

基于非接触式测量的旋转叶片动应变 重构方法

敖春燕^{1,2}, 乔百杰^{1,2}, 刘美茹^{1,2,3}, 孙 瑜^{1,2}, 陈雪峰^{1,2}

(1. 西安交通大学 机械工程学院, 西安 710049;

2. 西安交通大学 机械制造系统工程国家重点实验室, 西安 710061;

3. 中国航空发动机有限公司 四川燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 基于叶端定时非接触式测量和振动响应传递比的概念,开展高速旋转叶片动应变重构方法的研究。在频域内推导了叶片任意测点位移与任意测点动应变的传递比,给出了单模态共振下响应传递比关于位移和应变模态振型的解析表达式;建立旋转叶片的三维(3D)有限元模型,开展考虑旋转预应力效应的叶片模态分析,提取位移和应变模态振型,获得任意转速下叶端位移与叶根关键点动应变的传递比。开展高速旋转叶片叶端定时非接触式测量实验,采用周向傅里叶算法对叶端定时信号进行处理,获得叶片在不同转速单模态共振下的叶端位移,结合响应传递比,重构 5 个旋转叶片的关键点动应变。结果表明:旋转叶片在 9 000 r/min 和 13 000 r/min 转速下发生 1 阶共振时,与应变片实测结果相比,叶根处应力最大点、次大点和边缘点 3 个关键点的动应变平均重构误差均小于 15%,验证了旋转叶片动应变重构方法的有效性。

关 键 词: 旋转叶片; 动应变重构; 非接触式测量; 响应传递比; 模态振型

中图分类号: V231.92

文献标志码: A

Dynamic strain reconstruction method of rotating blades based on no-contact measurement

AO Chunyan^{1,2}, QIAO Baijie^{1,2}, LIU Meiru^{1,2,3},

SUN Yu^{1,2}, CHEN Xuefeng^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering,

Xi'an Jiaotong University, Xi'an, 710049, China;

2. The State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering,

Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710061, China;

3. Sichuan Gas Turbine Establishment,

Aero Engine Corporation of China, Chengdu, 610500, China)

Abstract: A dynamic strain reconstruction method of rotating blade based on blade tip timing non-contact measurement and transmissibility concept was proposed. The transmissibility between displacement and strain of any point was derived in the frequency domain. The analytical formula of transmissibility with respect to mode shapes was obtained. The three-

收稿日期: 2019-10-10

基金项目: 国家自然科学基金(51705397,91860127); 航空动力基金(6141B090569); 装备预研基金(61400040303)

作者简介: 敖春燕(1997—),女,博士生,主要从事旋转叶片动应变场重构技术研究。

通信作者: 乔百杰(1985—),男,副教授、硕士生导师,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: 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 reconstruction method of rotating blades based on no-contact measurement[J]. Journal of Aerospace Power,2020,35(3):569-580.

dimensional (3D) finite element model of rotating blade was established to conduct modal analysis considering rotating pre-stress effect. The displacement and strain mode shapes of blade were extracted and the transmissibility between displacement at blade tip and dynamic strain of critical point at blade root under any rotational speed was calculated. The test for high-rotating blade based on blade tip timing non-contact measurement was conducted. The Circumferential Fourier transform method was applied for analyzing blade-tip displacement at different rotational speeds in case of single mode resonance. Combining with the transmissibility, the dynamic strain of five blades at some critical points was reconstructed. Results showed that when the first mode resonance at rotational speed of 9000 r/min and 13000 r/min occurred, comparing with the measuring results of strain gages, the average relative error of dynamic strain reconstruction of three critical points on the blade root, such as the maximum-strain point, the secondary-strain point and the edge point, was less than 15%, showing the validity of the dynamic strain reconstruction method.

Key words: rotating blade; dynamic strain reconstruction; non-contact measurement; response transmissibility; mode shapes

航空发动机是飞机的心脏,叶片作为发动机重要零部件占据了庞大数量,其工作环境恶劣,极易发生疲劳失效故障。对叶片展开高周疲劳(high cycle fatigue, HCF)研究是航空发动机研制的重要工作,而动应变测量则是高周疲劳研究的重要内容^[1]。传统测量方法为在旋转叶片表面粘贴应变片,结合滑环引电器、遥测技术等实现动应变测量。但应变片测量存在诸多缺点:接触式测量,对小型结构增加附加质量;安装方式严苛,需对转子系统进行改造;在高温高压环境下易失效,造成测量不准确等^[2-3]。非接触式应力测量取代传统应变片的需求日显急迫。

在叶片的非接触式动应力测量方面,美国在 1949 年申请了非侵入式应力测量系统(non-intrusive stress measurement system, NSMS)专利,美国空军从 1980~2002 年期间,研制 4 代 NSMS,广泛应用于涡轮机械研发和 HCF 裂纹监测中^[4]。欧洲将叶片动应力非接触测量称为叶端定时(blade tip timing, BTT),英国罗-罗 20 世纪 80 年代开始研发叶端定时技术,并积累了 500 余台的叶端定时实验数据^[5]。德国 MTU 公司(Motoren-und Turbinen-Union Friedrichshafen GmbH)研发的叶片叶端定时系统,于 2015 年安装在 TP400 桨扇发动机上并成功进行了试飞测试^[6]。国内对非接触式测量系统的研究起步较晚,目前还停留在实验室台架测试阶段,尚不能完全取代应变片^[7]。非接触式测量系统能否取代传统应变片的关键在于:从叶端振动位移信号准确重构叶片动应变,获得关键点的应变值,从而对叶

片寿命有效预测和故障诊断。

叶片振动信号的有效测量和提取是动应变高精度重构的前提。在旋转叶片非接触式测量中,叶片振动的采样频率为传感器数目与转频的乘积,叶片的振动频率通常高于转频,而机匣周围安装的传感器数目有限,极易导致欠采样信号,如何从欠采样的振动信号中有效提取叶片振动参数成为难题。国防科学技术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,实现了叶片振动多频率的识别^[8];北京化工大学王维民教授团队基于涡轮叶片非接触式测量,结合变速扫描拟合和辅助全局自回归法,有效识别了叶片的振动频率、幅值、相位等振动参数^[9];西安交通大学吴淑明等基于增强稀疏分解法,从叶端定时采样数据中提取叶片单频振动频率,避免了频谱混叠和泄露现象^[10]。商用的叶端定时测振系统数据处理方法广泛采用的单自由度拟合(single degree of fitting, SDOF)算法和周向傅里叶变换(circumferential Fourier transform, CFF)算法^[11]。单自由度拟合算法也称作速矢端迹法,该方法依靠单只传感器采集转子升速过程中的共振区叶端振动信号。CFF 算法通过在机匣周围安装至少 3 支叶端定时传感器,利用最小二乘法重构单模态同步振动下的叶端位移^[12]。从非接触式测量获得的振动参数的精确度将直接影响应力应变的重构精度。

美国“高周疲劳科学与技术计划”中关于叶片动应力估计的技术指标:风扇叶片动应力预估误

差小于 20%，压气机叶片动应力预估误差小于 25%^[13]。目前叶片应变重构是通过实验或有限元仿真条件下的谐响应分析，获得叶端位移到叶根应变最大点或关键点的比值关系，进而实现叶端位移到叶根应变的转换。德国 MTU 宣称，在应变与位移比值不太大且信噪比可接受时，叶端定时系统的应变重构误差可控制在 $\pm 20\%$ 以内^[14]。Russhard^[5]在有限元仿真和实验条件下验证叶端位移和叶根应变的转换关系，发现当叶片发生单模态共振时，两种方案下的比值关系一致^[5]。天津大学段发阶教授团队对叶片进行有限元谐响应分析，获得 1 阶共振时叶端位移和叶根最大应力点的比值，对比 BTT 和应变片实验数据验证了共振态下应变与位移的比值关系^[15]。四川燃气涡轮研究院刘美茹等采用叶端定时系统测量高压压气机转子叶片，获得振动位移和频率，通过对叶片有限元模型进行谐响应分析，获得叶片一弯模态振动下的叶端位移与叶根最大应力点的换算系数，并对叶片进行裂纹故障识别和高周疲劳寿命预测^[16]。以上应变与位移比值的得出均建立在叶片谐响应分析的基础上，准确度不高，叶片应变重构误差较大。

关于结构动应变重构，在其他领域也受到关注。比如，美国马萨诸塞大学 Avitabile 教授团队利用数字图像相关法获得大尺寸风机叶片的振动位移，基于模态降阶与扩展原理计算叶片全场位移，导入有限元模型中获得结构应变响应^[17]。Chen 等利用激光测振仪测得直板结构在空气和水下的振动位移，结合有限元模型，经过插值计算获得结构应变^[18]。美国凯特林大学 Baqersad 提出了应变模态降阶与扩展方法，通过悬臂梁有限元仿真和实验室不同激励下的应变位移测量实验，实现有限测量的应变响应重构悬臂梁场应变^[19]。但以上研究工作尚未从理论上建立位移到应变转换的映射关系，且响应重构技术难以直接应用到航空发动机高速旋转叶片中。

综上，目前关于旋转叶片动应变重构在叶端定时非接触式测量的研究较少。本文基于非接触式测量和响应传递比的概念开展高速旋转叶片动应变重构的研究，推导响应传递比关于模态振型的表达式，给出位移到应变转换的映射关系；将叶端定时非接触式测量运用于小型模拟转子叶片的升速实验中，利用 CFF 算法分析叶端定时位移信号，综合非接触式测量叶端位移和响应传递比，获得不同转速单模态共振下旋转叶片关键点动应

变，并与应变片实测结果对比分析。

1 叶端定时非接触式测量系统

1.1 非接触式测量系统简介

非接触式测量系统主要由传感器、信号采集、数据处理组成。非接触式测量原理如图 1 所示。

非接触式测量系统通过在旋转叶片机匣上合理布局、安装叶端定时传感器，通常为光学传感器；在转轴上安装转速同步传感器，转速传感器作为叶端定时传感器的参考信号，将测得的叶片实际到达时间与叶片在无振动情况下的理论到达时间进行比较，经过信号处理与分析，将时间信号转换为叶片叶端的振动信号，实现叶片的非接触式测振。利用信号处理方法对欠采样信号进行处理，对振动信号处理可提取叶片振动频率、幅值、相位、激励阶次、阻尼等振动参数。叶端振动位移并不能直接反应叶片动应力水平，需进一步结合有限元模型，实现振动位移到动应力的转换。非接触式测量系统的优点在于在不破坏旋转机械结构的情况下，利用一支或多支叶端定时传感器即可实时监测整级所有叶片的振动。

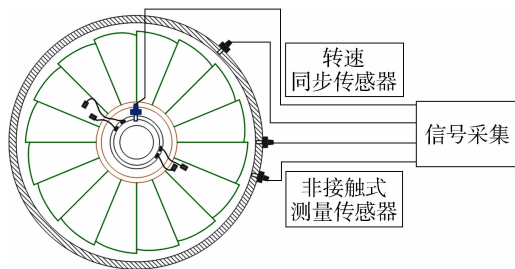


图 1 非接触式测量系统测量原理

Fig. 1 Principle of non-contact measurement system

1.2 振动信号处理方法

叶端定时系统采用安装在机匣周围的传感器采集旋转叶片的振动信号，则叶端定时系统的采样频率(f_s)为传感器数目(n)与转子转频(f_r)的乘积。若要在某一转速下通过叶端定时系统测量叶片某一频率或多个频率的振动信号，则应在机匣周围布置一定数目的传感器以达到香农采样定理要求。若某叶片在转子转速为 10 000 r/min(转频 $f_r \approx 166.7$ Hz)下的前三阶固有频率分别为 $f_1 = 600$ Hz, $f_2 = 2\,000$ Hz, $f_3 = 3\,000$ Hz。根据香农采样定理，若仅采集叶片 1 阶振动信号，采样频率至少为 $f_s = 2 \times f_1 = 1\,200$ Hz 则传感器数目 $n = f_s / f_r \approx 8$ ，若要采集叶片前三阶振动，采样频率至

少为 $f_s=2\times f_3=6\,000\text{ Hz}$, 则传感器数目 $n=f_s/f_r\approx 36$, 若要采集更高阶的振动, 则应布置更多传感器, 而机匣可安装传感器的位置和数目有限, 难以达到符合香农采样定理的传感器数目。所以, 在叶片振动频率较高或是转子转速较低的情况下测量时, 叶端定时采样信号往往为欠采样信号。

从叶端定时的欠采样信号中准确提取和恢复振动位移信息是实现叶片动应力高精度重构的前提。由于采样信号不满足香农采样定理, 不能采用傅里叶变换框架下的信号处理方法, SDOF 法和 CFF 法通过假设叶片振动为周期性正弦振动, 拟合叶片振动曲线, 将欠定信号重构问题转化为少量参数辨识问题。

SDOF 法依靠单只传感器采集转子升降速过程中共振区的叶端振动, 拟合叶片在升降速的振动波形, 进而得到叶端振动幅值、相位、频率等参数。一般来说, 该方法辨识的叶片振幅精度较低。

CFF 法通过在发动机机匣周围至少安装 3 支传感器, 利用最小二乘法重构单模态同步共振下的叶端位移。若要同时测量多个模态, 则需要安装更多传感器。在单模态振动下, 假设第 j 个传感器测得的叶片振动表示为^[12]

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

其中 A 和 B 表示叶片振动幅值和相位计算参数, C 表示叶片振动信号的偏移成分, f 为叶片的振

$$\boldsymbol{H} = \begin{bmatrix} \sin(O_{e1}\theta_1) & \cos(O_{e1}\theta_1) & \sin(O_{e2}\theta_1) & \cos(O_{e2}\theta_1) & \cdots & 1 \\ \sin(O_{e1}\theta_2) & \cos(O_{e1}\theta_2) & \sin(O_{e2}\theta_2) & \cos(O_{e2}\theta_2) & \cdots & 1 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \sin(O_{e1}\theta_n) & \cos(O_{e1}\theta_n) & \sin(O_{e2}\theta_n) & \cos(O_{e2}\theta_n) & \cdots & 1 \end{bmatrix}$$

$\boldsymbol{x}^{n\times 1} = [A_1 \ B_1 \ A_2 \ B_2 \ \cdots \ A_m \ B_m \ C]^T$ 为待求的多模态振动参数, $\boldsymbol{y}^{n\times 1} = [y_1 \ y_2 \ \cdots \ y_n]^T$ 为 n 个传感器在同一转下测得的振动位移, 因此, 通过 CFF 法可求得多模态振动参数 $\boldsymbol{x}$ 。

$$\boldsymbol{x} = \boldsymbol{H}^{-1}\boldsymbol{y} \quad (10)$$

其中 $\boldsymbol{H}^{-1}$ 表示 $\boldsymbol{H}$ 的逆矩阵。通过式可获得各阶振动的叶端幅值。式可求解, 传感器数量 n 与模态数目 m 应满足的关系为

$$n \geq 2m + 1 \quad (11)$$

2 位移-应变响应传递比的建立

当叶片发生单模态共振, 叶端位移与叶根应变存在一一映射关系, 称其为位移-应变响应传递比。在频域内, 叶片任意点(含任意方向)位移响应和应变响应分别为

动频率。当叶片发生同步共振时, 叶片的振动频率可表示为

$$f = O_e \times f_r \quad (2)$$

其中 O_e 为激励阶次(excitation order, EO)。

将式(2)带入式(1)得

$$y_j = A\sin(2\pi \times O_e \times f_r t) + B\cos(2\pi \times O_e \times f_r t) + C \quad (3)$$

则第 j 个传感器的安装角度为

$$\theta_j = 2\pi f_r t \quad (4)$$

将式(4)带入式(3)得

$$y_j = A\sin(O_e\theta_j) + B\cos(O_e\theta_j) + C \quad (5)$$

若考虑旋转叶片多模态振动, 前 m 阶模态参与共振, 则叶片前 m 阶的固有频率为 $f_1, f_2, \cdots, f_m$ 。激励阶次可表示为

$$O_e = \left\{ \frac{f_r}{f_1}, \frac{f_r}{f_2}, \cdots, \frac{f_r}{f_m} \right\} = \{O_{e1}, O_{e2}, \cdots, O_{em}\} \quad (6)$$

若机匣周围有 n 个传感器, 则第 j 个传感器测得的振动信号为

$$y_j = \sum_{i=1}^m [A_i \sin(O_{ei}\theta_j) + B_i \cos(O_{ei}\theta_j) + C_i] \quad (7)$$

则 n 个传感器测得的振动信号可表示为

$$\boldsymbol{y} = \boldsymbol{H}\boldsymbol{x} \quad (8)$$

其中 $\boldsymbol{H}$ 为传感器设计矩阵, 可表示为

$$\boldsymbol{H} = \begin{bmatrix} \sin(O_{e1}\theta_1) & \cos(O_{e1}\theta_1) & \sin(O_{e2}\theta_1) & \cos(O_{e2}\theta_1) & \cdots & 1 \\ \sin(O_{e1}\theta_2) & \cos(O_{e1}\theta_2) & \sin(O_{e2}\theta_2) & \cos(O_{e2}\theta_2) & \cdots & 1 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \sin(O_{e1}\theta_n) & \cos(O_{e1}\theta_n) & \sin(O_{e2}\theta_n) & \cos(O_{e2}\theta_n) & \cdots & 1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$\boldsymbol{Y}(\omega) = \boldsymbol{H}^d(\omega)\boldsymbol{F}(\omega) \quad (12)$$

$$\boldsymbol{\varepsilon}(\omega) = \boldsymbol{H}^e(\omega)\boldsymbol{F}(\omega) \quad (13)$$

其中 ω 为振动频率, $\boldsymbol{Y}(\omega)$ 为叶片位移响应, $\boldsymbol{\varepsilon}(\omega)$ 为叶片应变响应, $\boldsymbol{F}(\omega) = [f_1, f_2, \cdots, f_n]^T$ 为叶片激励矢量, $\boldsymbol{H}^d(\omega)$ 为位移频响函数矩阵, $\boldsymbol{H}^e(\omega)$ 为叶片应变频响函数矩阵。令叶片的自由度为 n , 将频响函数写作矩阵形式, 则位移、应变响应分别为

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11}^d & H_{12}^d & \cdots & H_{1n}^d \\ H_{21}^d & H_{22}^d & \cdots & H_{2n}^d \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ H_{n1}^d & H_{n2}^d & \cdots & H_{nn}^d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_n \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \vdots \\ \varepsilon_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11}^e & H_{12}^e & \cdots & H_{1n}^e \\ H_{21}^e & H_{22}^e & \cdots & H_{2n}^e \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ H_{n1}^e & H_{n2}^e & \cdots & H_{nn}^e \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_n \end{bmatrix} \quad (15)$$

其中 $H(\omega)$ 中第 i 行和第 j 列 $H_{ij}(\omega)$ 元素指仅在叶片第 j 个坐标(第 j 点)上有简谐激励而相应于第 i 个坐标(第 i 点)的复频响应函数,则第 i 点对在第 j 点的简谐力的位移和应变频响函数分别为

$$H_{ij}^d(\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{\phi_{ri}\phi_{rj}}{K_{pr}(1-\lambda_r^2 + i2\xi_r\lambda_r)} \quad (16)$$

$$H_{ij}^e(\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{\psi_{ri}\phi_{rj}}{K_{pr}(1-\lambda_r^2 + i2\xi_r\lambda_r)} \quad (17)$$

其中 i 为响应点, j 为激励点, ϕ_{ri} 为响应点的第 r 阶模态振型, ϕ_{rj} 为激励点的第 r 阶模态振型, ψ_{ri} 为响应点的第 r 阶应变模态振型, K_{pr} 第 r 阶的主刚度, λ_r 为激励频率与系统第 r 阶固有频之比, ξ_r 为系统第 r 阶阻尼比。

当叶片发生 s 阶共振, 即 $r=s$ 时, 此时激励频率与系统第 s 阶固有频率接近, 即 $\omega=\omega_s$, 第 s 阶主振动起主导作用, 其他阶的振动可忽略。则叶片发生 s 阶单模态共振时, 任意点 i 的应变响应和任意点 j 的位移响应的比值为

$$\frac{\epsilon_i^s}{y_j^s} = \frac{\sum_{k=1}^n \frac{\psi_{si}\phi_{sk}}{K_{ps}(1-\lambda_s^2 + i2\xi_s\lambda_s)} f_k(\omega)}{\sum_{k=1}^n \frac{\phi_{sj}\phi_{sk}}{K_{ps}(1-\lambda_s^2 + i2\xi_s\lambda_s)} f_k(\omega)} = \frac{\psi_{si}}{\phi_{sj}} \quad (18)$$

其中 k 表示叶片的第 k 个自由度, ψ_{si} 为任意点 i 的第 s 阶应变振型, ϕ_{sj} 为任意点 j 的第 s 阶位移振型, ϕ_{sk} 为第 k 点的第 s 阶位移振型, K_{ps} 为第 s 阶的主刚度, λ_s 为激励频率与系统第 s 阶固有频率之比, ξ_s 为系统第 s 阶阻尼比。

式(18)即为位移-应变响应传递比。位移单位取微米(μm), 应变取微应变, 即应变 ϵ 的单位为 10^{-6} , 则传递比的单位为 $10^{-6}/10^{-6} \text{ m}$, 即 m^{-1} 。此传递比表明当叶片发生某阶单模态共振时, 叶根关键点应变与叶端测点位移值存在恒定的关系, 称其比值为位移-应变响应传递比, 此传递比只与叶片的模态振型有关, 而与激励的种类、分布和大小均无关。位移-应变响应传递比可通过对叶片有限元模型进行模态分析, 分别提取应变和位移模态振型获得, 计算方便, 不需要进行额外的谐响应分析。

3 旋转叶片有限元分析

3.1 有限元模型建立

本文实验的对象为整体叶盘结构的模拟转子, 带有 5 个叶片。由于盘相对于叶片的尺寸小, 故在有限元分析中不考虑盘片耦合。取模拟转子

的 1/5 做分析。在 Pro/E 软件中建立模拟转子叶片的三维模型, 如图 2(a)所示。在 Hypermesh 软件中对叶片进行有限元网格划分, 由于叶片根部盘部分对叶片的固有频率、模态振型影响小, 故叶片叶身与根部叶盘部分采用不同疏密的网格划分, 得到收敛的模态结果的同时减少了计算量。网格单元选择 Solid 186 单元, 模型共 4 793 个单元和 29 641 个节点, 有限元模型及坐标如图 2(b)所示。在 ANSYS 软件中进行分析设置, 对叶片叶盘内圆柱面施加固定约束。转子叶片材料参数如表 1 所示。对叶片进行位移和应变模态分析, 得叶片前 3 阶静态频率如表 2 所示, 位移、应变模态振型分别如图 3、图 4 所示, 前 3 阶模态振型分别表现为一弯、一扭、二弯。

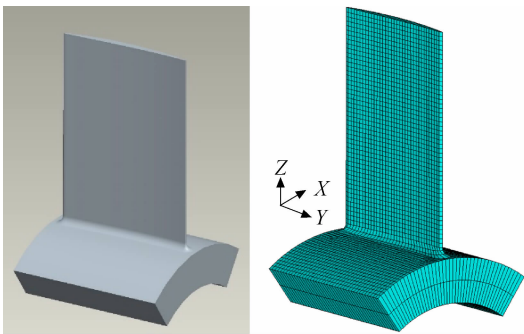


图 2 叶片模型
Fig. 2 Model of the blade

表 1 叶片材料参数
Table 1 Material parameters of the blade

材料	弹性模量/GPa	泊松比	密度/(g/cm ³)
GH4169	195	0.3	8.24

表 2 叶片固有频率
Table 2 Natural frequencies of the blade

阶次	固有频率/Hz
1 阶	584.6
2 阶	1 796.6
3 阶	3 363.9

在不同转速下, 对叶片进行模态分析。由于实验的共振态主要为 1 阶共振, 故模态分析只提取 1 阶固有频率, 获得转子叶片 Campbell 图, 如图 5 所示。从 1 阶共振频率线和转速倍频线的交点可以看出, 在 0~20 000 r/min 的工作转速内, 叶片在 6 000、7 000、9 000、13 000 r/min 左右可能发生 1 阶共振, 对应的激励的阶次分别为 6O_e、

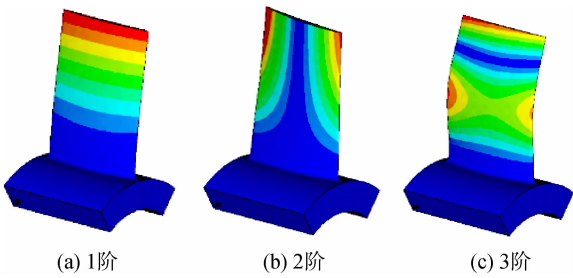


图 3 叶片位移模式振型

Fig. 3 Displacement mode shapes of the blade

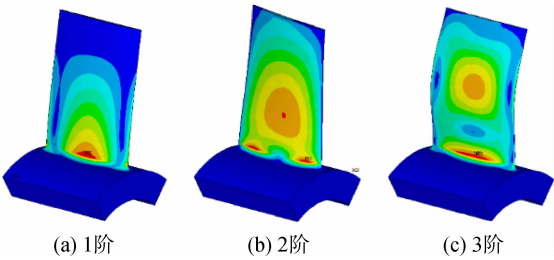


图 4 叶片应变模式振型

Fig. 4 Strain mode shapes of the blade

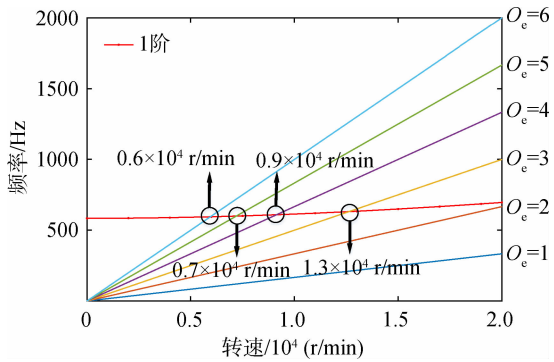


图 5 叶片 Campbell 图

Fig. 5 Campbell diagram of the blade

50 O_e 、40 O_e 、30 O_e 。通过 Campbell 图可预知叶片不同转速下的共振情况。为采用 CFF 法处理叶端定时欠采样信号提供了先验信息。

3.2 传递比计算与影响因素

对叶片模态分析后,提取叶端位移振型和叶根应变振型,利用式(18)计算传递比。为验证本文提出的基于模态法计算传递比方法的可行性,对叶片进行谐响应分析,在 1 阶共振下提取叶端 X 向位移和叶根 Z 向应变,计算传递比,并与模态分析结果作比较。在仿真计算中,提取叶端弦长方向所有节点位移,在叶根处选择叶盆应力最大点 A、次大点 B 和叶背边缘点 C 三点提取应变,叶端节点和叶根选取点如图 6 所示。

提取叶根 A、B、C 三点的应变,分别与叶端

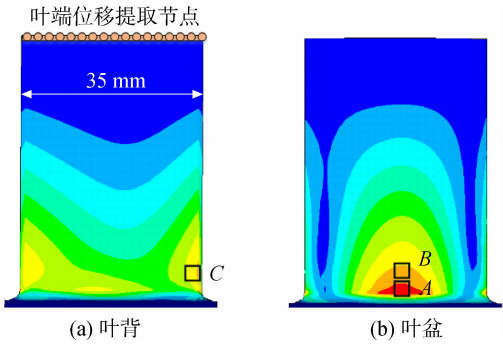


图 6 位移和应变提取节点分布

Fig. 6 Distribution of displacement and strain extraction node

弦长方向所有节点的位移作传递比分析,根据式(18)中的传递比解析表达式,定义应变比位移的值为位移-应变传递比,得出叶端弦长方向 0~35 mm 内的位移-应变传递比曲线如图 7 所示,模态法和谐响应分析下的平均传递比如表 3 所示,从理论推导可知,谐响应共振分析的传递比应等于模态法下的传递比,但由于 ANSYS 有限元软件计算精度影响,谐响应分析中提取位移和应变的频点可能不是严格的共振态,造成了微小的计算误差,3 点的传递比误差都在 0.11% 以内,由此可知本文提出的模态法计算传递比的正确性。

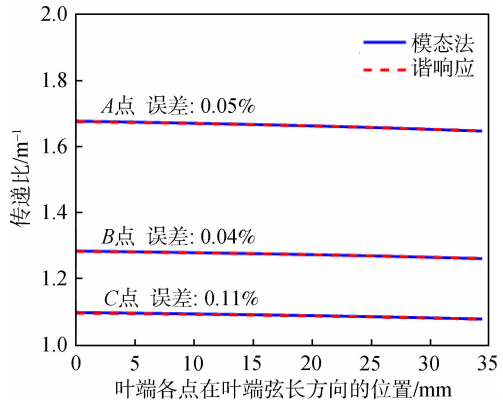


图 7 位移-应变响应传递比曲线

Fig. 7 Displacement-strain transmissibility curves

表 3 模态法和谐响应分析传递比

Table 3 Transmissibility based on modal methods and harmonic analysis

位置点	传递比/ m^{-1}	
	模态法	谐响应分析
A	1.67	1.66
B	1.27	1.27
C	1.09	1.09

单模态位移-应变响应传递比大小取决于叶片的固有属性,即叶片的模态振型,而与激励和边界条件等其他因素无关。叶片的固有属性取决于叶片尺寸、刚度、质量、材料及材料特性参数等。由于叶片在旋转过程中,受到离心力的影响,其刚度会发生变化,从而影响了叶片的固有属性,造成叶片共振频率变化,此种现象称为旋转预应力效应。为分析转速对传递比的影响,分别在 6 000、9 000、13 000 r/min 转速下对叶片进行模态分析,得到叶片在不同转速下前三阶固有频率,如表 4 所示,计算得到的 A、B、C 三点传递比,做出传递比的变化趋势,如图 8 所示。结果显示,随着转速的上升,传递比会有小幅的上升,说明在旋转状态下,叶片由于离心力的作用使旋转状态下的传递比相对静态有所改变。因此,在基于非接触式应力测量和传递比的动应变的重构计算中,采用旋转状态下的传递比有助于提高动应变重构精度,也更加合理。

表 4 叶片在不同转速下的固有频率

Table 4 Natural frequencies of the blade at different rotating speeds

转速/ (r/min)	固有频率/Hz		
	1 阶	2 阶	3 阶
0	584.6	1796.6	3363.9
6 000	595.7	1800.3	3381.1
9 000	609.3	1804.9	3402.5
13 000	635.0	1813.9	3443.8

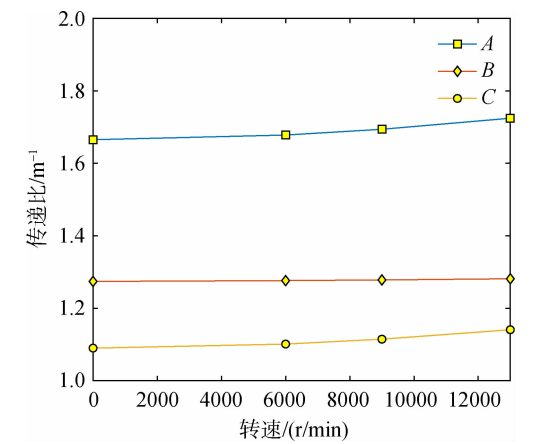


图 8 位移-应变传递比随转速变化趋势

Fig. 8 Trend of displacement-strain transmissibility with rotating speeds

4 实验验证

4.1 模拟转子实验台简介

在高速旋转模拟转子叶片实验台上进行动应变重构的实验验证,采用 Hood 叶端定时非接触式测振系统,共 7 个叶端定时传感器和 1 个转速同步传感器,每个叶片根部粘贴 2 个应变片,共 10 个应变片,实验台如图 9 所示。在实验台上对模拟转子叶片进行升速实验,转速范围为 0~15 000 r/min;模拟转子为整体叶盘,共 5 个叶片;模拟转子叶片旋转时,机匣周围的叶端定时传感器测量叶片叶端到达时间,对时间信号采集和处理获得叶端的振动位移信号。为验证本论文动应变重构方法的准确性,在转子升速实验过程中,采用应变片结合滑环引电器测量的方法对叶根应变实时测量,应变片的贴片位置与有限元应变振型提取点 A、B、C 三点相对应,应变片的粘贴位置如图 10 所示,各叶片应变片粘贴情况如表 5 所示。

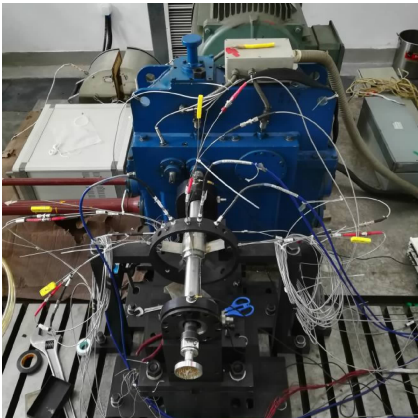


图 9 高速旋转叶片实验台

Fig. 9 Test bench with high rotating rotor

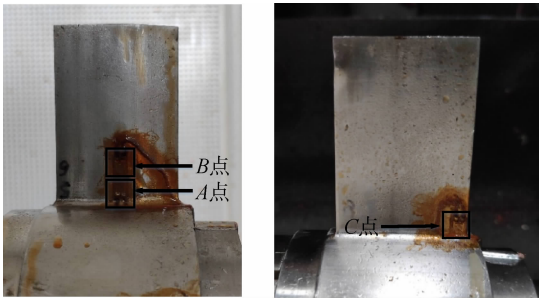


图 10 应变片粘贴位置照片

Fig. 10 Position photos for strain gages attached on blades

表 5 应变片在叶片上的粘贴位置

Table 5 Positions for strain gages attached on blades

叶片号	位置点
1	A、B
2	A、C
3	A、B
4	A、C
5	A、B

4.2 叶端定时测量结果

叶端定时测量获得叶片升速时的振动信号，采用 CFF 法提取叶片 1 阶振动下叶端振动幅值和振动频率，转速为 13 000 r/min 时的叶片位移信号如图 11 所示。

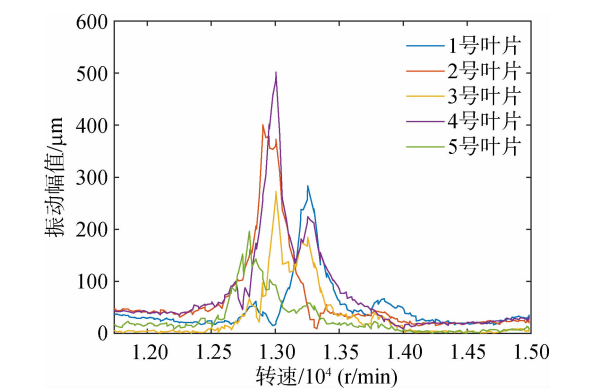


图 11 CFF 法计算的叶端位移信号

Fig. 11 Displacement signals of blade tip calculated by CFF method

由 Campbell 图可知，叶片在转速为 13 000 r/min 时发生 1 阶共振，激励阶次为 3，记为 13 000-M1EO3，转速为 9 000 r/min 的共振激励阶次为 4，记为 9 000-M1EO4。通过 Campbell 图获得叶片的激励阶次，进而用 CFF 法提取叶端的振动幅值。1~5 号叶片 13 000-M1EO3 和 9 000-M1EO4 的叶端幅值和对共共振频率分别如表 6 和表 7 所示。

从非接触式测量获得的频率和幅值来看，叶片由于制造误差等原因不能保证完全一致，每个叶片的共振频率和幅值存在差异。9 000-M1EO4 共振时的叶片固有频率小于 13 000-M1EO3 的结果，这验证了叶片的旋转预应力效应。通过比较实验和模态分析固有频率(表 4)，发现升速实验下测得的叶片固有频率偏大，误差在 5% 以内。这是由于在模态分析中，建模误差、边界条件并不

表 6 13 000-M1EO3 叶端振动幅值和频率

Table 6 Blade tip vibration amplitude and frequency at 13 000-M1EO3

叶片号	频率/Hz	振动幅值/μm
1	663	276.0
2	646	425.2
3	650	290.3
4	650	492.3
5	640	210.9

表 7 9 000-M1EO4 叶端振动幅值和频率

Table 7 Blade tip vibration amplitude and natural frequency at 9 000-M1EO4

叶片号	频率/Hz	振动幅值/μm
1	640	98.7
2	627	146.1
3	627	182.4
4	627	215.4
5	616	98.6

能与实验条件完全一致等因素造成的。

4.3 应变片测量结果

在叶端定时传感器测量旋转叶片振动幅值的同时，应变片对叶根 A、B、C 三点的动应变进行测量，转速传感器对转子转速进行测量。升速实验的 2~5 号叶片各应变测点的应变信号和转速测量结果如图 12 所示(如 2-A 表示 2 号叶片 A 点)，从图中可以看出叶片在转速较低时受到噪

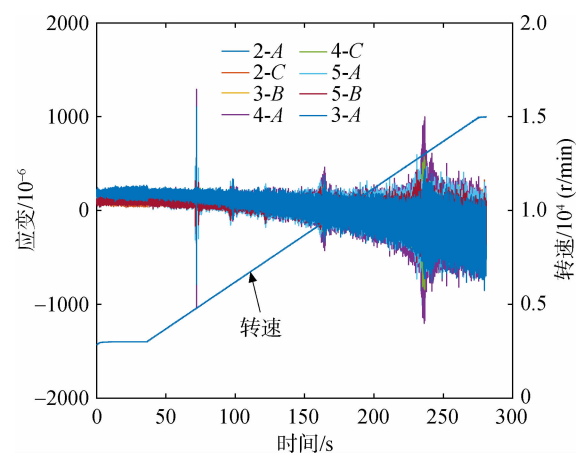


图 12 升速实验应变和转速

Fig. 12 Strain and rotation speed at rotor speed-acceleration test

声的影响,应变片测量数据有大而尖锐的峰值,同时发现叶片在 9 300 r/min 和 13 000 r/min 附近有峰值,这两个峰值即对应 Campbell 图 9 000-M1EO4 和 13 000-M1EO3。在这两个转速下,对所有应变片的数据进行短时傅里叶变换,图 13 为 2 号叶片 A 点的时频图,图中加框处即为 13 000-M1EO3,可对应提取共振频率和应变振幅。其中由于 1 号叶片的两个应变片在实验过程中损坏,造成测量数据的严重失真,故不分析 1 号叶片的应变数据。

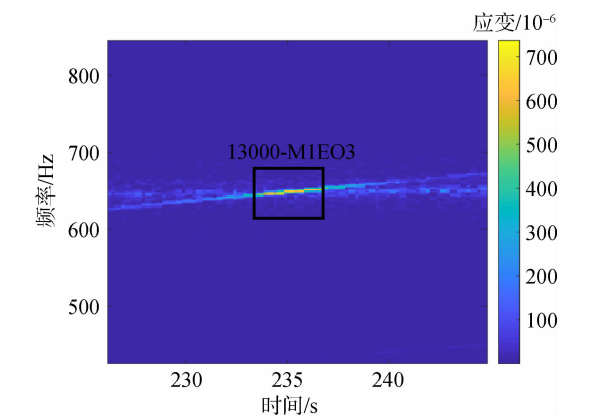


图 13 2 号叶片 A 点应变时频图
Fig. 13 Time-frequency diagram of strain of point A on NO. 2 blade

提取 9 000-M1EO4 和 13 000-M1EO3 处的共振应变幅值和频率,2~5 号叶片的结果如表 8 和表 9 所示。

表 8、表 9 与表 6、表 7 中位移数据提取的频率比较结果一致,说明了非接触式测量对振动参数辨识的准确性。

表 8 13 000-M1EO3 应变和振动频率实测值			
Table 8 Measured strain amplitude and vibration frequency at 13 000-M1EO3			
叶片号	位置点	频率/Hz	应变/ 10^{-6}
2	A	646	737.10
	C	646	592.00
3	A	650	506.89
	B	650	428.15
4	A	650	1020.10
	C	650	643.03
5	A	640	406.82
	B	640	304.24

表 9 9 000-M1EO4 应变和振动频率实测值			
Table 9 Measured strain amplitude and vibration frequency at 9 000-M1EO4			
叶片号	位置点	频率/Hz	应变/ 10^{-6}
2	A	626	218.58
	C	626	178.23
3	A	626	246.20
	B	626	210.04
4	A	626	371.74
	C	626	231.52
5	A	616	204.90
	B	616	155.01

4.4 动应变重构结果分析

基于位移-应变响应传递比计算 9 000-M1EO4 和 13 000-M1EO3 共振时 A、B、C 三点的应变,三点在两种转速下的传递比如表 10 所示。

表 10 共振转速下的传递比		
Table 10 Transmissibility at resonance rotation speed		
位置点	转速/(r/min)	
	13 000	9 000
A	1.7384	1.7100
B	1.2917	1.2885
C	1.1499	1.1258

利用表 6 和表 7 的叶端幅值计算动应变,A、B、C 处动应变计算值与实验值的对比分别如图 14、图 15、图 16 所示,相对误差(取绝对值)如表 11 所示,各应变点平均重构误差如表 12 所示。分析结果并总结发现

- 1) 13 000-M1EO3 共振时应变最大点 A 点重构结果中,2 号和 3 号叶片的重构误差在 1% 以下,重构精度极高;4 号和 5 号叶片在 17% 以内,由于叶片的个体差异、叶端定时与应变片测量误差造成个别叶片重构误差相对较大,但都在合理范围内,验证了重构方法的准确性;
- 2) 9 000-M1EO4 共振时 A 点的重构误差总体大于 13 000-M1EO3。原因是叶片在 9 000 r/min 的振动幅值较小,叶端定时与应变片测量数据的信噪比都较低,增大了应变重构的误差;
- 3) 两种共振态下,动应变次大点 B 的应变重构误差均在 15% 以内,再次说明了本论文所提出的方法对单模态共振应变重构的有效性;

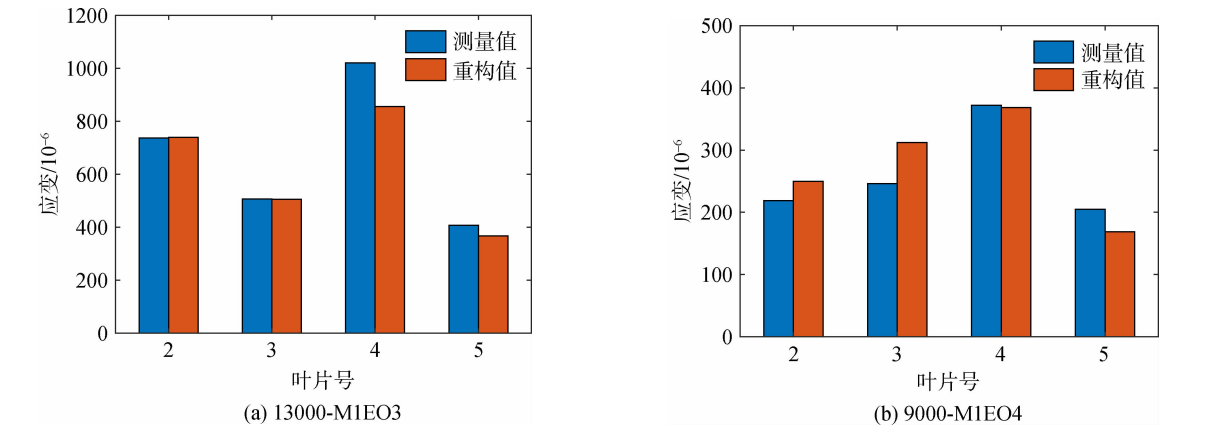


图 14 叶片 A 点应变实测结果与重构结果对比

Fig. 14 Comparison of the measured and the reconstructed strain of point A on blades

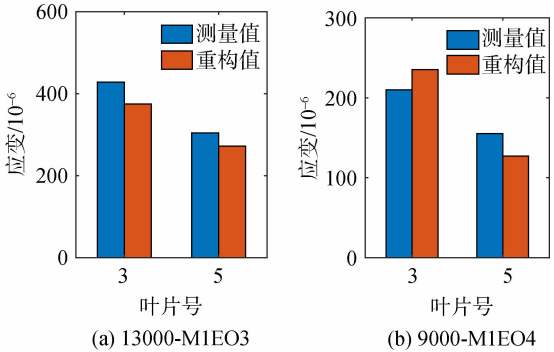


图 15 叶片 B 点应变实测结果与重构结果对比

Fig. 15 Comparison of the measured and the reconstructed strain of point B on blades

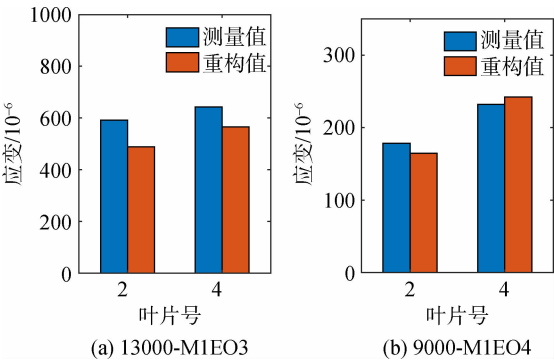


图 16 叶片 C 点应变实测结果与重构结果对比

Fig. 16 Comparison of the measured and the reconstructed strain of point C on blades

4) 对于叶片边缘点 C 点的动应变重构, 13000-M1EO3 的重构误差大于 9000-M1EO4 的重构误差。由于在 13 000 r/min 时, 叶片的高阶模态也被激发出来, 对 2 号叶片的 C 点实测应变数据做快速傅里叶变换, 从图 17 可以看出前四阶都有参与共振。叶片的多模态共振造成了重构误差的增大, 而叶片在 9000 r/min 时, 共振幅值不

表 11 叶片应变重构误差			
Table 11 Strain reconstruction error of blades			
叶片号	位置点	相对误差/%	
		13000-M1EO3	9000-M1EO4
2	A	0.28	14.30
	C	17.41	7.71
3	A	0.44	26.69
	B	12.42	11.89
4	A	16.10	0.92
	C	11.96	4.74
5	A	9.88	17.71
	B	10.46	18.04

表 12 各应变点平均误差		
Table 12 Mean error of each strain point		
应变点	平均误差/%	
	13000-M1EO3	9000-M1EO4
A	6.68	14.91
B	11.44	14.97
C	14.69	6.23

大且主要由 1 阶参与, 则重构误差明显小于 13 000 r/min 时的共振态;

5) A、B、C 三个应变测点的动应变重构平均误差均在 15% 以下, 满足“高周疲劳科学与技术计划”对叶片动应力估计的技术指标。

以上实验结果说明, 本论文提出的基于响应传递比的动应变重构方法的有效性。该方法能够完成在不同转速下, 当叶片发生共振时, 从非接触式测量叶端位移到关键点动应变的重构, 且重构

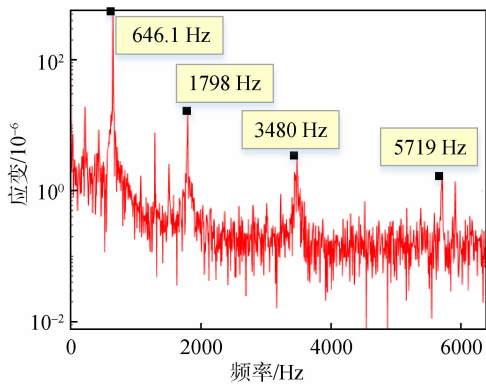


图 17 2 号叶片 C 点动应变频谱

Fig. 17 Dynamic strain frequency spectrums of point C on NO. 2 blade

误差在合理范围内。

5 结 论

本文开展基于非接触式测量的旋转叶片动应变重构方法研究,提出了动应变重构的响应传递比的概念;建立了叶端位移响应和叶根应变关于模态振型的映射关系;建立了考虑转速预应力的旋转叶片有限元模型。通过位移和应变模态分析获得传递比,进而重构叶片动应变。模拟转子叶片实验结果表明:①在高转速(13 000 r/min)下的共振态更易被充分激发,信号信噪比较高,重构精度高;②在低转速(9 000 r/min)下,共振态不易被激发,测量数据中包含大量的噪声,低信噪比导致重构误差较大;③叶根中部 A、B 点重构精度高于边缘点 C 点,C 点高阶模态对响应的贡献量导致重构误差较大,说明了响应传递比在单模态共振时重构精度高,而当叶片发生多模态共振时,动应变高精度重构需做进一步研究;④所有测点的动应变平均重构误差在 15% 以下,满足了“高周疲劳科学与技术计划”所提出的指标,验证了本论文所提出的旋转叶片动应变重构方法的有效性。

本文所提出的动应变重构方法可以用于非接触式应力测量系统,将叶端幅值转换为叶根关键点应变,后期可通过应力与应变的关系计算叶片关键点应力,从而对叶片进行寿命预测。

参考文献:

[1] 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)
[2] 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]. 航空发动机, 2010, 36(1): 38-41.
HU Wei, WANG Deyou, DU Shaohui, et al. Investigation and application of non-contact digital optical fiber rotor blade vibration measurement system [J]. Aeroengine, 2010, 36(1): 38-41. (in Chinese)
[3] 李勇,胡伟,王德友,等. 非接触式转子叶片振动测试技术应用研究[J]. 航空动力学报, 2008, 23(1): 21-25.
LI Yong, HU Wei, WANG Deyou, et al. Investigation and application of non-contact rotor blade vibration measurement technique[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(1): 21-25. (in Chinese)
[4] ROTADAT A. Non-intrusive stress measurement system (NSMS) blade tip timing. [2019-10-08]. <https://www.rotadata.com/>.
[5] RUSSHARD P. Test cell instrumentation and measurement techniques blade tip timing[D]. Manchester, UK: University of Manchester, 2017.
[6] ZIELINSKI M, ZILLER G. Noncontact crack detection on compress rotor blades to prevent further damage after HCF-failure[R]. North Atlantic Treaty Organization, NATO RTO-AVT-121, 2005.
[7] 刘美茹,朱靖,滕光蓉,等. 非接触旋转叶片振动测量系统在转子叶片裂纹故障试验中的应用[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2015, 28(2): 45-48.
LIU Meiru, ZHU Jing, TENG Guangrong, et al. Non-contact rotating blade vibration measurement system in rotor blade crack fault test[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2015, 28(2): 45-48. (in Chinese)
[8] 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.
[9] 王维民,任三群,陈立芳,等. 涡轮机叶片同步振动参数辨识方法研究(实验研究)[J]. 振动与冲击, 2017, 36(17): 127-133.
WANG Weimin, REN Sanqun, CHEN Lifang, et al. Tests for synchronous vibration parametric identification method of a turbine's blades[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(17): 127-133. (in Chinese)
[10] 吴淑明,胡海峰,赵志斌,等. 增强稀疏分解及其在叶片振动参数识别中的应用[EB/OL]. [2019-10-08]. [Http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2187.TH.20190402.1449.008.html](http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2187.TH.20190402.1449.008.html).
[11] DIAMOND D H, HEYNS P S, OBERHOLSTER A J. A Comparison between three blade tip timing algorithms for estimating synchronous turbomachine blade vibration[C]// Proceedings of the 9th World Congress on Engineering Asset Management (WCEAM). Tampere, Finland: Springer, 2015: 215-225.
[12] GALLEGO-GARRIDO J, DIMITRIADIS G. Multiple frequency analysis methods for blade tip-timing data analysis

[C]//Proceedings of the 7th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, Manchester, UK; ASME, 2004;75-28.

[13] BARTSCH T M. High cycle fatigue (HCF) science and technology program 2002 annual report[R]. Air Force Research Laboratory, AFRL-PR-WP-TM-2004-2040, 2003.

[14] ZIELINSKI M, ZILLER G. Noncontact blade vibration measurement system for aero engine application[C]//Proceedings of the 17th International Symposium on Air-breathing Engines, Munich, German; Modern Mechanical Engineering, 2005;244.

[15] 段发阶,李刚,叶德超,等. 基于叶尖定时的叶片动应力反演方法[J]. 纳米技术与精密工程, 2016, 14(3): 161-166.

DUAN Fajie, LI Gang, YE Dechao, et al. Method for inverting dynamic stress of blade based on tip-timing[J]. Nanotechnology and Precision Engineering, 2016, 14(3): 161-166. (in Chinese)

[16] 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)

[17] BAQERSAD J, NIEZRECKI C, AVITABILE P. Full-field dynamic strain prediction on a wind turbine using displacements of optical targets measured by stereophotogrammetry[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2015, 62/63: 284-295.

[18] CHEN Y, JOFFRE D, AVITABILE P. Underwater dynamic response at limited points expanded to full-field strain response[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2018, 140(5): 51016. 1-51016. 9.

[19] BAQERSAD J, BHARADWAJ K. Strain expansion-reduction approach[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 101: 156-167.

(编辑:王碧琚)