

文章编号: 1000-8055(2010)09-2000-06

# 任意最大应力梯度路径轮盘模拟件设计方法

陆 山, 王春光, 陈 军  
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

**摘 要:** 建立基于应力寿命轮盘二维模拟试件设计准则, 提出了具有任意最大应力梯度路径的轮盘模拟试件优化设计方法, 包括自动搜索第一主应力最大梯度路径和应力分布, 以及模拟试件的二步优化设计策略, 提出了模拟试件弹性和弹塑性设计等价原则. 通过某轮盘模拟试件设计例说明了方法的应用.

**关 键 词:** 模拟试件; 应力梯度; 优化设计; 等价原则; 有限元分析

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

## Design method of imitation specimen for engine disk with any maximum stress gradient path

LU Shan, WANG Chun guang, CHEN Jun<sup>1</sup>

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

**Abstract:** A design criteria of disk two-dimensional (2-D) imitation specimen based on stress-life was established. The imitation specimen's optimum design methods about random maximum stress gradient were proposed, including: searching automatically the maximum first principle stress gradient route, stress distribution and two-stage optimization method of the imitation specimen. An equivalence principle of elastic and plastic design for the imitation specimen was proposed based on the analysis of examples.

**Key words:** imitation specimen; stress gradient; optimum design; equivalence principle; finite element analysis (FEA)

轮盘是航空发动机的关键件, 其疲劳寿命往往直接决定着航空发动机的寿命, 所以轮盘的寿命分析工作十分重要. 轮盘的寿命通常采用数值分析及试验评估方法获得. 鉴于航空发动机轮盘结构复杂, 造价昂贵, 轮盘疲劳试验周期长, 费用昂贵, 往往只能进行极小子样轮盘疲劳试验, 寿命评估结果的置信度及精度受到限制. 因此工程中提出采用较多子样的模拟试件疲劳寿命试验, 结

合小子样轮盘疲劳寿命试验评估轮盘寿命. 模拟试件设计是其中关键技术之一.

赵福星等<sup>[1-2]</sup>采用 Neuber, Manson Coffin 和应变分布影响系数三种寿命模型提出模拟试件与轮盘危险点的应变变程和应变分布影响系数相等的模拟试件设计准则, 但未给出模拟试件实例. 鲁华平等<sup>[3]</sup>依据局部应力-应变法原则, 对轮盘销钉孔部位提出了一维伴随试棒的设计准则, 即试件

收稿日期: 2009-08-25; 修订日期: 2009-11-23

作者简介: 陆山(1955-), 男, 浙江吴兴人, 教授, 主要从事发动机零件强度、寿命及可靠性数值分析方法及试验评估技术研究.

王春光(1984-), 男, 山东平度人, 西北工业大学硕士, 现上海汽轮机厂工程师, 主要从事发动机零件强度、寿命及可靠性数值分析方法及试验评估技术研究.

陈军(1984-), 男, 陕西西安人, 西北工业大学硕士, 现中国航空工业集团公司第一飞机设计研究院工程师, 主要从事发动机零件强度、寿命及可靠性数值分析方法及试验评估技术研究.

与轮盘危险点的应变(应力) 变程相等, 同时在一维设计准则的基础上加入了应力梯度因素提出了二维模拟试件的设计准则, 即试件与轮盘危险区内的应力梯度基本相当. 李爱<sup>[4]</sup> 依据局部应变法原则, 提出了模拟试件与轮盘危险点的等效塑性应变和等效总应变相等的设计原则. 李莉、由美雁等<sup>[5-6]</sup> 依据局部应力法原则, 提出了三种设计准则, 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, 并且分别设计了模拟试件. 刘廷毅、杨兴宇等<sup>[7-8]</sup> 依据局部应力-应变法原则, 并考虑应力梯度影响, 提出了模拟试件与轮盘危险点的最大主应力和最大主应力梯度相等的设计准则. Ruiz C 等<sup>[9]</sup> 针对轮盘榫槽联接情况进行了研究, 设计了试验件并进行试验. 综上, 关于模拟试件设计的研究中, 多数尚未直接考虑应力梯度影响, 或轮盘危险区域内最大主应力梯度路径方向已知.

本文基于应力寿命模型提出了针对具有未知最大主应力梯度路径的轮盘二维模拟试件设计方法. 针对某风扇盘榫槽部位进行弹性和弹塑性二维模拟试件设计, 并探讨轮盘模拟试件弹性和弹塑性设计等价原则.

1 轮盘模拟试件设计方法

1.1 最大第一主应力梯度路径及应力分布的获取方法

在工程问题有限元分析中, 不失一般性, 可采用最大第一主应力作为最危险点, 即裂纹萌生点, 开裂面与第一主应力方向垂直, 此后裂纹扩展方向沿裂尖第一主应力垂直方向. 因此裂纹扩展轨迹为一空间曲面. 通过危险点, 垂直于最大第一主应力方向作一法平面, 本文称其为危险截面(如图 1). 在该危险平面内寻找最大主应力梯度方向, 将它用该平面内的一段曲线描述, 该曲线可近似代表危险点附近裂纹扩展轨迹.

图 1 为一构件最危险点 0 附近的危险截面, 其最大第一主应力梯度路径获取方法为: 以 0 点为圆心, 以  $\Delta r$  为半径步长作一系列圆弧, 找出每个圆弧上最小第一主应力点, 称为特征点, 将每个圆弧上的特征点连线, 获得最大第一主应力梯度路径  $\overline{P_0P_n}$ .

1.2 模拟试件两步优化设计策略

模拟试件的尺寸优化设计以轮盘及试件的最

大梯度线上主应力分布相似为优化目标. 为加速优化及确保收敛, 具体分为最大梯度线上主应力分布趋势优化和细致优化两大步. 为建立优化目标函数, 引入应力下降系数  $T_{ij}$  和细致优化的目标函数  $\|\Delta T^e\|_1$ .

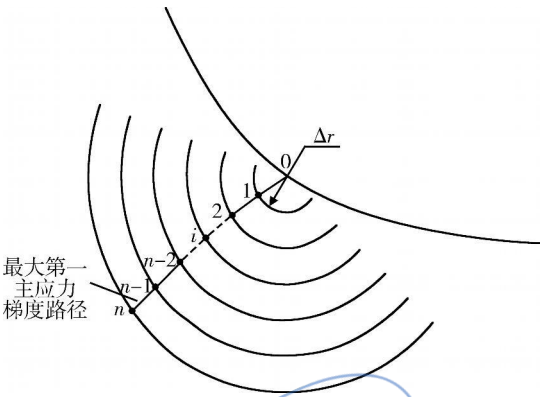


图 1 构件危险部位最大第一主应力梯度路径  $\overline{P_0P_n}$   
Fig. 1 Simulated path with the maximum first principle stress gradient at the critical position

1.2.1 应力下降系数  $T_{ij}$

应力下降系数  $T_{ij}$  定义为  $\overline{P_0P_n}$  线上  $i$  和  $j$  两点主应力的比值

$$T_{ij} = S_i/S_j, \quad (i, j = 0, 1, \dots, n) \quad (1)$$

其中  $S_i$  表示  $\overline{P_0P_n}$  线上  $i$  点的主应力. 0 点是最大主应力点.

弹性分析时, 构件各点的应力与外载荷成线性比例关系, 因此  $T_{ij}$  与外载荷无关.

1.2.2 目标函数  $\|\Delta S^p\|_1$  和  $\|\Delta T^e\|_1$

模拟试件弹性设计时, 优化目标选用轮盘的  $\overline{P_0P_n}$  线上 0 点相对其他各点应力下降系数向量  $T^{ed}$  与模拟试件  $\overline{P_0P_n}$  线上 0 点相对其他各点应力下降系数向量  $T^s$  的 1 范数  $\|\Delta T^e\|_1 = \|T^s - T^{ed}\|$  表征.

弹塑性优化设计时, 优化目标选用轮盘的  $\overline{P_0P_n}$  线上各点第一主应力向量  $S^{pd}$  与模拟试件  $\overline{P_0P_n}$  线上的第一主应力向量  $S^{ps}$  的 1 范数  $\|\Delta S^p\|_1 = \|S^{pd} - S^{ps}\|$  最小.

根据 1.1 节方法, 先提取轮盘的第一主应力最大梯度路径  $\overline{P_0P_n}$  上的主应力分布(如图 2). 优化使模拟试件第一主应力最大梯度路径上的应力下降系数  $\Delta T_{0qn}$  的 1 范数达到最小.

$$\Delta T_{0qn} = |T_{0q-}^s - T_{0q-}^d| + |T_{qn-}^s - T_{qn-}^d| \quad (2)$$

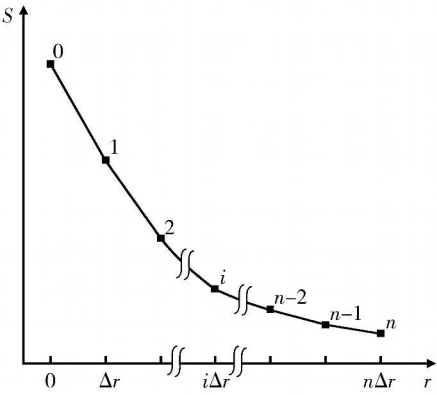


图 2  $\overline{P_0P_n}$  线上第一主应力分布

Fig. 2 First principle stress along curve  $\overline{P_0P_n}$

2 某风扇盘模拟试件弹性设计

2.1 风扇盘应力分析及第一主应力最大梯度路径搜索

某风扇盘的 1/33 扇段实体模型, 盘的榫槽部位有限元模型见图 3, 该盘材料为 TC11<sup>[10-12]</sup>, 试验温度为室温, 地坑疲劳试验转速谱为 1500~9235~1 500 r/min. 弹性模量  $E$  为  $1.22 \times 10^5$  MPa, 密度为  $4.48 \times 10^3$  kg/m<sup>3</sup>, 泊松比为 0.3. 常温下的循环应力应变曲线为

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} + (0.4636 \times 10^{-9} \sigma)^{7.4627} \quad (3)$$

在风扇盘 1/33 扇段两个剖切面上施加循环对称位移约束, 盘心附近选一节点施加轴向和周向位移约束条件.

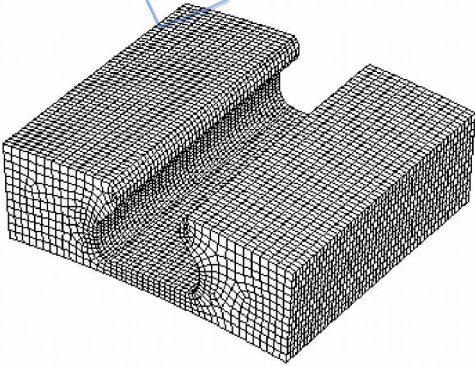


图 3 风扇盘榫槽部位的有限元模型

Fig. 3 Finite element model of fan disk structure

盘弹性分析第一主应力结果如图 4.

在危险截面上, 以危险点为中心, 以 0.3 mm 半径为步长获取危险点附近 6.0 mm 半径内的弹性及弹塑性最大第一主应力梯度路径如图 5 和图

6 所示(图中, MX 代表最大应力点位置; TD, TF 代表弹性、弹塑性最大梯度曲线的另一端点). 在 3.0 mm 半径区域内路径走向与最危险点的第一主应力方向夹角约为 80°, 在 3.0~6.0 mm 范围内路径转向. 由于对于裂纹萌生寿命影响最大的是危险点局部小范围内的应力分布, 因此本文重

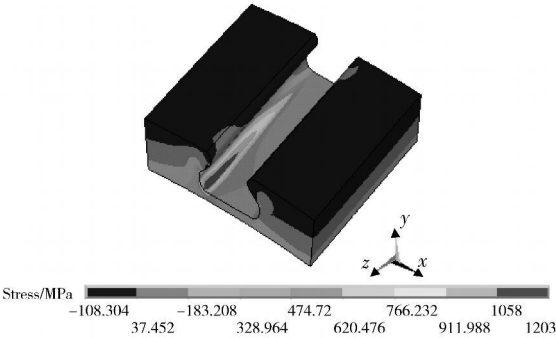


图 4 风扇盘最大转速时榫槽部位的弹性第一主应力

Fig. 4 First principle stress of elastic analysis in fan disk slot

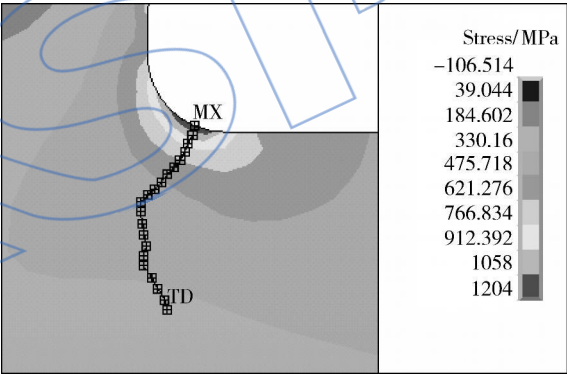


图 5 风扇盘弹性分析榫槽部位第一主应力最大梯度路径

Fig. 5 Maximum gradient path of first principle stress in elastic analysis of fan disk slot

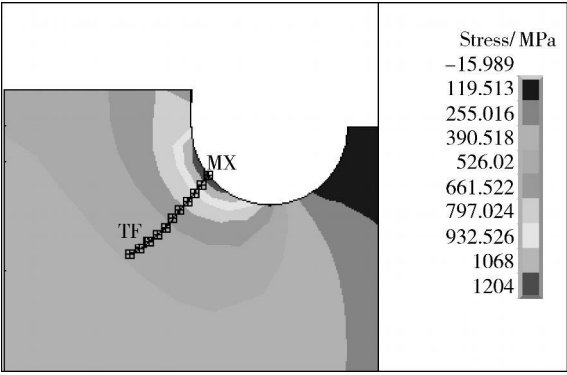


图 6 最优弹性设计模拟试件  $\overline{P_0P_n}$  线

Fig. 6 Curve  $\overline{P_0P_n}$  of the imitation specimen in elastic design

点模拟最危险点附近 3.0 mm 半径区域的第一主应力梯度。

2.2 模拟试件设计变量筛选

由风扇盘弹性分析结果可知, 榫槽部位的最大第一主应力梯度路径不沿周向, 因此引入跑道口模拟试件如图 7(二分之一模型)。

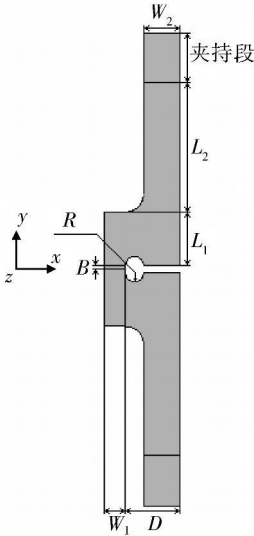


图 7 模拟试件示意图

Fig. 7 Sketch of the imitation specimen

初选模拟试件的 5 个尺寸参数作为设计变量: 跑道口半径  $R$ 、跑道口深度  $D$ 、喉道宽度  $W_1$ 、跑道口直边半长度  $B$ 、拉伸段长度  $L_1$ , 其余尺寸参数固定. 对这 5 个尺寸参数, 如定义各标准化可行域范围为  $[0, 1]$ , 选定可行域中 0.25, 0.5, 0.75 点进行显著度(总变化)分析, 结果见表 1。

表 1 尺寸参数的显著度分析

Table 1 Significance result of size parameters

|       | $T_{0.25}^{cs}$ |         | $T_{0.5}^{cs}$ |         | $T_{0.75}^{cs}$ |      |
|-------|-----------------|---------|----------------|---------|-----------------|------|
|       | 初值点计算值          | 变化/%    | 初值点计算值         | 变化/%    | 初值点计算值          | 变化/% |
| $R$   | 1.527 0         | - 12.23 | 1.9001         | 2.53    |                 |      |
| $D$   | 1.795 6         | 3.21    | 1.9009         | 2.57    |                 |      |
| $W_1$ | 1.753 8         | 0.81    | 1.9999         | 7.92    |                 |      |
| $B$   | 1.752 6         | 0.74    | 1.9431         | 4.85    |                 |      |
| $L_1$ | 1.620 5         | - 6.85  | 1.6448         | - 11.25 |                 |      |

由表 1 可得到最后各尺寸的总变化分别为:  $R$  为 14.76%,  $D$  为 5.78%,  $W_1$  为 8.73%,  $B$  为 5.59%,  $L_1$  为 18.10%。根据总变化的比较, 最终选定显著度敏感大的 3 个优化设计变量为: 跑道口半径  $R$ 、喉道宽度  $W_1$ 、拉伸段长度  $L_1$ 。

2.3 模拟试件优化结果

模拟试件优化计算方法采用 ANSYS 软件提供的优化设计平台. 依据上节确定的 3 个优化设计变量进行模拟试件弹性设计和弹塑性设计, 优化结果如表 2。

弹性分析时, 峰值载荷与各点主应力成线性比例关系, 因此不需将峰值载荷作为优化设计变量. 销钉孔内压载荷取为 200 MPa 时模拟试件最大第一主应力为 961.78 MPa, 风扇盘弹性分析最大第一主应力为 1204 MPa, 通过比例关系可得模拟试件最大第一主应力为 1204 MPa 时的峰值载荷为 250.27 MPa。

表 2 弹性优化设计结果

Table 2 Result of elastic optimizing design

| 参量              | 趋势优化结果  | 细致优化结果 |
|-----------------|---------|--------|
| $R/\text{mm}$   | 2.251 7 | 2.1101 |
| $W_1/\text{mm}$ | 6.348 3 | 5.0280 |
| $L_1/\text{mm}$ | 19.808  | 18.521 |

模拟试件与风扇盘在  $\overline{P_0P_n}$  线上弹性优化设计应力分布(见图 8)吻合很好, 最大差别不超过 1.6%。

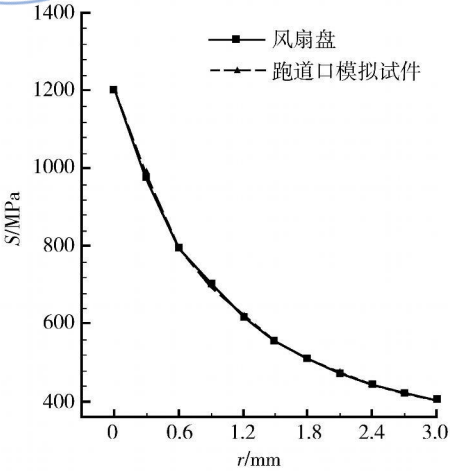


图 8 最优弹性设计模拟试件与风扇盘  $\overline{P_0P_n}$  线上主应力分布

Fig. 8 Principle stress along curve  $\overline{P_0P_n}$  of the imitation specimen in elastic design and fan disk

3 某风扇盘模拟试件弹塑性优化设计

某风扇盘的弹塑性分析最大转速时危险点的最大第一主应力值为 1032 MPa, 由于第一主应力

的分布及最大梯度路径与图 4 和图 5 所示大致相当,不再赘述.

采用与弹性设计类似的模拟试件形式和相同的优化设计尺寸变量. 但弹塑性分析还需另外加入载荷(销钉孔内压载) $P_1$  作为优化设计变量. 采用 1.2 节所述弹塑性优化目标函数及方法进行模拟试件弹塑性优化, 其优化结果见表 3.

弹塑性设计模拟试件  $\overline{P_0P_n}$  线与图 7 大致相当,不再赘述.

模拟试件与风扇盘在  $\overline{P_0P_n}$  线上弹塑性优化分析应力分布(见图 9)吻合较好, 最大差别不超过 2.2%, 各点应力残差的 1 范数为 46.10 MPa.

表 3 模拟试件弹塑性优化设计结果

| Table 3 Result of elasto plastic optimizing design |        |        |
|----------------------------------------------------|--------|--------|
| 参量                                                 | 趋势优化结果 | 细致优化结果 |
| $R/\text{mm}$                                      | 2.2238 | 2.1182 |
| $W_1/\text{mm}$                                    | 4.6563 | 5.3180 |
| $L_1/\text{mm}$                                    | 16.746 | 18.013 |
| $P_1/\text{MPa}$                                   | 237.02 | 251.58 |

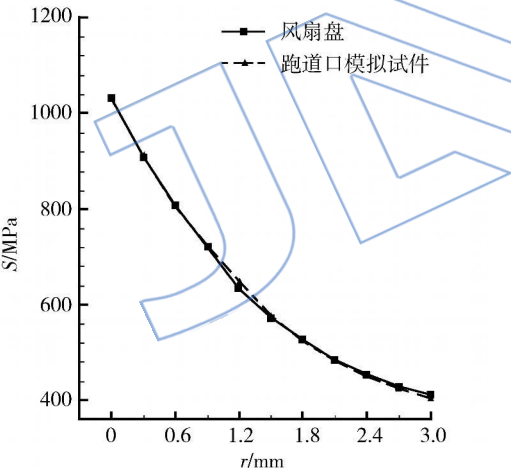


图 9 弹塑性设计模拟试件与风扇盘  $\overline{P_0P_n}$  线上主应力分布

Fig. 9 Principle stress along curve  $\overline{P_0P_n}$  of the imitation specimen in elastoplastic design and fan disk

4 弹性与弹塑性设计的等价性讨论

采用弹性优化设计的模拟试件, 改变峰值载荷  $P_1$  进行弹塑性计算, 使其最大第一主应力与风扇盘弹塑性分析最大第一主应力 1032 MPa 相等, 得到的试件峰值销钉孔内压载为 253 MPa. 其最大梯度路径上主应力分布与风扇盘相应主应力

分布比较见图 10 所示.

由图 9 可以看出, 弹性优化设计的模拟试件与风扇盘弹塑性分析最大应力梯度路径上主应力分布吻合良好, 最大差别不超过 2.2%.

图 5 中风扇盘的拟屈服域的面积仅为 1.06 mm<sup>2</sup>, 模拟试件的拟屈服域的面积 1.22 mm<sup>2</sup>, 模拟试件拟屈服域的面积相对于主试验段(见图 7 中  $L_1 \times (W_1 + D)$ ) 面积小于 0.33%, 故弹性优化设计结果与弹塑性优化设计结果差别不大, 从而可用弹性优化设计结果替代弹塑性优化设计结果. 通过风扇盘算例, 本文初步提出在上述面积比小于 1% 时可用弹性优化设计替代弹塑性优化设计的等价原则.

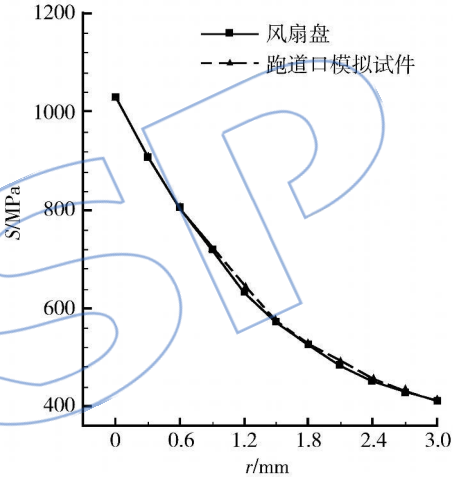


图 10 弹性优化设计模拟试件与风扇盘  $\overline{P_0P_n}$  线上弹塑性主应力分布

Fig. 10 Elastoplastic principle stress along curve  $\overline{P_0P_n}$  of the optimum imitation specimen in elastic design and the fan disk

5 结 论

本文针对第一主应力最大梯度路径方向未知问题的轮盘模拟试件设计问题, 建立了基于应力寿命模型考虑应力梯度影响的轮盘二维模拟试件设计准则及设计方法体系, 分别提出了轮盘二维模拟试件弹性和弹塑性设计方法, 其中包含两个基于 ANSYS 软件 APDL (ANSYS parametric design language)<sup>[10]</sup> 平台的关键技术: ①自动搜索第一主应力最大梯度路径和路径上的主应力分布; ②模拟试件两步优化设计策略. 并且针对某风扇盘榫槽部位形状和应力分布, 提出了跑道口模拟试件设计方案, 得到弹性及弹塑性优化设计模拟试件结果. 初步提出用弹性优化设计替代弹塑性优化设计的等价原则.

## 参考文献:

- [ 1 ] 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 ): 50 52.  
ZHAO Fuxing, YANG Xingyu. A design method of simulation samples for aeror engine components used in low cycle fatigue test [ J ]. Gas Turbine Experiment and Research, 2003, 16( 2 ): 50 52. ( in Chinese )
- [ 2 ] 赵福星, 史海秋, 耿中行. 一种适用于应力疲劳和应变疲劳的通用寿命模型[ J ]. 航空动力学报, 2003, 18( 1 ): 140 145  
ZHAO Fuxing, SHI Haiqiu, GENG Zhongxing. General life model adapted to both stress fatigue and strain fatigue [ J ]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18( 1 ): 140 145. ( in Chinese )
- [ 3 ] 鲁华平, 陆山, 唐俊星. 非对称循环疲劳寿命研究及涡轮盘概率寿命分析[ J ]. 机械强度, 2007, 29( 1 ): 92 96.  
LU Huaping, LU Shan, TANG Junxing. Research on the unsymmetrical cyclic fatigue life and reliable life analysis of a turbine disk [ J ]. Journal of Mechanical Strength, 2007, 29( 1 ): 92 96. ( in Chinese )
- [ 4 ] 李爱. 基于局部应变法的疲劳构件模拟理论研究及应用[ D ]. 沈阳: 东北大学, 2005.  
LI Ai. Research and application on the simulation theory of fatigue component based on the local strain method [ D ]. Shenyang: Northeastern University, 2005. ( in Chinese )
- [ 5 ] 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 tenor grooves test sample [ D ]. Shenyang: Northeastern University, 2006. ( in Chinese )
- [ 6 ] 由美雁, 何雪泓, 谢里阳. 发动机轮盘模拟技术理论与方法[ J ]. 机械设计, 2007, 24( 2 ): 62 64.  
YOU Meiyuan, HE Xuehong, XIE Liyang. Research on simulative technical theory and methodology of turbine rotor [ J ]. Journal of Machine Design, 2007, 24( 2 ): 62 64. ( in Chinese )
- [ 7 ] 刘廷毅, 耿瑞, 张俊峰. 发动机轮盘低循环疲劳寿命试验模拟件设计[ J ]. 航空动力学报, 2008, 23( 1 ): 32 36.  
LIU Tingyi, GENG Rui, ZHANG Junfeng. Design of simulated specimen for low cycle fatigue of turbine engine disk [ J ]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23( 1 ): 32 36. ( in Chinese )
- [ 8 ] 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试件设计与试验[ 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 aeror engine compressor disk slot used in low cycle fatigue test [ J ]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23( 10 ): 1829 1834. ( in Chinese )
- [ 9 ] 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.
- [ 10 ] 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.
- [ 11 ] 博弈创作室. APDL/参数化有限元分析技术及其应用实例[ M ]. 北京: 中国水利水电出版社, 2004.
- [ 12 ] 毕尔盖尔. 燃气轮机发动机材料和零件的结构强度[ M ]. 陈石卿, 译. 北京: 航空工业出版社, 1990.