航空发动机自由涡轮盘低循环疲劳寿命试验研究

魏 勇,陈 晨,彭 煜,侯宪勇,雷霄玉,付 俊
(中国航发南方工业有限公司,湖南株洲 412002)

摘要::针对某型航空发动机适航取证项目要求,对该发动机自由涡轮盘开展寿命研究。综合考虑自由涡轮盘标准工作循环内温度场和转速载荷,采用线弹性有限元应力分析法对轮盘进行应力分析,据此确定轮缘和盘心为轮盘应力水平及疲劳寿命的关键考核部位;充分考虑试验器能力及试验过程的可监控性等因素,设计并开展了能够对该自由涡轮盘关键部位进行有效考核的试验载荷系数为 1 的试验器循环疲劳试验;根据试验结果对轮盘低循环疲劳寿命进行分析。结果表明:该自由涡轮盘的预定安全循环寿命为 6500 次。

关键词: 自由涡轮盘;低循环疲劳;预定安全寿命;航空发动机
中图分类号: V233.7 **文献标识码:**A **doi:**10.13477/j.cnki.aeroengine.2020.03.006

Test Study on Low Cycle Fatigue Life of Aeroengine Free Turbine Disk

WEI Yong,CHEN Chen,PENG Yu,HOU Xian-yong,LEI Xiao-yu,FU Jun
(AECC South Industry Co.,LTD,Zhuzhou Hunan 412002,China)

Abstract: Based on the requirement of airworthiness certification project of a certain aeroengine,life study of the engine free turbine disk was carried out. Considering the temperature field and rotational speed load in the standard working cycle of the free turbine disk,the stress analysis of the turbine disk was carried out by the stress analysis method of linear elastic finite element,and the flange and disc center were determined to be the key assessment sites for the stress level and fatigue life of the turbine disk. Considering the capability of the tester and the controllability of the test process,the cyclic fatigue test of the tester with a load coefficient of 1 which can effectively examine the key parts of the free turbine disk was designed and carried out. The low cycle fatigue life of the turbine disk was analysed based on the test results. The results show that the predicted safe cycle life of the free turbine disk is 6500 cycles.

Key words: free turbine disk;low cycle fatigue;predicted safe life;aeroengine

0 引言

航空发动机压气机和涡轮转子等高速转动部件失效破裂后的碎片能量巨大,为防止破裂碎片导致飞机发生灾难性事故,在军、民用飞机的研制中,均要求发动机机匣能包容叶片断裂。机匣无法包容的轮盘被列为发动机限寿件,需对其工作寿命进行计算分析和试验验证,确定其预定安全循环寿命,在发动机装机使用前需给出初始安全使用寿命,并在后续装机使用中开展零件安全寿命延长与管理工作,结合零件装机使用情况及抽样检查结果,逐步延长零件安全使用寿命,直至其等于预定安全循环寿命[1-3]。

对于轮盘的寿命研究,国内外早有开展,中国某型发动机涡轮盘定寿就进行过比较系统、详尽的分析;国外从英国的斯贝发动机开始至今,寿命研究已有 50 多年的经验积累。这些研究的主要思想是以 Miner 线性累积损伤原理为指导, 以载荷谱与零件的 S-N 曲线(或 ε-N 曲线)为基础,主要考虑了离心载荷和温度载荷的影响。该方法所用的材料性能是基于固体力学假设的,即假设材料是弹性、各向同性、均匀连接和没有缺陷的,通过考虑疲劳寿命分散度后给出轮盘的安全寿命,国外发动机公司以大量的全尺寸盘的试验结果为依据,利用该方法进行寿命研究有较高

收稿日期:2018-12-23 **基金项目:**航空动力基础研究项目资助
作者简介:魏勇(1983),男,工程师,从事航空发动机部件设计工作;E-mail:411374190@qq.com。

引用格式:魏勇,陈晨,彭煜,等.航空发动机自由涡轮盘低循环疲劳寿命试验研究 [J].航空发动机,2020,46(3):30-34.WEI Yong,CHEN Chen,PENG Yu,et al. Test study on low cycle fatigue life of aeroengine free turbine disk [J].Aeroengine,2020,46(3):30-34.

的准确性。

采用真实轮盘或轮盘模拟试验件开展低循环疲劳试验是确定发动机轮盘安全循环寿命最重要、最关键的工作。开展发动机轮盘低循环疲劳试验时,应尽可能模拟真实工作载荷,可根据试验设备的实际情况适当调整试验载荷或优化试验件,以达到对轮盘关键部位强度的有效考核[4-8]。

本文介绍了某发动机自由涡轮盘低循环疲劳寿命试验研究中开展的轮盘寿命考核部位确定、疲劳试验载荷确定、试验件与陪试件设计、试验结果及预定安全循环寿命确定等工作,其研究结果可为发动机适航取证提供依据。

1　自由涡轮转子结构及工作

某型发动机自由涡轮盘是盘轴一体结构,叶片与盘采用枞树形榫齿榫槽连接,盘缘上装有自由涡轮叶片、锁片及减振片,如图 1 所示。在正常情况下,该自由涡轮以恒定转速工作。

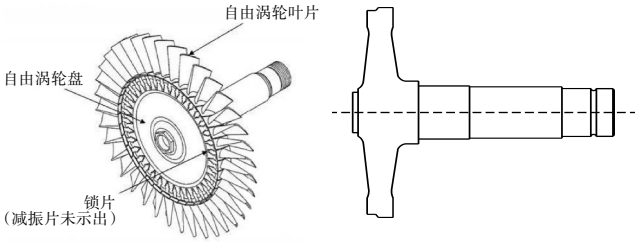

图 1　自由涡轮转子

2　应力分析

在发动机工作过程中,自由涡轮除了承受自身高速旋转产生的离心载荷以及叶片、锁片和减振片的离心载荷外,还承受因盘体温度分布不均匀而产生的热载荷。由于零部件寿命试验通常在试验器上进行,为使试验结果能准确地反映零部件实际工作水平,试验前需对自由涡轮盘各类载荷进行分析并开展应力计算,确定轮盘最大工作应力和应力循环幅值,以此开展试验方案设计,确定试验载荷及相关陪试件结构。轮盘寿命研究主要是研究轮盘的标准循环寿命,从而可根据工作载荷谱开展工作循环与标准循环之间的换算[9]。标准循环通常定义为零应力到最大工作应力之间的循环,即应力循环幅值等于最大工作应力。

2.1　轮盘载荷分析

自由涡轮盘在工作中受离心载荷和热载荷的综合作用。在发动机工作时,燃气热量通过叶片传到轮体上,而冷却轮盘的气流是由盘心流向盘缘,从盘心到盘缘,温度呈递增分布。在发动机起动和加减速过程中,轮盘的温度场处于非稳定状态,且轮缘部位的温度较轮心部位变化快,轮盘在该过程中通常承受最大热应力。而离心载荷主要受轮盘工作转速的影响,通常认为最大离心载荷处于轮盘最大工作转速下。轮盘最大工作应力是考虑上述 2 种载荷综合作用后的最大应力。

根据自由涡轮盘在发动机各种工作状态下温度分布及工作转速,采用线弹性有限元应力分析法[10-11]对轮盘进行应力分析。计算确定自由涡轮盘在轮缘温度为 580 ℃,轮心温度为 490 ℃(如图 2 所示),工作转速达到 43005 r/min 时,轮心部位应力达到最大,该状态为正常工作条件下轮盘最危险的工作状态,轮盘寿命研究选取该状态为标准循环上限状态。

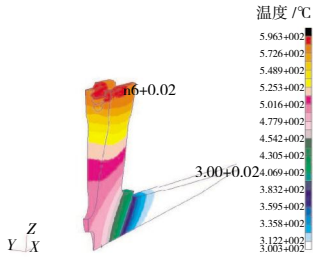

图 2　最大工况下自由涡轮盘温度分布

2.2　线弹性有限元分析

采用 MSC.PATRAN 软件进行有限元前、后处理,采用 MSC.NASTRAN 软件进行线弹性有限元分析。

2.2.1　计算模型网格划分

自由涡轮盘为实心盘,盘上均布有 37 个榫槽,取包含 1 个榫槽在内的整个自由涡轮盘(其 UG 模型如图 3 所示)的 1/37 循环对称段作为计算模型,采用 20 节点六面体单元进行网格划分,共包含 58204 个节点,15891 个单元,计算模型有限元网格如图 4 所示。

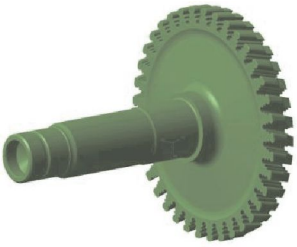

图 3　自由涡轮盘 3 维 UG 模型

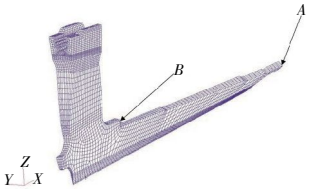

图 4　自由涡轮盘计算模型有限元网格

2.2.2　计算载荷和边界条件

(1)载荷施加。自由涡轮盘承受载荷包括自身离心载荷、热载荷、叶片和锁片以及减振片的离心载荷:轮盘自身离心载荷以转速形式施加在整个计算模型

上；热载荷以节点温度形式施加在节点上；叶片、锁片、减振片的离心载荷以分布力的形式施加在榫头榫槽接触面上，分布力计算结果见表 1。

表 1 自由涡轮盘榫头榫槽接触面应力计算结果[12]

单个叶片离心载荷 /N	45475.78
单个锁片离心载荷 /N	463.68
单个减振片离心载荷 /N	303.92
接触面积 /mm^2	19.49
接触面应力 /MPa	1677.99

(2)边界条件。计算中约束图 4 中 *A* 端面节点的周向位移以及 *B* 端面节点的轴向位移，并约束轮盘轴线上节点的径向和周向位移，同时在 2 个切割面上施加循环对称约束。

2.3 应力计算结果

自由涡轮盘当量应力分布计算结果如图 5、6 所示。其轮缘和轮心最大当量应力分别为 630.9、742.7 MPa。

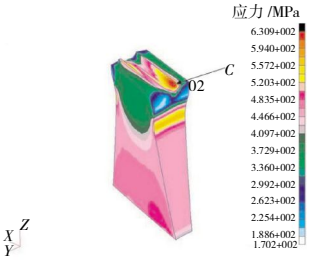

图 5 轮缘局部当量应力分布

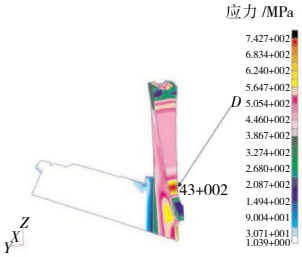

图 6 轮心局部当量应力分布

根据应力计算结果，自由涡轮盘在工作转速为 43005 r/min 下，轮缘(图 5 中 *C* 处)和轮心(图 6 中 *D* 处)部位所承受的应力最大，因此，确定轮缘和轮心部位为自由涡轮盘的低循环疲劳寿命关键部位。

3 试验方案设计

根据自由涡轮盘的应力分析可知，自由涡轮盘的最危险部位为轮心和轮缘，因此这 2 个部位是寿命考核部位。

3.1 试验件及陪试件

为保证疲劳寿命试验中自由涡轮盘应力分布与工作中的基本一致，拟以自由涡轮转子（包含自由涡轮盘、叶片、锁片及减振片)作为试验组件，如图 7 所示。

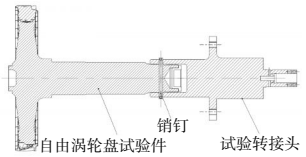

图 7 试验组件

鉴于试验器的特性，试验下限转速不能取 0，而且该试验器只能在均温状态下试验，无法模拟标准循环下的温度场，为保证试验循环载荷等同标准循环载荷，采取提高试验上限转速的方法，使自由涡轮盘考核部位的应力水平达到标准循环的。但提高试验转速会导致叶片和盘缘榫槽处的离心力提高，而且实际试验是在真空状态下，叶片榫头及盘轮缘(榫槽)部位所受弯矩与实际有差异，会使试验叶片榫头和轮盘榫槽处的应力较标准循环时的高出许多，可能导致轮缘考核部位提前失效，而轮心关键部位不能得到有效考核。为避免这类情况发生，需截短叶片，使轮心考核部位 *D* 处在试验中的应力接近标准循环时的，经计算需将叶片高度截到距轮心 78 mm 处。

3.2 试验循环载荷的确定

3.2.1 标准循环应力

在发动机工作时轮盘的应力循环随着发动机工作过程变化，可简化为起动——最大应力工作状态——停车。

(1)最小应力。轮盘工作应力是离心载荷和热载荷共同作用的结果。其中离心载荷与轮盘转速成正比，在发动机起动前和停车后，其转速为 0，离心载荷为 0。热载荷与轮缘和轮心的温度差有关，根据自由涡轮盘在发动机各种工作状态下的温度分布可知，在所有工作状态下，轮缘温度均不会低于轮心温度，即在所有工作状态下轮盘不会产生因温度场引起的负应力，因此自由涡轮盘最小热应力也为 0，即在发动机工作循环中自由涡轮盘的最小应力为 0。

(2)最大应力的确定。根据自由涡轮盘的应力分析可知，自由涡轮盘在工作转速为 43005 r/min 下，轮缘和轮心部位所承受的应力最大，分别为 630.9、742.7 MPa。

(3)标准循环应力。根据上述分析确定的最小应力和最大应力，考核部位轮缘和轮心的标准循环应力分别为 630.9、742.7 MPa。

3.2.2 试验载荷及试验加载谱的确定

试验循环为：试验下限转速——试验上限转速——试验下限转速。根据试验设备特性，试验下限转速取 2000 r/min，试验温度设定为 480 ℃均温，经计算，试验下限转速下应力为 1.08 MPa。

试验载荷系数[13]为

$$K=\frac{\sigma_{\mathrm{t}}}{\sigma_{\mathrm{w}}}\frac{\sigma_{\mathrm{w,b}}}{\sigma_{\mathrm{t,b}}} \tag{1}$$

式中:σ_t 为试验器循环的有效应力;σ_w 为发动机标准循环的有效应力;$\sigma_{t,b}$ 为试验温度下的材料强度极限;$\sigma_{w,b}$ 为工作温度下的材料强度极限。

参考《斯贝 MK202 发动机应力标准》(EGD-3),试验载荷系数[14]为

$$K=\frac{(\sigma_{t,max}-\sigma_{t,min})\times\frac{\sigma_{t,b}}{1.1}}{\sigma_{w,max}\times(\frac{\sigma_{t,b}}{1.1}-\sigma_{t,min})}\times\frac{\sigma_{w,b}}{\sigma_{t,b}} \tag{2}$$

式中:$\sigma_{t,max}$ 为试验上限转速下应力;$\sigma_{t,min}$ 为试验下限转速下应力;$\sigma_{w,max}$ 为标准循环上限转速下应力;$\sigma_{t,b}$ 为试验温度下的材料强度极限;$\sigma_{w,b}$ 为工作温度下的材料强度极限。

根据自由涡轮盘应力分析结果,在标准循环上限状态,轮心应力为 742.7 MPa,温度为 493 ℃,此时材料强度极限为 1242.3 MPa,此外已知 480 ℃下材料强度极限为 1247.46 MPa[15]。经计算,要使试验载荷系数为 1.00,在上述设定的试验条件下(试验下限转速为 2000 r/min,试验温度为 480 ℃均温),试验循环上限应力应为 746.15 MPa,即试验上限转速为 52618 r/min。

在标准循环上限状态下,轮缘应力为 630.9 MPa,温度为 568 ℃,此时材料强度极限为 1212.54 MPa[15];经计算,要使试验载荷系数为 1.00,在上述设定的试验条件下,试验循环上限应力应为 649.55 MPa,即试验上限转速为 48208 r/min。

DEF STAN 00-971 推荐:为避免在没有代表性的条件下进行试验,要求经温度修正后试验器的试验应力既不低于发动机的(有效)应力,也不大于该(有效)应力的 1.3 倍。在许多情况下,合适的试验载荷系数是 1.10~1.15;EGD-3 推荐:低循环疲劳试验的载荷系数应尽可能取为 1.00;

综合考虑,取自由涡轮盘轮心危险部位的载荷系数为 1.00:当自由涡轮盘轮心危险部位试验载荷系数为 1.00 时,低循环疲劳试验上限转速为 52618 r/min。轮缘危险部位试验载荷系数为 1.19。

据此确定自由涡轮盘低循环疲劳试验循环转速为:2000 ~ 52618 ~ 2000 r/min;为保证试验中试验件材料变形充分,规定每次循环时须在上限点和下限点保载停 2 s,确定试验加载谱,如图 8 所示。

4　低循环疲劳试验

自由涡轮盘在真空度为 400 Pa 以下、均温 480℃的立式轮盘旋转试验台上进行,如图 9 所示。分阶段完成了 1.2、1.6、2.0、2.2、2.4、2.6 万次低循环疲劳试验,在试验过程中转子扭矩平衡稳定,转子振动无异常,各项监控参数正常,在每个阶段完成后对试验件进行相关尺寸测量(如图 10 所示)和无损检查。

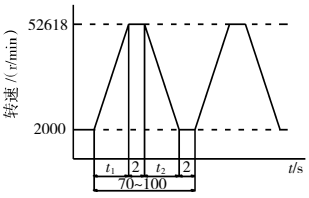

图 8　循环加载程序

图 9　试验台

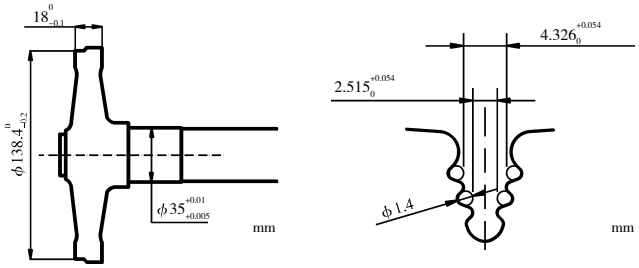

图 10　自由涡轮盘尺寸测量

检查结果表明,自由涡轮盘在完成 2.6 万次低循环疲劳试验后,相关尺寸无明显变化,无损检查无裂纹。

5　预定安全寿命的确定

根据 DEF STAN 00-971 规定的安全寿命[13]为

$$F_r=\frac{Na^{5.28}}{Y} \tag{3}$$

式中:F_r 为由 1 个或多个试验结果,用寿命和 / 或应力散度系数导出的关键部位的预定安全循环寿命;N 为试验循环数;a 为试验载荷系数,轮心部位为 1.00,轮心部位为 1.19;Y 为寿命散度系数,当用 1 个盘进行试验时,Y=4。

DEF STAN 00-971 给出 2 种可以接受的确定 N 的方法:

(1)N 的计算是基于裂纹出现前或开始出现时的试验循环数。该裂纹是用常规检验方法可以检查出来的(典型的是 1 条长 0.75 mm 的表面线裂纹)。

(2)N 的计算是基于试验到破坏,或者试验到出现 1 条长裂纹的试验循环数。由试验结果除以 1 个系数(典型的是 1.5)得到,以保证一定的安全裕度。

自由涡轮盘完成 2.6 万次试验器循环后,无损检查未发现裂纹,因此 N=2.6 万,可以计算出轮心部位

的预定安全寿命 $F_r=Na^{5.28}/Y=26000\times1^{5.28}/4=6500$ 次循环；轮缘部位的预定安全寿命 $F_r=Na^{5.28}/Y=26000\times1.19^{5.28}/4=16285$ 次循环。

预定安全寿命应取各关键部位寿命最小值。因此，给出自由涡轮盘的预定安全寿命为 6500 次循环。

6 结论

（1）本文在综合考虑某型自由涡轮盘各种工作温度分布及工作转速的情况下，采用线弹性有限元应力分析法对其进行全面的应力分析。依据分析结果确定盘体和盘缘为轮盘寿命考核关键部位，确定了自由涡轮盘标准循环应力；针对选定的试验设备，确定了试验方案及试验载荷，并完成试验件及陪试件的结构设计。

（2）依据确定的试验方案与试验载荷，在立式轮盘旋转试验台上开展了某型自由涡轮盘低循环疲劳试验，在试验过程中转子扭矩平衡稳定，转子振动无异常，各项监控参数正常，试验数据真实有效。

（3）自由涡轮盘在试验器上经 2.6 万次循环后，经无损检查，轮盘无裂纹，相关尺寸无明显变化，依据试验结果，采用 DEF STAN 00-971 规定的方法确定了该型涡轮盘可批准的预定安全寿命，为该轮盘使用寿命控制提供了关键依据。

参考文献：

[1] 李家祥.航空发动机适航规定：CCAR-33-R2[S].北京：中国民用航空总局,2011：34-35.
LI Jiaxiang.Airworthiness regulations for aeroengines:CCAR-33-R2[S]. Beijing: Civil Aviation Administration of China, 2011：34-35.（in Chinese）

[2] 国防科学技术工业委员会.航空涡轮螺旋桨和涡轮轴发动机通用规范使用指南：GJB242-187[S].北京：中国标准出版社，2006：30.
Commission on Science，Technology，and Industry for National Defense. GJB242-187 Service Guide of Engines,aircraft,turboprop and turboshaft,general specification for：GJB242-1987[S].Beijing：Standards Press of China.2006：30.（in Chinese）

[3] 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，2004：181，225.
SU Qingyou.Guide for life prediction of the critical parts of the turbojet and turboshaft engine [M].Beijing：Aviation Industry Press，2004：181，225.（in Chinese）

[4] 郭晓强.模拟轴向载荷作用的轮盘低循环疲劳寿命试验研究[J].燃气涡轮试验与研究，2016，29（6）：6-9.
GUO Xiaoqiang.Test investigation on the cycle fatigue life of a disk with simulated axial load [J].Gas Turbine Experiment and Research，2016，29（6）：6-9.（in Chinese）

[5] 王卫国，古远兴，卿华，等.轮盘低循环疲劳寿命预测方法研究及试验验证[J].航空动力学报，2006，21（5）：862-866.
WANG Weiguo，GU Yuanxing，QING Hua，et al. Investigation of disk LCF life pred iction and its experimental verification [J].Journal of Aerospace Power，2006，21（5）：862-866.（in Chinese）

[6] 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，2006：29-30.
WANG Weiguo. Investigation of disk LCF life prediction model and its experimental assessment methodologies [D].Nanjing：Nanjing University of Aeronautics and Astronautics，2006：29-30.（in Chinese）

[7] 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，2008：9.
The test method for axial loading constant- amplitude low-cycle fatigue of metallic materials:GB/T 15248-2008[S].Beijing：Standards Press of China，2008:9.（in Chinese）

[8] 刘廷毅，耿瑞，张峻峰.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）

[9] 尹泽勇.航空发动机设计手册（第 18 册）[M].北京：航空工业出版社，2001：747-748.
YIN Zeyong.Aeroengine design manual,volume18 [M].Beijing：Aviation Industry Press，2001：747-748.（in Chinese）

[10] 丁耀武.线弹性结构静动态有限元法[M].沈阳：东北工学院出版社，1990：5-11。
DING Yaowu. Static and dynamic finite element method for linear elastic structures [M].Shenyang：Northeast Institute of Technology Press，1990：5-11.（in Chinese）

[11] 龙凯，贾长治，李宝峰.Patran2010 与 Nastran2010 有限元分析入门到精通[M].北京：机械工业出版社,2011：136-145。
LONG Kai,JIA Changzhi，LI Baofeng，et al. Initial to proficiency for patran 2010 and nastran 2010 finite element analysis [M].China Machine Press,2011：136-145.（in Chinese）

[12]《中国航空材料手册》编辑委员会.中国航空材料手册：第 2 卷 变形高温合金、铸造高温合金[M].2 版.北京：中国标准出版社，2002:239,392,653.
Editorial Board of China Aeronurtical Materials Handbook. China aeronurtical materials handbook：volume 2 deformed and cast superalloys [M]. 2nd ed.Beijing:Standards Press of China，2002:239,392,653.（in Chinese）

[13] 杨俊，张贵斌，祁圣英，等.发动机高压两级涡轮盘联合低循环疲劳寿命试验[J].燃气涡轮试验与研究，2012，25（1）：11-12.
YANG Jun，ZHNAG Guibin，QI Shengying，et al.Joint test of two-stage HP turbine disk low cycle fatigue life [J].Gas Turbine Experiment and Research,2012，25（1）：11-12.(in Chinese)

[14] 刘翔，朱旭程.航空发动机涡轮盘低循环疲劳寿命研究[J].海军航空工程学院学报，2008，23（5）：529.
LIU Xiang，ZHU Xucheng.Research on turbine disk LCF life of jet engine [J].Journal of Naval Aeronautical and Astronautical University，2008，23（5）：529.（in Chinese）

[15] 吴学仁，杨士杰，韩希鹏，等.航空发动机设计用材料数据手册（第三册）[M].北京：航空工业出版社，2008：367-369..
WU Xueren,YANG Shijie,HAN Xipeng,et al.Materials data book for designing aircraft engine （volume3）[M].Beijing：Aviation Industry Press，2008:367-369.（in Chinese）

（编辑：刘 静）