

任意应力比下涡轮盘的塑性应变能寿命模型

苏运来, 陆 山, 杨 茂, 谢 立
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 以首次加、卸载时由于塑性变形导致循环应力应变曲线偏离弹性线的面积为损伤参量,从能量的角度建立了塑性应变能寿命模型,并运用平方插值的方法获得了任意应力比下塑性应变能和疲劳寿命的关系.利用某发动机涡轮盘的螺栓孔模拟试件与级间盘的跑道孔模拟试件的试验结果进行验证与对比.结果显示:根据应力比采用平方插值时塑性应变能寿命模型计算精度更高.螺栓孔试件的计算寿命与试验结果相差 9.42%;跑道孔试件仅相差 1.88%.总体上看,该模型计算结果与试验结果吻合很好,具有较高的精度.

关 键 词: 涡轮盘; 塑性应变能; 疲劳寿命; 应力比; 平方插值

中图分类号: V232.3 **文献标志码:** A

Plastic strain energy-life model of turbine disk under various stress ratios

SU Yun-lai, LU Shan, YANG Mao, XIE Li

(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The area of cyclic stress-strain curve deviated from elastic line due to plastic deformation in the first cycle was taken as fatigue damage parameter, and the plastic strain energy-life model was established from the perspective of energy. With the method of quadratic interpolation for stress ratio, the relation of plastic strain energy and fatigue life under various stress ratios could be obtained. The testing results of the simulated bolt-hole specimens of a turbine disk and the simulated runway-hole specimens of an interstage disk were used for comparison and validation. Results show that the method of quadratic interpolation is more accurate compared with linear interpolation for stress ratio when using the plastic strain energy-life model. The calculated life of simulated bolt-hole specimen is 9.42% less than testing life; meanwhile the calculated life is just 1.88% larger than testing life for the runway-hole specimen. In general, the results of the plastic strain energy-life model fit well with testing life, showing a higher accuracy.

Key words: turbine disk; plastic strain energy; fatigue life; stress ratio; quadratic interpolation

现代运输机发动机朝着高推质比、高可靠性、低油耗以及低污染等方向发展^[1]. 涡轮盘作为航空发动机的关键件,经受着高温、高转速等严苛的工作环境,一旦发生破坏便可能造成灾难性事故,

产生严重后果^[2]. 因而研究航空发动机轮盘的疲劳破坏具有重要的现实意义.

民用航空发动机寿命一般在 $10^4 \sim 10^5$ 之间,属于中等寿命范围. 在传统的寿命计算方法中,应

收稿日期:2015-06-14

作者简介:苏运来(1990—),男,博士生,主要从事航空发动机疲劳寿命及可靠性研究.

引用格式:苏运来,陆山,杨茂,等. 任意应力比下涡轮盘的塑性应变能寿命模型[J]. 航空动力学报,2017,32(4):828-834. SU Yun-lai, LU Shan, YANG Mao, et al. Plastic strain energy-life model of turbine disk under various stress ratios[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(4): 828-834.

力寿命方法^[3]一般多用于处理高周疲劳问题,应变寿命方法^[4-5]一般多用于处理低周疲劳问题.在计算介于两者之间的中等寿命问题时,应力、应变等参量此时对载荷变化的敏感度下降,因而应力寿命方法和应变寿命方法均可能产生一定的误差.基于此,本文将尝试从能量的角度来建立适用于计算中短寿命的塑性应变能寿命模型.

材料的疲劳一般最先发生在应力应变最大点、夹杂或者刀痕等缺陷处,这些危险点在交变载荷下率先损伤累积至临界并逐步发展成裂纹.该过程伴随着材料内部状态的不可逆变化,是一个能量耗散的过程^[6].应用能量准则进行疲劳寿命预测有利于揭示疲劳损伤的本质,有明确的物理意义. Jasper 认为材料的疲劳寿命与每个循环所积累的能量有关; Enomoto 在试验中发现,当材料在循环中所吸收的能量达到临界能量值时便会发生破坏^[7]. Herman 等^[8]建立了一种能量寿命模型,该模型可用于计算轴向和弯曲疲劳寿命,但其对试验数据依赖性较高.在中低周疲劳时,通常导致高温材料或构件失效的主要因素是拉伸应力引起的塑性变形所造成的损伤,而与时间无关的弹性变形等则不造成损伤^[9]. 基于 Manson-Cofin 方程, Ostergen^[10]认为只有非弹性拉伸应变能才能引起裂纹形成与扩展,并提出了以非弹性拉伸应变能表征循环变形引起的材料内部损伤的损伤函数法,并采用损伤函数近似表达该非弹性拉伸应变能. 刘康林等^[11]从疲劳过程的非弹性响应反映低周疲劳损伤的理念出发,以循环弹性余应变能密度来表征循环应力应变曲线的非线性部分偏离线性的程度,建立了以循环弹性余应变能密度为基本参量的低周疲劳寿命模型. 商体松等^[12]在上述模型的基础上建立了 3 参数损伤能密度寿命预测模型,并对 10 余种材料进行了分析验证,其结果表现出了较好的拟合结果和较高的寿命预测精度. 然而,无论是余应变能密度寿命模型还是 3 参数损伤能密度寿命预测模型,只在给定试验应力比下具有较好的寿命预测效果,而对于任意应力比下的寿命,其预测结果并不理想.这是因为对任意应力比下的工程寿命估计问题,一般需要对材料手册中的数据进行修正或插值. 夏天翔等^[13]对应力比 $R=0.1$ 的应力-寿命(S-N)曲线采用 Goodman 修正得到了 $R=0$ 时的 S-N 曲线; 杨剑秋等^[14]采用线性插值的方法得到了 $R=0.05$ 与 $R=-1$ 之间的任意应力比下的 S-N 曲线. 在缺乏材料数据时,上述两种方法不失为一种

经验的解决方案,然而这些工程近似方法会产生一定的误差,有时误差还比较大.

为了更准确地计算航空发动机涡轮盘的寿命,本文提出了一种中低周疲劳塑性应变能寿命模型和数据插值方法. 本模型以首次加、卸载时由于塑性变形导致循环应力应变曲线与弹性线偏离的面积为损伤参量,认为该损伤参量与构件的疲劳寿命相对应,并运用平方插值的方法获得了任意应力比下塑性应变能和疲劳寿命的关系,进而可以确定构件的疲劳寿命.

1 损伤参量的选取

材料的疲劳源自于应力应变循环中产生的塑性变形,如果没有塑性变形,则不会发生疲劳^[15]. 由于材料循环应力应变曲线的非线性部分在一定程度上反映了材料内部缺陷发展的情况,也即非线性部分偏离线性的程度反映了低周疲劳过程中的非线性响应,与材料的疲劳寿命有着一定的关联性^[11],因而可取首次加、卸载时由于塑性变形导致循环应力应变曲线与弹性线偏离的面积作为损伤参量,如图 1 所示,图中 σ 表示应力, ϵ 表示应变, $\sigma_{eqv,l}$ 为参考点加载峰值等效应力, $\sigma_{eqv,u}$ 为参考点卸载谷值等效应力.

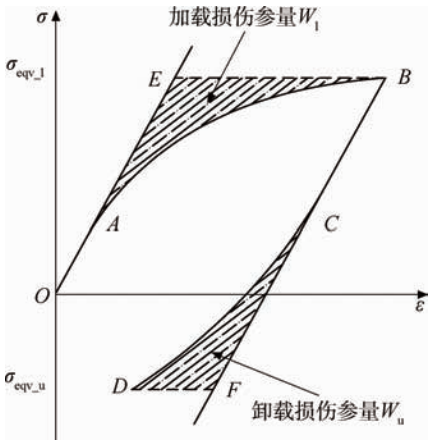


图 1 塑性应变能寿命模型的损伤参量
Fig. 1 Damage parameters of plastic strain energy-life model

曲线 OAB 表示材料的循环应力应变曲线,曲线 BCD 表示材料的卸载曲线,其中 A、C 点分别为材料的加、卸载比例极限;曲线 AB 和曲线 CD 分别为材料加、卸载时的非线性响应;直线 OE 与循环应力应变曲线 OAB 相切,表示材料加载时的理想弹性线;直线 BF 与卸载曲线 BCD 相切,表示材料卸载时的理想弹性线. 如果材料在加载

过程中没有塑性变形和损伤,则材料的加、卸载应力应变曲线应按照理想弹性线进行;由于损伤及塑性耗散的存在,材料的实际加、卸载按照曲线OABCD进行.可以看出,OE线与OAB线、BF线与BCD线的差异情况(图1中阴影部分所示)反映了材料因微观缺陷及损伤的存在而产生的非线性响应,与材料的疲劳寿命相联.因而本文采用加载时因非线性响应所产生的阴影部分ABE的面积作为加载损伤参量 W_l ,卸载时因非线性响应所产生的阴影部分CDF的面积作为卸载损伤参量 W_u ,因此结构在疲劳过程中所产生的损伤即为加载损伤与卸载损伤之和 W_t .

在图1中,加载损伤参量 W_l 可表示为

$$W_l = \int_0^{\sigma_{\max}} \left(\frac{\sigma}{K'}\right)^{\frac{1}{n'}} d\sigma = \frac{n'}{n'+1} \left(\frac{1}{K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \sigma^{\frac{n'+1}{n'}} \quad (1)$$

将B点当作原点,以卸载方向为纵坐标轴的正向,则卸载损伤参量 W_u 可表示为

$$W_u = \int_0^{(1-R)\sigma_{\max}} 2\left(\frac{\sigma}{2K'}\right)^{\frac{1}{n'}} d\sigma = 2^{\frac{n'-1}{n'}} \frac{n'}{n'+1} (1-R)^{\frac{n'+1}{n'}} \left(\frac{1}{K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \sigma^{\frac{n'+1}{n'}} \quad (2)$$

则结构在疲劳过程中的损伤参量可表示为

$$W_t = W_l + W_u = \frac{n'}{n'+1} \left(\frac{1}{K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \sigma^{\frac{n'+1}{n'}} \left[1 + 2^{\frac{n'-1}{n'}} (1-R)^{\frac{n'+1}{n'}}\right] \quad (3)$$

因循环应力应变曲线虽是通过单轴拉压试验获得,但在复杂应力状态下其描述的是等效应力与等效应变之间的关系,所以上式中的应力参量均取等效应力.加载等效应力即为构件危险部位的最大等效应力,卸载等效应力按照加卸载的等效应力变程与加载等效应力之差得到.加卸载的等效应力变程则按照加载最大等效应力点加卸载时各应力分量的变程求出,如式(4)所示.

$$\Delta\sigma_{\text{eqv}} = \frac{\sqrt{2}}{2} \times [(\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2)^2 + (\Delta\sigma_2 - \Delta\sigma_3)^2 + (\Delta\sigma_3 - \Delta\sigma_1)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

其中 $\Delta\sigma_1, \Delta\sigma_2$ 与 $\Delta\sigma_3$ 分别是加载最大等效应力点

在加、卸载时的第一、第二和第三主应力的应力变程.需要说明的是,第一主应力变程是加载第一主应力与卸载第三主应力之差,这是因为卸载过程中弹性区对塑性区的挤压导致原第一主应力被反向压缩至很小,变为卸载后的第三主应力^[16].

从图1以及塑性应变能的计算公式可以看出,塑性应变能本质上是对疲劳过程中的应力应变大小关系的一种综合描述.它是迟滞环的余能,且反映了材料在加、卸载过程中的应力、应变以及应力比等参量,比传统的应力寿命法以及应变寿命法包含了更多的疲劳信息,可尝试作为寿命预估损伤参量的一种有效的表达形式.

2 任意应力比下塑性应变能寿命模型的建立

作为一个反映加、卸载状态的重要参数,应力比对疲劳寿命的计算有重要影响.现有的大部分材料手册中只有 $R=0.1$ (或者 $R=0.05$)与 $R=-1$ 两种应力比下的试验数据,仅少数材料还有 $R=0.5$ 应力比下的应力寿命试验数据^[17-18].然而,在实际的工程应用中,大部分危险部位的应力比都不能恰好处于材料手册中试验数据所对应的应力比.如此一来,便不能直接利用材料手册所提供的数据计算构件的寿命,而需要对手册所提供的数据进行处理.

为了研究粉末高温合金FGH96材料在峰值应力相同时疲劳寿命随应力比的变化规律,进行了两组标准光滑试棒的应力疲劳试验.每组试验安排了9根标准光滑试棒,试验按照GB/T3075-2008标准^[19]进行.光滑试棒应力疲劳试验的试验载荷以及试验结果见表1.其中,两种峰值应力下 $R=-1$ 和 $R=0.05$ 时的均值寿命均由材料手册中相关数据获得,而峰值应力为1121 MPa、应力比 $R=-0.3238$ 时以及峰值应力1105 MPa、应力比 $R=-0.2244$ 时的标准光滑试棒疲劳数据由本次试验得到.

通过对表1中的试验数据研究分析发现,很

表 1 标准光滑试棒在不同峰值应力下的疲劳寿命
Table 1 Fatigue life of standard bars under different peak stresses

寿命	$\sigma_{\max}=1121\text{ MPa}$			$\sigma_{\max}=1105\text{ MPa}$		
	$R=-1$	$R=-0.3238$	$R=-0.05$	$R=-1$	$R=-0.2244$	$R=-0.05$
均值寿命 N_f	3162	36287	44524	3505	42622	50675
对数寿命	3.5000	4.5598	4.6486	3.5447	4.6296	4.7048

明显在 $R=0.05$ 与 $R=-1$ 之间对数寿命与应力比 R 呈非线性关系,其最小二乘拟合结果可以表示为 $\lg N_f = k(R-0.05)^2 + b$. 不同的峰值应力下对数寿命 $\lg N_f$ 随应力比 R 的变化见图 2.

从图 2 可以看出,在两种峰值应力下对数寿命与应力比的拟合结果都很好,从而可以确定在 $R=0.05$ 与 $R=-1$ 之间任意应力比 R 下粉末高温合金 FGH96 材料的 S-N 曲线可根据应力比 R 通过平方插值获得.

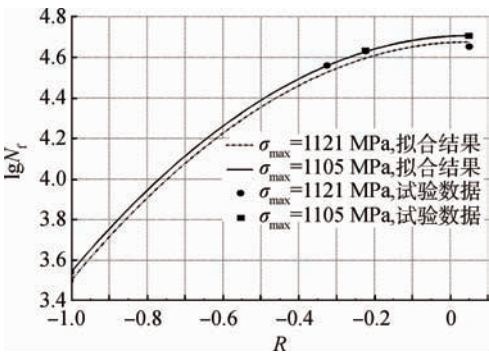


图 2 不同峰值应力下 $\lg N_f$ 随应力比变化曲线拟合图

Fig. 2 Fitting curves of $\lg N_f$ varies with stress ratio under different peak stresses

从式(3)可以看出,损伤参量 W_f 与峰值应力 σ 在双对数坐标系下呈线性关系,而峰值应力 σ 与寿命 N_f 在双对数坐标系下也呈线性关系,进而可以推断损伤参量 W_f 与寿命 N_f 在双对数坐标系下亦呈线性关系.因此任意应力比 R 下的 W_f - N_f 曲线也可以采用平方插值获得.即在应力比分别为 R_1 和 R_2 时,损伤参量和寿命的关系式分别为

$$\lg W_{f1} = a_1 + b_1 \lg N_{f1}, \quad R = R_1 \tag{5}$$

$$\lg W_{f2} = a_2 + b_2 \lg N_{f2}, \quad R = R_2 \tag{6}$$

对任意应力比 R_3 ,其损伤参量和寿命的关系式为

$$\lg W_{f3} = a_3 + b_3 \lg N_{f3}, \quad R = R_3 \tag{7}$$

式中

$$\frac{a_3 - a_1}{a_2 - a_1} = \frac{b_3 - b_1}{b_2 - b_1} = \frac{(R_3 - 0.05)^2 - (R_1 - 0.05)^2}{(R_2 - 0.05)^2 - (R_1 - 0.05)^2}.$$

本文中 $R_1 = 0.05$, $R_2 = -1$,上式可简化为

$$\frac{a_3 - a_1}{a_2 - a_1} = \frac{b_3 - b_1}{b_2 - b_1} = \frac{(R_3 - 0.05)^2}{1.1025} \tag{8}$$

3 塑性应变能寿命模型的验证与分析

为了验证上述塑性应变能寿命模型与平方插值的有效性,分别对某发动机涡轮盘螺栓孔模拟试件(后简称螺栓孔试件)与级间盘跑道孔模拟试

件(后简称跑道孔试件)进行寿命计算并与试验结果进行对比.两种试件均采用粉末高温合金 FGH96 材料,相关材料属性见表 2.两种模拟试件的主要试验参数见表 3,试验的应力比 R 均为 0.05.两种试件均通过销钉与加载接头相连接,其有限元模型及分网见图 3.

表 2 FGH96 材料属性
Table 2 Material properties of FGH96

参数	数值
温度/℃	550
弹性模量 E/MPa	197 000
泊松比 μ	0.336
热膨胀系数 $\alpha/10^{-6}$	15.10
循环强化系数 K'/MPa	1578
循环应变硬化指数 n'	0.06

表 3 螺栓孔试件与跑道孔试件的主要参数
Table 3 Main parameters of bolt-hole specimen and runway-hole specimen

参数	试件类型	
	螺栓孔试件	跑道孔试件
长/mm	113.5	126.4
宽/mm	36.5	34.2
工作段厚度/mm	4.0	4.0
加载段厚度/mm	6.0	6.0
韧带宽度/mm	12.0	11.2
圆孔半径/mm	3.0	3.2
跑道孔直段长/mm		4.2
试验温度/℃	550	550
试验载荷/kN	44.06	45.67

在用 ANSYS 软件对两种试件进行有限元计算时,为了便于工程应用,均直接采用程序默认的自动子步设置,运用修改的 Newton-Raphson 迭代计算至满足精度控制要求的最终受力状态.两种试件的等效应力以及第一主应力的有限元计算结果见图 4.

螺栓孔试件最大等效应力为 1157.5 MPa,跑道孔试件最大等效应力为 1134.2 MPa,最危险点均出现在考核孔边.分别提取螺栓孔试件与跑道孔试件考核点加、卸载时各主应力分量,通过式(4)计算出两种试件各危险部位的峰、谷值等效应

力以及应力比,结果见表 4.

结合 FGH96 材料 550℃时的应力寿命试验数据和塑性应变能 W_t 的计算公式(式(3)),便可以得到 550℃下 $R=0.05$ 与 $R=-1$ 时的 W_t-N_f 曲线

$$\lg W_t = 7.2340 - 1.6934 \lg N_f, \quad R = 0.05$$

(9)

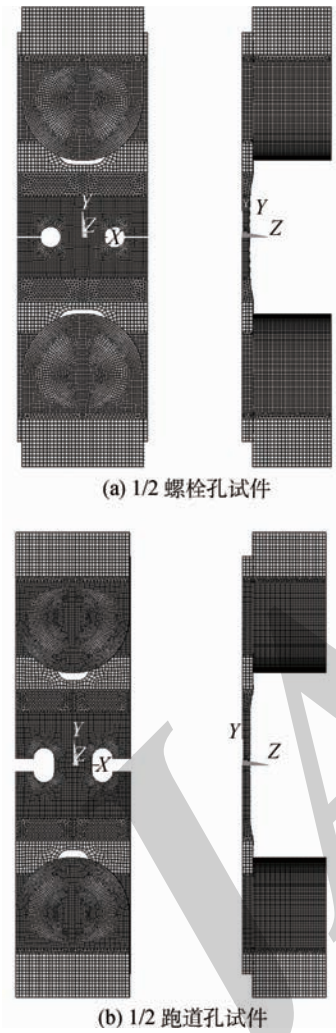


图 3 两种试件的有限元(FE)1/2 模型及分网
Fig. 3 Half of finite element (FE) model and mesh of two specimens

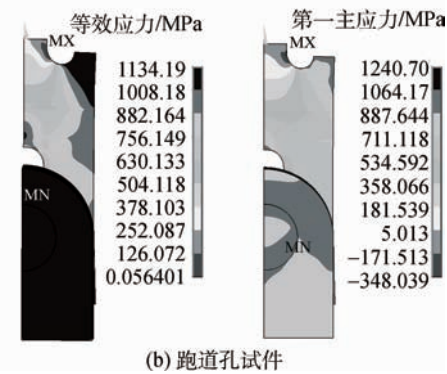
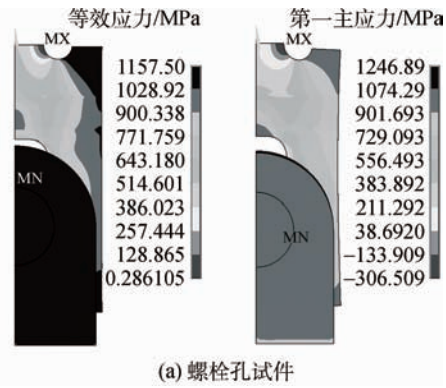


图 4 两种试件的有限元应力计算结果
Fig. 4 Stress contour plots of finite element computational results of two specimens

$$\lg W_t = 8.2360 - 2.3267 \lg N_f, \quad R = -1$$

(10)

结合表 4 中峰值等效应力以及应力比 R 的计算结果,对(6)式和式(7)式进行平方插值便可以得到对应应力比 R 下的 W_t-N_f 曲线,进而可计算出危险部位的寿命.为了便于对比,本文同时计算出了均采用线性插值时的塑性应变能寿命模型以及应力寿命模型所得到的模拟试件疲劳寿命计算结果.两种试件的疲劳寿命计算结果、试验结果以及误差分析见表 5.

表 4 两种试件危险部位最大等效应力及应力比
Table 4 The maximum equivalent stresses and stress ratios in dangerous regions of two specimens

试件类型	等效应力	峰值等效	谷值等效	应力比 R
	变程	应力	应力	
	$\Delta \sigma_{eqv} / \text{MPa}$	$\sigma_{eqv,l} / \text{MPa}$	$\sigma_{eqv,u} / \text{MPa}$	
螺栓孔试件	1752.5	1157.5	595.0	-0.514
跑道孔试件	1564.1	1134.2	429.9	-0.379

表 5 中螺栓孔试件的试验结果为 5 件模拟试件的均值寿命,跑道孔试件的试验结果为 7 件模拟试件的均值寿命.从表 5 中的计算结果对比可以看出,同为平方插值时,塑性应变能寿命模型比应力寿命模型寿命计算结果精度提高了 18%左右;同为塑性应变能寿命模型时,平方插值比线性插值寿命计算结果精度提高了 30%~40%;同时应用平方插值结合塑性应变能寿命模型时计算精度最高:螺栓孔与跑道孔模拟试件最终的计算寿命与试验结果分别相差 9.42%和 1.88%.总体上来看,采用平方插值的塑性应变能寿命模型计算结果与试验结果吻合很好.

表 5 两种试件塑性应变能寿命模型计算结果

Table 5 Computational results of the plastic strain energy-life model for two specimens

试件类型	寿命计算方法	寿命		计算误差/%
		计算结果	试验结果均值	
螺栓孔试件 ($\sigma_{\max}=1157.5\text{ MPa}$, $R=-0.514$)	塑性应变能寿命法平方插值	17012		-9.42
	塑性应变能寿命法线性插值	10607	18782	-43.53
	应力寿命法线性插值	7071		-62.35
跑道孔试件 ($\sigma_{\max}=1134.2\text{ MPa}$, $R=-0.379$)	塑性应变能寿命法平方插值	27318		1.88
	塑性应变能寿命法线性插值	16321	26814	-39.13
	应力寿命法线性插值	11743		-56.21

4 结 论

1) 提出了适用于计算中短寿命的塑性应变能寿命模型. 认为材料循环应力应变曲线的非线性部分在一定程度上反映了材料内部的损伤, 该损伤考虑了加、卸载过程的损伤, 同时考虑了加、卸载应力、应变以及应力比对疲劳寿命的影响;

2) 根据试验数据分析得出, 粉末高温合金 FGH96 材料在应力比 $R=0.05$ 与 $R=-1$ 区间内对数寿命 $\lg N_f$ 与应力比 R 呈平方关系. 在计算任意应力比下的寿命时, 根据应力比 R 对 $S-N$ 曲线和 W_f-N_f 曲线的平方插值比线性插值计算精度有较大的提高;

3) 采用 3 种方法对发动机盘不同部位的模拟试件寿命进行了计算, 并与试验结果进行对比, 验证了根据应力比 R 对 W_f-N_f 曲线采用平方插值的合理性以及塑性应变能寿命模型计算精度. 根据应力比 R 进行平方插值使寿命计算结果精度提高了 30%~40%; 采用塑性应变能寿命模型使寿命计算结果精度提高了 18% 左右. 本文寿命计算结果与试验结果吻合很好, 根据应力比 R 进行平方插值的塑性应变能寿命模型具有较高的寿命预估精度.

参考文献:

[1] 刘长福, 邓明. 航空发动机结构分析[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2008.

[2] 洪其麟. 机械结构可靠性[M]. 北京: 航空工业出版社, 1993.

[3] Suresh S. 材料的疲劳[M]. 王中光, 译. 北京: 国防工业出版社, 1999.

[4] Coffin L F. A study of the effects of cyclic thermal stresses on a ductile metal[J]. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, 1954, 76: 931-950.

[5] Manson S S. Behaviour of materials under condition of thermal stress[R]. NACA TN-2933, 1954.

[6] 姚磊江, 童小燕, 吕胜利. 低周疲劳过程中的非弹性响应和热响应[J]. 西北工业大学学报, 2003, 21(1): 83-86.
YAO Leijiang, TONG Xiaoyan, LÜ Shengli. Inelastic and thermal response during low cycle fatigue process[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2003, 21(1): 84-86. (in Chinese)

[7] Wertz J, Shen M H, George T, et al. An energy-based experimental-analytical torsional fatigue life-prediction method[R]. ASME Paper GT2010-22647, 2010.

[8] Herman S, Cross C. An energy-based uniaxial fatigue life prediction method for commonly used gas turbine engine materials[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2008, 130(6): 062504. 1-062504. 15.

[9] 张俊善. 材料的高温变形与断裂[M]. 北京: 科学出版社, 2007.

[10] Ostergen W J. A damage foundation hold time and frequency effects in elevated temperature low cycle fatigue[J]. Journal of Testing and Evaluation, 1967, 4(5): 327-339.

[11] 刘康林, 黄小平. 预测低周疲劳寿命的一种新方法[J]. 船舶力学, 2010, 14(1/2): 101-105.
LIU Kanglin, HUANG Xiaoping. A new method for low cycle fatigue life prediction[J]. Journal of Ship Mechanics, 2010, 14(1/2): 101-105. (in Chinese)

[12] 商体松. 浮动壁火焰筒强度分析与疲劳寿命预测方法研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2015.
SHANG Tisong. Strength analysis and research on fatigue life prediction method of floating-wall flame tube[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2015. (in Chinese)

[13] 夏天翔, 姚卫星, 李旭东, 等. 工程构件疲劳寿命估算的三维临界域法[J]. 南京航空航天大学学报, 2014, 46(3): 395-402.
XIA Tianxiang, YAO Weixing, LI Xudong, et al. Three-dimensional critical zone approach for fatigue lifetime prediction of engineering structure[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2014, 46(3): 395-402. (in Chinese)

[14] 杨剑秋, 陆山. 中长寿命轮盘应力寿命及可靠性分析方法[J]. 航空动力学报, 2007, 22(6): 991-995.
YANG Jianqiu, LU Shan. Methods for stress based life and

its reliability analyses of discs with medium-long life[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22 (6) : 991-995. (in Chinese)

[15] Lukas P, Kunz L. Cyclic plasticity and substructure of metals[J]. Materials Science and Engineering, 2002, 322 (1/2):217-227.

[16] 唐俊星. 含夹杂粉末盘概率寿命三维仿真方法与应用[D]. 西安:西北工业大学,2008.

TANG Junxing. 3D simulation method of probabilistic life of powder metallurgy disk containing inclusions and application[D]. Xi'an:Northwestern Polytechnical University, 2008. (in Chinese)

[17] 中国金属学会高温材料分会. 中国高温合金手册[M]. 北京:中国质检出版社,2012.

[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.

[19] 中国国家标准化管理委员会. GB/T 3075-2008 金属材料疲劳试验轴向力控制方法[S]. 北京:中国标准出版社, 2008:4-12.

(编辑:王碧琚)