

涡轮盘疲劳寿命评估流程及应用

李宏新^{1,2,3}, 王延荣^{1,2}, 石 亮^{1,2}, 钟 波^{1,2}, 魏大盛^{1,2}

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191;

3. 中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 建立了较完整的涡轮盘疲劳寿命评估流程,并以一个涡轮转子模型的分析实例给出了寿命评估流程的实施过程,同时探索了涡轮盘考核部位模拟试验件设计的方法。结果表明:所建立的涡轮盘寿命评估流程具有较强的工程实用性,所发展的寿命方程参数确定方法可有效利用现有材料手册中各种材料基础试验数据并能获得一组物理意义明确的参数,此寿命方程预测的寿命精度在 2 倍分散带之内;通过涡轮盘计算分析发现应力梯度是影响涡轮盘中心孔、螺栓孔边以及过渡圆角等部位寿命的关键因素,需在设计过程中重点关注;通过带缺口的平板模型算例模拟了涡轮盘危险部位的应力梯度特征,实现试验件缺口部位的应力梯度与涡轮盘考核部位的相对梯度特征接近,并提供了缺口模拟试验件设计方法,为使用简单缺口试验件评估涡轮盘考核点的寿命提供了技术途径。

关 键 词: 涡轮盘; 疲劳寿命; 应力梯度; 缺口设计; 工程应用

中图分类号: V231

文献标志码: A

Fatigue life evaluation procedure and its application for turbine disk

LI Hongxin^{1,2,3}, WANG Yanrong^{1,2}, SHI Liang^{1,2},

ZHONG Bo^{1,2}, WEI Dasheng^{1,2}

(1. School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China;

3. Shenyang Engine Research Institute,

Aero Engine (Group) Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: A fatigue life evaluation procedure of a turbine disk was established, and illustrated with a turbine rotor model, meanwhile a simulating test design method of turbine disk assessment sites was explored. The results show that the established life evaluation procedure has good engineering practicability. The developed method of determining the equation parameters could take advantage of the material experimental data effectively, and a group of parameters could be obtained by this method. Precision of the prediction life by using the method lied in two times scatter band. The stress gradient was the key influential factor to the fatigue life near the bore, bolt hole and transitional fillet of the turbine disk, for which enough attention should be paid in the design stage. Stress gradient features of the

收稿日期:2016-03-01

基金项目:国家自然科学基金(51475022,50571004)

作者简介:李宏新(1969—),男,研究员,博士生,主要从事航空发动机设计和结构疲劳及蠕变问题研究。

引用格式:李宏新,王延荣,石亮,等. 涡轮盘疲劳寿命评估流程及应用[J]. 航空动力学报,2017,32(10):2419-2426. LI Hongxin, WANG Yanrong, SHI Liang, et al. Fatigue life evaluation procedure and its application for turbine disk[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(10): 2419-2426.

critical positions in the turbine disk were simulated using a plate model with notches, and the simulation results agreed well with the test results. A modeling test design method was provided for life evaluation of the turbine disk test pieces with notches.

Key words: turbine disk; fatigue life; stress gradient; notch design; engineering application

涡轮盘是航空发动机中的关键结构件之一,低循环疲劳破坏是其最主要的失效模式^[1]。随着现代飞机对航空发动机性能要求的不断提高,涡轮盘所承受的应力和温度等载荷也日益复杂,同时还要求其具备足够的安全使用寿命和高可靠性,这就需要准确评估涡轮盘的低循环疲劳寿命。

涡轮盘的疲劳寿命预测需要开展以下几方面工作:①确定合适、准确的材料疲劳参数;②建立可以考虑多种影响因素的寿命预测模型;③准确模拟结构件的应力状态,并确定应力/应变场的演化规律。总应变寿命方程^[2]是疲劳寿命模型的基础,在实际应用时可以考虑载荷条件、应力状态等影响对其进行修正。总应变寿命方程中包含4个主要参数,分别为疲劳强度系数、疲劳强度指数、疲劳延性系数和疲劳延性指数,确定这4个参数的方法有通用斜率法^[3]、四点相关法^[3]、修正的通用斜率法^[4]、修正的四点相关法^[5]以及简单近似法^[6]等,这些方法普遍存在依赖经验成分,容易使一些参数偏离其物理本质。近期,王延荣等^[7]根据参数的物理意义发展了一种新的总应变方程参数确定方法,且对多种材料均给出了较理想的预测效果。

合适的寿命预测模型是开展涡轮盘疲劳寿命预测的基础。涡轮盘普遍存在由几何特征变化形成的应力集中现象,当前处理这种问题常用的寿命预测模型有名义应力法、局部应力/应变法等^[8]。由于应力集中的存在使得寿命预测时必须考虑应力梯度的影响,主要有临界距离法^[9-10]、应力场强法^[8]和体积法^[11-12]等。王延荣等基于Walker修正寿命模型发展了一种可以考虑多种影响因素的寿命预测模型^[13],该方法对试验数据的依赖性较低,体现出了比较广阔的工程应用前景^[14]。当然,开展涡轮盘的低循环疲劳试验是评定其使用寿命最直接、最可靠的手段^[15-16]。然而,实际涡轮盘的试验成本往往很高,同时也很难准确模拟实际工作中的复杂且严酷的条件。为了克服这些困难,现多采用对所关注区域设计模拟试验件的方法,利用合理设计的试验件模拟轮盘关键部位的应力状态,建立模拟件与实际轮盘结构

的应力/应变场的等效关系。

鉴于此,本文建立了航空发动机涡轮盘疲劳寿命评估的完整流程:利用材料的基础试验数据确定材料的疲劳参数;在此基础上,利用能够综合考虑平均应力、应力梯度以及尺寸效应影响的缺口疲劳寿命预测模型进行涡轮盘的疲劳寿命评估,并给出了涡轮盘考核部位的模拟试验件设计方法,以期建立可供工程应用的涡轮盘寿命评价方法。

1 涡轮盘寿命评估流程

所建立的涡轮盘寿命评估流程如图1所示,其主要步骤如下:

- 1) 开展弹性条件下的涡轮盘应力有限元计算分析,获得关键部位的应力和应变等数据,为寿命评估提供基础。
- 2) 利用弹性分析得到的应力应变结果,采用Neuber法得到考虑塑性变形影响的应力、应变,作为寿命方程的计算参数。
- 3) 利用材料数据手册中光滑和缺口试样的疲劳试验数据拟合得到所发展的寿命方程参数。
- 4) 基于步骤1)中的计算分析结果设计涡轮盘考核部位的模拟试验件,其中着重模拟其应力状态特征。
- 5) 利用所建立的寿命预测模型和应力应变数据进行涡轮盘的寿命预测。
- 6) 开展模拟试验件的疲劳试验,验证寿命预测结果,同时考核涡轮盘关键部位的寿命。

1.1 寿命方程参数的确定

常用于(低循环)疲劳寿命预测的总应变寿命方程为

$$\epsilon_a = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (1)$$

式中 σ'_f 和 ϵ'_f 分别为疲劳强度系数和疲劳延性系数, b 和 c 分别为疲劳强度指数和疲劳延性指数。这些参数需要根据单轴试验结果获得,诸多学者提出了不同的参数获取方法。文献[7]利用断裂真应力、真应变与一次拉伸断裂的关系,发展了一

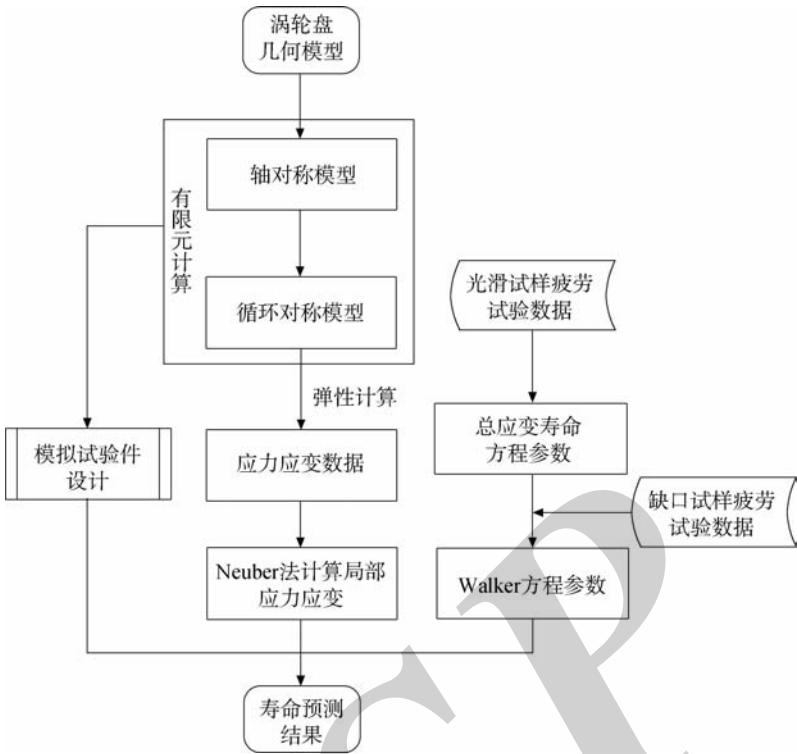


图 1 涡轮盘疲劳寿命评估流程

Fig. 1 Diagram of the fatigue life evaluation process for a turbine disk

种新的总应变寿命方程参数的确定方法,关系式为

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

式中 σ_b 为断裂强度, ψ 为断面收缩率。该方法既保证寿命方程中的参数物理意义明确,又充分利用材料手册中的疲劳试验数据,对不同材料的拟合结果均适用,本文即采用此方法确定材料的疲劳参数。

1.2 疲劳寿命预测模型

影响涡轮盘低循环疲劳寿命的因素很多,这也是制约寿命模型预测精度的关键。一般认为,平均应力、应力梯度及尺寸效应是影响缺口件疲劳寿命的关键因素。文献[13]提出了一种能够综合考虑上述因素的疲劳寿命预测模型为

$$\epsilon_a = Y^{mC^\alpha} \left\{ \frac{\sigma'_f}{E} \left[2N_f \left(\frac{1-R'}{2} \right)^{(1-\gamma)/b} \right]^b + \epsilon'_f \left[2N_f \left(\frac{1-R'}{2} \right)^{(1-\gamma)/b} \right]^c \right\} \quad (3)$$

此模型是基于 Walker 方程^[17]而建立的,由于其中含有可调整的 γ 项,可以考虑平均应力的影响。通过引入应力梯度影响因子 Y 与尺寸影

响因子 C 来考虑应力梯度及尺寸效应的影响。参数 m 为应力梯度影响指数,与寿命 N_f 存在如下关系:

$$m = A(2N_f)^B \quad (4)$$

式中 A 和 B 为常数; α 为尺寸效应影响指数,由材料的疲劳试验数据拟合得到。文献[7,13]已经利用材料手册中疲劳试验数据验证了该方法的可行性和有效性,精度在 2 倍分散带范围内。

1.3 涡轮盘应力应变参数的获取

准确获得结构件的应力/应变参数是进行疲劳寿命预测的基础。涡轮盘的危险部位因应力集中的影响,局部区域往往已进入塑性。在求解缺口局部应力/应变的诸多数值计算方法中,Neuber 法由于简单实用,在工程中广泛应用。Neuber 法计算缺口局部应力/应变涉及的表达式为

$$\sigma_\epsilon = \frac{K_t^2 (\sigma_n)^2}{E} \quad (5)$$

$$\epsilon_a = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (6)$$

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

$$\Delta \epsilon = \frac{\Delta \sigma}{E} + 2 \left(\frac{\Delta \sigma}{2K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (8)$$

式(5)~式(8)分别用于确定局部危险点的最大应力/应变,以及应力/应变范围。

2 涡轮盘结构的应力应变分析

2.1 轴对称模型的计算分析

基于上述建立的寿命评估流程,以某民机发动机涡轮转子模型为例来说明整个寿命评估的过程及实施步骤。该涡轮转子由 GH4169 材料的封严盘和涡轮叶盘组成,首先进行轴对称模型的计算分析,有限元模型如图 2,包括连接构件,叶片离心载荷等效为拉应力施加于轮缘部位。

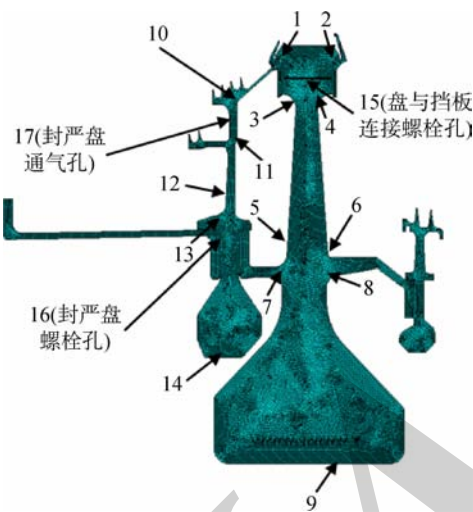


图 2 涡轮转子的轴对称有限元模型和危险部位编号
Fig.2 Axisymmetric finite element model and critical locations of a turbine rotor

利用结构几何模型和相关材料数据,得到叶片和轮缘凸块部分的离心力,将其等效为拉应力作为有限元计算的应力边界条件。同时,由于涡轮盘榫槽两对榫齿所承受的离心载荷并不完全相等,通常可认为第 1 对榫齿承受的叶片离心力要大于第 2 对榫齿。因此,这里拟将 60% 叶片载荷与 40% 轮缘凸块载荷由第 1 对榫齿承担,将 40% 叶片载荷与 60% 轮缘凸块载荷由第 2 对榫齿承担。

施加的计算边界条件为:

- 1) 位移约束,约束鼓筒前端面轴向位移。
- 2) 离心负荷,取 100% 转速的载荷。
- 3) 盘腔压力和温度场,取设计点稳态值。
- 4) 轮缘载荷,施加等效的离心载荷。
- 5) 涡轮转子各构件间的压紧端面和止口连接方式通过定义耦合自由度和建立接触对来实现。

采用有限元法首先计算分析得到涡轮转子结构的温度场,而后得到其弹性范围内的变形与应

力。为了考查关键部位的应力水平,表 1 给出了各危险部位(编号见图 2)的应力。结果表明:涡轮盘靠近轮缘的颈部转角处(位置 3 和位置 4)及辐板过渡圆角处(位置 5 和位置 6)的径向应力较高,而封严盘与涡轮盘的盘心周向应力较大,这些高应力区部位是需要重点关注的(危险)区域。

表 1 组件危险点应力计算结果
Table 1 Stress results at different critical positions

位 置	温度/ ℃	径向应 力/MPa	周向应 力/MPa	第 1 主应 力/MPa	等效应力/ MPa
1	645.2	640.78	0	665.68	639.01
2	645.6	890.44	0	927.18	887.90
3	603.4	996.02	644.56	1022.4	892.18
4	561.5	1147.6	773.92	1179.8	1022.8
5	585.4	1024.5	574.20	1059.4	928.04
6	529.8	982.29	710.64	1016.6	895.02
7	496.9	905.63	797.12	918.13	846.66
8	517.1	828.77	678.19	829.57	755.20
9	481.7	13.511	955.77	955.77	1109.2
10	605.0	644.41	446.33	645.21	585.34
11	602.9	778.41	507.02	779.92	702.05
12	656.6	739.41	321.98	753.13	668.53
13	643.0	631.01	317.91	667.93	567.01
14	475.8	2.8681	991.14	991.14	986.66

2.2 循环对称模型的计算分析

尽管轴对称模型能够获得整个涡轮转子的应力水平,并降低有限元计算规模,但轴对称模型不能刻画榫槽、螺栓孔等部位的高应力特征。因此,有必要进一步开展三维模型的有限元分析,这里采用循环对称模型进行弹性计算分析。涡轮盘上按照安装涡轮叶片的榫槽数量,建立分扇区的有限元模型如图 3(a)所示,其中节点数为 63 654,单元数为 52 535。对于封严盘,其盘身沿周向分布有 134 个通气孔,鼓筒和封严盘连接部位按照沿周向均布的通气孔与螺栓孔数量适当进行了扇区模型简化,简化后封严盘的扇区有限元模型如图 3(b)所示,其中有限元节点数为 45 919,单元数为 36 556。

三维有限元分析选用六面体八节点单元计算,其位移边界条件取自轴对称模型的位移结果,同时采用设计状态的温度场和盘腔压力分布。计算得到涡轮盘和封严盘的径向应力分布如图 4 所



(a) 涡轮盘模型 (b) 封严盘模型

图 3 涡轮转子三维有限元模型

Fig. 3 Three-dimensional finite element model of a turbine rotor

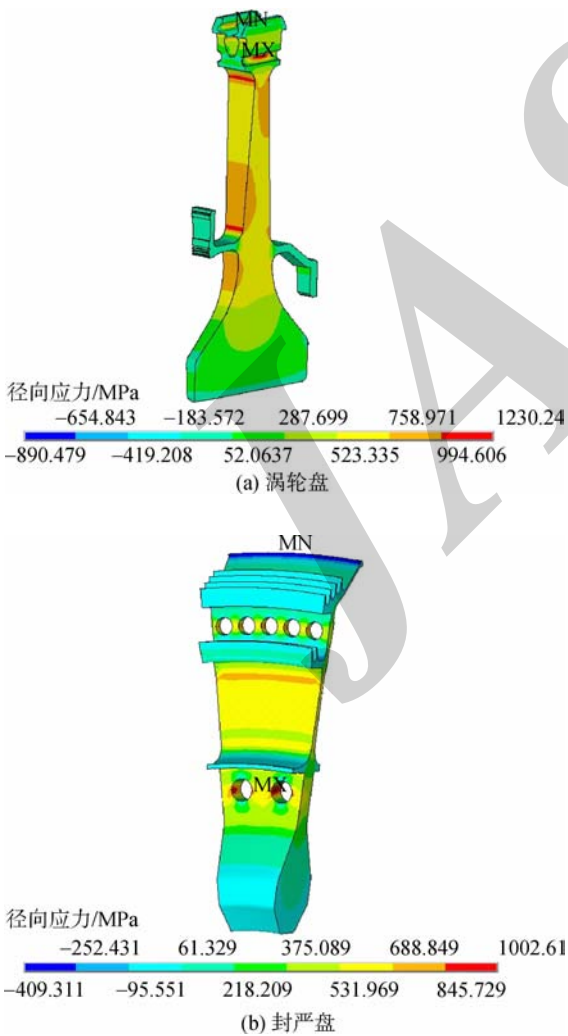


图 4 涡轮盘和封严盘径向应力分布

Fig. 4 Radial stress distribution of the turbine disk and sealing disk

示。由计算结果可知,循环对称模型与轴对称模型的计算结果相近,应力危险位置与应力水平比较接近,表明所施加的边界条件是合理的。此外,涡轮盘缘凸块的螺栓孔处(位置 15)径向应力为 1230.2 MPa,封严盘螺栓孔边(位置 16)的径向应力为 1002.6 MPa。涡轮盘的高应力区主要集中在孔边、圆角过渡处以及盘心位置,在寿命预测分析时应给予重点关注。

3 涡轮盘疲劳寿命预测

3.1 寿命方程参数的确定

进行涡轮盘疲劳寿命预测,首先需要确定寿命模型中的参数。利用材料手册中的试验数据^[18]结合文献[7,13]中的参数确定方法,得到了 GH4169 合金材料在不同温度下的寿命方程参数见表 2。

表 2 GH4169 合金材料不同温度下的
寿命方程参数

Table 2 Life equation's parameters of GH4169 at different temperatures

参数	涡轮盘(直接时效)		封严盘(高强)	
	500 ℃	650 ℃	500 ℃	650 ℃
E/MPa	167 500	150 500	166 000	155 000
K'/MPa	1 749	1 412	1 224	1 195
n'	0. 103	0. 096	0. 054	0. 086
σ'_f/MPa	1 901. 81	1 956. 71	1 761. 57	1 744. 45
ϵ'_f	0. 285 7	0. 3025	0. 274 9	0. 307 2
b	-0. 083 7	-0. 091 44	-0. 081 26	-0. 086 7
c	-0. 592 3	-0. 802 72	-0. 595 85	-0. 686 1
γ	0. 626 5	0. 589	0. 596 7	0. 759 8
A	25. 493 5	3. 827	1. 646 9	1. 485 4
B	-0. 359 1	-0. 127	-0. 138 6	-0. 069 5

3.2 寿命预测结果

涡轮盘的寿命考核部位有 3 处:盘缘过渡圆角处(位置 4)、盘心(位置 9)及榫槽螺栓孔(位置 15),封严盘的寿命考核部位有 2 处:盘心(位置 14)和螺栓孔边(位置 16)。采用所发展的基于 Walker 平均应力修正的寿命模型^[13]进行了两盘关键部位寿命预测,结果见表 3。

表 3 涡轮盘/封严盘危险部位的寿命预测结果

Table 3 Life prediction at different locations of the disks

位置	σ/MPa	Y	$\Delta\epsilon/\%$	R'	N_t/cycle
4	1147.6 (径向)	1.37	0.613	-0.137	521486
9	955.77 (周向)	1.16	0.592	-0.118	516287
14	991.14 (周向)	1.25	0.594	-0.142	422078
15	1230.2 (径向)	1.29	0.774	-0.349	331638
16	1002.6 (径向)	1.34	0.625	-0.309	230509

4 模拟应力梯度试验件设计

4.1 缺口应力梯度模拟试验件设计

为了模拟应力集中部位的梯度特征,需要设计带缺口的拉伸模拟试验件。所设计的平板试验件的缺口形式如图 5 所示,缺口形式为双侧半圆形缺口。不同缺口特征尺寸的模拟结果如图 6 所示。图中分别给出了涡轮盘考核部位(位置 4、位置 9、位置 14、位置 15、位置 16)的应力梯度特征和试验件的梯度特征,由于位置 4、位置 15、位置

16 这三处的应力水平最高,模拟试验件主要模拟这 3 处的应力梯度特征。缺口半径(r)均为 1 mm,净截面宽度(d)为 5.4~5.8 mm。从模拟效果来看,缺口部位的应力梯度与涡轮盘考核部位的相对梯度特征接近。由此得出构件的最大应力/应变历程与材料相同的应力梯度试样的应力/应变历程相同,则具有相同的寿命值,来初步评估实际结构方案的寿命。

4.2 夹持段设计

试验件中部为缺口,两端通过销钉与试验机连接,如图 7 所示。试验件夹持段由 5 个特征尺寸确定,如图 8 所示,即长度 L 、宽度 W 、圆弧半径 R 、销钉孔半径 r 以及销钉孔距端面的距离 d 。由于销钉孔在试验中容易发生失效,有必要分析这 5 个特征参数对销钉孔边应力水平的影响,以确定较佳的设计方案。采用 $L_{16}(4^5)$ 正交表进行试验设计,对每个设计变量选定 4 个水平,各个设计变量的取值水平见表 4,计算不同参数组合下的应力水平。图 9 给出了各个设计参数的主效应

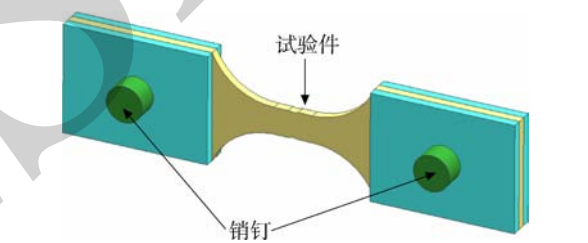


图 7 试验件连接结构

Fig. 7 Connected structure of the specimen

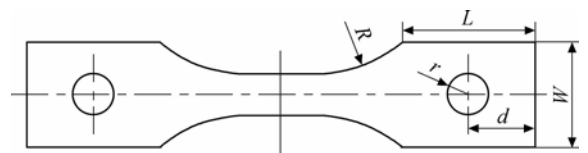


图 8 试验件尺寸标注说明

Fig. 8 Size marking of the specimen

表 4 正交试验设计变量取值水平

Table 4 Value of the design variables inorthogonal experimental design

水平	L/mm	W/mm	R/mm	r/mm	d/mm
1	20	20	8	3	10
2	24	24	12	4	12
3	26	26	14	5	14
4	30	28	16	6	16

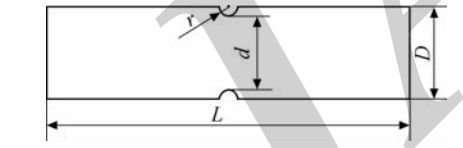


图 5 试验件缺口形式

Fig. 5 Notch geometry of the specimen

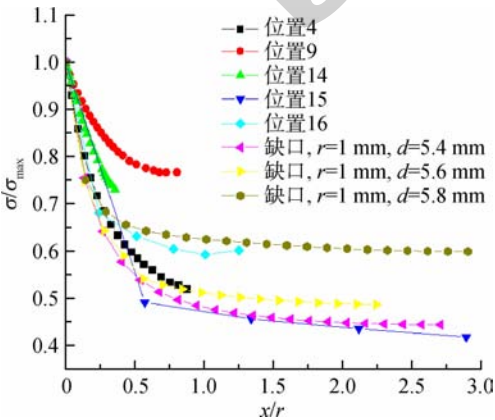


图 6 归一化应力分布

Fig. 6 Normalized stress distribution

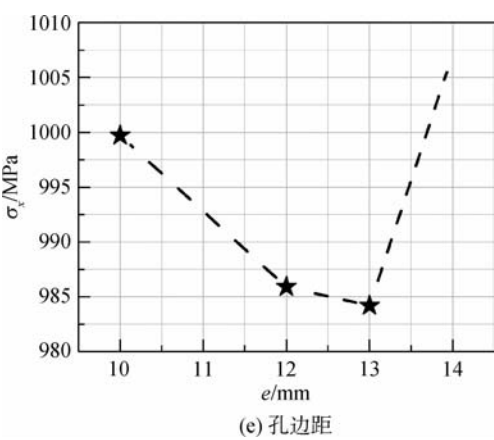
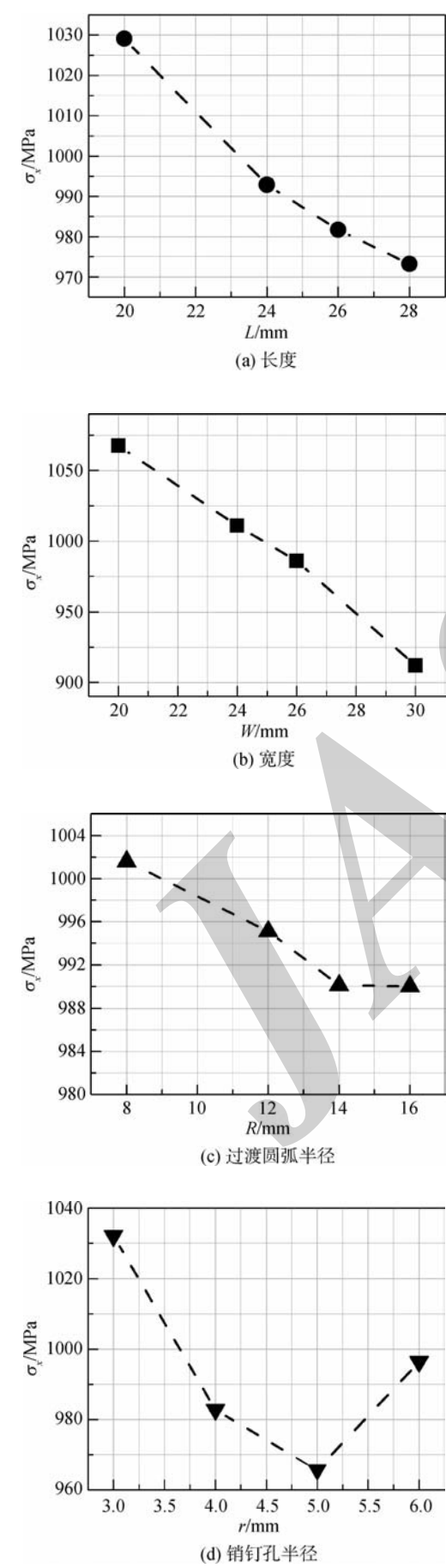


图 9 设计变量对销钉孔边应力水平的影响

Fig. 9 Effect of design variables on the stress of pin hole

图,夹持段长度 L 、宽度 W 、圆弧半径 R 越大时,孔边的应力水平越低,销钉孔半径 r 与孔边距 d 则呈现出先减小后增大的变化特征。根据上述分析最终确定了试验件的设计尺寸总长度为 100 mm,夹持段宽度为 24 mm,厚度为 2 mm。

5 结 论

本文建立了较完整的涡轮盘疲劳寿命评估流程,并以一个涡轮转子模型的计算过程为例说明了其实施过程。寿命评估过程中应用了作者前期所发展的确定总应变寿命方程参数方法以及综合考虑多种影响因素的寿命模型,同时探索了涡轮盘考核部位模拟试验件设计的方法。结果表明,所建立的涡轮盘寿命评估流程能够有效利用材料手册中的试验数据,得到一组物理意义明确的寿命方程参数;同时,考虑平均应力、应力梯度以及尺寸效应等影响的寿命模型能够实现涡轮盘的疲劳寿命预测设计。涡轮盘的应力及寿命分析表明,中心孔、螺栓孔及盘身过渡圆角部位为涡轮盘寿命的薄弱部位,在设计过程中应予以重点关注。所设计的模拟试验件可以模拟涡轮盘危险部位的应力状态和应力梯度特征,试验件加载方案可根据不同部位的应力水平确定。

参考文献:

[1] 宋兆泓. 航空燃气涡轮发动机强度设计[M]. 北京:北京航空学院出版社,1988.

[2] MORROW J D. Cyclic plastic strain energy and fatigue of metals[R]. New York: American Society for Testing and Materials (ASTM),1965:45-86.

[3] MANSON S. Fatigue; a complex subject-some simple approximate[J]. Experiment Mechanics, 1965, 5 (4): 193-

226.

[4] MURALIDHARAN U, MANSON S. A modified universal slopes equation for estimation of fatigue characteristics of metals[J]. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 1988, 110(1): 55-58.

[5] ONG J H. An improved technique for the prediction of axial fatigue life from tensile data[J]. *International Journal of Fatigue*, 1993, 15(3): 213-219.

[6] DRAPER J. *Morden metal fatigue anaysis*[M]. Sheffield, UK: EMAS Publishing Company, 1999.

[7] 王延荣, 李宏新, 袁善虎, 等. 确定总应变寿命方程参数的一种方法[J]. *航空动力学报*, 2014, 29(4): 881-886.
WANG Yanrong, LI Hongxin, YUAN Shanhu, et al. A method for determination of parameters in total strain life equation[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2014, 29(4): 881-886. (in Chinese)

[8] 姚卫星. *结构疲劳寿命分析*[M]. 北京: 国防工业出版社, 2003.

[9] NEUBER H. *Theory of notch stresses: principles for exact calculation of strength with reference to structural form and material*[M]. 2nd ed. Oak Ridge, TN: USAEC Office of Technical Information, 1961.

[10] LUCA S, DAVID T. An elasto-plastic reformulation of the theory of critical distances to estimate lifetime of notched components failing in the low/medium-cycle fatigue regime [J]. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 2010, 132(1): 1-8.

[11] QYLAFKU G, AZARI Z, KADI N, et al. Application of a new model proposal for fatigue life prediction on the notches and key-seats[J]. *International Journal of Fatigue*, 1999, 21(8): 753-760.

[12] ADIB-RAMEZANI H, JEONG J. Advanced volumetric method for fatigue life prediction using stress gradient effects at notch roots[J]. *Computational Materials Science*, 2007, 39(3): 694-663.

[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, et al. Method for notched fatigue life prediction with the stress gradient[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2013, 28(6): 1208-1214. (in Chinese)

[14] 石亮, 魏大盛, 王延荣. 考虑应力梯度的轮盘疲劳寿命预测[J]. *航空动力学报*, 2013, 28(6): 1236-1242.
SHI Liang, WEI Dasheng, WANG Yanrong. Fatigue life prediction of turbine disk based on stress gradient[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2013, 28(6): 1236-1242. (in Chinese)

[15] 龚梦贤, 黄庆东, 肖育祥, 等. 某 I 级涡轮盘低循环疲劳寿命试验研究[J]. *航空动力学报*, 1999, 14(4): 361-365.
GONG Mengxian, HUANG Qingdong, XIAO Yuxiang, et al. Test research on Certain engine I turbine disc low cycle fatigue life[J]. *Journal of Aerospace Power*, 1999, 14(4): 361-365. (in Chinese)

[16] 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.
WANG Weiguo. Research on prediction model for disc LCF life and experiment assessment methodology [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2006. (in Chinese)

[17] DOWLING N E, CALHOUN C A, AREARI A. Mean stress effects in stress-life fatigue and the Walker equation [J]. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 2009, 32(3): 163-179.

[18] 《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*[M]. 北京: 航空工业出版社, 2008.

(编辑: 叶 青)