

# 某轮盘螺栓孔处疲劳寿命预测方法与验证

刘红彬<sup>1,2</sup>, 陈伟<sup>1</sup>, 刘林<sup>2</sup>

(1.南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016; 2.中国航发四川燃气涡轮研究院, 四川 成都 610500)

**摘 要:**为提高航空发动机 FGH96 材料涡轮盘在较高应力梯度缺口处如螺栓孔处的疲劳寿命预测精度,通过使用新的平均应力公式,同时考虑应力梯度和尺寸效应的影响,通过 FGH96 材料级间盘模拟试验件疲劳试验,对模型所需的寿命预测方程中的参数进行拟合,进一步开展 FGH96 材料涡轮盘螺栓孔模拟件疲劳试验,与预测结果进行了比较,结果表明,改进后的疲劳构件寿命预测方法具有较高的精度,证明了该方法的有效性。

**关 键 词:**FGH96; 涡轮盘; 螺栓孔; 平均应力; 参数拟合; 寿命预测; 疲劳试验; 模拟

**中图分类号:**V231.1

**文献标志码:**A

**文章编号:**1000-2758(2019)04-0744-07

航空发动机涡轮盘承受苛刻载荷作用<sup>[1]</sup>,工作环境复杂恶劣,其结构突变区域如螺栓孔处将引起很大的应力集中,导致该构件局部区域出现裂纹萌生并导致疲劳破坏,准确评估其寿命是一个难点。

对于存在应力集中的局部区域,其寿命评估方法主要包括:名义应力法、临界距离法及局部应力应变法等。名义应力法主要适用于弹性变形情况;临界距离法难以确定其临界距离,使用时需要标定;而局部应力应变法比较成熟,其精度较高,但它没有考虑应力梯度以及尺寸效应,导致应力梯度较大时,精度较低,而且偏保守。对于应力梯度,最早是由 Siebel 和 Stieler<sup>[2]</sup>提出的,主要研究其疲劳强度缩减现象;Filippini<sup>[3]</sup>进一步研究了各种缺口情况下应力梯度的解析式,但是应用该方法时要准确给出该区域的弹塑性应力场,计算真实构件时较繁琐;姚卫星<sup>[4]</sup>通过研究该部位的应力场影响提出了应力场强法,定义了缺口附近的应力场强度,较好地解决了缺口效应的影响,但使用中其损伤区域的大小需标定,其计算也较复杂;Bentachfinea 等<sup>[5]</sup>用热点方法和临界体积法 2 种方法研究了几何缺口下低周疲劳寿命预测,其权函数考虑了应力梯度的影响;Tanaka<sup>[6]</sup>和 Taylor<sup>[7]</sup>也认为损伤与该区域的应力场有关,提出了临界距离法,将最大主应力场中某一临界距离内的平均应力做为特征应力,需要的材料参

数较少,但是由于同种材料不同应力集中系数时其临界距离不同,故有待进一步研究,Sun 等<sup>[8]</sup>基于临界距离理论(TCD),对极限载荷作用下的应力分布进行分析,得到了临界距离;Wang 等<sup>[9]</sup>基于 Neuber 准则和 Walker 方程,修正了平均应力和应力梯度的影响,并通过开展 GH4169 缺口低周疲劳试验进行了验证;Susmel 等<sup>[10-12]</sup>还利用该法扩展到多轴载荷下缺口的疲劳失效研究。随着研究的进一步深入,王延荣等考虑了平均应力、应力梯度以及尺寸效应对疲劳寿命的影响,其精度进一步提高<sup>[13]</sup>。

对处于均匀应力状态下的构件,其疲劳寿命的尺寸效应没法考虑,限制了其使用精度与范围,本文通过开展 FGH96 材料级间盘模拟试验件疲劳试验,对寿命预测方程中的参数进行拟合,并对其寿命进行了预测,最后通过 FGH96 材料涡轮盘螺栓孔模拟实验件疲劳试验对其进行了验证。

## 1 基于材料疲劳参数拟合的疲劳寿命预测方程

随着人们对疲劳寿命认识的不断深化,Basquin、Manson 以及 Coffin 等都提出了各自的寿命预测模型。之后,Morrow<sup>[14]</sup>提出了总应变幅与疲劳

寿命关系为

$$\varepsilon_a = \varepsilon_a^e + \varepsilon_a^p = \frac{\sigma_f'}{E}(2N_f)^b + \varepsilon_f'(2N_f)^c \quad (1)$$

由于需要考虑平均应力, Morrow、Smith 以及 Walker 等<sup>[15-17]</sup>分别修正了其相应的寿命模型,如下

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

$$\varepsilon_a \sigma_{\max} = \frac{(\sigma_f')^2}{E}(2N_f)^{2b} + \sigma_f' \varepsilon_f'(2N_f)^{b+c} \quad (3)$$

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_f'}{E} \left[ 2N_f \left( \frac{1-R}{2} \right)^{\frac{(1-\gamma)}{b}} \right]^b + \varepsilon_f' \left[ 2N_f \left( \frac{1-R}{2} \right)^{\frac{(1-\gamma)}{b}} \right]^c \quad (4)$$

式中,  $\varepsilon_a$  为总应变范围,  $\varepsilon_a^e$  为弹性应变幅,  $\varepsilon_a^p$  为塑性应变幅,  $\sigma_f'$  为疲劳强度系数,  $E$  为弹性模量,  $N_f$  为构件疲劳寿命,  $b$  为疲劳强度指数,  $\varepsilon_f'$  为疲劳延性系数,  $c$  为疲劳延性指数,  $\sigma_m$  为应力平均值,  $\sigma_{\max}$  为应力最大值,  $R$  为应力比,  $\gamma$  为拟合参数。

研究发现,除了平均应力对疲劳寿命的影响,还有应力梯度以及尺寸效应等因素。参考文献[13]提出的寿命评估方程如下

$$\varepsilon_a = Y^{mC\alpha} \left[ \frac{\sigma_f'}{E} \left( 2N_f \left( \frac{1-R'}{2} \right)^{\frac{(1-\gamma)}{b}} \right)^b + \varepsilon_f' \left( 2N_f \left( \frac{1-R'}{2} \right)^{\frac{(1-\gamma)}{b}} \right)^c \right] \quad (5)$$

式中,  $Y$  为应力梯度影响因子,  $m$  为应力梯度影响指数,  $C$  为尺寸影响因子,  $\alpha$  为尺寸效应影响指数。

该方程需要开展 2 种缺口试样的疲劳试验才能拟合出尺寸影响因子,同时,需进一步考虑构件的疲劳强度尺寸效应。材料手册一般给出的是旋转弯曲试样的疲劳试验数据,以旋转弯曲试样危险截面半径上平均应力梯度  $g_B$  重新定义尺寸影响因子  $C$

$$C = \frac{g_c}{g_B} \quad (6)$$

$$g_c = \frac{\sigma_{\text{nom}} \Big|_{x=r/2} - \sigma_{\text{nom}} \Big|_{x=0}}{r/2} \quad (7)$$

式中,  $\sigma_{\text{nom}}$  为应力归一化的值,  $r$  为缺口根部曲率半径。

## 2 材料疲劳参数拟合

### 2.1 平均应力的影响

应力集中存在于缺口处,导致该局部存在比较

高的应力,当该较高应力区域进入塑性变形时,其他部分位置可能还处于弹性状态,尤其是外载荷为非对称载荷时,缺口处的局部应力比已经发生变化<sup>[18]</sup>,故缺口处变化的局部应力比不能忽略。

对于疲劳寿命评估中平均应力的影响, Morrow、Smith 和 Walker 等都进行了深入的研究,纷纷提出了考虑平均应力的疲劳寿命改进模型,广泛应用于各构件的寿命预测。通过 4 种模型的对比发现, Walker 平均应力寿命预测模型有  $\gamma$  项,拟合参数是可调的,故其寿命预测精度较高,本文即用该材料疲劳参数进行拟合。总应变疲劳寿命预测模型中需要开展试验来获得的 4 个材料参数分别是:疲劳强度系数  $\sigma_f'$ 、疲劳强度指数  $b$ 、疲劳延性系数  $\varepsilon_f'$  及疲劳延性指数  $c$ 。它不是简单的线性关系,很难通过线性拟合直接获得。单次单调拉伸相当于疲劳循环时的 1/4 个循环,其断裂真应力  $\sigma_f$ 、断裂真应变  $\varepsilon_f$  与疲劳强度系数  $\sigma_f'$ 、疲劳延性系数  $\varepsilon_f'$  的关系如下<sup>[19]</sup>:

$$\sigma_f = \sigma_f'(0.5)^b \quad (8)$$

$$\varepsilon_f = \varepsilon_f'(0.5)^c \quad (9)$$

同时,单次单调拉伸断裂真应力  $\sigma_f$ 、断裂真应变  $\varepsilon_f$  还可表示如下

$$\sigma_f = \frac{P}{A_f} \quad (10)$$

$$\varepsilon_f = \ln(A_0/A_f) \quad (11)$$

式中,  $A_0$  为材料试样的初始截面面积,  $A_f$  为拉伸断裂时的截面面积,由断面收缩率定义可知

$$\psi = \frac{A_0 - A_f}{A_0} \quad (12)$$

将(12)式代入(10)~(11)式,可用拉伸强度极限和断面收缩率<sup>[20]</sup>表达断裂真应力  $\sigma_f$ 、断裂真应变  $\varepsilon_f$  如下

$$\sigma_f = \frac{P}{A_f} = \frac{\sigma_b A_0}{A_f} = \frac{\sigma_b}{1-\psi} \quad (13)$$

$$\varepsilon_f = \ln(A_0/A_f) = \ln\left(\frac{1}{1-\psi}\right) \quad (14)$$

将(8)~(9)式代入(13)~(14)式如下

$$\sigma_f' = \frac{\sigma_f}{(0.5)^b} = \frac{\sigma_b}{(1-\psi)(0.5)^b} \quad (15)$$

$$\varepsilon_f' = \frac{\varepsilon_f}{(0.5)^c} = \frac{-\ln(1-\psi)}{(0.5)^c} \quad (16)$$

最后得到的总应变方程如下

$$\frac{\Delta\varepsilon_f}{2} = \frac{\sigma_b}{E(1-\psi)(0.5)^b} (2N_f)^b + \frac{-\ln(1-\psi)}{(0.5)^c} (2N_f)^c \quad (17)$$

参数  $b$  和  $c$  由试验数据进行拟合得到, 由此可得出材料总应变方程, 这样既可充分使用材料数据手册, 又可使该方程中的各个参数具有明确的物理意义。在疲劳寿命评估中考虑了平均应力, 根据目前的材料数据, Walker 寿命模型中的  $\gamma$  由表 1 中光滑试棒的疲劳性能拟合得到, 表 1 中数据中通过 (18) 式得到。循环应力-应变曲线

$$\frac{\Delta \varepsilon_t}{2} = \frac{\Delta \sigma}{2 \times 185\,000} + \left( \frac{\Delta \sigma}{2 \times 1\,537} \right)^{\frac{1}{0.05}} \quad (18)$$

表 1 FGH96 合金 (AA 粉) 轮副 R 向 500℃ 光滑试棒疲劳性能

应变疲劳, 应变比 $R_\varepsilon = -1$		应变疲劳, 应变比 $R_\varepsilon = 0.05$	
应变幅 $\Delta \varepsilon_a / \%$	反向数 $2N_f / \text{cycle}$	应变幅 $\Delta \varepsilon_a / \%$	反向数 $2N_f / \text{cycle}$
1.449 6	364	1.085 8	1 258
1.448 5	276	0.991 6	1 236
1.263 0	1178	0.989 4	1 024
1.144 3	204	0.988 2	1 270
1.184 0	414	0.885 6	1 274
1.201 7	686	0.891 8	1 528
0.998 0	662	0.879 0	1 474
0.999 1	1 374	0.790 2	1 762
0.997 8	832	0.692 4	2 536
0.793 7	2 106	0.691 2	3 040
0.798 6	2 348	0.695 3	2 514
0.787 7	2 410	0.539 3	5 920
0.575 4	6 290	0.539 9	7 112
0.592 1	6 736	0.538 8	4 920

表 2 为其寿命模型中的各参数值。

表 2 Walker 寿命方程中的参数

$E / \text{MPa}$	$\sigma'_f / \text{MPa}$	$\varepsilon'_f$	$b$	$c$	$\gamma$
185 000	1 536	0.113 3	-0.090	-0.446	0.687 9

### 2.2 应力梯度的影响

图 1 为 FGH96 合金材料对应的应力分布图。图中  $\sigma_{\max}$  为缺口根部最大应力,  $\sigma$  为半径上不同位置应力,  $x$  为距试样表面的距离,  $r$  为试样危险截面半径<sup>[21]</sup>。求得  $Y = 1 / (2S_{0.5}) = 1.333 3$ 。

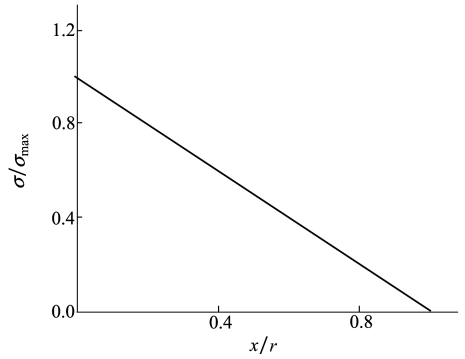


图 1 FGH96 合金旋转弯曲光滑试样归一化应力分布

表 3 为 FGH96 合金 (AA 粉) 轮辐 R 向 500℃ 旋转弯曲试样疲劳性能表, 图 2 模型中梯度影响指数与  $2N_f$  的关系为:  $m = 0.40(2N_f)^{0.073\ 93}$ 。

表 3 FGH96 合金 (AA 粉) 轮副 R 向 500℃ 旋转弯曲试样疲劳性能

峰值应力 $\sigma_{\max} / \text{MPa}$	应变幅 / %	$N_f / \text{cycle}$
859	0.465 2	$5 \times 10^4$
803	0.434 3	$1 \times 10^5$
685	0.370 3	$2 \times 10^5$
640	0.345 9	$1 \times 10^6$
546	0.295 1	$2 \times 10^6$
510	0.275 7	$1 \times 10^7$

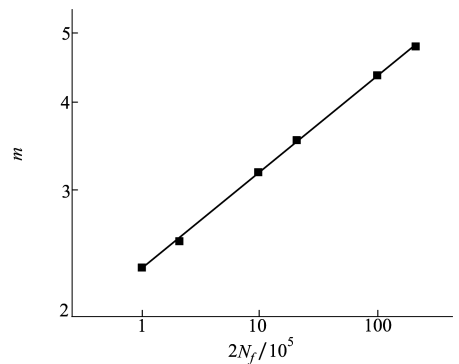


图 2 模型中梯度影响指数与  $2N_f$  的关系

### 2.3 尺寸效应的影响

为了获得模型中的尺寸效应影响指数  $\alpha$ , 通过开展 FGH96 材料级圆盘模拟试验件 (以下简称跑道孔试件) 疲劳试验来获得数据, 图 3 为跑道孔疲劳试验件尺寸图。试验时跑道孔疲劳试验件基准峰值载荷为 33.895 kN, 峰值载荷系数分别为 1.3 和 1.5,

由于疲劳寿命的分散性,每种载荷下做 7 组试验,寿命取平均值,分散性用变异系数表征。变异系数为对数寿命标准差除以对数寿命平均值。结果表明其满足分散性要求,下面螺栓孔寿命试验值均相同处理,也满足分散性要求。表 4 为采用 Neuber 法算得危险点的局部应变幅值及局部应力比。

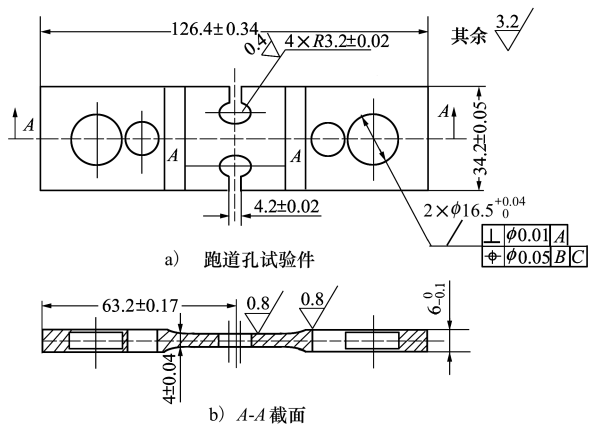


图 3 跑道孔疲劳试验件

表 4 跑道孔试件各载荷下局部应力应变

峰值载 荷系数	$\sigma_{\max}/$ MPa	$\sigma_{\min}/$ MPa	Neuber 计算 $\frac{\varepsilon_1}{2}/\%$	Neuber 计算 R	$2N_f/$ cycle
1.3	1 609	80.45	0.413 2	-0.291	52 414
1.5	1 857	92.85	0.477 5	-0.452	25 578

为确定跑道孔疲劳试验件应力分布以及应力梯度方向,取其  $1/n$  循环对称扇块进行三维有限元分析,在对应截面映射位移边界,耦合各循环对称面 3 个方向的自由度。图 4 中应力梯度方向为第一主应力梯度方向。为 FGH96 材料跑道孔疲劳试验件危险点归一化应力在应力梯度方向的分布曲线图,可得跑道孔疲劳试验件危险部位应力梯度影响因子  $Y_{\text{disk}} = 1.403$ 。

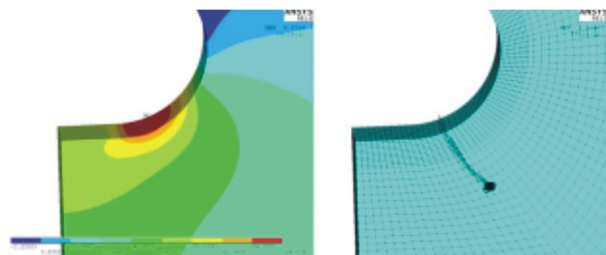


图 4 跑道孔疲劳试验件应力分布以及应力梯度方向

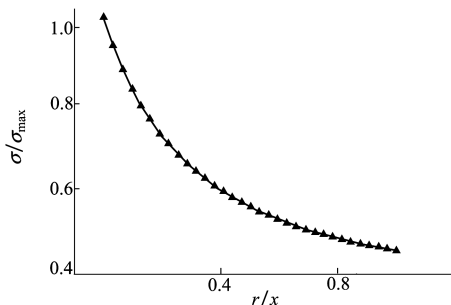


图 5 FGH96 材料跑道孔疲劳试验件危险点归一化应力分布图

图 6 为跑道孔疲劳试验件危险点及材料标准缺口试件局部归一化应力-距离分布图,计算得到  $C = 0.608$ 。由试验结果并通过计算,可以得到模型中的尺寸效应影响指数  $\alpha_1 = 0.066, \alpha_2 = 0.107$ ,取算数平均值为  $\alpha = 0.086 5$ 。寿命预测方法中的参数见表 5。

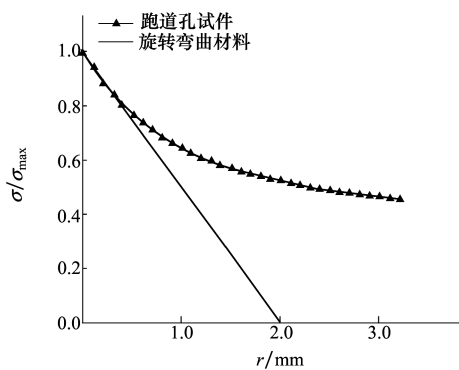


图 6 跑道孔试件危险点及材料旋转弯曲试件的局部归一化应力-距离分布

表 5 本文寿命预测方程参数

$E/\text{MPa}$	$\sigma_f'/\text{MPa}$	$\varepsilon_f'/\%$	b	c	$\gamma$	A	B	$\alpha$
185 000	1 536	11.33	-0.090	-0.446	0.687 9	0.40	0.073 93	0.086 5

### 3 本寿命预测模型的试验验证

本文通过开展某型号中一级涡轮盘疲劳危险部位螺栓孔模拟试件疲劳试验,对本寿命预测方法与其他 3 种常用寿命预测模型的预测精度进行了比较,对其进行了验证。

#### 3.1 螺栓孔试验件

螺栓孔模拟疲劳试验件结构尺寸如图 7 所示,螺栓孔试件材料为 FGH96,螺栓孔试件基准峰值载荷为 30.45 kN,试验中采用 1.4 倍、1.5 倍、1.7 倍基准载荷。螺栓孔试件在各载荷下局部弹性第一主应力及采用 Neuber 法计算的对应峰值载荷系数下危险点局部应变幅、应力比见表 6。

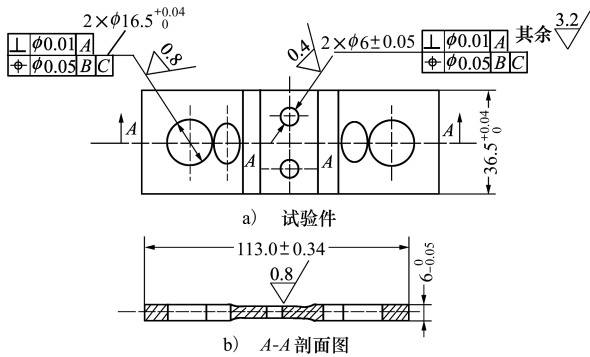


图 7 螺栓孔试验件

表 6 螺栓孔试件各载荷下局部应力应变

峰值载荷系数	$\sigma_{\max}$ / MPa	$\sigma_{\min}$ / MPa	Neuber 计算 $\frac{\epsilon_t}{2}$ / %	Neuber 计算 R
1.4	1 684	84.2	0.432 7	-0.409 15
1.5	1 804	90.2	0.464 5	-0.490 72
1.7	2 045	102.25	0.536 1	-0.630 05

#### 3.2 寿命模型参数计算

与跑道孔试件类似,借助有限元模型来获取试样孔边的应力分布,从计算结果中提取沿孔的中截面的应力分布,模型危险部位应力分布见图 8。参考跑道孔试件应力梯度影响因子 Y 和尺寸影响因子 C 的计算过程计算得到螺栓孔试件应力梯度影响因子  $Y_{\text{螺栓孔}} = 1.388$ 、尺寸影响因子  $C = 0.608$ 。Y 和 C 的指数项  $m$ 、 $\alpha$  只和材料性能相关,因此采用跑道孔试

件拟合得到  $m = 0.40(2N_f)^{0.073\ 93}$ ,  $\alpha = 0.086\ 5$ 。

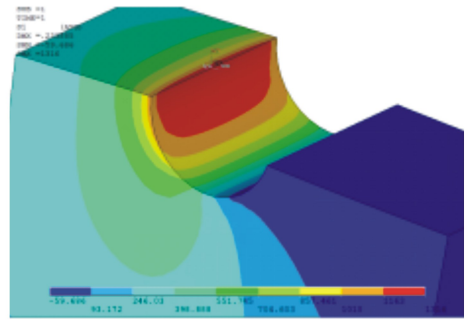


图 8 螺栓孔试验件疲劳危险部位应力云图及应力梯度路径

#### 3.3 螺栓孔试件寿命预测与试验对比

峰值载荷系数为 1.4, 1.5, 1.7 下试验所得试件疲劳寿命分别为 23 964, 17 232, 10 373 cycle,应用本文方法和实际工作几种常用寿命模型预测螺栓孔模拟试件疲劳寿命结果见表 7。为考察各寿命预测模型的预测效果,给出了寿命预测 2 倍散度图见图 9。

表 7 螺栓孔模拟试件寿命试验及预测结果 (cycle)

试验峰值载荷系数	通用斜率公式	Manson-Coffin 公式	Morrow 弹性修正	本文方法
1.4	11 049	177 043	6 201	18 871
1.5	9 544	59 547	4 463	13 984
1.7	7 162	9 915	2 575	8 326

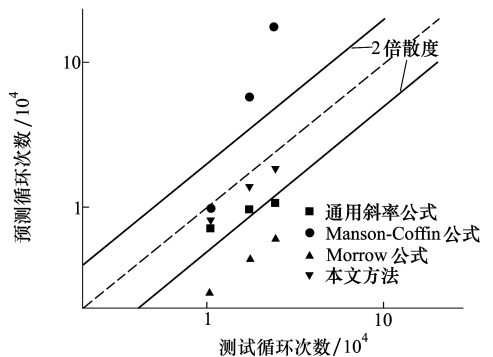


图 9 寿命预测精度对比

由图 7 及图 9 中的寿命预测结果可知:通用斜率公式预测精度接近 2 倍散度,且预测疲结果略偏保守; Manson-Coffin 公式部分预测结果在 2 倍散度外,预测结果偏危险; Morrow 弹性修正预测精度均在 2 倍散度之外,且其预测结果明显偏保守;而本文

的预测结果最接近试验值,且略小于试验值。

## 4 结 论

本文对疲劳构件寿命预测进行了研究,对FGH96材料级间盘模拟试验件、涡轮盘螺栓孔模拟试验件开展了疲劳试验,结论如下:

1) 针对FGH96材料进行疲劳寿命预测时,3种常用方法中,通用斜率公式寿命预测效果相对较好;Manson-Coffin公式没有考虑平均应力的影响,在高

寿命段寿命预测结果偏危险,然而,考虑了平均应力修正的Morrow公式,其预测精度又明显偏保守。

2) 本文中寿命预测模型考虑了平均应力、应力梯度和尺寸效应的影响,基于试验结果对该寿命预测模型进行拟合,其寿命的预测精度最高,寿命误差在20%左右。

3) 本文还结合有限元模型计算,采用Neuber方法,考虑了材料的弹塑性问题,对缺口部位疲劳危险部位的应力梯度计算比较精确,寿命预测结果较理想。

## 参考文献:

- [1] 张国栋,何玉怀,苏彬. 粉末高温合金 FGH95 和 FGH96 的热机械疲劳性能[J]. 航空材料学报,2011, 31(6): 96  
ZHANG Guodong, HE Yuhuai, SU Bin. Thermo Mechanical Fatigue Properties of Powder Metallurgy Superalloy FGH95 and FGH96[J]. Journal of Aeronautical Materials, 2011, 31(6): 96 (in Chinese)
- [2] SIEBEL E, STIELER M. Significance of Dissimilar Stress Distributions for Cycling Loading[J]. VDI-Z 1955, 97(5): 121-126
- [3] FILIPPINI M. Stress Gradient Calculations at Notches[J]. International Journal of Fatigue, 2000, 22(5): 397-409
- [4] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 2002  
YAO Weixing. Fatigue Life Analysis of Structures[M]. Beijing, National Defense Industry Press, 2002 (in Chinese)
- [5] BENTACHFINEA S, PLUVINAGE G, GILGERT J, et al. Notch Effect in Low Cycle Fatigue[J]. International Journal of Fatigue, 1999, 21: 421-430
- [6] TANAKA K. Engineering Formulae for Fatigue Strength Reduction Due to Crack-Like Notches[J]. International Journal of Fracture, 1983, 22(2): 39-46
- [7] TAYLOR D. Geometrical Effects in Fatigue: a Unifying Theoretical Model[J]. International Journal of Fatigue, 1999, 21(5): 413-420
- [8] SUN Songsong, YU Xiaoli, LIU Zhentao, et al. Component HCF Research Based on the Theory of Critical Distance and a Relative Stress Gradient Modification, Component Fatigue Limit Load Prediction[J]. PLoS One, 2016, 11(12): 0167722
- [9] WANG J L, WEI D S, WANG Y R, et al. High-Temperature LCF Life Estimation Based on Stress Gradient Effect of Notched GH4169 Alloy Specimens[J]. Fatigue Fracture of Engineering Materials & Structures, 2017, 40: 1640-1651
- [10] SUSMEL L. A Unifying Approach to Estimate the High-Cycle Fatigue Strength of Notched Components Subjected to Both Uniaxial and Multiaxial Cyclic Loadings[J]. Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, 2004, 27(5): 391-411
- [11] Susmel L, Taylor D. Can the Conventional High-Cycle Multiaxial Fatigue Criteria be Reinterpreted in Terms of the Theory of Critical Distances[J]. Structural Durability & Health Monitoring, 2006, 2(2): 115-129
- [12] SUSMEL L. The Theory of Critical Distances: a Review of Its Applications in Fatigue[J]. Engineering Fracture Mechanics, 2008, 75(7): 1706-1724
- [13] 王延荣,李宏新,袁善虎,等. 考虑应力梯度的缺口疲劳寿命预测方法[J]. 航空动力学报,2013,28(6): 1208-1214  
WANG Yanrong, LI Hongxin, YUAN Shanhu. Method for Notched Fatigue Life Prediction with Stress Gradient[J]. Journal of Aeronautical Power, 2013, 28(6): 1208-1214 (in Chinese)
- [14] MORROW J D. Cyclic Plastic Strain Energy and Fatigue of Metals[EB/OL]. (1965-08-12)[2018-06-05]. <https://doi.org/10.1520/STP43764S>
- [15] MORROW J D. Fatigue Design Handbook Section 3.2[M]. USA, SAE Advances in Engineering, Society for Automotive Engineers, 1968: 21-29
- [16] SMITH K N, WATSON P, TOPPER T H. A Stress-Strain Function for the Fatigue of Metals[J]. Journal of Materials, 1970, 5(4): 767-778

- [17] WALKER K. The Effect of Stress Ratio During Crack Propagation and Fatigue for 2024-T3 and 7075-T6 Aluminum[EB/OL]. (1970-03-02)[2018-06-05]. <https://doi.org/10.1520/STP32032S>
- [18] 袁善虎, 魏大盛, 王延荣. FGH97 缺口试样基于粘塑性本构的弹塑性响应分析[J]. 航空动力学报, 2012, 27(10): 2348-2355  
YUAN Shanhu, WEI Dasheng, WANG Yanrong. Analysis of Elastoplastic in FGH97 Notched Specimens Based on Visco Plastic Constitutive Model[J]. Journal of Aeronautical Power, 2012, 27(10): 2348-2355
- [19] 马鸣图, 齐显新. 回火硬度对新型中碳弹簧钢应变疲劳特性的影响[J]. 河南科学, 1993(1): 39-52  
MA Mingtu, QI Xianxin. Effect of Tempering Hardness on Strain Fatigue Properties of New Medium Carbon Spring Steel[J]. Henan Science, 1993(1): 39-52 (in Chinese)
- [20] 刘香, 王延荣, 田爱梅, 等. 考虑尺寸效应的缺口疲劳寿命预测方法[J]. 航空动力学报, 2017, 32(2): 429-437  
LIU Xiang, WANG Yanrong, TIAN Aimei, et al. Notch Fatigue Life Prediction Method Considering Size Effect[J]. Journal of Aeronautical Power, 2017, 32(2): 429-437 (in Chinese)
- [21] 魏芷峰, 王延荣, 袁善虎, 等. 涡轮盘低循环疲劳寿命预测方法与流程[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2014(5): 25-29  
WEI Zhifeng, WANG Yanrong, YUAN Shanhu, et al. Prediction Method and Process of Low Cycle Fatigue Life for Turbine Disk [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2014(5): 25-29 (in Chinese)

## Prediction Method and Verification of Fatigue Life for a Turbine Disk with Bolt Hole

LIU Hongbin<sup>1,2</sup>, CHEN Wei<sup>1</sup>, LIU Lin<sup>2</sup>

(1.School of Energy and Power, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China; )  
(2.AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Chengdu 610500, China)

**Abstract:** In order to improve the fatigue life prediction accuracy of FGH96 material for turbine engine at higher stress gradient notch, such as bolt holes, the new mean stress formula is used in this paper, the effect of stress gradient and size effect are considered at the same time, Fatigue test of FGH96 material inter-stage disc simulation test piece is done, and the parameters in the life prediction equation of the model are fitted. Further study on fatigue test of FGH96 material turbine pin bolt hole simulation unit is done, and test results is compared with the forecast results. The result shows that, the improved fatigue life prediction method has higher accuracy, and the validity of the method is proved.

**Keywords:** FGH96 material; turbine disk; bolt hole; average stress; parameter fitting; life prediction; fatigue test; simulation