

文章编号: 1001-4888(2014)03-0361-07

# 航空发动机复合材料叶片振动疲劳特性研究\*

杨强, 邵闯, 方可强

(中国飞机强度研究所, 西安 710065)

**摘要:** 针对发动机复合材料叶片开展了振动疲劳特性研究。首先通过模态测试获得叶片结构的振型图, 确定叶片在振动中应力最大部位——疲劳薄弱部位; 其次采用振动台施加窄带随机激励载荷, 并监测其疲劳薄弱部位的应变水平, 获得了复合材料叶片的振动响应及疲劳特性。试验结果显示, 叶片在  $350\mu\epsilon$  应变水平下的振动疲劳寿命为  $5.46 \times 10^6$ ; 复合材料叶片的固有频率随试验时间的增加而降低。上述结果可为复合材料叶片在发动机中的应用提供部分依据。

**关键词:** 复合材料叶片; 模态测试; 振动疲劳特性; 频率

**中图分类号:** V232.4      **文献标识码:** A      **DOI:** 10.7520/1001-4888-13-066

## 0 引言

树脂基复合材料耐高温能力较低, 但其重量轻、比强度和比模量高、耐疲劳与耐腐蚀性好、阻尼特性好, 加之这种材料的可设计性强和成型工艺比较成熟, 已经在航空发动机冷端部件(主要有发动机的外涵机匣、静子叶片、转子叶片包容机匣以及发动机短舱、反推力装置等部件)得到大量应用, 可明显减轻发动机的重量, 降低发动机的研制成本, 大大地提高了发动机的性能。

叶片是航空发动机主要零部件之一, 其工作环境非常复杂, 结构因振动导致疲劳破坏是叶片主要的失效形式之一<sup>[1]</sup>。有学者<sup>[2]</sup>统计了国内外发动机叶片的故障类型, 得出发动机叶片因振动疲劳失效破坏的占 68%, 如图 1 所示。叶片结构的振动疲劳特性和寿命, 严重影响发动机的安全性和可靠性。许多学者<sup>[3-7]</sup>研究了金属叶片的一阶弯曲振动疲劳特性, 但对复合材料结构叶片的振动疲劳特性研究的还很少。

针对某发动机复合材料叶片, 本文通过模态测试和窄带随机振动测试研究该叶片的振动疲劳特性, 并运用测试的应变响应谱计算该叶片的振动疲劳寿命, 具体研究方法为: 1) 通过敲击法的模态测试, 获得结构模态频率、阻尼、振型, 得到叶片应力严重部位; 2) 以叶片基频为中心频率、1/3 倍频程为带宽的窄带随机谱, 进行振动疲劳特性测试, 获得了叶片结构固有频率随激励时间的变化历程; 3) 在振动疲劳特性测试的同时测试叶片的应变响应, 根据雨流计数法计算了叶片的振动疲劳寿命。

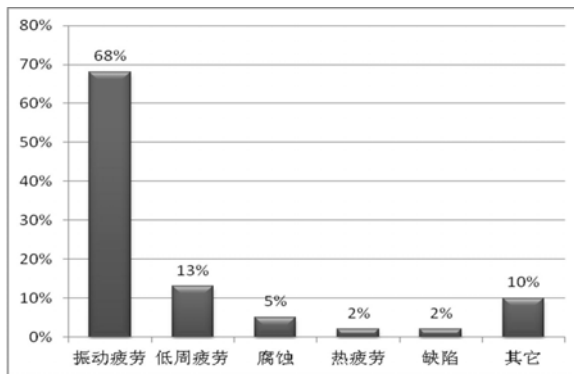


图 1 国内外发动机叶片故障的主要类型统计<sup>[2]</sup>

Fig. 1 Statistic of the main types of blade failure occurred at home and abroad<sup>[2]</sup>

\* 收稿日期: 2013-05-07; 修订日期: 2013-09-20

通讯作者: 杨强(1987-), 男, 硕士, 助理工程师。主要从事结构振动强度及减振研究。E-mail: yqiang1230@163.com

# 1 模态测试

## 1.1 试件及边界条件

本文研究试件为某型发动机复合材料叶片,两端连接部位为钛合金榫头,中间为复合材料。根据叶片实际工作状态,设计专用夹具,试验安装状态如图2所示。约束边界条件为大榫头端固支,小榫头端滑动约束。

## 1.2 测试方法

试验温度为室温。将试件划分单元,共布置有18个测量点,如图3所示,垂直于试件表面向外为+z轴。试验采用MTS I-deas TEST模态测试分析系统。选择+7z点为参考点,测试的方向垂直于试验件表面,力锤敲击遍历所有测点,测试结构的频响函数。对激励信号加力窗,响应信号加指数窗,减小测量分析中的泄露误差;采用多次平均法减小环境噪声的影响。最后将所得频响函数采用最小二乘复指数法<sup>[8]</sup>得到固有频率和振型及节线。



图2 叶片安装状态

Fig.2 Boundary condition of the blade

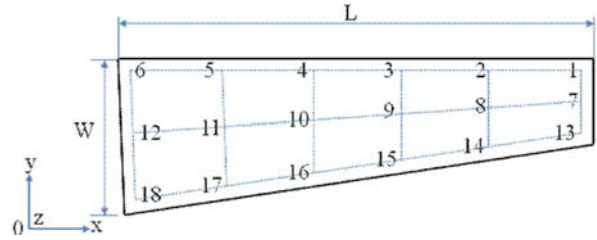


图3 测点分布

Fig.3 Distribution of test points

## 1.3 测试结果

试验测试频响函数曲线如图4所示,由最小二乘复指数法得到叶片的前四阶固有频率、阻尼和振型。固有频率和阻尼如表1所示。各阶模态振型图如图5所示,从振型图中可以得到各阶振型的节线。

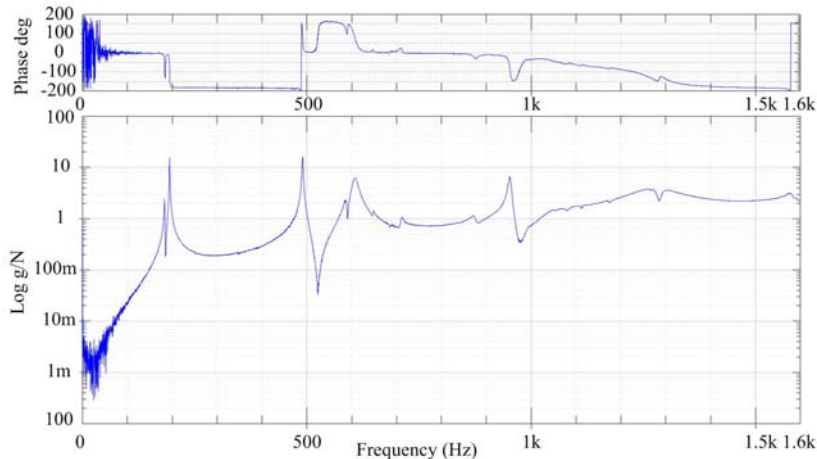


图4 模态测试频响函数曲线

Fig.4 Frequency response function (FRF) of modal test

## 1.4 应力严重部位

由模态叠加原理可知,各阶振型节线相重合的部位,是宽带振动中应力最严重的部位,而对于研究以基频响应为主的复合材料叶片振动疲劳测试中,其振动疲劳应力严重部位在1#点和6#点处,即金属榫头与叶片的连接区域(图5(a))。

表 1 复合材料叶片固有频率及阻尼  
Tab. 1 Natural frequency and damping of the composite blade

	1 阶	2 阶	3 阶	4 阶
频率(Hz)	201.8	490.2	611	978.1
阻尼(%)	0.616	0.431	0.511	0.432

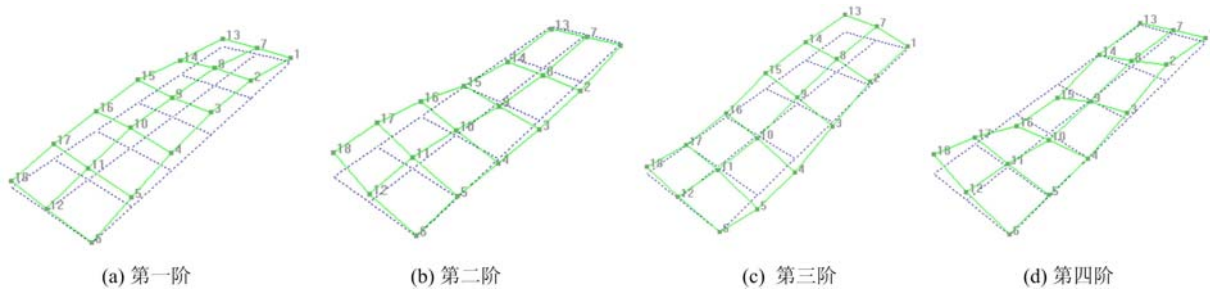


图 5 复合材料叶片前四阶模态振型

Fig. 5 The first four modal shapes of the composite blade

## 2 振动疲劳测试

### 2.1 基于振动台的振动响应测试原理

振动台激励属于基础激励。对于基础激励结构的动力学微分方程为：

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

按照被测结构内部点及基础激励的边界点可将式(1)中矩阵和向量进行分块得：

$$\begin{bmatrix} m_{ii} & m_{ib} \\ m_{bi} & m_{bb} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_i \\ \ddot{x}_b \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{ii} & c_{ib} \\ c_{bi} & c_{bb} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_i \\ \dot{x}_b \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{ii} & k_{ib} \\ k_{bi} & k_{bb} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_i \\ x_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ p(t) \end{Bmatrix} \quad (2)$$

式中，下标  $i$  表示结构内部点，即即图 3 中除 1<sup>#</sup> 点和 6<sup>#</sup> 点外的 2<sup>#</sup>~5<sup>#</sup>、7<sup>#</sup>~18<sup>#</sup> 响应测量点； $b$  表示结构基础激励的边界点，即与图 3 中 1<sup>#</sup> 点和 6<sup>#</sup> 点相邻的结构边界； $p(t)$  为基础激励边界点 1<sup>#</sup> 点和 6<sup>#</sup> 点的约束反力，而结构内部点无外加力作用(结构重力除外)。

上述动力学方程可以分解为如下两个方程：

$$[m_{ii}]\{\ddot{x}_i\} + [c_{ii}]\{\dot{x}_i\} + [k_{ii}]\{x_i\} = -([m_{ib}]\{\ddot{x}_b\} + [c_{ib}]\{\dot{x}_b\} + [k_{ib}]\{x_b\}) \quad (3)$$

$$[m_{bi}]\{\ddot{x}_i\} + [c_{bi}]\{\dot{x}_i\} + [k_{bi}]\{x_i\} + [m_{bb}]\{\ddot{x}_b\} + [c_{bb}]\{\dot{x}_b\} + [k_{bb}]\{x_b\} = p(t) \quad (4)$$

由于边界点运动是已知的，因此方程式(3)可以直接求解，并获得由基础激励引起的结构内部点响应，而将所获得的结构内部点响应代入方程式(4)即可求得边界点的约束反力。

假设基础为刚体，结构与基础亦为刚性连接，那么阻尼矩阵 $[c_{ib}]$ 和 $[c_{bi}]$ 均可忽略。另外，工程上也可以不考虑质量矩阵 $[m_{ib}]$ 和 $[m_{bi}]$ 的影响，这是因为结构边界点和内部点之间的质量耦合较小，特别是采用离散集中质量模型时，质量矩阵 $[m_{ib}]$ 和 $[m_{bi}]$ 均为零矩阵。因此，方程(3)可简化为：

$$[m_{ii}]\{\ddot{x}_i\} + [c_{ii}]\{\dot{x}_i\} + [k_{ii}]\{x_i\} = -[k_{ib}]\{x_b\} \quad (5)$$

方程(5)就是用于基础激励结构动响应分析的基本动力学方程。

### 2.2 振动疲劳测试

根据模态测试结果，在结构薄弱部位粘贴应变花，加速度响应测点选择应避免一阶节线，如图 6 所示。2<sup>#</sup> 和 4<sup>#</sup> 应变花在 1/2L 处，5<sup>#</sup> 应变花在 1/3W 处，加速度传感器在 1/4L 处。图 7 为振动疲劳测试设备连接框图。试验采用与模态测试相同的约束边界，将叶片固定在振动台上，控制点选在试验夹具上，控制方式为闭环，采用窄带随机激励进行振动疲劳特性测试。输入载荷谱为平直谱，以叶片一阶频率为中心，采用 1/3 倍频程法<sup>[9]</sup> 确定上下限，如图 8 所示，其中横轴  $x$  表示激励频率，单位为 Hz；纵轴  $y$  表示功率谱密度值，单位为  $g^2/Hz$ 。应变测量采用 32 通道 Wave Book/516A 动态应变测试系统，采样率为 2kHz，测试桥路为带温度补偿的 1/4 桥。

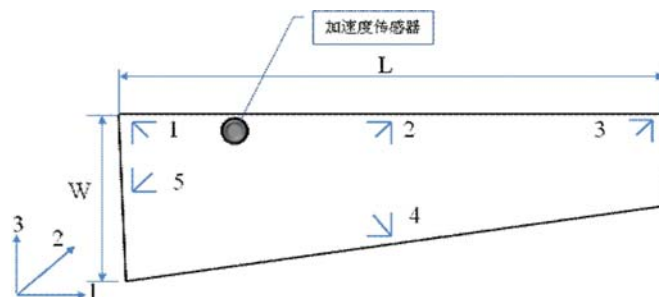


图6 应变测试点及加速度测试点的分布

Fig. 6 Distribution of strain test points and acceleration test point

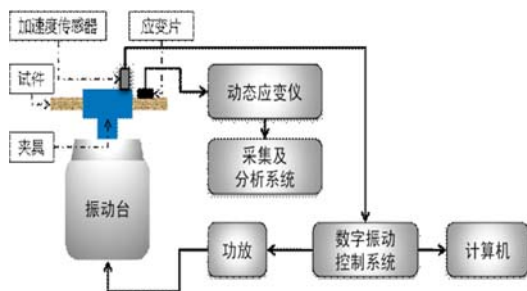


图7 振动设备连接框图

Fig. 7 The diagram of test equipment

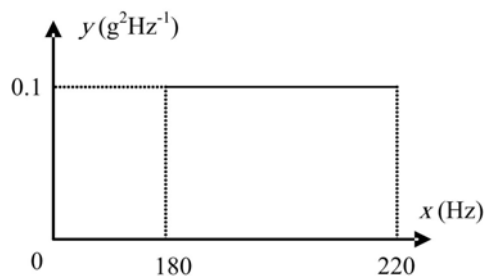


图8 窄带随机载荷谱

Fig. 8 The spectrum of narrow band random vibration

### 2.3 测试结果及分析

试验中实时记录了叶片固有频率的变化情况,如图9所示。从图9中可以看出,试验刚开始时,叶片结构的固有频率会快速下降约2.5%,此后叶片结构频率基本保持不变。当试验进行到193.5min时,叶片结构的固有频率小幅波动,然后突然下降,直到原频率的15%后,趋于平缓;到313.8min时,结构频率在161.25Hz小幅波动,试验暂停。将叶片自然恢复12h后,继续进行,发现叶片结构频率稍有恢复,但仍远小于原频率,说明叶片结构内部已产生不可恢复损伤。试验继续进行120min后,叶片钛合金榫头断裂,试验终止。

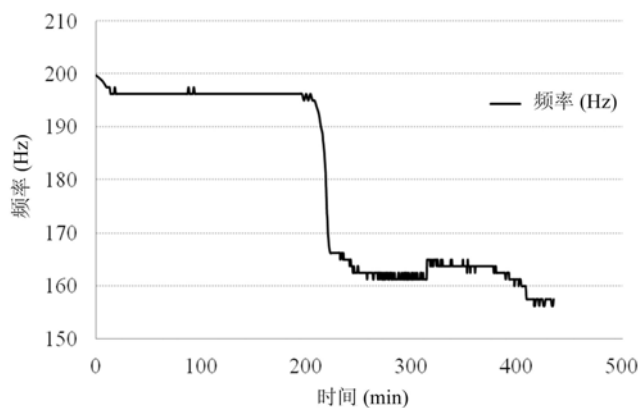


图9 复合材料叶片一阶频率随激振时间的变化曲线

Fig. 9 A frequency curve of the composite blade varies with exciting time

### 2.4 疲劳寿命

振动疲劳测试不同时段,1#应变花的测量结果及最大主应变和最应变方向如表2所示,叶片结构的最大主应变约为 $350\mu\epsilon$ ,主应变方向约为 $30^\circ$ 。图10为试验进行60min时,1#应变花 $0^\circ$ 、 $90^\circ$ 和 $45^\circ$ 三个方向响应频谱瀑布图,应变响应的峰值频率为197.0Hz。

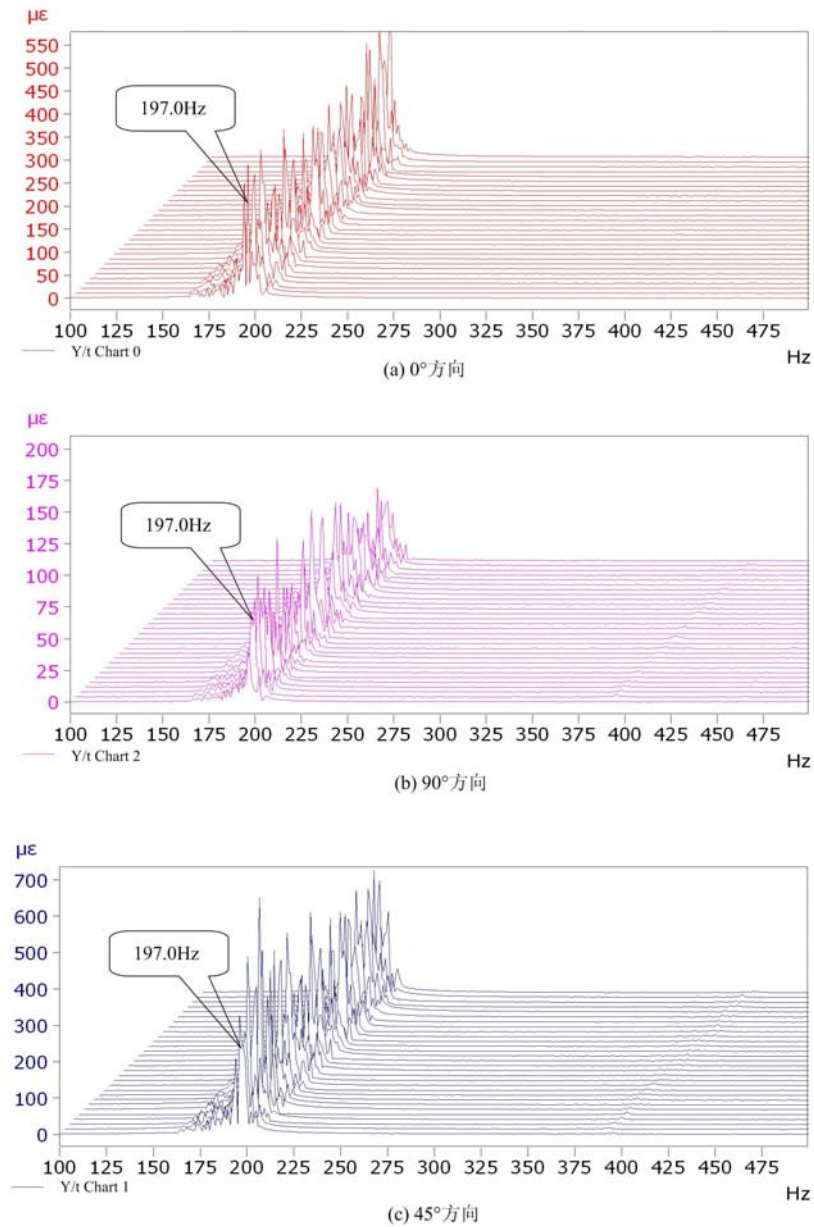


图 10 1#应变花响应瀑布图

Fig. 10 The waterfall figure of 1# strain response

表 2 1#应变花响应值及主应变

Tab. 2 Strain response of 1# and the principal strain

时间(min)	0°应变(με)	90°应变(με)	45°应变(με)	最大主应变(με)	最小主应变(με)	最大主应变方向(°)
1	239.04	79.64	331.44	349.00	-30.33	32.58
20	240.30	61.60	332.47	353.27	-51.37	31.90
60	244.10	62.39	337.78	358.93	-52.44	31.90
240	241.79	42.17	323.07	348.76	-64.80	30.57

试件发生振动疲劳破坏的总时间为 433.8min,根据应变测试响应时域谱(图 11),采用雨流计数法计算了叶片的疲劳寿命为  $5.46 \times 10^6$ 。

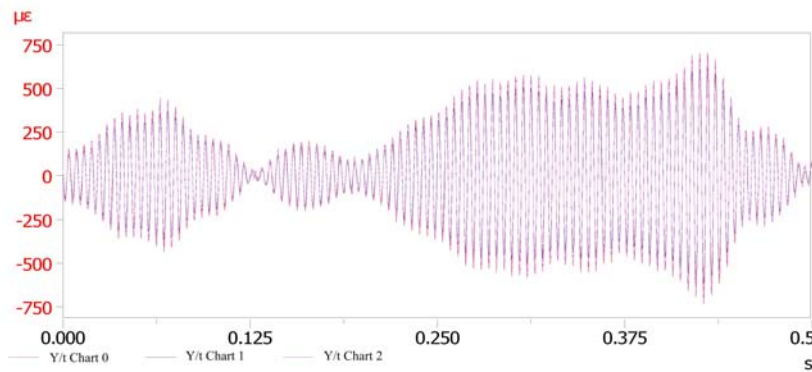


图 11 应变响应时域谱(时长为 0.5s)

Fig. 11 The spectrum of strain response in time domain (0.5s)

### 3 结论

通过模态测试,得到叶片的固有频率和振型,确定叶片危险点的分布,粘贴应变花,采用基于振动台的窄带随机激励,对复合材料叶片进行了振动疲劳性能测试,得到结论如下:

1) 复合材料叶片在  $350\mu\epsilon$  应变水平下,振动疲劳寿命为  $5.46 \times 10^6$ ;

2) 复合材料叶片结构振动疲劳频率特性表现为:在试验初期,结构频率会稍有下降,之后较长一段时间内,结构频率保持不变;试验至某一时间,结构的频率先有一段时间小幅波动,然后急剧下降,直至约 15% 后频率下降趋于平缓;

3) 试验表明,当叶片结构产生不可恢复损伤时,其固有频率会产生 15% 的下降,叶片结构频率降低 15% 后,结构已产生不可恢复损伤。

通过模态测试结果发现结构薄弱部位,采用结构响应的频率监测法进行振动疲劳性能测试,以频率的变化来反映结构振动疲劳性能的变化改变及其结构损伤,试验结果表明这种方法是可行的,也为复合材料叶片在发动机中的应用提供了依据。

#### 参考文献:

- [1] 宋兆泓. 航空发动机典型故障分析[M]. 北京航空航天大学出版社, 1993 (Song Zhao-hong. The typical failure analysis of aeroengine[M]. Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 1993 (in Chinese))
- [2] 林左鸣, 李克安, 杨胜群. 航空发动机压气机转子叶片声激励试验研究[J]. 动力学与控制学报, 2011, 8(1):12—18 (Lin Zuo-ming, Li Ke-an, Yang Sheng-qun. Experimental research on sound waves excitation to aero-engine compressor rotor blade [J]. Journal of dynamics and control, 2011, 8(1):12—18 (in Chinese))
- [3] 耿中行, 李伟, 史海秋 等. 某型发动机 II 级涡轮叶片振动疲劳试验分析[C]. 中国航空学会动力分会发动机结构强度与振动专业委员会第十二届学术年会论文集(上、下册), 2004:406—411 (Geng Zhong-xing, Li Wei, Shi Hai-qiu, et al. Vibration fatigue test analysis of the 2nd stage compressor blade in an aeroengine[C]. The 12th Conference of Aero-engine Strength & Vibration of CSAA, 2004:406—411 (in Chinese))
- [4] 张东明, 柳恩杰. 航空发动机涡轮叶片高温振动疲劳试验的新方法[J]. 航空发动机, 2005, 31(1):18—21 (Zhang Dong-ming, Liu En-jie. A new approach of the vibration endurance test at high temperature for engine turbine blade [J]. Aeroengine, 2005, 31(1):18—21 (in Chinese))
- [5] 张忠平, 孙强, 李春旺 等. 航空发动机压气机叶片振动疲劳寿命与  $a_f$  值的关系[J]. 应用力学学报, 2006, 23(3):459—461 (Zhang Zhong-ping, Sun Qiang, Li Chun-wang, et al. Relationship between fatigue life and  $a_f$  value for aero-engine compressor blades[J]. Journal of Applied Mechanics, 2006, 23(3): 459—461 (in Chinese))
- [6] 赵兵兵, 程礼, 高潮. 基于 BP 神经网络的叶片共振频率与疲劳寿命研究[J]. 汽轮机技术, 2010, 52(6):440—442 (Zhao Bing-bing, Cheng Li, Gao Chao. Study if resonant frequency and fatigue life of blade based on BP neural network[J]. Turbine Technology, 2010, 52(6):440—442 (in Chinese))
- [7] 李静, 孙强, 李春旺 等. 某型航空发动机压气机叶片振动疲劳寿命研究[J]. 应用力学学报, 2011, 28(2):189—

- 193 (Li Jing, Sun Qiang, Li Chun-wang, et al. Study on the vibration fatigue life for aero-engine compressor blade [J]. Journal of Applied Mechanics, 2011, 28(2):189-193 (in Chinese))
- [8] 傅志方, 华宏星. 模态分析理论与应用[M]. 上海交通大学出版社, 2000 (Fu Zhi-fang, Hua Hong-xing. Theory and application of modal analysis [M]. Shanghai Jiaotong University Press, 2000 (in Chinese))
- [9] 邵闯, 葛森. 层合板结构元件动态 S-N 曲线的测定方法[J]. 实验力学, 2009, 24(3):264-268 (SHAO Chuang, GE Sen. Test Method of the S-N Curves of Laminated Composite Beams [J]. Journal of Experimental Mechanics, 2009, 24(3):264-268 (in Chinese))

## Vibration Fatigue Characteristic Study of Aeroengine Composite Blade

YANG Qiang, SHAO Chuang, FANG Ke-qiang  
(Aircraft Strength Research Institute of China, Xi'an 710065, China)

**Abstract:** Vibration fatigue characteristic study of aeroengine composite blade was carried out. Firstly, the vibration diagrams of blade were obtained by modal tests, based on which, the position of the largest stress-fatigue weak position of vibrated blade was determined. Secondly, using vibration table, the narrowband random excitation load was applied to monitor the strain level at the fatigue weak position. Based on which, the vibration response and fatigue characteristics of composite blade were obtained. Experimental results show that the vibration fatigue life of blade is  $5.46 \times 10^6$  at  $350\mu\epsilon$  strain level; the inherent frequency of composite blade declines with experiment time increase. Above results may offer part of important evidence for composite blade application in aeroengine.

**Keywords:** composite blade; modal test; vibration fatigue characteristics; frequency