

叶尖定时技术在转子叶片故障排除中的应用

刘美茹^{1,2}, 郜伟强², 范毅³, 郭宇星¹, 焦江昆², 乔百杰¹

(1. 西安交通大学 机械工程学院, 西安 710049;

2. 中国航发四川燃气涡轮研究院, 成都 610500;

3. 中国航发西安航空发动机有限公司, 西安 710021)

摘 要: 介绍了基于叶尖定时的非接触振动测试系统的基本原理和数据分析方法, 并将之应用于某型航空发动机压气机第 5 级转子叶片掉块故障分析。通过优化传感器的轴向分布和周向布局, 分别测量 3 类叶片(原型、优化和削角)前缘和尾缘位置高阶振动信息, 包括共振转速、频率和幅值。分别对比原型、优化叶片的前缘和尾缘测试结果, 每类叶片的前缘和尾缘位置的共振幅值基本一致; 对比 3 类叶片的前缘位置振动参数, 优化叶片的共振转速较原型叶片有所增加, 削角叶片的共振转速较优化叶片有所增加; 对比原型、优化叶片尾缘位置振动参数, 优化叶片的共振转速较原型叶片有所增加。可以判断: 原型叶片发生疲劳断裂主要原因是其在工作转速 4 200 r/min 出现高阶模态共振现象; 优化叶片的共振转速较原型叶片增加 40~80 r/min, 叶片故障率降低, 而削角叶片的共振转速较原型叶片增加 140~180 r/min, 且对应尾缘位置削角, 可以排除叶片掉块故障。

关 键 词: 叶尖定时; 转子叶片; 高阶模态; 共振转速; 共振频率

中图分类号: V232.4; TH140.1

文献标志码: A

Application of blade tip timing technology in rotor blade fault elimination

LIU Meiru^{1,2}, GAO Weiqiang², FAN Yi³, GUO Yuxing¹, JIAO Jiangkun², QIAO Baijie¹

(1. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Sichuan Gas Turbine Establishment, Aero Engine Corporation of China, Chengdu 610500, China;

3. Xi'an Aero-Engine Limited, Aero Engine Corporation of China, Xi'an 710021, China)

Abstract: The principle and data processing method of the non-contact vibration measurement system based on blade tip timing (BTT) were introduced, and applied for analyzing losing-corner fault of aero-engine compressor blades of the fifth stage. The axial and circumferential positions of timing-tip sensors were optimized. Leading and trailing edges of three typical blades (original profile, optimized profile and chamfered profile blades) were measured by non-contact vibration measurement, and the natural frequency and magnitude of the whole blades were obtained. Comparing the vibration parameters of the leading edge with the trailing edges of original profile and optimized profile blades, the resonant amplitudes were almost same. Comparing the vibration parameters of the leading edge of three typical blades, the resonance speeds of the optimized profile blades were a little higher than those of original profile blades, and those of the chamfered blades were larger than the optimized profile blades. Comparing the vibration parameters of the trailing edge of original profile and optimized profile blades, the resonance

收稿日期: 2022-04-04

基金项目: 国家自然科学基金(52075414); 中国航发四川燃气涡轮研究院稳定支持项目

作者简介: 刘美茹(1987—), 女, 高级工程师, 博士生, 主要从事航空发动机振动测试技术的研究。

通信作者: 乔百杰(1985—), 男, 副教授、博士生导师, 博士, 主要从事航空发动机叶片健康监测的研究。E-mail: qiao1224@xjtu.edu.cn

引用格式: 刘美茹, 郜伟强, 范毅, 等. 叶尖定时技术在转子叶片故障排除中的应用[J]. 航空动力学报, 2022, 37(12): 2818-2829. LIU Meiru, GAO Weiqiang, FAN Yi, et al. Application of blade tip timing technology in rotor blade fault elimination[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(12): 2818-2829.

speeds of the optimized profile blades were a little higher than those of original profile blades. It can be judged that the main reason of the original profile blades occurring losing-corner fault was that the blades were resonant at the working speeds of 4 200 r/min. The resonant speeds of the optimized profile blades were about 40–80 r/min higher than the original profile blades, leading to the reduction of the losing-corner fault. The resonant speeds of the chamfered blades were about 140–180 r/min higher than the original profile blades, and the fault can be eliminated.

Keywords: blade tip timing; rotor blades; high order modes; resonance speeds; resonance frequency

航空发动机在研制和服役过程中, 压气机转子叶片经常发生高周疲劳断裂、掉块等故障, 严重影响发动机的研制进度和运行安全^[1-2]。随着发动机涡轮前温度和推重比的增加, 所设计的转子叶片叶型越来越复杂, 难以避开所有结构因素导致的叶片共振情况。因此, 在发动机研制过程中, 准确获取所有叶片振动状态尤为重要。

在航空发动机转子叶片振动测试时, 大多采用粘贴应变片和非接触式的叶尖定时测振方法。通常来说, 应变片属于接触式测量, 受信号传输方法(遥测、引电器)的限制, 只能监测少数叶片少数测点。而叶尖定时通过在转子叶片外侧的机匣上设计安装点位, 布置多支传感器以监测全级所有叶片的振动, 进而计算叶片的振动应力, 实现转子叶片在线监测的目标。这些特点使得叶尖定时在转子叶片监测试验中发挥了重要的作用。

在非接触振动测试的算法方面, 美国 Hood 公司将带冷却的光纤传感器应用在涡轮转子叶片振动测试, 并利用单自由度和周向傅里叶拟合(circumferential fourier fit, CFF)算法计算叶片振动时的关键信息^[3]。意大利的 Giovanni 提出了双参数曲线方法, 最少使用两支传感器就可以计算叶片同步振动时的共振频率和幅值, 并与动应力结果进行对比, 结果较好^[4]。南非比勒陀利亚大学的 Diamond 针对瞬态过程中叶尖定时信号理想到达角度与实际到达角度的差异问题, 提出了一种状态空间模型方法来解决, 并进行了实验室和外场测试试验验证^[5]。同时, 该团队还采用一种随机混合方法即将有限元计算的模态分析结果与基于贝叶斯线性回归的叶尖定时结果进行比较, 识别和确定了汽轮机叶片损伤的原因^[6]。

国内天津大学李孟麟等^[7]提出了频率辨识的旋转不变技术(estimation signal parameter via rotational invariance techniques, ESPRIT)方法, 解决了以往方法只能辨识单一频率振动参数的问题, 可

对包含多频振动进行处理。天津大学欧阳涛等^[8]为了减少传感器安装角度所带来的误差, 基于全相位快速傅里叶(fast fourier transform, FFT)提出了一种新的振动参数辨识方法。国防科技大学杨拥民教授团队将稀疏重构算法运用到非接触式测量振动信号提取中, 实验室状态下实现了叶片频率的识别^[9]。西安交通大学许敬晖等^[10-11]分别提出广义极小极大非凸(generalized minimax-concave, GMC)惩罚的稀疏重构模型提高了叶尖位移和叶片频率辨识的精度, 提出正交匹配追踪(operation management platform, OMP)算法重构模型能够实现转子叶片裂纹的监测和诊断。西安交通大学敖春燕等^[12-13]提出基于 L_p 范稀疏正则的叶端定时振动参数辨识模型, 并推导了叶端定时位移到叶片关键点动应变的响应传递比, 实现了非接触式位移到应变的转换。西安交通大学陈雷等^[14]对叶片非接触动应变测量过程中存在的不确定性因素进行了分析。上述研究主要侧重在实验室条件下对模拟转子叶片进行非接触式振动测量, 叶片叶型简单, 工作条件单一, 测试结果相对理想。同时, 在转子叶片振动测量方面, 叶尖定时技术尚未完全取代应变片测试技术, 且在转子叶片高阶振型的测试应用方面较少。

某型发动机在服役过程中, 5 级转子叶片掉块故障频发, 严重影响飞机的飞行安全。如何准确获取叶片振动状态则是排故工作的关键。但一直阻碍排故工作前进的主要阻力是: 发动机结构因素导致无法安装滑环或者遥测的方法进行传统的动应力测试, 急需寻求一种新转子叶片动应力/振动测试方法进行振动应力评估。基于叶尖定时技术的非接触振动测试方法通过安装在机匣上的几支传感器即可监测全级叶片振动, 但应用于本次 5 级转子叶片故障排除, 有以下难题。

首先是光纤传感器的安装问题, 为了保证测试精度, 传感器的周向和轴向位置确定需要同时

考虑振型和发动机的轴向窜动。当关注弯曲振动时,弦长方向可以安装一支传感器且无特殊要求,但对于高阶振型的叶片振幅测试需参考关注阶次的理论计算振型来优化测试位置,确保关注振型的测试敏感度。而由于转子叶片工作时具有轴向窜动,所以传感器安装时既要考虑测试精度又要确保传感器感应叶尖位置。

再次,叶片振动数据获取后,提取叶片振动关键信息,实现叶片振动分析,也是需要重点关注的问题。本次发动机的工作转速相对较低,如何实现欠采样条件下的低转速共振点获取与分析也是对于叶尖定时分析的挑战。

最后,根据发动机压气机叶片故障特点,可能是叶片的高阶振动模态引发的叶片的高周疲劳,进而导致叶片掉块,通过叶尖定时系统对叶片的振动进行测量,发现其一阶弯曲振动测量效果明显,且鲜有公开资料报道其高阶模态振动测试中的应用。如何精确获取叶片高阶模态下的振动特性也是本文的难点。

本文根据某型发动机压气机转子叶片故障特点,结合叶片振型,优化分布叶尖定时传感器轴向和周向分布位置,巧妙地利用前缘和尾缘分别测试的方式,获取转子叶片原型、优化、削角状态下的叶片高阶模态共振关键信息,包括共振转速、共振频率和幅值等,对比分析了各种状态(原型、优化、削角)叶片前缘和尾缘振动数据,明确故障原因。

1 非接触式振动测量系统工作原理

1.1 基本原理

针对航空发动机转子叶片的叶尖定时非接触式测量系统的基本原理如图 1 所示。由于旋转机械外部的壳体相对于转子叶片是相对静止的,故可将叶尖定时传感器安装在外部壳体上,利用传感器检测当旋转叶片经过它时所引起的被测物理量变化。理想状况下,叶片在旋转过程中不发生振动,其到达每个传感器的时间可由叶片转速、传感器安装位置和叶片相对位置计算得到。而叶片在旋转过程中不可避免地会产生振动,其到达传感器的时间相较于理想状况下会有一定的提前或滞后。这样的偏移量使得叶尖定时传感器测得的叶片实际到达时间和理想状况下通过计算得到的叶片理论到达时间相比存在一定的差异。将这一差异时间乘上旋转叶片的叶尖线速度即可得到

叶片的振动位移,进一步对这一振动位移信号进行分析处理,可计算出叶片振动的振幅和频率。同时借助基准同步信号,可以对每一片旋转叶片的振动进行分析。

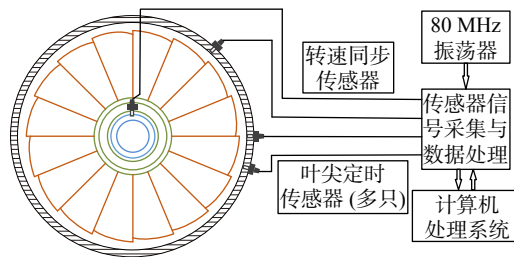


图 1 非接触振动测量系统工作原理

Fig. 1 Principle of non-contact vibration measurement system

在本次的试验中采用了美国 Hood 公司的叶尖定时系统对转子叶片振动进行测量,系统实图如图 2 所示,试验过程中通过光纤传感器进行测试,所用非接触振动测试系统采集时钟频率为 80 MHz。

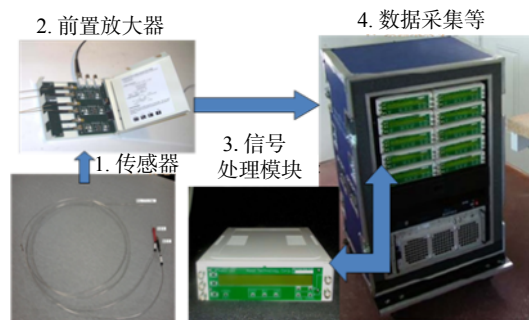


图 2 非接触振动测量系统结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of non-contact vibration measurement system

1.2 同步振动分析方法

为了精准分析叶片振动关键参数,本文所用非接触叶片振动测量系统同步振动分析方法分为单自由度算法和周向傅里叶算法^[6]。

周向傅里叶拟合法(即任意角度法)的主要原理为^[3]:设定需要关注的激励阶次为 K_{eo} (engine order),第 j 支传感器的周向安装角度为 φ_j 。假定第 j 支叶尖定时传感器测量的某一叶片的叶尖振动为^[15-16]

$$y_j = A \sin(2\pi f t_j) + B \cos(2\pi f t_j) + C \quad (1)$$

式中 f 为叶片振动频率, t_j 为叶片到达时刻;利用式(1)中的参数 A 、 B 、 C 可以计算得到叶片振动幅值 Y 和相位 θ 。计算方式为

$$Y = \sqrt{A^2 + B^2} \quad (2)$$

$$\theta = \begin{cases} \arctan \frac{B}{A} & A > 0 \\ \arctan \frac{B}{A} + \pi & A < 0 \end{cases} \quad (3)$$

同时,假定转子叶片振动形式是单模态简谐振动,有 $f = K_{eo}\Omega$, $t_j = \frac{\varphi_j}{\Omega}$, 其中 Ω 为转速频率。则式(1)可写作

$$y_j = A \sin(K_{eo}\varphi_j) + B \cos(K_{eo}\varphi_j) + C \quad (4)$$

假定激励阶次 K_{eo} 和传感器安装角度 φ_j 已知,则需要 n ($n > 3$) 支叶端定时传感器才能保证获得参数 A 、 B 、 C 的可靠性。构造设计矩阵

$$\Phi = \begin{bmatrix} \sin K_{eo}\varphi_1 & \cos K_{eo}\varphi_1 & 1 \\ \sin K_{eo}\varphi_2 & \cos K_{eo}\varphi_2 & 1 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \sin K_{eo}\varphi_n & \cos K_{eo}\varphi_n & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

叶片振动方程可表示为

$$y = \Phi x \quad (6)$$

式中 y 为 n 支叶端定时传感器测得的振动位移, x 为振动方程中的未知参量。可表示为

$$y = (y_1 \ y_2 \ \cdots \ y_n)^T \quad (7)$$

$$x = (A \ B \ C)^T \quad (8)$$

通过求解设计矩阵 Φ 伪逆,即可求解方程中的系数

$$x = \Phi^T y \quad (9)$$

为了使得等式(9)具有可解性,需要保证设计矩阵具有非奇异性。因此叶尖定时传感器的周向安装角度对于周向傅里叶方法的计算结果准确性有着很大的影响。

向傅里叶拟合(CFF)算法和单自由度(SDOF)算法是叶尖定时领域辨识叶片同步振动参数最常用的两种方法。周向傅里叶拟合算法使用多只叶尖定时传感器数据,可实现恒速、变速下叶片振动参数测量。单自由度方法使用单只叶尖定时传感器,仅能实现转速线性变化下叶片振动参数测量。

相对单自由度算法,周向傅里叶拟合算法使用了多只叶尖定时传感器,多圈、多传感器数据具有平均效应,方法抗噪性更好。其次,周向傅里叶算法使用范围广,不受转速曲线约束。整个试验过程中,前缘测点 6 支光纤传感器和尾缘测

点 6 支光纤传感器信号状态较好。因此,相对单自由度算法,周向傅里叶拟合算法在工程上应用更加广泛,本文也选用了该方法。

2 某型发动机服役过程中存在的问题和初步原因分析

某型单转子发动机服役过程中,经常出现压气机 5 级转子叶片掉块现象,严重影响飞机的飞行安全。为了确定叶片故障原因,需对叶片振动特性进行分析。首先,利用 ANSYS 有限元分析软件对 5 级转子叶片的振型进行计算,获取了叶片振动特性。对于 5 级转子叶片尾流激振的因素有:第 3、4 级转子叶片间有 41 个放气窗口,5 级转子叶片相邻前后两级的静子叶片数目均为 80。因此取激振力倍频 $K = 41, 41 \times 2, 80, 80 \times 2$, 叶片理论计算坎贝尔图如图 3 所示。结合发动机 5 级转子叶片掉块位置、发动机结构以及各阶振型结果初步分析,第 5 级前面第 4 级静子叶片和后面的第 6 级静子叶片的数目均为 80,极易引起 5 级叶片发生共振,引发叶片故障。从叶片坎贝尔图中可以看出:在发动机转速为 2 450 r/min 左右,5 级转子叶片存在 80 阶激起的 4 阶共振。4 阶振型如图 4 所示,叶片最大振动应力发生在叶尖尾缘,与实际掉块故障一致;在发动机转速为 4 200 r/min 时,5 级转子叶片存在 80 阶激起的第 8 阶共振。8 阶振型如图 5 所示,叶片最大振动应力点发生在叶尖尾缘位置,与掉块故障位置一致。同时,对发动机服役工程中的发动机工作转速分析

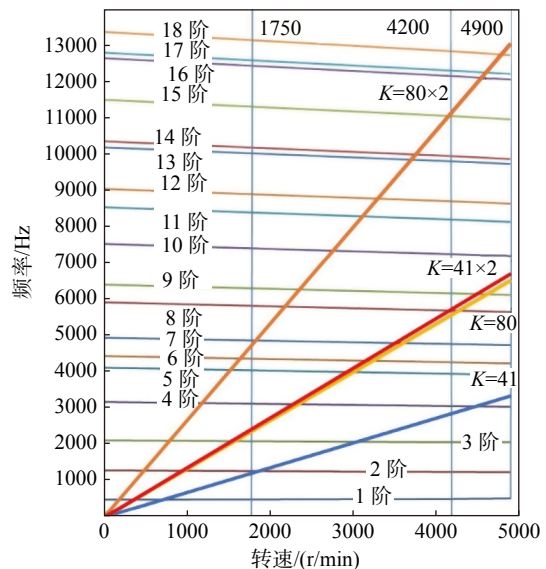


图 3 理论模型叶片坎贝尔图

Fig. 3 Campbell diagram of the original profile blade

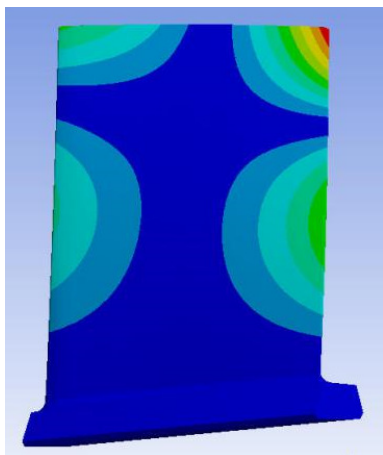


图 4 原型叶片第 4 阶振型图

Fig. 4 The fourth displacement mode shape of the original blade

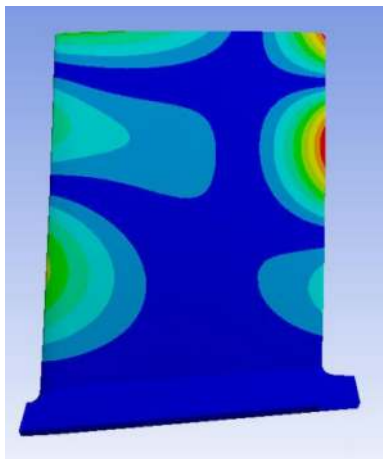


图 5 原型叶片第 8 阶振型图

Fig. 5 The eighth displacement mode shape of the original blade

可知, 4 200 r/min 转速为发动机的服役转速, 工作时间较长。为了排除叶片故障, 采取了两种方法, 一是对叶片叶型进行优化, 二是对叶片掉块位置进行削角, 目的都是使叶片的共振转速避开发动机的实际工作转速。

优化叶型的优化叶片的理论计算坎贝尔图结果如图 6 所示, 从图中可以看出, 在发动机转速为 2 470 r/min, 5 级转子叶片存在 80 阶激起的第 4 阶共振。振型如图 7 所示, 叶片最大振动应力点发生在叶尖尾缘位置, 与掉块故障位置一致。优化叶片在转速 4 250 r/min 时, 5 级转子叶片存在 80 阶激起的第 8 阶共振。振型如图 8 所示, 叶片最大振动应力点发生在叶尖尾缘位置, 与掉块故障位置一致。相当于影响叶片的共振结果, 优化叶片的理论计算较原型叶片的共振转速结果向右移动了 50 r/min。

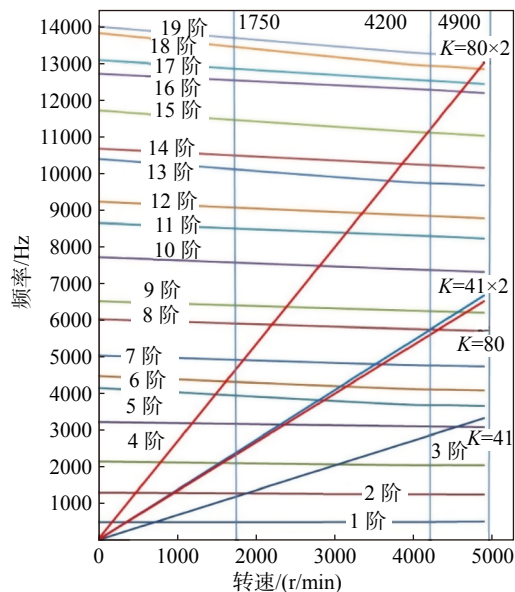


图 6 优化模型叶片坎贝尔图

Fig. 6 Campbell diagram of the optimized blade

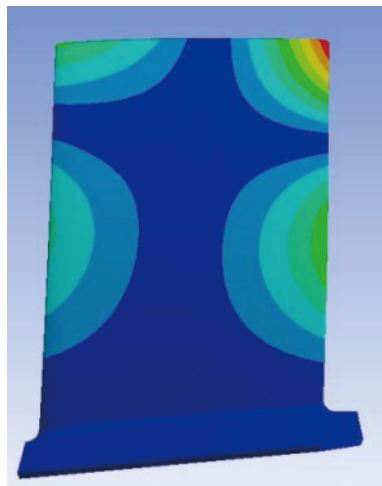


图 7 优化叶片第 4 阶振型图

Fig. 7 The fourth displacement mode shape of the optimized blade

对 5 级转子叶片尾缘掉块位置进行了削角处理, 削角长度大约为 15 mm×45 mm。削角叶片理论计算坎贝尔图如图 9 所示, 从中可以看出, 在发动机转速为 2 500 r/min, 5 级转子叶片存在 80 阶激起的 4 阶共振, 振型如图 10 所示, 叶片最大振动应力点发生在叶尖尾缘位置, 与掉块故障位置一致。削角叶片在转速 4 350 r/min 时, 5 级转子叶片存在 80 阶激起的 8 阶共振, 振型如图 11 所示, 叶片尾缘无振动应力最大点。削角叶片的理论计算结果较原型叶片相比向右移动了 100 r/min。

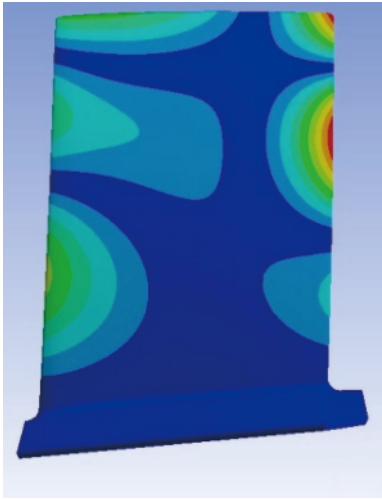


图 8 优化叶片第 8 阶振型图

Fig. 8 The eighth displacement mode shape of the optimized blade

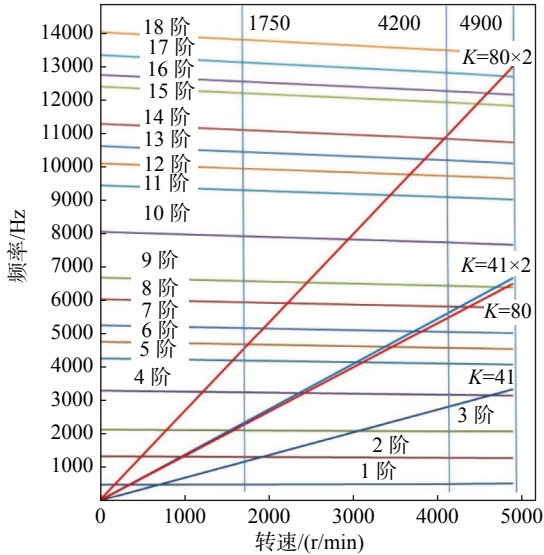


图 9 削角模型叶片坎贝尔图

Fig. 9 Campbell diagram of the chamfer blades

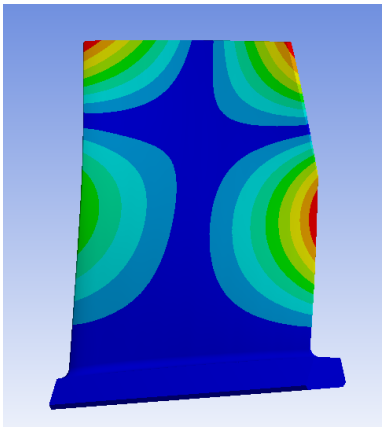


图 10 削角叶片第 4 阶振型图

Fig. 10 The fourth displacement mode shape of the chamfer blade

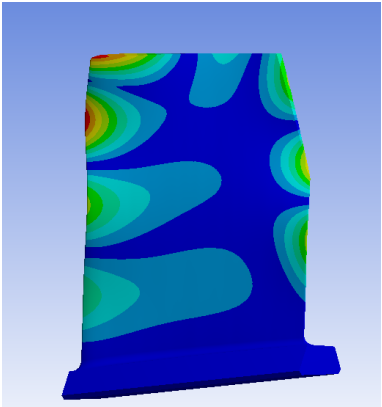


图 11 削角叶片第 8 阶振型图

Fig. 11 The eighth displacement mode shape of the chamfer blade

3 整机转子叶片非接触振动测试方案

为了准备获取叶片的振动特性,还必须要对叶片的振动特性进行测试,确定叶片故障原因。目前,进行叶片振动测试有两种方法:传统的应变片方法通过安装应变计来测试,通过安装遥测和引电器的方法对进行叶片动应力测试。但针对已经服役的发动机该方法安装应变计和遥测或者引电器的改装量太大,基本无法实现;而基于叶尖定时的非接触振动测试方法通过在机匣上安装几支传感器即可监测全级叶片振动。即在被测位置机匣上开对应的螺纹孔用来安装光纤传感器,然后,在转轴位置安装一个脉冲的转速基准用来进行叶片振动计算。该方法并不需要对航空发动机的内部结构进行过大的改动,故试验周期短、成本低,且能获取全级叶片振动,更加满足本次排故试验的需求。

3.1 光纤传感器结构

本次用光纤传感器具体结构实图如图 12 所示,该传感器头部安装位置为 M6 螺纹孔形式,即在 5 级对应机匣上开 M6 的螺纹孔即可满足传感器的安装要求。

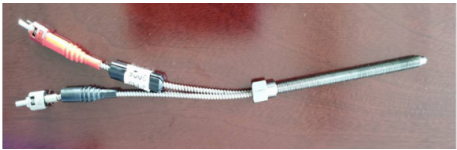


图 12 M6 型光纤传感器

Fig. 12 M6 optical fiber sensor

3.2 传感器轴向安装位置

传感器轴向安装位置取决于需要关注的叶片

振型, 通常情况下, 在叶片轴向方向上只需安装一支传感器来获取叶片振动。传感器将安装在靠近叶片进气边或者出气边的位置避免处于所关注叶片振型的节线上。同时, 要考虑到叶片工作过程中的轴向窜动以及机匣振动而产生的偏移, 避免传感器某些转速下感应不到叶尖而丢失数据。为了准确获取 5 级转子叶片在 8 阶模态振型下的叶片振动情况, 创造性地在叶片 8 阶振型位移较大的前缘和尾缘位置各安装一支光纤传感器, 进行叶片振动测试、对比与分析, 具体如图 13 所示, 其中前缘测试位置传感器安装在离前缘 8.5 mm 位置, 尾缘测试位置安装在离尾缘 4.3 mm 位置。

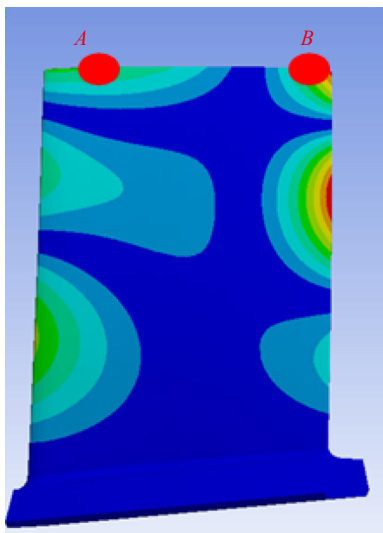


图 13 测点位置 A 和 B 示意

Fig. 13 Position of measured point A and B

3.3 传感器周向安装角度

根据周向傅里叶算法, 要使得计算方程能够求解, 需要保证设计矩阵不是欠定矩阵, 故需要在机匣上安装至少 3 支不同角度的叶尖定时传感器。这意味着可以将传感器分散安装在外部机匣上, 但传感器安装不宜过于密集, 否则周向傅里叶算法给出结果的精度将会降低。

根据转子叶片的工作转速以及模态频率确定需要关注的叶片振动阶次, 如果需关注叶片的多模态振动, 即在一次试验中可能同时激发多个叶片振动模态, 就需要使传感器周向安装角度, 能同时满足不同振动阶次的测量需求。

由于本次试验为排故试验, 为更准确地获取叶片振动状态, 试验过程中, 前缘 A 测点和 B 测点周向方向均布置 6 支光纤传感器。根据发动机 5 级转子叶片的坎贝尔图(图 3、图 6 和图 9)结

果, 关注叶片振动阶次 K_{e0} 为 41、82、80、160, 分别为 4 级与 6 级转子叶片数目 80 其 2 倍参数 160, 放气窗口数目 41 及其 2 倍参数 82, 将设计矩阵的条件数、信息矩阵行列式这两个特征参数为目标函数的方法^[17-18], 优化得到 6 支传感器的安装角度为 37.5°、160°、172°、197°、316°、339°, 可以满足关注上述阶次的需求, 且 5 级转子叶片对应机匣无遮挡, 满足安装条件。传感器安装位置的结果示意图如图 14 所示, 在机匣上的周向安装角度如图 15 所示。

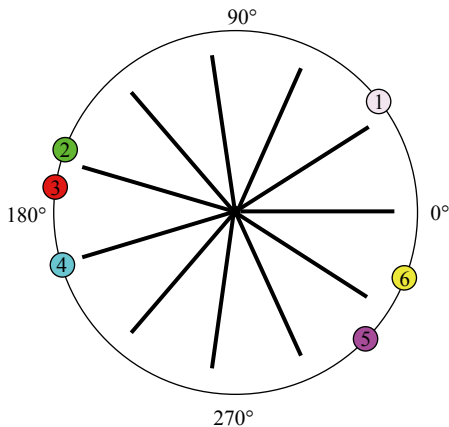


图 14 最佳传感器位置

Fig. 14 Optimal sensor placement

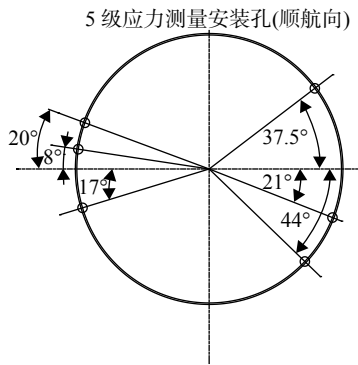


图 15 传感器周向安装角度

Fig. 15 Circumferential location of the sensors

3.4 转速基准测量方法

转速基准信号有效获取是叶尖定时振动测试系统有效工作的关键。转速键相基准有如下两点作用: 一是定位叶片, 确定不同转速下所测叶片振动数据属于哪个叶片; 二是提取叶片转速数值和相位, 用来分析叶片同步和异步振动关键信息。针对不同型号的发动机整机、核心机与试验件, 其内部结构不同、工作状态(转速、温度)差距较

大, 其转速键相基准信号实现方法差异较大。电涡流传感器和磁电式转速传感器通常利用转轴上的键槽获得转速信号; 而光纤传感器, 需要通过反射光的强弱来判断距离的远近, 故可通过在轴上喷涂黑漆后粘贴反光条的方式获取转速基准信号。本文试验过程中, 是采用在结构空间较为狭小的位置安装光纤传感器, 利用喷涂黑体漆的方法实现转速基准获取, 传感器安装如图 16 所示, 试验过程中, 转速基准较好, 为叶片振动测试奠定强有力的技术基础。

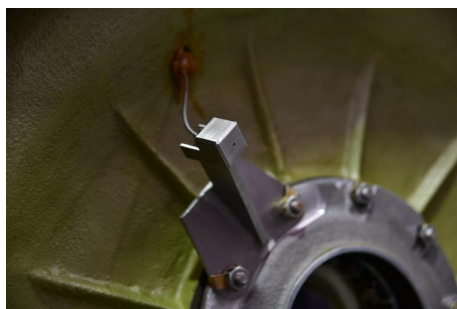


图 16 一转一个脉冲基准实现方法

Fig. 16 Realization method of once-per-revolution

4 试验结果分析

试验过程中为准确获取叶片的振动状态, 需开展扫频试验, 即发动机在最低工作转速缓慢加速至最高工作转速停留一段时间后, 再以相同的加速度缓慢降速至最低工作转速, 重复一次该操作。即从慢车转速(1 700 r/min)以 30 r/min/s 的加速度稳步上升至最大转速(4 700 r/min), 然后, 再以 30 r/min/s 的加速度降速至慢车转速(1 700 r/min), 在不停车的状态再重复一次扫频试验。

为了确定叶片故障原因, 准确排除 5 级转子叶片故障, 5 级转子叶片分别安装原型、优化和削角状态的叶片进行试验。即发动机 5 级转子先安装原型叶片后再发动机试验台上进行动测试验, 获取 5 级转子原型叶片的振动状态后, 将发动机进行分解, 将 5 级转子叶片更换成优化叶片后, 再进到发动机试验台上进行优化叶片的动测试验, 确定优化叶片的振动状态; 最后, 将发动机分解, 5 级转子叶片换成削角叶片后, 再到发动机试验台上进行 5 级削角转子叶片扫频试验, 确定削角叶片的振动状态。

在扫频试验过程中, 先采用 6 支传感器对 5 级转子叶片(原型、优化、削角)前缘 A 位置振动

进行测试, 确认试验数据正常、有效后, 传感器更换至尾缘 B 位置, 对 5 级转子叶片(原型、削角、优化)的尾缘 B 位置振动进行测试, 确认数据正常、有效后, 削角叶片尾缘状态下的非接触振动测试试验过程中, 由于测试位置为叶片削角位置, 光纤传感器无法接收叶片反射光, 导致系统无法监测 5 级转子叶片振动。

考虑到叶尖定时传感器所安装的发动机机匣的振动也会对测量信号产生影响, 故在信号采集和分析过程中, 先对测量信号进行平滑, 抑制机匣振动对测量结果的影响。数据分析过程中, 采用测试精度较高的周向傅里叶算法精确获取叶片振动关键信息。

4.1 原型叶片共振结果

在两次扫频试验的上升和下降转速过程中, 5 级转子叶片每种叶型状态(原型、优化和削角)下的振动特性重复性较好, 即在两次扫频的上升和下降转速过程中, 5 级转子叶片(原型、优化和削角)共振时的转速、振动频率和振动幅值基本一致, 均具有较好的重复性。故本文在发动机分别安装原型、优化、削角叶片时, 分别进行扫频试验上升阶段和下降阶段的试验, 5 级转子叶片的振动特性与本次分析数据一致。5 级转子原型叶片的振动结果显示: 转子叶片前缘和尾缘测点分别在 2 450 r/min 左右和 4 200 r/min 发生共振现象, 具体分析如下。

4.1.1 转速为 2 450 r/min 时原型叶片测试结果

当转速为 2 450 r/min 时, 原型叶片前缘和尾缘测点显示 5 级转子叶片均发生共振现象。利用周向傅里叶算法进行细致分析, 可知原型叶片前缘位置和尾缘位置分别在转速为 2 450 r/min 左右发生共振, 分析为 80 阶激励阶次激起的第 4 阶高阶共振。

原型叶片前缘位置所有叶片共振结果如图 17 所示, 原型叶片前缘位置的共振转速范围为

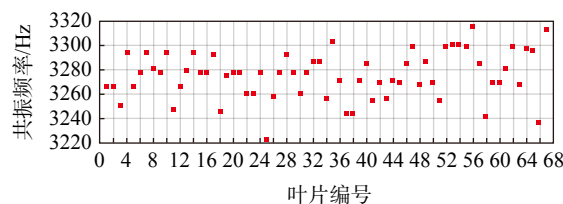


图 17 原型叶片前缘共振结果(转速为 2 450 r/min)

Fig. 17 Vibration results of leading edge of original profile blades (speed for 2 450 r/min)

2 410~2 490 r/min, 激励阶次为 80, 第 4 阶模态被激发, 共振频率在 3 220~3 315 Hz 之间, 最大振幅发生在 55 号叶片为 0.275 mm。同理, 原型叶片尾缘位置所有叶片共振结果如图 18 所示, 可知, 原型叶片尾缘位置的共振转速范围为 2 380~2 500 r/min, 激励阶次为 80, 第 4 阶模态被激发, 共振频率在 3 190~3 330 Hz 之间, 最大振幅发生在 62 号叶片为 0.22 mm。

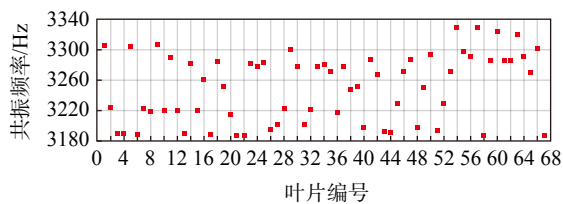


图 18 原型叶片尾缘共振结果(转速为 2 450 r/min)
Fig. 18 Vibration results of trailing edge of original profile blades (speed for 2 450 r/min)

4.1.2 转速为 4 200 r/min 时原型叶片测试结果

当转速为 4 200 r/min 时, 原型叶片前缘和尾缘测点显示 5 级转子叶片均发生共振现象, 经过周向傅里叶算法进行细致分析, 可知原型叶片前缘位置和尾缘位置分别在转速为 4 200 r/min 左右发生共振现象, 分析为 80 阶激励阶次激起的叶片第 8 阶高阶共振。原型叶片前缘位置所有叶片共振结果如图 19 所示, 原型叶片前缘位置所有叶片的共振转速范围为 4 200~4 320 r/min, 激励阶次为 80, 第 8 阶模态被激发, 共振频率在 5 600~5 750 Hz 之间, 最大振幅发生在 55 号叶片为 0.18 mm。同时, 原型叶片尾缘位置所有叶片共振结果如图 20 所示, 原型叶片尾缘位置在转速为 4 200 r/min 左右发生共振, 共振转速范围为 4 175~4 350 r/min, 激励阶次为 80, 第 8 阶模态被激发, 共振频率在 5 575~5 775 Hz 之间, 最大振幅发生在 56 号叶片为 0.145 mm。

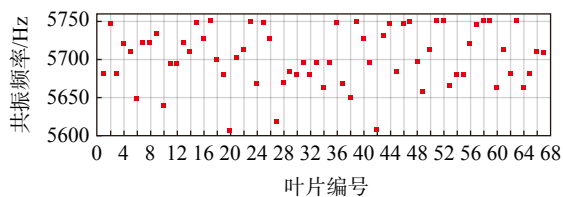


图 19 原型叶片前缘共振结果(转速为 4 200 r/min)
Fig. 19 Vibration results of leading edge of original profile blades (speed for 4 200 r/min)

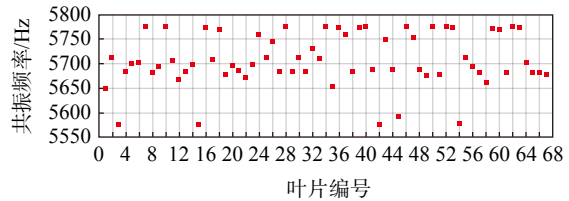


图 20 原型叶片尾缘共振结果(转速为 4 200 r/min)
Fig. 20 Vibration results of trailing edge of original profile blades (speed for 4 200 r/min)

4.2 优化叶片非接触振动测试结果

5 级转子优化叶片的振动结果显示: 转子叶片前缘和尾缘测点分别在 2 450 r/min 左右和 4 200 r/min 发生共振现象, 具体分析如下。

4.2.1 转速为 2 470 r/min 时优化叶片测试结果

当转速为 2 470 r/min 时, 优化叶片前缘和尾缘测点显示 5 级转子叶片均发生共振现象。经过周向傅里叶算法进行细致分析, 可知优化叶片前缘位置和尾缘位置分别在转速为 2 470 r/min 左右发生共振现象, 分析为 80 阶激励阶次激起的 4 阶高阶共振。

优化叶片前缘位置所有叶片共振结果如图 21 所示, 从图中可以看出, 优化叶片前缘位置的共振转速范围为 2 440~2 560 r/min, 激励阶次为 80, 第 4 阶模态被激发, 共振频率在 3 260~3 360 Hz 之间, 最大振幅发生在 50 号叶片为 0.27 mm。优化叶片尾缘位置所有叶片共振结果如图 22 所示。从图中可以看出, 优化叶片尾缘位置的共振转速范围为 2 440~2 520 r/min, 激励阶次为 80, 第 4 阶模态被激发, 共振频率在 3 260~3 360 Hz 之间,

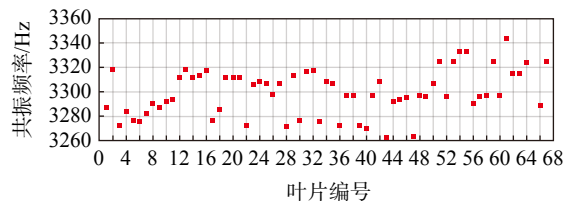


图 21 优化叶片前缘叶片共振分析结果(转速为 2 470 r/min)
Fig. 21 Vibration results of leading edge of optimized blades (speed for 2 470 r/min)

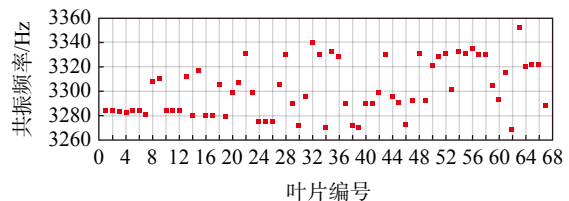


图 22 优化叶片尾缘叶片共振分析结果(转速为 2 470 r/min)
Fig. 22 Vibration results of trailing edge of optimized blades for (speed for 2 470 r/min)

最大振幅发生在 41 号叶片为 0.23 mm。

4.2.2 转速为 4 250 r/min 时优化叶片测试结果

当转速为 4 250 r/min 时, 优化叶片前缘和尾缘测点显示 5 级转子叶片均发生共振现象, 经过周向傅里叶算法进行细致分析, 可知原型叶片前缘位置和尾缘位置分别在转速为 4 250 r/min 左右发生共振现象, 分析为 80 阶激励阶次激起的 8 阶高阶的共振。

优化叶片前缘位置所有叶片共振结果如图 23 所示, 从图中可以看出, 优化叶片前缘位置的共振转速范围为 4 240~4 400 r/min, 激励阶次为 80, 第 8 阶模态被激发, 共振频率在 5 660~5 850 Hz 之间, 最大振幅发生在 5 号叶片为 0.19 mm。优化叶片尾缘位置所有叶片共振结果如图 24 所示。从图中可以看出, 优化叶片尾缘位置的共振转速范围为 4 240~4 400 r/min, 激励阶次为 80, 第 8 阶模态被激发, 共振频率在 5 660~5 850 Hz 之间, 最大振幅发生在 6 号叶片为 0.155 mm。

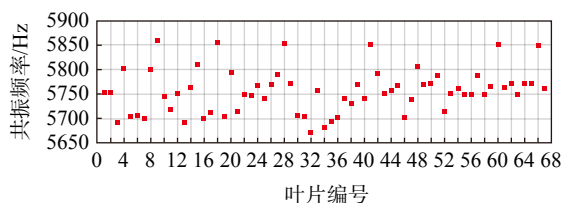


图 23 优化叶片前缘共振分析结果(转速为 4 250 r/min)
Fig. 23 Vibration results of leading edge of optimized blades
(speed for 4 250 r/min)

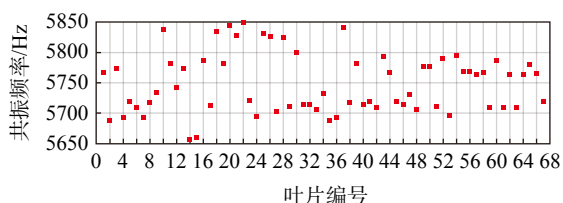


图 24 优化叶片尾缘叶片共振分析结果(转速为 4 250 r/min)
Fig. 24 Vibration results of trailing edge of optimized blades
(speed for 4 250 r/min)

4.3 削角叶片非接触振动测试结果

当转速为 2 500 r/min 时, 削角叶片前缘测点显示 5 级转子叶片均发生共振现象, 通过周向傅里叶算法进行细致分析, 可知削角叶片前缘位置在转速为 2 470 r/min 左右发生共振现象, 分析为 80 阶激励阶次激起的 4 阶共振。所有叶片共振结果如图 25 所示。从图中可以看出, 削角叶片前缘位置的共振转速范围为 2 485~2 515 r/min, 激励阶次为 80, 第 8 阶模态被激发, 共振频率在

3 315~3 355 Hz 之间, 最大振幅发生在 51 号叶片为 0.275 mm。当转速为 4 350 r/min 时, 削角叶片前缘测点显示 5 级转子叶片均发生共振现象, 所有叶片共振结果如图 26 所示。从图中可以看出, 削角叶片前缘位置的共振转速范围为 4 340~4 500 r/min, 激励阶次为 80, 第 8 阶模态被激发, 共振频率在 5 800~6 000 Hz 之间, 最大振幅发生在 45 号叶片为 0.15 mm。

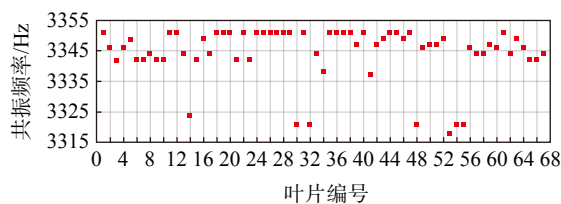


图 25 削角叶片前缘共振结果(转速为 2 500 r/min)
Fig. 25 Vibration results of leading edge of chamfer blades
(speed for 2 500 r/min)

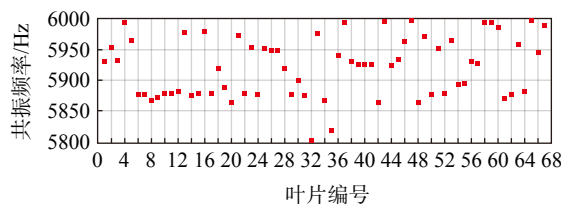


图 26 削角叶片前缘共振结果(转速为 4 350 r/min)
Fig. 26 Vibration results of leading edge with chamfer blades
(speed for 4 350 r/min)

4.4 测试结果对比分析

上述分析结果如表 1 所示, 原型叶片、优化叶片和削角叶片前缘位置在 2 450、2 470、2 500 r/min 左右发生共振, 优化叶片共振转速与原型叶片相比增加 30 r/min 左右, 削角叶片的共振转速比原型叶片整体增加 25~75 r/min; 共振转速结果与理论计算结果基本一致。在共振幅值方面, 3 种状态的叶片前缘(原型、优化、削角)共振时的最大幅值基本一致, 均在 0.27 mm 左右。

原型叶片和优化叶片尾缘位置分别在 2 450、2 470 r/min 左右发生共振, 最大共振幅值基本一致, 均在 0.23 mm 左右; 共振转速方面, 优化叶片比原型叶片相比增加 20~60 r/min, 与理论计算结果基本一致, 具体见表 1 所示和如图 27 所示。

原型叶片、优化叶片和削角叶片前缘位置在 4 250、4 300、4 350 r/min 左右发生共振, 优化叶片与原型叶片相比增加 40~80 r/min, 削角叶片的共振转速比原型叶片增加 140~180 r/min, 与理论计算结果基本一致。在共振幅值方面, 3 种状态的

表 1 原型、优化和削角的叶片测试结果

Table 1 The results about the original, optimized and chamfer blades

叶片状态	测试位置	共振转速/(r/min)	共振频率/Hz	激励阶次	拾取的最大振动幅值/mm	转速增加 (对比原型)(r/min)
原型	前缘	4 200~4 320	5 600~5 750	80	0.18	
	尾缘	4 175~4 350	5 575~5 775	80	0.145	
优化	前缘	4 240~4 400	5 660~5 850	80	0.19	40~80
	尾缘	4 240~4 400	5 660~5 850	80	0.155	50~65
削角	前缘	4 340~4 500	5 800~6 000	80	0.15	140~180

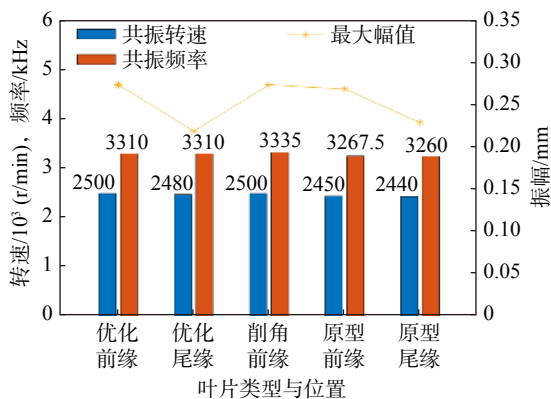


图 27 第 5 级转子叶片振动测试结果

(共振转速在 2 450 r/min 附近)

Fig. 27 Vibration testing results of the fifth stage rotor blade
(resonance speed near 2 450 r/min)

叶片前缘(原型、优化、削角)共振时的最大幅值基本一致,均在 0.18 mm 左右。

原型叶片和优化叶片尾缘位置分别在 4 250 r/min 和 4 350 r/min 左右发生共振,最大共振幅值基本一致,均在 0.15 mm 左右;共振转速方面,优化叶片比原型叶片相比增加 50~65 r/min。与理论计算结果基本一致,具体见图 28 所示。

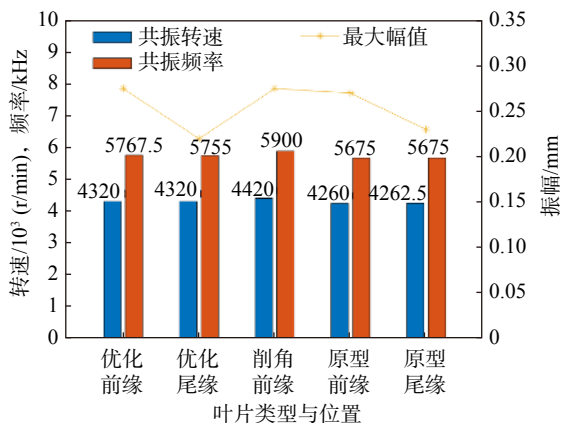


图 28 第 5 级转子叶片振动测试结果

(共振转速在 4 250 r/min 附近)

Fig. 28 Vibration testing results of the fifth stage rotor blade
(resonance speed near 4 250 r/min)

5 结 论

1) 本文巧妙地利用光纤传感器同时测试叶片前缘和尾缘位置的方法,获取叶片前缘和尾缘振动关键信息,为叶片故障排除提供数据支撑。

2) 某型号涡喷发动机压气机转子叶片叶尖定时测量结果表明:5 级转子原型叶片前缘和尾缘位置均在转速为 2 450 r/min 发生第 4 阶共振的高级模态,在 4 250 r/min 左右发生第 8 阶共振的高阶模态;5 级转子优化叶片后前缘和尾缘位置均在 2 470、4 300 r/min 发生共振现象,对应的高阶模态频率提高,振幅下降。每一种状态下,前缘和尾缘测点的振动特性基本一致,共振频率结果与理论计算结果基本一致,验证了叶尖定时结果的准确性。

3) 对比 3 种状态(原型、优化、削角)叶片前缘数据可以看出,前缘和尾缘位置的共振幅值变化不大,但优化叶片的共振转速较原型叶片有所增加,削角叶片的共振转速较优化叶片有所增加。可以判断:原型叶片发生断裂主要在发动机主要工作转速 4 200 r/min 左右时,原型叶片发生高阶模态共振应力增大,长时间工作导致叶片发生疲劳出现掉块,因此,叶片断裂掉块的故障原因与叶片存在大应力高阶共振、叶片疲劳抗力偏低有关叶片高阶模态振动有关。

4) 优化叶片的共振转速较原型叶片增加 40~80 r/min,频率提高可以降低故障率;而削角叶片的共振转速较原型叶片增加 140~180 r/min,且对应尾缘位置削角,可以排除叶片掉块故障,因此,通过叶尖定时技术测量叶片高阶模态振动优化叶型设计,降低叶片的故障率。

5) 叶尖定时技术可以应用在转子叶片高阶模态振动测试中,未来在航空发动机转子叶片故障排除过程中将发挥重要作用。

参考文献:

- [1] 杨俊, 白哲, 祁圣英, 等. 压气机转子叶片掉块故障研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2021, 34(5): 6-10, 43.
YANG Jun, BAI Zhe, QI Shengying, et al. Fracture fault of the compressor rotor blade[J]. *Gas Turbine Experiment and Research*, 2021, 34(5): 6-10, 43. (in Chinese)
- [2] 刘美茹, 朱靖, 梁恩波, 等. 基于叶尖定时的航空发动机压气机叶片振动测量[J]. 航空动力学报, 2019, 34(9): 1895-1904.
LIU Meiru, ZHU Jing, LIANG Enbo, et al. Vibration measurement on compressor rotor blades of aero-engine based on tip-timing[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2019, 34(9): 1895-1904. (in Chinese)
- [3] JOUNG K K, KANG S C, PAENG K S, et al. Analysis of vibration of the turbine blades using non-intrusive stress measurement system[C]//Proceedings of the ASME 2006 Power Conference. Atlanta, Georgia, US: ASME, 2006: 391-397.
- [4] GIOVANNI R, GIUSEPPE B, TERESA M. Synchronous vibration parameters identification by tip timing measurements[J]. *Mechanics Research Communications*, 2017, 79: 7-14.
- [5] DIAMOND D H, HEYNS P S, OBERHOLSTERA J. Improved blade tip timing measurements during transient conditions using a state space model[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 122: 555-579.
- [6] DU TOIT R G, DIAMOND D H, HEYNS P S. A stochastic hybrid blade tip timing approach for the identification and classification of turbomachine blade damage[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 121: 389-411.
- [7] 李孟麟, 段发阶, 欧阳涛, 等. 基于叶尖定时的旋转机械叶片振动频率辨识ESPRIT方法[J]. 振动与冲击, 2010, 29(12): 18-21, 235.
LI Menglin, DUAN Fajie, OUYANG Tao, et al. ESPRIT method for blade vibration frequency identification in rotating machinery based on blade tip-timing measurement[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2010, 29(12): 18-21, 235. (in Chinese)
- [8] 欧阳涛, 段发阶, 李孟麟, 等. 旋转叶片异步振动全相位FFT辨识方法[J]. 振动工程学报, 2011, 24(3): 268-273.
OUYANG Tao, DUAN Fajie, LI Menglin, et al. A method for identifying rotating blade asynchronous vibration by all-phase FFT[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2011, 24(3): 268-273. (in Chinese)
- [9] LIN J, HU Z, CHEN Z, et al. Sparse reconstruction of blade tip-timing signals for multi-mode blade vibration monitoring[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2016, 81: 250-258.
- [10] XU J, QIAO B, LIU J, et al. Sparse reconstruction for blade tip timing signal using generalized minimax-concave penalty[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2021, 161: 1-18.
- [11] 许敬晖, 乔百杰, 滕光蓉, 等. 基于压缩感知的叶端定时信号参数辨识方法[J]. 航空学报, 2021, 42(5): 220-230.
XU Jinghui, QIAO Baijie, TENG Guangrong, et al. Parameter identification of blade tip timing signal using compressed sensing[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2021, 42(5): 220-230. (in Chinese)
- [12] 敖春燕, 乔百杰, 刘美茹, 等. 基于非接触式测量的旋转叶片动应变重构方法[J]. 航空动力学报, 2020, 35(3): 569-580.
AO Chunyan, QIAO Baijie, LIU Meiru, et al. Dynamic strain reconstructing method of rotating blades based on no-contact measurement[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2020, 35(3): 569-580. (in Chinese)
- [13] AO C, QIAO B, CHEN L, et al. Blade dynamic strain non-intrusive measurement using L1/2-norm regularization and transmissibility[J]. *Measurement*, 2022, 190: 1-11.
- [14] 陈雷, 乔百杰, 敖春燕, 等. 基于叶端定时的转子叶片动应变重构不确定性量化[J]. 航空动力学报, 2022, 37(7): 1456-1468.
CHEN Lei, QIAO Baijie, AO Chunyan, et al. Uncertainty quantification of rotor blade dynamic strain reconstruction based on blade tip timing[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2022, 37(7): 1456-1468. (in Chinese)
- [15] LIU Z, DUAN F, NIU G, et al. An improved circumferential Fourier fit (CFF) method for blade tip timing measurements[J]. *Applied Sciences*, 2020, 10(11): 1-20.
- [16] 欧阳涛. 基于叶尖定时的旋转叶片振动检测及参数辨识技术[D]. 天津: 天津大学, 2011.
OUYANG Tao. Rotating blade vibration detection and parameters identification technique using blade tip-timing[D]. Tianjin: Tianjin University, 2011. (in Chinese)
- [17] DIAMOND D H, STEPHAN HEYNS P. A novel method for the design of proximity sensor configuration for rotor blade tip timing[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2018, 140(6): 1-8.
- [18] XU J, QIAO B, YANG Z, et al. Optimal placement of blade tip timing sensors considering multi-mode vibration using evolutionary algorithms[C]//2020 International Conference on Sensing, Measurement & Data Analytics in the era of Artificial Intelligence (ICSMD). Xi'an: IEEE, 2020: 367-372.

(编辑: 张 雪)