

文章编号:1000-8055(2013)09-2076-07

含裂纹叶片的失谐叶盘对航空发动机 振动特性的影响

张 欢, 朱 靖, 梁恩波, 滕光蓉

(中国航空工业集团公司 中国燃气涡轮研究院, 四川 江油 621700)

摘 要: 某型航空发动机装配有含裂纹叶片的失谐叶盘, 基于该型发动机的性能试验, 对其排气机匣振动数据进行分析, 研究叶盘失谐对发动机转子动力学特性的影响. 主要对比了叶盘裂纹长度与整机振动特性的关系, 证明了裂纹不仅改变整机振动频率的成分组成, 同时, 主要频率成分的振动幅值也有较大增加. 然而, 当裂纹长度比小于 0.3, 整机振动对叶盘失谐并不敏感, 这一论断为在发动机试验中及时判断叶片裂纹故障提供支持.

关 键 词: 失谐叶盘; 裂纹长度; 裂纹叶片分布; 振动监测; 故障诊断

中图分类号: V216.2⁺1

文献标志码: A

Effect of mistuned bladed-disk induced by cracked blades on vibration characteristics of aero-engine

ZHANG Huan, ZHU Jing, LIANG En-bo, TENG Guang-rong

(China Gas Turbine Establishment,

Aviation Industry Corporation of China, Jiangyou Sichuan 621700, China)

Abstract: The performance test of an aero-engine assembled with a mistuned bladed-disk induced by cracked blades was researched. The casing vibration data were analyzed to investigate the effect of mistuning on rotor-dynamic characteristics of the aero-engine. The relationship between crack length and aero-engine vibration characteristic was compared. The results prove that cracking induced mistuning not only modifies the vibration frequency composition of the rotor, but also amplifies the response amplitude of each frequency. However, aero-engine vibration characteristics are not sensitive enough to bladed-disk mistuning if the crack length ratio is less than 0.3, so this is helpful for crack diagnosis in aero-engine tests.

Key words: mistuned bladed-disk; crack length; cracked blade distribution; vibration monitoring; fault diagnosis

叶片-轮盘(以下简称叶盘)系统属于典型的循环对称结构,其振动模态呈现节径型特征,强度设计时往往通过计算一个基本重复的扇形区来比拟整个循环周期的结构完整性.叶片在工作状态下,受到非定常气动力及转子不平衡量的激励,产生受迫振动,工作叶片的受迫响应对叶盘结构的

谐调性变化相当敏感.然而,由于制造工艺误差和材料常数的离散性等原因,叶盘上每个叶片的振动特性都是有差异的,这种现象即是失谐.当叶盘结构谐调时,交变气流在同一级叶片间的良好流通确保了振动能量在每个扇区间均匀分布;而当叶盘失谐时,扇区间的振动能量分布复杂而多变,

收稿日期:2012-10-10

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130926.1103.201309.2076_012.html

作者简介:张欢(1983—),女,陕西蓝田人,工程师,硕士,主要从事航空发动机振动监测及零部件振动试验研究.

当能量仅仅集中于其中某几个扇区时,叶盘结构出现振动局部化现象,部分叶片的振动幅值骤增,局部应力急剧上升,导致叶片提前出现高周疲劳失效,甚至造成叶片断裂等灾难性后果。

近年来,整体叶盘结构在航空发动机上的应用较为广泛,其动力学特性对叶盘失谐和高周疲劳失效尤其敏感,因此国内各科研院所对叶盘系统的失谐特征研究较多,如王建军等、廖海涛等、姚建尧等、王红建等、周传月等^[1-7]主要着眼于叶盘结构随机的、微小的失谐,即由制造误差和使用磨损带来的结构差异,朱靖等^[8]通过对整体叶盘的单个叶片附加质量块制造人为失谐的方法,验证了当失谐量达到15%时,会引起叶片振动的局部化现象。发动机叶片在工作状态下,承受持续的离心力、振动应力和热应力,疲劳损伤可能造成叶片裂纹的萌生和扩展,导致叶盘结构局部刚度不连续从而改变叶盘系统的振动特性。王艾伦、黄飞^[9-11]认为裂纹导致叶盘结构的动态特性发生剧烈变化,并通过试验证明失谐叶盘结构振动局部化与叶片裂纹扩展有相互促进作用。Fang等^[12]基于欧拉-伯努利方程模拟含裂纹的悬臂梁,发现即使裂纹深度比已达28.7%,叶盘系统的刚度损失仅为8%,叶片基频仅下降4%。Hou^[13]定性分析了裂纹叶片对叶盘系统模态局部化的影响,认为对于弱耦合和中等耦合的叶盘结构,较小长度的裂纹对叶片基频变化并无影响,而叶片最大振幅受轮盘-叶片耦合比和裂纹长度的影响。他认为,依靠监测叶片的固有频率和响应幅值并不能有效地识别叶片裂纹,而毗邻叶片在振动响应上存在的幅值反向现象可作为裂纹判断依据^[13]。这些研究为工程实践中的叶盘故障诊断和损伤识别提供了理论依据。

本文通过装配有失谐叶盘的某型发动机性能试验,研究裂纹叶片导致的叶盘失谐对整机振动信号的影响,总结叶盘裂纹长度与整机振动幅值的关系,验证了裂纹引起叶盘结构振动的局部化,且叶盘的失谐程度与裂纹扩展相互作用,为在发动机振动监测过程中准确判断、及时预警叶片裂纹、叶盘失谐等故障提供数据支持。

1 含裂纹叶片的失谐叶盘结构的振动方程

在诸多关于循环对称结构失谐的研究中,通常采用集中质量弹簧模型来类比叶盘结构,见图1所示,其中 m_i 、 c_i^b 和 k_i^b 分别为第 i ($i=1, \dots, N$)

个叶片的质量、阻尼和刚度,所有叶片的质量和阻尼均相等,表示为 m_b 和 c_b 。当系统谐调时,叶片刚度为 k_b ,而 c_c 和 k_c 表示叶片间的阻尼和耦合刚度,则第 i 个叶片的运动方程可表示如下^[13]:

$$m_i \ddot{x}_i + (c_i^b + 2c_c) \dot{x}_i - c_c (\dot{x}_{i-1} + \dot{x}_{i+1}) + (k_i^b + 2k_c) x_i - k_c (x_{i-1} + x_{i+1}) = f_i(t) \quad (1)$$

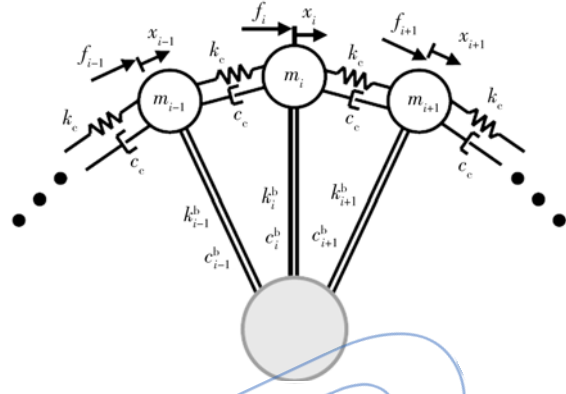


图1 叶盘结构的集中质量弹簧模型

Fig. 1 Lumped-mass-spring model of bladed-disk

假定叶片产生裂纹时,只有刚度失谐,而叶片间的耦合阻尼为0,并定义 $k_i^b = k_b(1 + \delta_i)$,则式(1)可简化如下:

$$\ddot{x}_i + (c_b/m_b) \dot{x}_i + \omega_b^2 (1 + \delta_i + 2R^2) x_i - \omega_c^2 (x_{i-1} + x_{i+1}) = f_i(t)/m_b \quad (2)$$

其中 ω_c 为裂纹叶片的固有频率, ω_b 为无裂纹叶片的固有频率, $R^2 = \omega_c^2/\omega_b^2$ 即是叶盘结构的耦合度,式(2)中定义的裂纹叶片的刚度失谐度 δ_i 可用 $\delta_i = (\omega_i^b/\omega_b^0)^2 - 1$ 来计算,其中 ω_i^b 是第 i 个含裂纹叶片的固有频率, ω_b^0 是谐调叶片的固有频率。

发动机转子系统对工作叶片产生的激振力可以表示为式(3),式中 F_0 为激振力, $\theta = 2\pi E/N$ 是叶片间的相位角, E 是激振力的阶次。

$$f_i(t) = F_0 e^{[i\omega t + (i-1)\theta]} \quad (3)$$

用矩阵形式表示以上方程,则第 i 个叶片的位移响应幅值可以求解如式(4),其中 $\omega_{n,k}$ 和 Φ 为叶盘结构第 k 阶固有频率和第 k 个相位向量, $\phi_{i,k}$ 为第 k 个相位向量的第 i 个元素。当系统谐调时,其解即谐调叶片的位移响应。

$$x_i(\omega) = F_0/m_b \sum_{k=1}^N \frac{\phi_k^T \Phi \phi_{i,k}}{\omega_{n,k}^2 - \omega^2 + 2j\xi\omega_{n,k}\omega} \quad (4)$$

$$\Phi = [e^{i\omega t}, \dots, e^{[i\omega t + (i-1)\theta]}, \dots, e^{[i\omega t + (N-1)\theta]}]^T \quad (5)$$

基于以上公式,并假设叶片仅承受纯弯曲振动,即可简化解得裂纹叶片的固有频率,从而获得系统的失谐度及叶片的振动幅值^[13]。当叶盘结构产生裂纹时,叶片固有频率 ω_i^b 减小,则位移响应 $x_i(\omega)$ 项增大。

式(4)可用于计算裂纹叶片的振动位移. 对于航空发动机, 由于其转子系统结构的限制, 在试验时通常依靠监测机匣振动来判断整机的动力学特征. 航空发动机的叶盘结构大多属于盘片弱耦合设计, 即轮盘的刚度远大于叶片刚度, 叶片刚度变化对轮盘的影响主要体现在盘缘的变形上, 因此叶片根部产生的裂纹即可类比于转轴出现的裂纹, 对叶盘裂纹进行理论和试验分析时可参考含裂纹转子系统的动力学行为. 通常, Floquet 定理被用于定量分析转子动力学系统的稳定性, 闻邦椿等^[14]认为当转轴产生裂纹时, 系统响应中出现高次谐波分量, 且当转速为 k_c/n ($k=1, 2; n=1, 2, 3, \dots$) 时, $(n/k) \times$ 分量达到最大值, 即存在分数次共振现象.

2 试验背景

某型涡喷发动机的高压涡轮转子采用整体叶盘结构, 第1级共有47个叶片. 对该型发动机进行可靠性累计试车时, 在排气机匣(以下简称机匣)的垂直和水平方向各安装一支压电式加速度传感器, 用于测量试验过程中机匣的振动信号. 一个试验周期结束后, 发动机下台分解, 对涡轮叶盘进行荧光渗透, 检查是否有裂纹产生, 并测量裂纹的长度. 本文提供了其中3次试验的机匣振动数据, 状态分别为: 叶盘无裂纹、叶片根部尾缘出现2 mm 横向裂纹及叶片裂纹长度扩展至6 mm, 对比了裂纹长度对失谐叶盘振动特性的影响, 及其在机匣振动信号上的表现, 通过试验数据总结分析了含裂纹叶片的失谐叶盘对发动机振动特性的影响, 为失谐叶盘的动力学研究补充了试验数据.

2.1 试验数据

定义裂纹长度比为 a/W , 其中 a 是裂纹长度, W 是叶片的弦长, 试验叶片根部弦长为19.9 mm. 以下主要提供了无裂纹及裂纹长度比为0.1和0.3的3次试验中, 发动机换算转速 N_c 从0.72上升至1.0的过程时, 机匣垂直及水平测点的振动瀑布图. 图2、图3中横坐标为振动阶次(order), 左边纵坐标为振动加速度幅值(acceleration, $g=9.81 \text{ m/s}^2$), 右边纵坐标为发动机换算速度(angular velocity, 无量纲). 由图2及图3可见, 比较叶盘无裂纹和裂纹长度比 $a/W=0.1$ 的两个状态, 整个升速过程中机匣振动的频率成分一致, 主要包括转子基频、2倍频、3倍频及4倍频, 各频率振动幅值均较小, 峰值出现在无裂纹状态最大换算转速处的水平测点, 基频幅值约2g;

当裂纹长度比达0.3时, 机匣振动趋势发生剧烈变化, 主要特征为在 $N_c=0.78$ 状态, 机匣垂直方向的2倍频最大增至约20g, 此时水平方向的2倍频也出现明显峰值, 约4g; 在 $N_c=1.0$ 状态, 垂直、水平方向振动的基频均达最大值约7g, 2倍频幅值在垂直方向也较明显. 值得注意的是, 当裂纹长度比 $a/W=0.1$ 时, 机匣振动基频幅值相较叶盘无裂纹时反而较小, 这一现象与林言丽等^[15]关于裂纹转子稳态响应的横向振动计算结果相符, 即随着裂纹深度的增加, 工频幅值先减后增, 下文图中所示也印证了这一结论. 因此, 以下主要对比分析叶片裂纹长度比为0.1和0.3时的试验数据.

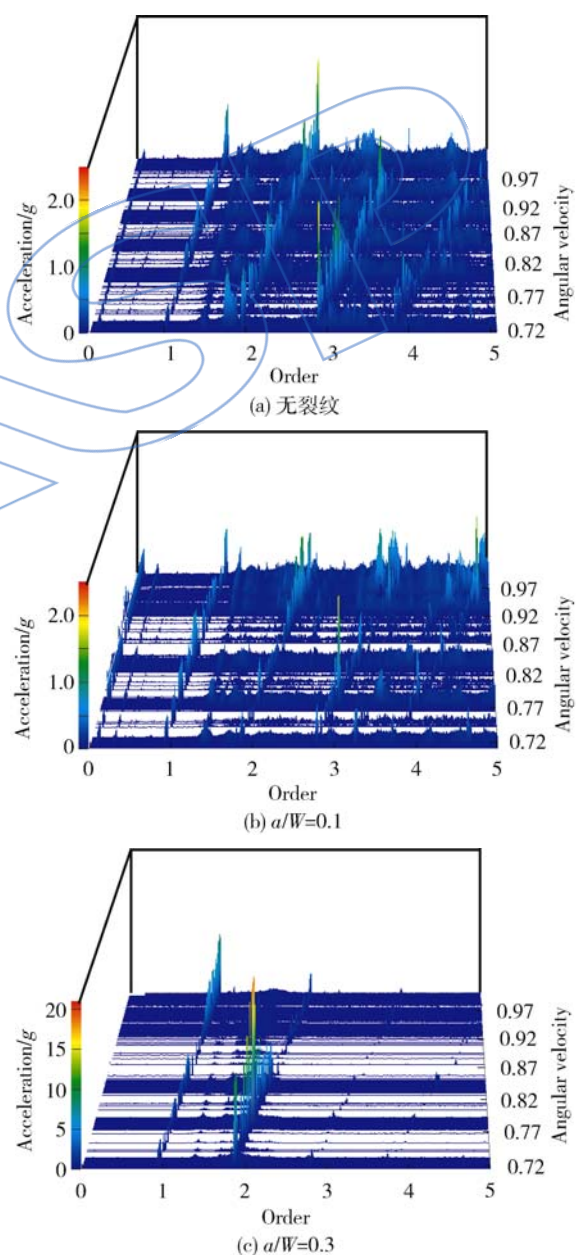


图2 机匣垂直方向振动瀑布图

Fig. 2 Waterfall chart of vertical casing vibration

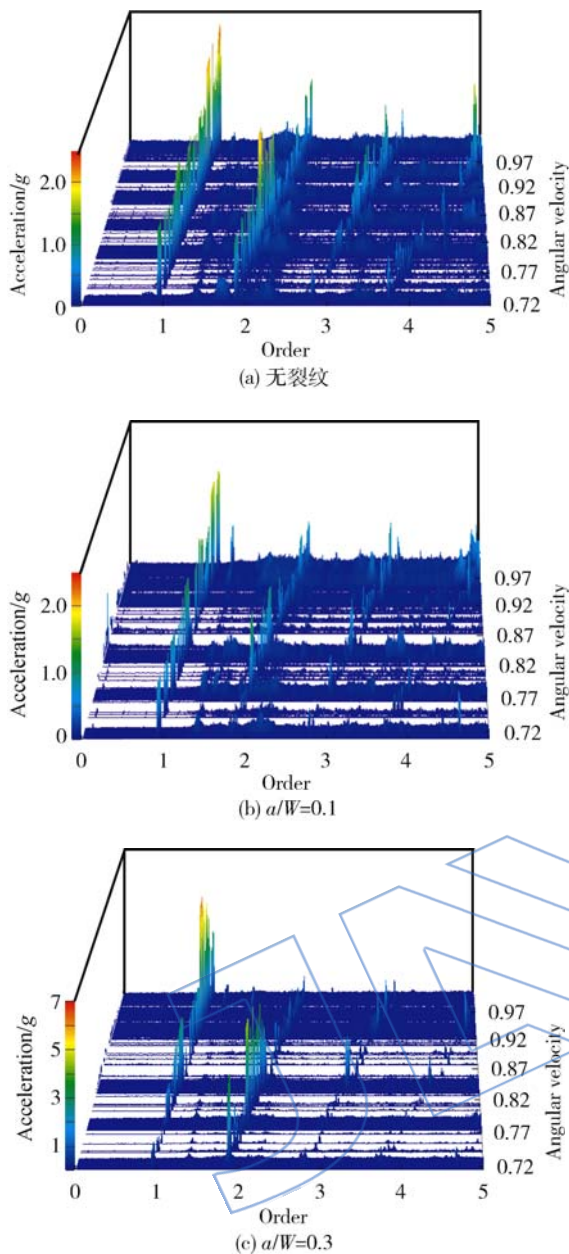
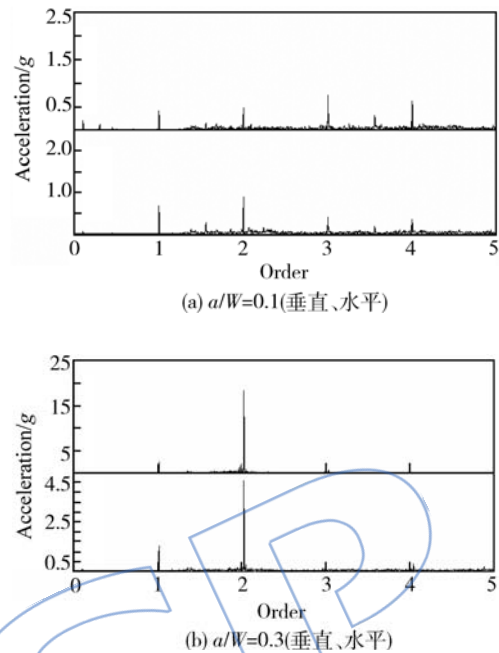
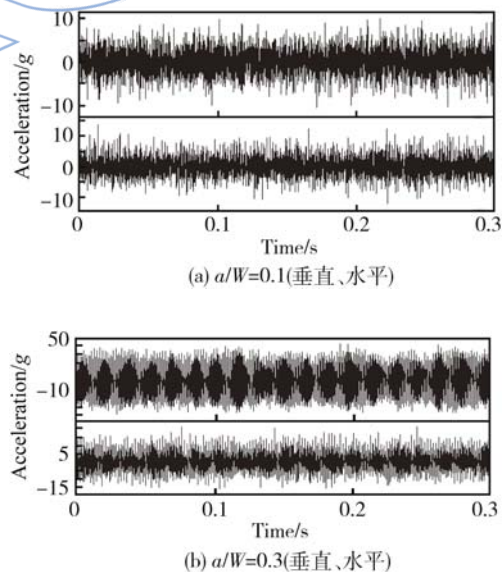


图3 机匣水平方向振动瀑布图

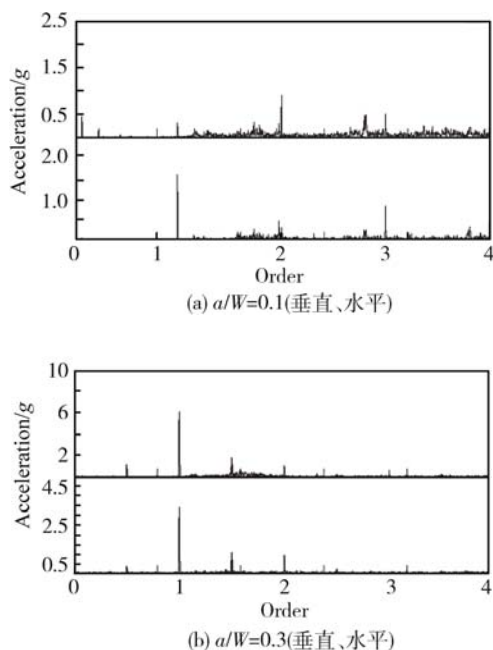
Fig. 3 Waterfall chart of horizontal casing vibration

某型发动机装配有含裂纹叶片的涡轮盘,选取该发动机在3个工作转速下的试验数据进行对比.下文中的频谱图及时域图均包含2个通道的数据,其中上图为垂直方向数据,下图为水平方向数据.如图4所示,当 $N_c=0.78$ 时,随着裂纹的扩展,机匣振动的频谱图有较大变化,主要表现为:当 $a/W=0.1$ 时,机匣振动的频率成分包含转子基频、2倍频、3倍频及4倍频,且各频率振动幅值均较小;而当 $a/W=0.3$ 时,机匣振动主要表现为基频及2倍频振动,且2倍频分量在垂直方向增至基频的8.4倍,水平方向增至基频的3.6倍,频谱中有不可公约的谐波分量产生,且频率成

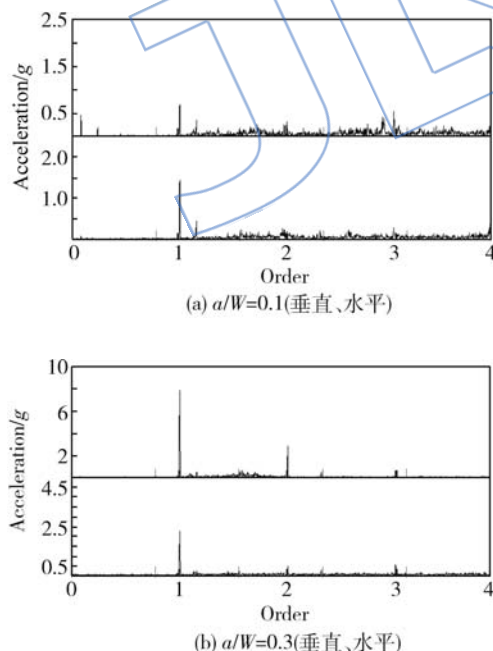
分相差很近,形成密频,在时域图中出现了明显的“拍振”现象,见图5.

图4 $N_c=0.78$ 时机匣振动频谱图Fig. 4 Frequency spectrum chart of casing vibration at $N_c=0.78$ 图5 $N_c=0.78$ 时机匣振动时域图Fig. 5 Time domain chart of casing vibration at $N_c=0.78$

在 $N_c=0.97$ 状态,随着裂纹深度的增加,机匣频谱图中出现了明显的 $1/2$ 和 $3/2$ 倍谐波分量,幅值均达约 $2g$,同时基频幅值有显著增加,在 $a/W=0.3$ 时垂直方向的基频幅值增至 $a/W=0.1$ 时的12.4倍,水平方向增至2.5倍,见图6.

图6 $N_c = 0.97$ 时机匣振动频谱图Fig. 6 Frequency spectrum chart of casing vibration at $N_c = 0.97$

发动机运行至最大转速 $N_c = 1.0$ 时,裂纹的扩展使机匣振动的基频幅值增至最大,垂直方向达 $8.2g$,水平方向为 $4.4g$,且出现了明显的2倍频分量,证明转子系统出现裂纹故障,见图7.

图7 $N_c = 1.0$ 时机匣振动频谱图Fig. 7 Frequency spectrum chart of casing vibration at $N_c = 1.0$

由图4~图7可以观察到,叶片裂纹长度对整机振动特性的影响不仅表现在振动频率成分组

成上,同时各频率成分的响应幅值也有增长.

图8、图9提供了升速过程中,转子基频及2倍频幅值随转速变化趋势图.由图8可见,裂纹扩展致使基频振动幅值在各工况均有所增加,并在最大转速状态达到峰值.同时,在无裂纹及 $a/W = 0.1$ 状态,机匣垂直方向基频振动均略小于水平方向,但随着裂纹的扩展,垂直方向基频振动幅值逐渐增大并超过水平方向;在 $a/W = 0.3$ 状态的最大转速处达水平方向幅值的4倍,说明叶盘失谐不仅提高了转子工频振动幅值,并且改变了转子系统的动力学特征.

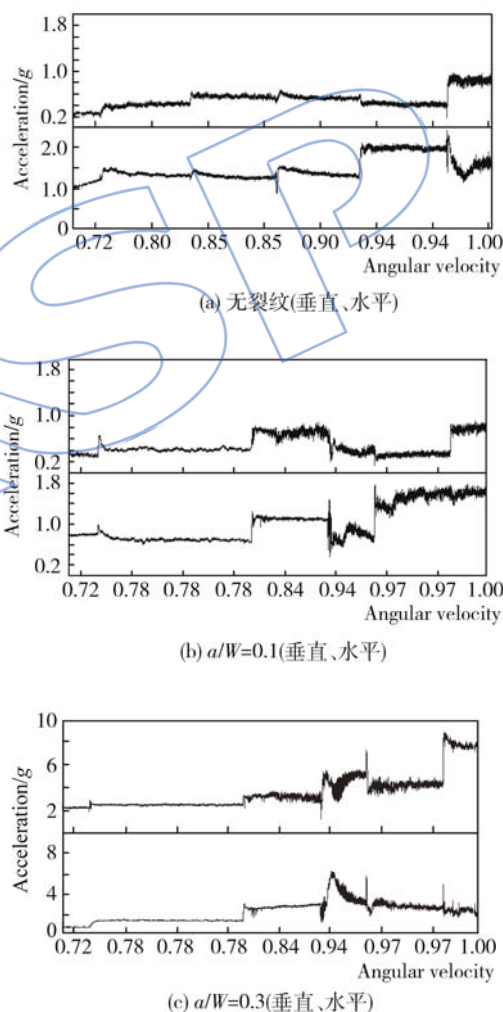


图8 转子基频幅值随转速变化趋势图

Fig. 8 Variation of fundamental frequency amplitude vs. shaft speed

由图9可见,随着叶片裂纹的扩展,2倍频分量的振动幅值在 $a/W = 0.3$ 的 $N_c = 0.78$ 工况达到峰值.由该型发动机振动测量试验报告可知,其临界转速为 $1046 \sim 1088 \text{ Hz}$,裂纹的产生使转子临界转速有所降低,且叶盘失谐度与裂纹扩展相

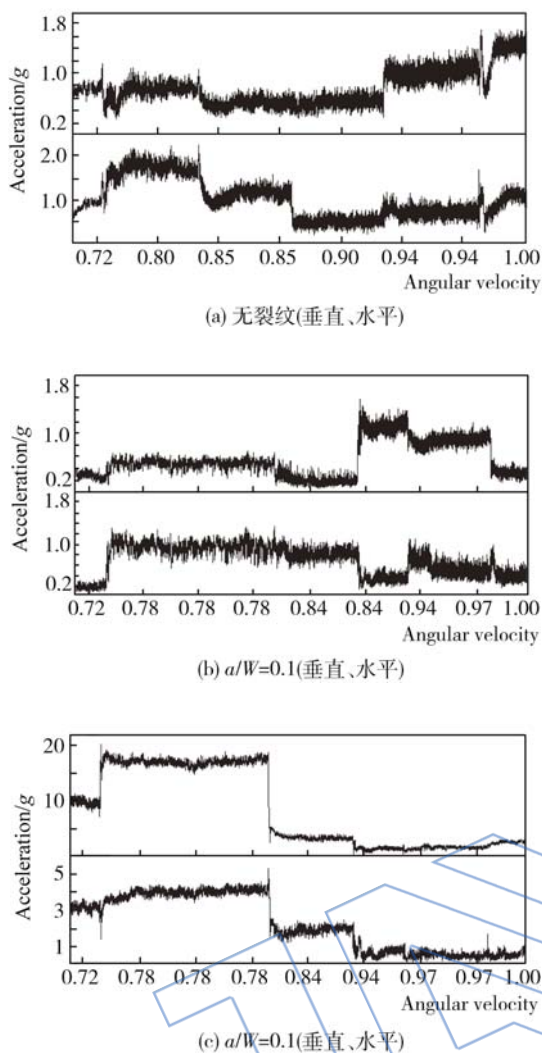


图9 转子2倍频幅值随转速变化趋势图

Fig. 9 Variation of $2\times$ amplitude vs. shaft speed

互作用,当转子在 $1/2$ 临界转速附近工作时,转子系统发生分数次共振,即2倍频振幅骤增。

2.2 试验结果及分析

第1阶段试验结束后,对涡轮叶盘进行荧光渗透,发现共有7片叶片出现裂纹,其中最长裂纹长达2 mm;第2阶段试验结束后,含裂纹的叶片数已增至20片,且最长裂纹长增至6 mm,具体裂纹叶片分布见图10所示。

根据以上试验数据,可以得出如下结论:

1) 叶片裂纹长度比 $a/W=0.1$ 时,叶盘系统的失谐度较小,叶片振动幅值较小,因此机匣振动趋势相比叶盘无裂纹状态时并无明显变化。

2) 叶片裂纹长度比 $a/W=0.3$ 时,叶盘结构的失谐度加大,叶片振动幅值增大,因此机匣振动基频幅值增大,这与 Hou 关于裂纹长度达25%时致使叶片基频显著下降的计算结果相符^[13];同时,裂纹使转子系统出现明显的 $1/2$ 次临界转速

共振区,此时,2倍频分量振动幅值达到最大值,并在时域信号中出现明显的“拍振”现象。

3) 含裂纹叶片的失谐叶盘工作时产生局部化振动,不仅加速裂纹长度的扩展,同时也使其他无裂纹叶片的动态响应加大,加快无裂纹叶片提前出现高周疲劳失效。

4) 裂纹长度最长为6 mm的35#叶片,其毗邻的34#叶片也产生了1.5 mm长的裂纹,但36#叶片完好无损伤,这也证明了 Hou 的论断,即与裂纹叶片相毗邻的两个叶片出现了幅值反向现象,相位滞后的叶片振动响应最大,而相位提前的叶片振动响应最小^[13],同时在25#,31#,44#叶片也存在这一现象。

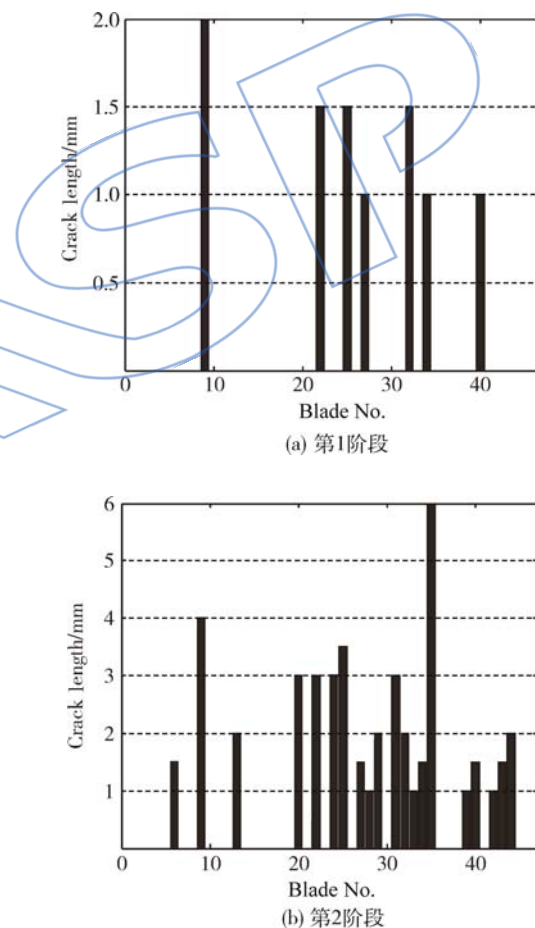


图10 裂纹长度及叶片分布

Fig. 10 Crack length and cracked blade distribution

3 结论

本文通过分析某型发动机性能试验中采集的机匣振动数据,证明了含裂纹叶片的失谐叶盘在工作时产生局部化振动,当裂纹长度比较小时,叶片的振动特性并无明显变化;当裂纹长度比达

0.3时,叶片的固有频率和动态响应发生较大改变,从而导致机匣振动频率成分变化,振动幅值剧增.这一结果也论证了在整机试验时,依靠监测叶片的振动频率和幅值变化并不能及时有效地判断叶片裂纹的产生.

含裂纹叶片的失谐叶盘在整机振动信号上主要表现为转速的2倍频分量幅值骤增并占主导地位,失谐度的增加致使裂纹扩展速率加快,且其他叶片由于振动幅值加大而提前出现高周疲劳损伤.但是,与含裂纹叶片相毗邻的两个叶片会出现振动幅值反向现象.

参考文献:

- [1] 王建军,姚建尧,李其汉.刚度随机失谐叶盘结构概率模态特性分析[J].航空动力学报,2008,23(2):256-262.
WANG Jianjun, YAO Jianyao, LI Qihan. Probability characteristics for vibratory mode of bladed disk assemblies with random stiffness mistuning[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(2): 256-262. (in Chinese)
- [2] 廖海涛,王建军,王帅,等.失谐叶盘结构振动模态局部化实验[J].航空动力学报,2011,26(8):1849-1854.
LIAO Haitao, WANG Jianjun, WANG Shuai, et al. Experimental investigation of the worst-case mode localization for a mistuned bladed disk assemblies[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(8): 1849-1854. (in Chinese)
- [3] 廖海涛,王建军,李其汉.多级叶盘结构随机失谐响应特性分析[J].振动与冲击,2011,30(3):22-29.
LIAO Haitao, WANG Jianjun, LI Qihan. Mistuned forced response characteristics analysis of mistuned multi-stages bladed disks[J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(3): 22-29. (in Chinese)
- [4] 姚建尧,王建军,李其汉.基于振型节径谱的失谐叶盘结构动态特性评价[J].推进技术,2011,32(5):645-653.
YAO Jianyao, WANG Jianjun, LI Qihan. Dynamic characteristics assessment of mistuned bladed disk using diameter spectrum of mode shapes[J]. Journal of Propulsion Technology, 2011, 32(5): 645-653. (in Chinese)
- [5] 王红建,贺尔铭,赵志彬.叶片随机失谐与叶盘结构共振特性分析[J].西北工业大学学报,2011,29(2):189-193.
WANG Hongjian, HE Erming, ZHAO Zhibin. Investigating further resonant response characteristics of disk with randomly mistuned blades [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2011, 29(2): 189-193. (in Chinese)
- [6] 王红建.复杂耦合失谐叶片-轮盘系统振动局部化问题研究[D].西安:西北工业大学,2006.
WANG Hongjian. Investigation of the vibration localization problem of the mistuned bladed disk with complicated coupling[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2006. (in Chinese)
- [7] 周传月,邹经湘.失调对叶片-轮盘耦合系统振动影响的预测[J].航空学报,2001,22(5):465-467.
ZHOU Chuanyue, ZOU Jingxiang. Direct prediction of the effect of mistuning on vibration of bladed disk assemblies [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2001, 22(5): 465-467. (in Chinese)
- [8] 朱靖,侯敏杰,周云来,等.单叶片失谐整体叶盘响应分析[J].燃气涡轮试验与研究,2010,23(4):26-29.
ZHU Jing, HOU Minjie, ZHOU Yunlai, et al. Response analysis of a blade-mistuned blisk[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2010, 23(4): 26-29. (in Chinese)
- [9] 王艾伦,黄飞.含两个相间裂纹叶片的失谐叶盘结构振动特性研究[J].中国机械工程,2010,21(11):1270-1274.
WANG Ailun, HUANG Fei. Vibration characteristics analysis of bladed disks with two interphase cracked blades [J]. China Mechanical Engineering, 2010, 21(11): 1270-1274. (in Chinese)
- [10] 黄飞.含裂纹叶片的失谐叶盘振动特性研究[D].长沙:中南大学,2010.
HUANG Fei. Vibration characteristics analysis of mistuned bladed disks with cracked blades [D]. Changsha: Central South University, 2010. (in Chinese)
- [11] 王艾伦,黄飞.裂纹叶片分布对失谐叶盘结构振动特性的影响[J].振动与冲击,2011,30(4):26-29.
WANG Ailun, HUANG Fei. Effect of cracked blade distribution on vibration characteristics of a mistuned bladed disk[J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(4): 26-29. (in Chinese)
- [12] Fang X, Tang J. Crack induced vibration localization in simplified bladed-disk structures[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 291(1/2): 395-418.
- [13] Hou J F. Cracking induced mistuning in bladed disks[J]. AIAA Journal, 2006, 44(11): 2542-2546.
- [14] 闻邦椿,武新华,丁千,等.故障旋转机械非线性动力学的理论与试验[M].北京:科学出版社,2004.
- [15] 林言丽,褚福磊,郝如江.开斜裂纹转子的动力特性[J].振动与冲击,2008,27(1):25-29.
LIN Yanli, CHU Fulei, HAO Rujiang. Dynamic analysis of a Jeffcott rotor system with an opening slant crack on its shaft[J]. Journal of Vibration and Shock, 2008, 27(1): 25-29. (in Chinese)