

基于叶尖定时的航空发动机压气机 叶片振动测量

刘美茹^{1,2}, 朱 靖¹, 梁恩波¹, 滕光蓉¹, 肖 潇¹, 乔百杰²
(1. 中国航空发动机集团有限公司 四川燃气涡轮研究院, 成都 610500;
2. 西安交通大学 机械工程学院, 西安 710049)

摘 要: 基于叶尖定时的转子叶片非接触振动测试系统的基本原理和数据分析方法, 将非接触振动测量技术成功应用在某型涡扇发动机高压压气机一级转子叶片排故(改型)中, 获取叶片共振时的振动频率和幅值, 并通过有限元分析方法得到叶尖位移与关键点的位移-应力换算系数。依据反算的关键点动应力可实现(改型)前后转子叶片的高周疲劳寿命预测。某型涡扇发动机高压压气机一级转子叶片非接触振动测试结果显示: 由于加工工艺原因导致原型叶片叶型厚度变大, 引起叶片固有频率升高, 转子叶片在发动机工作转速范围内发生 3 阶激励激起的一弯振动, 导致叶片发生故障。改进加工工艺后, 非接触振动测试系统结果显示叶片振动状态较好。

关 键 词: 叶尖定时; 振动测量; 频率; 振幅; 压气机转子叶片

中图分类号: V231.1; TH140.1 **文献标志码:** A

Vibration measurement on compressor rotor blades of aero-engine based on tip-timing

LIU Meiru^{1,2}, ZHU Jing¹, LIANG Enbo¹,
TENG Guangrong¹, XIAO Xiao¹, QIAO Baijie²

(1. Sichuan Gas Turbine Establishment,
Aero Engine Corporation of China, Chengdu 610500, China;
2. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The theory and data processing method of the non-contact vibration testing system based on blade tip timing were introduced. The system was successfully applied in the blade vibration measurement on the first stage of rotor blades of a turbo-fan engine high pressure compressor, and the blade tip amplitudes and frequencies of the whole blades at resonance were obtained. The displacement-stress conversion ratio from blade tip magnitude to the critical points stress was calculated by the finite element analysis. The vibration character of the whole blades was obtained through the non-contact vibration testing system of the turbo-fan engine. As the thickness of prototypical blades was enlarged by the processing technology, the blades were resonated in the working speed caused by the engine order of 3, which led to the failure of the blades. The vibration character of remodelled blades is very

收稿日期:2019-04-03
基金项目:航空动力基金(6141B09050372)
作者简介:刘美茹(1987—),女,工程师,博士生,主要从事航空发动机振动测试技术。
通信作者:乔百杰(1985—),男,讲师,博士,主要从事航空发动机叶片动应力重构技术研究。E-mail:qiao1224@xjtu.edu.cn
引用格式: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.

well after promotion of processing technology.

Key words: tip-timing; vibration testing; frequency; amplitude; compressor rotor blade

航空发动机是所有航空装备的“心脏”，也是制约我国航空工业发展的瓶颈之一。发动机决定着飞机飞行速度、机动性、航程、有效载重、可靠性、经济性和环境适应能力。现代航空装备尤其是军用战斗机，机械故障导致的重大事故大多数与发动机有关。在我国航空发动机以往所发生的各类重大断裂失效事件中，转动部件的断裂失效高达80%以上。转子系统是旋转机械的重要部件，转子的叶片在运行中载荷复杂，工作条件苛刻，加之因叶片的设计参数或运行工况使叶片的自振频率和工况的激振频率一致而发生共振破坏，或因制造、安装和工况环境降低了叶片的抗疲劳能力，所以长期运行的转子，会出现不同程度的裂纹，最终引起叶片断裂^[1-3]，造成机组损坏。因此，在航空发动机研制、生产过程和使用过程中，必须对叶片的振动特性进行监测。

对叶片振动监测技术不断研究过程中，各种新型的叶片振动监测方法被不断提出，比如应变片法、频率调制法、激光全息法、激光多普勒法、叶尖定时法(blade tip-timing, BTT)。在航空发动机转子叶片动应力监测过程中，应用较多的是应变片法^[4-5]和基于叶尖定时的非接触振动测试方法。传统的应变片法通过在叶片有限位置上粘贴应变片来测量叶片动应力，该方法属于接触式测量，会改变叶片振动特性，且仅能测量少量叶片的动应力参数。由于航空发动机旋转工作特点，基于叶尖定时的非接触式旋转叶片振动测量技术已经成为现代航空发动机测试领域的重要发展方向，该方法对流动内的流动特性影响小，测量精度高，缩短了测量周期，降低了测量成本，周向安装几只传感器即可监测同级所有叶片振动，可以实现全周期监测叶片振动的目标，是一种比较理想的航空发动机整机转子叶片在线监测手段^[6]。

德国 MTU (Motoren-und Turbinen-Union) 研究人员(2005)基于自主研发的 BSSM(noncontact blade vibration measurement)叶尖定时系统，在单级压气机试验器布置5支BTT传感器，在颤振工况下通过监测一扭模态振动的最大动应力，实现了高周疲劳裂纹识别；随后，MTU 研究人员在整体叶盘高周疲劳试验中，在转子叶片机匣周向布置3支BTT传感器，进而在共振状态下

通过监测二弯模态振动的最大应力，识别了高阶模态振动导致的高周裂纹^[7]。印度燃气涡轮研究所利用电涡流和光纤叶尖定时传感器，通过监测一弯固有频率衰减实现了低压涡轮转子叶片裂纹识别^[8]。北京化工大学的王维民教授团队于2016年对不同裂纹悬臂梁叶片进行建模分析：裂纹长度增大会使叶片出现明显的频率转向、振型转换现象，但对于实际汽轮机叶片振型转换现象不明显；随转速增大，裂纹会由不断开合状态转化为持续张开状态；变截面扭转叶片会出现特有的双响应峰现象^[9]。国防科技大学的陈仲生教授亦对含裂纹叶片进行研究，对带有不同位置不同深度裂纹的叶片进行仿真分析，发现当裂纹深度小于特定值或者裂纹靠近叶片顶端时，对叶片的振动模态参数基本不会产生影响^[10]。

非接触振动测试系统将传感器安装在机匣上，实时监测该级所有叶片到达传感器的时刻，根据同一叶片不同周期到达传感器的时间差异来监测叶尖振动位移，进而求解叶片振动参数。非接触振动测试系统应用于转子叶片振动测试有如下难点：第一，单只传感器定时信号的采样频率为转速频率，而叶片振动频率往往是转速频率的十几倍甚至更高，振动频率越高单只传感器信号越欠采样，导致叶片振动参数的精确识别与深度处理是叶尖定时测振研究领域的难点之一。第二，非接触振动测试系统应用于转子叶片振动监测与分析中，转速同步信号(once-per-revolution, OPR)的获取是叶片振动与分析的重要环节。在实际测量过程中，转速同步传感器安装于转轴附近，有脱落击伤转子的危险；尤其是对双转子发动机的高压压气级和涡轮级转子，其转轴在整个发动机内部，转轴工作温度高，转速传感器难以安装，且存在失效的风险。第三，非接触振动测试系统应用于模拟转子叶片振动测试研究过程中，如何模拟叶片真实振动，获取对应的叶片模态振型也是国内外一直待攻克的难题^[8]。

综上，目前关于叶尖定时在整机转子叶片振动监测或者故障诊断中的应用研究还较少。本文通过研究非接触振动测试系统测试转子叶片振动的基本原理和数据分析方法，将非接触振动测试系统应用在某小型涡扇发动机高压压气机一级转

子故障叶片振动测试中,通过两次整机测试试验验证了基于叶尖定时的非接触振动测试系统可以有效地监测与分析转子叶片改型前后的振动特性。

1 非接触转动测量系统工作原理

1.1 基本原理

基于叶尖定时原理的非接触叶片振动测量系统基本原理见图 1,多个叶尖定时传感器沿周向安装在旋转机械相对静止的壳体上,利用传感器感受在它前面通过的旋转叶片所产生的脉冲信号。如果叶片不发生振动,可根据每个叶片在转子上的周向位置和转子的旋转速度计算出叶片到达传感器的时间。但实际上叶片是振动的,所以叶片的端部相对于转动方向将会向前或向后偏移,使得到达传感器的实际时间与假设叶片不振动时到达传感器的时间不相等,即脉冲到达时间发生改变,从而产生一个时间差 Δt ,对该时间差信号序列 $\{\Delta t\}$ 进行分析处理,即可得到叶片振动位移的信息,进一步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^[11-13]。

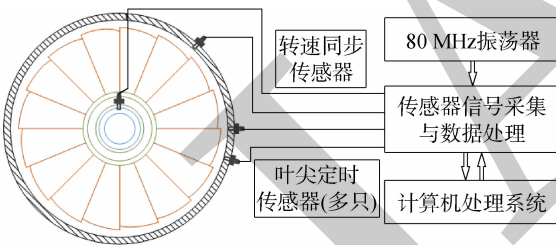


图 1 非接触振动测量系统工作原理
Fig. 1 Principle of non-contact vibration measurement system

处于真空或者自由流场中的试验件旋转过程中,需要外部激励才能使叶片发生共振。对于转子叶盘在真空环境下的叶片振动测量试验,可以采用气激或者油激的方式,使叶片发生特定的振动模式。气激就是将喷嘴固定在转子叶片对应静子支架上,利用空压机将高压气体通过喷嘴作用在叶片上,使叶片发生强迫振动,气激最高工作温度为 700℃ 左右。油激就是将润滑油通过固定在静子件上喷嘴作用在转子叶片上,使叶片发生共振,受限于润滑油的燃点,油激的最高工作温度为 200℃ 左右。比如,要想激起实验室条件下的模拟转子试验件转子叶片计算转速附近的三阶激起的一弯振动,就可以在叶尖对应位置周向均匀安

装 3 个激励喷嘴,利用空压机产生的气体对叶片激励来获取。

1.2 叶尖定时传感器

叶尖定时传感器主要功能就是安装在叶片对应机匣上感受每个叶片的到来时刻(time of arrival, TOA),并将代表该时刻信号的物理量传输到后续的信号接收转换模块。为了满足旋转叶片不同工作环境的需求,国内外当前主要研究了光纤式、电容式、电涡流式等几种叶尖定时传感器^[14]。其中,光纤式叶尖定时传感器定时分辨率最高,该传感器具有结构小巧、信噪比高、响应快、精度高等特点。目前,非接触振动测试中多采用光纤式叶尖定时传感器,原理如图 2 所示。光纤式叶尖定时传感器是将激光投射到叶片端面,通过感受叶尖反射回来的光强信号变化来获取叶片的到来时刻^[15-16]。主要包括电路模块和光纤传感模块,其中光纤传感模块主要采用 Y 型光纤结构,由发射端、接收端、光纤束、测头几个部分组成。其中,光纤束一般由一个发射光纤和排布其周围的多根接收光纤组成。为了满足更高精度要求可在测头端面封装准直透镜。

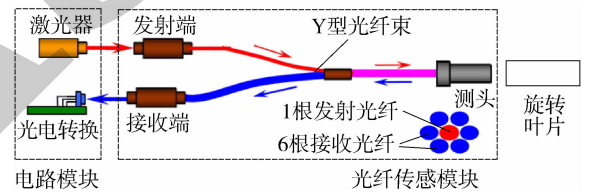


图 2 光纤式叶尖定时传感器结构示意图
Fig. 2 Schematic diagram of optical fiber tip-timing sensor structure

1.3 同步振动分析方法

本次试验所用非接触式旋转叶片振动测量系统的同步振动分析方法分为单自由度算法和周向傅里叶算法^[17]。

单自由度算法(single degree of freedom, SDOF)的原理是每个传感器每转只能检测到一次叶片振动,最终叶片经过共振区后采集的数据是一组离散数据。这些离散数据点对应了叶片共振时在不同相位下的振动曲线,所有曲线都包含了相同的叶片共振的幅值和振动转速,只是相位有些区别,根据激励阶次可以计算振动频率。因此,单自由度算法适用于转子叶片升降速测量,通常只需 1~2 支 BTT 传感器,检测到的叶片的共振频率和共振幅值精度相对较低。

周向傅里叶算法(circumferential fourier fit, CFF)使用与单自由度算法不同的数学方法处理叶片同步振动。周向傅里叶算法的主要原理为^[18-19]: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第 i 个叶片的叶端振动为

$$y_i = A\sin(2\pi ft) + B\cos(2\pi ft) + C \quad (1)$$

式中 f 为片振动频率, t 为叶片到达时刻。叶片振动幅值和相位可通过振动方程(式(1))中的恒定参数 A 、 B 、 C 计算得到。

进一步,假定转子叶片振动形式是单模态简谐振动,则式(1)可写作

$$y_j = A\sin(K_{eo}\varphi_j) + B\cos(K_{eo}\varphi_j) + C \quad (2)$$

假定激励阶次 K_{eo} 和传感器安装角度 φ_j 已知,则只需三支叶端定时传感器便可获得参数 A 、 B 、 C 。构造设计矩阵

$$\Phi = \begin{bmatrix} \sin(K_{eo}\varphi_1) & \cos(K_{eo}\varphi_1) & 1 \\ \sin(K_{eo}\varphi_2) & \cos(K_{eo}\varphi_2) & 1 \\ \sin(K_{eo}\varphi_3) & \cos(K_{eo}\varphi_3) & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

叶片振动方程可表示为

$$y = \Phi x \quad (4)$$

式中 y 为三支 BTT 传感器测得的振动位移, x 为振动方程中的未知参量。对等式(4)同时左乘 Φ^{-1}

$$x = \Phi^{-1}y \quad (5)$$

为了保证方程(式(5))的可解性,对设计矩阵的非奇异性提出了较高的要求。因此传感器的周向布局对于算法结果的精度有着很大的影响。

使用周向傅里叶方法,对于每个转速/时间点,采用最小均方根误差原理将数据向周向正弦波拟合,测量精度较高。采用这种方法需要在机匣同一圆周方向上布置大于等于 3 支 BTT 传感器。这种方法的优点是,它给出了一个“瞬间”的结果,可以更好理解复杂振型的(非单自由度)响应。结果输出每个数据点的幅值、相位和偏差,与应变片做的阶次跟踪结果非常类似。如果基于转速画出计算的幅值和相位,就得到了常见的共振图。

2 整机转子叶片非接触振动测试 试验方案

某型涡扇发动机试验后分解检查发现,高压压气机第一级转子叶片有一片叶片根部存在长度大约为 4 mm 裂纹,如图 3 所示。初步分析叶片

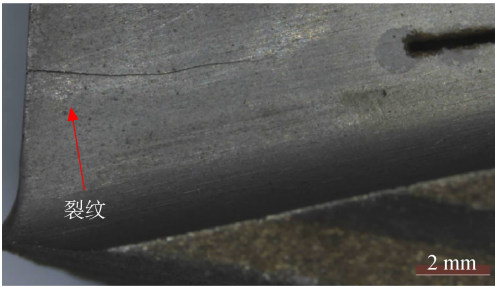


图 3 裂纹叶片实拍

Fig. 3 Picture of cracked blade

首先发生腐蚀沿晶开裂,形成疲劳源,进而在振动应力作用下发生疲劳裂纹扩展。

为了确定叶片故障原因,通常需进行动应力专项测量试验,获取叶片振动应力分布,从而分析叶片的振动特性。本试验中该涡扇发动机结构空间狭小,无法安装引电器或者使用无线遥感技术实现传统的应变片粘贴方式对叶片动应力进行测试。基于叶尖定时的非接触式振动测量系统只需在机匣上开孔、安装 3~6 支光纤传感器即可实现整级转子叶片振动测试,结构改装少,试验周期短,能够满足本次排故试验的需求。

2.1 传感器轴向安装位置

基于叶尖定时的非接触振动测试系统只需每级叶片弦长方向上安装一只传感器,通过分析可得到转子叶片的共振转速、共振频率以及共振幅值等信息,结合理论计算结果可以分析叶片的振型。为了获取转子叶片周向振动最大偏移量,理想状态下是将传感器安装在靠近叶片前缘或者尾缘位置。然而,由于叶片与机匣存在轴向窜动,如果测试位置与前缘或者尾缘太过靠近,则会出现传感器无法监测某些叶片通过,而造成叶片信息缺失的状况,影响叶片振动的监测效果。故传感器安装前,需考虑转子轴向窜动与机匣振动,在保证传感器效果的基础上,尽量将传感器安装在靠近叶片前缘或者尾缘位置。综合考虑上述因素,结合理论分析结果确定传感器的轴向位置图 4 中 A 位置,靠近叶片前缘位置。

2.2 传感器周向安装角度

根据系统分析方法,利用周向傅里叶算法分析叶片振动幅值和相位,需在同一个正弦波长上布置至少 3 支传感器,传感器周向安装位置对应不同的响应角度,可以分散在圆周上,但不能全部在同一个 1/4 象限内,否则算法很难识别集体偏移和幅度,且算法给出结果的精度将会降低。

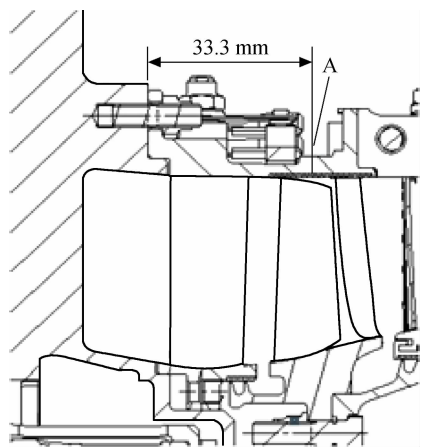


图 4 传感器轴向安装位置
Fig. 4 Axial location of the sensors

根据发动机或试验件具体结构决定关注振动阶次,如果需关心多个振动阶次,就需要计算每个阶次的响应角度,来验证传感器安放的角度位置对每个阶次都具有最少 3 个不同的响应角度。

根据涡扇发动机高压压气机一级转子叶片理论计算坎贝尔图结果,需要关注的激励阶次 K_{e0} 为 3、4、5、6、8、10、14,最终所得传感器周向角度分布为 0° 、 80.25° 、 271.5° 、 345.25° 、 256° 、 298.5° ,结果如图 5 所示。

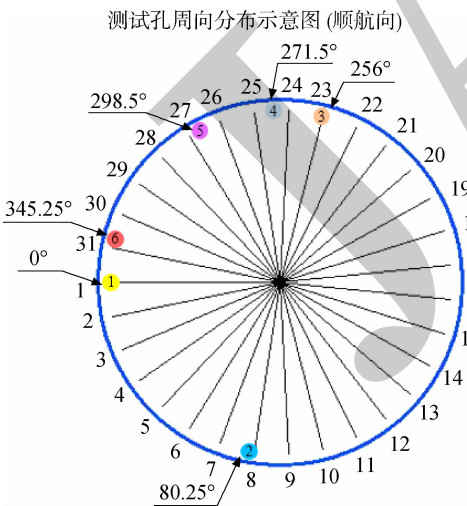


图 5 传感器周向安装角度
Fig. 5 Circumferential location of the sensors

2.3 转速基准实现方法

基于叶尖定时的非接触叶片振动测量系统是利用安装机匣上的传感器测试所有叶片旋转脉冲信号并转化成时间,借助转速同步传感器进行叶片振动测试。转速同步信号 (once-per-revolution, OPR) 即一转一个脉冲的转速同步基准,是

叶片振动与分析的重要环节,若转速同步传感器失效,整个系统将无法工作。转速基准获取通常有两种方法,一种是利用磁电式转速传感器监测,在转轴上开键槽的方式,实现一转一个脉冲的转速基准,另一个方法是利用光纤传感器通过感应转轴上喷涂黑体漆和转轴本身的颜色不同,根据输出电压不同来获取转速基准。对于本次试验的转速信号获取,存在以下 3 个难点:第一,非接触振动测试系统测量高压转子叶片振动,则转速传感器就需要安装在高压转轴的对应位置上,高压转轴在发动机内部,发动机结构限制导致磁电式转速传感器安装困难。第二,高压转轴工作温度较高,唯一能够实现转速测量的位置为发动机后轴颈,该处的最高工作温度为 450°C ,而传统的黑体漆只能在 400°C 以下工作。针对上述难题,本文创新性地将黑色示温漆应用于转速基准获取过程中,即在高压压气机后轴颈位置喷涂一条黑色示温漆,确保在 500°C 的条件下不脱落不变色。同时,将耐温 650°C 的镀金光纤 (gold fiber) 传感器安装于后轴颈的对应位置,监测黑色示温漆与后轴颈本身颜色变化所带来的电压变化,系统设置合理的触发电压,即可获取一转一个脉冲的转速基准。

2.4 测试系统

本次试验采用美国 Hood 公司非接触振动测试系统测量转子叶片振动,该系统由传感器、前置放大器、信号调理模块和数据采集与分析模块组成,具体如图 6 所示。本文采用光纤式叶尖定时传感器测量一级转子叶片振动,传感器的带宽为 100 MHz ,所用非接触振动测试系统采集时钟为 80 MHz ,系统和传感器带来的测试误差较小。

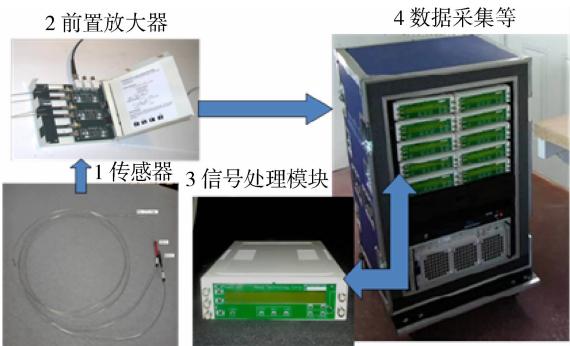


图 6 非接触振动测试系统结构示意图
Fig. 6 Schematic diagram of non-contact vibration measurement system

3 试验结果分析

3.1 位移-应力换算系数计算

某型涡扇发动机高压压气机第一级转子叶盘共有 31 个叶片,根据其循环对称的结构特点,取 $1/31$ 的盘和一个完整的叶片作为计算模型。用 ANSYS 软件进行有限元分网格,选用 SOLID187 带中节点的四面体单元。

采用的分析坐标系为柱坐标系,坐标原点为积叠轴与发动机轴线的交点。 X 向为径向,背离发动机轴线为正; Z 向为轴向,顺气流方向为正; Y 向由右手法则确定,由叶背指向叶盆为正。

强度计算边界条件和振动计算边界条件均为:在循环对称面上施加位移协调一致边界条件,约束盘中心孔位置一圈节点的轴向和周向自由度。

考虑发动机一级转子叶片前方激振源与转子叶片数量,计算了 1~5、10、15 节径下的叶片静频和动频。原则上,节径数越大,叶盘的刚度越大,振动也越接近单个叶片的振动,故最大节径 15 的振动可认为是单个叶片的振动。将发动机不同工况的气动参数如温度、压力等加载在整体叶盘上,计算结果显示所设计高压压气机一级转子叶盘在最高节径下,在 25484 r/min 左右存在 K_{∞} 为 3 阶激起的 1 阶弯曲振型振动,对应的固有频率为 1274.2 Hz。

一阶弯曲振动叶尖位移与最大振动应力的换算系数定义为

$$\text{换算系数} = \frac{\text{最大振动应力}}{\text{测试得到的振动位移}} \quad (6)$$

通过对转子叶片三维有限元模型进行谐响应分析,得到有限元各节点位移和应力响应谱,提取当转速为 25484 r/min,叶片一弯模态频率下叶尖定时测点位移和最大应力点应力。根据上述分析得到叶尖前缘测点处振动位移与叶根中部最大振动应力点的换算系数为 0.16 MPa/ μm 。

3.2 发动机原型叶片非接触振动测试结果

由于分解过程中发现某型涡扇发动机高压压气机整体叶盘出现裂纹,将同型号无裂纹压气机整体叶盘替换有叶片裂纹的压气机盘重新装配后,在整机地面台上,开展整机发动机原型叶片的动应力非接触测试。试验过程中,发动机从慢车状态转速以 300 r/min^2 的加速度稳步上升至最大转速,利用基于叶尖定时原理的非接触振动测试

系统对一级转子叶片振动特性进行监测与分析。

根据单自由度算法分析原理,每支传感器都会输出所有叶片的振动拟合结果。图 7 为 1 号传感器的分析第一级转子原型叶片的单自由度算法共振分析结果,图中横坐标为转速,纵坐标为叶片号,绿色趋势线为每个叶片的振动幅值与转速关系的平滑曲线。从中可以看出,所有叶片的振动位移在转速为 27800~28800 r/min 左右增大,发动机超过这个转速后,所有叶片振动位移又恢复至较低的水平,根据共振基本理论与单自由度算法特点可知,所有叶片在该转速范围均发生共振现象。

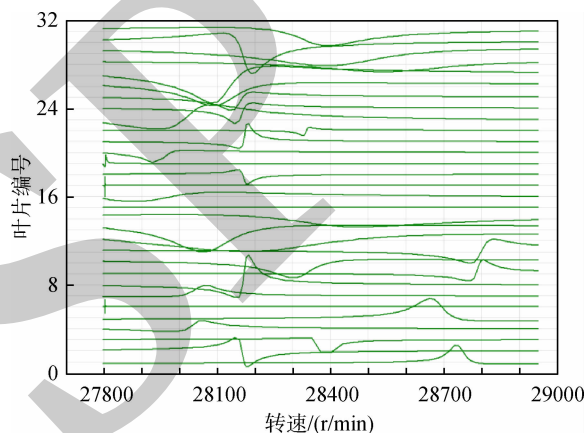


图7 单自由度算法分析所有叶片振动结果(原型)
Fig. 7 Blades vibration results from SDOF method (original blades)

根据周向傅里叶算法的分析原理,利用 5 支传感器可以详细分析叶片振动信息,包括共振转速、共振频率等。当激励阶次 $K_{\infty}=3$ 时,周向傅里叶算法重构的数据与实测数据相对误差最小,同时该试验结果也有限元理论计算结果吻合。周向傅里叶算法结果如图 8 所示,图中横坐标为叶片号,纵坐标依次为幅值、共振转速和共振频率。从图中可以看出,在转速为 27800~28800 r/min 左右时,高压压气机第一级转子原型叶片所有叶片发生了 K_{∞} 为 3 阶激励激起的共振,共振频率在 1390~1440 Hz 之间,最大振动振幅发生在 13 号叶片,为 0.295 mm。

根据上述两种分析算法的结果可知,一级转子叶片在转速为 27800~28800 r/min 范围内,发生了 $K_{\infty}=3$ 激起的一弯振动,而该转速区域恰好为该发动机的长时间工作转速。转子叶片长时间在工作转速范围内发生共振现象,存在较大的安全风险。

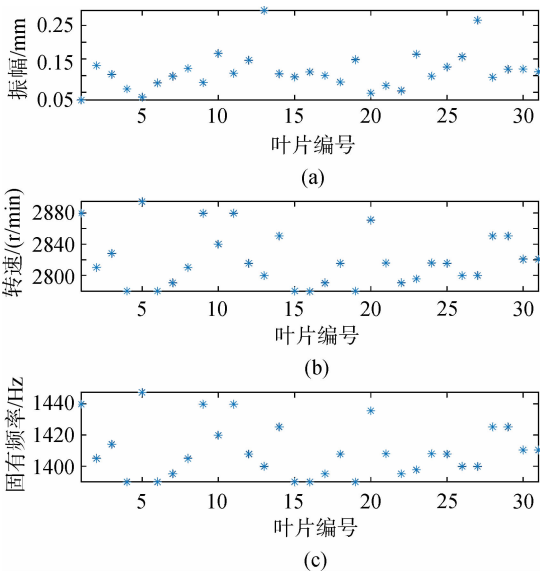


图 8 周向傅里叶算法所有叶片振动结果(原型)

Fig. 8 Blades vibration results from CFF method (original blades)

发动机叶片设计过程中,通常将叶片共振转速避开发动机的主要工作转速,而上述结果显示,转子叶片长时间在工作转速内发生共振现象。从文中第 3.1 节计算结果可知,一级转子叶片将在 25 484 r/min 左右发生 15 节径下三阶激起的一弯共振现象。上述测试共振转速结果与理论计算共振转速结果相差较大。基于上述分析,为了确定故障原因,对一级转子整体叶盘的所有叶片尺寸进行了仔细检查。测量中发现,第一级叶盘所有叶片叶型存在不同程度的加工厚度超差情况。而叶片厚度增大将导致叶片固有频率增加,很可能导致一级转子叶片 $K_{e0}=3$ 激起的一阶弯曲共振转速提高,从 25 000 r/min 上升至 28 000 r/min 左右,进而靠近发动机的某一工作转速。如果发动机叶片长时间在工作转速范围内发生共振,极易造成上述裂纹现象等叶片故障。

3.3 发动机改进后叶片非接触振动测试结果

为了验证上述对叶片故障原因的分析结论,改进高压压气机一级转子叶盘叶型的铣削工艺,防止出现叶型偏厚超差的情况,加工合格的转子叶盘后重新装配发动机。在整机地面台上,开展改进后发动机高压压气机一级转子叶片的动应力测量试验,同样利用基于叶尖定时的非接触振动测试系统对一级转子叶片进行振动测试。试验过程中,采用与原型叶片发动机动测试同样的发动机载荷谱进行试验,即从慢车转速以 300 r/min² 的加速度稳步上升至最大转速。

图 9 为 1 号传感器获得的第一级转子改型叶片的单自由度算法共振分析结果,图中横坐标为转速,纵坐标为叶片号,绿色趋势线为每个叶片的振动幅值与转速关系的平滑曲线。从中可以看出,所有叶片在 26 600~27 600 r/min 左右发生共振现象。图 10 为高压压气机第一级转子改进叶型的周向傅里叶算法共振分析结果,图中横坐标为叶片号,纵坐标依次为幅值、共振转速和共振频率。从图中可以看出,一级转子叶片在 26 600~27 600 r/min 范围内发生共振,共振频率在 1 333.1~1 380.5 Hz 之间,最大振幅发生在 16 号叶片,最大振动幅值为 0.37 mm。

从上述结果可知,改型后的发动机转子叶片

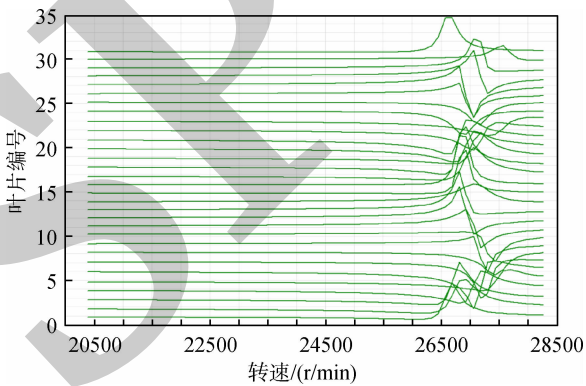


图 9 单自由度算法分析所有叶片振动结果(改型)

Fig. 9 Blades vibration results from SDOF method (changed blades)

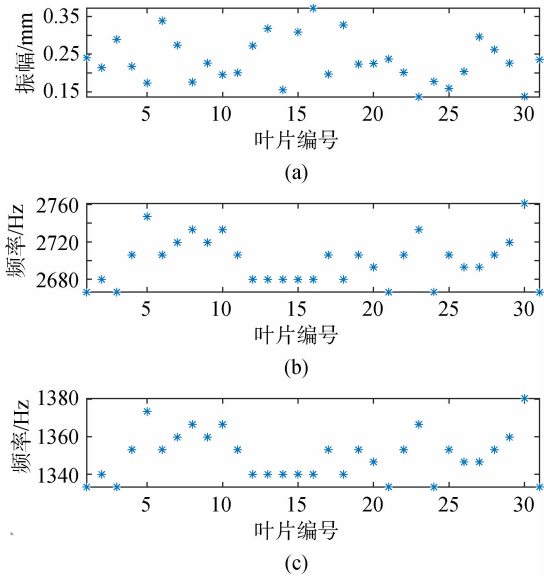


图 10 周向傅里叶算法所有叶片共振分析结果(改型后)

Fig. 10 Blades vibration results from CFF method (changed blades)

在 26 600~27 600 r/min 范围内发生共振,而这一转速范围成功避开了发动机的之前的长时间工作转速。

综合改型前后周向傅里叶算法的频率分析结果(图 8 和图 10),分析压气机一级转子原型叶片和改型后叶片的 K_{e0} 为 3 阶激起的 1 阶固有频率结果如图 11 所示。从图中可以看出,改进加工工艺后,叶片固有频率降低,将由 K_{e0} 为 3 阶激起的一阶共振转速调整至发动机工作转速以下,确保在发动机的工作转速范围内不会出现共振。

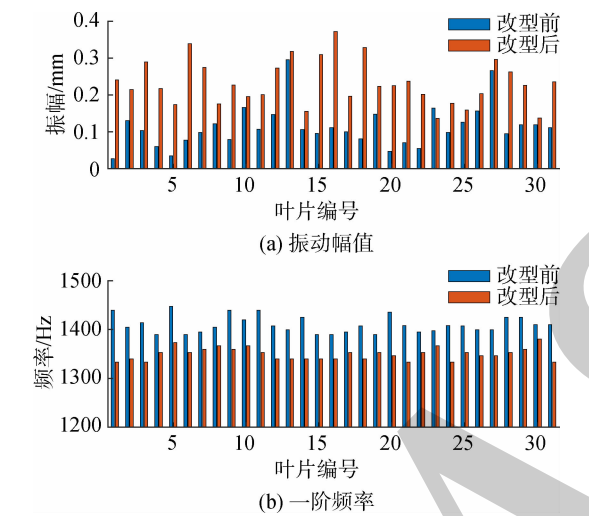


图 11 改型前后叶片一阶共振下振动参数对比
Fig. 11 Comparison of vibration parameters at 1st mode on original and changed blades

针对发动机机匣振动对叶尖定时信号的影响,非接触振动测试系统在采集、分析过程中,已进行了平滑处理,抑制和消除了机匣振动对测量数据的影响。同时,本台发动机本身机匣振动振幅小,尤其是在周向(切向)方向更小,基本可忽略不计。

基于文中第 3.1 节的理论分析方法,对原型叶片的振动应力进行反演估算。13 号叶片的最大振动幅值为 0.295 mm,则振动应力值为 47.2 MPa,为 $K_{e0}=3$ 激起的叶片一弯振动。对原型叶片试验件进行了高周疲劳试验,结果显示,原型转子叶片的实测高周疲劳极限不低于 485 MPa,本文采用该数据作为高周疲劳极限值,根据考虑离心力的有限元模型静强度分析结果可知该试验状态下叶片根部中间位置所承受的平均应力,结合非接触振动测试试验应力结果,原型叶片古德曼图如图 12 所示,从图中可以看出,压气机第一级叶盘振动高周疲劳储备为 7.9,满足设计要求。

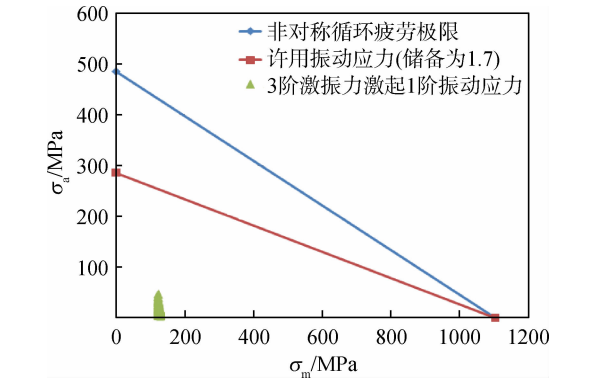


图 12 原型叶片振动应力古德曼图
Fig. 12 Goodman diagram of original blades' vibration stress

同理,对改型叶片的振动应力进行计算,14 号叶片的最大振动幅值为 0.37 mm,则振动应力值为 59.2 MPa,为 $K_{e0}=3$ 激起的叶片一弯振动。对改型后叶片试验件进行了高周疲劳试验,结果显示,改型叶片构件的实测高周疲劳极限不低于 626 MPa,本文采用该数据作为高周疲劳极限值,根据考虑离心力的有限元模型静强度分析结果可知该试验状态下叶片根部中间位置所承受的平均应力,结合非接触振动测试试验应力结果,改型叶片古德曼图如图 13 所示,从图中可以看出,压气机第一级叶盘振动高周疲劳储备为 8.4,满足设计要求。

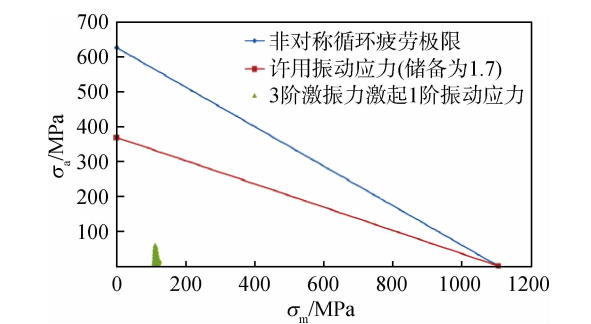


图 13 改型叶片振动应力古德曼图
Fig. 13 Goodman diagram of changed blades' vibration stress

从上述分析结果可知:
改型后叶片一弯状态下的最大振动幅值为 0.37 mm,发生在 16 号叶片,而原型叶片一弯状态下的最大振动幅值为 0.295 mm,发生在 13 号叶片。改型后叶片一弯状态下的振动幅值稍有增加,分析原因可能为以下两点:第一,发动机结构状态改变以及重新装配等原因导致的振幅增加。发动机高压压气机换上改型后的叶盘重新试验,

高压压气机一级转子叶盘结构发生变化以及重新装配引起的装配变化等都可以引起发动机的振幅变化。第二,虽然两次试验进行的相同状态、采用相同的升速速率,但两次发动机试验在不同的整机台架以及不同的进气温度下进行试验,转子叶盘的受热不平衡等因素会引起转子叶片振幅的差异。从原型和改型后的叶片试验高周疲劳结果证明,贯彻排故措施后的高周疲劳极限达到 626 MPa,较未贯彻措施叶片的高周疲劳强度(485 MPa)提升了约 29%。

综上所述,压气机一级转子叶片发生故障的主要原因为由于加工工艺原因导致叶片叶型厚度变大,致使叶片 3 阶激励激起的一弯振动落在发动机工作转速范围内,导致叶片发生故障;虽然应力反推结果显示故障和改型叶片发生共振时的振动应力水平均较低,但叶片长时间在工作转速范围内发生共振时,动应力过大,也会发生危险。

4 结 论

1) 本文创新性地将喷涂黑色示温漆的方法引入转速基准获取中,通过将黑色示温漆喷涂在发动机后轴颈表面的一定区域,利用光纤传感器测量黑色示温漆与后轴颈本体颜色的电压变化,从而获取转速基准信号。本方法操作简单,能够实现转轴温度高达 500 ℃ 的转速基准,可以广泛应用于基于叶尖定时的非接触振动测试过程中。

2) 本文根据理论计算结果确定传感器的周向和轴向安装位置,获取叶尖定时信号。并利用单自由度和周向傅里叶分析方法对叶尖定时信号进行了精确分析,确定了一级转子叶片改型前后叶片的一弯频率以及幅值,解释了压气机转子叶片在发动机工作转速范围内存在 K_{e0} 为 3 阶激起的一弯振动的故障原因,为叶片裂纹故障的排除提供强有力的数据支撑。

3) 基于叶尖定时的非接触测试方法具有结构改装少、准备周期短、几支传感器就能在线监测全级叶片振动的优点,具备取代传统接触式应变片测量的能力,可推广应用到压气机、风扇以及涡轮转子叶片振动测试。

4) 通过建立转子叶片三维有限元模型计算位移-应力的换算系数,可实现基于叶尖定时的转子叶片的动应力测量,为非接触振动测试系统替代传统应变片粘贴方式测量叶片应力水平奠定坚实的基础。

5) 将基于叶尖定时的非接触振动测试系统

所反推的振动应力结果与静强度分析结果相结合能够确定叶片承受的静、动应力水平,结合试件的高周疲劳极限,能够确定叶片的高周疲劳储备,为叶片设计和改型提供数据支撑。

参考文献:

- [1] OSTACHOWIEZ W M, KRAWEZUK M. Analysis of the effect of cracks on the natural frequencies of a cantilever beam[J]. Journal of Sound and Vibration, 1991, 150(2): 191-201.
- [2] WAUER J. Vibration of cracked rotating blades[R]. Des Bains, Venice: International Conference on Rotating Machine Dynamics Hotel Machine Vibration, 1992.
- [3] 贾旭,胡绪腾,宋迎东. 虑及高循环疲劳的裂纹型外物损伤叶片的可用极限[J]. 航空动力学报, 2019, 34(2): 292-304.
JIA Xu, HU Xuteng, SONG Yingdong. Serviceable limits of a crack type foreign object damaged blade considering high cycle fatigue[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(2): 292-304. (in Chinese)
- [4] 彭建,刘兵. 压气机转子叶片动频动应力测试技术和应用研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2003, 16(1): 10-13.
PENG Jian, LIU Bing. Application research on vibration frequency and stress instrumentation of compressor rotor blades[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2003, 16(1): 10-13. (in Chinese)
- [5] 王奉明,朱俊强,徐纲. 基于整机试车的涡轮叶片高低循环复合疲劳试验技术[J]. 航空动力学报, 2018, 33(10): 2343-2350.
WANG Fengming, ZHU Junqiang, XU Gang. Test method for the combined high and low cycle fatigues of turbine blade based on the whole engine operation[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(10): 2343-2350. (in Chinese)
- [6] 方志强. 涡轮机叶片振动非接触检测原理及应用技术研究[D]. 天津: 天津大学, 2007.
FANG Zhiqiang. The research of non-contact measurement technique of rotating blade vibration[D]. Tianjin, Tianjin University, 2007. (in Chinese)
- [7] ZIELINSKI M, ZILLER G. Noncontact crack detection on compressor rotor blades to prevent further damage after HCF-failure[R]. Granada, Spain: Symposium, Evaluation, Control and Prevention of High Cycle Ftgue in Gas Turbine Engines for Land, Sea and Air Vehicles, 2005.
- [8] GURU S S, SHYLAJA S, KUMAR S, et al. Pre-emptive rotor blade damage identification by blade tip timing method[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2013, 136(7): 072503. 1-072503. 4.
- [9] 屈维,王维民,陈立芳. 裂纹参数对汽轮机叶片振动特性影响研究[J]. 北京化工大学学报(自然科学版), 2016, 43(1): 78-85.
QU Wei, WANG Weimin, CHEN Limin. The influence of crack parameters on the vibration characteristics of steam turbine blades[J]. Journal of Beijing University of Chemi-

cal Technology (Natural Science), 2016, 43(1): 78-85. (in Chinese)

[10] CHEN Z, YANG Y, XIE Y, et al. Non-contact crack detection of high-speed blades based on principal component analysis and Euclidian angles using optical-fiber sensors[J]. Sensors and Actuators: A Physical, 2013, 201(1): 66-72.

[11] 萨勃洛斯基 И Е. 涡轮机叶片振动的非接触测量[M]. 吴士祥, 郑叔琛, 译. 北京: 国防工业出版社, 1986: 5-29.

[12] 钟志才, 滕光蓉, 陈香, 等. 风扇转子叶片的非接触振动测量[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2011, 24(4): 44-47.
ZHONG Zhicai, TENG Guangrong, CHEN Xiang, et al. Non-contact vibration measuring system used for fan rotor blades[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2011, 24(4): 44-47. (in Chinese)

[13] 钟志才, 范志强, 李光辉, 等. 叶尖定时振动测量系统及其在某模拟试验件上的应用[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2008, 21(4): 42-45.
ZHONG Zhicai, FAN Zhiqiang, LI Guanghui et al. Blade tip-timing vibration system and application to simulation rotary sample[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2008, 21(4): 42-45. (in Chinese)

[14] 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)

[15] 张玉贵. 烟气轮机叶片振动的非接触式在线监测关键技术研究[D]. 天津: 天津大学, 2008.
ZHANG Yugui. Key technology research on non-contact online monitoring for fume turbine blade vibration [D]. Tianjin: Tianjin University, 2008. (in Chinese)

[16] 冯军楠, 段发阶, 叶德超, 等. 一种耐高温光纤式叶尖定时传感器及验证装置[J]. 纳米技术与精密工程, 2016, 14(3), 167-172.
FENG Junnan, DUAN Fajie, YE Dechao, et al. An optical fiber tip-timing sensor with high temperature resistant capacity and testing device[J]. Nanotechnology and Precision Engineering, 2016, 14(3): 167-172. (in Chinese)

[17] RIGOSI G, BATTIATO G, BERRUTI T M. Synchronous vibration parameters identification by tip timing measurements[J]. Mechanics Research Communications, 2017, 79(1): 7-14.

[18] DIAMOND D H, HEYNS P S. A novel method for the design of proximity sensor configuration for rotor blade tip timing[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2018, 140(6): 8061003. 1-8061003. 8.

[19] 胡伟, 王德友, 杜少辉, 等. 非接触式数字光纤叶片测振系统研究及应用[J]. 航空动力学报, 2010, 36(1): 37-41.
HU Wei, WANG Deyou, DU Shaohui, et al. Investigation and application of non-contact digital optical fiber rotor blade vibration measurement system[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 36(1): 37-41. (in Chinese)

(编辑: 叶 青)