

某涡扇发动机高压涡轮盘螺栓孔 低循环疲劳模拟件设计

郑小梅¹, 孙燕涛¹, 杨兴宇¹, 肖新红², 廖学军²

(1. 北京航空工程技术研究中心, 北京 100076;

2. 中国航空发动机集团有限公司 湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 以拉伸应变能寿命预测模型为理论基础,提出了低循环疲劳模拟试验件(简称模拟件)设计的基本准则。针对某涡扇发动机高压涡轮盘螺栓孔部位进行了模拟件优化设计,设计时综合考虑了试验器能力、螺纹连接强度和所需毛坯盘数量等限制因素。优化目标为模拟件与螺栓孔虚拟裂纹0.8mm内第一主应力和第一主应变分布一致,以及最大应力点第二主应力与第一主应力比值一致。对设计结果进行了弹塑性校核。采用该模拟件构型进行了试验研究,由模拟件试验数据得到的安全寿命和轮盘试验给出的安全寿命的差距为4.48%。

关键词: 涡扇发动机; 高压涡轮盘; 螺栓孔; 模拟件; 低循环疲劳; 安全寿命

中图分类号: V231.95

文献标志码: A

Design of low cycle fatigue simulating specimen for bolt holes of a turbofan engine high pressure turbine disc

ZHENG Xiaomei¹, SUN Yantao¹, YANG Xingyu¹,
XIAO Xinhong², LIAO Xuejun²

(1. Beijing Aeronautical Engineering Technical Research Center, Beijing 100076, China;

2. Hunan Aviation Powerplant Research Institute,

Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: Basic criterion of low cycle fatigue simulating specimen design was proposed based on the theory of tensile strain energy life prediction model. Simulating specimen for bolt holes of a turbofan engine high pressure turbine disc was optimized in design while comprehensively considering the ability of the test machine, thread connection strength and required number of bank disc. The optimizing objectives were as follows; the distribution of the first principal stress and strain within 0.8mm on the virtuak crack of the simulating specimen was consistent with the real bolt holes, and the ratio of the second principal stress to the first principal stress at the maximum stress point of the simulating specimen was consistent with the real bolt holes. Elastic plastic analysis was conducted to check the stress/strain consistency. The difference between safe life obtained by simulating specimen test and real turbine disc test was 4.48%.

Key words: turbofan engine; high pressure turbine disc; bolt hole;
simulating specimen; low cycle fatigue; safe life

收稿日期: 2017-05-17

作者简介: 郑小梅(1982—),女,工程师,博士,主要从事航空发动机结构、强度、可靠性与寿命研究工作。

引用格式: 郑小梅,孙燕涛,杨兴宇,等. 某涡扇发动机高压涡轮盘螺栓孔低循环疲劳模拟件设计[J]. 航空动力学报,2018,33(10): 2351-2358. ZHENG Xiaomei, SUN Yantao, YANG Xingyu, et al. Design of low cycle fatigue simulating specimen for bolt holes of a turbofan engine high pressure turbine disc[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(10): 2351-2358.

航空发动机结构件造价较高,低循环疲劳试验费用昂贵,因此试验件数量很少,难以得到可靠性寿命^[1-3]。可采用多子样模拟试验件(简称模拟件)可靠性寿命试验,与少数结构件寿命试验验证相结合的办法,解决这一问题。模拟件疲劳寿命可靠性试验技术,包括寿命模型、模拟件的设计方法、模拟件疲劳试验方法及可靠性寿命评估方法等几部分。

国内外都有采用模拟件进行低循环疲劳试验研究的例子。黄致建等设计了一种在单向加载疲劳机上进行模拟实际工况的燕尾形榫联接微动损伤试验的试验件^[4]。叶彬等以应力场强法为基础针对飞机结构的疲劳细节设计了疲劳模拟试验件并进行了试验研究^[5]。赵福星等以应变分布影响系数寿命模型为基础提出了发动机构件的低循环疲劳模拟件的设计准则,并介绍了几种模拟件的典型样式^[6]。杨兴宇等针对某发动机一级压气机轮盘燕尾型榫槽设计了低循环疲劳模拟件,针对该设计进行了弹塑性校核并进行了试验研究,设计中确保模拟件和构件在危险点附近第一主应力、第一主应变的峰谷值分布相同^[7]。陆山等以第一主应力分布一致为目标针对某风扇盘榫槽部位设计了二维模拟试验件^[8]。闫晓军等针对定向凝固叶片设计了叶冠、叶身、缘板和榫齿等 4 个部位的模拟件,其目的是为了研究定向凝固叶片不同部位材料力学性能的差异。其模拟件设计时要求在试验条件下,不同类型的模拟件考核部位的应力状态相同,即温度相同,考核部位峰值应力相同,峰值应力附近区域的应力分布趋势一致^[9]。李莉等提出了 3 种设计准则,即模拟试件与轮盘

两者最大应力点的三向主应力比值相等、六向应力分量比值相等和应力梯度相等,并且针对某发动机轮盘榫槽分别设计了模拟试件^[10]。Ruiz 等对燕尾形榫联接微动损伤试验件的设计方法进行了研究,建成了 250 kN 的双轴疲劳试验机,并设计一试验件,通过水平和垂直方向分别加载,模拟实际轮盘上的榫槽联接情况^[11]。

某发动机主要零部件定寿工作需要确定高压涡轮盘的寿命及寿命分散度。由于用真实轮盘做试验的代价和费用比较高,只能拿出一个轮盘来做试验,为得到高压涡轮盘的寿命分散度,采用模拟件来进行低循环疲劳试验考核。该高压涡轮盘的关键部位为中心孔和螺栓孔,本文以螺栓孔为分析对象,介绍了低循环疲劳模拟件的设计方法、设计过程和设计结果,并将涡轮盘的试验结果和模拟件的试验结果进行了对比分析。

1 模拟件的设计方法

1.1 模拟件设计的理论依据

模拟件设计的理论依据为拉伸应变能寿命模型。该模型认为,构件最大应力点附近的拉伸应变能有效值决定着构件的疲劳寿命,拉伸应变能有效值

$$W_a = \int_0^1 w_a d\bar{a} = \int_0^1 \beta \frac{\Delta\sigma_1}{2} \cdot \frac{\Delta\epsilon_1}{2} d\bar{a} \tag{1}$$

式中 $\bar{a}=a/a_0$ 为从最大应力点开始沿应力梯度最大方向(以下简称虚拟裂纹)的相对长度, $a_0=0.8$ mm(工程可检测裂纹长度^[12-13]); $\Delta\sigma_1/2$ 、 $\Delta\epsilon_1/2$ 分别为第一主应力和第一主应变幅; β 为与局部应力、应变和应力循环特征 r_σ 相关的函数

$$\begin{cases} \beta = \frac{2\theta_p}{1+n'} + \frac{2(1+r_\sigma)}{1-r_\sigma} & r_\sigma \geq 0 \\ \beta = \frac{2\theta_p}{n'+1} + \frac{\theta_e}{2} + \frac{1+r_\sigma}{1-r_\sigma} \left(2\theta_p + \frac{\theta_m}{2} + \theta_e \right) & -1 < r_\sigma < 0 \\ \beta = \frac{2\theta_p}{1+n} + \frac{\theta_e}{2} & r_\sigma = -1 \end{cases} \tag{2}$$

式中 $\theta_p = \Delta\epsilon_{1p}/\Delta\epsilon_1$, $\theta_e = \Delta\epsilon_{1e}/\Delta\epsilon_1$ 分别为塑性应变比和弹性应变比; $\theta_m = \frac{\sigma_{1m}}{E \frac{\Delta\epsilon_1}{2}}$ 为平均应力相关参数; σ_{1m}

为平均第一主应力; $r_\sigma = \sigma_{1,v}/\sigma_{1,pc}$ 为循环特征。

从拉伸应变能公式可以看出,构件的应变能不仅与应力集中部位的第一主应力幅 $\Delta\sigma_1/2$ 、第一主应变幅 $\Delta\epsilon_1/2$ 分布有关,而且还与应力集中部位的塑性应变比 θ_p 、弹性应变比 θ_e 以及应力循环特征 r_σ 的分布有关。

拉伸应变能寿命模型考虑了应力、应变多种特性分布影响,是一个较全面的模型,其应用范围覆盖从应力疲劳到应变疲劳的全部区域,适用于对称循环和非对称循环。因此使用拉伸应变能寿命模型进行模拟件设计。

如果关键应力部位没有达到塑性状态,则公式(1)可简化为

$$W_a = \int_0^1 w_a d\bar{a} = \int_0^1 \frac{\sigma_1 \epsilon_1}{2} d\bar{a} \tag{3}$$

1.2 模拟件设计基本准则

模拟件的选材、几何形状、设计温度和加载要
保证：

1) 与构件材料及其性能一致。

模拟件的材料牌号、冷热工艺与构件一致，以
保证疲劳性能的一致。锻件还要考虑锻造方向，
可能时可在构件(或其毛坯)考核部位上取料制作
模拟件。

2) 设计温度与构件试验(或工作)温度相等。

模拟件的应力分析、寿命计算的温度值与构
件考核点试验(或工作)温度相等。

3) 应力分析后确认，最大应力点部位 0.8
mm 之内的 σ_1 、 ϵ_{1e} 、 ϵ_{1p} 的峰值分布与构件相同，与
峰值 σ_1 、 ϵ_{1e} 、 ϵ_{1p} 同向的谷值分布与构件相同。这
是拉伸应变能寿命模型对模拟件的拉伸应变能分
布与构件相同的基本保证。

4) 应力集中部位的几何形状与构件相似或
相近。

5) 一般情况下，1 个模拟件试样对应 1 个
子样。

目前的拉伸应变能寿命模型，仅考虑了虚拟
裂纹主方向上的应变分布影响，而没有考虑其他
方向上的应变分布影响，为了减小这种影响，模拟
件应力集中部位的几何形状最好与构件相似或相
近，以保证双向应力分布的相似性。

2 高压涡轮盘应力分析

2.1 计算条件

计算条件应和高压涡轮盘的实际工作条件或
试验条件保持一致。为了和涡轮盘试验结果进行
对比，这里采用和试验条件一致的参数进行计算：
温度为 345℃ 均匀温度场，上限转速为 21 300
r/min，下限转速为 1 000 r/min。为了方便建模从
半径 162.694 mm 处切除榫槽凸台，用面应力代
替叶片和轮缘凸台所造成的离心力，对应于转速
21 300 r/min 的面应力为 141.9 MPa。

对于实际的高压涡轮盘，除了受到离心力的
作用之外，还有热应力的作用，以及作用在螺栓孔
处的扭矩。模拟件设计时和轮盘试验条件保持一
致，采用均匀温度场，将瞬态温度场的影响转换为
由转速体现的离心应力。对于螺栓孔，其前段为
锥形孔，和螺栓是过盈配合；中段为圆柱孔，和螺
栓是间隙配合。另外，根据参考文献[14]，作用在
涡轮盘上的扭矩为

$$M = 9549 \frac{P}{n}$$

(4)

式中 M 为扭矩(N·m)， P 为功率(kW)， n 为转
速。试验器驱动电机的最大功率为 90 kW，在最
大转速下的最大扭矩为 40.35 N·m。高压涡轮
盘共 6 个螺栓孔，螺栓孔中心线距轮盘中心的半
径为 70.09 mm，因此，平均作用在每个螺栓孔上
的力为 96 N，在螺栓孔截面上的平均压力为 0.25
MPa，和仅考虑离心力时最大应力 1 200 MPa 相
比，认为可以忽略。因此，在应力分析时，仅考虑
了离心力。

高压涡轮盘材料为 GH698^[15]，采用真空感
应+真空自耗的熔炼工艺。345℃时的弹性模量
为 204.3 GPa，强度极限 $\sigma_b=1\,230.2$ MPa，屈服强
度 $\sigma_{0.2}=710.8$ MPa。

2.2 总体模型计算结果

在温度场均匀的试验条件下，轮盘的受力主
要是离心力^[16]。由于试验考核部位为中心孔和
螺栓孔，因此可对一些影响较小的部位和尺寸进
行简化，简化后的涡轮盘模型如图 1 所示。计算
和试验表明，螺栓孔的危险部位在中段圆柱孔六
点钟位置(见图 1)，由于该处和螺栓是间隙配合，
因此，该处没有扭矩的作用，只考虑离心力是合
理的。

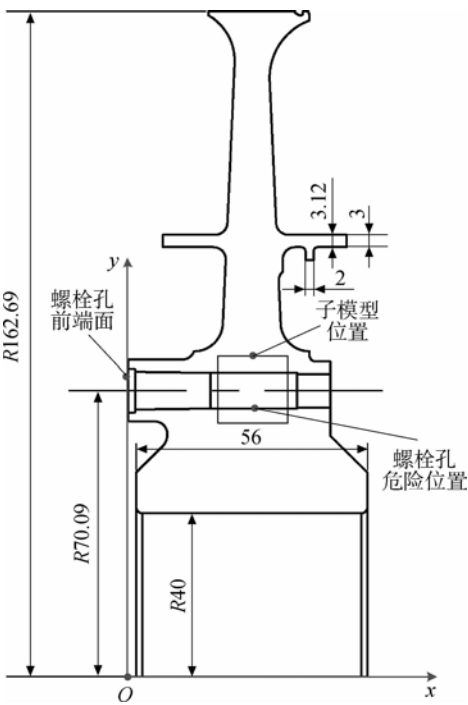


图 1 高压涡轮盘部分尺寸简化后整体模型(单位:mm)
Fig. 1 Total model of high pressure turbine disc with
some details simplified (unit:mm)

计算采用轮盘 1/12 的对称模型,为了更精确计算考核部位的应力应变分布,在整体模型基础上采用子模型计算螺栓孔处的应力。采用带中间节点的 SOLID186 高阶单元,除部分部位几何形状过于复杂采用 4 面体单元,大部分区域和考核部位都采用的是 6 面体单元,单元总数为 47 287,如图 2 所示。计算使用力(N)、压力(MPa)、角度(rad)。



图 2 高压涡轮盘整体有限元模型

Fig. 2 Total finite element model of high pressure turbine disc

计算所使用材料参数:密度为 $8.32 \times 10^{-3} \text{ g/mm}^3$,弹性模量为 204 300 MPa,泊松比为 0.3。边界条件:螺栓孔前端平面轴向约束;转速为 22 30.53 rad/s(21 300 r/min);轮缘凸台切面面力为 -141.9 MPa(向外)。

由上述模型采用线弹性计算得到的第一主应力 σ_1 的分布如图 3 所示。

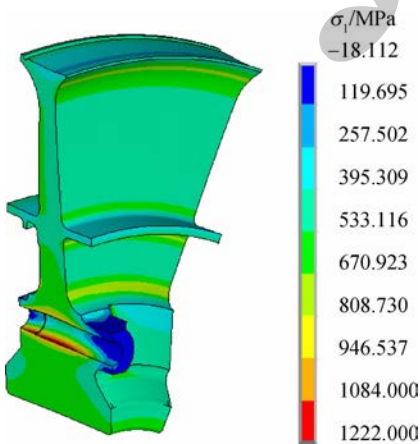


图 3 高压涡轮盘整体模型 σ_1 分布云图

Fig. 3 σ_1 distribution of high pressure turbine disc total model

为满足模拟件设计要求,网格密度需要达到一定的程度,即从最大应力点开始虚拟裂纹上 0.8 mm 内至少有 5 个单元。因此采用子模型对螺栓孔部位进行进一步的分析。

2.3 子模型计算结果

螺栓孔部位子模型如图 4 所示,以整体模型在该子模型边界处的位移为边界条件进行计算,得到的第一主应力 σ_1 的分布如图 5 所示。

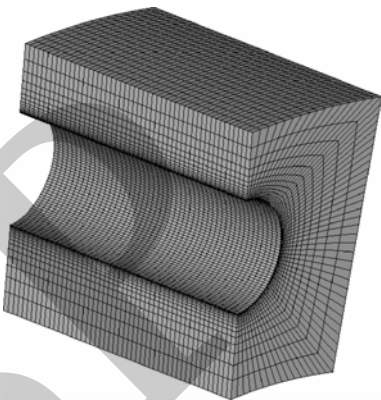


图 4 螺栓孔部位有限元模型

Fig. 4 Finite element model of bolt hole of high pressure turbine disc

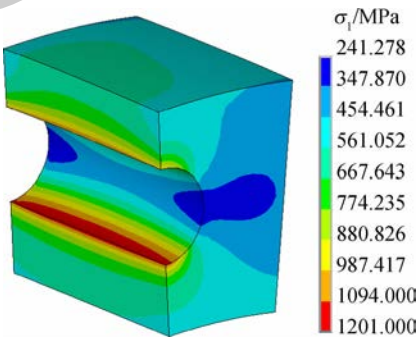


图 5 高压涡轮盘螺栓孔部分子模型 σ_1 分布云图

Fig. 5 σ_1 distribution of bolt hole submodel

最大应力点的坐标为 (30.92, 65.65, 0),对应于螺栓孔中段的 6 点钟位置,主应力、主应变及方向向量见表 1。可见,螺栓孔最大应力点处为两向应力状态:第一主应力 $\sigma_1 = 1\,200.6 \text{ MPa}$ (沿周向),第二主应力 $\sigma_2 = 145.3 \text{ MPa}$ (沿轴向),第三主应力 $\sigma_3 = -0.443\,05 \text{ MPa}$ (沿径向),由于 σ_3 沿表面法向,因此约等于 0 是合理的。除螺栓孔中段的 6 点钟位置外,螺栓孔中段的 12 点钟位置应力水平也较高,达到 1 097 MPa。轮盘试验结果显示:“涡轮盘试验在进行到 51 788 循环时破裂,疲劳裂纹在螺栓孔 6 点钟轴向的中心位置出现,

呈现多源疲劳特征,裂纹沿着径向扩展,2 和 6 号螺栓孔断裂,其余 4 个螺栓孔 6 点和 12 点位置均出现不同长度的裂纹。”和本文的计算结果一致。螺栓孔虚拟裂纹 0.8mm 范围内有 18 个节点,满足精度要求。

表 1 螺栓孔部位 σ_1 最大点的主应力、主应变及方向
Table 1 Magnitudes and orientation vectors of principal stress and strain at maximum σ_1 point of the bolt hole

参数	数值	x 方向 向量	y 方向 向量	z 方向 向量
σ_1 /MPa	1200.6	0	0.000 02	1
σ_2 /MPa	145.3	1	0.000 02	0
σ_3 /MPa	-0.443 05	-0.000 02	1	-0.000 02
ϵ_1	5.66×10^{-3}	0	0.000 02	1
ϵ_2	-1.05×10^{-3}	1	0.000 02	0
ϵ_3	-1.98×10^{-3}	-0.000 02	1	-0.000 02

3 螺栓孔模拟件设计

3.1 设计中需要考虑的实际问题

3.1.1 试验器的试验能力

试验器最大能力为 150 kN。根据参考文献[17]:“选择试样工作截面时应考虑试验过程中其最大负荷应在所有试验机负荷满量程的 25%~75%之间”。也就是说设计模拟件最大工作状态下的拉力应在 37.5~112.5 kN 之间。螺纹连接段的强度设计经过初步分析确定模拟件的连接方式为螺纹连接。

1) 根据参考文献[17],要求设计的试样必须满足下列要求:①对于圆形横截面试样: $D/d=1.5\sim3.5$ (带螺纹头的试样尽可能取大者),其中 D 和 d 分别指连接段和试验段的外径;②对于矩形横截面试样: $B/b=1.5\sim4$ (头部有销钉孔的试样尽可能取大者),其中 B 和 b 分别指连接段和试验段的宽度。

2) 根据参考文献[18],要求试样夹持部分的截面积与工作部分的截面积之比不小于 4。

3) 参考文献[19]中低周疲劳试样夹持部分的截面积与工作部分的截面积之比为 4。

根据以上标准和资料,本研究拟采用试样夹持部分的截面积与工作部分的截面积之比(S_r)作为螺纹连接段的强度设计的指标,设计的模拟件

必须满足 $S_r\geq 4$ 的要求。

3.1.2 试验需要的涡轮毛坯盘数量

螺栓孔模拟件需要在涡轮盘毛坯盘上切取,因此需要根据能够提供的毛坯盘数量和试验需要的模拟件数量对模拟件的尺寸做出限制。为了得到合理的试验结果,需要至少 8 个模拟件,且模拟件的切取方向需是沿弦向。涡轮盘毛坯盘外圈面积较大的部分厚度为 30 mm,如果模拟件的横向尺寸超过 30 mm,则这部分不能使用,芯部最多只能切出 3 个试样,为避免这种情况的出现,要限制模拟件头部螺纹连接段外径不能超过 30 mm。

3.2 模拟件设计优化

对于轮盘螺栓孔这种直径不太大的孔,可以用小半径应力集中板^[6]来模拟。要求圆角 R_1 约等于 1/2 孔径,模拟件厚度可以小于轮盘螺栓孔厚度,但不要改变其平面应力或平面应变的性质。单向拉伸小半径应力集中板结构如图 6 所示。试验件连接方式为头部的螺纹连接。

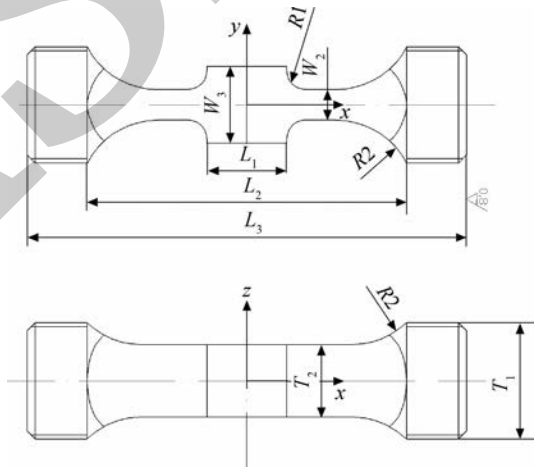


图 6 螺栓孔模拟件几何示意图(单位:mm)
Fig. 6 Geometric schematic of simulating specimen for bolt holes (unit:mm)

螺栓孔模拟件的几何参数包括:长度 L 、中间突台长度 L_1 、 L_2 、头部宽度 W_1 、宽度 W_2 、中间突台宽度 W_3 、头部厚度 T_1 ($T_1=W_1$)、试验段厚度 T_2 、模拟半径 R_1 、过渡半径 R_2 。头部螺纹连接段是在上述二维构型的基础上以 W_1 为半径将头部加工成柱形,然后加工螺纹,因此使 $W_1=T_1$ 。施加在头部连接螺纹段的力用均匀面力 P 表示。

由螺栓孔部分应力计算结果可知,螺栓孔最大应力点处, $\sigma_1=1\,200.6$ MPa(沿周向), $\sigma_2=145.3$ MPa(沿轴向)。因此模拟件侧向(z 方向)

需要有一定的厚度,使半径 R_1 表面危险点出现 z 方向的第二主应力,模拟实际轮盘螺栓孔径向内外侧部分的影响。

模拟件设计的目标:①最大主应力 $\sigma_1 = 1\,200.6\text{ MPa}$;②最大应力点 $\sigma_2/\sigma_1 = 0.121$;③虚拟裂纹上 0.8 mm 内应力变化的百分比 $\Delta\sigma_1$ 为 27.1426% 。

主要的调整参数为:①试验段的厚度 T_2 ,主要影响 σ_2/σ_1 ;②半径 R_1 ,主要影响 σ_1 在虚拟裂纹上 0.8 mm 内应力变化的百分比 $\Delta\sigma_1$;③面力 P 的大小,决定最大主应力 σ_1 的值。其他参数的调整原则为:①不出现大的应力集中;②尽量小的总体尺寸。

计算结果表明,其他数不变时,随着中间凸台高度 W_3 的增加, σ_2/σ_1 略微减小, $\Delta\sigma_1$ 也略微减小。从总体看, W_3 的变化对应力分布的影响较小,在情况许可时, W_3 应尽量小,为了计算方便取 $W_3=W_2+R_1+1$ 。头部螺纹连接段的长度固定为 15 mm 。受到试验器最大负荷能力的限制、涡轮盘毛坯数量的限制,优化设计得到尺寸为: $L=110\text{ mm}$, $L_1=20\text{ mm}$, $L_2=80\text{ mm}$, $T_1=W_1=29\text{ mm}$, $W_2=7.6\text{ mm}$, $T_2=18\text{ mm}$, $R_1=4.8\text{ mm}$, $R_2=20\text{ mm}$;面力 $P=81.7\text{ MPa}$ 。计算得到的应力和目标的对比情况见表 2,所需的试验拉力为 111.72 kN ,外径面积比为 4.83 。优化参数下螺栓孔模拟件的 σ_1 应力分布云图见图 7。

表 2 螺栓孔模拟件优化参数对比

Table 2 Comparison of the bolt holes optimized results and objectives

优化参数	σ_1/MPa	σ_2/σ_1	$\Delta\sigma_1/\%$
优化目标	1200.6	0.121	27.14
优化结果	1200.6	0.110	27.10

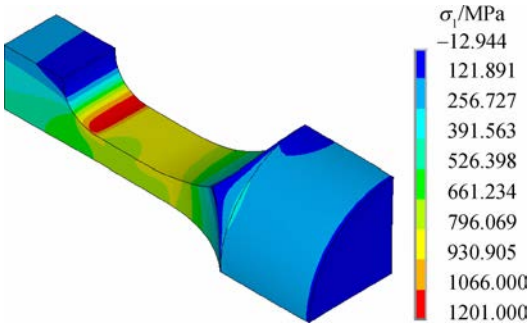


图 7 模拟件的 σ_1 分布云图

Fig. 7 σ_1 distribution of simulating specimen

模拟件与构件虚拟裂纹 0.8 mm 内的 σ_1 和 ϵ_1 的对比情况见图 8(a)和图 8(b)。从对比图可以看出,模拟件与轮盘螺栓孔线弹性分析的应力应变分布的相似性很好。计算得到轮盘螺栓孔处拉伸应变能的有效值为 2.5213 ,螺栓孔模拟件的拉伸应变能的有效值为 2.5036 ,差距为 0.71% 。

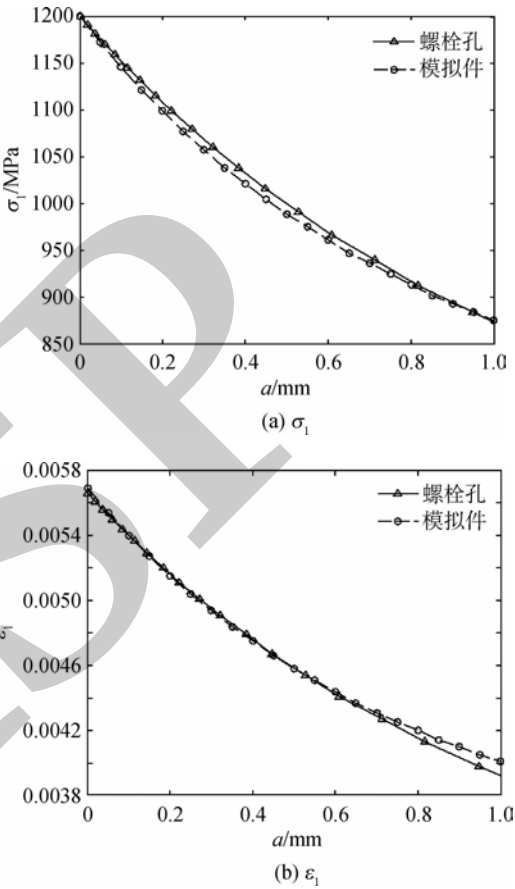


图 8 模拟件和螺栓孔沿虚拟裂纹方向 0.8 mm 范围内 σ_1 和 ϵ_1 的对比(线弹性)

Fig. 8 Comparison of σ_1 and ϵ_1 distribution within 0.8 mm on the virtuak crack between simulating specimen and the bolt hole (linear elastic analysis)

3.3 弹塑性校核

根据线弹性计算结果,螺栓孔部分的最大主应力为 $1\,200.6\text{ MPa}$,超过了材料 $345\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时的屈服强度为 710.8 MPa ,需要进行弹塑性校核。

由于材料手册上没有 GH698 的循环应力-应变曲线,计划采用成熟材料 GH4133 的应力-应变曲线代替^[20]。计算结果不用于高压涡轮盘的寿命分析,仅用于优化后的模拟件和构件的弹塑性应力应变校核。

各载荷步中需要设置转速和作用在榫槽凸台切除位置的面力,见表 3。

表 3 高压涡轮盘弹塑性应力计算载荷步设置

Table 3 Load steps of high pressure turbine disc elastic plastic analysis

载荷步	转速/(r/min)	转速/%	转速/(rad/s)	面力/MPa
1	13 203	80	1 382.61	-57.29
2	16 504	100	1 728.27	-89.51
3	19 804	120	2 073.92	-128.90
4	21 300	129.06	2 230.53	-149.10
5	19 804	120	2 073.92	-128.90
6	16 504	100	1 728.27	-89.51
7	13 203	80	1 382.61	-57.29
8	1 000	6.06	104.72	-0.33

采用图 2 中的涡轮盘整体模型进行 8 个载荷步的弹塑性计算,将计算结果作为边界条件,然后采用图 4 中的子模型进行螺栓孔处的弹塑性计算。模拟件载荷步设置和涡轮盘保持一致,图 9

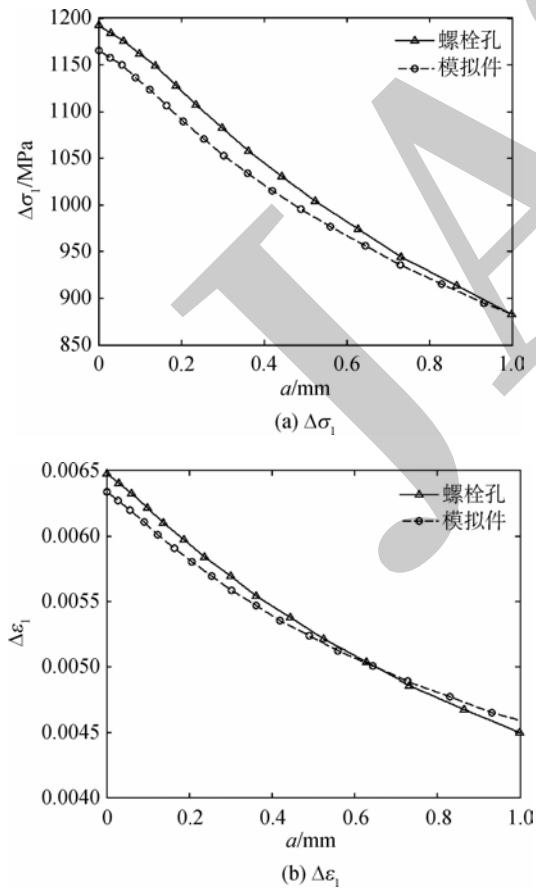


图 9 模拟件和螺栓孔沿虚拟裂纹方向 0.8 mm 范围内 $\Delta\sigma_1$ 和 $\Delta\epsilon_1$ 的对比(弹塑性)

Fig. 9 Comparison of $\Delta\sigma_1$ and $\Delta\epsilon_1$ distribution within 0.8 mm on the virtual crack between simulating specimen and the bolt hole (elastic plastic analysis)

示出了模拟件和螺栓孔虚拟裂纹上 $\Delta\sigma_1$ 和 $\Delta\epsilon_1$ 的对比情况。

根据式(1)计算得到的螺栓孔模拟件和螺栓孔处的拉伸应变能密度 w_a 沿虚拟裂纹 0.8 mm 内的分布见图 10。螺栓孔拉伸应变能有效值为 2.170 3 MPa,模拟件的拉伸应变能有效值为 2.238 5 MPa,差异为 3.14%。

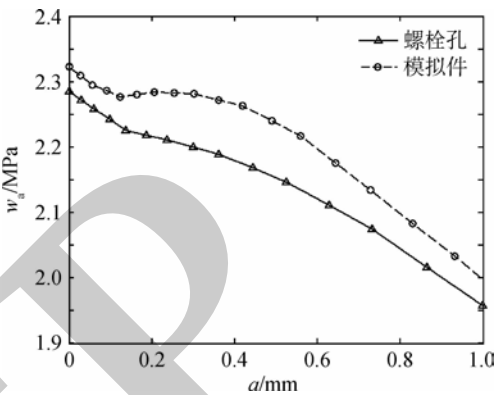


图 10 模拟件和螺栓孔沿虚拟裂纹方向 0.8 mm 范围内应变能密度分布的对比(弹塑性)

Fig. 10 Comparison of strain energy density distribution within 0.8 mm on the virtual crack between simulating specimen and the bolt hole (elastic plastic analysis)

4 试验结果和涡轮盘整体试验结果对比分析

从涡轮盘毛坯盘上切取试验件,有效试验件数量为 8 个。试验条件和涡轮盘试验条件一致,试验环境为空气,温度为 380 ℃,加载方式为轴向,加载频率为 10 Hz,试验停止条件为断裂,试验载荷为 9 800 N~114 000 N~9 800 N。正式试验前对应变进行了标定,并进行了误差分析。8 件模拟件的断裂寿命的均值为 30 248,对数标准差为 0.035 8。

涡轮盘试验在进行到 51 788 循环时破裂,疲劳裂纹在螺栓孔 6 点钟轴向的中心位置出现,呈现多源疲劳特征,裂纹沿着径向扩展,2 和 6 号螺栓孔断裂,其余 4 个螺栓孔 6 点和 12 点位置均出现不同长度的裂纹。按照 Def Stan 00—970—11 部^[13]要求,使用 2/3 功能失效寿命法计算的螺栓孔安全寿命(置信度 95%、可靠度 99.87%)为 6 590。

计算公式为

$$F_r = \frac{N_0 \alpha^{5.28}}{Y} \tag{5}$$

式中 F_r 为批准的安全寿命; N_0 为裂纹萌生寿命, $N_0 = N_1 / 1.5$, N_1 为断裂寿命; α 为应力系数,螺栓

孔处的应力系数为 $\alpha=0.9502$; Y 为寿命散度系数, 对于一个试件, $Y=4$; 试样数为 8 时, $y=2.92$ 。

采用相同的方法计算的螺栓孔模拟件安全寿命为 6885(8 个试件, 寿命散度系数为 2.92), 与整体轮盘螺栓孔低循环疲劳试验结果非常吻合, 相对误差只有 4.48%。

5 结 论

1) 本文以某涡扇发动机高压涡轮盘螺栓孔为例, 提出了模拟件设计的理论依据和设计准则。

2) 采用涡轮盘整体模型和子模型对螺栓孔处进行了线弹性应力计算, 计算精度满足要求, 得到了螺栓孔处的应力应变分布。最大应力点的位置在螺栓孔表面 6 点钟轴向中心位置, 和试验结果一致。

3) 优化设计得到了满足试验器能力、螺纹连接强度和毛坯盘数量等限制条件的模拟件, 模拟件虚拟裂纹 0.8 mm 内的应力应变分布与螺栓孔一致。计算得到轮盘螺栓孔处拉伸应变能的有效值为 2.5213, 螺栓孔模拟件的拉伸应变能的有效值为 2.5036, 差距为 0.71%。

4) 对设计结果进行了弹塑性校核, 结果比较一致。模拟件试验得到的安全寿命和轮盘试验给出的安全寿命非常接近。轮盘螺栓孔拉伸应变能有效值为 2.1703 MPa, 模拟件的拉伸应变能有效值为 2.2385 MPa, 差异为 3.14%。

5) 将模拟件低循环疲劳试验结果和轮盘试验结果进行了对比分析, 采用相同的分析方法得到的安全寿命分别为 6590 和 6885, 差距为 4.48%, 可以说结果非常一致。

参考文献:

- [1] 陈传尧. 疲劳与断裂[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2002.
- [2] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 2003.
- [3] 谢济洲. 低循环疲劳[M]. 北京: 能源出版社, 1990.
- [4] 黄致建, 朱如鹏, 潘升材. 单向加载疲劳机上燕尾形榫联接微动损伤试验件设计[J]. 航空学报, 1994, 15(8): 1017-1023.
- HUANG Zhijian, ZHU Rupeng, PAN Shengcai. The design of the specimen of dovetail joint in unidirectionally-loaded fatigue testing rig[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1994, 15(8): 1017-1023. (in Chinese)
- [5] 叶彬, 姚卫星. 飞机结构细节疲劳寿命的应力场强法探析[J]. 洪都科技, 2001(4): 14-18.
- YE Bin, YAO Weixing. Stress field intensity method analysis on fatigue life of aircraft structure detail[J]. Hongdu Science and Technology, 2001(4): 14-18. (in Chinese)
- [6] 赵福星, 杨兴宇. 发动机构件低循环疲劳模拟试验件设计方法[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2003, 16(2): 58-62.
- ZHAO Fuxing, YANG Xingyu. A design method of simulation samples for aero-engine components used in low cycle fatigue test[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2003, 16(2): 58-62. (in Chinese)
- [7] 杨兴宇, 董立伟, 耿中行, 等. 某压气机轮盘榫槽低循环疲劳模拟件设计与试验[J]. 航空动力学报, 2008, 23(10): 1829-1834.
- YANG Xingyu, DONG Liwei, GENG Zhongxing, et al. Design and experimentation of simulation specimen for aero-engine compressor disk slot used in low cycle fatigue test[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(10): 1829-1834. (in Chinese)
- [8] 陆山, 王春光, 陈军. 任意最大应力梯度路径轮盘模拟件设计方法[J]. 航空动力学报, 2010, 25(9): 2000-2005.
- LU Shan, WANG Chunguang, CHEN Jun. Design method of imitation specimen for engine disk with any maximum stress gradient path[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(9): 2000-2005. (in Chinese)
- [9] 闫晓军, 聂景旭. 涡轮叶片疲劳[M]. 北京: 科学出版社, 2013.
- [10] 李莉. 榫槽模拟件优化设计的理论和方法研究[D]. 沈阳: 东北大学, 2006.
- LI Li. Research on theory and method of optimal design of simulative tenon-grooves test sample [D]. Shenyang: Northeastern University, 2006. (in Chinese)
- [11] RUIZ C, BODDINGTON P H B, CHEN K C. An investigation of fatigue and fretting in a dovetail joint[J]. Experimental Mechanics, 1984, 24(3): 208-217.
- [12] Ministry of Defence. General specification for aircraft gas turbine engines; Defence Standard 00-971 [S]. London: Ministry of Defence, 1987.
- [13] Ministry of Defence. Design and airworthiness requirements for service aircraft; Part 11 engines; Defence Standard 00-970 [S]. London: Ministry of Defence, 2006.
- [14] 单辉祖. 材料力学: I [M]. 北京: 高等教育出版社, 1999.
- [15] 《工程材料实用手册》编辑委员会. 工程材料实用手册: 变形高温合金、铸造高温合金[M]. 北京: 中国标准出版社, 1989.
- [16] 苏清友. 航空涡喷/涡扇发动机主要零部件定寿指南[M]. 北京: 航空工业出版社, 2004.
- [17] 中国航空工业总公司. 金属材料轴向加载疲劳试验方法: HB 5287-1996[S]. 北京: 中国航空工业总公司, 1996.
- [18] 中国航空工业第一集团公司. 金属材料轴向等幅低循环疲劳试验方法: GB/T 15248-2008[S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.
- [19] 高镇同, 蒋新桐, 熊峻江, 等. 疲劳性能试验设计和数据处理: 直升机金属材料疲劳性能可靠性手册[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1999.
- [20] 北京航空材料研究所. 航空发动机设计用材料数据手册[M]. 北京: 中国航空发动机总公司, 1990.