一个修正模型^[13]：

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_f' - \sigma_m}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (2-11)$$

Manson 和 Halford 将 Walker 模型和 Manson-Coffin 公式相结合得到^[13]：

$$\sigma_{\max}^{1-\gamma} \sigma_a^\gamma \varepsilon_a = \frac{(\sigma_f')^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{b+c} \quad (2-12)$$

表 2-2 疲劳参数的估算方法^[140-141]

估算方法	疲劳参数	
通用斜率法	$\sigma_f' = 1.9\sigma_b$ $\varepsilon_f' = 0.76\varepsilon_f^{0.6}, \varepsilon_f \cong -\ln(1-\varphi)$	$b = -0.12$ $c = -0.6$
四点关联法	$\sigma_f' = 1.25\sigma_b \cdot 2^b, \sigma_f \cong \sigma_b(1+\varepsilon_f)$ $\varepsilon_f' = \frac{0.125}{20^c} \varepsilon_f^{0.75}$	$b = \frac{\log(0.36\sigma_b / \sigma_f')}{5.6}$ $c = \frac{1}{3} \log \left\{ \frac{0.0066 - \sigma}{0.239\varepsilon_f^{0.75}} \right\}$
Mitchell方法	$\sigma_f' = \sigma_b + 345$ $\varepsilon_f' = \varepsilon_f$	$b = \frac{1}{6} \log(0.5\sigma_b / (\sigma_b + 345))$ $c = -0.6$ (“软性”钢) $c = -0.5$ (“硬性”钢)
改进通用斜率法	$\sigma_f' = 0.623E(\sigma_b / E)^{0.832}$ $\varepsilon_f' = 0.0196(\sigma_b / E)^{-0.53}$	$b = -0.09$ $c = -0.56$
均质材料法 (非合金钢和 低合金钢)	$\sigma_f' = 1.5\sigma_b$ $\varepsilon_f' = 0.59\psi$ $\psi = \begin{cases} 1, & \sigma_b / E \leq 0.003 \\ 1.375 - 125\sigma_b / E, & \sigma_b / E > 0.003 \end{cases}$	$b = -0.087$ $c = -0.58$
均质材料法 (钛合金和铝合 金)	$\sigma_f' = 1.67\sigma_b$ $\varepsilon_f' = 0.35$	$b = -0.095$ $c = -0.69$
改进四点关联 法	$\sigma_f' = \sigma_b(1+\varepsilon_f)$ $\varepsilon_f' = \varepsilon_f$	$b = \frac{1}{6} \log \left[\frac{(\sigma_b / E)^{0.81}}{6.25\sigma_f' / E} \right]$ $c = \frac{1}{4} \log \left[\frac{0.0074 - \sigma_f'(10^4)^b / E}{2.074\varepsilon_f} \right]$
布氏硬度法	$\sigma_f' = 4.25 \cdot HB + 225$ $\varepsilon_f' = (0.32 \cdot HB^2 - 487 \cdot HB + 19100) / E$	$b = -0.09$ $c = -0.56$
中值法(钢)	$\sigma_f' = 1.5\sigma_b$ $\varepsilon_f' = 0.45$	$b = -0.09$ $c = -0.59$
中值法 (铝合金)	$\sigma_f' = 1.9\sigma_b$ $\varepsilon_f' = 0.28$	$b = -0.11$ $c = -0.66$

在式(2-12)中, 当 $\gamma = 0.5$ 时, 可得控制参数只有 σ_{\max} 和 ε_a 的平均应力修正模型 (SWT 模型), 其表达式为:

$$\sigma_{\max} \varepsilon_a = \frac{(\sigma_f')^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{b+c} \quad (2-13)$$

此外, Manson 在 1956 年指出材料存在疲劳极限应力 $\Delta\sigma_c$ 或疲劳应变极限 $\Delta\varepsilon_c$, 当承受的应力或应变低于疲劳极限时, 材料的疲劳寿命趋于无穷大。同时, 还建

立了一个关于疲劳寿命 N_f 、疲劳应变极限 $\Delta\varepsilon_c$ 和应变范围 $\Delta\varepsilon$ 的关系式，如^[139]：

$$N_f = A_1(\Delta\varepsilon - \Delta\varepsilon_c)^{d_1} \quad (2-14)$$

式中， A_1 和 d_1 是材料常数。但是 Manson 没有给出这两个参数具体的物理含义。

同理，Weibull 也建立了关于疲劳寿命 N_f 、疲劳应力极限 $\Delta\sigma_c$ 和应力范围 σ_a 的关系式^[139]：

$$N_f = A_2(\sigma_a - \Delta\sigma_c)^{d_2} \quad (2-15)$$

式中， A_2 和 d_2 是材料常数。

Manson 和 Weibull 建立的两个模型都没有考虑平均应力效应，只是适用于某一特定情况的寿命预测。郑修麟等^[139]对式(2-14)中参数给出了近似估算方法，如式(2-16)所示；同时考虑平均应力效应，对式(2-15)进行了修正，如式(2-17)所示。

$$\begin{cases} A_1 = \varepsilon_f^2 \\ \Delta\varepsilon_c = \frac{2\sigma_{-1}}{E} - \frac{\varepsilon_f}{10^{3.5}} \\ d_1 = -2 \end{cases} \quad (2-16)$$

$$N_f = A_3[\Delta\sigma_{eq,a} - (\Delta\sigma_{eq,a})_c]^{d_3} \quad (2-17)$$

式中， A_3 和 d_3 是材料常数， $\Delta\sigma_{eq,a}$ 是等效应力幅， $(\Delta\sigma_{eq,a})_c$ 是等效应力极限，部分参数的估算方法如下：

$$\begin{cases} A_3 = \frac{1}{4}(E\sigma_f\varepsilon_f)^2 \text{ 或 } A_3 = \frac{1}{4}(0.1E)^2 \\ \Delta\sigma_{eq,a} = \sigma_a\sqrt{\frac{2}{1-R}} \\ d_3 = -2 \end{cases} \quad (2-18)$$

在式(2-16)和(2-17)中，假设断裂延性系数与疲劳延性系数相等($\varepsilon_f = \varepsilon'_f$)，但是两者并不总是相等，需要进一步讨论^[140-142]。

2.4 等效应变疲劳寿命预测模型

2.4.1 模型的提出

由前面的分析可知，利用 Walker 模型中敏感系数 γ 可解决各种材料的平均应力效应及其敏感度问题，并且 Walker 模型能够提供令人满意的预测结果。因此，将敏感系数 γ 引入式(2-14)中，提出一个等效应变疲劳寿命预测模型。

如果结构失效是由弹性应力应变导致，根据胡克定律可得等效应力和等效应

变的关系:

$$\Delta\varepsilon_{eq} = \frac{\Delta\sigma_{eq}}{E} = \frac{\sigma_{\max}^{1-\gamma} (2\sigma_a)^\gamma}{E} = (2\varepsilon_a)^\gamma \left(\frac{\sigma_{\max}}{E} \right)^{1-\gamma} \quad (2-19)$$

式中, $\Delta\varepsilon_{eq}$ 和 $\Delta\sigma_{eq}$ 分别代表等效应变范围和等效应力范围。需要注意的是, 等效应变范围经过重新定义, 与 Walker 模型定义有所区别, Walker 模型中的 σ_a 变成原来的 2 倍。

在工程实际中, 考虑到结构同时受到弹性和塑性应变的影响, 因此在式(2-19)的基础上引入补偿系数 λ , 则:

$$\Delta\varepsilon_{eq} = \lambda \frac{\sigma_{eq}}{E} = \lambda \frac{\sigma_{\max}^{1-\gamma} (2\sigma_a)^\gamma}{E} = \lambda (2\varepsilon_a)^\gamma \left(\frac{\sigma_{\max}}{E} \right)^{1-\gamma} \quad (2-20)$$

$$\lambda = \begin{cases} 1, & \sigma_{\max} \leq \sigma_y \\ \sigma_{\max} / \sigma_y, & \sigma_{\max} > \sigma_y \end{cases}$$

将式(2-20)代入式(2-14)中, 可得新的等效应变疲劳寿命预测模型为:

$$N_f = A_0 \left[\lambda (2\varepsilon_a)^\gamma \left(\frac{\sigma_{\max}}{E} \right)^{1-\gamma} - \Delta\varepsilon_0 \right]^{d_0} \quad (2-21)$$

式中, A_0 和 d_0 是材料常数, $\Delta\varepsilon_0$ 是等效疲劳应变极限。

2.4.2 模型的验证与分析

低压涡轮叶片是由镍基高温合金 GH4133 铸造而成, 该材料具有高强度、良好的热稳定性和抗腐蚀性等特性, GH4133 的材料疲劳性能参数如表 2-3 所示^[143]。本章选取 GH4133 在不同温度和不同应变比条件下的试验数据对所提等效应变模型进行验证^[144], 算例中没有严格区分应力比 R_σ 和应变比 R_ε , 都统一用 R 来表示。表 2-4 是 GH4133 合金在 $T = 250^\circ\text{C}$ 、 $R = -1$ 和 $R = 0.44$ 条件下的试验数据, 表 2-5 是 GH4133 合金在 $T = 400^\circ\text{C}$ 、 $R = -1$ 和 $R = 0$ 条件下的试验数据, 表 2-6 是 GH4133 合金在 $T = 500^\circ\text{C}$ 、 $R = -1$ 条件下的试验数据。将试验值与等效应变疲劳寿命预测模型(简称等效应变模型, 式(2-21))、SWT 模型(式(2-13))和 Morrow 线性修正模型(在后文中简称 Morrow 模型, 式(2-11))的预测结果进行对比, 分别如图 2-4、图 2-5 和图 2-6 所示, 验证了所提模型的适用性和有效性。

表 2-3 GH4133 的疲劳性能参数^[143]

温度 $T(^{\circ}\text{C})$	弹性模量 $E(\text{MPa})$	泊松比 μ	屈服极限 $\sigma_y(\text{MPa})$	强度极限 $\sigma_b(\text{MPa})$	断面收缩率 $\varphi(\%)$	密度 $\rho(\text{kg/m}^3)$	Walker 指数 γ
20	223	0.36	878	1221	31		
400	203	0.35	716	1079	31		
500	197	0.37	716	1055	29		
600	190	0.35	692	1030	29	8210	0.55
700	183	0.35	667	962	26		
800	176	0.39	530	638	17		

表 2-4 GH4133 在 $T = 250^{\circ}\text{C}$ 的疲劳试验数据^[144]

$T = 250^{\circ}\text{C}$ 、 $R = -1$			$T = 250^{\circ}\text{C}$ 、 $R = 0.44$		
$\varepsilon_a(\%)$	$\sigma_{\max}(\text{MPa})$	$N_f(\text{cycle})$	$\varepsilon_a(\%)$	$\sigma_{\max}(\text{MPa})$	$N_f(\text{cycle})$
0.319	669	30535	0.3440	777.4	8461
0.317	662	18997	0.3395	743.5	12141
0.412	826	7950	0.3410	755.9	17710
0.418	836	6250	0.3425	741.2	14352
0.424	802	11273	0.3485	748.6	12855
0.424	841	9525	0.4365	863.4	3720
0.424	801	4992	0.4585	806.4	5610
0.485	903	5862	0.4330	886.5	2508
0.482	896	4669	0.4440	864.9	2879
0.484	894	5077	0.4370	841.2	5320
0.482	898	5431	0.5535	932.9	2191
0.481	872	5418	0.5395	904.7	2903
0.544	951	3337	0.5545	935.0	2535
0.540	917	3599	0.5480	961.7	4276
0.543	951	3953	0.5445	905.0	3031
0.545	930	5133	/	/	/
0.538	930	4799	/	/	/
0.696	954	2345	/	/	/
0.699	994	1376	/	/	/
0.695	991	1684	/	/	/
0.692	1001	1667	/	/	/
0.815	1028	944	/	/	/
0.835	1051	783	/	/	/

表 2-5 GH4133 在 $T = 400^{\circ}\text{C}$ 的疲劳试验数据^[144]

$T = 400^{\circ}\text{C}$ 、 $R = -1$			$T = 400^{\circ}\text{C}$ 、 $R = 0$		
ε_a (%)	σ_{\max} (MPa)	N_f (cycle)	ε_a (%)	σ_{\max} (MPa)	N_f (cycle)
0.696	964	1396	0.60	863	1534
0.705	894	1071	0.60	893	1871
0.703	893	614	0.50	802	4244
0.702	931	1423	0.50	834	3553
0.703	901	916	0.50	789	3576
0.701	915	903	0.50	837	4143
0.699	914	975	0.50	864	4329
0.479	827	4066	0.50	830	4293
0.498	836	4091	0.40	780	7533
0.499	852	3962	0.40	734	7778
0.500	832	2556	0.40	757	6703
0.497	837	4538	0.40	744	8800
0.501	863	2820	0.40	743	4707
0.499	821	2389	0.40	740	6249
0.400	736	9180	0.40	761	6641
0.398	751	7123	0.35	693	12619
0.400	724	12342	0.35	730	13611
0.400	752	8842	0.35	704	11457
0.400	736	7775	0.35	735	10734
0.399	772	5721	0.35	730	12285
0.400	716	8722	0.30	659	20852
0.349	691	12720	0.30	701	20852
0.350	667	13941	0.30	686	19411
0.350	678	15913	0.30	714	18465
0.350	689	13577	0.30	644	13660
0.350	723	12239	0.25	639	30727
/	/	/	0.25	651	26570
/	/	/	0.25	672	44070
/	/	/	0.25	659	29960
/	/	/	0.25	647	45090
/	/	/	0.25	599	41802

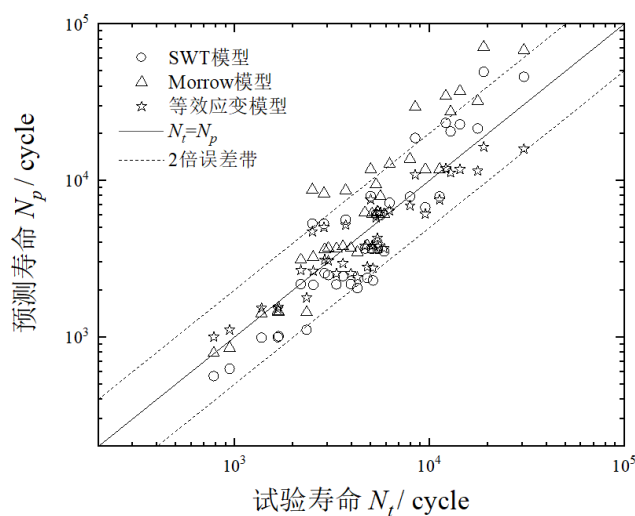
为量化三种模型的预测误差，引入误差因子来表征误差的大小，如式(2-22)所示。误差因子分散性越小，越靠近 0，意味着预测精度越高，反之亦然。

$$P_{error} = \lg(N_p) - \lg(N_t) \quad (2-22)$$

三种模型对于 GH4133 材料在 $T = 250^\circ\text{C}$ 、 $T=400^\circ\text{C}$ 和 $T=500^\circ\text{C}$ 的预测误差分别如图 2-7、图 2-8 和图 2-9 所示。

表 2-6 GH4133 在 $T = 500^\circ\text{C}$ 的疲劳试验数据^[144]

$T = 500^\circ\text{C}$ 、 $R = -1$					
ε_a (%)	σ_{\max} (MPa)	N_t (cycle)	ε_a (%)	σ_{\max} (MPa)	N_t (cycle)
0.703	884	1382	0.400	691	9936
0.695	874	1284	0.350	650	16365
0.704	882	756	0.350	664	15722
0.702	857	1226	0.349	649	8473
0.704	871	408	0.349	643	9031
0.702	883	993	0.351	674	12762
0.500	792	3840	0.349	650	12573
0.498	759	3353	0.350	643	12054
0.498	778	2592	0.301	565	24303
0.501	788	3101	0.300	548	22081
0.502	792	3523	0.301	555	24836
0.401	714	7163	0.300	582	24155
0.398	732	7888	0.299	582	21921
0.400	711	10812	0.251	481	59542
0.402	732	7487	0.251	484	51455
0.401	703	7172	/	/	/

图 2-4 GH4133 在 $T = 250^\circ\text{C}$ 的预测值与试验值

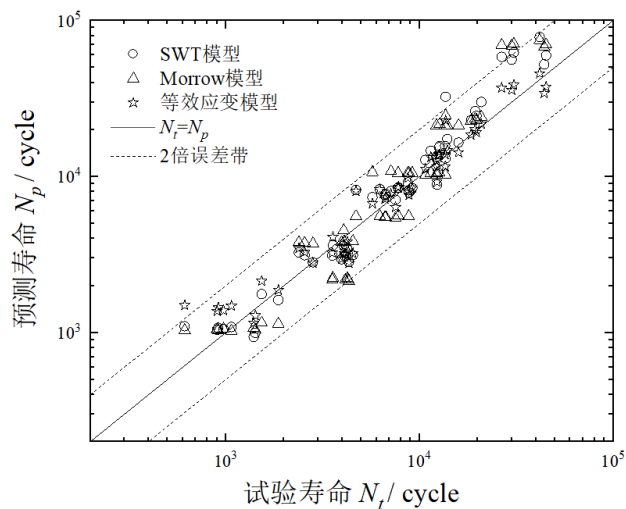


图 2-5 GH4133 在 $T = 400^{\circ}\text{C}$ 的预测值与试验值

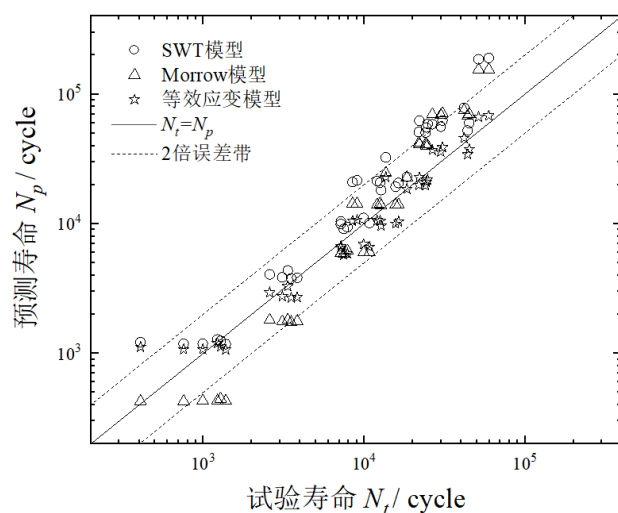


图 2-6 GH4133 在 $T = 500^{\circ}\text{C}$ 的预测值与试验值

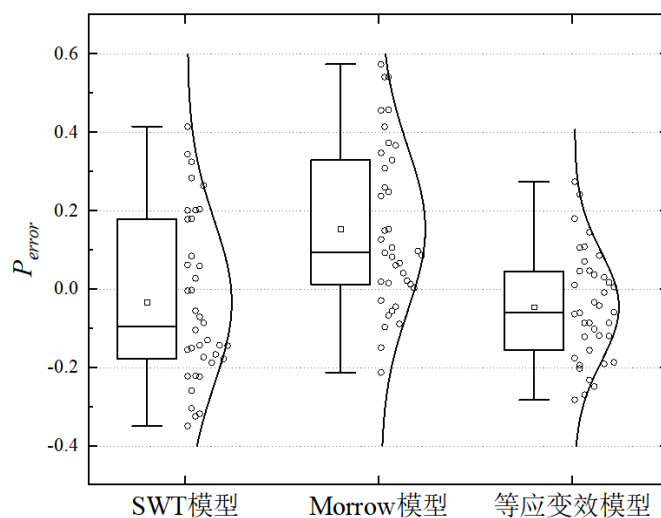
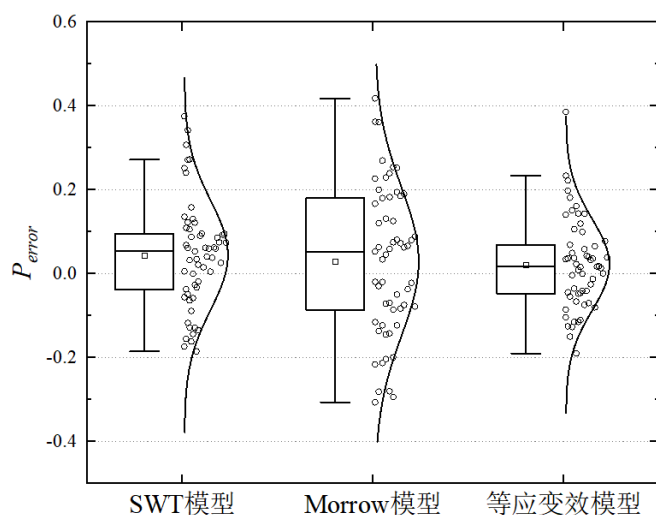
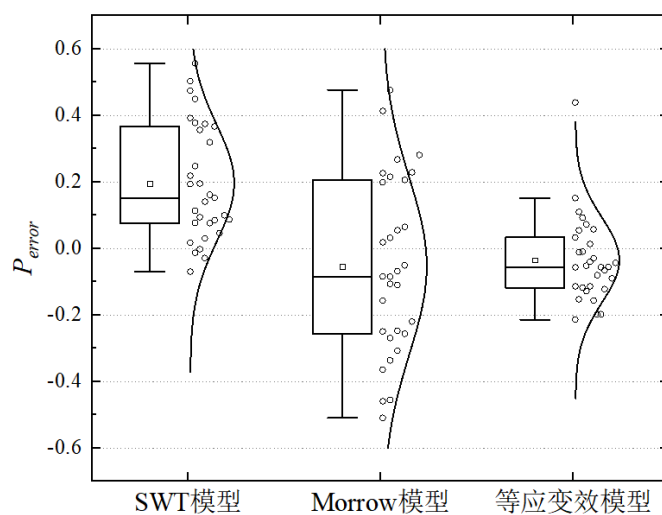


图 2-7 GH4133 在 $T = 250^{\circ}\text{C}$ 的预测误差

图 2-8 GH4133 在 $T = 400^{\circ}\text{C}$ 的预测误差图 2-9 GH4133 在 $T = 500^{\circ}\text{C}$ 的预测误差

从图 2-4 和图 2-7 中可知，对于 $T = 250^{\circ}\text{C}$ 的 GH4133 材料，等效应变模型的所有预测值都在 2 倍误差带内，其分散性比其它两个模型要小；而 Morrow 模型和 SWT 模型的预测值分散性较大，有部分预测值在 2 倍误差带之外，两个模型的部分预测值偏大。从图 2-5 和图 2-8 中可知，对于 $T = 400^{\circ}\text{C}$ 的 GH4133 材料，等效应变模型、Morrow 模型和 SWT 模型的预测值大部分在 2 倍误差带内，只有少量预测值在 2 倍误差带外，三种模型的预测结果都可接受；等效应变模型的预测值分散性最小，Morrow 模型预测值的分散性最大。从图 2-6 和图 2-9 中可知，对于 $T = 500^{\circ}\text{C}$ 的 GH4133 材料，等效应变模型的预测值分散性最小，只有 1 个预测值在 2 倍误差带外；SWT 模型的预测值整体比较偏大，有部分预测值在两倍误差带外；Morrow 模型的预测值分散性最大，其预测精度在三个模型中最差。总的来说，

对于在不同温度和不同应变比下的 GH4133 材料, 等效应变模型的预测值大部分都在 2 倍误差带内且分散性最小, 等效应变模型的预测精度比 SWT 模型和 Morrow 模型的预测精度更高。

2.5 低压涡轮叶片低周疲劳寿命预测

2.5.1 有限元仿真方法

一般而言, 涡轮叶片在交变载荷作用下会产生多处应力集中, 但决定其疲劳寿命的是应力应变值最大的部位。为获得最危险部位的应力应变响应, 主要的方法有理论计算、试验分析和有限元仿真等^[134]。理论计算方法操作简单, 但需要引入经验参数, 受人为因素影响较大, 其计算误差也较大; 试验分析方法比较直接和准确, 但成本较高且操作复杂, 模拟实际工作状态可能存在某些困难, 并且影响因素众多, 这些缺点也限制了其应用范围; 有限元仿真方法是通过添加材料本构模型、设置边界条件、施加约束等来模拟涡轮叶片在实际工作状态下应力应变行为, 该方法操作简单且不需要引入过多经验参数, 同时能够获得满意的求解精度, 广泛应用于工程实际中。

2.5.2 本构模型

本构模型通常用于表征材料在循环载荷下的内部特征行为及弹塑性变化, 例如: 循环软化、循环硬化、运动硬化、各项同性硬化等。只有建立准确的本构模型描述材料在循环载荷下真实的疲劳行为, 才能使仿真结果反映出涡轮叶片在实际工况下的应力应变特征。因此, 材料本构模型的建立对涡轮叶片的有限元仿真是十分必要的。描述材料弹塑性变化的本构模型有很多, 应用较广的有 Chaboche 本构模型、Boder-Partom(BP)本构模型等^[145]。考虑到有限元软件中对应的分析模块, 选用 Chaboche 模型作为本构模型来描述涡轮叶片在不同工况下的疲劳行为。

材料在循环载荷下的应力应变状态呈现非线性状态, 需要尽可能多的数据来修正。根据 Armstrong-Frederick(A-F)演变规则, 应变范围 $\Delta\sigma$ 可由以下函数获得^[146-147]:

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma_y + \sum_{i=1}^M \frac{c_i}{r_i} \tanh\left(z_i \frac{\Delta\varepsilon_p}{2}\right) \quad (2-23)$$

式中, c_i 和 z_i 分别对应第 i 个演化部分的相关系数, 且 $M \geq 3$ 。

一般而言, 可通过 Ramberg-Osgood 公式去求解 Chaboche 本构模型的相关系数, Ramberg-Osgood 公式为:

$$\varepsilon_a = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2K'}\right)^{n'} \quad (2-24)$$

式中， K' 代表循环强度系数， n' 代表循环应变强化指数。Chaboche 本构模型相关参数的具体求解步骤为：第一步，根据采用 Ramberg-Osgood 公式去拟合叶片材料在单轴试验测试得到的循环应力应变曲线；第二步，采用拟合的 Ramberg-Osgood 公式中的塑性部分(包含应变范围 $\Delta\sigma$)来推导 Chaboche 本构模型 3 个演化部分的参数^[148]。Chaboche 本构模型包含的演化部分越多，表征的循环应力应变关系越接近真实值，但考虑到时间成本和计算精度，一般 Chaboche 本构模型只需 3 个演化部分就能准确构建。

对于缺少疲劳数据导致屈服极限不能直接获得或是屈服阶段不明显的材料，屈服极限可由根据经验公式近似计算，其表达式为：

$$\sigma_y = K' (\varepsilon_{pa})^{n'} \quad (2-25)$$

式中， ε_{pa} 的取值一般为 0.05% 或 0.2%。

2.5.3 有限元仿真建模

一般情况下，涡轮叶片与涡轮盘装配形成枞树型榫连结构，多个榫齿能够有效增大接触面积和分散承担过大载荷。在进行有限元仿真时，由于低压涡轮盘是旋转对称结构，只需要取涡轮盘的一个完整榫槽(低压涡轮盘上有 47 个斜齿榫槽，保留涡轮盘的 1/47)和两个低压涡轮叶片进行装配，可有效减少计算时间；同时，还需要对可能在仿真过程中造成奇异单元或者不收敛的结构进行简化处理，可有效提高计算效率。

采用有限元软件 ANSYS Workbench 对低压涡轮叶片进行仿真分析，主要考虑气动力、温度载荷和离心载荷的影响。涡轮叶片转速不同，承受的气动力和温度载荷也不尽相同。离心载荷主要通过施加不同的转速来实现，在某转速下气动力和温度载荷的加载如图 2-10 所示。对叶片添加边界条件时，需同时约束 1/47 扇形轮盘两切分面的周向位移及约束轮盘底面所有位移；对叶片划分网格时，要保证计算效率和仿真精度，叶片网格划分如图 2-11 所示。根据不同转速，低压涡轮叶片工作 800h 的载荷谱可分为三种工作状态，即“起动-最大-起动”，“慢车-最大-慢车”和“巡航-最大-巡航”，如表 2-7 所示。

当完成叶片材料基本参数的输入、模型的简化、网格的划分、载荷的施加和边界条件的确定等工作，即可开展有限元仿真分析得到低压涡轮叶片的应力集中部位及危险部位的应力应变响应，如表 2-8 所示。由有限元分析结果可知，叶片有

2 个应力集中部位，分别为榫头和叶身根部，如图 2-12 和图 2-13 所示。在相同的工作条件下，榫头部位的等效应力应变要大于叶身根部的等效应力应变，即榫头部位的寿命决定了叶片寿命。在最大转速状态下($\omega=11300\text{rpm}$)时，叶片的最大等效应力应变出现在榫头上，分别为 796.65MPa 和 0.0048181。

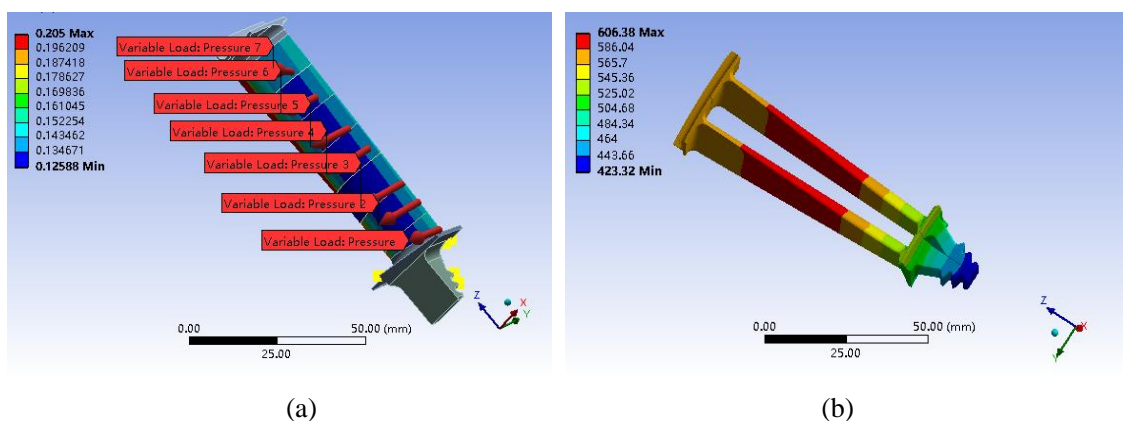


图 2-10 低压涡轮叶片气动力分布和温度分布。(a) 气动力分布；(b) 温度分布

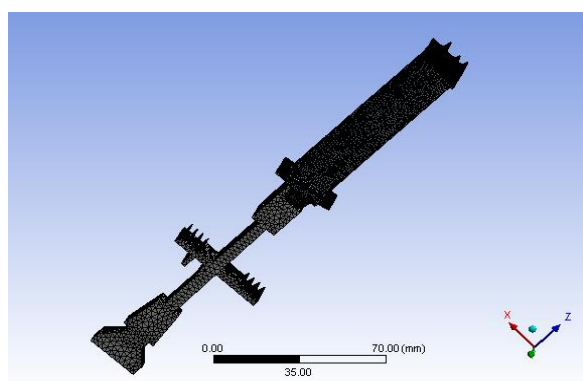


图 2-11 低压涡轮叶片网格划分

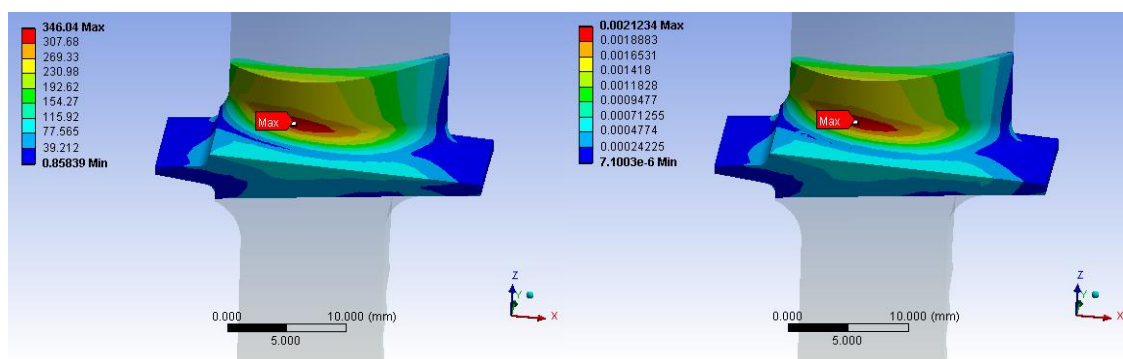


图 2-12 叶身根部的等效应力应变

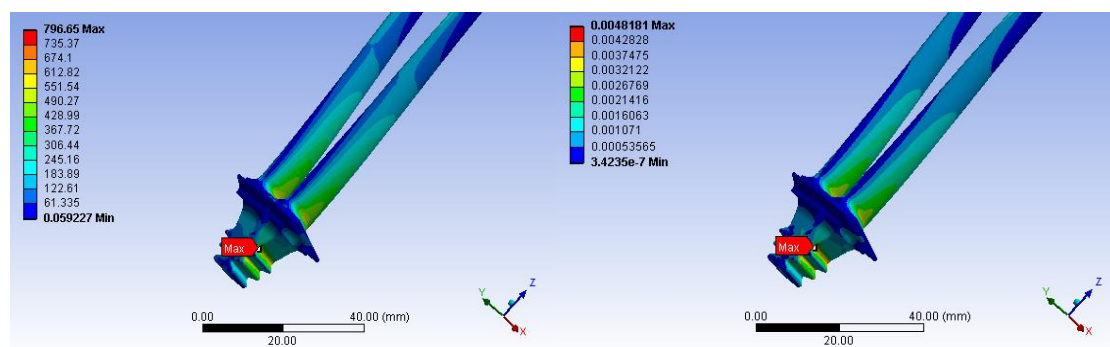


图 2-13 榫头部位的等效应力应变

表 2-7 低压涡轮叶片工作 800h 的载荷谱

工作状态	循环次数 n_i (cycle)	转速 ω (rpm)
S1: 起动-最大-起动	1280	0 – 11300 – 0
S2: 慢车-最大-慢车	1940	3500 – 11300 – 3500
S3: 巡航-最大-巡航	23330	10000 – 11300 – 10000

表 2-8 涡轮叶片有限元分析结果

转速(rpm)	叶身根部		榫头	
	等效应力(MPa)	等效应变(%)	等效应力(MPa)	等效应变(%)
3500	45.16	0.02779	91.04	0.05458
10000	250.20	0.15358	771.69	0.46466
11300	346.04	0.21234	796.65	0.48181

2.5.4 低周疲劳寿命预测

低压涡轮叶片的铸造材料是镍基高温合金 GH4133, 在最大转速下叶片危险部位的温度在 $400-450^{\circ}\text{C}$, 采用 GH4169 在 400°C 的疲劳特性参数和试验数据拟合式(2-21)中的材料参数。根据榫头的有限元分析结果(如表 2-8)和式(2-21)可得低压涡轮叶片在三种工况下对应的疲劳寿命 N_{fi} , 如表 2-9 所示。S3 状态下的预测寿命超过 10^7 , 其累积损伤忽略不计, S1 和 S2 状态共同决定了叶片的最终寿命。

根据表 2-9 的数据和 Miner 线性损伤理论可得, 低压涡轮叶片在 800h 载荷谱下的累积损伤 D_{800} 为:

$$\begin{aligned}
 D_{800} &= \frac{n_1}{N_{f1}} + \frac{n_2}{N_{f2}} + \frac{n_3}{N_{f3}} \\
 &= \frac{1280}{16243} + \frac{1940}{21750} + 0 = 0.168
 \end{aligned} \tag{2-26}$$

表 2-9 低压涡轮叶片的疲劳寿命预测结果

参数	S1	S2	S3
ω (rpm)	0-11300-0	3500-11300-3500	10000-11300-10000
σ_{\max} (MPa)	796.65	796.65	796.65
σ_{\min} (MPa)	0	91.04	771.69
σ_a (MPa)	398.33	352.81	12.47
ε_a (%)	0.240905	0.213615	0.008575
$\Delta\varepsilon_{eq}$ (%)	0.439318	0.411208	0
λ	1.11	1.11	1.11
$N_{\bar{n}}$ (cycle)	16243	21750	$> 10^7$

低压涡轮叶片外场工作寿命 T_f 为：

$$T_f = \frac{800}{D_{800}} = 4762\text{h} \quad (2-27)$$

2.6 本章小结

本章研究了平均应力对疲劳寿命的影响，介绍了一些疲劳参数的求解方法及基于应力/应变的疲劳寿命预测模型；基于平均应力效应及其敏感度对疲劳寿命的影响，提出一个等效应变疲劳寿命预测模型；将 GH4133 材料在不同温度和应力比下的数据及两种寿命预测模型(Morrow 模型和 SWT 模型)的预测值与所提模型的预测值进行对比，验证了所提模型的合理性和有效性。此外，本章还对低压涡轮叶片进行了有限元分析，找出其薄弱环节为榫头，并将等效应变模型应用于涡轮叶片的疲劳寿命预测。

第三章 基于能量-临界面的涡轮叶片低周疲劳寿命预测

3.1 引言

随着机械结构的复杂化和精细化，单轴条件下的预测模型已经很难满足在复杂载荷下的疲劳寿命预测，因此多轴疲劳寿命预测理论得到快速发展。针对复杂结构的多轴疲劳问题，由于对疲劳机理和损伤规律的认识不足，往往很难准确描述，较为简单的方法是将多轴问题通过“等效”思想简化为单轴问题。但是，“等效”方法具有较大的局限性，无法解释裂纹扩展行为，并且简化后的模型在复杂载荷路径下的疲劳寿命预测精度也很难得到保证^[31]。由于对疲劳的认识和理解不同，很多学者通过计算材料或结构的能量和定义临界面来建立多轴疲劳模型，前者解释了循环应力应变迟滞回线，后者解释了裂纹的萌生和扩展。由于能量模型不能反映疲劳破坏面的物理特性，因此临界面模型在工程实际中应用更为广泛。

高压涡轮叶片与低压涡轮叶片的工作环境类似，但前者承受的压力和温度更高，工作环境更加恶劣，因此对材料的性能要求也更加苛刻。低周疲劳作为高压涡轮叶片失效的主因之一，受到学者的广泛关注。当航空发动机服役时，在“启动-工作-启动”的载荷循环中，高压涡轮叶片表面从室温迅速升高到工作时的高温，叶片转速加快，其承受的离心力等各种载荷也迅速变大，不断地往复循环会导致叶片发生低周疲劳。低周疲劳发生的危险部位是叶身根部、榫头、叶冠等应力集中部位，这些部位承受的载荷很大，极易产生裂纹萌生和扩展，因此需要加强对这些部位的安全检查，重点防护这些部位发生疲劳失效。

本章结合临界面模型和能量模型的优点，综合考虑拉伸行为和剪切行为的交互作用，建立拉伸失效和剪切失效两种裂纹失效的判别准则，提出一个基于能量-临界面的多轴疲劳寿命预测模型；同时采用两种涡轮叶片材料对所提模型进行验证，将所提模型的预测结果与常用模型的预测结果进行对比；最后将所提模型应用于高压涡轮叶片的低周疲劳寿命预测。

3.2 多轴疲劳寿命预测

针对机械结构在复杂多轴情况下的疲劳寿命问题，根据对疲劳损伤参数的定义不同，可将多轴疲劳寿命预测模型分为：等效应力/应变模型、能量模型和临界面模型^[31]。

3.2.1 等效应力/应变模型

等效应力/应变模型是将静强度理论拓展到多轴疲劳破坏理论中，把复杂的多轴问题转化为简单的单轴问题，然后采用解决单轴问题的方法来解决多轴问题。其中，Von Mises 准则和 Tresca 准则是等效应力/应变模型的代表，两者广泛应用于工程实际中^[31]。

Von Mises 准则假设材料的损伤断裂由等效应力/应变导致，其表达式为：

$$\varepsilon_{eq} = \frac{1}{(1+\nu)\sqrt{2}} \left[(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2 \right]^{0.5} \quad (3-1)$$

式中， $\varepsilon_i (i=1,2,3)$ 是主应变幅值。

Tresca 准则假设材料的损伤断裂由最大剪切应力/应变导致，其表达式为：

$$\varepsilon_{eq} = |\varepsilon_1 - \varepsilon_3| \quad (3-2)$$

针对多轴疲劳问题，很多学者提出大量等效应力/应变理论，例如：最大剪切应力/应变、最大法向应力/应变、八面体剪切应力/应变、最大总应力/应变等理论^[149]。这些理论是由单轴疲劳理论推导而来，把所有内部状态采用同一种方式处理，即“假设等效应力/应变相同，疲劳寿命也相同”，这种方式对于比例加载的多轴问题可能比较适用，但不能描述多轴疲劳的应力应变状态。对于非比例加载和非对称循环的多轴应力状态下的材料，等效应力/应变理论不能表征材料性能的内部变化，也忽略了加载路径、附加强化等因素影响，其预测结果可能存在较大误差，因此等效应力/应变理论的适用性有待进一步探索。

3.2.2 能量模型

在 1965 年，Morrow^[150]认为塑性应变能的累积会对材料产生不可逆转的损伤，当能量累积值到达临界状态时，材料将会发生疲劳破坏。能量模型一般采用持续循环加载下每个周期的能量损伤来预测材料的疲劳寿命。材料总应变能包含弹性应变能和塑性应变能，但是弹性应变能未对材料造成损伤，塑性应变能可通过计算在单调循环载荷作用下每个稳定的应力应变曲线形成迟滞回线的面积得到。Morrow 指出每个循环周期的塑性应变能可被视为疲劳损伤的度量。换言之，塑性应变能对材料造成损伤，材料本身会抵抗这种损伤，而这种抵抗行为可表征为吸收和消除塑性应变能的能力，则有^[32]：

$$\Delta W_p N_f^{m_1} = C_1 \quad (3-3)$$

式中， ΔW_p 是塑性应变能密度， m_1 和 C_1 是材料常数且可由单轴试验数据计算获得。

总的来说，能量模型比等效应力/应变模型具有更好的应用前景，在大多数情况下具有良好的预测精度。但由于能量是标量，不能描述多轴情况下材料失效平面的疲劳特征，并且能量模型需要建立合理精确的本构模型来描述材料的弹塑性变化。当塑性应变能不是导致失效的主因时，能量模型的预测精度较差，并且未考虑平均应力效应，其适用性受到某些因素的制约^[149]。

3.2.3 临界面模型

(1) 疲劳失效机理

疲劳失效机理的认知是进行疲劳寿命预测的第一步。在材料承受循环拉伸应力时，会产生一个剪切应力与拉伸应力成 45° ，循环塑性剪切应变会使材料内部发生位错活动，从而产生循环滑移，导致裂纹形核，如图 3-1 所示^[151]。随着循环次数的增加，裂纹逐渐扩展直至断裂，这一过程具体可分为两个阶段：裂纹萌生阶段和裂纹扩展阶段，如图 3-2 所示^[151]。由于外界载荷和环境的不同，疲劳裂纹萌生和扩展的机理也十分复杂，图 3-3 给出了裂纹扩展的不同情况^[151]。总的来说，工程实际中的大多数材料都存在各种夹杂，例如在涡轮叶片的生产制造过程中会引入各种杂质，如果夹杂过大，会引起材料缺陷，进而导致叶片在服役过程中迅速地失效或损坏。材料的夹杂一般会降低材料抵抗裂纹的韧性并帮助裂纹成核，可通过真空熔炼的方式降低材料的杂质，从而提高材料的疲劳寿命，同时宏观杂质造成的材料缺陷可通过无损检测的方式来避免。

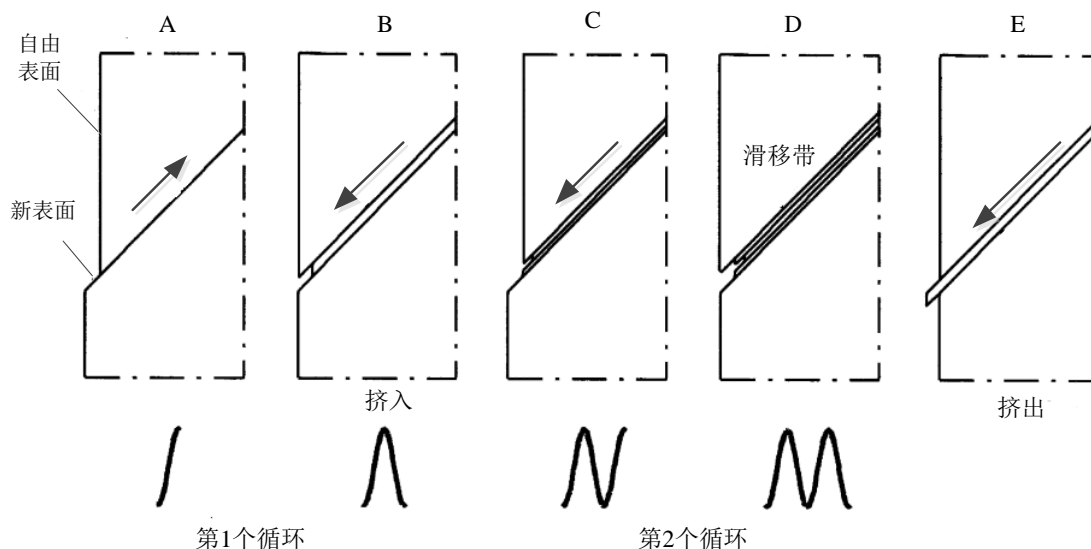


图 3-1 循环滑移导致裂纹形核

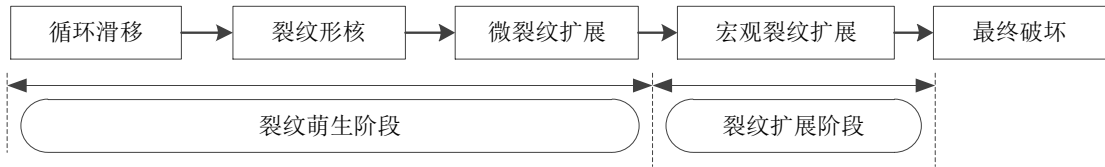


图 3-2 疲劳寿命的不同阶段

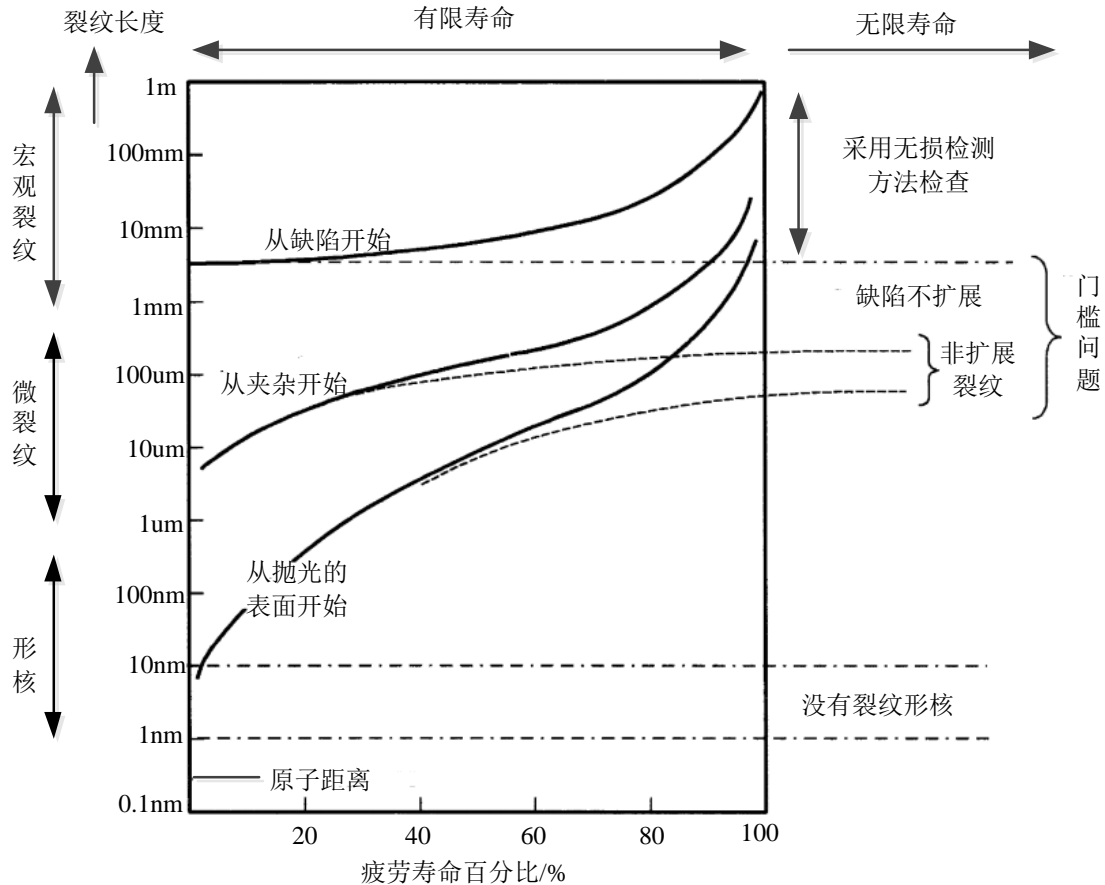


图 3-3 裂纹扩展的不同情况

一般而言，裂纹首先起始于一个自由表面应力集中部位的晶粒，然后扩展到下一个晶粒中。当裂纹扩展到一些相邻晶粒时，由于相邻晶粒的影响，对滑移位形的约束会增加，某些材料存在“晶界效应”。“晶界效应”是指当裂纹尖端在靠近晶界时，裂纹扩展速率会降低，穿过晶界后，扩展速率又增加，然后以稳定的速率扩展。以铝合金为例，其裂纹扩展的晶界效应如图 3-4 所示^[32]。这种现象会导致两个相邻晶粒的扩展方向有所偏移，但是总的扩展路径仍然沿着最大剪切平面，当裂纹足够大时，裂纹的扩展方向垂直于循环载荷加载方向，如图 3-5 所示^[151]。裂纹导致的失效主要有三种情况，拉伸应力造成的模式 1(拉伸失效模式)，扭转应力(剪切应力)造成的模式 2 和模式 3(两者都是剪切失效模式)，如图 3-6^[151]。其中，

剪切应力造成裂纹扩展方向可能有 2 种, 如图 3-7^[32], 若剪切应力为平面剪切应力, 没有剪切应力沿着裂缝垂直于自由表面, 则造成 A 型裂纹, 裂纹沿着自由表面扩展; B 型裂纹是沿着自由表面方向垂直方向扩展, 是自由表面外剪切应力作用的结果。循环拉伸加载对 A 型和 B 型裂纹具有相同的剪切应力, 往往扭转或拉伸-扭转复合作用会造成 A 型裂纹。

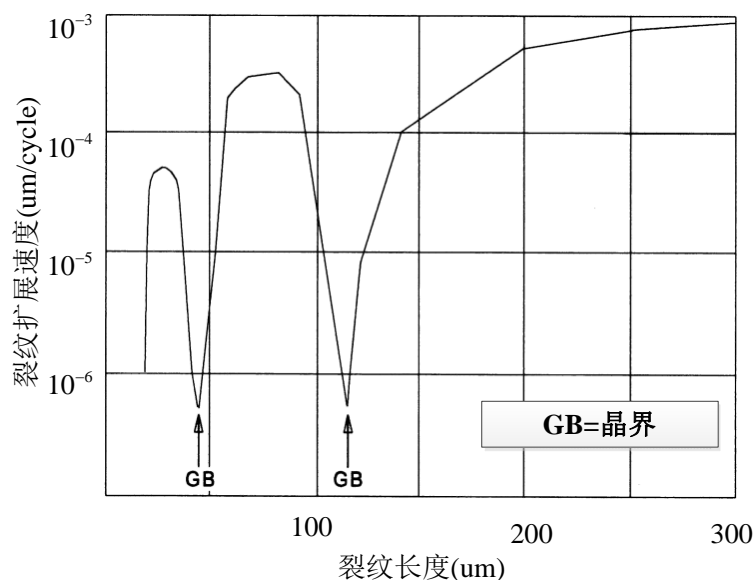


图 3-4 铝合金中裂纹扩展的晶界效应

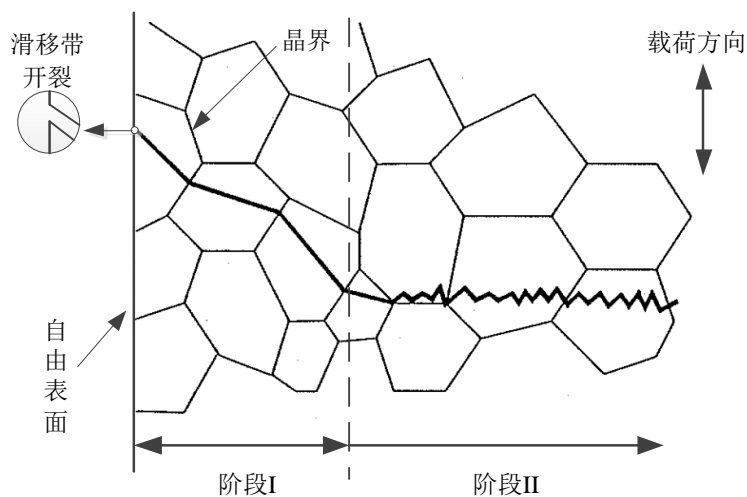


图 3-5 裂纹扩展过程

(2) 临界面的定义

临界面模型是基于裂纹萌生和扩展的试验现象建立的, 假设材料的疲劳破坏发生在临界面, 从宏观和微观上解释了疲劳失效的原因, 具有广泛的适用性和较

高的预测精度。当材料受到复杂多轴载荷作用时，应力集中区域临界面的定义如图 3-8^[57]。

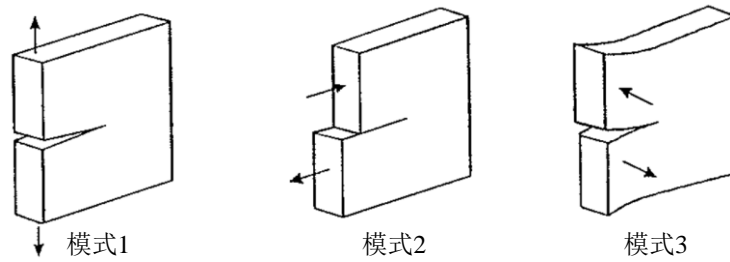


图 3-6 裂纹失效模式

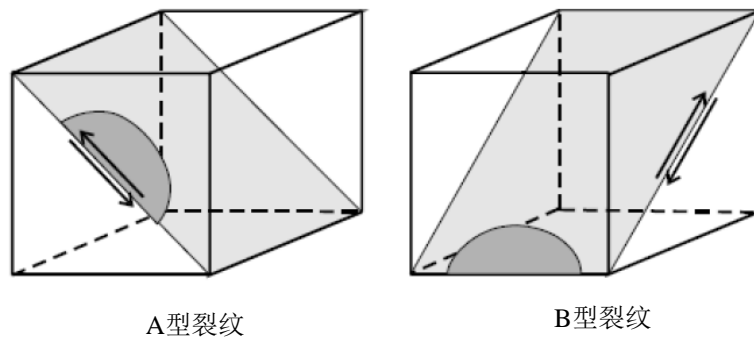


图 3-7 剪切失效模式裂纹扩展的两种方式

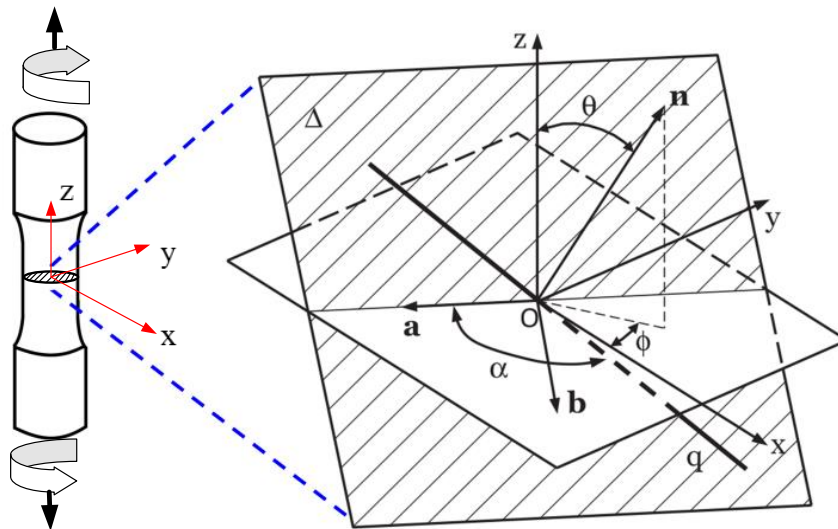


图 3-8 临界面示意图

材料临界面上一个单元体的应力应变状态可用 2 个矩阵来描述，基于参考点 O 建立局部坐标系 $Oxyz$ ，在 O 点的应力应变状态可用 12 个参量表征：

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma(t) = \begin{bmatrix} \sigma_x(t) & \tau_{xy}(t) & \tau_{xz}(t) \\ \tau_{xy}(t) & \sigma_y(t) & \tau_{yz}(t) \\ \tau_{xz}(t) & \tau_{yz}(t) & \sigma_z(t) \end{bmatrix} \\ \varepsilon(t) = \begin{bmatrix} \varepsilon_x(t) & \frac{\gamma_{xy}(t)}{2} & \frac{\gamma_{xz}(t)}{2} \\ \frac{\gamma_{xy}(t)}{2} & \varepsilon_y(t) & \frac{\gamma_{yz}(t)}{2} \\ \frac{\gamma_{xz}(t)}{2} & \frac{\gamma_{yz}(t)}{2} & \varepsilon_z(t) \end{bmatrix} \end{array} \right. \quad (3-4)$$

式中, $\sigma_x(t)$ 、 $\sigma_y(t)$ 、 $\sigma_z(t)$ 、 $\varepsilon_x(t)$ 、 $\varepsilon_y(t)$ 和 $\varepsilon_z(t)$ 分别代表 x 轴、 y 轴和 z 轴三个方向上法向应力应变分量, $\tau_{xy}(t)$ 、 $\tau_{xz}(t)$ 、 $\tau_{yz}(t)$ 、 $\gamma_{xy}(t)$ 、 $\gamma_{xz}(t)$ 和 $\gamma_{yz}(t)$ 分别代表 x 轴、 y 轴和 z 轴三个方向上剪切应力应变分量。

任意平面 Δ 上单位法向量 \mathbf{n} 在 Oxy 平面投影与 x 轴的夹角为 ϕ , \mathbf{n} 与 z 轴的夹角为 θ , 通过转移矩阵就可确定新的平面。转移矩阵为:

$$M = \begin{bmatrix} \cos \theta \sin \phi & \sin \theta \cos \phi & \cos \phi \\ -\sin \theta & \cos \phi & 0 \\ -\cos \theta \cos \phi & -\sin \theta \sin \phi & \sin \phi \end{bmatrix} \quad (3-5)$$

新平面的应力应变响应为:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma(t') = M \sigma(t) M^T \\ \varepsilon(t') = M \varepsilon(t) M^T \end{array} \right. \quad (3-6)$$

最后根据不同的方法和理论, 通过改变 (ϕ, θ) ($0^\circ \leq \phi \leq 360^\circ, 0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$) 的值, 从而确定最大损伤平面。

3.3 基于临界面的疲劳寿命预测模型

临界面模型综合考虑了失效平面上应力应变的大小和方向, 具有较大的应用潜力。大量多轴疲劳模型都是基于临界面模型发展而来, 临界面模型可进一步细分为: 基于应力的、基于应变的和基于能量的模型。Findley^[152]通过调研大量试验数据, 认为法向应力和剪切应力共同影响疲劳失效, 建立了特定平面法向应力 σ_n 和剪切应力幅 $\Delta\tau$ 的线性函数, 定义函数最大值所在平面为临界面, 函数表达式如下:

$$\left(\frac{\Delta\tau}{2} + k_0 \sigma_n \right)_{\max} = f(N_f) \quad (3-7)$$

式中, k_0 为材料参数。此方法对于弯曲扭转模式下的高周疲劳寿命具有较高的预

测精度。

McDiarmid^[153-154]通过分析大量高周疲劳数据,在 Findley 模型的基础上定义最大剪切应力幅平面为临界面,提出一个考虑 A 型和 B 型两种裂纹的疲劳模型:

$$\frac{\Delta\tau_{\max}}{2} + \left(\frac{t_{A,B}}{2\sigma_b}\right)\sigma_{n,\max} = f(N_f) \quad (3-8)$$

式中, $t_{A,B}$ 的值取决于失效裂纹是 A 型裂纹还是 B 型裂纹。McDiarmid 模型和 Findley 模型的构成具有相同的形式,都是基于三种观察现象:①对于韧性材料,循环剪切应力导致裂纹成核;②拉伸应力对疲劳寿命具有决定性影响;③压缩应力提高疲劳寿命。两个模型的唯一不同点就是拉伸应力和剪切应力的权重不同。

然而, Kandil 等^[48]认为循环剪切应变促使裂纹成核,法向应变促使裂纹扩展,提出临界面主要由法向应变和剪切应变的组合来决定,建立一个基于应变的疲劳模型(KBM 模型),如下所示:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + s_0\Delta\varepsilon_n &= A\frac{\sigma_f'}{E}(2N_f)^b + B\varepsilon_f'(2N_f)^c \\ A &= 1 + \nu_e + s_0(1 - \nu_e) \\ B &= 1 + \nu_p + s_0(1 - \nu_p) \end{aligned} \quad (3-9)$$

式中, ν_e 和 ν_p 分别是弹性和塑性泊松比(当缺乏数据时,两者可视为相等), $\Delta\gamma_{\max}$ 和 $\Delta\varepsilon_n$ 分别是临界面上的最大剪切应变范围和法向应变范围。 s_0 是材料参数,代表了法向应变对裂纹扩展的影响程度,可由单轴和扭转试验数据计算得到,即:

$$s_0 = \frac{\frac{\tau_f'}{G}(2N_f)^{b_1} + \gamma_f'(2N_f)^{c_1} - (1 + \nu_e)\frac{\sigma_f'}{E}(2N_f)^b - (1 + \nu_p)\varepsilon_f'(2N_f)^c}{(1 - \nu_e)\frac{\sigma_f'}{E}(2N_f)^b + (1 - \nu_p)\varepsilon_f'(2N_f)^c} \quad (3-10)$$

式中, τ_f' 和 b_1 分别是剪切疲劳强度系数和指数, γ_f' 和 c_1 分别是剪切疲劳延性系数和指数, G 是剪切模量且 $G = E/2(1 + \nu_e)$ 。

此外,当试验数据不足时,剪切行为下的疲劳参数和拉伸行为下的疲劳参数存在以下近似关系:

$$\tau_f' \approx \frac{\sigma_f'}{\sqrt{3}}, \quad \gamma_f' \approx \sqrt{3}\varepsilon_f', \quad b \approx b_1, \quad c \approx c_1 \quad (3-11)$$

Wang 和 Brown^[49]在 KBM 模型的基础上,引入 Morrow 平均应力修正,得到一个修正模型(WB 模型):

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + s_0\Delta\varepsilon_n = A \frac{\sigma_f' - 2\sigma_{n,mean}}{E} (2N_f)^b + B\varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (3-12)$$

式中, $\sigma_{n,mean}$ 是临界面上的法向平均应力。

Fatemi 和 Socie^[50]在 KBM 模型的基础上,采用临界面最大法向应力 $\sigma_{n,max}$ 代替法向应变, 提出一个新模型(FS 模型):

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} \left(1 + k \frac{\sigma_{n,max}}{\sigma_y} \right) = \frac{\tau_f'}{G} (2N_f)^{b_1} + \gamma_f' (2N_f)^{c_1} \quad (3-13)$$

式中, k 代表材料对法向应力的敏感程度, 可由下式求解:

$$k = \left[\frac{\frac{\tau_f'}{G} (2N_f)^{b_1} + \gamma_f' (2N_f)^{c_1}}{(1+\nu_e) \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + (1+\nu_p) \varepsilon_f' (2N_f)^c} - 1 \right] \frac{2\sigma_y}{\sigma_f' (2N_f)^b} \quad (3-14)$$

Smith 等^[51]提出一个疲劳模型(SWT 模型), 该模型不仅能解决单轴条件下平均应力效应问题, 还能解决拉伸行为主导的疲劳失效问题, 其表达式如下:

$$\sigma_{n,max} \frac{\Delta\varepsilon_1}{2} = \frac{\sigma_f'^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{b+c} \quad (3-15)$$

需要注意一点, 在第二章中也出现了 SWT 模型, 其不同之处在于式(3-15)中 $\Delta\varepsilon_1$ 是在临界面上的最大法向应变范围, 而第二章中式(2-13)中的 ε_a 指代单轴条件下的应变幅或者等效应变幅, 本章中的 SWT 模型特指式(3-15)。SWT 模型、FS 模型和 WB 模型在解决工程上的多轴问题已经获得了一定的认可, 三个模型临界面定义的对比如图 3-9^[31]。

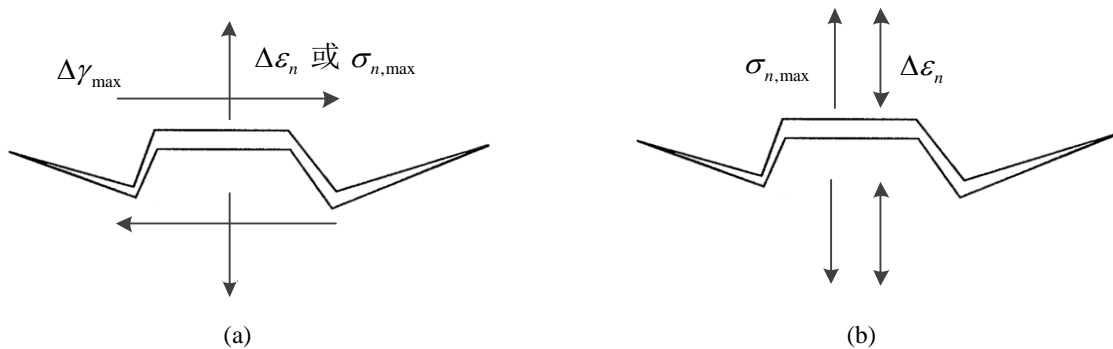


图 3-9 不同模型的临界面对比图。(a) WB 模型和 FS 模型; (b) SWT 模型

为建立考虑拉伸失效和剪切失效的统一模型, Liu 提出“虚拟应变能”的概念用于估算疲劳寿命, 并建立以下模型^[52]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta W_I = (\Delta \sigma_n \Delta \varepsilon_n)_{\max} + (\Delta \tau \Delta \gamma) \\ \quad = 4\sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{b+c} + \frac{4\sigma_f'}{E} (2N_f)^{2b} \\ \Delta W_{II} = (\Delta \sigma_n \Delta \varepsilon_n) + (\Delta \tau \Delta \gamma)_{\max} \\ \quad = 4\tau_f' \gamma_f' (2N_f)^{b_1+c_1} + \frac{4\tau_f'}{E} (2N_f)^{2b_1} \end{array} \right. \quad (3-16)$$

式中, 当裂纹失效模式是拉伸行为主导的拉伸失效(即图 3-6 中的模式 1), 选择 ΔW_I 作为损伤参量; 当裂纹失效模式是剪切行为主导的剪切失效(即图 3-6 中的模式 2 和模式 3), 选择 ΔW_{II} 作为损伤参量; 当无法判断裂纹失效模式是拉伸失效还是剪切失效时, 选择两个模型中较为保守的预估值作为材料的疲劳寿命。

Liu 模型未考虑平均应力, 当考虑平均应力效应时, 则有:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta W_I = [(\Delta \sigma_n \Delta \varepsilon_n)_{\max} + (\Delta \tau \Delta \gamma)] \left(\frac{2}{1-R_n} \right) \\ \Delta W_{II} = [(\Delta \sigma_n \Delta \varepsilon_n) + (\Delta \tau \Delta \gamma)_{\max}] \left(\frac{\sigma_f'}{\sigma_f' - \sigma_{n,mean}} \right) \end{array} \right. \quad (3-17)$$

式中, R_n 是临界面上法向应力比。

大部分基于临界面的损伤参量都是应力和应变的组合, 这些参量可能没有考虑平均应力效应、非比例附加强化等疲劳行为。Ince 和 Glinka^[54-55]认为一个成功的多轴损伤参量应该包含这些特征: ①能适用于多种载荷情况, 不管是单轴或多轴, 还是比例加载或非比例加载; ②适用于低周疲劳和高周疲劳; ③损伤参量中包含平均应力效应; ④能够表征材料的本构特性和非比例附加强化效应; ⑤在物理性能上与连续损伤力学保持一致; ⑥不需要任何附加的材料系数; ⑦依赖于加载路径; ⑧能够表征疲劳损伤机制。因此, 两位学者在 2014 年建立了广义应变能 (GSE) 和广义应变幅 (GSA) 两种参量:

$$\text{GSE} = \left(\tau_{\max} \frac{\Delta \gamma_e}{2} + \frac{\Delta \tau}{2} \frac{\Delta \gamma_p}{2} + \sigma_{n,\max} \frac{\Delta \varepsilon_{n,e}}{2} + \frac{\Delta \sigma_n}{2} \frac{\Delta \varepsilon_{n,p}}{2} \right)_{\max} = f(N_f) \quad (3-18)$$

$$\text{GSA} = \left(\frac{\tau_{\max}}{\Delta \tau / 2} \frac{\Delta \gamma_e}{2} + \frac{\Delta \gamma_p}{2} + \frac{\sigma_{n,\max}}{\Delta \sigma_n / 2} \frac{\Delta \varepsilon_{n,e}}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_{n,p}}{2} \right)_{\max} = f(N_f) \quad (3-19)$$

式中, $\Delta \gamma_e$ 、 $\Delta \varepsilon_{n,e}$ 、 $\Delta \gamma_p$ 和 $\Delta \varepsilon_{n,p}$ 的下标 e 和 p 分别代表弹性分量和塑性分量。

假设 $2N_f = 1$ 时, 则有:

$$\begin{cases} \Delta\tau/2 = \tau'_f (2N_f)^{b_1} = \tau'_f \\ \Delta\sigma_n/2 = \sigma'_f (2N_f)^{b_1} = \sigma'_f \end{cases} \quad (3-20)$$

$$\text{GSA} = \left(\frac{\tau_{\max}}{\tau'_f} \frac{\Delta\gamma_e}{2} + \frac{\Delta\gamma_p}{2} + \frac{\sigma_{n,\max}}{\sigma'_f} \frac{\Delta\varepsilon_{n,e}}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_{n,p}}{2} \right)_{\max} = f(N_f) \quad (3-21)$$

式(3-21)的物理解释为： $\Delta\varepsilon_{n,p}/2$ 打开裂缝， $\Delta\gamma_p/2$ 导致裂纹成核形成滑移面， $\sigma_{n,\max}/\sigma'_f \cdot \Delta\varepsilon_{n,e}/2$ 帮助打开裂缝并促使裂纹增长， $\tau_{\max}/\tau'_f \cdot \Delta\gamma_e/2$ 帮助克服裂纹表面的滑动摩擦力， $\sigma_{n,\max}/\sigma'_f$ 和 τ_{\max}/τ'_f 表征平均应力效应和附加强化的影响。

当已知单轴的疲劳参数时，式(3-19)可改写为：

$$\begin{aligned} \text{GSA} = & \left[(1+\nu_e) \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^{2b} + (1+\nu_p) \varepsilon'_f (2N_f)^c \right] \\ & + \left[\frac{(1-\nu_e)}{2} \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^{2b} + \frac{(1-\nu_p)}{2} \varepsilon'_f (2N_f)^c \right] \end{aligned} \quad (3-22)$$

GSA 参量综合了基于应力、基于应变和基于能量的临界面模型的所有特点，考虑了材料的本构响应，具有良好的应用前景。但是 GSA 参量的参数较多，计算过程比较复杂，Yu 等^[155]对 GSA 参量进行了简化和修改，提高了模型的预测精度。

总的来说，多轴寿命预测方法有很多，但是只有很少的模型能够解决各种材料在各种载荷路径下的多轴疲劳问题。大多数模型只是针对某种特定的情况具有较好的预测效果。因此，还需要进一步加深对疲劳的认知，研究在不同循环载荷加载下材料性能的内部变化，归纳总结出更加精确合理的多轴疲劳寿命预测方法^[156-158]。

3.4 修正的能量-临界面疲劳寿命预测模型

3.4.1 模型的提出

在前文中，简单介绍了几种基于临界面的多轴疲劳模型，其中 FS 模型是在工程上接受程度较高、应用范围较广的一个模型。FS 模型在比例和非比例循环加载下具有较高的预测精度，同时还考虑了法向平均应力效应和材料附加强化作用。但是，FS 模型是基于剪切失效建立的，材料系数 k 也随着循环的改变而变化。SWT 模型是基于拉伸失效建立的，考虑了平均应力效应且具有良好的预测效果。

将 SWT 模型应用于剪切失效时，则有：

$$\tau_{\max} \frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} = \frac{\tau_f'^2}{G} (2N_f)^{2b_1} + \tau_f' \gamma_f' (2N_f)^{b_1+c_1} \quad (3-23)$$

在式(3-23)中添加一个附加项 $(1+W_{A2}/W_A)$ ，类似于 FS 模型中的 $(1+k\sigma_{n,\max}/\sigma_y)$ ，这个附加项代表拉伸行为对剪切失效在最大剪切应变平面的贡献，表示为：

$$W_{A1} \times \left(1 + \frac{W_{A2}}{W_A}\right) = \frac{\tau_f'^2}{G} (2N_f)^{2b_1} + \tau_f' \gamma_f' (2N_f)^{b_1+c_1} \quad (3-24)$$

$$W_{A1} = \tau_{A,\max} \frac{\Delta\gamma_{A,\max}}{2}, W_{A2} = \sigma_A \frac{\Delta\varepsilon_A}{2}, W_A = W_{A1} + W_{A2}$$

同理，在式(3-15)中添加一个附加项 $(1+W_{B1}/W_B)$ ，该附加项代表剪切行为对拉伸失效在最大拉伸应变平面的贡献，表示为：

$$W_{B2} \times \left(1 + \frac{W_{B1}}{W_B}\right) = \frac{\sigma_f'^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{b+c} \quad (3-25)$$

$$W_{B1} = \tau_B \frac{\Delta\gamma_B}{2}, W_{B2} = \sigma_{B,\max} \frac{\Delta\varepsilon_{B,\max}}{2}, W_B = W_{B1} + W_{B2}$$

前文已经提到材料裂纹失效一般包括拉伸失效和剪切失效，如何判断拉伸失效或剪切失效是导致失效的主因及进行精确的寿命预测，Chen 等^[159]建议采用保守的预测寿命作为其估计寿命，若拉伸失效的寿命估计值小于剪切失效的寿命估计值，则主要失效模式是剪切失效，反之亦然。Zhu 等^[160]分别从损伤参量和应变两个角度出发，建立了两种通用准则来判断两种裂纹失效模式。此外，还可从能量角度出发，通过分析最大拉伸平面上 W_{B2} 和最大剪切平面上 W_{A1} 两者的比值来判断裂纹失效模式，则有：

$$R_w(N_f) = \frac{W_{B2}}{W_{A1}} = \frac{\frac{\sigma_f'^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{b+c}}{\frac{\tau_f'^2}{G} (2N_f)^{2b_1} + \tau_f' \gamma_f' (2N_f)^{b_1+c_1}} \quad (3-26)$$

基于能量的判别准则在中高寿命区域比较敏感，建议采用在 $N_f = N_c$ (其中 $N_c = 10^5$) 时的比值 $R_w(N_c)$ 作为判断临界值，不同材料的 $R_w(N_c)$ 也受到材料特性的影响。当 $W_{B2}/W_{A1} \leq R_w(N_c)$ 时，则认为裂纹失效模式是剪切失效；当 $W_{B2}/W_{A1} > R_w(N_c)$ 时，则认为裂纹失效模式是拉伸失效；对于某些特例，不管 W_{B2}/W_{A1} 值的大小，若存在 $R_B \approx R_A$ (其中， $R_B = W_{B1}/W_{B2}$ 和 $R_A = W_{A1}/W_{A2}$)，则认为裂纹失效模式是剪切失效。总结起来，所提模型可称为修正的能量-临界面疲劳寿命预测模型(简称 MECF 模型)，表达式为：

$$\begin{cases} W_{A1} \times \left(1 + \frac{W_{A2}}{W_A}\right) = \frac{\tau_f'^2}{G} (2N_f)^{2b_1} + \tau_f' \gamma_f' (2N_f)^{b_1+c_1}, W_{B2}/W_{A1} \leq R_w(N_c) \text{ 或 } R_A \approx R_B \\ W_{B2} \times \left(1 + \frac{W_{B1}}{W_B}\right) = \frac{\sigma_f'^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{b+c}, W_{B2}/W_{A1} > R_w(N_c) \end{cases} \quad (3-27)$$

将基于能量的判断准则应用于 SWT 模型, 可得重新定义的 SWT 模型(Re-SWT 模型):

$$\begin{cases} W_{A1} = \frac{\tau_f'^2}{G} (2N_f)^{2b_1} + \tau_f' \gamma_f' (2N_f)^{b_1+c_1}, W_{B2}/W_{A1} \leq R_w(N_c) \text{ 或 } R_A \approx R_B \\ W_{B2} = \frac{\sigma_f'^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{b+c}, W_{B2}/W_{A1} > R_w(N_c) \end{cases} \quad (3-28)$$

MECP 模型考虑了最大剪切应变平面和最大法向应变平面的应力应变响应, 同时考虑了平均应力效应, 可视为是 FS 模型和 SWT 模型的结合体, 综合了两个模型的优点, 其中的附加项可视为是 SWT 模型的修正因子。MECP 模型的物理含义为: 当裂纹失效模式是剪切失效时, 剪切行为是造成失效的主因, 拉伸行为加速裂纹扩展; 反之是拉伸失效时, 拉伸行为是造成失效的主因, 剪切行为加速裂纹扩展。

当 FS 模型、WB 模型、SWT 模型和 MECP 模型应用于疲劳寿命预测时, 第一个关键问题就是确定临界面, 其步骤如下:

(1) 采集某一循环载荷下第一个候选平面的所有应力应变状态。

(2) 通过以步长 1° 改变 (ϕ, θ) ($0^\circ \leq \phi \leq 360^\circ, 0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$) 的值, 计算每个候选平面损伤参量和应力应变状态, 定位临界面, 即:

1) 对于 FS 模型和 WB 模型, 临界面为最大剪切应变平面, 计算每个候选平面的最大剪切应变:

$$\Delta\gamma_i' = \max_{\substack{1 \leq j \leq p \\ j+1 \leq m \leq p}} \left\{ \sqrt{[\gamma_{i,xy}'(j) - \gamma_{i,xy}'(m)]^2 + [\gamma_{i,xz}'(j) - \gamma_{i,xz}'(m)]^2} \right\} \quad (3-29)$$

式中, p 是离散载荷数量, $\gamma_{i,xy}'$ 和 $\gamma_{i,xz}'$ 是第 i 个候选平面上的剪切应变分量。比较每个平面上的 $\Delta\gamma_i'$ 大小, 选取最大值所在平面为临界面 (ϕ_C, θ_C) , 则有:

$$\Delta\gamma_{\max}' = \max(\Delta\gamma_i') \quad (3-30)$$

2) 对于 SWT 模型, 临界面为最大法向应变平面, 计算每个候选平面的最大法向应变:

$$\Delta \varepsilon'_i = \max_{\substack{1 \leq j \leq p \\ j+1 \leq m \leq p}} \{ |\Delta \varepsilon'_{i,x}(j) - \Delta \varepsilon'_{i,x}(m)| \} \quad (3-31)$$

比较每个平面上的 $\Delta \varepsilon'_i$ 大小，找出最大值所在平面为临界面 (ϕ_c, θ_c) ，则有：

$$\Delta \varepsilon'_{\max} = \max(\Delta \varepsilon'_i) \quad (3-32)$$

3) 对于 MECP 模型和 Re-SWT 模型，拉伸失效确定的临界面为 (θ_{CA}, ϕ_{CA}) ，剪切失效确定的临界面为 (θ_{CB}, ϕ_{CB}) 。MECP 模型的应用流程图如图 3-10 所示。

(3) 当临界面确定后，其它疲劳参数可通过相关计算得到，例如 FS 模型中的 $\Delta \sigma_{n,\max}$ 。

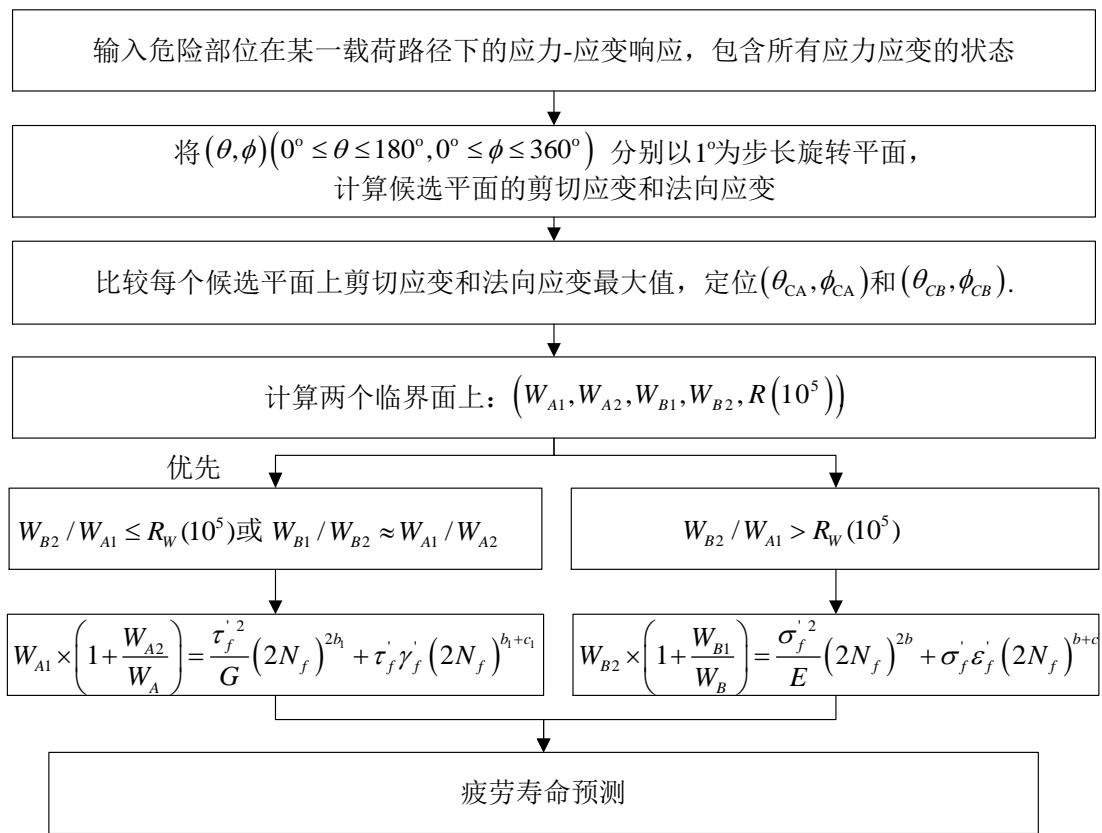


图 3-10 MECP 模型的应用流程图

3.4.2 模型的验证与分析

为验证 MECP 模型的准确性和优越性，把涡轮叶片铸造材料镍基高温合金 GH4169 和钛合金 TC4 在不同加载路径下的试验数据作为依托，将 MECP 模型的预测结果与试验数据进行对比，同时与 FS 模型、WB 模型和 Re-SWT 模型的预测结果进行对比。GH4169 和 TC4 在室温下的疲劳性能参数如表 3-1 所示，两种材料的试验都是应变控制，在相同测试条件下的试样尺寸大小相同。标距段直径为

$\phi 5\text{mm}$ 、长度为 30mm ，及标距段直径为 $\phi 6\text{mm}$ 、长度为 15mm 的固体试样分别用于材料静态特性的测试和单轴特性的测试，如图 3-11(a)和图 3-11(b)所示。标距段内外径为 $\phi 14\text{mm}/\phi 17\text{mm}$ 、长度为 32mm 的管状试样用于扭转测试和多轴疲劳测试，如图 3-11(c)所示。GH4169 和 TC4 在对称载荷下的加载路径如图 3-12 所示。GH4169 的试验数据是在对称循环加载下测试得到，如表 3-2 所示^[161]。TC4 的试验数据分别是在对称及非对称循环加载下测试得到，如表 3-3 所示^[162-163]。

分别采用 FS 模型、WB 模型、Re-SWT 模型和 MECP 模型对 GH4169 和 TC4 两种材料在室温下进行疲劳寿命预测，并与试验值进行比较，预测值和试验值的对比分别如图 3-13 和图 3-14 所示。

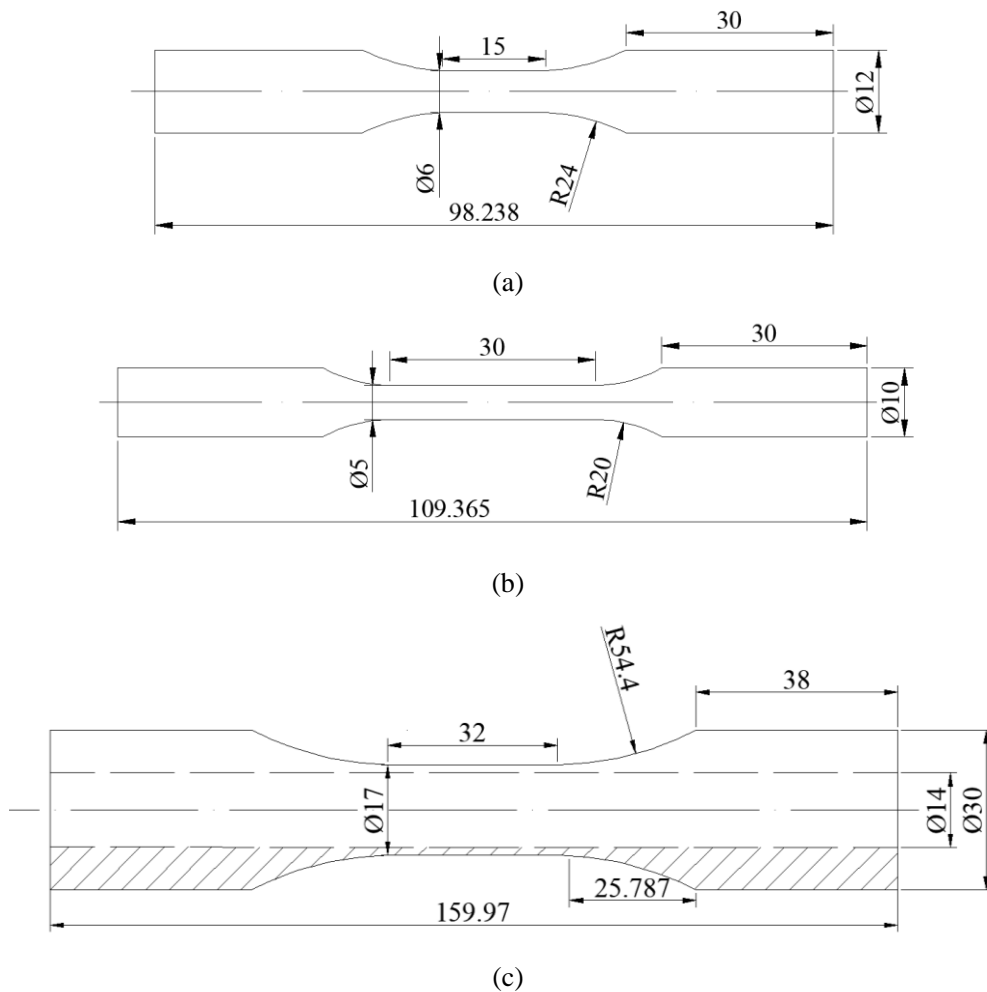


图 3-11 疲劳测试试样(单位: mm)。(a) 静态特性测试；(b) 单轴特性测试；(c) 扭转测试和多轴疲劳测试

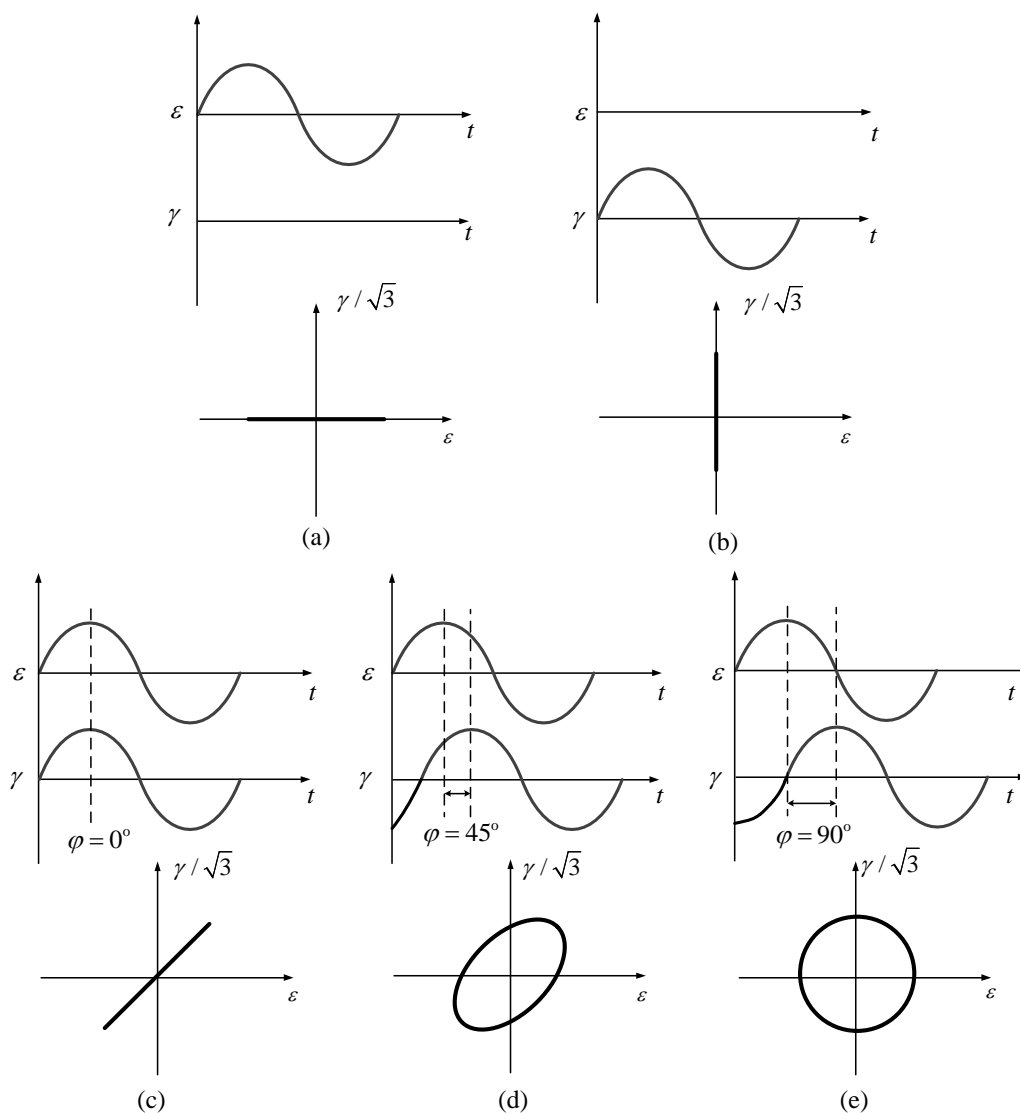


图 3-12 对称载荷下的加载路径。(a) 单轴；(b) 扭转；(c) 比例；(d) 45° 非比例；(e) 90° 非比例

表 3-1 GH4169 和 TC4 在室温下的疲劳性能参数^[161-163]

静态特性	E / GPa	G / GPa	σ_y / MPa	ν_e	K_1 / MPa	n_1
GH4169	198.5	67	1083.1	0.48	1579.7	0.06
TC4	108.4	43.2	942.5	0.25	1054	0.0195
单轴特性	σ_f' / MPa	b	ε_f'	c	K' / MPa	n'
GH4169	1815.5	-0.06	0.45	-0.63	1892.3	0.078
TC4	1116.9	-0.049	0.579	-0.679	1031	0.0478
扭转特性	τ_f' / MPa	b_1	γ_f'	c_1	K_1' / MPa	n_1'
GH4169	1091.6	-0.07	4.46	-0.77	1047.1	0.099
TC4	716.9	-0.06	2.24	-0.8	446.7	0.016

表 3-2 GH4169 在室温下的疲劳试验数据^[161]

拉伸			扭转		
ε_a (%)	σ_a (MPa)	N_f (cycle)	γ_a (%)	τ_a (MPa)	N_f (cycle)
1.116	1220.4	735	2.466	685.5	984
1.006	1230.8	982	2.108	682.9	978
0.907	1204.5	1110	1.656	646.3	3026
0.905	1201.3	1220	1.421	635.2	4359
0.811	1157.8	2892	1.145	581.7	5184
0.707	1135.5	4316	0.984	595.0	9689
0.611	1096.6	4882	0.877	559.2	12256
0.558	1055.2	14345	0.342	539.1	54920
多轴(对称载荷)					
φ (°)	ε_a (%)	γ_a (%)	σ_a (MPa)	τ_a (MPa)	N_f (cycle)
0	1.221	1.598	937.7	478.0	901
0	0.770	1.175	857.1	463.3	1331
0	0.703	1.017	794.6	422.6	2503
0	0.612	0.88	788.6	404.0	4200
0	0.476	0.732	779.4	436.3	10456
0	0.342	0.622	666.9	418.6	18027
45	1.066	1.4151	1086.6	559.0	542
45	0.807	1.126	996.6	494.0	1315
45	0.521	0.965	796.3	519.2	3530
45	0.513	0.865	837.8	487.7	5764
45	0.423	0.714	790.3	454.9	13086
45	0.338	0.613	683.2	433.4	37904
90	1.069	1.3081	1199.5	659.3	520
90	0.712	1.0231	1062.5	602.0	1496
90	0.568	0.888	968.8	540.8	2102
90	0.492	0.827	951.1	554.7	3119
90	0.393	0.649	787.1	473.3	12008
90	0.406	0.686	822.1	502.8	12829

表 3-3 TC4 在室温下的疲劳试验数据^[162-163]

拉伸			扭转		
ε_a (%)	σ_a (MPa)	N_f (cycle)	γ_a (%)	τ_a (MPa)	N_f (cycle)
0.55	610.2	60048	0.798	345.6	69269
0.6	655.2	25069	0.833	359.8	51146
0.7	728.6	8457	0.848	374.6	37449
0.8	738.9	4135	0.889	390.3	17887
0.8	766.4	2544	1.038	398.1	7218
0.9	772.5	1708	1.302	431.2	2691
0.9	746.7	1730	1.645	417.8	951
1.1	755.2	1007	1.942	413.5	459
1.1	746.7	822	2.309	404.5	345
1.3	782.2	510	\	\	\
1.3	787.6	529	\	\	\
1.5	815.8	339	\	\	\
1.7	819.2	221	\	\	\
2.0	856.5	124	\	\	\
2.0	861.6	134	\	\	\
2.3	869.3	89	\	\	\
2.3	861.7	127	\	\	\
多轴(对称载荷)					
$\varphi(^{\circ})$	ε_a (%)	γ_a (%)	σ_a (MPa)	τ_a (MPa)	N_f (cycle)
0	0.345	0.648	388.8	278.5	47195
0	0.427	0.710	466.4	296.0	20611
0	0.576	0.938	490.6	282.8	4141
0	0.687	1.111	532.1	312.7	1795
0	0.863	1.371	538.8	299.4	868
0	1.391	2.038	530.5	261.0	351
45	0.391	0.643	435.6	276.9	20953
45	0.418	0.702	472.0	303.2	9478
45	0.496	0.831	545.2	342.6	4898
45	0.620	1.043	592.0	340.9	1563

表 3-3 TC4 在室温下的疲劳试验数据(续)

多轴(对称载荷)					
$\varphi(^{\circ})$	$\varepsilon_a(\%)$	$\gamma_a(\%)$	$\sigma_a(\text{MPa})$	$\tau_a(\text{MPa})$	$N_f(\text{cycle})$
45	0.772	1.255	629.0	341.3	683
45	1.224	1.756	679.8	353.8	185
90	0.349	0.639	392.8	279.6	45138
90	0.418	0.704	475.7	307.8	37273
90	0.499	0.821	562.6	356.4	11152
90	0.556	0.934	623.6	401.2	2332
90	0.632	1.079	703.2	427.7	1017
90	1.229	1.700	678.6	382.3	233
多轴(非对称载荷)					
$\varphi(^{\circ})$	$\varepsilon_a(\%)$	$\gamma_a(\%)$	$\sigma_a(\text{MPa})$	$\tau_a(\text{MPa})$	$N_f(\text{cycle})$
0	0.382	0.714	395.4	288.0	19750
0	0.556	0.889	503.1	301.9	5126
90	0.417	0.704	470.2	301.6	62435
90	0.485	0.828	542.0	342.7	4772
0	0.438	0.719	444.1	285.7	5225
0	0.565	0.911	485.9	299.0	4422
90	0.420	0.698	458.3	299.3	6878
90	0.502	0.822	532.3	343.3	2394
0	0.466	0.726	443.5	273.8	8867
0	0.614	0.916	497.4	284.8	4364
90	0.423	0.705	456.9	293.0	5357
90	0.510	0.825	548.2	340.6	6035

从图 3-13 中可知, 对于在室温下承受对称载荷的 GH4169 材料, FS 模型和 MECP 模型都具有较好的预测效果, 不管是比例加载还是非比例加载, 大部分的预测值都在 ± 3 倍误差带内; WB 模型在扭转、比例和 45° 非比例加载时预测效果较差, 在单轴和 90° 非比例加载时预测效果较好; Re-SWT 模型在 90° 非比例加载时的预测值过大, 其它加载时预测值具有较好精度。从图 3-14(a)中可知, 对于对称载荷下的 TC4 材料, FS 模型、WB 模型和 MECP 模型都具有较好的预测效果, Re-SWT 模型的预测值偏大。从图 3-14(b)中可知, 对于非对称载荷下的 TC4 材料,

MECP 模型预测值的分散性要小于其它三种模型。

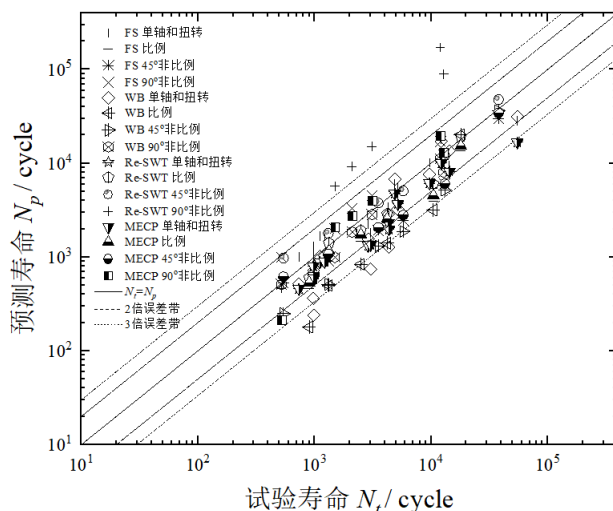


图 3-13 GH4169 在室温下的预测值和试验值

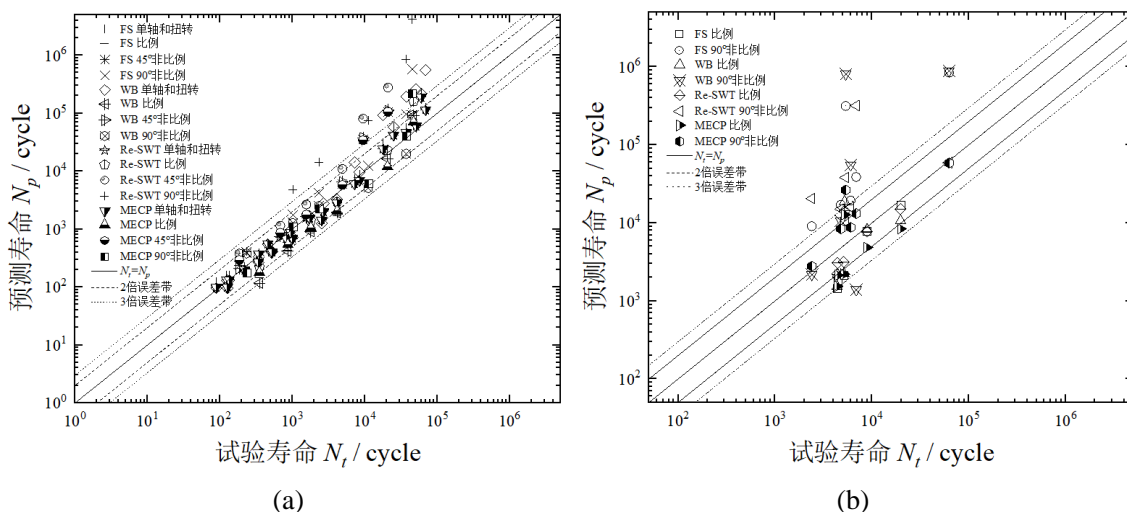


图 3-14 TC4 在室温下的预测值和试验值。(a) 对称载荷；(b) 非对称载荷

为综合比较四种模型的预测效果，量化几种模型预测值与试验值的误差，采用式(2-22)进行误差大小的计算，FS 模型、WB 模型、Re-SWT 模型和 MECP 模型预测误差分散性如图 3-15 和图 3-16 所示。从图 3-15 和图 3-16 中可知，MECP 模型对于 GH4169 和 TC4 在对称和非对称载荷下的预测误差都较小，预测效果比较理想；Re-SWT 模型对两种材料的预测误差都呈现较大的分散性，预测效果较差；FS 模型在对称载荷下的预测误差比 WB 模型的误差要小，但两种模型对于非对称载荷下的预测误差都呈现较大的分散性。综合比较四种模型可知，MECP 模型具有更好的预测能力。

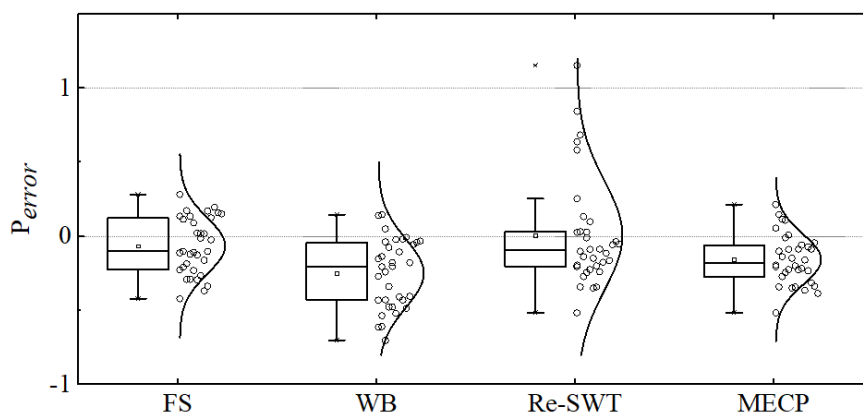


图 3-15 GH4169 在室温下的预测误差

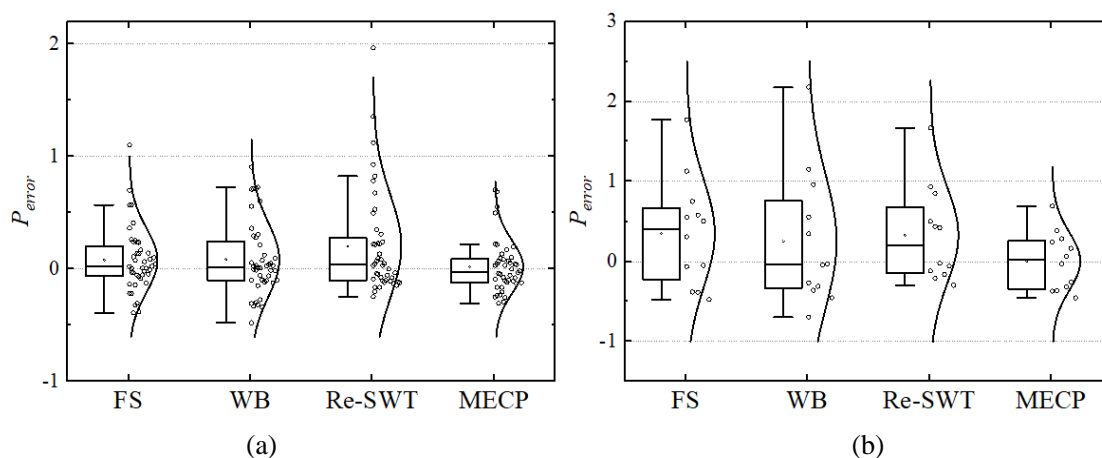


图 3-16 TC4 在室温下的预测误差。(a) 对称载荷；(b) 非对称载荷

3.5 高压涡轮叶片低周疲劳寿命预测

在第 2.5 节中已经简单介绍过低压涡轮叶片的工作环境和一些基本特征，高压涡轮叶片和低压涡轮叶片情况比较类似，但其工作环境更加恶劣，故障更是频繁发生。高温涡轮叶片的铸造材料是镍基高温合金 GH4169，在最大转速下叶片危险部位的温度约为 $600-700^{\circ}\text{C}$ ，因此采用 GH4169 在 650°C 的疲劳特性参数作为有限元仿真分析的输入，如表 3-4 所示。由于试验数据的限制，剪切疲劳特性参数由式(3-11)估算得到。为评估 MECP 模型对高压涡轮叶片的寿命预测是否合理，需进一步验证其精确性，将标距段内外径为 $\phi 12\text{mm}/\phi 16\text{mm}$ 、长度为 50mm 管状试样在比例和非比例对称载荷加载下的疲劳试验数据用于模型验证，如表 3-5 所示^[164]。

从 FS 模型、WB 模型、Re-SWT 模型和 MECP 模型对 GH4169 在 650°C 的预测值和试验值对比图(如图 3-17)及四个模型的预测误差图(如图 3-18)可知，FS 模型、WB 模型和 MECP 模型在对称载荷下都具有较好的预测效果，Re-SWT 模型预测效果较差。但是考虑到 MECP 模型在非对称载荷下疲劳寿命预测能力的优越性，

故采用 MECP 模型对高压涡轮叶片进行疲劳寿命预测。

高压涡轮盘有 90 个榫槽，需要装配 90 个叶片，为节约计算时间和成本，取 1/90 涡轮盘和高压涡轮叶片进行装配仿真，同时简化影响有限元仿真的结构，如图 3-19 所示。

表 3-4 GH4169 在 650°C 的疲劳性能参数^[164]

E / GPa	σ_f' / MPa	ε_f'	b	c	K' / MPa	n'
182	1476	0.162	-0.086	-0.58	1933	0.1483

表 3-5 GH4169 在 650°C 的疲劳试验数据^[164]

No.	$\varphi(^{\circ})$	$\varepsilon_a(\%)$	$\gamma_a(\%)$	σ_a (MPa)	τ_a (MPa)	N_f (cycle)
1	45	0.354	0.420	601	347	4420
2	90	0.397	0.479	679	434	5665
3	0	0.408	0.592	503	295	1544
4	45	0.524	0.745	658	560	722
5	45	0.553	0.813	691	436	295
6	90	0.548	0.833	762	475	436
7	90	0.586	0.838	801	506	563
8	0	0.546	0.884	584	301	458
9	45	0.704	1.090	793	477	171
10	45	0.701	1.160	757	492	260
11	90	0.783	1.330	899	607	121
12*	0	0.540	0.896	745	317	338
13*	0	0.536	0.945	642	401	161
14*	0	0.427	0.633	637	268	1108
15*	0	0.448	0.709	556	370	1370
16*	45	0.478	0.749	655	426	1048
17*	45	0.625	1.000	648	435	222
18*	90	0.613	1.010	838	527	529

备注：带*号试样受到的载荷波形为正弦波，其余试样受到载荷波形为三角波

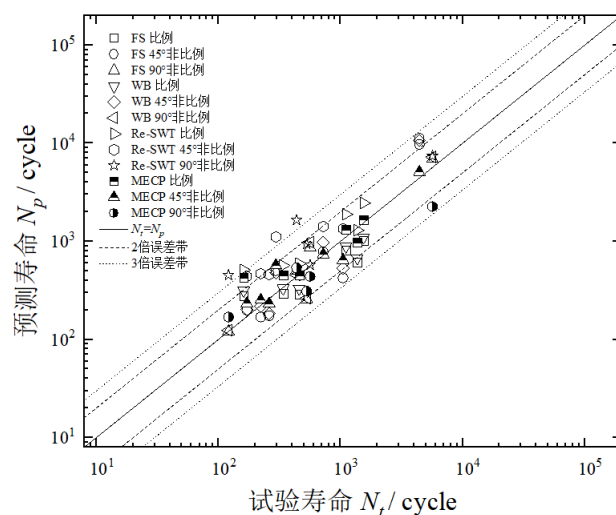


图 3-17 GH4169 在 650°C 的预测值与试验值

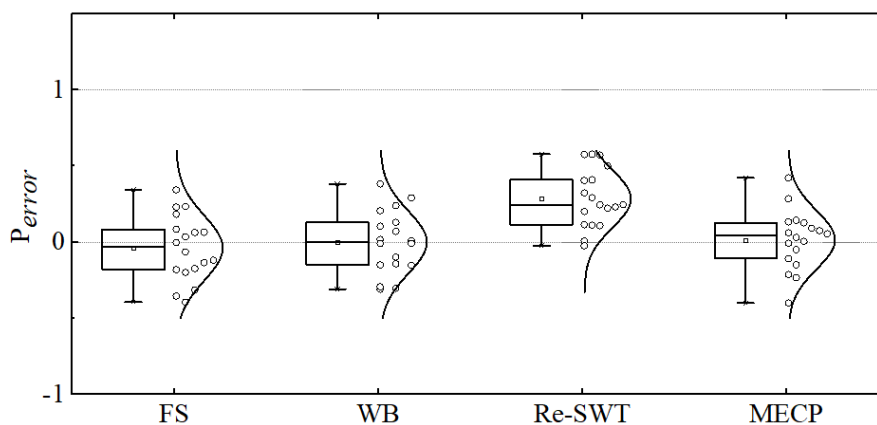


图 3-18 GH4169 在 650°C 的预测误差

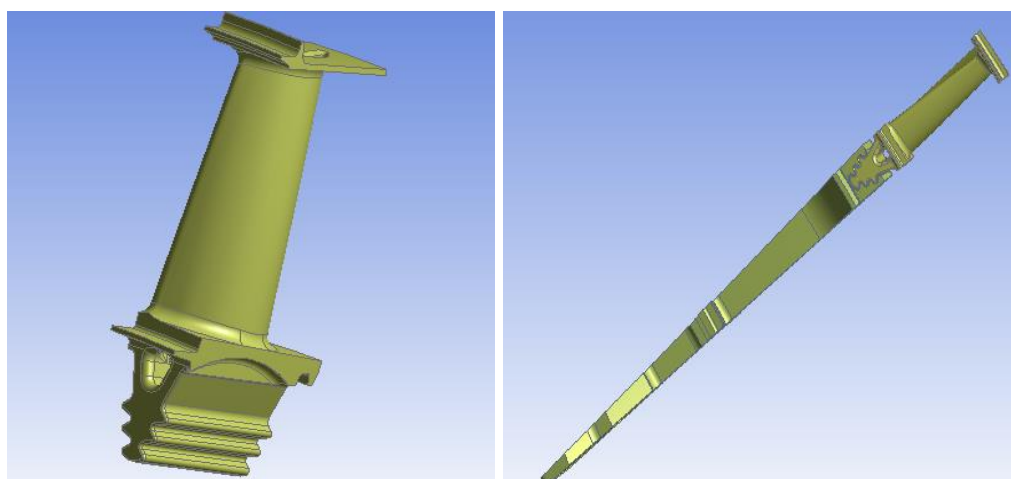


图 3-19 高压涡轮叶盘装配结构

高压涡轮叶片工作 800h 的载荷谱和低压涡轮叶片有所不同，如表 3-6 所示。

高压涡轮叶片分析流程与低压涡轮叶片分析流程一致，在完成疲劳参数的输入和边界条件的设置等工作后，即可开展有限元仿真得到高压涡轮叶片的最危险部位，如图 3-20 所示。

表 3-6 高压涡轮叶片工作 800h 的载荷谱

工作状态	循环次数 n_i (cycle)	转速 ω (rpm)
S1: 起动-最大-起动	1306	0-18000-0
S2: 慢车-最大-慢车	2006	9200-18000-9200
S3: 巡航-最大-巡航	24326	16500-18000-16500

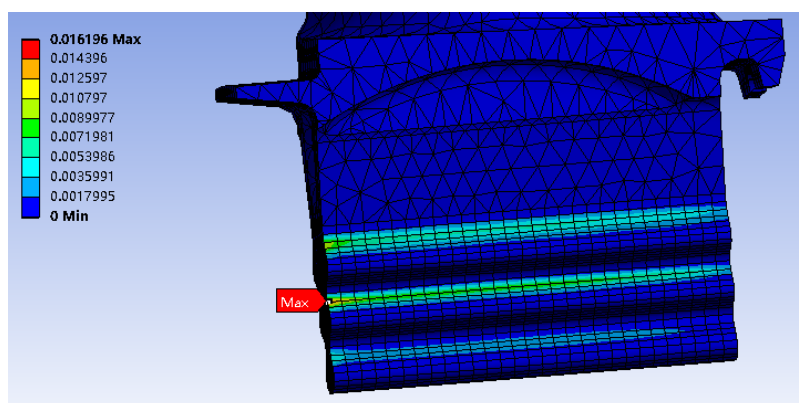


图 3-20 高压涡轮叶片的最危险部位

根据 800h 载荷谱和有限元仿真结果，采用图 3-10 的流程图对高压涡轮叶片进行疲劳寿命预测，在最大剪切应变平面和最大法向应变平面的应力应变响应如表 3-7 所示，通过计算发现高压涡轮叶片失效属于拉伸失效，其临界面为最大法向应变平面。S3 状态下的预测寿命超过 10^7 ，其累积损伤忽略不计，S1 和 S2 状态共同决定了叶片的最终寿命。采用 Miner 线性损伤理论计算涡轮叶片外场工作寿命 T_f 为 4000h，如表 3-8 所示。

表 3-7 最大剪切应变平面和最大法向应变平面的应力应变响应

最大剪切应变平面	$\Delta\varepsilon_A$ (%)	$\Delta\gamma_{A,max}$ (%)	σ_A (MPa)	$\tau_{A,max}$ (MPa)
S1	0.099	0.503	292.9	381.5
S2	0.081	0.389	290.6	389.6
S3	0.015	0.070	293.8	392.9
最大法向应变平面	$\Delta\varepsilon_{B,max}$ (%)	$\Delta\gamma_B$ (%)	$\sigma_{B,max}$ (MPa)	τ_B (MPa)
S1	0.351	0.021	709.9	43.1
S2	0.276	0.016	716.8	44.9
S3	0.050	0.003	722.5	49.6

表 3-8 MECP 模型在三种工况下的疲劳寿命预测结果

	S1	S2	S3
n_i (cycle)	1306	2006	24326
$N_{\bar{n}}$ (cycle)	10138	28239	$>10^7$
D_{800}		0.200	
T_f (h)		4000	

3.6 本章小结

本章对多种疲劳寿命预测模型进行了归纳总结，分析了裂纹萌生和扩展的失效机理，综合考虑材料拉伸行为和剪切行为的交互作用，提出一个修正的能量-临界面疲劳寿命预测模型。采用两组叶片材料 GH4169 和 TC4 在不同加载路径下的试验数据及三种模型(FS 模型、WB 模型和 Re-SWT 模型)的预测值与所提模型的预测值进行对比，验证了所提模型的合理性和有效性。此外，本章还对高压涡轮叶片进行了有限元分析，并将所提模型应用于高压涡轮叶片的疲劳寿命预测。

第四章 考虑载荷交互作用和加载次序的涡轮叶片疲劳寿命预测

4.1 引言

材料或结构的破坏过程是其损伤不断累积的过程，当累积损伤到达临界状态时，就会发生疲劳失效。损伤的本质是疲劳裂纹的萌生和扩展，裂纹的萌生是微裂纹或一些缺陷在材料或结构危险部位综合作用的结果，为描述关键部位的循环塑性变化，在这一阶段可采用连续损伤力学方法进行分析；在裂纹扩展阶段，微裂纹变为宏观裂纹，裂纹长度已经可测或可视，为描述裂缝周围应力场/应变场的变化，在这一阶段可采用断裂力学方法进行分析。在常规应力或应变控制的拉-压疲劳试验中，一般出现宏观裂纹就认为试样发生失效(失效的判断主要根据具体的失效判定准则，如 ASTM 定义的疲劳试验标准)，并没有分别考虑裂纹萌生和扩展的时间^[165]。在实验室中，大多数试验数据都是在恒幅载荷下测试获得，影响疲劳试验的因素比较单一。而在工程实际中，机械结构往往受到变幅载荷的作用，同时受到大量外界因素的干扰。现有的大多数模型是根据实验室中恒幅载荷下的疲劳试验数据建立的，若直接用于机械机构的累积损伤建模，可能出现较大误差。

目前，机械结构的疲劳累积损伤理论总体上可分为两个方面：一是材料性能退化，例如强度、韧性、刚度、弹性模量、内部能量等材料物理性能随着载荷循环的不断增加而下降，或是对材料造成的损伤不断累积，最终到达临界值而发生失效，是对循环载荷下损伤演变的描述；二是裂纹萌生和扩展，在断裂力学理论的基础上，通过裂纹萌生和扩展规律来准确描述损伤演变过程。两种方法中，基于裂纹萌生和扩展的损伤建模方法针对性较强，对于疲劳损伤的预测精度也较高，但需要对一些控制参数进行精确的描述和估算，其涉及的相关参数也往往多于前者。此外，裂纹的萌生和扩展规律根据不同的工况变化也比较大，后者的工程适用性也往往低于前者。

本章从循环载荷下疲劳损伤演变的本质出发，考虑载荷交互作用和加载次序的影响，建立一个基于材料记忆退化的非线性累积损伤模型(后文简称记忆模型)；同时采用多种材料的试验数据及常用模型的预测结果与所提模型的预测结果进行对比验证，并将所提模型应用于低压涡轮叶片的疲劳寿命预测。

4.2 载荷交互作用和加载次序对疲劳损伤的影响

疲劳损伤是一个复杂的物理量，往往与材料的物理特性、受力状态、循环次

数、几何形状等息息相关，其一般定义为^[166-167]：

$$D = F(n, \sigma, f, T, M, \Delta) \quad (4-1)$$

式中， n 是循环次数， σ 是循环载荷， f 是加载频率， T 是加载温度， M 是环境湿度， Δ 是其它影响因素。

当加载频率、加载温度和环境湿度等多种因素确定时，疲劳损伤只与循环次数和循环载荷相关，则有：

$$D = F(n, \sigma) \quad (4-2)$$

因此，损伤的增量为：

$$dD = F(dn, \sigma) \quad (4-3)$$

假设损伤相对增量 dD/D 是循环次数相对增量 dn/n 的线性函数，则有：

$$\frac{dD}{D} = f(\sigma) \frac{dn}{n} \quad (4-4)$$

由于损伤是不可逆的，对于任意的载荷， $f(\sigma)$ 是非负的。总的累积损伤满足：

$$\int \frac{dD}{D} = \int f(\sigma) \frac{dn}{n} \quad (4-5)$$

当 σ 和 $f(\sigma)$ 都是常数时，则有：

$$\ln D = f(\sigma) \ln n + C \quad (4-6)$$

式中， C 是一个任意常数。

当材料发生失效时，则有 $n = N_f$ 和 $D = D_f = 1$ ，进而可得：

$$C = -f(\sigma) \ln N_f \quad (4-7)$$

将式(4-7)代入式(4-6)中，则有：

$$D = \left(\frac{n}{N_f} \right)^{f(\sigma)} \quad (4-8)$$

材料在两级循环加载时，在第一级载荷 σ_1 下循环加载 n_1 次，在第二级载荷 σ_2 下循环加载 n_2 次发生失效。根据等效损伤原理，将第一级循环加载下的损伤转化为第二级循环加载 n_{12} 次的损伤，则有^[168]：

$$n_{12} = N_{f2} \left(\frac{n_1}{N_{f1}} \right)^{\alpha_1}, \quad \alpha_1 = \frac{f(\sigma_1)}{f(\sigma_2)} \quad (4-9)$$

第二级剩余寿命循环比为：

$$\frac{n_{2,res}}{N_{f2}} = 1 - \left(\frac{n_1}{N_{f1}} \right)^{\alpha_1} \quad (4-10)$$

同理可得，材料在多级循环载荷加载时，第 $i+1$ 级的剩余寿命循环比为：

$$\frac{n_{i+1,res}}{N_{fi+1}} = 1 - \left\{ \frac{n_{i,res}}{N_{fi}} + \left[\frac{n_{i-1,res}}{N_{fi-1}} + \dots + \left(\frac{n_{2,res}}{N_{f2}} + \left(\frac{n_1}{N_{f1}} \right)^{\alpha_1} \right)^{\alpha_2} \right]^{\alpha_{i-1}} \right\}^{\alpha_i} \quad (4-11)$$

$$\alpha_i = \frac{f(\sigma_i)}{f(\sigma_{i+1})}, (i = 2, 3, 4, \dots)$$

为考虑载荷对疲劳损伤的影响，分别讨论在两级循环加载下受载荷交互作用和加载次序影响的非线性损伤演化规律^[169]。

(1) 当 $f(\sigma)$ 是一个与应力无关的常数时，累积损伤只与载荷加载次序相关，如图 4-1 所示。当 $\sigma_1 > \sigma_2$ 时，曲线路径为 $OABC$ ，累积损伤 $\sum n_i / N_{fi} < 1$ ；当 $\sigma_1 < \sigma_2$ 时，曲线路径为 $OBAE$ ，累积损伤 $\sum n_i / N_{fi} > 1$ 。两级循环加载中，当第一级为高载荷时，加速裂纹的产生，载荷降低时留下有害的残余应力使疲劳寿命缩短；当第一级为低载荷时，材料性能得到强化，载荷升高时留下有利的残余应力使疲劳寿命延长。此现象解释了加载次序对累积损伤的影响。

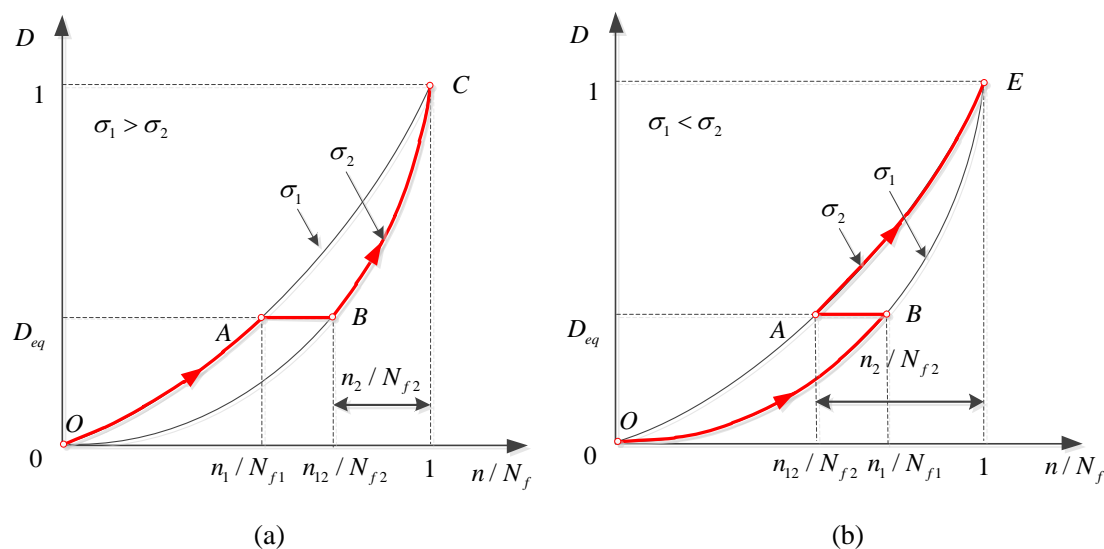


图 4-1 两级循环加载下未考虑载荷交互作用的损伤曲线路径图。(a) $\sigma_1 > \sigma_2$ ；(b) $\sigma_1 < \sigma_2$

(2) 当 $f(\sigma)$ 是一个与应力相关的函数时，累积损伤与载荷交互作用和加载次序相关，如图 4-2 所示。当 $\sigma_1 > \sigma_2$ 时，只考虑加载次序影响，曲线路径为 $OABC$ ；同时考虑载荷交互作用，高低加载对累积损伤过程有加速作用，使疲劳寿命减少，

损伤曲线会发生偏移，损伤曲线路径变为 $OABC_1$ 。当 $\sigma_1 < \sigma_2$ 时，只考虑加载次序影响，曲线路径为 $OBAE$ ；同时考虑载荷交互作用，低高加载对累积损伤过程有延迟作用，使疲劳寿命得到延长，损伤曲线路径变为 $OBAE_1$ 。

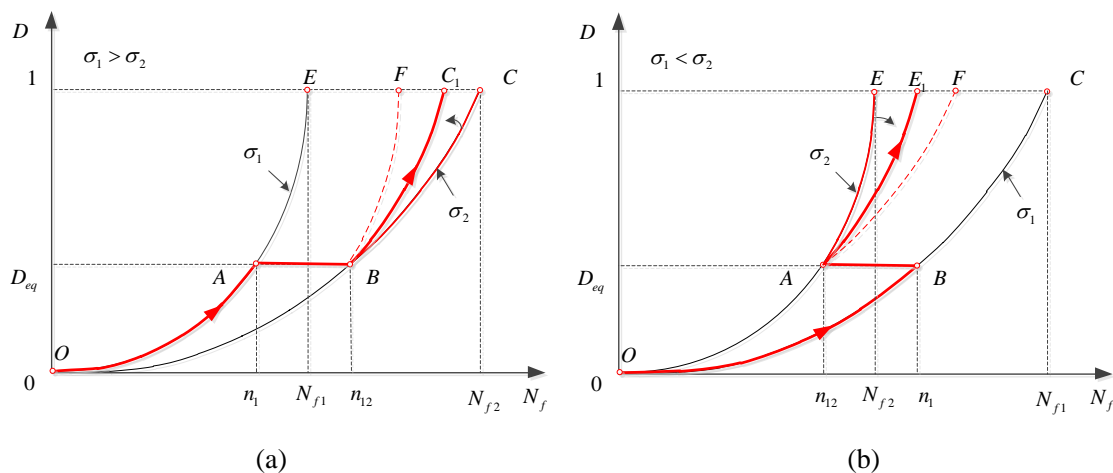


图 4-2 两级循环加载下考虑载荷交互作用的损伤曲线路径图。(a) $\sigma_1 > \sigma_2$ ；(b) $\sigma_1 < \sigma_2$

4.3 疲劳累积损伤理论

针对结构在不同载荷下的疲劳累积损伤问题，许多学者通过对损伤的认知不断加深和不同理解，建立了相应的疲劳损伤模型。现有模型根据数学类型可分为：①线性累积损伤理论(LDR)；②非线性累积损伤理论(NLDR)。当 NLDR 应用于变幅载荷下的累积损伤估算时，能够考虑影响损伤的多种因素，根据不同工况所建立的参数和模型类型也不尽相同。

4.3.1 线性累积损伤理论

目前，在工程实际中应用最广和最为经典的是 Miner 线性累积损伤模型，该模型具有结构简单、参数较少等特点。Miner 模型假设：①每个加载循环中，累积损伤保持不变，与载荷交互作用无关；②只有加载应力高于疲劳极限时，才会产生累积损伤，即小载荷不产生损伤；③提取循环周期按数量级升序排列，不考虑其出现的顺序，即累积损伤与载荷次序无关。当式(4-8)中的 $f(\sigma) = 1$ 时，可得 Miner 模型在多级载荷下的一般表达式为^[170]：

$$D = \sum_{i=1}^j \frac{n_i}{N_{fi}} \quad (4-12)$$

Miner 模型的物理含义简单，是对累积损伤过程的简化描述，其认为累积损伤达到临界值 1 时，结构发生失效。实际上，疲劳失效过程是一个复杂的过程，往

往与工况应力、工作环境、结构类型等密切相关。累积损伤临界值不仅是循环次数的函数，还受到许多不确定性的影响，波动范围比较大。Miner 模型忽略了载荷的幅值大小、交互作用和加载次序对累积损伤的影响，在变幅载荷加载下的累积损伤计算结果与真实值存在一定的误差，应用于工程实际时具有一定局限性。

4.3.2 非线性累积损伤理论

一般而言，根据对疲劳损伤的理解和认知不同，NLDR 进一步可分为^[69]：基于材料性能退化的损伤模型、基于损伤曲线的损伤模型、基于连续损伤力学的损伤模型、基于能量的损伤模型和基于损伤应力的损伤模型等。这些模型的区分界限并不明显，本小节将对一些常用模型进行简要描述。

为保持 Miner 模型的简洁性和改进其不足之处，修正的 LDR 得到较大发展，比如 Manson-Halford 模型、Corten-Dolan 模型等。修正的 LDR 实质上是 NLDR，可定义为^[171]：

$$D = \sum_{i=1}^m \left(\frac{n_i}{N_{fi}} \right)^{r_i} \quad (4-13)$$

式中， r_i 是与第*i*级载荷相关的系数，表征了对载荷历史影响的修正。

Chaboche 等^[172]从四个角度“①裂纹存在萌生和扩展阶段，②两级或多级循环加载的非线性累积效应，③累积损伤会造成疲劳极限降低，④平均应力会对 S-N 曲线或疲劳极限产生影响”出发，建立一个非线性损伤模型，表达式为：

$$dD = \left[1 - (1-D)^{\beta+1} \right]^{\alpha(\sigma_{\max}, \sigma_m)} \left| \frac{\sigma_a}{M_0(1-b\sigma_m)(1-D)} \right|^{\beta} dN \quad (4-14)$$

式中， β 、 b 和 M_0 是材料常数， $\alpha(\sigma_{\max}, \sigma_m)$ 是关于最大应力和平均应力的函数。

当 $\sigma_m=0$ 时，式(4-14)可简化为：

$$dD = \left[1 - (1-D)^{\beta+1} \right]^{\alpha} \left| \frac{\sigma_a}{M_0(1-D)} \right|^{\beta} dN \quad (4-15)$$

$$\alpha = 1 - \frac{1}{H} \left\langle \frac{\sigma_a - \sigma_{-1}}{\sigma_u - \sigma_a} \right\rangle^h$$

式中， H 和 h 可由试验数据确定。进而，对式(4-15)进行积分，可得损伤模型的一般形式为：

$$D = 1 - \left[1 - \left(\frac{n}{N_f} \right)^{\frac{1}{1-\alpha}} \right]^{\frac{1}{1+\beta}} \quad (4-16)$$

这个模型能够较好地描述材料的损伤演化过程，但是涉及的材料参数较多。

Manson-Halford 模型也称为双线性累积损伤模型，将损伤过程分为两个阶段，分别代表裂纹的萌生和扩展阶段，是两个独立 Miner 模型的结合，如图 4-3 所示，其转折点的定义如式(4-17)和式(4-18)所示^[173]。

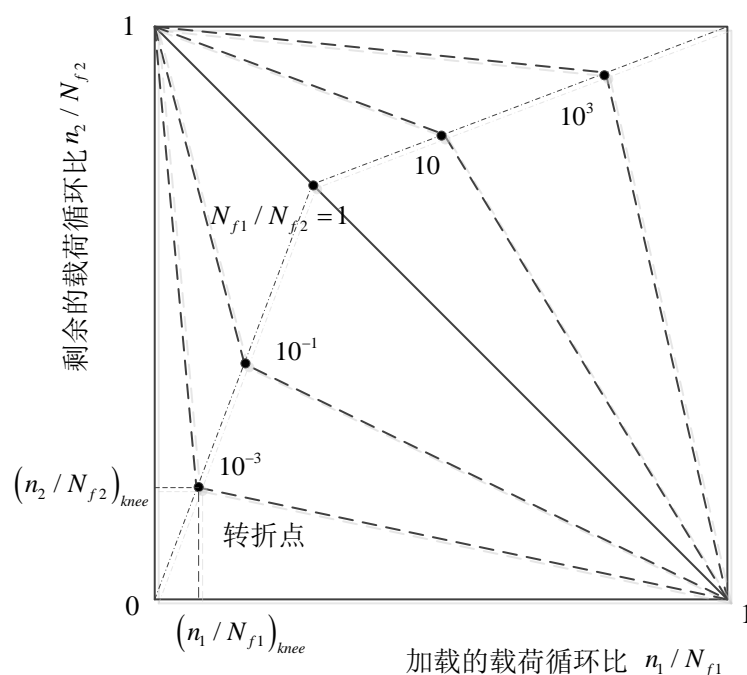


图 4-3 两级循环加载下的 Manson-Halford 模型示意图

$$\begin{cases} \left(\frac{n_1}{N_{f1}} \right)_{knee} = 0.35 \left(\frac{N_{f1}}{N_{f2}} \right)^{0.25} \\ \left(\frac{n_2}{N_{f2}} \right)_{knee} = 0.65 \left(\frac{N_{f1}}{N_{f2}} \right)^{0.25} \end{cases} \quad N_1 \leq N_2 \quad (4-17)$$

$$\begin{cases} \left(\frac{n_1}{N_{f1}} \right)_{knee} = 1 - 0.65 \left(\frac{N_{f1}}{N_{f2}} \right)^{-0.25} \\ \left(\frac{n_2}{N_{f2}} \right)_{knee} = 1 - 0.35 \left(\frac{N_{f1}}{N_{f2}} \right)^{-0.25} \end{cases} \quad N_1 > N_2 \quad (4-18)$$

根据图 4-3 可知，只要计算出转折点的位置，就可估算出剩余寿命的大小。

Manson-Halford 模型考虑了载荷加载次序的影响且所需参数较少。

随着研究的深入, Bui-Quoc 等^[174-175]从应力控制和应变控制两种情况出发, 建立的两种疲劳损伤模型如下所示:

$$D = \frac{n / N_f}{n / N_f + (1 - n / N_f) \frac{p - (p / p_u)^m}{p - 1}}$$

$$p = \sigma / \sigma_0$$

$$p_u = \sigma_u / \sigma_0$$
(4-19)

$$D = \frac{n / N_f}{n / N_f + (1 - n / N_f) \frac{q - (q / q_f)^m}{q - 1}}$$

$$q = 1 + \ln(\varepsilon / \varepsilon_0)$$

$$q_f = 1 + \ln(\varepsilon_f / \varepsilon_0)$$
(4-20)

式中, σ_0 和 ε_0 分别代表初始应力极限和初始应变极限。这两个模型解释了累积损伤会导致疲劳极限降低, 但没有考虑载荷的交互作用。

Corten-Dolan 模型假设: ①初始损伤的形成需要一个成核期; ②损伤核的数量、损伤增长率随着循环载荷幅值的增加而增大; ③给定载荷幅值的损伤随着循环次数的增加而增加, 不同载荷幅值下的总累积损伤是一个常数; ④加载载荷低于造成损伤所需的最小应力时, 损伤仍然继续累积。该模型的基本假设类似于断裂力学理论, 详细描述了疲劳失效的过程, 考虑了小载荷累积损伤作用和载荷交互作用。当结构加载恒幅载荷的循环次数为 n 时, 根据前面假设造成的损伤为^[176]:

$$D = m_0 r_0 n^a$$
(4-21)

式中, m_0 、 r_0 和 a 分别代表了损伤核数量、损伤系数和材料常数。

当结构累积损伤达到临界值, 材料发生失效, 累积损伤表示为:

$$D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_{f \max}} \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}} \right)^d = 1$$
(4-22)

式中, $N_{f \max}$ 是最大应力下对应的循环次数, d 是材料参数。Corten-Dolan 调研多组试验数据发现, 对于高强度钢材料, d 取值 4.8, 对于其它材料, d 取值 5.8。实际上, d 是随着材料不同而不断变化的, 可由两级循环加载下的疲劳试验数据来确定^[177]。

Kwofie 和 Rahbar^[178]从 S-N 曲线出发, 引入疲劳驱动力的概念来预测材料的

剩余寿命，认为疲劳驱动力是关于载荷和循环次数的函数，表达式如下：

$$\sigma_D = \sigma N_f^{-b_0 \frac{n}{N_f}} \quad (4-23)$$

当驱动力增加到材料的疲劳强度时，材料发生失效，即当 $n/N_f = 0$ 时， $\sigma_D = \sigma$ ，当 $n/N_f = 1$ 时， $\sigma_D = A_0$ 。其中， A_0 是 S-N 曲线中的疲劳强度常数，满足 $\sigma N^{b_0} = A_0$ 。在多级循环加载下，累积损伤表示为：

$$D = \sum \frac{n_i}{N_{fi}} \frac{\ln(N_{fi})}{\ln(N_{f1})} \quad \text{或} \quad D = \sum \frac{n_i}{N_i} \frac{\ln(\sigma_i / A_0)}{\ln(\sigma_1 / A_0)} \quad (4-24)$$

但是，驱动力模型存在一些特殊情况，例如在两级低高循环载荷下，如图 4-4 所示，第一级循环次数较小时，即 $n_1 < n_1^0$ 或 $\sigma_{D1} < \sigma_2$ 时，驱动力是无效的；只有当第一级循环次数足够大时，即 $n_1' > n_1^0$ 或 $\sigma_{D1}' > \sigma_2$ ，模型才能正常使用。总的来说，该模型考虑了载荷加载次序的影响且形式简单，只与材料的载荷或者循环次数有关，具有一定的应用潜力。

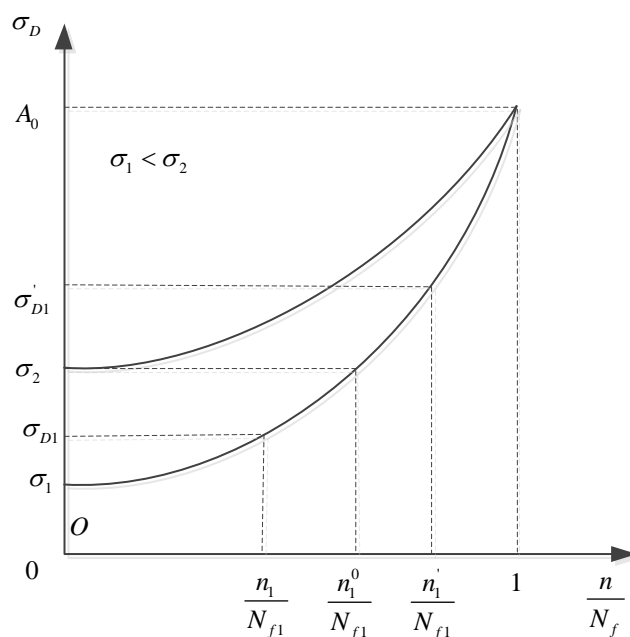


图 4-4 驱动力模型的应用特例

Ye 和 Wang^[179]从材料疲劳损伤机理出发，在多种材料性能参数中挑选出对损伤敏感的参数，根据材料韧性随着载荷循环的增加而降低，建立了关于累积损伤的韧性耗散模型。同时，该模型反映出疲劳损伤是一个不能逆转的能量耗散过程，适用于高周疲劳和低周疲劳，其表达式为：

$$D = -\frac{1}{\ln N_f} \ln \left(1 - \frac{n}{N_f} \right) \quad (4-25)$$

式(4-25)的预测效果优于 Miner 法则和双线性损伤法则，但是没有考虑载荷交互作用。因此，Lv 等^[180]在原有模型基础上引入载荷影响因子 $(\sigma_i / \sigma_{\max})$ 来考虑载荷交互作用，修正后的模型可表征为：

$$D = -\frac{1}{\ln N_f} \ln \left(1 - \frac{n}{N_f} \right) \cdot \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}} \right) \quad (4-26)$$

4.4 基于材料记忆退化的累积损伤模型

4.4.1 模型的提出

材料损伤的累积过程是其物理特性随着载荷循环的不断增加而逐渐衰退的过程，而人脑的记忆也是随着时间增加而不断减少的。类比这两种状态，将材料性能的退化过程视为材料记忆的衰退过程。当材料记忆曲线衰退到临界状态时，则认为材料丧失了某种功能而不能正常工作，材料发生失效。通过研究发现，人脑记忆的衰退过程通常满足关于时间的指数函数，Ebbinghaus 遗忘曲线可用来描述记忆退化过程，如图 4-5，该曲线的一般表达式为^[181]：

$$M(t) = (a_m - c_m) e^{-b_m t} + c_m \quad (4-27)$$

式中， $M(t)$ 为总的记忆信息， a_m 和 b_m 分别为记忆因子和衰退因子， c_m 为渐近线。

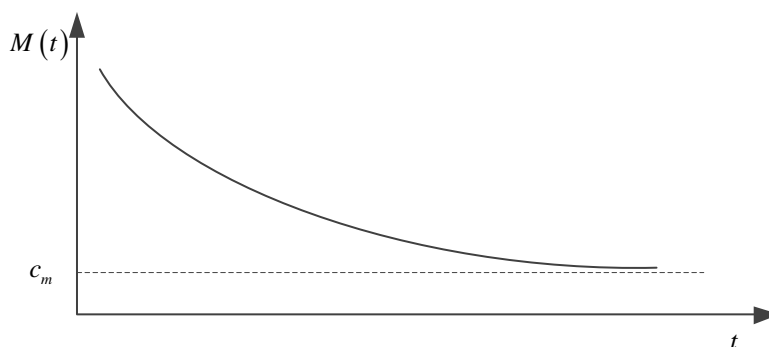


图 4-5 Ebbinghaus 遗忘曲线

根据式(4-27)，将材料的记忆与循环载荷关联起来，则有^[182]：

$$M(n) = (a_m - c_m) e^{-\frac{n}{N_f}} + c_m \quad (4-28)$$

将疲劳损伤累积过程和材料记忆退化过程对应起来，则有：

$$\Delta M(n) = \frac{M(0) - M(n)}{M(0) - M(N_f)} = \frac{1 - e^{-\frac{n}{N_f}}}{1 - e^{-1}} \quad (4-29)$$

式中，在初始时刻 $n=0$ 时， $\Delta M(0)=0$ ；在失效时刻 $n=N_f$ 时， $\Delta M(N_f)=1$ 。

Peng 等^[182]将材料记忆特性引入到剩余 S-N 曲线的建模中，用于表征材料损伤变化过程，提出一个新的非线性疲劳损伤模型。一般基于 S-N 曲线建立的损伤模型都具有一些局限性，由于 S-N 曲线是根据恒定的应力比 R 建立的，当应力比 R 发生变化时，S-N 曲线也会发生相应的改变。在承受多级循环载荷时，大多数根据 S-N 曲线建立的疲劳损伤模型未考虑不同载荷块间应力比的变化导致 S-N 曲线的变化，换言之，这些模型没有考虑平均应力效应。因此，为考虑平均应力效应和载荷交互作用，根据式(4-11)定义载荷交互因子 α_i 的表达式为：

$$\begin{cases} f(\sigma_i) = \zeta_0 (\sigma_{eq,i})^{\delta_0} = \zeta_0 \left(\sqrt{\sigma_{\max,i} \sigma_{a,i}} \right)^{\delta_0} \\ \alpha_i = \frac{f(\sigma_i)}{f(\sigma_{i+1})} = \left(\frac{\sigma_{eq,i}}{\sigma_{eq,i+1}} \right)^{\delta_0} \end{cases}, (i=1, 2, 3, \dots) \quad (4-30)$$

将式(4-8)中的 (n/N_f) 用 $\Delta M(n)$ 替换，得到基于材料记忆退化的损伤模型为：

$$D = \left(\frac{M(0) - M(n)}{M(0) - M(N)} \right)^{f(\sigma)} = \left(\frac{1 - e^{-\frac{n}{N_f}}}{1 - e^{-1}} \right)^{f(\sigma)} \quad (4-31)$$

在两级循环加载时，基于等损伤原理，将载荷 σ_1 作用 n_1 次的损伤等效为载荷 σ_2 作用 n_{12} 次的损伤，则有：

$$\left(\frac{1 - e^{-\frac{n_1}{N_1}}}{1 - e^{-1}} \right)^{f(\sigma_1)} = \left(\frac{1 - e^{-\frac{n_{12}}{N_2}}}{1 - e^{-1}} \right)^{f(\sigma_2)} \quad (4-32)$$

进而可得载荷 σ_2 作用 n_{12} 次的损伤：

$$\frac{n_{12}}{N_2} = -\ln \left(1 - \left(\frac{1 - e^{-\frac{n_1}{N_1}}}{1 - e^{-1}} \right)^{\alpha_1} (1 - e^{-1}) \right) \quad (4-33)$$

第二级剩余寿命循环比为：

$$\frac{n_{2,res}}{N_2} = 1 - \frac{n_{12}}{N_2} = \ln \left[1 - \left(\frac{1 - e^{-\frac{n_1}{N_1}}}{1 - e^{-1}} \right)^{\alpha_1} (1 - e^{-1}) \right] + 1 \quad (4-34)$$

在三级循环加载下，基于等损伤原理，第三级剩余寿命循环比为：

$$\frac{n_{3,res}}{N_3} = \ln \left[1 - \left(\frac{1 - e^{-\left(\frac{n_2}{N_2} + 1 - \frac{n_{2,res}}{N_2} \right)^{\alpha_2}}}{1 - e^{-1}} \right)^{\alpha_2} (1 - e^{-1}) \right] + 1 \quad (4-35)$$

在多级循环加载下，基于等损伤原理，第*i*级剩余寿命循环比为：

$$\frac{n_{i,res}}{N_i} = \ln \left[1 - \left(\frac{1 - e^{-\left(\frac{n_{i-1}}{N_{i-1}} + 1 - \frac{n_{i-1,res}}{N_{i-1}} \right)^{\alpha_{i-1}}}}{1 - e^{-1}} \right)^{\alpha_{i-1}} (1 - e^{-1}) \right] + 1, (i \geq 3) \quad (4-36)$$

采用两级循环加载下的试验数据来确定式(4-30)中的 (ζ_0, δ_0) 值，在两级循环载荷下，交互因子 α_1 可表示为：

$$\alpha_1 = \frac{\ln \left[\left(1 - e^{-\left(1 - \frac{n_2}{N_2} \right)} \right) / (1 - e^{-1}) \right]}{\ln \left[\left(1 - e^{-\frac{n_1}{N_1}} \right) / (1 - e^{-1}) \right]} = \left(\frac{\sigma_{eq,1}}{\sigma_{eq,2}} \right)^{\delta_0} \quad (4-37)$$

对于式(4-30)中的 ζ_0 和 δ_0 ，在多级载荷加载中 ζ_0 会被抵消掉，可结合式(4-34)和式(4-37)来获得 δ_0 的值。因此，采用钢材料 30NiCrMoV12 光滑试样在两级循环加载下的试验数据来估算 δ_0 的值，该材料的屈服极限为 $\sigma_y = 755\text{MPa}$ ，强度极限为 $\sigma_b = 1035\text{MPa}$ ，疲劳极限 $\sigma_{-1} = 391\text{MPa}$ ^[183]。一共有 18 组两级循环加载的数据(详细试验数据会在第 4.4.2 节中描述)，求得 δ_0 的均值是-5.78。载荷交互因子可表征为：

$$\alpha_i = \frac{f(\sigma_i)}{f(\sigma_{i+1})} = \left(\frac{\sigma_{eq,i}}{\sigma_{eq,i+1}} \right)^{-5.78}, (i = 1, 2, 3, \dots) \quad (4-38)$$

现将 α_i 由特殊情况推广到一般情况，假设 α_i 不仅满足材料 30NiCrMoV12，对不同材料都满足式(4-38)。接下来将在第 4.4.2 节验证这一假设。

4.4.2 模型的验证与分析

为验证基于材料记忆退化的累积损伤模型的正确性和适用性，采用四种材料 30NiCrMoV12、C45、Al-2024-T42 和 30CrMnSiA 在两级循环加载下的试验数据，

以及 Al-6082-T6 在四级循环加载下的试验数据进行分析计算, 同时将所提模型的预测结果与 Miner 法则、Lv 模型和 Kwofie 模型的预测结果进行对比验证。

4.4.2.1 两级循环加载

(1) 30NiCrMoV12^[183]

材料 30NiCrMoV12 在高低(485-400MPa、465-420MPa 和 450-420MPa)和低高(400-485MPa、420-465MPa 和 420-450MPa)两级循环加载下开展试验, 其中应力比 $R = -1$, 剩余寿命试验值和预测值如表 4-1 所示。

表 4-1 两级循环加载下 30NiCrMoV12 的剩余寿命试验值和预测值

载荷次序	试验值			Miner模型	Lv模型	Kwofie模型	记忆模型
σ_{\max} (MPa)	n_{1r}	n_{1r} / N_{1r}	n_{2r}	n_{2p}	n_{2p}	n_{2p}	n_{2p}
485-400 (H-L)	13749	0.25	51304	109312	99911	119072	60671
	27499	0.50	45765	72875	58678	79381	33223
	41249	0.75	16032	36437	23624	39691	14219
465-420 (H-L)	17013	0.25	66845	85407	81603	89358	64320
	34072	0.50	30405	56938	51019	59572	38128
	51040	0.75	38262	28469	22857	29786	17296
450-420 (H-L)	20082	0.25	79372	85407	82877	88046	71219
	40165	0.50	24711	56938	52958	58697	43738
	60248	0.75	15943	28469	24628	29349	20403
400-485 (L-H)	13749	0.25	53348	41249	44174	37867	53385
	27499	0.50	45373	27499	32434	25245	45607
	41249	0.75	46693	13750	19128	12622	29435
420-465 (L-H)	36440	0.25	58594	51040	53087	48783	61230
	72870	0.50	56416	34027	37409	32522	46714
	109310	0.75	48998	17013	20563	16261	26554
420-450 (L-H)	28469	0.25	70530	60248	61910	58442	68937
	56938	0.50	39362	40165	42888	38961	50300
	85407	0.75	10523	20083	22898	19481	27346

(2) C45^[184]

材料 C45 在高低(331.5-384.4MPa)和低高(284.4-334.5MPa)两级循环加载下开展试验, 其中应力比 $R = -1$, 剩余寿命试验值和预测值如表 4-2 所示。

(3) Al-2024-T42^[185]

材料 Al-2024-T42 在高低(200-150MPa)和低高(150-200MPa)两级循环加载下开

展试验，其中应力比 $R = -1$ ，剩余寿命试验值和预测值如表 4-3 所示。

表 4-2 两级循环加载下 C45 的剩余寿命试验值和预测值

载荷次序	试验值			Miner模型	Lv模型	Kwofie模型	记忆模型
	σ_{\max} (MPa)	n_{1r}	n_{1r} / N_{1r}	n_{2r}	n_{2p}	n_{2p}	n_{2p}
331.5-284.4 (H-L)	500	0.01	423700	495000	492946	600342	439429
	12500	0.25	250400	375000	332926	454805	236220
	25000	0.50	168300	250000	187678	303203	133155
284.4-331.5 (L-H)	37500	0.75	64500	125000	70446	151602	58170
	125000	0.25	37900	125000	70446	151602	47459
	250000	0.50	38900	37500	40793	30920	38828
	375000	0.75	43400	25000	30622	20613	23798

表 4-3 两级循环加载下 Al-2024-T42 的剩余寿命试验值和预测值

载荷次序	试验值			Miner模型	Lv模型	Kwofie模型	记忆模型
	σ_{\max} (MPa)	n_{1r}	n_{1r} / N_{1r}	n_{2r}	n_{2p}	n_{2p}	n_{2p}
200-150 (H-L)	30000	0.2	228700	344000	311055	374397	132961
	60000	0.4	101050	258000	204895	280798	78224
	90000	0.6	76050	172000	113762	187199	43485
150-200 (L-H)	86000	0.2	144500	120000	125806	110257	145342
	172000	0.4	133500	90000	100280	82693	129041
	258000	0.6	81700	60000	72847	55129	100919

(4) 30CrMnSiA^[186]

材料 30CrMnSiA 在高低(940-850MPa)和低高(850-940MPa)两级循环加载时，平均应力 $\sigma_m = 450\text{MPa}$ ；在高低(836-732MPa)和低高(732-836MPa)两级循环加载时，平均应力 $\sigma_m = 250\text{MPa}$ ；剩余寿命试验值和预测值如表 4-4 所示。

从四种材料的剩余寿命预测值和试验值的对比图(分别如图 4-6、图 4-7、图 4-8 和图 4-9 所示)可知，记忆模型对于四种材料在两级循环加载下都具有较好的预测精度，四种材料的所有预测值中只有 2 个值不在 ± 2 倍误差带中；Lv 模型也具有优越的预测性能，四种材料的所有预测值中只有 4 个值不在 ± 2 倍误差带中；而 Miner 模型和 Kwofie 模型的预测值比记忆模型和 Lv 模型的预测值具有更大的分散性。

为进一步比较四个模型对于四种材料的预测效果，采用式(4-39)进行预测误差分析，四个模型对于两级循环加载下四种材料的预测误差，分别如图 4-10、图 4-11、图 4-12 和图 4-13 所示。

$$P_{error} = \frac{n_p - n_t}{n_t} \quad (4-39)$$

式中， P_{error} 是预测误差， n_p 和 n_t 分别是剩余寿命预测值和试验值。

综合比较四种模型发现记忆模型和 Lv 模型对四种材料具有较好的预测效果，特别是对于 C45 和 30CrMnSiA 的预测精度较高；Kwofie 模型对于四种材料剩余寿命预测值都偏大，其预测值具有较大分散性；Miner 模型预测值分散性比 Kwofie 模型预测值分散性略小，但是比其它两个模型预测值分散性大；记忆模型对于四种材料能提供最合理的预测值，其预测精度高于其它三个模型。

表 4-4 两级循环加载下 30CrMnSiA 的剩余寿命试验值和预测值

载荷次序	试验值		Miner模型	Lv模型	Kwofie模型	记忆模型	
σ_{max} (MPa)	n_t	n_t / N_{1t}	n_{2t}	n_{2p}	n_{2p}	n_{2p}	
940-850 (H-L)	1000	0.292	23996	24947	21009	32097	15300
	1000	0.292	17830	24947	21009	32097	15300
	1700	0.497	15046	17724	12592	22803	9520
	1700	0.497	11558	17724	12592	22803	9520
	1700	0.497	10219	17724	12592	22803	9520
	2400	0.702	7294	10500	5749	13510	5045
	2800	0.819	1339	6378	2725	8206	2890
	2800	0.819	3347	6378	2725	8206	2890
836-732 (H-L)	2800	0.819	4228	6378	2725	8206	2890
	1200	0.167	36911	46444	42841	56836	30378
	1800	0.208	32450	44158	39833	54038	27732
	3000	0.417	16002	32505	25608	39778	17363
850-940 (L-H)	5000	0.694	6969	17061	10109	20878	7727
	5000	0.142	2812	2857	3007	2213	3280
	10000	0.284	2488	2384	2666	1847	3102
	20000	0.568	1942	1438	1904	1114	2349
732-836 (L-H)	30000	0.851	920	496	938	384	1027
	13000	0.233	6608	5593	6072	4552	7027
	15000	0.268	6501	5338	5879	4344	6925
	25000	0.448	5400	4025	4838	3276	6117
	35000	0.628	4428	2713	3684	2208	4813
	45000	0.807	3254	1407	2341	1145	2943

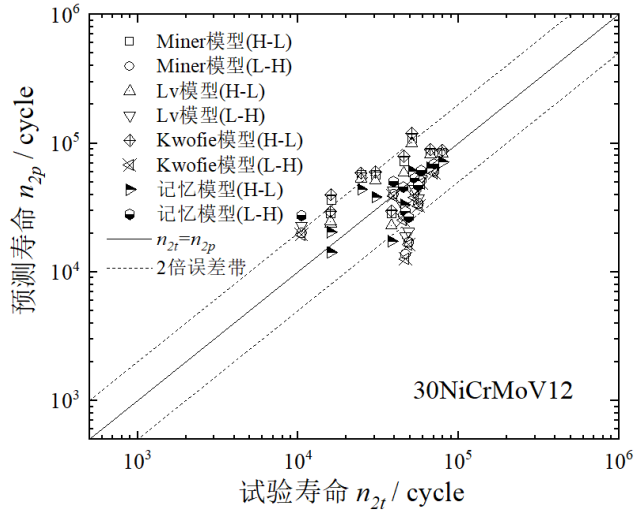


图 4-6 两级循环加载下 30NiCrMoV12 的剩余寿命预测值与试验值

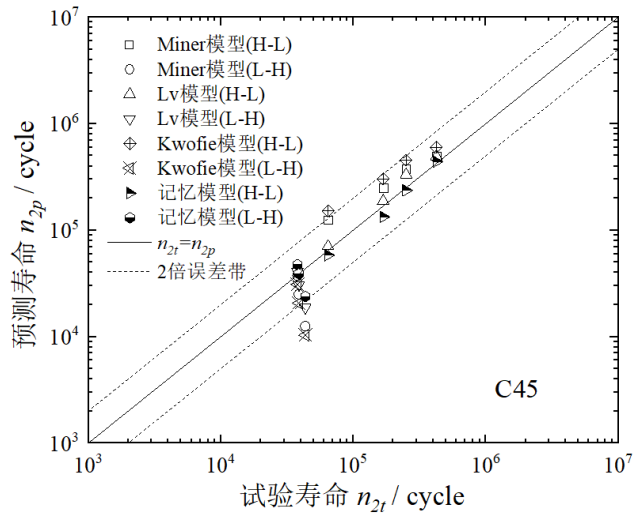


图 4-7 两级循环加载下 C45 的剩余寿命预测值与试验值

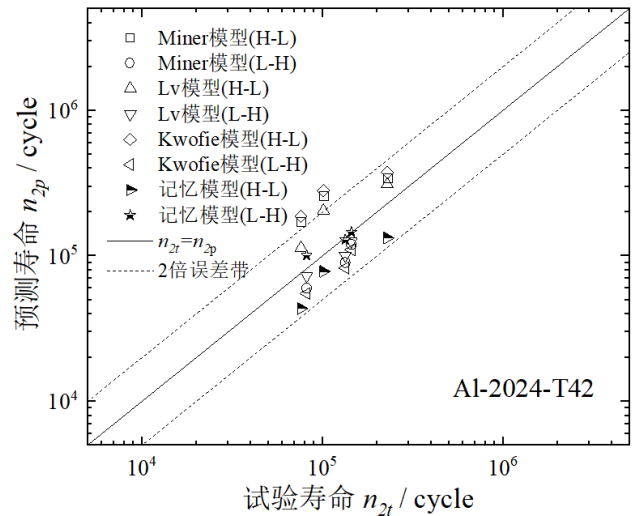


图 4-8 两级循环加载下 Al-2024-T42 的剩余寿命预测值与试验值

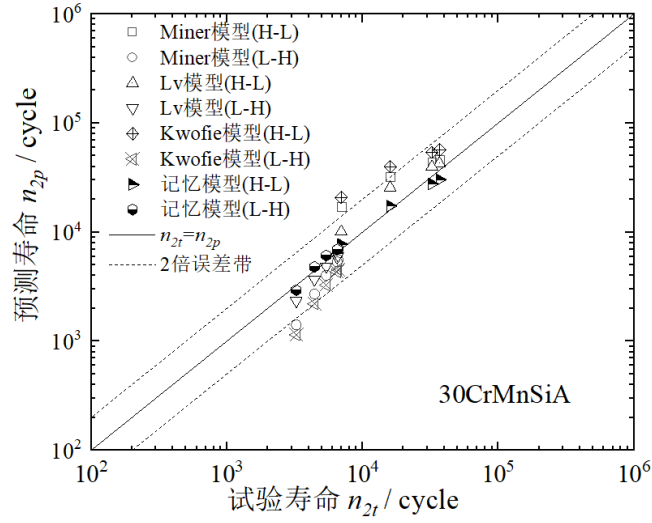


图 4-9 两级循环加载下 30CrMnSiA 的剩余寿命预测值与试验值

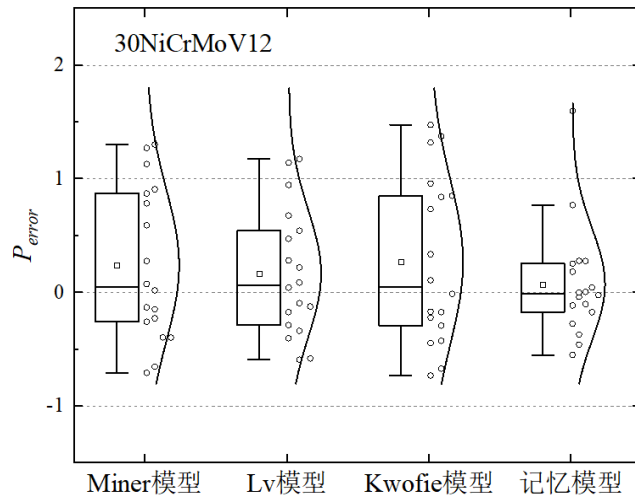


图 4-10 两级循环加载下 30NiCrMoV12 的剩余寿命预测误差

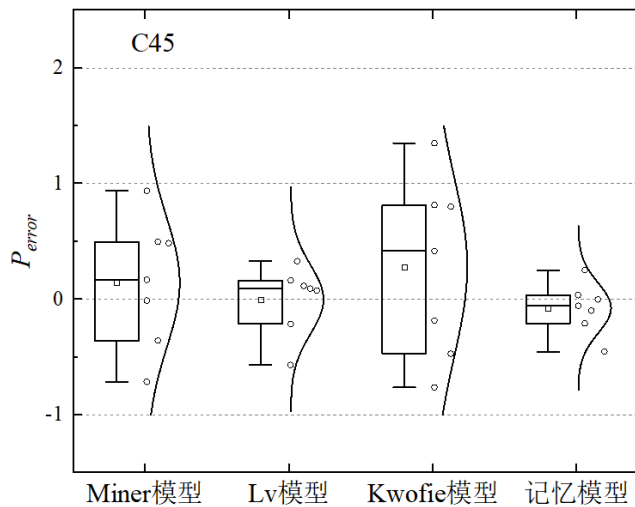


图 4-11 两级循环加载下 C45 的剩余寿命预测误差

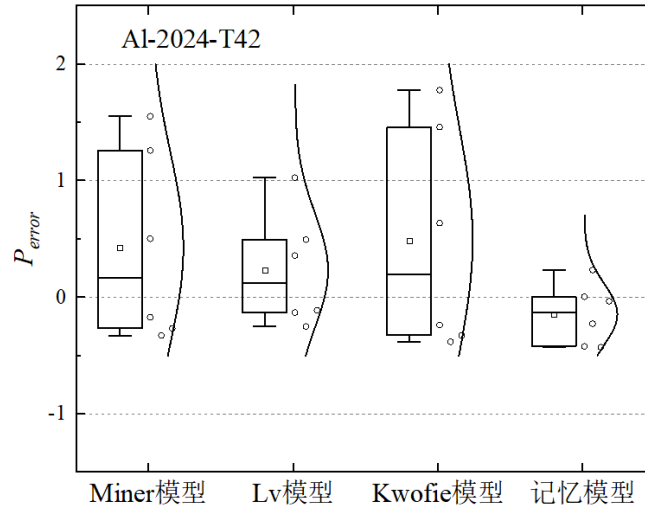


图 4-12 两级循环加载下 Al-2024-T42 的剩余寿命预测误差

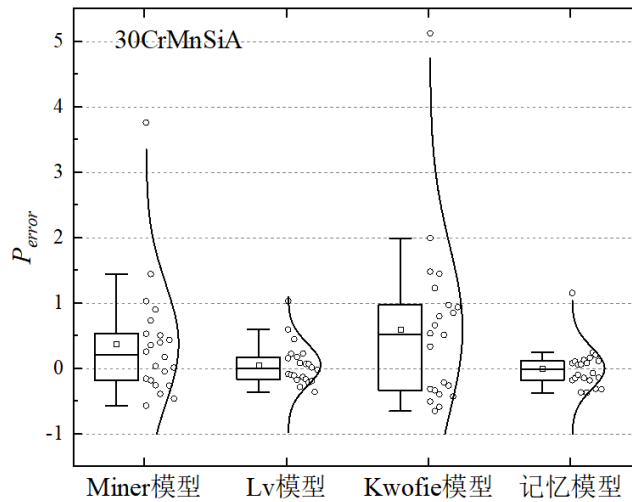


图 4-13 两级循环加载下 30CrMnSiA 的剩余寿命预测误差

4.4.2.2 多级循环加载

材料 Al-6082-T6^[187] 在四级循环载荷下有三组加载次序：① 240-260-280-305MPa；② 305-280-260-240MPa；③ 280-305-260-240MPa。从剩余寿命预测值和试验值的对比及模型的预测误差(如表 4-5 和图 4-14 所示)可知，Kwofie 模型和 Miner 模型的预测值分散性都比较大，Lv 模型和记忆模型的预测值分散性都比较小，但是 Lv 模型预测值偏大。因此，记忆模型能提供最为合理的预测结果。

总的来说，Lv 模型和记忆模型对于 C45、Al-2024-T42、30CrMnSiA 和 Al-6082-T6 的预测效果都比较好，预测值的分散性比较小；而四个模型对于 30NiCrMoV12 的预测值分散性偏大，其中记忆模型预测值的分散性最小；Miner 模型和 Kwofie 模型对于 30NiCrMoV12、C45、Al-2024-T42、30CrMnSiA 和

Al-6082-T6 的预测值都偏大。比较四种模型对于五种材料在两级和多级循环加载下的预测值，发现记忆模型具有最好的预测效果。记忆模型从材料记忆特性出发，考虑了载荷交互作用和加载次序的影响，能够适用于不同材料的损伤演变规律。但是记忆模型没有考虑循环载荷低于疲劳极限时造成的损伤，如果加载的循环载荷是恒幅载荷，记忆模型会退化为 Miner 模型。值得注意的是，记忆模型只采用单轴疲劳数据进行了验证，若要拓展到预测多轴疲劳寿命，还需要采用等效参数等方法进行更深入的计算和验证。

表 4-5 四级循环加载下 Al-6082-T6 的剩余寿命试验值和预测值

载荷 次序	试验值				Miner模型	Lv模型	Kwofie模型	记忆模型
	n_{1t}	n_{2t}	n_{3t}	n_{4t}	n_{4p}	n_{4p}	n_{4p}	n_{4p}
①	103000	26258	19427	16800	14136	18930	15455	29339
②	10950	19427	26258	52500	136098	81334	120682	23750
③	19427	10950	26258	43400	136098	86051	140799	24673

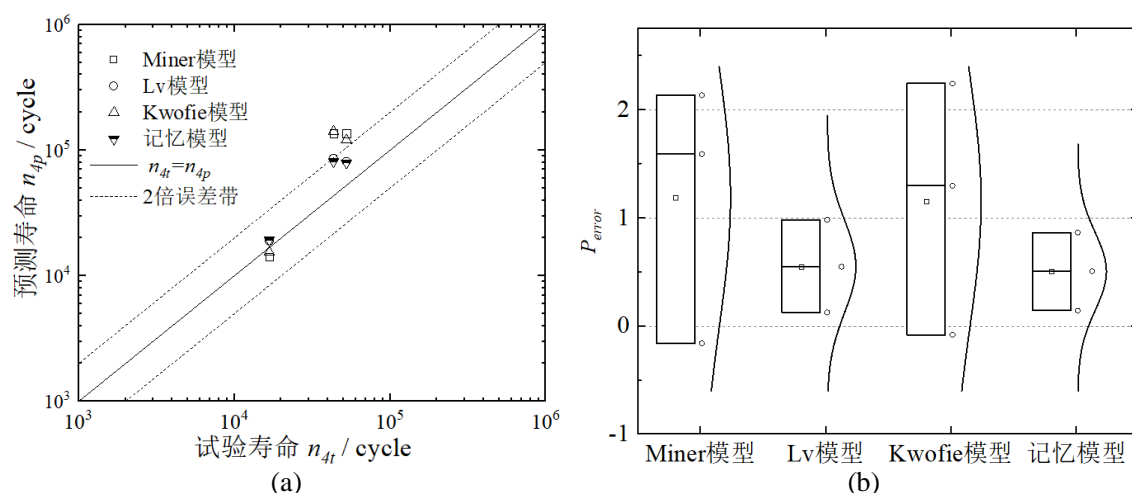


图 4-14 四级循环加载下 Al-6082-T6 的剩余寿命预测值与试验值。(a) 预测值和试验值对比图；(b) 四个模型的预测误差图

4.5 低压涡轮叶片疲劳寿命预测

由第二章分析得到低压涡轮叶片的最危险部位是榫头，榫头在三种工况下的有限元分析结果如表 4-6 所示。从表 4-6 中可知决定叶片寿命的是 S1 和 S2 状态，则可认为低压涡轮叶片分别在 S1 状态的等效力 $\sigma_{eq,1}$ 和 S2 状态下的等效力 $\sigma_{eq,2}$ 下工作，且加载次序为“ $\sigma_{eq,1} - \sigma_{eq,2}$ ”。

S1 状态的等效力为:

$$\sigma_{eq,1} = \sqrt{\sigma_{\max} \sigma_a} = 563.32 \text{MPa} \quad (4-40)$$

S2 状态的等效应力为:

$$\sigma_{eq,2} = \sqrt{\sigma_{\max} \sigma_a} = 530.16 \text{MPa} \quad (4-41)$$

表 4-6 低压涡轮叶片的有限元分析结果

参数	S1	S2	S3
ω (rpm)	0-11300-0	3500-11300-3500	10000-11300-10000
σ_{\max} (MPa)	796.65	796.65	796.65
σ_{\min} (MPa)	0	91.04	771.69
σ_a (MPa)	398.33	352.81	12.47
n_i	1280	1940	23330
N_{fi} (cycle)	16243	21750	$+\infty$

根据表 4-6 的数据和记忆模型, 可得低压涡轮叶片在 800h 载荷谱下的累积损伤 D_{800} 为:

$$\begin{aligned} D_{800} &= \left(1 - \frac{n_{2,res}}{N_{f2}} \right) + \frac{n_2}{N_{f2}} \\ &= -\ln \left[1 - \left(\frac{1 - e^{-\frac{n_1}{N_1}}}{1 - e^{-1}} \right)^{\left(\frac{\sigma_{eq,1}}{\sigma_{eq,2}} \right)^{-5.78}} (1 - e^{-1}) \right] + \frac{n_2}{N_{f2}} \\ &= 0.2422 \end{aligned} \quad (4-42)$$

低压涡轮叶片外场工作寿命 T_f 为:

$$T_f = \frac{800}{D_{800}} = 3303 \text{h} \quad (4-43)$$

最后, 得到低压涡轮叶片外场工作寿命为 3303h, 比第二章中 Miner 模型的预测结果 4762h 更为保守。记忆模型的预测结果比 Miner 模型的预测结果相差超过 1000 个小时, 原因是前者考虑了载荷交互作用和加载次序的影响。因此, 对于涡轮叶片外场工作寿命的预测结果, 以记忆模型的预测结果为准。当记忆模型应用于高压涡轮叶片疲劳累积损伤建模时, 可将记忆模型中的等效应力替换为多轴等效参数, 但载荷交互因子的值可能会发生变化。

4.6 本章小结

本章研究了循环载荷交互作用和加载次序对疲劳损伤的影响, 介绍了线性和非线性疲劳累积损伤理论, 分析了常用疲劳损伤模型的优缺点。将材料性能随着

循环载荷增加而下降的特性与人脑记忆随着时间增加而减少的现象进行类比,考虑载荷交互作用和加载次序的影响,提出一个基于材料记忆退化的累积损伤模型。采用在两级和多级循环加载下的试验数据及三种累积损伤模型(Miner 模型、Lv 模型和 Kwofie 模型)的预测值与所提模型的预测值进行对比,验证了所提模型的合理性和有效性。此外,本章还将所提模型应用于低压涡轮叶片的疲劳寿命预测。

第五章 涡轮叶片疲劳可靠性分析

5.1 引言

为研究航空发动机涡轮叶片在复杂工况下的疲劳可靠性问题,叶片疲劳损伤的演化过程和疲劳失效的预测也受到高度关注。在前述章节中,所建立的方法都认为疲劳模型中的各种疲劳参数是通过试验或仿真得到的确定值。确定的疲劳参数不能反映出循环载荷作用下材料性能变化对疲劳寿命的影响,将这些参数代入到疲劳寿命预测模型和累积损伤模型中,计算得到的疲劳寿命和损伤也是确定值。疲劳寿命预测模型精度往往受到疲劳参数的影响,对疲劳参数的描述越精确,得到的预测寿命就更加接近真实值。然而,许多疲劳参数都不能直接检测得到,只能通过间接拟合疲劳数据或一些经验值得到,疲劳数据的获取往往受到试验样本、工况环境、材料性能等不确定性影响,导致疲劳参数具有较大分散性。因此,采用确定性寿命预测模型结合概率方法来描述建模分析中不确定性的影响,可反映出疲劳寿命在实际工况下的真实水平,为工程人员制定维修策略提供理论支撑。

对于在恶劣工况下服役的航空发动机涡轮叶片而言,其材料性能和承受载荷都具有较大分散性,疲劳寿命也表现出较大分散性。疲劳寿命的分散性可视为一个概率分布,而确定性寿命模型的预测值可视为这个分布的一个响应均值^[189-190]。在对涡轮叶片进行建模分析时,为从定量角度来研究叶片疲劳失效机理,采用概率方法将输入参数(模型参数,材料参数,载荷参数等)表征为概率分布,可从一定概率水平描述叶片性能特性,简化复杂的疲劳失效过程,在叶片危险区域做出有效的决策,从而避免发生重大安全事故。

本章将对材料属性、模型参数和外界载荷的不确定性进行建模分析,采用第三章提出的基于能量-临界面的预测模型估算高压涡轮叶片的疲劳寿命,将疲劳寿命、疲劳损伤和可靠度三者关联起来,提出一种高压涡轮叶片的疲劳可靠性分析方法,并将基于疲劳损伤的可靠度和基于疲劳寿命的可靠度进行对比分析。

5.2 疲劳可靠性分析中的不确定性

5.2.1 不确定性来源

通过分析材料特性(结构和属性)、制造过程、承受载荷、工作环境和人为因素等因素中的不确定性,可将不确定性分为两大类,即随机不确定性和认知不确定性。一般而言,不确定性广泛存在于机械结构的设计、制造、试验、使用和维修

整个寿命周期，不确定性来源可从三个方面来考虑^[190-192]：

(1) 不合理的操作、不同用户的使用习惯等人为因素，既有模糊性又有随机性，这类问题很难用数学术语进行描述。其中，人为的误操作也是造成很多机械结构失效的主因。

(2) 缺乏对已知物理行为的理解和认知及对结构在未来使用中性能变化的考虑，这种情况造成的不确定性通常称为认知不确定性(或主观不确定性，Epistemic Uncertainty)。

(3) 结构本身和使用过程中的内部性能变化，可用概率论方法进行描述，这种情况造成的不确定性通常称为随机不确定性(或客观不确定性，Aleatory Uncertainty)。

认知不确定性是建模分析中知识的缺失、认知的偏差和数据的不完备等因素造成的，来源于对客观事物主观认知的不足，可随着知识的完善、认知的加深和数据的增加而减小或消除；随机不确定性是物理系统或相关环境的内在变化而造成的，是系统的固有属性，不受人为因素控制，不会随着信息的完善和认知的加深而减小或消除。

在对机械结构进行疲劳寿命预测及可靠性分析时，大量的不确定性会影响预测和分析结果，因此需要综合考虑各种不确定性的影响，真实有效的反映出结构的疲劳寿命和可靠性水平。根据机械结构在可靠性分析中的不确定性，如图 5-1 所示，具体可分为三类^[134]：

(1) 物理不确定性，是由机械结构直接相关物理量的分散性和变异性引起的不确定性，例如施加载荷、几何形状、性能参数、工作环境、不同用户等。

(2) 统计不确定性，是对物理量的测试结果进行统计分析时缺乏足够的样本量而引起的。一般而言，样本量越大，统计效果越精确，预测分析结果越接近真实水平。但实际上受到经费、安全和测试环境等多方面因素影响，开展疲劳试验的样本量往往是有限的。在实验室中，试样的加工工艺、几何形状、表面质量、加载频率、施加载荷、试验温度、环境湿度、设备精度、人员的操作水平等都会影响试验测试结果。统计不确定性的主要来源有试样的测试寿命、应力应变的测试数据、退化量的测试数据等。

(3) 模型不确定性，是对机械结构进行设计和建模分析时，不同模型的输入输出关系存在偏差而引起的不确定性。这类模型往往根据力学原理、观察现象和工程经验等建立，存在大量假设，对疲劳的认知也不尽相同。采用不同模型对机械结构的性能参数进行分析评估时，也可能得到不同的分析结果。

上述的三类不确定性中，材料的性能参数(强度极限、弹性模量、屈服应力、

泊松比等), 几何尺寸、仪器的测试精度等属于随机不确定性, 强度分布的假设、循环载荷的假设、模型的精度程度等属于认知不确定性。

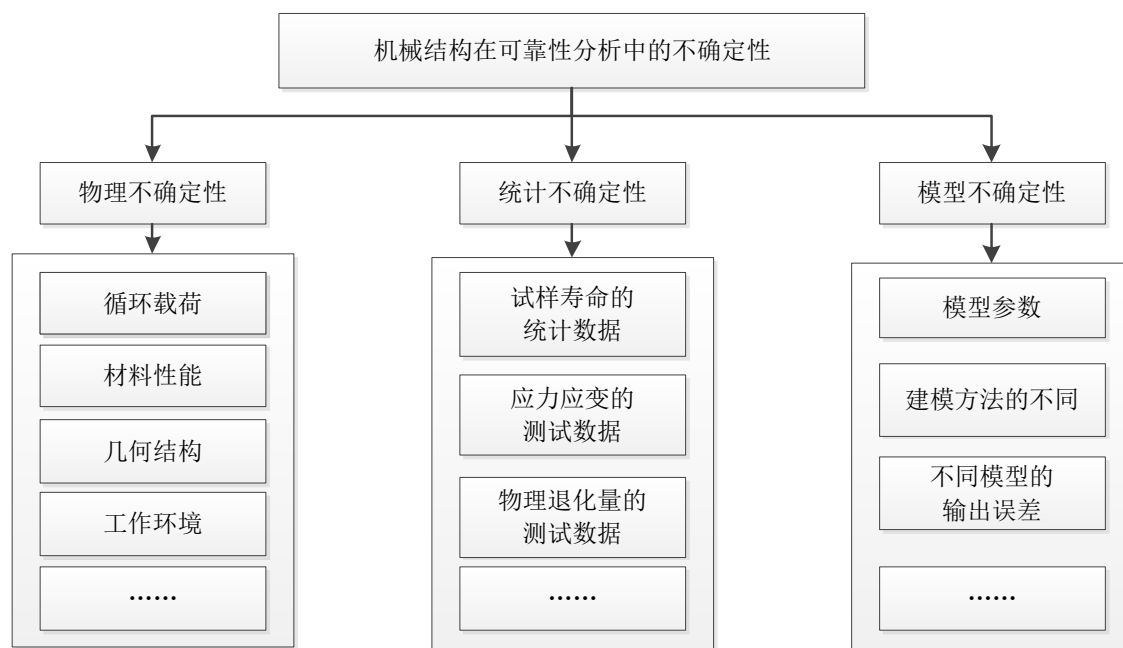


图 5-1 机械结构在可靠性分析中的不确定性

5.2.2 不确定性量化

机械结构在整个寿命周期的各个阶段都受到不确定性的影响, 对机械结构的不确定性进行多阶段建模分析时, 将上一阶段的输出值作为下一阶段的输入值, 中间涉及到不确定性的累积和传递, 因此需要对不确定性进行量化, 例如事件发生的概率、置信度水平、变异系数、不精确度等。为描述几何形状、外部载荷、制造工艺、加工过程、使用环境、不同用户等因素中存在的 uncertainty 随着时间和空间变化而波动的随机特性, 建立精确的分析模型对于量化不确定性至关重要。

目前不确定性量化的方法有很多, 总体上可分为概率方法和非概率方法, 如图 5-2 所示。概率方法的基础是概率论中的概率密度函数信息, 采用随机变量来描述不确定性, 包括一次二阶矩法、蒙特卡罗方法、贝叶斯理论等; 非概率方法主要用于处理对参数真实水平的非精确认知问题, 包括证据理论、区间分析、可能性理论、模糊理论等。

(1) 概率方法

将总体不确定性视为一个确定的参数方程, 对于复杂的多阶段仿真建模, 不确定性传递实质上是函数的循环嵌套过程。若 $X = \{x_1, x_2, x_3, \dots, x_n\}$ 表示输入的数据, M 表示多阶段建模中的嵌套函数或操作过程, 则模型总输出为:

$$F = MX \quad (5-1)$$

在式(5-1)中,当 M 为显函数时,根据误差传播定律可直接计算输出的不确定性。然而,在大多数情况下 M 为隐函数,没有明确的解析式,这时可采用蒙特卡罗方法进行采样分析,首先确定参数分布类型,如正态分布、对数正态分布、指数分布等,进而根据不同类型数据进行采样,最后获得其统计分布特性。应用蒙特卡罗方法的前提是已知参数的分布类型,但是针对多阶段建模中不确定性的传递问题,内部关系模糊且不能确定参数的分布类型,因此蒙特卡罗方法的使用受到限制。为克服这一缺点,将贝叶斯理论与蒙特卡罗方法相结合,综合考虑历史数据、专家信息、试验数据、维修数据等信息,实现整个寿命周期的不确定性量化。

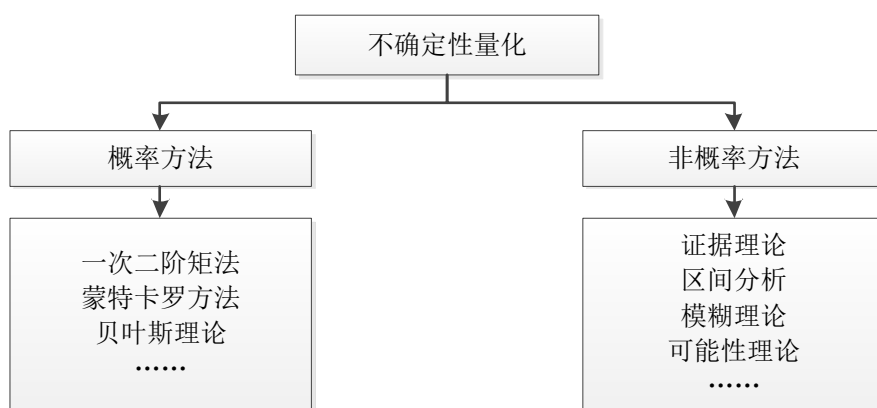


图 5-2 不确定性量化方法

传统的统计方法一般认为参数是恒定的,而贝叶斯理论认为参数具有随机特性且服从某特定概率分布。当初始信息被建模量化为某一概率函数时,随着信息的不断完善,贝叶斯推理可实现对原有概率函数信息的补充,不断更新认知信息。贝叶斯公式为^[193]:

$$P(A|B) = \frac{P(B|A)P(A)}{P(B)} \quad (5-2)$$

式中, $P(A|B)$ 是已知事件 B 发生,事件 A 发生的条件概率; $P(B|A)$ 已知事件 A 发生,事件 B 发生的条件概率; $P(A)$ 和 $P(B)$ 是事件 A 和 B 发生的概率。

当 $P(B)$ 用全概率公式表示时,式(5-2)可改写为:

$$P(A_i|B) = \frac{P(B|A_i)P(A_i)}{\sum_{j=1}^n P(B|A_j)P(A_j)} \quad (5-3)$$

式中， $P(A_i)$ 是先验概率，代表所有初始信息； $P(B|A_i)$ 是似然函数，代表数据和模型的相似程度，是联系先验信息和后验信息的关键纽带； $P(A_i|B)$ 是后验概率，代表综合所有信息的条件概率；式(5-3)是离散数据的贝叶斯公式。

当变量为连续数据时，观测数据 ξ 对模型参数向量 $\theta = \{p_1, p_2, p_3, \dots, p_i, \dots, p_n\}$ 的先验概率密度 $\pi_0(\theta)$ ，似然函数为 $L(\xi|\theta)$ ，则后验概率密度函数为：

$$\pi(\theta|\xi) = \frac{L(\xi|\theta)\pi_0(\theta)}{\int_{\theta} L(\xi|\theta)\pi_0(\theta)d\theta} \quad (5-4)$$

随着数据样本量的逐渐增加和数据信息的不断完善，先验信息的影响逐渐变小。当不考虑先验信息，直接对似然函数求取最大值时得到的参数估计值称为极大似然估计值，该方法称为极大似然估计，是按照最大可能性准则进行推断的估计方法。当样本量较小时，先验信息的影响较大，建立准确的先验信息分布函数可有效提高参数估计的效率。一般而言，参数估计的后验信息常常呈现非线性的多元分布形式，需要进行仿真抽样得到参数后验信息的分布规律。其中，最具代表性的抽样算法是基于马尔科夫链的蒙特卡罗(Markov Chain Monte Carlo, MCMC)算法，该算法可由计算机仿真实现。贝叶斯推理流程图如图 5-3 所示。

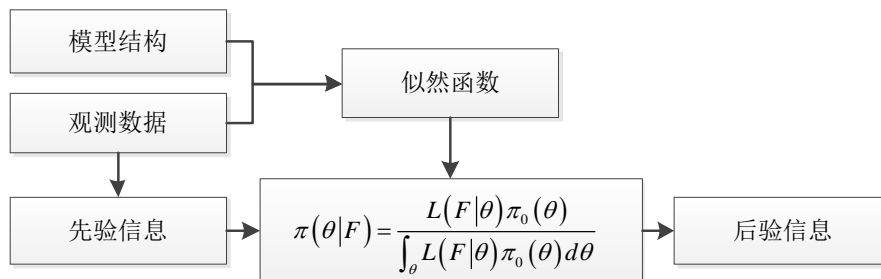


图 5-3 贝叶斯推理流程图

(2) 非概率方法

当样本量极少或者存在认知偏差时，获得的一部分不确定性信息无法用概率方法进行量化，需要采用非概率方法进行表征。下面将简单介绍一下区间分析、模糊理论和证据理论。

1) 区间分析^[2]

区间分析是基于了解不确定性变量的大概取值范围，但不能确定真实区间。一般变量的取值范围可采用以下集合表示：

$$X_i = \{x_i : a_i \leq x_i \leq b_i\} \quad (5-5)$$

式中， $[a_i, b_i]$ 是变量 x_i 取值的大概范围。对于不同的变量 X_1, X_2, \dots, X_n 构成的区间

向量 $x = [x_1, x_2, \dots, x_n]$, x 的取值集合表征为:

$$X = X_1 \times X_2 \times \dots \times X_n \quad (5-6)$$

当不确定性变量通过多阶段建模中的操作过程 F 时, 函数值表示为:

$$\Omega = \{y : x \in X, y = F(x)\} \quad (5-7)$$

式中, Ω 是一个集合, 可通过数值仿真得到。对于复杂的多阶段问题, 通过对输入集合的蒙特卡罗抽样得到不确定性传播的统计特性和近似表达。

2) 模糊理论^[123]

在论域 U 上给定一个映射:

$$\begin{aligned} A: U &\rightarrow [0, 1] \\ u &\mapsto A(u) \end{aligned} \quad (5-8)$$

则称 A 是 U 上的模糊(Fuzzy)集, $A(u)$ 和 u 分别是 A 的隶属函数和隶属度。当隶属度 $u = 0$ 或 1 时, 分别表示元素不属于或属于该集合; 当隶属度 u 在 $(0, 1)$ 之间时, 隶属度越大表示元素越接近该集合。隶属函数是表征元素属于某种特性的程度而建立的函数, 是从定性分析到定量计算的一个跨度, 可根据经验和试验数据来选择符合元素特性的隶属函数。常用确定隶属度的方法有模糊统计法、专家确定法、对比排序法等。

3) 证据理论^[194]

证据理论是基于一个辨识框架建立起来的, 由互斥可穷举的元素组成集合 X , 包含可能的取值集合, 集合 E_0 是 X 某些子集的集合, 包含所有可能结果的集合。证据理论对于事件的基本度量是基本概率赋值函数, 表征事件信息的充足程度和信任程度, 定义为 $m: X \rightarrow [0, 1]$, 满足:

$$\textcircled{1} m(\nu) = 0, \nu \notin E_0;$$

$$\textcircled{2} 0 \leq m(\nu) \leq 1, \forall \nu \in E_0;$$

$$\textcircled{3} \sum_{\nu \in X} m(\nu) = 1。$$

若 $\nu \in X$ 且 $m(\nu) > 0$, 则 ν 称为焦点。信任函数和似然函数分别定义为:

$$\text{Bel}(\nu) = \sum_{\nu \subset \nu} m(\nu) \quad (5-9)$$

$$\text{Pl}(\nu) = \sum_{\nu \cap \nu \neq \emptyset} m(\nu) \quad (5-10)$$

$\text{Bel}(\nu)$ 表示与事件 ν 确定相关的信息量, 可视为概率测度的下限值, 表示 ν 为真的信任程度; $\text{Pl}(\nu)$ 表示与事件 ν 可能相关的信息量, 可视为概率测度的上限值,

表示 ν 为非假的信任程度。因此， $\text{Bel}(\nu)$ 和 $\text{Pl}(\nu)$ 的值可表征事件 ν 由于信息不完善和数据缺失等引起的不确定， $[\text{Bel}(\nu), \text{Pl}(\nu)]$ 构成了一个表征事件 ν 不确定性的区间，其划分方法如图 5-4 所示。当 $[\text{Bel}(\nu), \text{Pl}(\nu)] = 0$ 时，证据理论退化为贝叶斯理论；当 $[\text{Bel}(\nu), \text{Pl}(\nu)] = [0, 1]$ 时，表示事件 ν 的信息完全缺失，没有可用数据，此证据是不可知的。

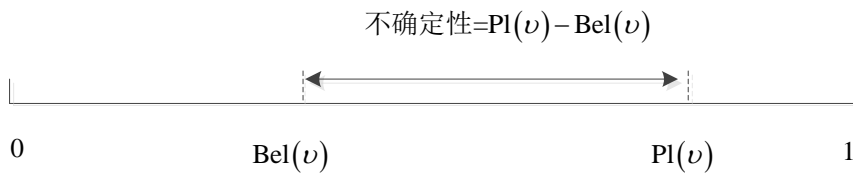


图 5-4 证据理论中不确定性的表征

5.3 极限状态与可靠度

《工程结构可靠性设计统一标准》(GB 50153-2008)给出极限状态的定义为：整个结构或结构的一部分超过某一特定状态，就不能满足设计规定的某一功能要求，此特定状态称为该功能的极限状态^[195]。极限状态往往用来评估结构性能是否可靠，是安全和失效之间的临界状态。根据不同结构功能需求，对于极限状态也有不同的要求。在进行安全寿命设计时，要考虑机械结构的所有极限状态，校核各种工作条件下的结构都未达到极限状态且能正常工作，满足安全性、可靠性、适用性和耐久性等各种功能要求。结构可靠度是结构可靠性的度量，是指在规定时间内和规定条件下完成规定功能的概率，与之对应的失效概率是指不能完成规定功能的概率。失效概率越小，可靠度越高，反之也成立。

假设结构的基本随机变量 $z = (z_1, z_2, \dots, z_i, \dots, z_n)$ ，其功能函数表示为：

$$Z = g(z) \begin{cases} < 0, & \text{失效状态} \\ = 0, & \text{极限状态} \\ > 0, & \text{安全状态} \end{cases} \quad (5-11)$$

当 $g(z) > 0$ 时，表示结构处于安全状态，其对应的概率是可靠度；当 $g(z) < 0$ 时，表示结构处于失效状态，其对应的概率是失效概率；当 $g(z) = 0$ ，表示结构处于极限状态，是用于判别其是否安全的关键。

为进一步阐述极限状态的意义，以在疲劳可靠性设计中应用最广的应力-强度干涉模型为例，如图 5-5 所示，当机械结构受到的应力大于其强度时，则可能发生失效，可靠度表征为应力 σ 小于强度 S 的概率。在图 5-5 中， $f_\sigma(\sigma)$ 和 $f_s(S)$ 分别表示应力和强度的概率密度函数，阴影部分面积代表失效概率，其功能函数为：

$$Z = S - \sigma \quad (5-12)$$

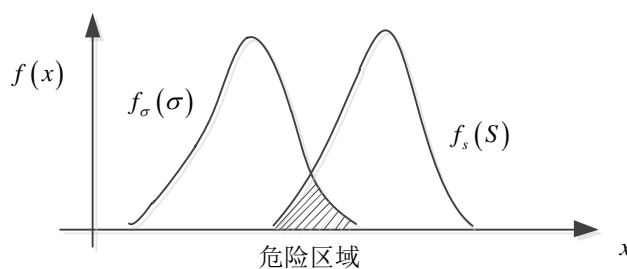


图 5-5 应力-强度干涉模型

当应力 σ 和强度 S 都服从相互独立的正态分布，其均值和标准差分别为 μ_σ 、 μ_S 和 σ_σ 、 σ_S 。功能函数也服从正态分布，其均值和标准差分别为 $\mu_Z = \mu_S - \mu_\sigma$ 和 $\sigma_Z = \sqrt{\sigma_\sigma^2 + \sigma_S^2}$ ，可靠度表示为：

$$\begin{aligned} R(t) &= P(Z > 0) \\ &= 1 - \Phi\left(-\frac{\mu_S - \mu_\sigma}{\sqrt{\sigma_\sigma^2 + \sigma_S^2}}\right) \end{aligned} \quad (5-13)$$

式中， $\Phi(\cdot)$ 表示标准正态分布函数。

同理，当 σ 和 S 服从相互独立的对数正态分布时，其功能函数为 $Z = \ln S - \ln \sigma$ 且服从正态分布，可靠度表示为：

$$\begin{aligned} R(t) &= P(Z > 0) \\ &= 1 - \Phi\left(-\frac{\mu_{\ln S} - \mu_{\ln \sigma}}{\sqrt{\sigma_{\ln \sigma}^2 + \sigma_{\ln S}^2}}\right) \end{aligned} \quad (5-14)$$

这里的应力和强度是广义的应力和强度，广义应力除了包括施加应力外，还有温度、磨损、累积损伤、变形等改变结构性能的物理参量，广义强度是指包括机械强度等抵抗结构性能变化的能力。

5.4 疲劳可靠性分析

5.4.1 疲劳参数建模

目前对结构进行疲劳可靠性分析的主流方法之一是试验和仿真相结合的故障物理方法。该方法主要是通过直接或间接控制施加在结构上的载荷历史，分析疲劳失效机理并预测疲劳寿命，同时引入概率论方法，对机械结构进行可靠性设计、分析和评估。相对于基于统计的传统分析方法，故障物理方法通过建立疲劳模型

来预估疲劳寿命和可靠度，降低了可靠性建模需要大量数据的要求，可有效节约试验时间和经费。

为保持机械结构的高可靠性和较低的制造维护成本，需要对疲劳失效过程进行精确的分析。但是，受到疲劳机理的复杂性、影响因素的多样性、试验时间和经济成本等多种因素的制约，开展的疲劳试验是在受限操作条件下进行的，不能完全模拟机械结构在实际工况下的疲劳行为，获得的试验数据具有较大的分散性，因此需要对结构的疲劳数据进行统计分析。传统的统计方法是首先假设疲劳寿命的概率模型，考虑疲劳行为的固有随机性和模型参数与真值之间的偏差，估计未知参数并构建“疲劳设计曲线”。然而，当疲劳数据样本量比较少时，采用传统的统计分析方法可能会得到错误的结论，这种情况常常发生在机械结构的设计阶段。在初始设计阶段，受到时间和经济成本的制约，相关数据较少，分析结果与真实结果存在巨大偏差。随着试验、制造、服役等阶段的不断开展，新数据也越来越多，传统的分析方法往往会忽略其中部分或全部数据，信息的利用率不高。贝叶斯理论可较好地解决数据的小样本问题，并随着数据的增多而不断更新疲劳参数，实现不确定性的量化。

前面章节中介绍的都是确定性疲劳寿命预测模型，仅适用于有大量试验数据下的寿命分析。疲劳可靠性模型是建立在不确定性量化的基础上，其信息的输入是概率分布而不是确定值，利用现有疲劳理论，建立概率疲劳分析模型，最终获得校核参数的概率分布和可靠度的变化趋势。例如，由材料性能、载荷历程、几何尺寸、工作环境、预测模型等因素引起的不确定性，通过相关的概率疲劳模型统一表征为寿命的分布，然后建立功能函数计算机械结构的可靠度。一般而言，材料和模型的不确定性可由疲劳参数的概率分布来表征，与之相关的疲劳参数有 σ'_f 、 ε'_f 、 b 、 c 、 E 和 ρ 等。贝叶斯理论可利用现有的数据对历史数据进行更新，材料和模型的属性参数一般服从对数正态分布，其似然函数为^[90]：

$$L(F|Model) = \prod_{i=1}^K \frac{1}{\sqrt{2\pi}s} \exp\left(-\frac{1}{2} \left[\frac{\ln(f(N_f)) - \ln(f(\sigma'_f, \varepsilon'_f, b, c, E, \rho, \dots))}{s} \right]^2\right) \quad (5-15)$$

式中， s 是疲劳寿命的对数标准差。

5.4.2 疲劳损伤建模

结构的疲劳失效过程是疲劳损伤随着载荷循环的增加而不断累积的过程。采用 S-N 曲线和疲劳累积损伤模型对疲劳失效过程进行建模，其表示式分别为：

$$N_f \sigma^m = C \quad (5-16)$$

$$D = \left(\frac{n}{N_f} \right)^r = \left(\frac{\sigma^m}{C} n \right)^r = \eta n^r \quad (5-17)$$

式中, $\eta = (\sigma^m / C)^r$, C 和 m 是材料常数。当 $n = N_f$ 时, 临界损伤为:

$$D_c = \eta N_f^r \quad (5-18)$$

在结构承受多级循环载荷时, 其累积损伤表示为:

$$D = \sum_{i=1}^j \left(\frac{n_i}{N_{fi}} \right)^r = \sum_{i=1}^j \eta_i n_i^r \quad (5-19)$$

对于大多数金属材料, 其寿命一般服从对数正态分布, 其概率密度函数(PDF)为^[196]:

$$f_n(N_f) = \frac{1}{N_f \sigma_{\ln N_f} \sqrt{2\pi}} \exp \left(-\frac{1}{2} \left(\frac{\ln N_f - u_{\ln N_f}}{\sigma_{\ln N_f}} \right)^2 \right) \quad (5-20)$$

$$\ln N_f \sim N(u_{\ln N_f}, \sigma_{\ln N_f}^2)$$

当已知疲劳寿命的概率分布时, 采用一对一概率密度转化法, 如图 5-6 和式 (5-21) 所示, 利用阴影区域面积相等将疲劳寿命的概率分布转化为累积损伤的概率分布^[197]。

$$f_n(N_f) dN_f = f_d(D) dD \quad (5-21)$$

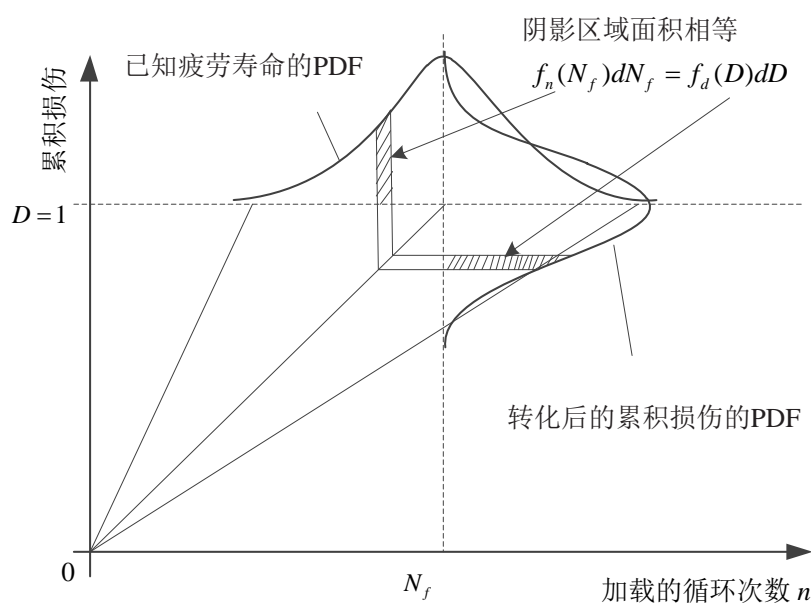


图 5-6 一对一概率密度转化法

累积损伤的概率密度函数为：

$$f_d(D) = \frac{1}{Dr\sigma_{\ln N_f} \sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{1}{2} \left(\frac{\ln(D/\eta) - ru_{\ln N_f}}{r\sigma_{\ln N_f}}\right)^2\right) \quad (5-22)$$

$$\ln D \sim N\left(ru_{\ln N_f} + \ln \eta, (r\sigma_{\ln N_f})^2\right)$$

因此，可知累积损伤和疲劳寿命具有类似的概率分布，累积损伤的对数标准差表示为：

$$\sigma_{\ln D} = r\sigma_{\ln N_f} \quad (5-23)$$

在恒幅载荷下，循环次数 n 的对数标准差 $\sigma_{\ln n}$ 满足^[198]：

$$\sigma_{\ln n} = \frac{\sigma_{\ln N_f}}{\ln N_f} \ln n \quad (5-24)$$

进而可得损伤 D 的对数标准差 $\sigma_{\ln D}$ 为：

$$\sigma_{\ln D} = r \frac{\sigma_{\ln N_f}}{\ln N_f} \ln n \quad (5-25)$$

总累积损伤的对数标准差为：

$$\sigma_{\ln D} = \sqrt{\sum_{i=1}^j \left(r_i \frac{\sigma_{\ln N_{fi}}}{\ln N_{fi}} \ln n_i \right)^2} \quad (5-26)$$

5.4.3 可靠度的计算

为保证机械结构在服役过程中安全可靠的工作，需要对其工作状态进行评估。结构的可靠度可表征为累积损伤小于临界损伤的概率，当累积损伤小于临界损伤时，结构不发生失效。机械结构的累积损伤随着载荷循环次数的增加逐渐靠近临界损伤，如图 5-7 所示。

当结构发生失效时，临界损伤 D_c 服从对数正态分布，即 $\ln D_c \sim N(\mu_{\ln D_c}, \sigma_{\ln D_c}^2)$ ，其中 $\sigma_{\ln D_c}^2$ 可由式(5-26)计算得到。假设临界损伤的期望 $E(D_c)$ 为 1，则有：

$$\mu_{\ln D_c} = \ln(E(D_c)) - \frac{\sigma_{\ln D_c}^2}{2} \quad (5-27)$$

结构关于累积损伤的功能函数为：

$$Z_D = \ln D_c - \ln D \quad (5-28)$$

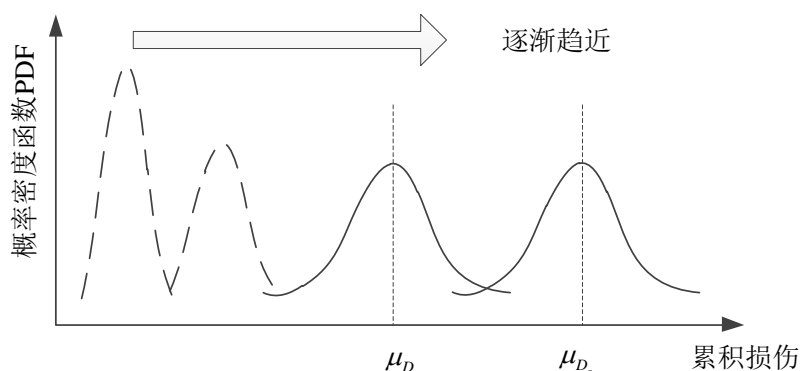


图 5-7 累积损伤变化趋势

根据式(5-28)可得, 可靠度随循环次数的变化规律可表征为:

$$\begin{aligned}
 R &= P(Z_D > 0) \\
 &= 1 - \Phi \left(-\frac{\mu_{\ln D_c} - \mu_{\ln D}}{\sqrt{\sigma_{\ln D_c}^2 + \sigma_{\ln D}^2}} \right) \\
 &= 1 - \Phi \left(-\frac{\mu_{\ln D_c} - \ln \left(\sum_{i=1}^j \left(\frac{n_i}{N_{fi}} \right)^{r_i} \right)}{\sqrt{\sigma_{\ln D_c}^2 + \sum_{i=1}^j \left(r_i \frac{\sigma_{\ln N_{fi}}}{\ln N_{fi}} \ln n_i \right)^2}} \right)
 \end{aligned} \tag{5-29}$$

式中, N_{fi} 是根据 S-N 曲线获得的疲劳寿命, 当工作环境更为复杂, 也可采用其它寿命预测模型获得 N_{fi} 。例如在多轴条件下, 可用临界面模型获得 N_{fi} 。换言之, S-N 曲线可被其它不同类型的寿命预测方法所替换。

当缺乏试验数据, r_i 求解困难时, 可取 $r_i=1$, 此时疲劳累积损伤模型变为 Miner 模型, 可靠度计算可简化为:

$$R = 1 - \Phi \left(-\frac{\mu_{\ln D_c} - \ln \left(\sum_{i=1}^j \frac{n_i}{N_{fi}} \right)}{\sqrt{\sigma_{\ln D_c}^2 + \sum_{i=1}^j \left(\frac{\sigma_{\ln N_{fi}}}{\ln N_{fi}} \ln n_i \right)^2}} \right) \tag{5-30}$$

5.5 高压涡轮叶片疲劳可靠性分析

为量化高压涡轮叶片材料属性、载荷参数和预测模型的不确定性, 叶片的疲劳可靠性分析流程如图 5-8 所示。

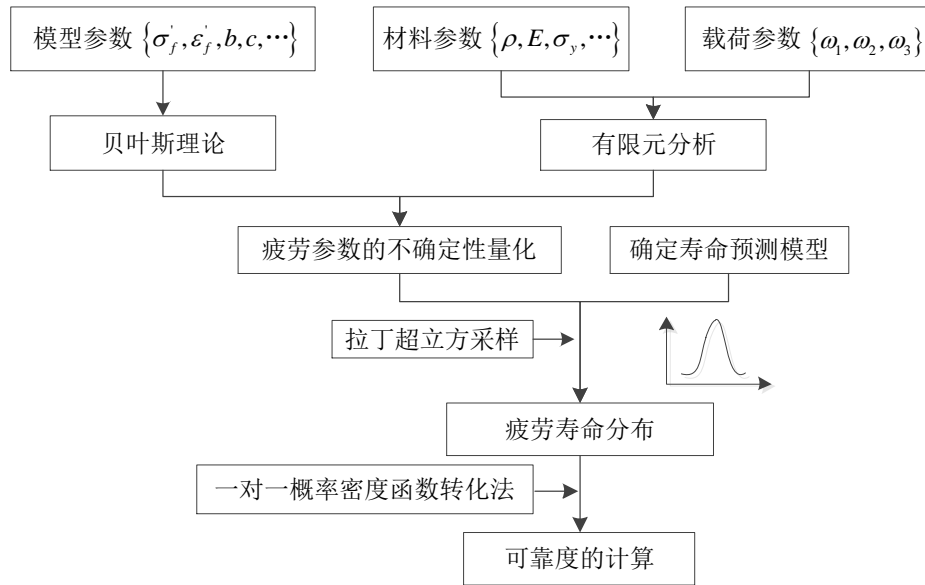


图 5-8 高压涡轮叶片疲劳可靠性分析流程图

当进行高压涡轮叶片的可靠性分析时，将疲劳参数作为基本输入变量，其中 $\{b, c, \rho, E\}$ 视为常数， $\{\sigma_f', \varepsilon_f'\}$ 视为输入的随机变量^[199]。基于 GH4169 的历史数据^[200]，应用贝叶斯理论对疲劳参数 $\{\sigma_f', \varepsilon_f'\}$ 进行更新，两个参数的先验分布和后验分布如图 5-9 所示。为获得最危险部位应力应变的概率密度函数，在有限元仿真中假设叶片每级转速的变异系数都为 0.05。高压涡轮叶片的疲劳参数分布信息如表 5-1 所示。

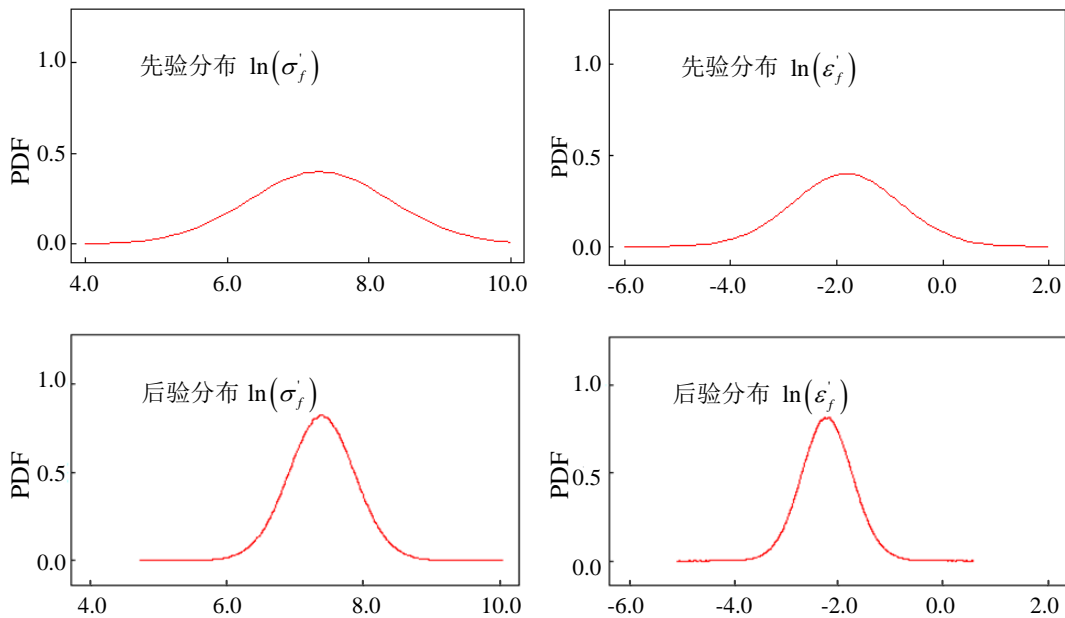


图 5-9 $\ln(\sigma_f')$ 和 $\ln(\varepsilon_f')$ 的先验和后验分布函数

表 5-1 疲劳参数的分布

疲劳参数	分布类型	均值	标准差
ω_1 (rpm)	正态分布	9200	460
ω_2 (rpm)	正态分布	16500	825
ω_3 (rpm)	正态分布	18000	900
$\ln(\sigma'_f)$	正态分布	7.309	0.364
$\ln(\varepsilon'_f)$	正态分布	-2.334	0.367

根据第 3.5 节的分析可知, 高压涡轮叶片最危险的部位是榫头上第二个榫齿处, S1 和 S2 状态决定了叶片的疲劳寿命。首先, 采用拉丁超立方抽样方法对表 5-1 中的疲劳参数进行采样, 该方法可有效减少冗余的抽样次数; 然后, 经过有限元仿真分析, 将应力应变输出参数和 σ'_f 及 ε'_f 的采样参数代入 MECF 模型进行疲劳寿命估算, 分析得到在 S1 和 S2 状态的寿命服从对数正态分布, 分别为 $\ln N_{f1} \sim N(8.5850, 0.27357^2)$ 和 $\ln N_{f2} \sim N(9.9057, 0.22316^2)$, 如图 5-10 和图 5-11 所示; 最后, 结合 800h 载荷谱, 采用 Miner 法则(即 $r_i=1$)计算高压涡轮叶片发生失效时外场工作寿命 T_f , 如式(5-31), 可得外场工作寿命分布为 $\ln T_f \sim N(7.7394, 0.20743^2)$, 如图 5-12 所示。

$$T_f = \frac{800}{D_{800}} = \frac{800}{n_1 / N_{f1} + n_1 / N_{f2}} \quad (5-31)$$

为计算涡轮叶片的可靠度, 需要将 800h 载荷谱中的循环数进行归一化处理, 可靠度随载荷循环次数的变化如图 5-13 所示, 基于疲劳损伤的可靠度计算公式为:

$$R_1(n) = 1 - \Phi \left(\frac{\mu_{\ln D_c} - \ln \left(\frac{n}{N_{f1}} \frac{n_1}{n_1 + n_2} + \frac{n}{N_{f2}} \frac{n_2}{n_1 + n_2} \right)}{\sqrt{\sigma_{\ln D_c}^2 + \left(\frac{\sigma_{\ln N_{f1}}}{\ln N_{f1}} \times \ln \left(\frac{n_1 \times n}{n_1 + n_2} \right) \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{\ln N_{f2}}}{\ln N_{f2}} \times \ln \left(\frac{n_2 \times n}{n_1 + n_2} \right) \right)^2}} \right) \quad (5-32)$$

高压涡轮叶片的设计寿命为 T_d , 基于疲劳损伤的可靠度为:

$$R_1(T_d) = 1 - \Phi \left(\frac{\mu_{\ln D_c} - \ln \left(\frac{n_1}{N_{f1c}} \times \frac{T_d}{800} + \frac{n_2}{N_{f2c}} \times \frac{T_d}{800} \right)}{\sqrt{\sigma_{\ln D_c}^2 + \left(\frac{\sigma_{\ln N_{f1}}}{\ln N_{f1}} \times \ln \left(\frac{n_1 T_d}{800} \right) \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{\ln N_{f2}}}{\ln N_{f2}} \times \ln \left(\frac{n_2 T_d}{800} \right) \right)^2}} \right) \quad (5-33)$$

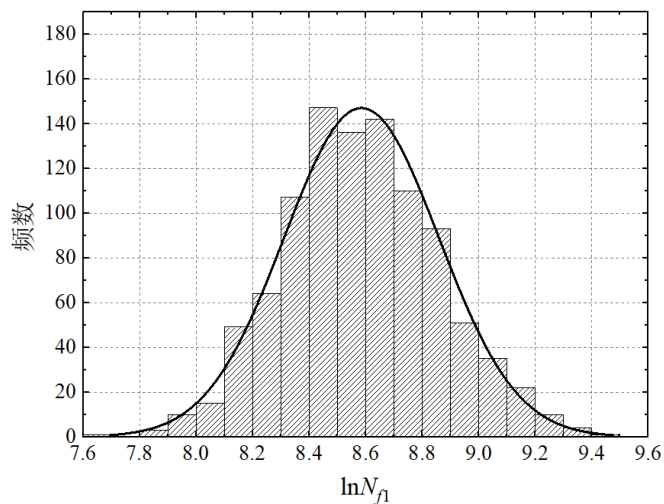


图 5-10 S1 状态的寿命分布

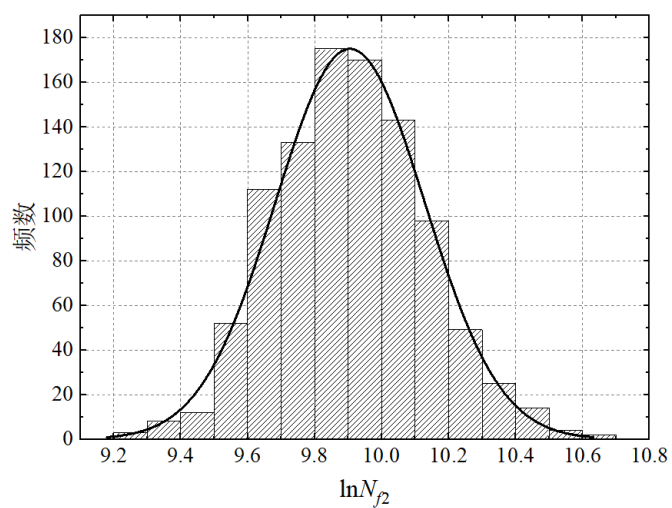


图 5-11 S2 状态的寿命分布

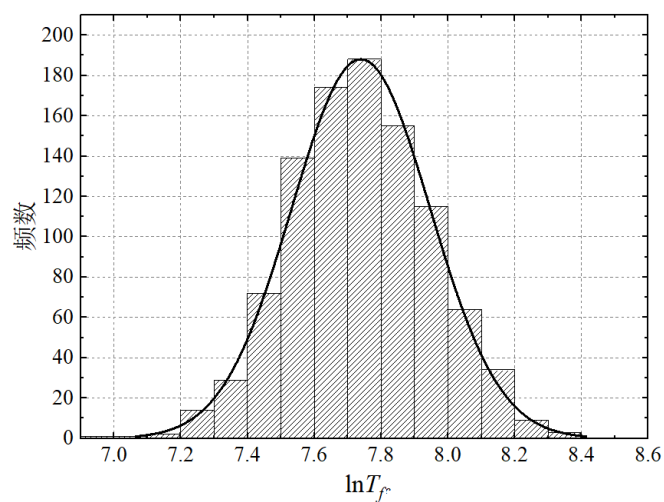


图 5-12 外场工作寿命分布

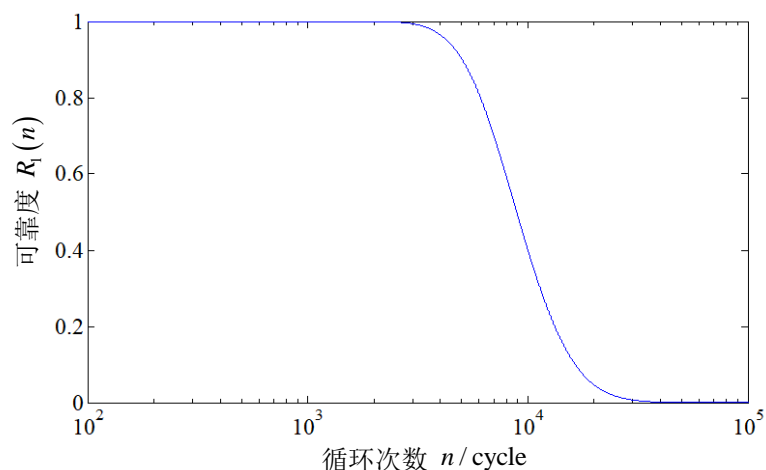


图 5-13 基于循环次数的可靠度曲线

此外，还有一种直接计算可靠度的方法。当不考虑累积损伤时，如果高压涡轮叶片的疲劳寿命大于设计寿命，则处于安全可靠的状态，建立设计寿命 T_d 和疲劳寿命 T_f 的功能函数为：

$$Z_t = \ln T_f - \ln T_d \quad (5-34)$$

基于疲劳寿命的可靠度为：

$$R_2(T_d) = P(Z_t > 0) = 1 - \Phi\left(-\frac{\ln T_f - \ln T_d}{\sigma_{\ln T_f}}\right) \quad (5-35)$$

根据式(5-33)和式(5-35)可得高压涡轮叶片基于疲劳损伤和基于疲劳寿命的可靠度曲线，如图 5-14 所示。

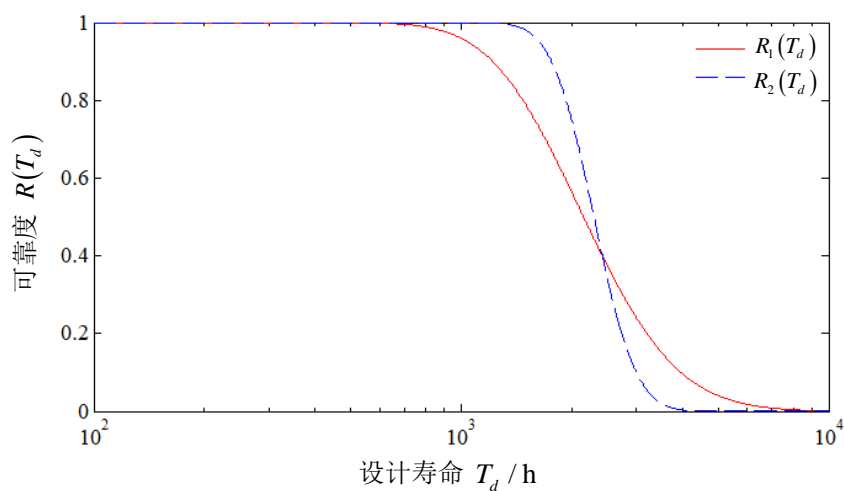


图 5-14 基于设计寿命的可靠度曲线

从图 5-14 的整个变化趋势来看, 基于疲劳损伤的可靠度 $R_1(T_d)$ 比基于疲劳寿命的可靠度 $R_2(T_d)$ 的下降趋势更为平缓; 在曲线下降的前半段时间, 相同时间下 $R_1(T_d)$ 比 $R_2(T_d)$ 小; 在曲线下降的后半段时间, 由于 $R_2(T_d)$ 下降趋势更为陡峭, 相同时间下 $R_2(T_d)$ 比 $R_1(T_d)$ 小。这是由于基于疲劳损伤的可靠度不仅考虑了疲劳参数和载荷的不确定性, 还考虑了累积损伤的不确定性, 而基于疲劳寿命的可靠度忽略了累积损伤的不确定性, 前者考虑的更加全面。

5.6 本章小结

本章研究了疲劳可靠性分析中不确定性的来源和影响, 介绍了不确定性量化的概率方法和非概率方法。基于疲劳参数建模、疲劳损伤建模和可靠度的计算三个步骤, 提出一种高压涡轮叶片的疲劳可靠性分析方法。首先, 采用贝叶斯理论、拉丁超立方采样和有限元分析方法对材料属性、模型参数和外界载荷的不确定性进行建模分析; 然后, 应用一对一概率密度转化法将疲劳寿命的不确定性和累积损伤的不确定性联系起来; 最后, 分别建立基于疲劳损伤和基于疲劳寿命的功能函数, 并将两者应用于高压涡轮叶片的可靠性分析。

第六章 总结与展望

6.1 全文总结

航空发动机涡轮叶片的疲劳寿命及可靠性问题一直是受到广泛关注的重点问题。叶片作为航空发动机中数量最多的转子部件，在恶劣的工况下服役，一旦发生失效会严重危及整个飞机的飞行安全。根据飞机不同的飞行任务，航空发动机需要不断地起动、加速、减速、制动和停车，涡轮叶片承受离心力、热应力、接触应力等复杂循环载荷，涡轮叶片与涡轮盘的连接部位存在较大应力集中，该部位是需要重点校核的部位。涡轮叶片在疲劳失效过程中存在大量不确定性，这些不确定性对于涡轮叶片的疲劳寿命预测及可靠性分析有不容忽视的影响。因此，开展航空发动机涡轮叶片的疲劳寿命预测及可靠性分析方法研究，有助于保证航空发动机的飞行安全，预防航空事故和减少维护成本，是航空发动机结构安全性的重要保障。

本文以某型号航空发动机涡轮叶片为研究对象，模拟叶片在典型工况下的应力应变响应，考虑多种不确定性对叶片疲劳性能的影响，针对叶片在疲劳寿命预测及可靠性分析中所遇到的问题，开展了相关探索性研究。首先，本文分别采用基于等效应变和基于能量-临界面的两种模型对涡轮叶片进行了疲劳寿命预测，两种模型都考虑了平均应力效应；然后，建立非线性累积损伤模型研究涡轮叶片失效机理；最后，分析和量化影响涡轮叶片疲劳性能的不确定性，对涡轮叶片进行了可靠性建模。本文的主要成果总结如下：

(1) 建立考虑平均应力效应及其敏感度的等效应变模型

涡轮叶片主要承受着高转速下自身引起的离心力、高压气体作用于叶片产生的气动力、温差引起的热应力等复杂非对称载荷，本文采用 ANSYS Workbench 对涡轮叶片进行了有限元建模，模拟其实际工作状态，分析得到叶片应力集中部位及其应力应变响应。基于 Walker 模型对平均应力效应及其敏感度的良好表征，提出了等效应变寿命预测模型，建立了总应变和疲劳寿命的直接函数关系。等效应变模型的预测效果比 SWT 模型和 Morrow 线性修正模型的预测效果更好，可应用于低压涡轮叶片的疲劳寿命预测。

(2) 建立考虑拉伸行为和剪切行为交互作用的能量-临界面模型

航空发动机在服役时，涡轮叶片与轮盘连接的榫头往往存在较大的接触应力(包括拉伸应力、剪切应力等)，叶片材料内部拉伸行为和剪切行为的交互作用会影响疲劳寿命。针对此类问题，在总结多轴疲劳寿命模型优缺点和分析疲劳断裂失

效机理的基础上,提出了修正的能量-临界面疲劳寿命预测模型。同时,采用叶片材料 GH4169 和 TC4 在不同加载路径下的疲劳数据对所提模型进行了验证,将所提模型的预测结果与 FS 模型、WB 模型和 SWT 模型的预测结果进行对比,发现所提模型的预测精度最好。此外,所提模型反映了疲劳失效机理,可应用于高压涡轮叶片的寿命预测。

(3) 建立考虑载荷交互作用和加载次序的非线性疲劳累积损伤理论

分析总结了线性和非线性累积损伤模型的优缺点,将材料性能退化或损伤累积过程看作材料记忆退化的过程,考虑载荷交互作用和加载次序的影响,建立了非线性疲劳累积损伤模型。选取五种材料在两级和多级循环加载下的疲劳数据对所提模型进行了验证,同时将所提模型的预测结果与 Miner 模型、Lv 模型和 Kwofie 模型的预测结果进行对比,发现所提模型的综合性能优于其它三种模型。此外,为进一步研究涡轮叶片疲劳损伤机理,采用所提模型对低压涡轮叶片进行了疲劳损伤评估和寿命预测。

(4) 建立考虑不确定性影响的涡轮叶片疲劳可靠性分析方法

分析总结了疲劳可靠性建模过程中不确定性的来源和量化方法,提出一种高压涡轮叶片的可靠性分析方法。该方法将模型参数、材料参数、载荷参数等以函数分布的形式作为输入,结合贝叶斯理论、有限元分析、寿命预测模型、拉丁超立方采样等方法,将多种不确定性对高压涡轮叶片疲劳特征的影响表征到疲劳寿命的分布上;通过一对一概率密度转化法将疲劳寿命的分布转化为疲劳损伤的分布,采用基于疲劳损伤和基于疲劳寿命的功能函数对叶片进行了可靠度的估算。

综上所述,本文可简要概括为“两个疲劳寿命预测模型、一个疲劳累积损伤模型和一种疲劳可靠性分析方法”。两个疲劳寿命预测模型和一个疲劳累积损伤模型实现对涡轮叶片的确定性寿命预测和损伤评估,一种疲劳可靠性分析方法实现对涡轮叶片的可靠性建模。通过对涡轮叶片危险部位应力应变响应的分析,深入研究了叶片的失效机理和损伤过程,总结和拓展了叶片的寿命预测模型和疲劳可靠性分析方法,为航空发动机涡轮叶片的设计决策、风险评估和安全维护提供了重要理论支撑。

6.2 后续工作展望

航空发动机涡轮叶片长期在高温、高载荷、大冲击、氧化、腐蚀等交互作用的恶劣环境中工作,受到多种失效模式耦合作用,且疲劳失效机理复杂,使得开展涡轮叶片的相关研究较为困难。本文对涡轮叶片的寿命预测、累积损伤、不确定性量化、可靠性分析等方面开展了探索性研究,但仍存在大量技术难题需要深

入研究。在本文现有成果的基础上，后续将对以下几方面进行研究：

(1) 多轴条件下的疲劳累积损伤理论研究

现有的疲劳累积损伤理论大多基于单轴或者将多轴等效为单轴情况进行分析，多轴条件下的损伤机理研究还比较少，没有考虑加载路径、拉伸行为和剪切行为的交互作用、循环软化、循环硬化等对疲劳损伤的影响。因此，开展多轴条件下的损伤理论研究可提高涡轮叶片损伤评估和寿命预测的精度。

(2) 多失效模式下的疲劳寿命研究

涡轮叶片在复杂工况下服役，存在蠕变、低周疲劳、高周疲劳、高低周复合疲劳、热疲劳等多种失效模式相互耦合，其疲劳失效机理和损伤演变过程及耦合作用机制十分复杂。针对单一失效模式的分析方法众多，适合多失效模式耦合的分析方法较少。因此，开展多失效模式下的疲劳寿命研究是十分必要的。

(3) 全寿命周期的概率疲劳寿命预测和不确定性参数的灵敏度分析

涡轮叶片的疲劳寿命受到几何尺寸、工作载荷、预测模型、试验数据、材料性能等大量不确定性的影响，同时在设计、制造、试验、使用和维护等阶段也存在大量不同来源和不同层次的不确定性因素。因此，需要开展叶片全寿命周期的概率寿命预测研究，实现对疲劳参数的实时更新；同时探究不确定性对疲劳性能的影响机理，通过灵敏度分析找出影响疲劳寿命的关键参数。

致 谢

天波易谢，寸暑难留。十年前，带着青春的梦想和激动的心情踏入电子科技大学的校园，经历了本科、硕士和博士三个阶段的学习，从一个懵懂少年到对未来充满期待的青年，一路上风雨兼程，有忧伤和泪水，但更多是快乐和感恩。特别是四年的博士生生涯，忙碌而充实，经历了迷茫、困惑和无数次内心的煎熬，艰辛但无悔，认识到自己的不足，成长和收获了很多，这一切都离不开各位老师和同学及亲朋好友们的帮助、支持与鼓励。在博士论文付梓之际，谨向母校和所有关心帮助我的人致以衷心的感谢和崇高的敬意！

首先，感谢我的恩师黄洪钟教授，能在您的指导下学习，是学生最大的幸运。在学术上，您引领学生踏入科研的大门，从什么都不懂到能够独立完成课题部分工作，每一次的论文发表和项目结题都凝聚了您的心血，学生在这四年中取得的每一点进步都离不开您的指导和支持，您用严谨的治学态度和刻苦的钻研精神鞭策着我不断前进、勇攀科学高峰；在生活上，时刻教导我要孝顺和感恩，“孝”敬父母，“顺”从父母心意，感恩所有帮助我的人，您把学生当成自己的孩子一样关心、照顾和指导，不仅传道授业解惑，还教会我做人做事，您犹如学生成长路上一盏明灯，指引我不断前行，您的言传身教让我受益终身。在此，我想对我的恩师道一声“您辛苦了”，感恩您的辛苦付出和教育培养，衷心的祝您身体健康、万事顺心！

然后，感谢朱顺鹏老师在我硕博阶段提供了许多悉心指导和帮助，您勤勤恳恳兢兢业业的科研精神值得我不断学习；感谢李彦锋、刘宇、汪忠来、许焕卫、彭卫文等老师的关心和支持；感谢吕志强、高会英、米金华、付国忠、殷毅超、张小强、李翔宇等博士师兄师姐的帮助和关怀；感谢同窗奋斗的郭骏宇、黄承赓等好友一路的鼓励和支持；感谢李贺、曾颖、余奥迪、黄鹏、李享、李懿凡等师弟师妹的陪伴和帮助；感谢系统可靠性与安全性研究中心的每一位成员，祝你们工作顺利、生活幸福！

最后，感谢父母、爷爷奶奶及各位亲友给予我的关爱和鼓励，你们的支持是我前进的动力；感谢我最可爱的妻子一直以来的包容和理解，你的陪伴让未来的路途更加精彩！

谨以此文献给一路上帮助和关心我的亲人、老师和朋友！

参考文献

- [1] 李其汉, 王延荣, 陈懋章. 航空发动机结构强度设计问题[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2014
- [2] 王荣桥, 胡殿印. 航空发动机结构可靠性设计理论及应用[M]. 北京: 科学出版社, 2017
- [3] 陶春虎, 钟培道, 王仁智, 等. 航空发动机转动部件的失效与预防[M]. 北京: 国防工业出版社, 2000
- [4] 闫晓君, 聂景旭. 涡轮叶片疲劳[M]. 北京: 科学出版社, 2014
- [5] ASTM E206-72. Definitions of terms relating to fatigue testing and the statistical analysis of fatigue data[S]. Philadelphia: American Society for Testing and Materials, 1979
- [6] 秦大同, 谢里阳. 疲劳强度与可靠性设计[J]. 北京: 化学工业出版社, 2013
- [7] 赵少汴. 抗疲劳设计手册[J]. 北京: 机械工业出版社, 2015
- [8] 尚德广. 疲劳强度理论[M]. 北京: 科学出版社, 2017
- [9] Y. Murakami. Metal fatigue: effects of small defects and nonmetallic inclusions[M]. London: Elsevier, 2002
- [10] J. Kohout, S. Vechet. A new function for fatigue curves characterization and its multiple merits[J]. International Journal of Fatigue, 2001, 23(2): 175-183
- [11] C. S. Bandara, S. C. Siriwardane, U. I. Dissanayake, et al. Full range S-N curves for fatigue life evaluation of steels using hardness measurements[J]. International Journal of Fatigue, 2016, 82: 325-331
- [12] A. Fatemi, A. Plaseied, A. K. Khosrovaneh, et al. Application of bi-linear log-log S-N model to strain-controlled fatigue data of aluminum alloys and its effect on life predictions[J]. International Journal of Fatigue, 2005, 27(9): 1040-1050
- [13] 徐鹏. 金属材料应变寿命曲线估算的新方法[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2012
- [14] A. Niesłony, M. Böhm. Mean stress effect correction using constant stress ratio S-N curves[J]. International Journal of Fatigue, 2013, 52: 49-56
- [15] A. Ince, G. Glinka. A modification of Morrow and Smith-Watson-Topper mean stress correction models[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2011, 34(11): 854-867
- [16] R. Burger, Y. L. Lee. Assessment of the mean-stress sensitivity factor method in stress-life fatigue predictions[J]. Journal of Testing and Evaluation, 2013, 41(2): 200-206
- [17] M. Nihei, P. Heuler, C. Boller, et al. Evaluation of mean stress effect on fatigue life by use of damage parameters[J]. International Journal of Fatigue, 1986, 8(3): 119-126

- [18] F. Lorenzo, C. Laird. A new approach to predicting fatigue life behavior under the action of mean stresses[J]. *Materials Science and Engineering*, 1984, 62(2): 205-210
- [19] N. E. Dowling. Mean stress effects in stress-life and strain-life fatigue[R]. SAE Technical Paper, 2004
- [20] N. E. Dowling, C. A. Calhoun, A. Arcari. Mean stress effects in stress-life fatigue and the Walker equation[J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 2009, 32(3): 163-179
- [21] Z. Lv, H. Z. Huang, H. K. Wang, et al. Determining the Walker exponent and developing a modified Smith-Watson-Topper parameter model[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2016, 30(3): 1129-1137
- [22] S. Kwofie. An exponential stress function for predicting fatigue strength and life due to mean stresses[J]. *International Journal of Fatigue*, 2001, 23(9): 829-836
- [23] Z. Lv, H. Z. Huang, H. Gao, et al. Lifetime prediction for turbine discs based on a modified Walker strain model[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2015, 29(10): 4143-4152
- [24] 蔡晓静, 许金泉. 各种平均应力下高周疲劳极限间的定量关系[J]. *工程力学*, 2015, 32(10): 25-30
- [25] E. Abdollahi, T. N. Chakherlou. Experimental and numerical analyses of mean stress relaxation in cold expanded plate of Al-alloy 2024-T3 in double shear lap joints[J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 2019, 42(1): 209-222
- [26] Z. Qi, N. Hu, Z. Li, et al. A stress-based model for fatigue life prediction of high density polyethylene under complicated loading conditions[J]. *International Journal of Fatigue*, 2019, 119: 281-289
- [27] C. B. Lim, K. S. Kim, J. B. Seong. Ratcheting and fatigue behavior of a copper alloy under uniaxial cyclic loading with mean stress[J]. *International Journal of Fatigue*, 2009, 31(3): 501-507
- [28] 陈立伟, 王延荣. 平均应力及其分散性对结构振动可靠性的影响[J]. *航空动力学报*, 2006, 21(5): 874-878
- [29] D. McClafin, A. Fatemi. Torsional deformation and fatigue of hardened steel including mean stress and stress gradient effects[J]. *International Journal of Fatigue*, 2004, 26(7): 773-784
- [30] H. Kahn, L. Chen, R. Ballarini, et al. Mechanical fatigue of polysilicon: effects of mean stress and stress amplitude[J]. *Acta Materialia*, 2006, 54(3): 667-678

- [31] D. F. Socie, G. B. Marquis. *Multiaxial fatigue*[M]. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2000
- [32] Y. S. Garud. A new approach to the evaluation of fatigue under multiaxial loadings[J]. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 1981, 103(2): 118-125
- [33] F. Ellyin, Z. Xia. A general fatigue theory and its application to out-of-phase cyclic loading[J]. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 1993, 115(4): 411-416
- [34] F. Ellyin, D. Kujawski. A multiaxial fatigue criterion including mean-stress effect, in *Advances in multiaxial fatigue*[M]. Philadelphia: American Society for Testing and Materials, 1993
- [35] F. Ellyin, D. Kujawski. Plastic strain energy in fatigue failure[J]. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 1984, 106(4): 342-347
- [36] J. W. Ju. On energy-based coupled elastoplastic damage theories: constitutive modeling and computational aspects[J]. *International Journal of Solids and Structures*, 1989, 25(7): 803-833
- [37] H. Jahed, A. Varvani-Farahani. Upper and lower fatigue life limits model using energy-based fatigue properties[J]. *International Journal of Fatigue*, 2006, 28(5-6): 467-473
- [38] H. Jahed, A. Varvani-Farahani, M. Noban, et al. An energy-based fatigue life assessment model for various metallic materials under proportional and non-proportional loading conditions[J]. *International Journal of Fatigue*, 2007, 29(4): 647-655
- [39] 徐海丰. 基于内应力的 Ti-6Al-4V 合金低周疲劳力学行为与寿命预测能量模型研究[D]. 浙江: 浙江大学, 2018
- [40] 藺宏岩. 基于能量耗散的金属疲劳性能研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2017
- [41] K. O. Lee, S. G. Hong, S. B. Lee. A new energy-based fatigue damage parameter in life prediction of high-temperature structural materials[J]. *Materials Science and Engineering: A*, 2008, 496(1-2): 471-477
- [42] B. Fekete. New energy-based low cycle fatigue model for reactor steels[J]. *Materials & Design*, 2015, 79: 42-52
- [43] C. Lu, J. Melendez, J. M. Martínez-Esnaola. Fatigue damage prediction in multiaxial loading using a new energy-based parameter[J]. *International Journal of Fatigue*, 2017, 104: 99-111
- [44] S. P. Zhu, H. Z. Huang, L. P. He, et al. A generalized energy-based fatigue-creep damage parameter for life prediction of turbine disk alloys[J]. *Engineering Fracture Mechanics*, 2012, 90: 89-100
- [45] H. Ozaltun, M. H. H. Shen, T. George, et al. An energy based fatigue life prediction framework for in-service structural components[J]. *Experimental Mechanics*, 2011, 51(5): 707-718

- [46] 袁善虎, 蒋洪德, 陈海燕, 等. 一种基于能量参数的非局部缺口疲劳寿命预测方法[J]. 推进技术, 2017, (3): 653-658
- [47] M. W. Brown, K. J. Miller. A theory for fatigue failure under multiaxial stress-strain conditions[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1973, 187(1): 745-755
- [48] F. A. Kandil, M. W. Brown, K. J. Miller. Biaxial low-cycle fatigue failure of 316 stainless steel at elevated temperatures[C]. International Conference on Mechanical Behaviour and Nuclear Applications of Stainless Steel at Elevated Temperatures, Italy, 1981, 14(22): 203-209
- [49] C. H. Wang, M. W. Brown. A path-independent parameter for fatigue under proportional and non-proportional loading[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 1993, 16(12): 1285-1297
- [50] A. Fatemi, D. F. Socie. A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 1988, 11(3): 149-165
- [51] K. N. Smith, P. Watson, T. H. Topper. A stress-strain function for the fatigue of metals[J]. Journal of Materials, 1970, 5: 767-778
- [52] K. C. Liu. A method based on virtual strain-energy parameters for multiaxial fatigue life prediction, in Advances in multiaxial fatigue[M]. Philadelphia: American Society for Testing and Materials, 1993
- [53] C. C. Chu, F. A. Conle, J. J. F. Bonnen. Multiaxial stress-strain modeling and fatigue life prediction of SAE axle shafts, in Advances in multiaxial fatigue[M]. Philadelphia: American Society for Testing and Materials, 1993
- [54] A. Ince, G. Glinka. A generalized fatigue damage parameter for multiaxial fatigue life prediction under proportional and non-proportional loadings[J]. International Journal of Fatigue, 2014, 62: 34-41
- [55] A. Ince. Development of computational multiaxial fatigue modelling for notched components[D]. Waterloo: University of Waterloo, 2012
- [56] A. Varvani-Farahani. A new energy-critical plane parameter for fatigue life assessment of various metallic materials subjected to in-phase and out-of-phase multiaxial fatigue loading conditions[J]. International Journal of Fatigue, 2000, 22(4): 295-305
- [57] Z. Y. Yu, S. P. Zhu, Q. Liu, et al. A new energy-critical plane damage parameter for multiaxial fatigue life prediction of turbine blades[J]. Materials, 2017, 10(5): 513

- [58] S. P. Zhu, Z. Y. Yu, J. Correia, et al. Evaluation and comparison of critical plane criteria for multiaxial fatigue analysis of ductile and brittle materials[J]. *International Journal of Fatigue*, 2018, 112: 279-288
- [59] G. Glinka, G. Shen, A. Plumtree. A multiaxial fatigue strain energy density parameter related to the critical fracture plane[J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 1995, 18(1): 37-46
- [60] G. Glinka, G. Wang, A. Plumtree. Mean stress effects in multiaxial fatigue[J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 1995, 18(7-8): 755-764
- [61] 尚德广, 王大康, 李明. 基于临界面法的缺口件多轴疲劳寿命预测[J]. *机械强度*, 2003, 25(2): 212-214
- [62] N. E. Dowling. *Mechanical behavior of materials: engineering methods for deformation, fracture, and fatigue*[M]. Boston, MA: Pearson, 2012
- [63] R. A. Cláudio, C. M. Branco, E. C. Gomes, et al. Fatigue life prediction and failure analysis of a gas turbine disc using the finite-element method[J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 2004, 27(9): 849-860
- [64] D. V. Ramsamooj, T. A. Shugar. Prediction of fracture-based fatigue life of connectors for the mobile offshore base[J]. *Marine Structures*, 2001, 14(1-2): 197-214
- [65] D. Kujawski. A fatigue crack driving force parameter with load ratio effects[J]. *International Journal of Fatigue*, 2001, 23: 239-246
- [66] S. H. Sajjadi, M. J. Ostad Ahmad Ghorabi, D. Salimi-Majd. A novel mixed-mode brittle fracture criterion for crack growth path prediction under static and fatigue loading[J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 2015, 38(11): 1372-1382
- [67] I. V. Singh, B. K. Mishra, S. Bhattacharya, et al. The numerical simulation of fatigue crack growth using extended finite element method[J]. *International Journal of Fatigue*, 2012, 36(1): 109-119
- [68] K. S. R. Chandran. A physical model and constitutive equations for complete characterization of S-N fatigue behavior of metals[J]. *Acta Materialia*, 2016, 121: 85-103
- [69] A. Fatemi, L. Yang. Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials[J]. *International Journal of Fatigue*, 1998, 20(1): 9-34
- [70] 袁熙, 李舜酩. 疲劳寿命预测方法的研究现状与发展[J]. *航空制造技术*, 2005, (12): 80-84
- [71] J. S. Rao, A. Pathak, A. Chawla. Blade life: a comparison by cumulative damage theories[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2001, 123(4): 886-892

- [72] A. Aeran, S. C. Siriwardane, O. Mikkelsen, et al. A new nonlinear fatigue damage model based only on S-N curve parameters[J]. *International Journal of Fatigue*, 2017, 103: 327-341
- [73] S. Benkabouche, H. Guechichi, A. Amrouche, et al. A modified nonlinear fatigue damage accumulation model under multiaxial variable amplitude loading[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2015, 100: 180-194
- [74] D. G. Pavlou. The theory of the S-N fatigue damage envelope: generalization of linear, double-linear, and non-linear fatigue damage models[J]. *International Journal of Fatigue*, 2018, 110: 204-214
- [75] P. J. Huffman, S. P. Beckman. A non-linear damage accumulation fatigue model for predicting strain life at variable amplitude loadings based on constant amplitude fatigue data[J]. *International Journal of Fatigue*, 2013, 48: 165-169
- [76] V. V. Jinescu. Critical energy approach for the fatigue life calculation under blocks with different normal stresses amplitudes[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2013, 67: 78-88
- [77] I. El-Aghoury, K. Galal. A fatigue stress-life damage accumulation model for variable amplitude fatigue loading based on virtual target life[J]. *Engineering Structures*, 2013, 52: 621-628
- [78] Y. Liu, S. Mahadevan. Probabilistic fatigue life prediction using an equivalent initial flaw size distribution[J]. *International Journal of Fatigue*, 2009, 31(3): 476-487
- [79] Y. Xiang, Y. Liu. Application of inverse first-order reliability method for probabilistic fatigue life prediction[J]. *Probabilistic Engineering Mechanics*, 2011, 26(2): 148-156
- [80] W. A. Grell, P. J. Laz. Probabilistic fatigue life prediction using AFGROW and accounting for material variability[J]. *International Journal of Fatigue*, 2010, 32(7): 1042-1049
- [81] E. D. Leonel, A. Chateauneuf, W. S. Venturini, et al. Coupled reliability and boundary element model for probabilistic fatigue life assessment in mixed mode crack propagation[J]. *International Journal of Fatigue*, 2010, 32(11): 1823-1834
- [82] S. Schmitz, T. Seibel, T. Beck, et al. A probabilistic model for LCF[J]. *Computational Materials Science*, 2013, 79: 584-590
- [83] O. Akman, L. Huwang. Bayes computation for reliability estimation[J]. *IEEE Transactions on Reliability*, 1997, 46(1): 52-55
- [84] 赵申坤, 姜潮, 龙湘云. 一种基于数据驱动和贝叶斯理论的机械系统剩余寿命预测方法[J]. *机械工程学报*, 2018, 54(12): 115-124
- [85] 王宇. 贝叶斯参数更新在可靠性分析中的应用[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2014

- [86] 方峻, 吴华晴. 融合理论退化模拟与试验数据的身管寿命预测[J]. 机械科学与技术, 2014, 33(10): 1468-1472
- [87] 万宏强, 高刚, 丁锋. 基于贝叶斯评估的航空发动机涡轮盘疲劳寿命可靠性研究[J]. 机械制造与自动化, 2016, (5): 13-15
- [88] D. An, J. H. Choi, N. H. Kim, et al. Fatigue life prediction based on Bayesian approach to incorporate field data into probability model[J]. Structural Engineering & Mechanics, 2011, 37(4): 427
- [89] S. P. Zhu, H. Z. Huang, R. Smith, et al. Bayesian framework for probabilistic low cycle fatigue life prediction and uncertainty modeling of aircraft turbine disk alloys[J]. Probabilistic Engineering Mechanics, 2013, 34: 114-122
- [90] S. P. Zhu, H. Z. Huang, W. Peng, et al. Probabilistic physics of failure-based framework for fatigue life prediction of aircraft gas turbine discs under uncertainty[J]. Reliability Engineering & System Safety, 2016, 146: 1-12
- [91] 王荣桥, 刘飞, 胡殿印, 等. 基于贝叶斯理论的低循环疲劳寿命模型不确定性量化[J]. 航空学报, 2017, 38(9): 249-258
- [92] 葛莉, 汤咏, 朱顺鹏. 基于 Bayes 理论的涡轮盘结构概率疲劳寿命预测[J]. 航空制造技术, 2013, 431(11): 88-92
- [93] 何俐萍. 基于可能性度量的机械系统可靠性分析和评价[D]. 大连: 大连理工大学, 2010
- [94] 郭惠昕, 刘德顺, 胡冠昱, 等. 证据理论和区间分析相结合的可靠性优化设计方法[J]. 机械工程学报, 2008, 44(12): 35-41
- [95] J. H. Purba. A fuzzy-based reliability approach to evaluate basic events of fault tree analysis for nuclear power plant probabilistic safety assessment[J]. Annals of Nuclear Energy, 2014, 70: 21-29
- [96] J. H. Purba, D. T. S. Tjahyani, A. S. Ekariansyah, et al. Fuzzy probability based fault tree analysis to propagate and quantify epistemic uncertainty[J]. Annals of Nuclear Energy, 2015, 85: 1189-1199
- [97] J. An, M. Hu, L. Fu, et al. A novel fuzzy approach for combining uncertain conflict evidences in the Dempster-Shafer theory[J]. IEEE Access, 2019, 7: 7481-7501
- [98] 黄洪钟, 孙占全, 郭东明, 等. 随机应力模糊强度时模糊可靠性的计算理论[J]. 机械强度, 2001, 23(3): 305-307
- [99] 曾凡. 基于模糊理论的再制造叶轮服役安全评定方法研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2016
- [100] 王晓明, 李彦锋, 李爱峰, 等. 模糊数据下基于连续时间贝叶斯网络的整流回馈系统可靠性建模与评估[J]. 机械工程学报, 2015, 51(14): 167-174

- [101]米金华, 李彦锋, 李海庆, 等. 基于模糊理论的数控机床液压系统故障树分析[J]. 制造技术与机床, 2011, 2011(4): 114-119
- [102]锁斌, 曾超, 程永生, 等. 证据理论与贝叶斯网络相结合的可靠性分析方法[J]. 系统工程与电子技术, 2011, 33(10): 2343-2347
- [103]S. K. Choi, R. Grandhi, R. A. Canfield. Reliability-based structural design[M]. Berlin: Springer, 2006
- [104]段巍, 安利强, 徐飞. 基于随机有限元—一次二阶矩法的汽轮机叶片可靠度计算[J]. 华北电力大学学报(自然科学版), 2004, 31(3): 104-107
- [105]张春宜, 刘令君, 孙旭东, 等. 基于双重响应面法的航空发动机叶片振动概率分析[J]. 推进技术, 2017, 38(4): 918-924
- [106]I. Kaymaz. Application of kriging method to structural reliability problems[J]. Structural Safety, 2005, 27(2): 133-151
- [107]谭巍, 徐健, 于向财. 基于支持向量机的航空发动机性能衰退指标预测[J]. 航空发动机, 2014, 40(4): 51-55
- [108]C. G. Bucher, U. Bourgund. A fast and efficient response surface approach for structural reliability problems[J]. Structural Safety, 1990, 7(1): 57-66
- [109]刘瞻, 张建国, 王灿灿, 等. 基于优化 Kriging 模型和重要抽样法的结构可靠度混合算法[J]. 航空学报, 2013, 34(6): 1347-1355
- [110]张聚恩. 新航空概论[M]. 北京: 航空工业出版社, 2010
- [111]石竖鲲, 马艳玲, 吴伟东. 航空发动机零部件的抗疲劳制造技术[J]. 航空制造技术, 2011, 2011(5): 26-29
- [112]王增强. 先进航空发动机关键制造技术[J]. 航空制造技术, 2015, 58(22): 34-38
- [113]周柏卓, 丛佩红, 王维岩, 等. 考虑蠕变和应力松弛的发动机高温构件寿命分析方法[J]. 航空动力学报, 2003, 18(3): 378-382
- [114]陈立杰, 谢里阳. 某低压涡轮工作叶片高温低循环疲劳寿命预测[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2005, 26(7): 673-676
- [115]周胜田. 航空发动机叶片疲劳的损伤力学研究及外物损伤影响[D]. 沈阳: 东北大学, 2008
- [116]穆丽娟. 基于临界面法的涡轮单晶叶片低周疲劳寿命预测方法研究[D]. 北京: 中国科学院大学, 2017
- [117]寇海军. 民航发动机高压压气机叶片多工况振动特性及疲劳研究[D]. 天津: 天津大学, 2017
- [118]王奉明, 朱俊强, 徐纲. 基于整机试车的涡轮叶片高低循环复合疲劳试验技术[J]. 航空动力学报, 2018, 33(10): 2343-2350

- [119] 郜玉芬, 胡卫兵, 温志勋, 等. 镍基单晶合金涡轮叶片榫头裂纹尖端应力场及扩展趋势[J]. 航空动力学报, 2014, 29(3): 612-618
- [120] 孙红梅, 陈飞, 王晓娟, 等. 航空发动机高压涡轮叶片叶冠焊后裂纹分析及控制[J]. 失效分析与预防, 2014, 9(3): 162-166
- [121] 张中奎. 镍基单晶涡轮叶片榫头疲劳裂纹扩展寿命研究[J]. 机械强度, 2015, 2015(4): 725-729
- [122] 林杰威. 航空发动机叶片疲劳寿命和可靠性研究[D]. 天津: 天津大学, 2009
- [123] 王延荣, 宋兆泓, 侯贵仓. 涡轮叶片高温低循环疲劳/蠕变寿命试验评定[J]. 航空动力学报, 2002, 17(4): 407-411
- [124] 王明. 航空发动机涡轮叶片热-动力学耦合疲劳可靠性分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2018
- [125] 曾波. 某航空发动机涡轮叶片动态可靠性建模与分析[D]. 成都: 电子科技大学, 2013
- [126] 蔡景, 李鑫, 肖罗椿, 等. 竞争风险模型下变环境的发动机叶片可靠性分析[J]. 航空动力学报, 2017, 32(2): 398-404
- [127] 韩永志, 高行山, 李立州, 等. 基于 Kriging 模型的涡轮叶片多学科设计优化[J]. 航空动力学报, 2007, 22(7): 1055-1059
- [128] 虞跨海, 岳珠峰. 涡轮冷却叶片参数化建模及多学科设计优化[J]. 航空动力学报, 2007, 22(8): 1346-1351
- [129] 荆甫雷, 王荣桥, 胡殿印. 一种单晶涡轮叶片热机械疲劳寿命评估方法[J]. 航空动力学报, 2016, 31(2): 299-306
- [130] 孙见忠, 左洪福, 梁坤. 基于民航发动机状态数据的涡轮叶片剩余寿命评估[J]. 机械工程学报, 2015, 51(23): 53-59
- [131] 李其汉, 王延荣, 王建军. 航空发动机叶片高循环疲劳失效研究[J]. 航空发动机, 2003, 29(4): 16-18
- [132] 付娜. 某航空发动机涡轮盘和叶片的强度分析与寿命计算[D]. 西安: 西北工业大学, 2006
- [133] 王大伟, 苗学问, 洪杰. 某发动机涡轮叶片使用寿命可靠性分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2006, 32(8): 903-907
- [134] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 2003
- [135] T. Wehner, A. Fatemi. Effects of mean stress on fatigue behaviour of a hardened carbon steel[J]. International Journal of Fatigue, 1991, 13(3): 241-248
- [136] S. P. Zhu, Q. Lei, H. Z. Huang, et al. Mean stress effect correction in strain energy-based fatigue life prediction of metals[J]. International Journal of Damage Mechanics, 2017, 26(8): 1219-1241

- [137] Q. Bader, E. Kadum. Mean stress correction effects on the fatigue life behavior of steel alloys by using stress life approach theories[J]. *International Journal of Engineering & Technology IJET-IJENS*, 2014, 14(4): 50-58
- [138] K. Walker. The effect of stress ratio during crack propagation and fatigue for 2024-T3 and 7075-T6 aluminum, in *Effects of environment and complex load history on fatigue life*[M]. Philadelphia: American Society for Testing and Materials, 1970
- [139] 郑修麟, 王泓, 鄢君辉, 等. 材料疲劳理论与工程应用[M]. 北京: 科学出版社, 2013
- [140] M. A. Meggiolaro, J. T. P. Castro. Statistical evaluation of strain-life fatigue crack initiation predictions[J]. *International Journal of Fatigue*, 2004, 26(5): 463-476
- [141] J. Li, C. W. Li, Y. J. Qiao, et al. Fatigue life prediction for some metallic materials under constant amplitude multiaxial loading[J]. *International Journal of Fatigue*, 2014, 68: 10-23
- [142] T. Zhao, Y. Jiang. Fatigue of 7075-T651 aluminum alloy[J]. *International Journal of Fatigue*, 2008, 30(5): 834-849
- [143] 《中国航空材料手册》编辑委员会. 中国航空材料手册(第2卷): 变形高温合金、铸造高温合金[M]. 北京: 中国标准出版社, 2002
- [144] 王卫国. 轮盘低循环疲劳寿命预测模型和试验评估方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2006
- [145] 杨晓光, 石多奇. 粘塑性本构理论及其应用[M]. 北京: 国防工业出版社, 2013
- [146] J. L. Chaboche. A review of some plasticity and viscoplasticity constitutive theories[J]. *International Journal of Plasticity*, 2008, 24(10): 1642-1693
- [147] C. O. Frederick, P. J. Armstrong. A mathematical representation of the multiaxial Bauschinger effect[J]. *Materials at High Temperatures*, 2007, 24(1): 1-26
- [148] 喻正勇. 枞树型榫连接结构接触应力分析及寿命预测[D]. 成都: 电子科技大学, 2018
- [149] 尚德广, 王德俊. 多轴疲劳强度[M]. 北京: 科学出版社, 2007
- [150] J. D. Morrow. Cyclic plastic strain energy and fatigue of metals, in *Internal friction, damping, and cyclic plasticity*[M]. Philadelphia: American Society for Testing and Materials, 1965
- [151] J. Schijve. *Fatigue of structures and materials*[M]. Dordrecht: Springer, 2001
- [152] W. N. Findley. A theory for the effect of mean stress on fatigue of metals under combined torsion and axial load or bending[J]. *Journal of Engineering for Industry*, 1959, 81(4): 301-305
- [153] D. L. McDiarmid. A shear stress based critical-plane criterion of multiaxial fatigue failure for design and life prediction[J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 1994, 17(12): 1475-1484

- [154] D. L. McDiarmid. A general criterion for high cycle multiaxial fatigue failure[J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 1991, 14(4): 429-453
- [155] Z. Y. Yu, S. P. Zhu, Q. Liu, et al. Multiaxial fatigue damage parameter and life prediction without any additional material constants[J]. *Materials*, 2017, 10(8): 923
- [156] 李静, 孙强, 李春旺, 等. 一种新的多轴疲劳寿命预测方法[J]. *机械工程学报*, 2009, 45(9): 285-290
- [157] 孙国芹, 尚德广, 邓静. 基于临界面法的多轴低周疲劳损伤参量[J]. *北京工业大学学报*, 2008, 34(4): 337-340
- [158] S. Xu, S. P. Zhu, Y. Z. Hao, et al. Critical plane-based multiaxial fatigue life prediction of turbine disk alloys by refining normal stress sensitivity[J]. *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, 2018, 53(8): 719-729
- [159] X. Chen, S. Xu, D. Huang. A critical plane-strain energy density criterion for multiaxial low-cycle fatigue life under non-proportional loading[J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 1999, 22(8): 679-686
- [160] S. P. Zhu, Z. Y. Yu, Q. Liu, et al. Strain energy-based multiaxial fatigue life prediction under normal/shear stress interaction[J]. *International Journal of Damage Mechanics*, 2019, 28(5): 708-739
- [161] Z. R. Wu, X. Li, L. Fang, et al. Evaluation of multiaxial fatigue life prediction criteria for Ni-based superalloy GH4169[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2018, 232(10): 1823-1837
- [162] Z. R. Wu, X. T. Hu, Y. D. Song. Multiaxial fatigue life prediction for titanium alloy TC4 under proportional and nonproportional loading[J]. *International Journal of Fatigue*, 2014, 59: 170-175
- [163] 吴志荣. 钛合金多轴疲劳寿命预测方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2014
- [164] G. Q. Sun, D. G. Shang, M. Bao. Multiaxial fatigue damage parameter and life prediction under low cycle loading for GH4169 alloy and other structural materials[J]. *International Journal of Fatigue*, 2010, 32(7): 1108-1115
- [165] C. Bathias, A. Pineau. *Fatigue of materials and structures: application to design*[M]. Hoboken: John Wiley & Sons, 2013
- [166] W. Hwang, K. S. Han. Cumulative damage models and multi-stress fatigue life prediction[J]. *Journal of Composite Materials*, 1986, 20(2): 125-153
- [167] C. Bathias, A. Pineau. *Fatigue of materials and structures: application to design and damage*[M]. Hoboken: John Wiley & Sons, 2011

- [168]S. Subramanyan. A cumulative damage rule based on the knee point of the S-N curve[J]. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 1976, 98(4): 316-321
- [169]彭兆春. 基于疲劳损伤累积理论的结构寿命预测与时变可靠性分析方法研究[D]. 成都: 电子科技大学, 2017
- [170]M. A. Miner. Estimation of fatigue life with particular emphasis on cumulative damage[J]. *Metal Fatigue*, 1959: 278-289
- [171]S. M. Marco, W. L. Starkey. A concept of fatigue damage[J]. *Trans. American Society of Mechanical Engineers*, 1954, 76(4): 627-632
- [172]J. L. Chaboche. Continuum damage mechanics: Part II—Damage growth, crack initiation, and crack growth[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1988, 55(1): 65-72
- [173]S. S. Manson, G. R. Halford. Practical implementation of the double linear damage rule and damage curve approach for treating cumulative fatigue damage[J]. *International Journal of Fracture*, 1981, 17(2): 169-192
- [174]T. Bui-Quoc, J. Dubuc, A. Bazergui, et al. Cumulative fatigue damage under strain controlled conditions[J]. *Journal of Materials*, 1971, 6(3): 718-737
- [175]T. Bui-Quoc, J. Dubuc, A. Bazergui, et al. Cumulative fatigue damage under stress-controlled conditions[J]. *Journal of Basic Engineering*, 1971, 93(4): 691-698
- [176]H. T. Corten, T. J. Dolan. Cumulative fatigue damage[C]. *Proceedings of the International Conference on Fatigue of Metals*, Institution of Mechanical Engineering and American Society of Mechanical Engineers, 1956, 1: 235-242
- [177]S. P. Zhu, H. Z. Huang, Y. Liu, et al. A practical method for determining the Corten-Dolan exponent and its application to fatigue life prediction[J]. *International Journal of Turbo & Jet-Engines*, 2012, 29(2): 79-87
- [178]S. Kwofie, N. Rahbar. A fatigue driving stress approach to damage and life prediction under variable amplitude loading[J]. *International Journal of Damage Mechanics*, 2013, 22(3): 393-404
- [179]D. Ye, Z. Wang. A new approach to low-cycle fatigue damage based on exhaustion of static toughness and dissipation of cyclic plastic strain energy during fatigue[J]. *International Journal of Fatigue*, 2001, 23(8): 679-687
- [180]Z. Lv, H. Z. Huang, S. P. Zhu, et al. A modified nonlinear fatigue damage accumulation model[J]. *International Journal of Damage Mechanics*, 2015, 24(2): 168-181
- [181]E. Böhmer, M. Kurek, G. Junak, et al. Accumulation of fatigue damage using memory of the material[J]. *Procedia Materials Science*, 2014, 3: 2-7

- [182] Z. Peng, H. Z. Huang, J. Zhou, et al. A new cumulative fatigue damage rule based on dynamic residual sn curve and material memory concept[J]. *Metals*, 2018, 8(6): 456
- [183] V. Dattoma, S. Giancane, R. Nobile, et al. Fatigue life prediction under variable loading based on a new non-linear continuum damage mechanics model[J]. *International Journal of Fatigue*, 2006, 28(2): 89-95
- [184] D. G. Shang, W. X. Yao. A nonlinear damage cumulative model for uniaxial fatigue[J]. *International Journal of Fatigue*, 1999, 21(2): 187-194
- [185] D. G. Pavlou. A phenomenological fatigue damage accumulation rule based on hardness increasing, for the 2024-T42 aluminum[J]. *Engineering Structures*, 2002, 24(11): 1363-1368
- [186] 方义庆, 胡明敏, 罗艳利. 基于全域损伤测试建立的连续疲劳损伤模型[J]. *机械强度*, 2006, 28(4): 582-586
- [187] G. Mesmacque, S. Garcia, A. Amrouche, et al. Sequential law in multiaxial fatigue, a new damage indicator[J]. *International Journal of Fatigue*, 2005, 27(4): 461-467
- [188] A. M. Korsunsky, D. Dini, F. P. E. Dunne, et al. Comparative assessment of dissipated energy and other fatigue criteria[J]. *International Journal of Fatigue*, 2007, 29(9): 1990-1995
- [189] S. Kwofie, H. D. Chandler. Low cycle fatigue under tensile mean stresses where cyclic life extension occurs[J]. *International Journal of Fatigue*, 2001, 23(4): 341-345
- [190] B. Bergman, J. de Maré S. Lorén, et al. Robust design methodology for reliability: exploring the effects of variation and uncertainty[M]. Wiltshire: John Wiley & Sons, 2009
- [191] W. L. Oberkampf, S. M. DeLand, B. M. Rutherford, et al. Error and uncertainty in modeling and simulation[J]. *Reliability Engineering & System Safety*, 2002, 75(3): 333-357
- [192] E. D. Rocquigny. Modelling under risk and uncertainty: an introduction to statistical, phenomenological and computational methods[M]. Paris: John Wiley & Sons, 2012
- [193] 茆诗松, 王静龙, 濮晓龙, 等. 高等数理统计(第二版)[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006
- [194] 锁斌. 基于证据理论的不确定性量化方法及其在可靠性工程中的应用研究[D]. 绵阳: 中国工程物理研究院, 2012
- [195] GB 50153-2008. 工程结构可靠性设计统一标准[S]. 北京: 中国建筑出版社, 2009
- [196] S. P. Zhu, H. Z. Huang, Y. Li, et al. Probabilistic modeling of damage accumulation for time-dependent fatigue reliability analysis of railway axle steels[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 2015, 229(1): 23-33
- [197] J. R. Benjamin, C. A. Cornell. Probability, statistics, and decision for civil engineers[M]. New York: Dover Publications, 2014

- [198]V. Rathod, O. P. Yadav, A. Rathore, et al. Probabilistic modeling of fatigue damage accumulation for reliability prediction[J]. International Journal of Quality, Statistics, and Reliability, 2011, 2011: 718901
- [199]S. P. Zhu, S. Foletti, S. Beretta. Probabilistic framework for multiaxial LCF assessment under material variability[J]. International Journal of Fatigue, 2017, 103: 371-385
- [200]《航空发动机设计用材料数据手册》编委会. 航空发动机设计用材料数据手册(第四册)[M]. 北京: 航空工业出版社, 2010

攻读博士学位期间取得的成果

1. 在学期间发表和录用的学术论文

- [1] **J. Zhou**, H. Z. Huang, Z. Peng. Fatigue life prediction of turbine blades based on a modified equivalent strain model[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2017, 31(9): 4203-4213 (SCI 检索, IF: 1.128, JCR 4 区)
- [2] **J. Zhou**, H. Z. Huang, H. Li. A novel energy-critical multiaxial fatigue life prediction for low cycle fatigue under mixed-mode loading[J]. Metals, 2018, 8(12): 1066 (SCI 检索, IF: 1.704, JCR 3 区)
- [3] **J. Zhou**, H. Z. Huang, Y. F. Li, J. Guo. A framework for fatigue reliability analysis of high-pressure turbine blades[J]. Annals of Operations Research, 2019 (已录用, 待刊, SCI 源刊, IF: 1.864, JCR 3 区)
- [4] **J. Zhou**, H. Z. Huang, Y. F. Li, H. Li. A non-linear cumulative fatigue damage model based on the degradation of material memory[J]. International Journal of Damage Mechanics, 2019 (二审中, SCI 源刊, IF: 1.761, JCR 3 区)
- [5] H. Li, H. Z. Huang, Y. F. Li, **J. Zhou**, J. Mi. Physics of failure-based reliability prediction of turbine blades using multi-source information fusion[J]. Applied Soft Computing, 2018, 72: 624-635 (SCI 检索, IF: 3.907, JCR 2 区)
- [6] S. P. Zhu, Q. Liu, **J. Zhou**, Y. Z. Yong. Fatigue reliability assessment of turbine discs under multi-source uncertainties[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2018, 41(6): 1291-1305 (SCI 检索, IF: 2.533, JCR 3 区)
- [7] Z. Peng, H. Z. Huang, **J. Zhou**, Y. F. Li. A new cumulative fatigue damage rule based on dynamic residual S-N curve and material memory concept[J], Metals, 2018, 8(6), 456 (SCI 检索, IF: 1.704, JCR 3 区)
- [8] **J. Zhou**, H. Chen, J. Yan, S. P. Zhu, H. Z. Huang. Failure analysis of compressor disc for a kind of aircraft[C]. Proceedings of 2015 International Conference on Quality, Reliability, Risk, Maintenance, and Safety Engineering (QR2MSE), Beijing, China, 2015 (国际会议论文)
- [9] **J. Zhou**, H. Z. Huang, Z. Peng, J. Guo, C. G. Huang. The reliability analysis of turbine blade based on strength degradation[C]. Proceedings of 2016 International Conference on Quality, Reliability, Risk, Maintenance, and Safety Engineering (QR2MSE), Jiuzhaigou, China, 2016 (国际会议论文)

- [10] **J. Zhou**, H. Z. Huang, Y. F. Li, J. Guo, H. Li. A framework of reliability analysis for low-pressure turbine blades[C]. Proceedings of 2017 International Conference on Quality, Reliability, Risk, Maintenance, and Safety Engineering (QR2MSE), Chengdu, China, 2017 (国际会议论文)
- [11] **J. Zhou**, H. Z. Huang, B. Zhen, Z. Peng. Fatigue life prediction based on Walker and Masson models[C]. Proceedings of the Asia Pacific Conference of the Prognostics and Health Management Society 2017, Jeju, South Korea, 2017 (国际会议论文)
- [12] **J. Zhou**, H. Z. Huang, Y. F. Li, J. Guo, X. Y. Li. Multiaxial fatigue life prediction for turbine blades using finite element analysis[C]. European Safety and Reliability Conference 2018, Trondheim, Norway, 2018 (国际会议论文)
- [13] **J. Zhou**, H. Li, P. Huang, Y. F. Li, H. Z. Huang. Probabilistic fatigue analysis of low-pressure turbine blades under multisource uncertainties[C]. Proceedings of 2018 International Conference on Quality, Reliability, Risk, Maintenance, and Safety Engineering (QR2MSE), Qingdao, China, 2018 (国际会议论文)
- [14] **周杰**, 郭骏宇, 李彦锋, 黄鹏, 黄洪钟. 混合不确定性下高压涡轮叶片可靠性分析[C]. 四川省机械工程学会第三届学术年会, 成都, 2018 (优秀科技论文二等奖)

2. 在学期间申请的专利

- [1] 黄洪钟, **周杰**, 李贺, 黄鹏, 黄思思, 朱顺鹏, 李彦锋. 基于多源层次信息更新与故障物理的可靠性预计方法. 中国, 专利申请号: 201710033726.9, 国家发明专利
- [2] 李彦锋, 李贺, 黄洪钟, 彭卫文, **周杰**, 米金华, 郭骏宇, 黄思思, 张凯延. 一种基于质量特性基因理论的机电产品质量评价方法. 中国, 专利申请号: 201710293515.9, 国家发明专利

3. 在学期间参与的项目研究

- [1] 中国航空动力机械研究所项目: XX 发动机主要零部件寿命计算. 课题编号: 2014008169.
- [2] 总装技术基础项目: XX 可靠性预计方法研究. 课题编号: YXCDZ20151ZL02
- [3] 航空发动机及燃气轮机重大专项基础研究项目: 多场载荷/环境下涡轮部件疲劳可靠性设计理论、方法与验证. 课题编号: 2017-1V-0009
- [4] 总装技术基础项目: 多场载荷/环境下机械产品的可靠性设计方法研究. 课题编号: YXCDZ20172ZL02