

文章编号:1000-8055(2012)03-0604-06

小型短寿命涡扇发动机涡轮叶片疲劳失效分析

洪 杰, 刘书国, 张大义, 陈 萌

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 针对某小型短寿命涡扇发动机台架试车中涡轮叶片断裂故障, 进行了叶片断口分析、振动监测信号对比和结构动力学特性分析. 讨论了叶片的固有振动特性与激振因素, 阐明了该叶片故障主要是由叶片机匣严重碰摩激起的叶片以第一阶、第二阶及其耦合模态自由振动, 导致的叶片根部高周疲劳破坏. 提出合理控制转静子初始间隙和提高叶片根部阻尼, 能有效防止该类型故障发生.

关 键 词: 叶片; 疲劳; 振动; 碰摩; 断裂

中图分类号: V231.95

文献标志码: A

Fatigue failure analysis of turbine blade in miniature short-life turbofan engine

HONG Jie, LIU Shu-guo, ZHANG Da-yi, CHEN Meng

(School of Jet Propulsion,

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

Abstract: For the fracture fault of the high-pressure turbine blade in the miniature short-life turbofan engine during a certain rig test, the blade fractography, the vibration signal and the fault blade dynamics was observed and analyzed. Blades natural characteristics and exciting sources were analyzed in details; the faults mainly stemmed from fatigue for the 1st order, the 2nd order and the coupled mode vibrations due to the instantaneous severe rub impact force. Reasonable control of the clearance and improving the blade root damping can prevent the fault effectively.

Key words: blade; fatigue; vibration; rub impact; fracture

小型短寿命涡扇发动机多用于巡航导弹等飞行器的动力装置. 它的基本结构组成与航空发动机基本相同, 属于高负荷高转速的旋转机械. 由于飞行器外形尺寸和推质比的要求, 发动机的体积和质量都受到严格的控制, 使得小型短寿命燃气涡轮风扇尺寸小、推力大、质量轻、转速高^[1-2]. 该发动机通常为一次性或者短时间使用, 工作寿命随飞行器任务剖面变化而变化, 一般总寿命为 3~10 h 之间, 因而相比普通航空涡扇发动机其关键部件的寿命短、强度裕度较小.

据统计, 近年来在发动机所发生的重大故障

中, 转动件的失效约占 80%. 其中, 叶片故障占有相当大的比率, 振动故障率占发动机中总故障率的 60% 以上, 而叶片故障又占振动故障的 70% 以上^[3]. 由于力场、流场、温度场等多物理场耦合作用, 发动机的工作条件越来越严酷, 由此而产生的多种振动故障问题直接影响叶片的可靠性和持久性^[4]. 因此, 叶片的故障和故障模式随不同的工作环境影响有所不同. 常见的故障现象^[5-6]有: 高低周疲劳损伤、撞击打伤造成的断裂、超温或腐蚀造成的损伤^[7]、蠕变疲劳和强度不足等. 其中以高低周疲劳损伤造成失效的故障最多. 因此, 针对小型

收稿日期: 2011-04-27; 修订日期: 2011-07-12

作者简介: 洪杰(1965—), 男, 北京人, 教授、博导, 博士, 主要从事专业研究方向: 高速旋转机械动力学, 航空发动机关键件寿命与故障诊断.

短寿命涡扇发动机的结构特征和工作特点,对关键部件——涡轮叶片典型振动故障进行机理分析和数值仿真,进行准确的故障定位和综合治理是十分有必要的。

传统的研究对于叶片由于高周疲劳的失效分析中,主要考虑周期性激励较少考虑非周期性激励。激励源为流场的支板或静叶尾流激励、前缘扰流及其引发的相关谐波激励^[7-9]。利用坎贝尔图进行共振分析,利用流固耦合法设计和分析叶片的动力响应^[10]。对于设计使用较为成熟的发动机,流场激励诱发的叶片共振已经通过设计合理避开或添加阻尼将振动降低到可接受的范围。但是,对于成熟小型短寿命涡扇发动机的涡轮叶片仍旧偶发一些疲劳失效故障,这样的故障普适性较差,需要针对特定的故障问题进行相应的故障机理的研究与讨论。

本文针对某小型短寿命涡扇发动机高压一级涡轮叶片的偶发性断裂故障进行分析。首先对故障现象与历史故障进行了类比,结合断口材料学分析与故障振动信号分析判断叶片发生故障的主要原因,通过计算叶片的固有振动频率和振型进行共振判定,最后通过对叶片受瞬态碰摩力作用后动力响应进行了分析,分析和讨论了该叶片故障机理,对故障原因进行了初步定位,提出了叶片避免该类故障的改进建议。

1 故障现象特征分析

某小型短寿命涡轮风扇发动机进行台架试车时,出现高压涡轮叶片根部断裂故障。经过分解目视检查主要发现:

- 1) 高压涡轮叶片叶身根部发生断裂;
- 2) 故障机匣内侧涂层局部位置全部磨掉;
- 3) 断裂涡轮叶片及邻近叶片叶尖部位摩擦痕迹明显、磨损严重,其余叶片磨损不明显,判定碰摩不是涡轮叶片断裂的次生性故障。

对叶片断裂故障历史进行对比排查,该高压涡轮叶片曾经出现过:加工制造引起的故障、材料初始缺陷故障、启动引射喷气引起高周疲劳等典型叶片疲劳失效故障。经过对此次故障现象的初步比对,分析历史故障情况与本次故障均无相似性。

2 材料学分析

由相关材料学分析单位对断裂叶片的断口进行了检测,现象为:①断裂叶片未发现生产缺陷和材料初始缺陷,排除历史中曾经发生过因为加工

和材料问题造成的叶片断裂故障。②断裂叶片的故障位置均位于叶身根部。③断裂叶片的断口可以分为两个区域,瞬时断裂区和疲劳区。④疲劳区均位于断口的叶盆尾缘,呈弧形、形貌平整、光滑,疲劳区面积约占整个断口面积的25%。断口的疲劳特征清晰,疲劳条带密集,具有典型的高循环疲劳破坏特征。

通过对故障叶片外观检查、无损检测、断口分析、表面痕迹分析、工艺复查和材料硬度、组织检查等材料学相关方面进行分析表明故障叶片的加工和材料均无问题,初步判定故障为振动引起的高周疲劳断裂。

3 故障振动信号分析

该型发动机台架试车时涡轮端振动监测信号的三维谱阵图如图1所示。图中频率比为频率与最大工作转速频率之比。在开车后250s前发动机位于低转速区,频域内各频率段的幅值均很小,没有突出的振动频率成分;而在250s后,在频域中存在明显的转速倍频分量和分倍频分量有转静子碰摩的信号^[11-12]特征。结合分解检查可知,最终确定涡轮叶片与其相应的涂层发生轻微刮蹭,该现象符合该发动机设计需要的工艺过程。但此时发动机的振动量较小处于合理水平,符合设计要求的振动标准,未发生故障。

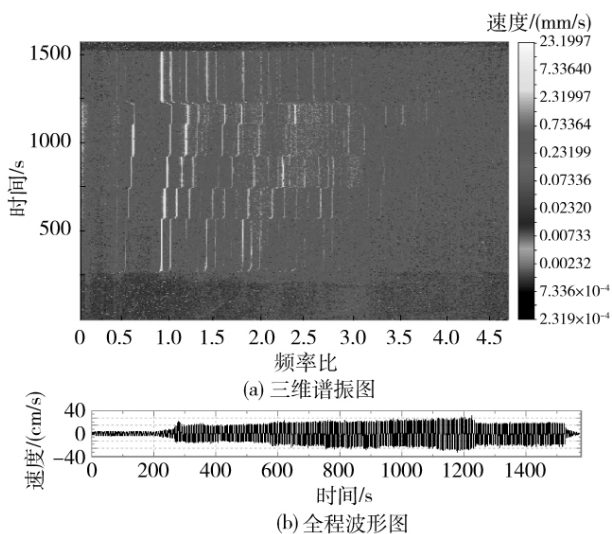


图1 发动机正常台架试车的三维谱阵图

Fig. 1 3-D waterfall spectrum of the vibration signals during the normal test process

发生故障时台架试车时涡轮端振动监测信号的三维谱阵图如图2所示。转速的倍频和分频成分明显且振动量远大于正常状态(图1),分析表

明发生叶片断裂故障前转静子的碰摩程度较为严重,导致发动机的振动水平严重超标,台架试车无法正常进行而迅速停车。

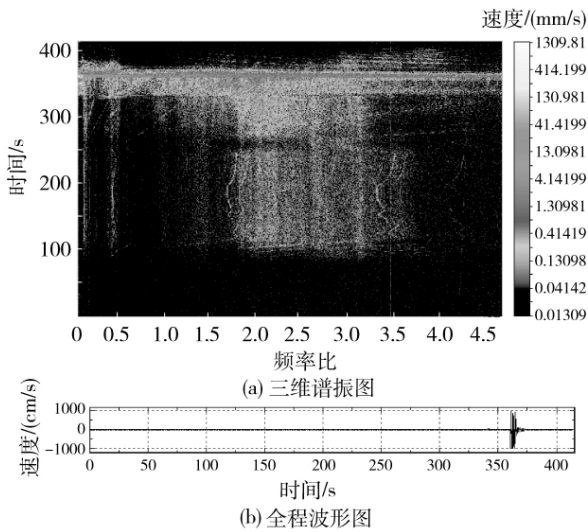


图 2 发动机故障时台架试车的三维谱阵图

Fig. 2 3-D waterfall spectrum of the vibration signals during the whole fault test process

进一步分析振动出现异常时间段(340~390 s)的三维谱阵分析结果,如图 3 所示。可以看出转速提高到一定程度时,开始出现了转子基频(如图 3、图 4, X 指转子转速频率的倍数)响应的倍频与分频信号,结合故障后分解检查的结果,可判定此时的倍频分频振动信号特征为明显的碰摩特征信号,时间持续大约 15 s。振动逐渐加大至约 358 s 时刻发生叶片断裂故障,整个分析频带范围内能量突增,其中以低频能量最为明显。

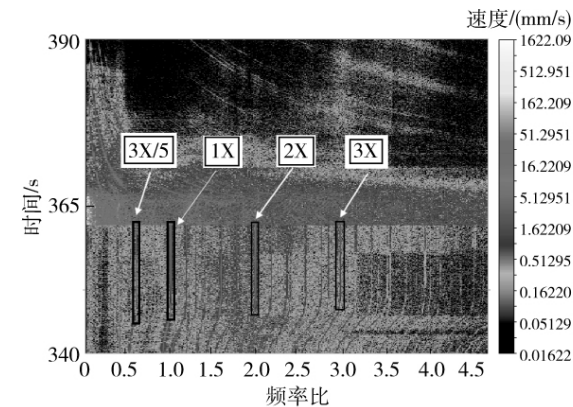


图 3 发动机故障台架试车(340~390 s)的三维谱阵图

Fig. 3 3-D waterfall spectrum of the vibration signals in 340~390 s

从振动监测信号的对比分析中可以看出,该涡扇发动机运行过程中叶片与机匣均会发生不同

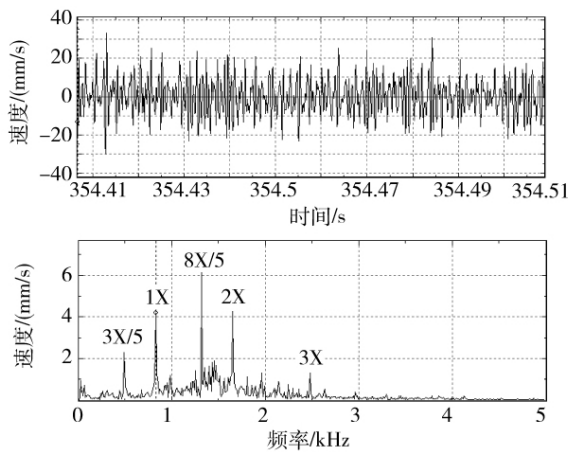


图 4 354.4~354.5 s 时振动信号的时频域分析

Fig. 4 Vibration signals in time domain and frequency domain from 354.4 to 354.5 s

程度的碰摩(相应高压涡轮叶片机匣内侧附着有相应的涂层),而故障试验过程中碰摩特征信号明显相应的振动量值显著加大。因此,结合上述故障现象、材料学分析和振动信号分析可知发生故障的试车过程中,发生了叶片与机匣的严重程度碰摩。

4 动力学数值计算分析

4.1 叶片振动特性分析

利用有限元法计算了叶片模态特性。如图 5 所示为该涡轮叶片的前三阶模态振型,其对应振型特征为:第一阶为一弯振型,第二阶为一扭振型,第三阶为弯扭复合振型。进一步计算了该叶片前三阶相对振动应力(模态应力)分布云图,如图 6 所示。

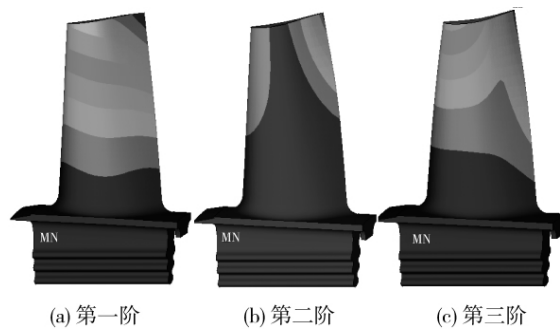


图 5 故障叶片的固有模态振型

Fig. 5 Vibration modes of the fault blade

从数值仿真计算结果分析可知,与故障叶片疲劳源位置接近且相对振动应力大的部位吻合的振型是叶片的第一阶振型。

进一步计算叶片各阶振动频率随转速的变

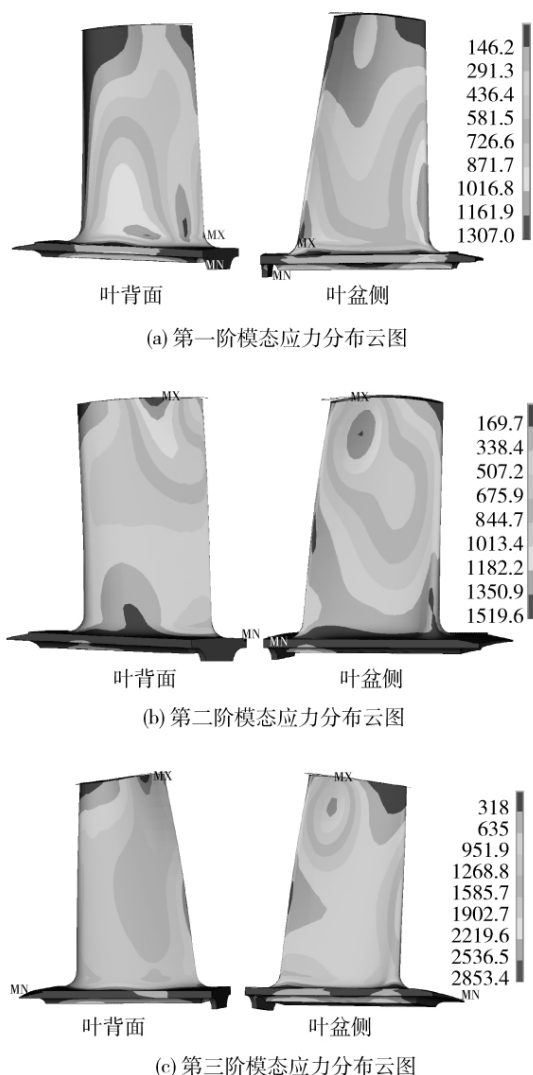


图 6 叶身的模态应力分布云图(单位:MPa)
Fig. 6 Contour maps of the modal stress in the blade body (unit:MPa)

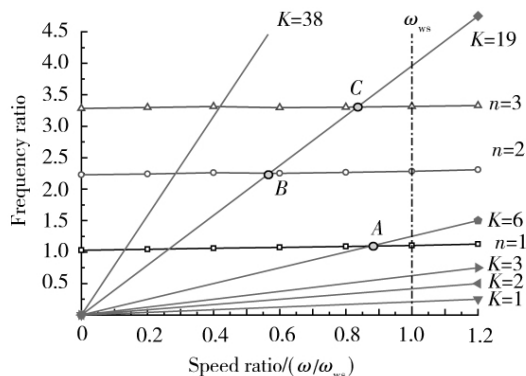


图 7 故障叶片的坎贝尔图
Fig. 7 Campbell diagram

化,绘制叶片各阶模态的动频曲线.考虑到转速激起的 1 倍频($k=1$)、气流周向不均等引起的 2 次谐波($k=2$),高压导向器叶片的尾流激振(高压导

向器叶片 19 片)($k=19$)和低压涡轮导向器幅板(3 个)($K=3$)的前缘扰流及其 2 次谐波,得到该高压涡轮叶片的 Campbe II 图,如图 7 所示.图中叶片的模态频率进行了无量化处理,纵向坐标频率比为频率值与叶片第一阶无阻尼自由振动频率的比值.图中, ω_{ws} 表示发动机的额定工作转速.

可以看出,第一阶(一弯)A 点、第二阶(一扭)B 点、第三阶(弯扭复合)C 点为工作转速附近主要的共振点,但其频率裕度均满足设计要求.在批生产的其他台次发动机正常运行中没有发生由于前后缘气流激励引起的叶片共振断裂故障.因此,本次叶片高周疲劳断裂故障的主要原因可以排除气流激振的可能性.

4.2 叶片碰摩后的动力响应分析

针对本次故障中的较为特殊的现象:①机匣与叶片磨损严重,②振动信号中碰摩特征明显强于正常发动机台架试车情况,③故障叶片临近叶片磨损严重,而其他叶片磨损不明显(可以分析判定为先发生碰摩后发生故障,而碰摩不是次生性故障).对该级涡轮叶片受碰摩载荷进行瞬态动力学计算分析.

碰摩载荷^[13]实际可以被描述为一个与时间相关的脉冲函数 $\Phi(t)$ 和一个与空间位置相关的载荷函数 F 的乘积,如式(1)所示

$$P(t) = \Phi(t) \cdot F = \frac{4}{\Delta t} \left(1 - \frac{t}{\Delta t}\right) t \sum_{i=1}^i F_i \quad (1)$$

式中 F_i 是第 i 个结点受到的载荷, i 是受载荷作用的结点总数.定义 Δt 为脉冲函数的作用时间长度,脉冲函数 $\Phi(t)$ 如式(2)

$$\Phi(t) = \frac{4}{\Delta t} \left(1 - \frac{t}{\Delta t}\right) t \quad (2)$$

计算中仅考虑了结构自身的阻尼,本文的分析中暂不考虑叶片榫头的阻尼作用.假定结构的阻尼比系数 ζ 为 0.002.计算的边界条件为叶片榫齿全约束,载荷为叶片径向载荷 F_r 和周向载荷 F_θ ,如图 8 所示.径向载荷与周向载荷满足关系式(3)

$$F_\theta = \mu F_r \quad (3)$$

其中 μ 为机匣的滑动摩擦因数.

叶片受到载荷消失后,叶片做自由振动衰减.其振动应力分布如图 11 所示.

由图 9 振动应力分布可以看出其与叶片的第一阶振型的模态应力(图 6)分布相似.进一步对比分析叶身根部前缘与尾缘振动应力的分布,可知尾缘振动应力高于前缘,如图 10 所示,与故障

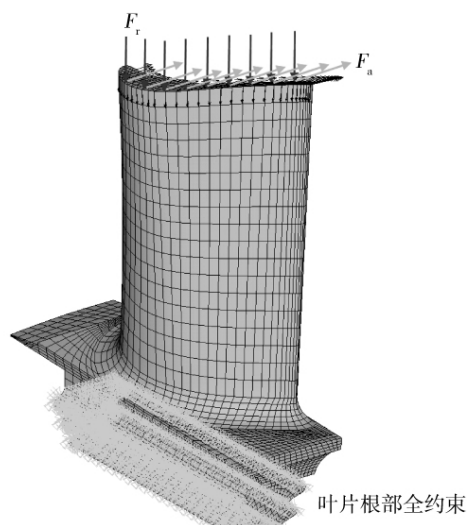


图 8 约束与载荷

Fig. 8 Constraint and load

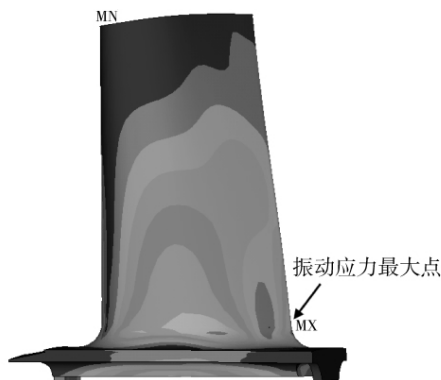


图 9 叶片振动衰减过程中应力分布云图

Fig. 9 Contour map of the vibration stress in decaying process

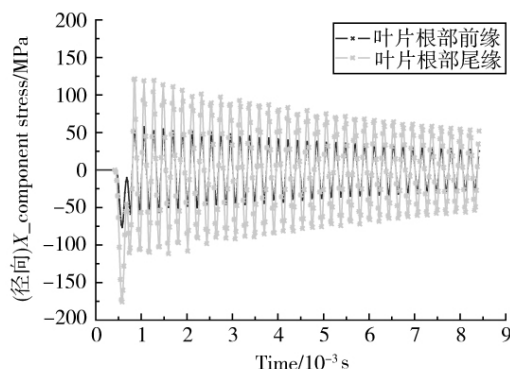


图 10 叶身根部前缘与尾缘振动应力对比

Fig. 10 Vibration stress of leading and trailing edges of the blade body root

件断口分析吻合。尾缘的振动应力主要成分为径向应力(图 11),可见尾缘振动应力大主要是由于叶身的弯曲造成的拉伸变形和一定的扭转变形综

合导致的。综合上述因素可知,初步分析该叶片受到碰摩载荷激励后,主要以低阶共振模态形式(一阶弯曲和一阶扭转)进行有阻尼振动衰减。

对叶片振动响应进行快速傅里叶变换(FFT),其频谱如图 12 所示。叶片振动响应的频率主要为叶片低阶模态频率成分——叶片第一阶、第二阶与一、二阶耦合振动频率成分,对应于叶片的一阶弯曲振型和一阶扭转振型。

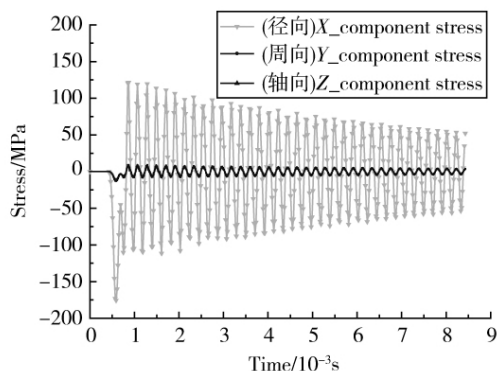


图 11 叶身根部尾缘振动应力分量图

Fig. 11 Decay process of three directions vibration stress at trailing edges of the blade body root

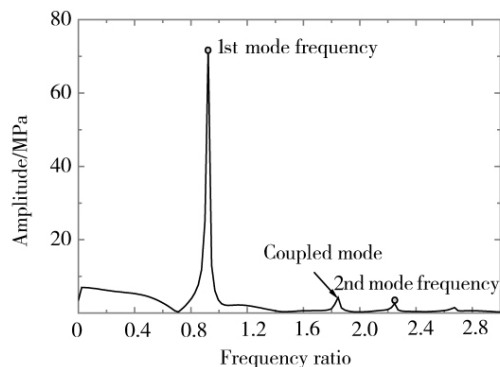


图 12 叶片振动衰减过程的频域分析

Fig. 12 Frequency domain analysis of the decay process

5 故障机理综合讨论及展望

根据以上各个部分的分析,该涡扇发动机此次台架试车过程中高压涡轮叶片断裂失效的故障机理是:故障直接原因为振动引起的叶片根部高循环疲劳破坏;叶片振动的最主要激励源不是来自周期性的气流激励;台架试车中发生了较严重的碰摩,且碰摩不是叶片断裂的次生性故障;综合以上分析,此次叶片振动故障断裂最主要的激励源最可能为——叶片发生较严重碰摩叶尖受瞬时

径向和周向载荷,诱发叶片振动后衰减;振动衰减主要以叶片的低阶模态频率成分进行。短时间内可能发生多次的自由振动衰减造成了叶身根部的疲劳断裂。

针对故障问题应从两个方面对发动机故障叶片进行治理:①明确并细化装配规范,严格控制装配尺寸链保证涡轮叶片与机匣间的初始装配间隙满足设计要求,防止发生较严重碰摩。②考虑在叶片根部添加根部缘板阻尼器,减小叶片工作过程中因各种因素诱发的振动响应。

本文从多个角度分析了某小型短寿命涡扇发动机某次台架试车叶片断裂的失效原因。提出此次故障诱发该叶片振动而致根部高循环疲劳失效的激励源最可能为叶片与机匣碰摩时产生的瞬时碰撞力与摩擦力,叶片受瞬时载荷作用后以自身低阶固有模态进行振动衰减。本文提出了碰摩产生的瞬时载荷激发叶片以其低阶模态自由振动衰减,对于叶片振动故障模式的研究以及故障的治理具有重要的工程价值。但本文目前仅立足于故障的分析,还需要进一步结合大量的相关试验,进行更为详尽细致的定量分析。

参考文献:

- [1] 王大伟,张利明,洪杰.弹用涡扇发动机可靠性参数选择及评定方法[J].北京航空航天大学学报,2009,35(12):1468-1472.
WANG Dawei, ZHANG Liming, HONG Jie. Selection of reliability parameters and targets assessment for certain missile turbofan engine[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2009, 35(12): 1468-1472. (in Chinese)
- [2] 何凤平,张鹏峰,邵锦文.涡喷发动机压气机转子叶片的故障分析及研究[J].战术导弹技术,2007,7(4):25-27.
HE Fengping, ZHANG Pengfeng, SHAO Jinwen. Analysis and study of the failure of compressor rotor blade used for turbojet engine[J]. Tactical Missile Technology, 2007, 7(4): 25-27. (in Chinese)
- [3] 王海东,刘华华.某型涡喷发动机工作叶片故障分析[J].航空维修与工程,2005(4):50-52.
WANG Haidong, LIU Huahua. Fault analysis on rotor blade of turbojet[J]. Aviation Engineering & Technology, 2005(4): 50-52 (in Chinese)
- [4] 王婧,王德友,韩清凯.压气机叶片掉角故障的机理分析及治理[J].中国机械工程,2008,9(19):1048-1050.
WANG Jing, WANG Deyou, HAN Qingkai. Mechanism analysis and treatment on loss corner faults of compressor blades[J]. China Mechanical Engineering, 2008, 9(19): 1048-1050. (in Chinese)
- [5] 宋兆泓,陈光,张景武,等.航空发动机典型故障分析[M].北京:北京航空航天大学出版社,1993.
- [6] 卢文海,刘丽玉,白明远.发动机燃气涡轮叶片断裂分析[J].失效分析与预防,2010,4(5):252-256.
LU Wenhai, LIU Liyu, BAI Mingyuan. Fracture analysis of gas-turbine blades of aircraft engine[J]. Failure Analysis and Prevention, 2010, 4(5): 252-256. (in Chinese)
- [7] Tim J C. Common failures in gas turbine blades[J]. Engineering Failure Analysis, 2005, 12: 237-247.
- [8] 杨兴宇,耿中行,蔡向晖,等.某型发动机二级压气机叶片断裂故障分析研究[J].航空动力学报,2001,4(16):327-330.
YANG Xingyu, GENG Zhongxing, CAI Xianghui, et al. Fracture analysis of the 2nd stage compressor blade in an aero engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 4(16): 327-330. (in Chinese)
- [9] 李其汉,王延荣,王建军.航空发动机叶片高循环疲劳失效研究[J].航空发动机,2003,29(4):16-18.
LI Qihan, WANG Yanrong, WANG Jianjun. Investigation of high cycle fatigue failures for the aeroengine blades[J]. Aeroengine, 2003, 29(4): 16-18. (in Chinese)
- [10] 张大义,马艳红,洪杰,等.气流激励下叶片动力响应分析方法[J].航空动力学报,2009,24(7):1523-1529.
ZHANG Dayi, MA Yanhong, HONG Jie, et al. Dynamical response analysis on blades arisen by aerodynamic forces through sequential method[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(7): 1523-1529. (in Chinese)
- [11] 晏砾堂,王德友.航空双转子发动机动静件碰摩振动特征研究[J].航空动力学报,1998,2(13):173-176.
YAN Litang, WANG Deyou. Vibration features from rubbing between rotor and casing for a dual-shaft aeroengine[J]. Journal of Aerospace Power, 1998, 13(2): 173-176. (in Chinese)
- [12] 孟越,李其汉.应用整体传递系数法分析复杂转子系统转静件碰摩振动特征[J].航空动力学报,2003,18(1):146-150.
MENG Yue, LI Qihan. Using WTCM to analyze rub-impact default of a complex rotor system[J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(1): 146-150. (in Chinese)
- [13] Turner K E, Dunn M, Padova C. Airfoil deflection characteristics during rub events[R]. ASME Paper 2010-GT-22166, 2010.