

航空发动机轮盘中心孔模拟试验件设计方法及试验验证

魏大盛^{1,2}, 冯俊淇¹, 马梦弟¹, 姚利信¹, 王延荣¹

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;
2. 北京航空航天大学 江西研究院, 南昌 330096)

摘 要: 依据涡轮盘有限元计算结果, 确定盘心考核位置处的应力状态, 并将周向应力和轴向应力比值以及轮盘中心孔处周向应力沿径向的应力梯度作为设计指标, 保证模拟件应力状态与实际轮盘一致。针对轮盘中心孔考核位置, 本文共设计两类模拟件: 一是反映双轴应力状态的多轴模拟件, 二是反映应力梯度的平板缺口模拟件。分别采用两种试验件, 结合轮盘实际载荷条件开展低循环疲劳试验, 并对试验结果进行统计分析。进而, 采用多轴疲劳寿命预测模型及考虑应力梯度影响的寿命预测模型对两种试验件的疲劳寿命进行评估, 双轴模拟件的预测结果均在 2 倍分散带内, 平板缺口模拟件的预测结果均在 3 倍分散带内, 此寿命预测结果对实际轮盘设计具有参考价值。

关 键 词: 涡轮盘; 模拟试验件; 结构强度; 多轴疲劳; 应力梯度

中图分类号: V231.95

文献标志码: A

Design method and test verification of simulated specimen of aeroengine disc center hole

WEI Dasheng^{1,2}, FENG Junqi¹, MA Mengdi¹, YAO Lixin¹, WANG Yanrong¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China;
2. Jiangxi Research Institute, Beihang University, Nanchang 330096, China)

Abstract: According to the finite element simulation results of the turbine disc, the stress state at the inspection position of the disk center was determined, and the ratio of the circumferential stress and axial stress and the radial stress gradient of the circumferential stress at the disc center hole were taken as the design indexes to ensure the consistency of stress state of the simulated specimen with the actual disc. Two kinds of simulators, namely, the multi axial simulators reflecting the biaxial stress state, and the plate notch simulators reflecting the stress gradient, were designed for the inspection position of the center hole of the wheel disc. Low cycle fatigue tests were carried out by using these two kinds of specimens under actual load conditions of the disc, and the test results were statistically analyzed. Furthermore, the multi-axial fatigue life prediction model and the life model considering the influence of stress gradient were used to evaluate the fatigue life of these two simulated specimens. The scatter bands of the prediction results of biaxial simulated specimen were within 2 and those of the flat notch simulated specimen were within 3.

收稿日期: 2022-04-12

基金项目: 国家科技重大专项(J2019-IV-0012-0080)

作者简介: 魏大盛(1978—), 男, 副教授、博士生导师, 博士, 主要从事航空发动机用材料及结构强度研究。E-mail: dasheng.w@163.com

引用格式: 魏大盛, 冯俊淇, 马梦弟, 等. 航空发动机轮盘中心孔模拟试验件设计方法及试验验证[J]. 航空动力学报, 2022, 37(10): 2157-2166.

WEI Dasheng, FENG Junqi, MA Mengdi, et al. Design method and test verification of simulated specimen of aeroengine disc center hole[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(10): 2157-2166.

The results could provide engineering reference for the life evaluation of aeroengine structures.

Keywords: turbine disc; simulated specimen; structural strength; multi-axial fatigue; stress gradient

涡轮盘是航空发动机结构关键件,其安全性在结构设计过程中要优先关注,特别是航空发动机涡轮盘的疲劳失效应予以足够重视。以高压涡轮盘为例,轮盘盘身结构常存在一些局部截面急剧变化或几何不连续区域,例如中心孔、偏心螺栓孔。这些区域在涡轮盘承受静载荷或者循环载荷时会产生明显的应力集中^[1],导致涡轮盘在这些区域的局部应力应变超出弹性范围进入塑性。大量工程研究结果也证实了这些应力集中部位往往就是整个轮盘的薄弱部位^[2-5]。同时,这些几何不连续区域因为应力集中,导致零件结构内部的应力场分布不再均匀,出现明显的应力梯度^[6],而应力梯度也是评估零件疲劳失效时的重要影响因素之一^[7]。

国外航空管理机构针对航空发动机涡轮盘的疲劳寿命和可靠性的评估,已形成较为规范的评价体系,例如美国联邦航空管理局(FAA)的咨询通告 AC33.70-1^[8]和欧洲航空安全局(EASA)的发动机合格规范(CS-E515)^[9],依据这些规范的演变发展,发动机强度评估大致可以分为四个阶段:静强度法^[10-11],即主要分析结构在静力下的承载能力;安全寿命法,以 Miner 提出的构件在变幅载荷作用下的疲劳损伤累计方法和判据为基础,评估结构在设计寿命内是否发生疲劳;疲劳可靠性法,将传统的抗疲劳设计准则与概率统计理论相结合,进行结构的安全性评估;损伤容限法,以 Irwin 提出的应力强度因子 K 及 Paris 提出的疲劳裂纹扩展速率公式为基础,定期检查结构中是否

出现裂纹,保证裂纹不会扩展超过容限值而导致结构破坏。上述 4 种评估方法各有使用范围,完善了寿命评估方法,也表明了航空发动机技术的发展,使更复杂的寿命影响因素能够得以考虑,也使轮盘这一关键件的安全使用更具保障,但评估方式及其验证尚需进一步开展工作。

涡轮盘在航空发动机运行过程中工作环境复杂、承载情况多变,进行涡轮盘部件级考核性试验耗费巨大。因此,结合轮盘有限元计算结果,以轮盘危险点计算结果设计试验件,用以模拟轮盘危险点的受力状况,进而在实验室环境下对试验件开展考核性疲劳试验,试验结果既可以用于轮盘寿命预测,也可以直接评估轮盘在特定工况下是否安全。本文针对典型涡轮盘结构,开展特定工况下涡轮盘的有限元分析计算,确定轮盘考核位置-轮盘中心孔边的应力应变状态;将其作为设计依据,设计能够考核轮盘中心孔处多轴应力及应力梯度的两种试验件;进而开展疲劳试验,并根据试验结果采用两种疲劳寿命预测模型进行寿命预测。

1 轮盘中心孔边应力分析

建立轮盘有限元模型并在特定工况下开展数值分析,得到轮盘应力应变分布,重点关注轮盘考核部位-中心孔边的应力应变状态。研究采用的航空发动机涡轮盘,其材料为 Udimet 720Li,力学性能数据见表 1。

表 1 Udimet 720Li 材料属性
Table 1 Material properties of Udimet 720Li

温度/℃	弹性模型/GPa	泊松比	线膨胀系数/ 10^{-5}	热导率/(W/(m·℃))	比热容/(J/(kg·℃))	密度/(kg/m ³)
500	197.6	0.347	1.38	17.7	510.6	8 148

根据轮盘的循环对称性,建立含一个榫槽的有限元扇区模型,见图 1,采用八节点六面体单元,节点总数为 109 110,单元总数为 95 987。

计算时的边界条件及载荷如下:

1) 位移约束:对于循环对称模型,约束周向位移和轴向位移,同时在循环对称面上施加循环

对称条件。

2) 离心转速:设计状态 100% 转速。

3) 温度场:按特定工况下的温度场分布,轮缘最高温度为 530 ℃,盘心温度为 463 ℃。

4) 榫槽压应力:在榫槽处施加压应力,用以等效叶片产生的离心力。

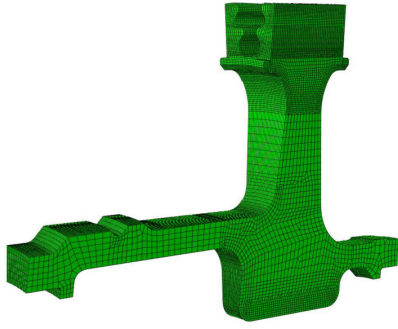


图 1 有限元模型

Fig. 1 Finite element model

按上述条件进行计算后,提取轮盘考核部位盘心处周向应力和轴向应力的应力状态,轴向应力 S_{33} 为 -207.9 MPa,周向应力 S_{22} 为 968.3 MPa,如图 2 所示,两者比值为 -0.222 ,此计算数据为设计双轴应力模拟件的基础。

轮盘中心孔边周向应力沿径向方向的应力梯度如图 3 所示。此计算数据为设计应力梯度模拟

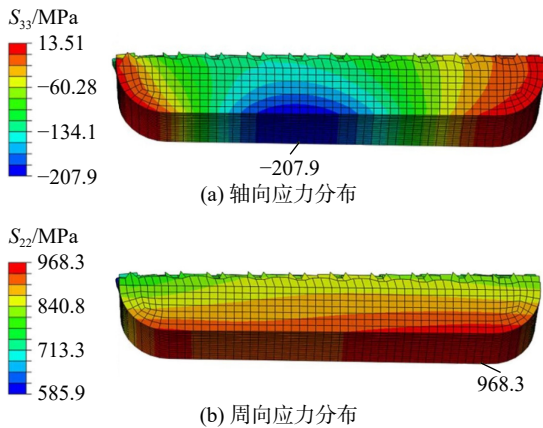


图 2 轮盘中心孔边应力分布

Fig. 2 Stress distribution around the disc center hole

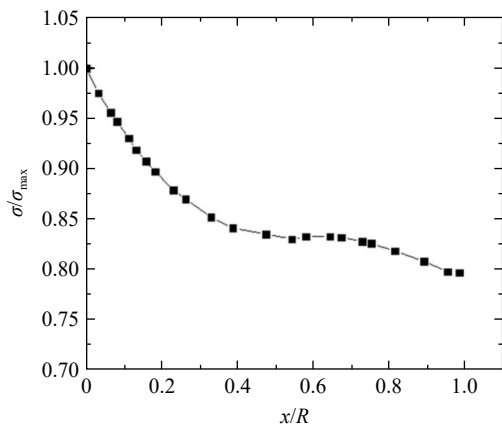


图 3 轮盘中心孔处周向应力沿径向的应力梯度

Fig. 3 Circumferential stress gradient along radial direction at the disc center hole

件的基础。图 3 中 x 为距孔边的距离, R 为孔边曲率半径, $\sigma/\sigma_{\max}$ 为 x 处应力与孔边最大应力的比值。

2 轮盘中心孔模拟件设计

以轮盘有限元应力分布计算结果为基础,按照应力等效原则,即最大应力等效、双轴应力比值等效、应力梯度等效,开展轮盘中心孔处的模拟试验件设计。针对盘心的应力状态,拟设计两种不同的模拟试验件,分别从不同的侧重点考核轮盘中心孔边的疲劳寿命。第一种模拟试验件考查侧重点为轮盘中心孔边周向应力和轴向应力的双轴应力状态,将此类模拟件称为多轴应力模拟件;第二种模拟试验件考查侧重点为轮盘中心孔边周向应力沿径向的应力梯度,将此类模拟件称为应力梯度模拟件。

2.1 轮盘中心孔多轴应力模拟件设计

盘心多轴应力模拟件的设计目的是,考核盘心孔处周向应力和轴向应力的双轴应力状态对疲劳寿命的影响。由轮盘有限元计算结果可知,盘心孔处应力状态为双轴拉压应力,其中,轴向应力为压应力,周向应力为拉应力,轴向应力与周向应力的比值为 -0.222 。盘心多轴应力模拟件的设计思路为通过对盘心多轴应力模拟件的几何形状设计,通过施加单向载荷在多轴应力模拟件的考核位置处形成与轮盘中心孔边吻合的双轴应力状态。

以单轴应力加载实现双轴应力状态作为出发点,初步给出的多轴应力模拟件的几何形式如图 4 所示,分别由水平梁及垂直梁实现拉伸应力及压缩应力。图 4 中 H_1 为斜梁宽度, H_2 与 H_3 为直梁宽度, R_1 、 R_2 和 R_3 为圆角半径, B_1 为模拟件厚度。

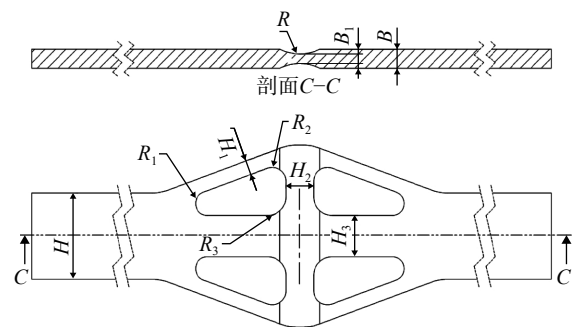


图 4 轮盘中心孔多轴应力模拟件尺寸示意图

Fig. 4 Dimension diagram of multiaxial stress simulator of the disc center hole

盘心多轴应力模拟件设计流程为:首先,计算特定工况下轮盘中心孔边轴向应力及周向应力分布,以及最大周向应力所在位置,并以最大周向应力所在位置的轴向应力和周向应力的比值作为设计依据;其次,在盘心多轴应力模拟件初始几何尺寸的基础上,开展盘心多轴应力模拟件在试验载荷下的有限元计算,获得当前尺寸参数下盘心多轴应力模拟件考核点拉伸及其垂直方向的应力,并计算两者的比值;再次,调整盘心多轴应力模拟件的关键几何尺寸,包括多轴应力模拟件直梁/垂直梁/斜梁的宽度、工作段圆柱形槽的半径及宽度、异形孔圆角,并开展有限元计算,通过多次调整及计算后,直至盘心多轴应力模拟件有限元结果的拉伸及其垂直方向的应力比值与实际轮盘结构一致。

其一,可修改的关键尺寸为盘心多轴应力模拟件直梁宽度 H_3 ,取异形孔圆角 R_3 为 3.5 mm,工作段宽度 B_1 为 2 mm,分别计算了 5 组不同直梁宽度 H_3 所对应的盘心多轴应力模拟件考核点的双向应力比值,结果见表 2。

表 2 不同直梁宽度对应力比值的影响
Table 2 Influence of different straight beam width on stress ratio

直梁宽度 H_3 /mm	应力比值
2.9	-0.264
3.5	-0.304
3.2	-0.237
3.3	-0.227
3.4	-0.220

其二,可修改的关键尺寸为盘心多轴应力模拟件异形孔圆角 R_3 ,取直梁宽度 H_3 为 2.8 mm,工作段宽度 B_1 为 2 mm,分别计算了 3 组不同异形孔圆角 R_3 所对应的盘心多轴应力模拟件考核点的双

向应力比值,结果见表 3。

表 3 不同异形孔圆角对应力比值的影响
Table 3 Influence of different special-shaped hole fillet on stress ratio

异形孔圆角 R_3 /mm	应力比值
3.5	-0.218
4.0	-0.222
4.5	-0.220

其三,可修改的关键尺寸为盘心应力多轴模拟件工作段宽度 B_1 ,取直梁宽度 H_3 为 3.2 mm,异形孔圆角 R_3 为 3.5 mm,分别计算了 2 组不同工作段宽度 B_1 所对应的盘心多轴应力模拟件考核点的双向应力比值,结果见表 4。

表 4 不同工作段宽度对应力比的影响
Table 4 Influence of different working section width on stress ratio

工作段宽度 B_1 /mm	应力比值
2.0	-0.171
1.5	-0.087

通过设计正交试验进行计算,表明直梁宽度和工作段宽度分别与盘心多轴应力模拟件考核点的双向应力比值近似成正比关系,而异形孔圆角则对盘心多轴应力模拟件考核点双向应力比值影响不大。

根据上述不同关键位置几何尺寸变化对盘心多轴应力模拟件考核点双向应力比值的影响规律,最终盘心多轴应力模拟件关键位置几何尺寸选择如下:直梁宽度取 5.4 mm,异形孔圆角 R_3 取 4.5 mm,工作段宽度 B_1 取 2 mm,拉伸方向最大加载载荷为 17.5 kN 时,得到模拟件考核点处应力比值为 -0.220,与盘心处双轴应力状态相当。最终设计的盘心多轴应力模拟件如图 5 所示。

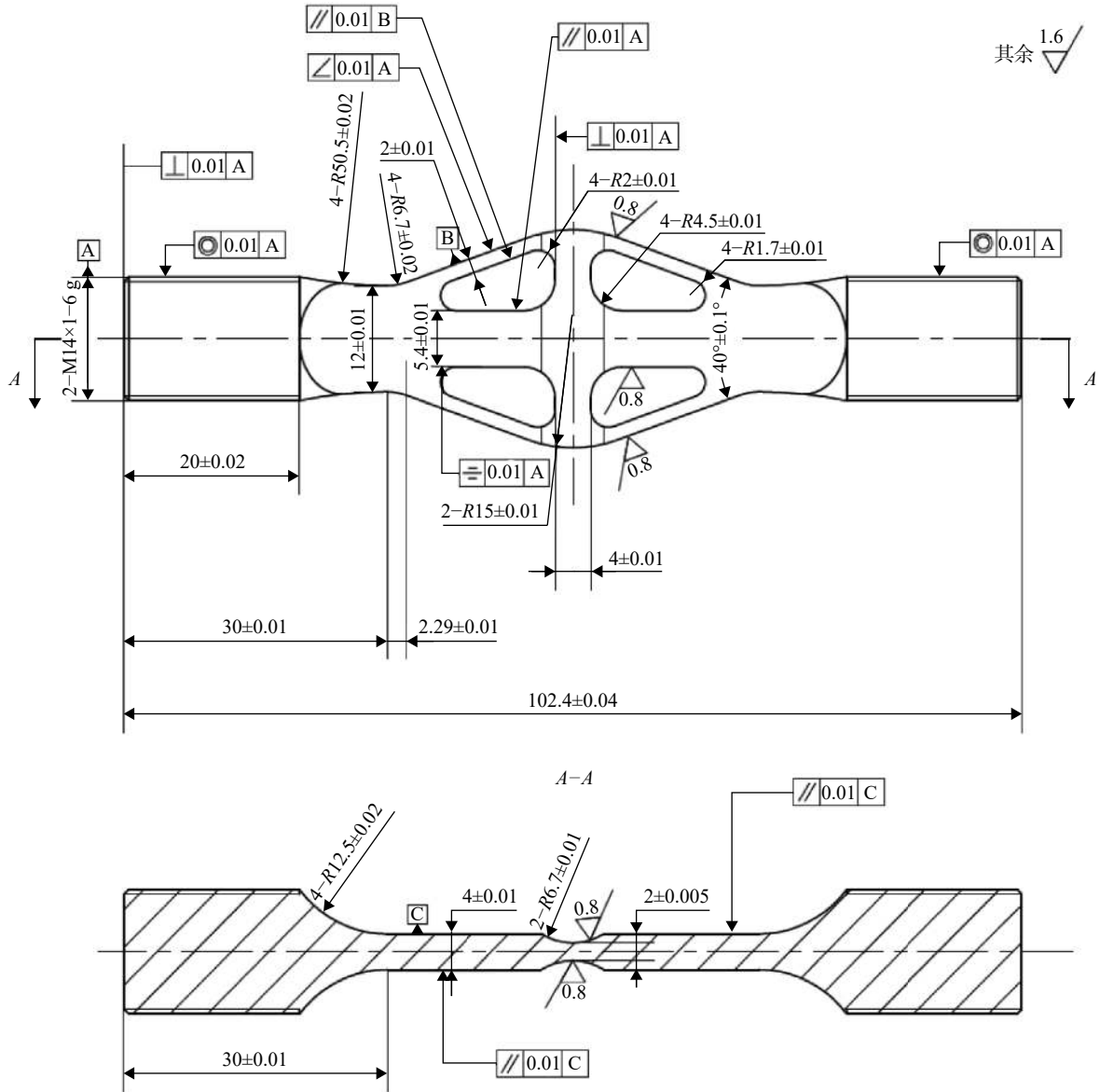


图 5 轮盘中心孔多轴应力模拟件结构尺寸(单位: mm)

Fig. 5 Structural dimensions of multi-axial stress simulator of the disc center hole (unit: mm)

2.2 轮盘中心孔应力梯度模拟件设计

盘心应力梯度模拟件的设计目的是,考核轮盘中心孔边周向应力沿径向的应力梯度对疲劳寿命的影响。盘心应力梯度模拟件的设计条件为保证盘心应力梯度模拟件考核部位的拉伸方向应力最大值与轮盘中心孔边周向应力最大值相当,同时,保证从盘心应力梯度模拟件考核部位表面沿垂直于拉伸载荷方向的应力梯度与轮盘中心孔边周向应力沿径向的应力梯度相当。模拟件的几何尺寸见图 6。图 6 中 L_1 为圆心距试验件一端长度, L_2 为试验件总长度, r_1 为外围圆弧半径, r_2 为中间圆弧半径, d 为试验件工作宽度, W 为试验件宽度, T 为试验件厚度。

通过调整盘心应力梯度模拟件关键位置几何尺

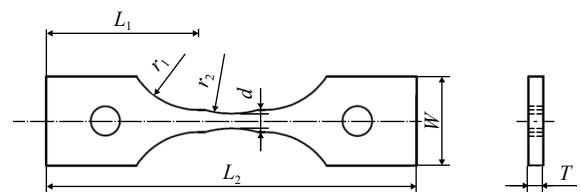


图 6 轮盘中心孔应力梯度模拟件尺寸示意图

Fig. 6 Dimension diagram of stress gradient simulator of the disc center hole

寸,直至模拟件有限元结果的最大拉伸应力,以及拉伸应力沿垂直拉伸方向的应力梯度满足设计依据。

其一,考核 3 组不同缺口半径对盘心应力梯度模拟件考核部位应力梯度的影响,缺口具体尺寸见表 5。不同缺口半径的盘心应力梯度模拟件

拉伸应力和轮盘中心孔边周向应力的归一化应力梯度-归一化距离分布如图 7 所示。

表 5 不同缺口半径
Table 5 Different notch radius

净截面宽度/mm	缺口半径/mm
8	0.1
8	0.3
8	0.5

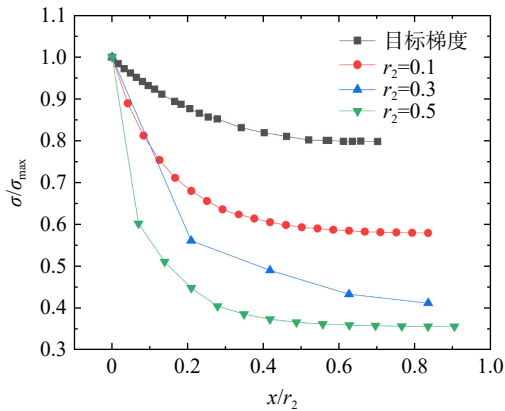


图 7 不同缺口半径对应力梯度的影响
Fig. 7 Influence of different notch radius on stress gradient

其二,考核 3 组不同缺口净截面宽度对盘心应力梯度模拟件拉伸应力梯度的影响,具体尺寸见表 6。不同净截面宽度的盘心应力梯度模拟件拉伸应力和轮盘中心孔边周向应力的归一化应力梯度-归一化距离分布如图 8 所示。

表 6 不同缺口净截面宽度

Table 6 Different net section width of notches

净截面宽度/mm	缺口半径/mm
8	0.1
16	0.1
22	0.1

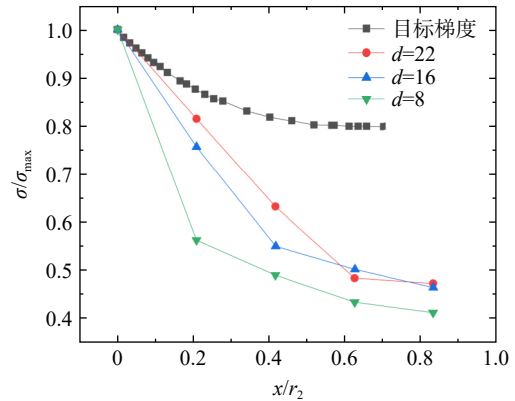


图 8 不同缺口净截面宽度对应力梯度的影响
Fig. 8 Influence of different net section width of notch on stress gradient

根据两次调整盘心应力梯度模拟件关键几何尺寸的计算结果,可知:轮盘中心孔边周向应力沿径向的应力梯度过小,无法通过改变缺口几何尺寸得到与之相当的应力梯度。为表征轮盘中心孔边结构导致的应力梯度特征,盘心应力梯度模拟件的缺口几何尺寸直接采用了盘心处的曲率半径,最终设计的盘心应力梯度模拟件见图 9。

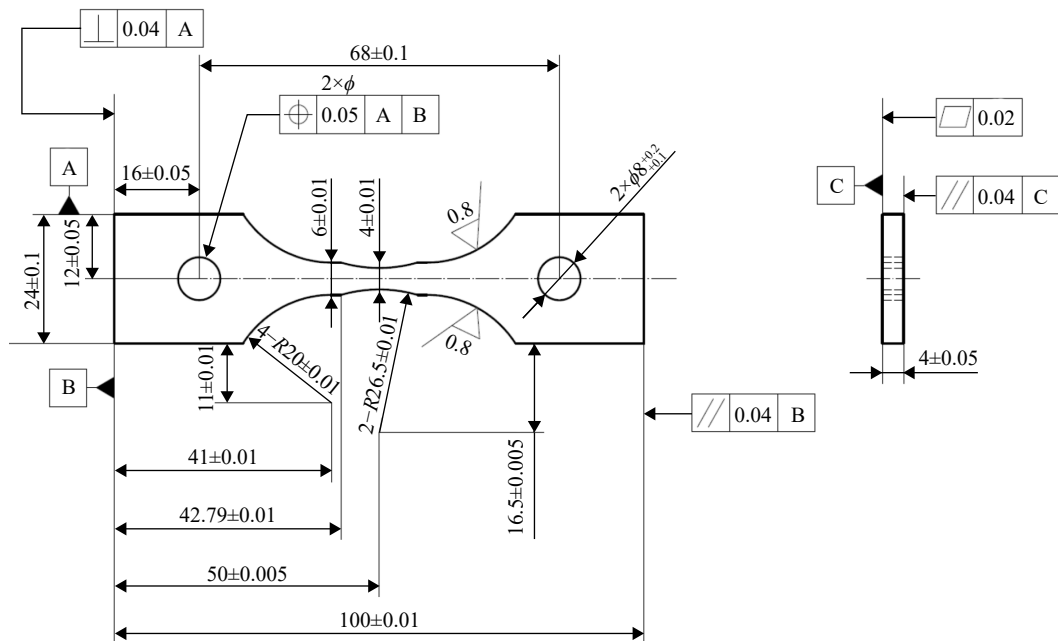


图 9 轮盘中心孔应力梯度模拟件结构尺寸(单位: mm)

Fig. 9 Structural dimensions of stress gradient simulator of the disc center hole (unit: mm)

3 模拟件试验及结果分析

根据设计的模拟件,开展低循环疲劳试验以评估轮盘中心孔寿命。试验参照国家标准 GB/T15248-2008《金属材料轴向等幅低循环疲劳试验方法》^[12]、GB/T26077-2010《金属材料疲劳试验轴向应变控制方法》^[13]以及 HB5287-1996《金属材料轴向加载疲劳试验方法》^[14]。针对盘心多轴应力模拟件和盘心应力梯度模拟件开展轴向应力控制的低循环疲劳试验,以轮盘 100% 转速下的应力状态作为基准,定义为 1 倍载荷。为保证试验结果对轮盘寿命评估相对保守,以 1.15 倍基准载荷开展试验。载荷比为 0.05,试验温度为 500 ℃,加载波形为正弦波,试验至试验件断裂终止。

本次试验在拉扭液压伺服试验系统上开展,轴向载荷量程为±120 kN,载荷精度可控制在±0.5%。与加载系统配套使用的加温系统为对开式大气炉,工作温度范围为 300~1 200 ℃,500 ℃时温度控制精度为±0.1 ℃。

3.1 轮盘中心孔多轴应力模拟件试验

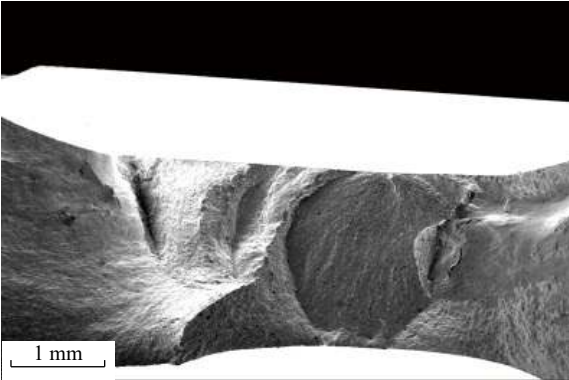
盘心多轴模拟件试验在 500 ℃ 下进行,加载波形为正弦波,加载频率在不同的循环次数区间对应不同的加载频率:前 5 万次循环为 2 Hz;5 万~10 万次之间为 5 Hz;10 万~15 万次之间为 10 Hz,15 万次循环后为 20 Hz。试验数据见表 7。

多轴应力模拟件断裂位置均处在工作段中心

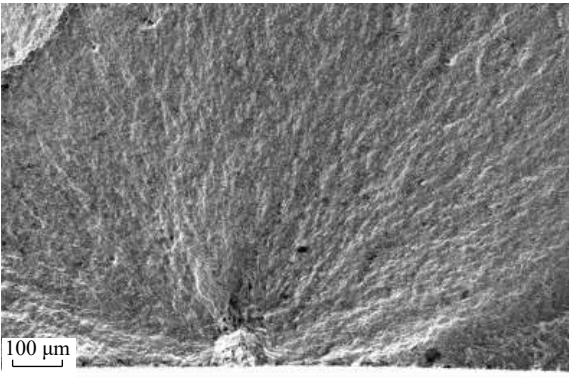
考核点处,见图 10。裂纹起始方向垂直于试验拉伸方向,扩展方向与试验拉伸加载方向成 45°。试验结果表明多轴应力模拟件设计方案满足要求,可以有效评估轮盘中心孔边疲劳寿命。裂纹萌生位置为考核点表面,萌生位置见图 11。



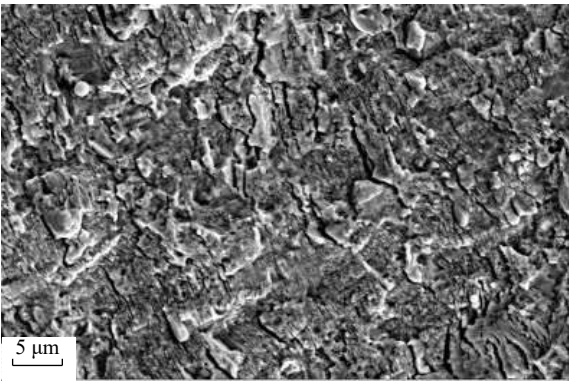
图 10 盘心多轴应力模拟件试验结果
Fig. 10 Test results of disk centered multiaxial stress simulator



(a) 断口宏观形貌



(b) 疲劳源区



(c) 疲劳扩展区

表 7 轮盘中心孔多轴应力模拟件试验数据

Table 7 Test data of multiaxial stress simulator of the disc center hole

试件 编号	温度/ ℃	载荷比	最大载荷/ kN	寿命/ 10 ⁴ 次
S1	500	0.05	20.13	150.6
S2	500	0.05	20.13	154.5
S3	500	0.05	20.13	173.0
S4	500	0.05	20.13	210.6
S5	500	0.05	20.13	119.9
S6	500	0.05	20.13	119.8
S7	500	0.05	20.13	105.1
S8	500	0.05	20.13	91.2
S9	500	0.05	20.13	130.8

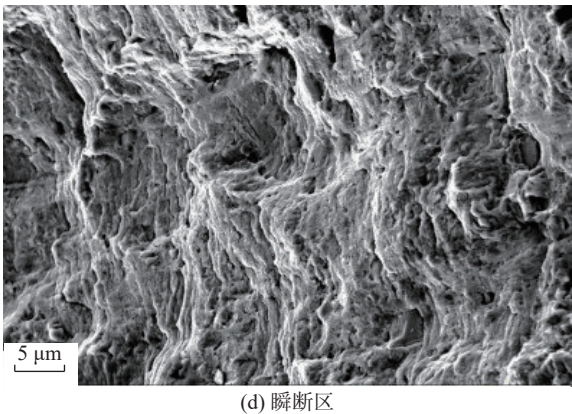


图 11 裂纹萌生位置断口分析
Fig. 11 Fracture analysis of crack initiation position

3.2 轮盘中心孔应力梯度模拟件试验

盘心应力梯度模拟件试验在 500 ℃ 下进行, 最大净截面应力为 1 006.25 MPa, 根据试验件截面面积计算对应加载载荷, 试验载荷比为 0.05, 加载波形为正弦波, 加载频率同多轴应力模拟件。试验数据见表 8。

表 8 轮盘中心孔应力梯度模拟件试验数据
Table 8 Test data of stress gradient simulator of the disc center hole

试件编号	温度/ ℃	载荷比	截面积/ mm ²	最大载荷/ kN	寿命/ 10 ⁴ 次
P1	500	0.05	13.65	13.73	146.0
P2	500	0.05	14.34	14.42	75.0
P3	500	0.05	13.95	14.03	109.5
P4	500	0.05	14.34	14.43	292.4
P5	500	0.05	14.07	14.16	163.4
P6	500	0.05	14.39	14.48	227.6
P7	500	0.05	12.58	12.66	137.4
P8	500	0.05	12.39	12.47	101.0
P9	500	0.05	12.83	12.91	267.4

应力梯度模拟件的断裂位置处在工作段考核点处, 裂纹起始方向垂直于试验拉伸方向, 见图 12。试验结果表明应力梯度模拟件设计满足要求, 可以有效评估轮盘中心孔边疲劳寿命。



图 12 盘心应力梯度模拟件试验结果
Fig. 12 Test results of disc center hole stress gradient simulator

4 轮盘中心孔疲劳寿命预测

依据特定工况下轮盘、实验室环境下盘心多轴应力模拟件和盘心应力梯度模拟件的有限元结果, 分别针对多轴应力及应力梯度两种不同考核侧重点进行疲劳寿命预测, 分析中采用了如下两种疲劳寿命模型。

4.1 考虑双轴应力状态的轮盘疲劳寿命预测

盘心多轴应力模拟件针对轮盘中心孔边周向应力和轴向应力的双轴应力状态。根据数值计算结果及试验件断裂情况, 即裂纹在垂直于最大主应力的平面内扩展, 并由拉伸应力起主导作用, 因此选择 SWT(Smith-Watson-Topper) 模型^[15]进行寿命预测。SWT 模型是一种综合考虑临界面法和能量法的多轴疲劳寿命预测模型, 主要用于评估多轴疲劳中的拉伸型裂纹模式, 该模型以最大主应力所在的平面为临界面, 其表达式为

$$\sigma_{\max} \epsilon_a = \frac{(\sigma_f')^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \epsilon_f' (2N_f)^{b+c} \quad (1)$$

式中 ϵ_a 为最大主应变应变幅, $\sigma_{\max}$ 为临界面上的最大主应力, σ_f' 和 ϵ_f' 分别为疲劳强度系数和延性系数, b 和 c 分别为疲劳强度指数和延性指数, E 为弹性模量。

盘心多轴应力模拟件的应力应变有限元计算结果见表 9。

表 9 轮盘中心孔多轴应力模拟件应力应变结果
Table 9 Stress and strain results of multiaxial stress simulator of the disc center hole

加载状态	应力/MPa	应变
最大	1 073.1	0.005 830 8
最小	53.654	0.000 291 5

将计算结果带入 SWT 模型中, 得到 Udimet 720Li 盘心多轴应力模拟件疲劳寿命预测结果, 并将试验寿命与预测寿命进行对比, 见图 13。由图 13 可以看出, 盘心多轴应力模拟件的预测寿命

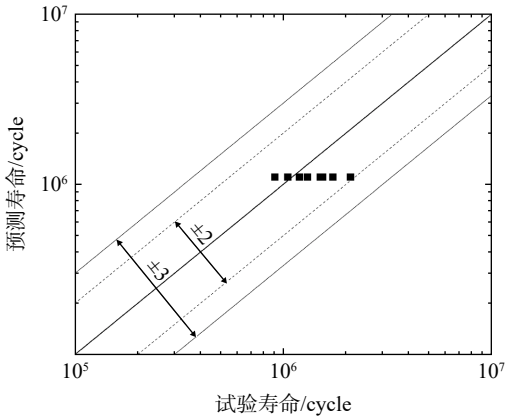


图 13 轮盘中心孔多轴应力模拟件寿命预测结果
Fig. 13 Life prediction results of multiaxial stress simulators for the disc center hole

均在二倍分散带以内,且预测结果偏于保守。

4.2 考虑应力梯度影响的轮盘疲劳寿命预测

盘心应力梯度模拟件针对轮盘中心孔边周向应力沿径向的应力梯度。根据数值计算结果及试验件断裂情况,带有应力梯度因子修正的 Walker 寿命预测模型^[16]更适合盘心应力梯度模拟件的疲劳寿命预测。考虑应力梯度的 Walker 疲劳寿命方程形式如下:

$$\varepsilon_a = Y^m \left\{ \frac{\sigma'_f}{E} \left[2N_f \left(\frac{1-R'}{2} \right)^{(1-\gamma)/b} \right]^b + \varepsilon'_f \left[2N_f \left(\frac{1-R'}{2} \right)^{(1-\gamma)/b} \right]^c \right\} \quad (2)$$

其中

$$m = m_1 (2N_f)^{m_2} \quad (3)$$

式中 Y 为应力梯度影响因子, m 为应力梯度影响指数, R' 为缺口部位局部应力比, m_1 和 m_2 为常数。由 Walker 及 Dowling 的文献^[16-19]可知,选取可调整项 γ 为 0.5 时可以保证寿命方程预测的可靠性,所以选取 $\gamma=0.5$ 开展寿命预测工作。

盘心应力梯度模拟件有限元应力应变计算结果见表 10。

表 10 轮盘中心孔应力梯度模拟件应力应变结果
Table 10 Stress and strain results of the simulator of the stress gradient in the disc center hole

加载状态	应力/MPa	应变
最大	1 063.6	0.005 375
最小	53.2	0.000 269

采用 Neuber 法^[20]结合有限元计算的弹性解求得考核点位置的局部应力应变,公式如下:

$$\sigma_a \varepsilon_a = \frac{K_t^2 \sigma_n^2}{E} \quad (4)$$

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (5)$$

$$\Delta \varepsilon = \frac{\Delta \sigma}{E} + 2 \left(\frac{\Delta \sigma}{2K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (6)$$

$$\Delta \sigma \Delta \varepsilon = \frac{K_t^2 (\Delta \sigma_n)^2}{E} \quad (7)$$

式中 K_t 为应力集中系数, K' 和 n' 分别为循环强度系数和循环强度指数。

将计算结果带入应力梯度因子修正的 Walker 寿命预测模型中,得到 Udimet 720Li 盘心应力梯度模拟件疲劳寿命预测结果,见图 14。由图可知,盘心应力梯度模拟件的试验寿命均在 3 倍分散带以内。此数据可供评估盘心疲劳寿命时参考。

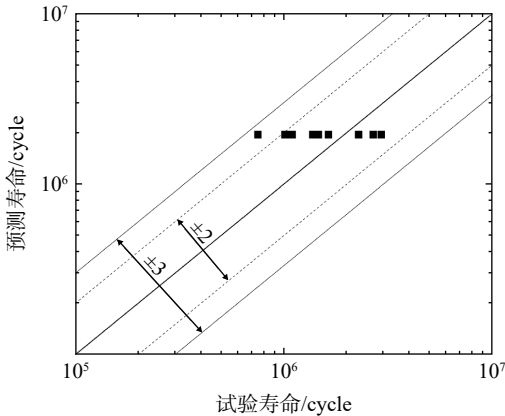


图 14 轮盘中心孔应力梯度模拟件寿命预测结果
Fig. 14 Life prediction results of stress gradient simulator for the disc center hole

5 结 论

基于应力等效、应力梯度等效原则建立了轮盘中心孔疲劳模拟件的设计方法,并开展了试验验证及寿命预测工作,结论如下:

- 1) 设计了两种模拟件,一种重点考虑多轴应力,即轮盘中心孔边周向应力和轴向应力为主的双轴应力状态;一种重点考虑应力梯度,即周向应力沿径向的应力梯度,分析表明,试验件考核点状态同轮盘中心孔边吻合。
- 2) 试验过程表明,试验件破坏均出现在预期

考核位置,其寿命结果可供轮盘疲劳寿命评估时参考。

3) 采用 SWT 寿命模型预测时,盘心多轴应力模拟件的试验寿命均在 2 倍分散带内,且寿命预测偏于保守。

4) 采用考虑应力梯度的 Walker 寿命模型预测时,盘心应力梯度模拟件的试验寿命均在 3 倍带之内。

参考文献:

- [1] 孙国芹. 高温多轴疲劳行为及寿命预测研究[D]. 北京: 北京工业大学, 2009.
SUN Guoqin. Research on multiaxial fatigue behavior and life prediction at high temperature[D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2009. (in Chinese)
- [2] STAMOULIS K, GIANNAKOPOULOS A E. Size effects on strength, toughness and fatigue crack growth of gradient elastic solids[J]. *International Journal of Solids & Structures*, 2008, 45(18): 4921-4935.
- [3] FILIPPINI M. Stress gradient calculations at notches[J]. *International Journal of Fatigue*, 2000, 22(5): 397-409.
- [4] 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, et al. Method for notched fatigue life prediction with stress gradient[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2013, 28(6): 1208-1214. (in Chinese)
- [5] 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, 27(5): 25-29, 48.
WEI Zhifeng, WANG Yanrong, YUAN Shanhu, et al. Life prediction method and procedure for low-cycle fatigue of turbine disk[J]. *Gas Turbine Experiment and Research*, 2014, 27(5): 25-29, 48. (in Chinese)
- [6] 文保平, 张镇生, 闵行. 非均匀应力场对构件疲劳强度的影响——应力梯度效应[J]. *机械强度*, 1990, 12(1): 13-18.
WEN Baoping, ZHANG Zhensheng, MIN Hang, et al. Influence of inhomogeneous stress field on the member fatigue strength—stress gradients effect[J]. *Mechanical Strength*, 1990, 12(1): 13-18. (in Chinese)
- [7] 柳云瀚. 基于临界距离理论的涡轮盘高温低周疲劳寿命预测[D]. 成都: 电子科技大学, 2018.
LIU Yunhan. High temperature low cycle fatigue life prediction of turbine disk using critical distance theory[D]. Chengdu: University of Electronic Science and Technology of China, 2018. (in Chinese)
- [8] ADMINISTRATION F A. Advisory circular 33.70-1, guidance material for aircraft engine life-limited parts requirements[J]. Washington DC: FAA, 2009.
- [9] European Aviation Safety Agency. CS-E (Amendment 3) certification specification for engines [M]. Koln, Germany: European Aviation Safety Agency, 2010.
- [10] CASTILLO E, CONEJO A J, MÍNGUEZ R, et al. An alternative approach for addressing the failure probability-safety factor method with sensitivity analysis[J]. *Reliability Engineering & System Safety*, 2003, 82(2): 207-216.
- [11] CASTILLO E, MÍNGUEZ R, TERÁN A R, et al. Design and sensitivity analysis using the probability-safety-factor method. An application to retaining walls[J]. *Structural Safety*, 2004, 26(2): 159-179.
- [12] 国家标准化管理委员会. 金属材料轴向等幅低循环疲劳试验方法: GB/T 15248-2008[S]. 北京: 国家标准化管理委员会, 2008: 1-17.
- [13] 国家标准化管理委员会. 金属材料 疲劳试验 轴向应变控制方法: GB/T 26077-2010[S]. 北京: 国家标准化管理委员会, 2011: 1-22.
- [14] 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: 1-22.
- [15] 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.
- [16] WALKER K. The effect of stress ratio during crack propagation and fatigue for 2024-T3 and 7075-T6 aluminum[J]. *American Society for Testing and Materials*, 1970, 462(1): 1-14.
- [17] DOWLING N E. Mean stress effects in stress-life and strain-life fatigue[J]. *SAE Technical Paper*, 2004, 32(12): 1004-1019.
- [18] DOWLING N E, CALHOUN C A, ARCARI A. Mean stress effects in stress-life fatigue and the Walker equation[J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 2009, 32(3): 163-179.
- [19] DOWLING N E. Mean stress effects in strain-life fatigue[J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 2009, 32(12): 1004-1019.
- [20] NEUBER H. Theory of notch stresses: principles for extract calculation of strength with reference to structural form and material[M]. 2nd ed. Berlin: Springer-Verlag, 1958.

(编辑: 张 雪)