

旋转叶片异步振动参数辨识方法及试验验证*

THE METHOD FOR IDENTIFYING ROTATING BLADE ASYNCHRONOUS VIBRATION AND EXPERIMENTAL VERIFICATION

王茜**¹ 雷晓波^{1,2}

(1. 中国飞行试验研究院, 西安 710089)

(2. 西安航空学院 飞行器学院, 西安 710077)

WANG Qian¹ LEI XiaoBo^{1,2}

(1. Chinese Flight Test Establishment, Xi'an 710089, China)

(2. School of Aircraft, Xi'an Aeronautical College, Xi'an 710077, China)

摘要 基于叶尖定时原理和单自由度振动理论,利用全相位FFT(apFFT)和最小二乘法建立了叶片异步振动参数辨识算法,通过数值仿真验证了参数辨识算法的正确性,给出了传感器布置合理性的检验参数及经验值。采用高压氮气冲击叶片使叶片产生某一单频绝对占有的振动,在风扇转子试验器上开展了1 971 r/min、2 326 r/min两个异步转速下的振动参数辨识试验。结果表明:辨识方法均能准确辨识出叶片异步振动,且获得的不同叶片的振动频率完全相同;以叶片应变信号为基准,振动频率辨识误差最大为1.12%,频率辨识准确率高,验证了异步振动参数辨识方法的正确性。

关键词 叶片异步振动 非接触测量 参数辨识 全相位FFT 氮气冲击激励 频率识别误差

中图分类号 V231.96

Abstract Based on the principle of blade tip timing (BTT) and the vibration principle of one degree of freedom, the parameter identification algorithm of rotating blade asynchronous vibration is established by using all phase FFT (apFFT) and least square method. The algorithm is verified by numerical simulation, and the test parameter and empirical value of the rationality for sensor layout are given. The tests of asynchronous vibration parameter identification were launched on a fan rotor, while high pressure nitrogen was used to shock the blades to produce single frequency absolute occupancy vibration. Results show that the method for asynchronous vibration identification could accurately identify blade vibration parameters, and the vibration frequencies of all blades obtained are exactly the same. Frequency identification accuracy is high with the maximum relative error of 1.12% using strain analysis frequency as a baseline. Results verify that the method of asynchronous vibration parameter identification is correct.

Key words Blade asynchronous vibration; Noninterference measurement; Parameter identification; All phase FFT; Nitrogen shock excitation; Frequency identification error

Corresponding author: WANG Qian, E-mail: zhanshen-bati@163.com, Fax: +86-29-86839235

The project supported by the Equipment Pre-research Fund of AVIC (No. 6141B05110404).

Manuscript received 20200624, in revised form 20200818.

引言

旋转叶片振动监测对航空发动机、涡轮机、轴流式压气机等叶轮机械的安全运行至关重要。基于叶尖定时原理的非接触旋转叶片测振技术克服了传统应变片安装复杂、可靠性低、寿命短等缺点,广泛应用于叶片振动实时监测领域^{[1-3][4]1-11[5-6]}。目前,非接触叶尖振动测量技术已经广泛应用于地面叶轮机械的状态监测及故障预测、转子叶片裂纹识别、叶片振动特性测量等

工程中,并且在航空发动机上实现了转子叶片振动特性的测量,以及发动机外物撞击监测智能识别^[7]。由于非接触叶尖振动信号属于严重欠采样,要实现叶片振动特性的测量,就需要对欠采样信号进行重构辨识。根据辨识原理的不同,叶尖振动辨识方法分为同步振动和异步振动。同步振动是指叶片振动频率是转速频率的整数倍,异步振动指叶片振动频率与转速频率不成整数倍关系。关于同步振动参数辨识算法,国内外研究主要集中在异步振动辨识理论算法以及数值

* 20200624 收到初稿, 20200818 收到修改稿。中航工业联合基金项目(6141B05110404)资助。

** 王茜,女,1990年生,陕西延安人,中国飞行试验研究院工程师,硕士,主要从事飞机及发动机飞行测试技术研究。

仿真方面,如通过变速扫频方式^[8]、叶尖幅值倍频遍历法^[9]测量得出了振动频率、幅值等参数。由于异步振动参数辨识的复杂性和方法的局限性,国内外研究成果较少,Vsevolod K 等^[10]¹²⁻³²利用差频法辨识出了异步振动参数,张玉贵等^[11]利用“5+2”传感器分布法辨识出了异步振动参数,并在转子上进行了频率误差验证,但该两种方法都需要借助丰富的先验知识和经验才能完成,限制了方法的工程实用性,欧阳涛、雷杰等^[12]²³⁸⁻²⁴³ [13]⁵³⁻⁵⁸基于数值仿真论证了相位倍频遍历法在异步振动辨识算法的正确性,但未通过大量的试验检验该算法的正确性和可靠性。因此,有必要对叶片异步振动参数辨识方法进行包括理论、数值仿真以及验证试验在内的完整研究。本文利用全相位 FFT 和最小二乘法建立了恒速下异步振动参数辨识算法,利用数值仿真验证了该算法的正确性,并给出传感器角度分布合理性的检验方法及经验值。在风扇转子试验器上对参数辨识方法进行试验研究,借助滑环引电器测量的叶片应变,对辨识方法的正确性以及误差进行了对比分析,给出了异步振动参数辨识误差以及相关分析规律。

1 叶片异步振动参数辨识算法

1.1 叶片异步振动理论

转子叶片振动可看作若干个简谐振动线性叠加而成。叶尖定时传感器采样属于严重的欠采样过程,虽然按照传统信号处理方法无法辨识出叶尖振动参数,但考虑到工程中往往关注叶片振动较大的频率成份。假设叶片振动属于单一频率绝对占优的信号,那么可忽略其他振动频率成份,将叶片振动简化为单自由度振动系统。为便于分析,将异步振动的频率 ω 写作整数倍频 $N\Omega$ 与差频 $\Delta\omega$ 之和的形式(N 为自然数, Ω 为转子转速),则异步振动方程可表示为

$$y(t) = A \sin(N\Omega t + \Delta\omega t + \varphi) + g(t) + C \quad (1)$$

其中, $y(t)$ 为叶片实时振动, A 为振动幅值, φ 为初始相位, $g(t)$ 为随机噪声或者其他频率成份信号, C 为叶片振动平衡位置产生的常偏量。要获取叶片振动特性,就需要辨识出 A 、 N 、 $\Delta\omega$ 、 φ 这四个参数值。

1.2 叶片异步振动参数辨识算法

按照一定角度在机匣上安装 S 支传感器,各传感器相对 S_1 号传感器的安装角分别为 α_1 、 α_2 、 α_3 、 $\dots$ 、 α_S ,图 1 为 4 支传感器分布位置示意图。与同步振动分析

相似,叶片到达不同传感器时间为 $t_i = \frac{\alpha_i + 2\pi n}{\Omega}$, α_i 为传感器安装角, i 代表传感器编号数, n 代表旋转圈数,因此,可将式(1)写作旋转圈数 n 的表达式

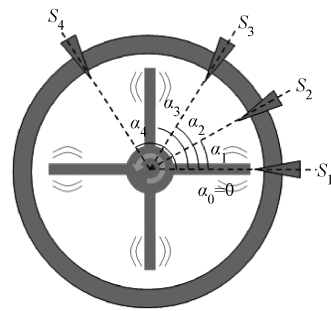


图 1 叶尖定时传感器分布位置示意图

Fig.1 The sketch of the angular distribution of blade vibration transducers

$$\begin{aligned} y_i(n) &= A \sin\left((N\Omega + \Delta\omega) \frac{\alpha_i + 2\pi n}{\Omega} + \varphi\right) + g(t) + C = \\ &A \sin\left(N(\alpha_i + 2\pi n) + \frac{\Delta\omega(\alpha_i + 2\pi n)}{\Omega} + \varphi\right) + g(t) + C = \\ &A \sin\left(\frac{2\pi n \Delta\omega}{\Omega} + N\alpha_i + \frac{\Delta\omega\alpha_i}{\Omega} + \varphi\right) + g(t) + C \end{aligned} \quad (2)$$

从式(2)可以看出测量的叶片相位 $\theta_i = N\alpha_i + \frac{\Delta\omega\alpha_i}{\Omega} + \varphi$, 另一方面,如果对传感器信号进行频谱分析,那么只能分辨出 $\Delta\omega$ 的基频和倍频成份,但自然数 N 未知,因此无法获得异步振动频率。通过分析可知,不同叶尖定时传感器与 S_1 传感器测得的相位差为

$$\Delta\theta_i = N\alpha_i + \frac{\Delta\omega}{\Omega}\alpha_i \quad (3)$$

式中,各传感器测得的相位差 $\Delta\theta_i$ 与 N 值、安装角 α_i 密切相关,若能分析出 $\Delta\theta_i$ 值,则可采用倍频遍历方法对 N 值进行遍历。全相位 FFT 分析方法具有“相位不变性”,提取的相位具有很高的精度,为此可采用全相位 FFT 准确提取振动相位,具体过程可参考文献 [13]⁵⁴⁻⁵⁶ [14]。

2 异步振动数值仿真及传感器角度合理性分析

2.1 异步振动参数辨识仿真

假设某风扇转子试验器共 24 支风扇叶片,叶尖定时传感器 $S_1 \sim S_4$ 安装角度为 0° 、 49° 、 151° 、 261.2° , 4# 叶片在 $\Omega = 78$ Hz 时发生异步共振,设共振频率为 335.2 Hz,为充分模拟叶片振动,将叶片弯曲扭转造成的载荷、振动以及噪声信号叠加进去,叶片振动表示为

$$\begin{aligned} y(t) &= 195 \sin(2 \times 335.2\pi t + 4\pi/9) + \\ &28 \sin(59\pi t + 6\pi/5) + 50 \sin \\ &(2 \times 127\pi t + \pi/4) + 50 \text{randn}(t) + 42 \end{aligned} \quad (4)$$

其中, $\text{randn}(t)$ 为高斯随机噪声函数。

图 2 为每支传感器采集的振动位移离散点,可以看出异步振动离散曲线会随时间出现“类正弦”的趋

势变化。

由式(4)可知,理论上异步振动差频为 23.2 Hz, $S_2 \sim S_4$ 传感器相对于 S_1 传感器的相位差为 226.9° 、 252.39° 、 359.2° 。图 3 为 apFFT 计算的 S_1 传感器的差频频谱,以 S_1 的相位为基准, S_2 、 S_3 、 S_4 与 S_1 的相位差计算结果为 226.97° 、 252.39° 、 359.17° ,可以看出 apFFT 计算的相位差与理论值很接近。获得差频和相位差后,参照同步振动的求法^{[10]21-26},利用倍频遍历法获得倍频与相位拟合误差之间的关系,如图 4 所示,当 $N=4$,且取“ $+\Delta\omega$ ”时相位拟合误差最小。经计算,辨识的异步共振频率为 334.5 Hz,与准确频率 335.2 Hz 很接近,频率识别误差为 0.7 Hz;幅值为 $200.9 \mu\text{m}$,与准确幅值 $195 \mu\text{m}$ 接近,误差为 $5.9 \mu\text{m}$ 。可以看出异步振动算法识别的参数精度很高,可以开展试验验证。

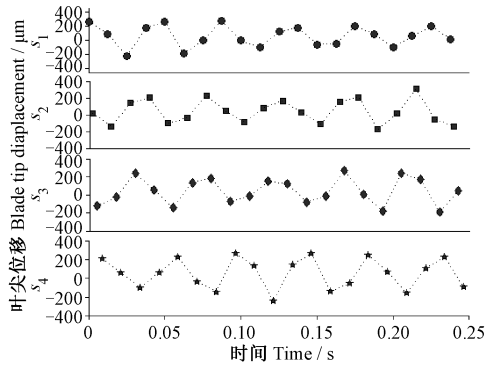


图 2 $S_1 \sim S_4$ 传感器拾取的异步振动离散点

Fig.2 Vibration displacement points captured by $S_1 \sim S_4$

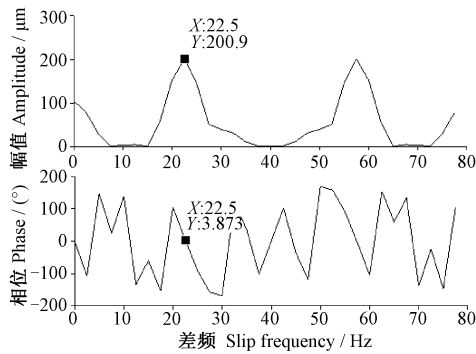


图 3 S_1 传感器数据对应的差频频谱

Fig.3 Slip frequency spectrum of S_1 data

2.2 传感器角度布置合理性检验

对于非接触叶尖振动测量系统,当转子以转速 Ω 旋转,对于任一叶片,采集系统的采样率至多等于 $S\Omega$ (S 为叶尖定时传感器数量)。考虑到实际工程中叶片振动的复杂性、传感器角度布置不敏感性、各种误差及噪声等不利因素,根据笔者多年工程经验,叶片振动参数辨识时至少需要 200 个离散数据点,叶尖定时传感器数量应不少于 4 支。

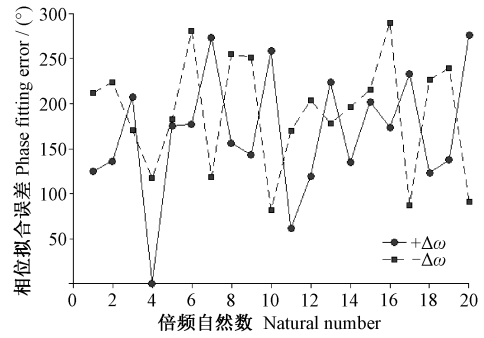


图 4 相位拟合误差随倍频自然数 N 的变化曲线

Fig.4 The octave traversal curves of phase fitting error with N

对于叶片振动参数辨识,传感器角度布置是影响其辨识成功最重要的因素^{[12]238-240}。虽然叶片异步振动位移会随着圈数发生变化,理论上任意传感器角度布置都可以获得正确的叶片振动参数,但由于信噪比以及测量系统的影响,实际上某些传感器角度分布会造成振动参数辨识出错,图 5 是按照 $[0, 27, 238, 319]^\circ$ 布置传感器,获得的某叶片异步振动相位拟合误差随自然数的变化曲线,根据先验可知正确的 $N=8$,但实际识别结果 N 却为 12,且倍频自然数等于 7、12 时,对应的相位拟合误差差异很小。

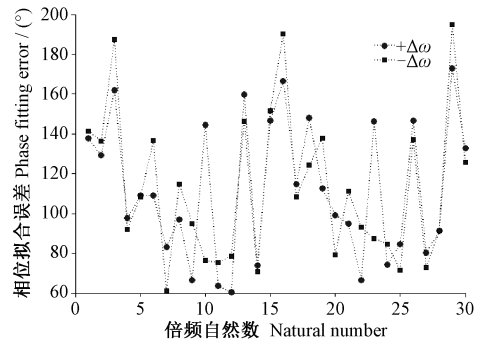


图 5 识别出错的相位拟合误差曲线

Fig.5 The misidentified curves of phase fitting error

经过大量的数值仿真发现,当识别的倍频自然数对应的最小误差值与其他误差值差异小时,容易导致识别出错,结合倍频遍历法不难理解:当不存在某一自然数使相位拟合误差明显小于其他拟合误差值时,说明识别结果不可信,需要调整传感器角度。为此,引入辨识明显度 ΔQ ,其定义为在遍历周期内相位拟合误差最小值 $Q_{\min 1}$ 、与次小值 $Q_{\min 2}$ 的相对差异,具体表达式为

$$\Delta Q = \frac{Q_{\min 2} - Q_{\min 1}}{Q_{\min 1}} \quad (5)$$

通过统计大量的异步振动参数辨识数值仿真以及试验结果,当 $\Delta Q \geq 1$ 时,大多数情况下都可以正确辨识出倍频自然数,当辨识明显度越大,越能说明识别结

果的正确性。以图 5 为例, 其辨识明显度 $\Delta Q = 0.0139$, 远远小于 1, 根据经验值, 可知识别的结果很可能出错, 这时候就需要调整传感器角度分布。调整传感器时, 首先需要对信噪差、波形异常的传感器角度进行调整, 其次需要观察是否存在两支及两支以上的传感器波形幅值接近且相位差较小的情况, 如果存在则需要调整传感器的夹角。仍以图 5 中的异步振动试验为例, 通过分析发现传感器 S_1 、 S_4 对应的波形相似, 为此将传感器角度由 $[0, 27, 238, 319]^\circ$ 调整为 $[0, 27, 238, 305]^\circ$, 辨识的倍频自然数 $N = 8$, 辨识明显度 $\Delta Q = 2.37$, 可知传感器布置合理, 识别的结果可信且为正确值。再以图 4 为例, 辨识明显度 $\Delta Q = 70.523$, 远远大于 1, 可知识别的结果是可信的。

3 风扇叶片异步振动参数辨识试验

3.1 叶片动应变测试改装

图 6 为试验采用的航空发动机风扇转子试验器示意图, 试验器采用“双刚性支撑+叶盘悬臂”结构布局, 采用整体叶盘设计, 叶盘上均布有 12 支弯扭型叶片, 叶高 100 mm, 旋转半径 300 mm, 转子最大转速为 4 500 r/min, 设计流量 9.5 kg/s。为检验叶尖振动频率参数辨识误差, 需要准确测量出不同转速下叶片动频, 为此需要借助滑环引电器来测量叶片应变信号。根据有限元仿真结果, 叶片最大应力位于叶背距离叶根 2 cm 处, 在该区域粘贴单向应变片并组成 1/4 应变桥路。受限于应变计改装水平、应变计零漂以及滑环不同通道传输信号的差异, 经过多次旋转试验确认, 只有 B_1 、 B_2 、 B_6 、 B_{12} 四支叶片上的应变信号良好, 为此下文主要对这四支叶片的振动参数进行辨识。

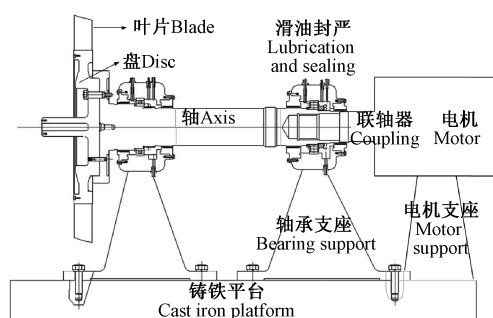


图 6 风扇转子试验器示意图

Fig.6 The structure sketch of the fan rotor

3.2 高压氮气冲击下叶片应变分析

考虑到正常旋转状态下叶片振动难以出现单频绝对占优这一先决条件, 未满足异步振动算法理论的简化前提条件, 为此采用图 7 所示的高压氮气冲击激励叶片, 使叶片在某一单频下出现较大振动。据传感器布置优化方法^{[4]2-5}, 将 7 支叶尖定时传感器沿旋转方

向按照 $[0, 42.65, 127.31, 165.31, 217.32, 280.35, 319.56]^\circ$ 角度进行安装固定。



图 7 高压氮气冲击叶片现场

Fig.7 High-pressure nitrogen shock blades

试验前, 将风扇转速从 0 r/min 缓慢增速到 3 000 r/min, 在此过程利用氮气冲击叶片, 观察叶片应变幅值变化, 发现: 应变幅值发生很明显增大的转速点都为同步转速, 而大多数异步转速点应变幅值变化较小, 只有在 1 971 r/min、2 326 r/min 两个异步转速下叶片应变幅值出现较为明显的增大。图 8 为转速 1 971 r/min 时氮气冲击叶片过程中 B_1 、 B_{12} 叶片应变时域波形。图 9 为氮气冲击 B_1 叶片时的应变频谱图, 可以看出激振过程中叶片的激振频率为 454.5 Hz, 且该频率绝对占优。

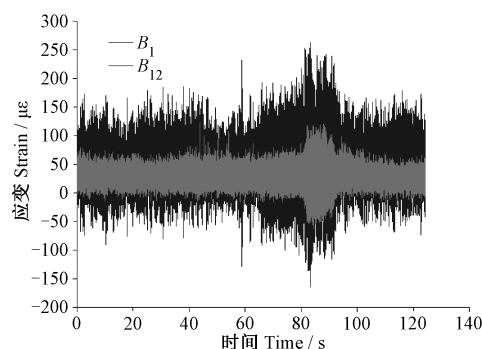


图 8 转速 1 971 r/min 时 B_1 与 B_{12} 叶片

应变时域波形

Fig.8 B_1 and B_{12} strain time-domain

waveforms on 1 971 r/min

3.3 高压氮气冲击下叶片振动辨识结果

图 10 为转速 1 971 r/min 时前四支叶尖定时传感器采集的 B_1 叶尖振动波形 (虚线为氮气冲击过程振动波形), 可以看出气流冲击时叶尖振动并未出现明显的增大, 这个现象与叶片应变的变化规律是一致的。进一步发现得出: 相比氮气冲击叶片使其发生同步振动时, 叶片应变以及叶尖振动都会发生明显的变化, 而在氮气冲击下叶片发生异步振动时, 叶片应变以及叶尖振动变化则明显小。根据异步振动参数辨识算法, 利用 apFFT 分析的差频为 9.5 Hz (如图 11 所示), 通过倍频遍历法获得如图 12 所示的相位拟合误差变化

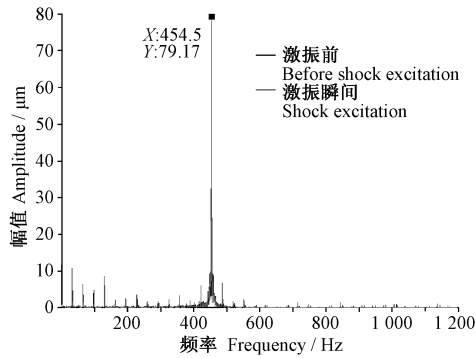


图9 转速 1 971 r/min 时激振前后 B_2 叶片
应变频谱对比

Fig.9 Comparison of strain spectrum of B_2 blade
before and after excitation on 1 971 r/min

曲线,可以看出当 $N=14$,且取“ $-\Delta\omega$ ”时相位拟合误差最小,根据式(5)得出的 $\Delta Q=1.403$,可知传感器布置合理,辨识结果可信。经计算, B_1 叶片异步振动频率为 450.16 Hz,振动幅值为 32.45 μm ,应变分析的准确频率为 454.5 Hz,频率识别误差为 0.95%。

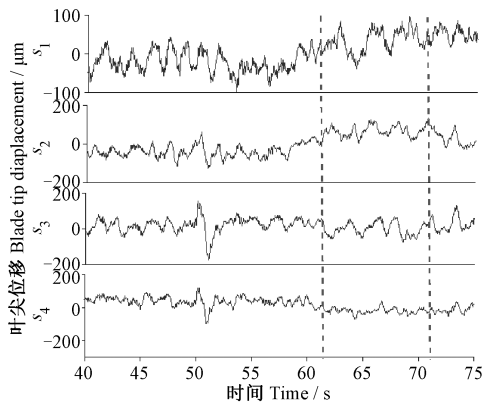


图10 转速 1 971 r/min 高压气体冲击叶片
过程 B_1 叶尖振动曲线

Fig.10 B_1 tip vibration curves during high-pressure
nitrogen shock blades on 1 971 r/min

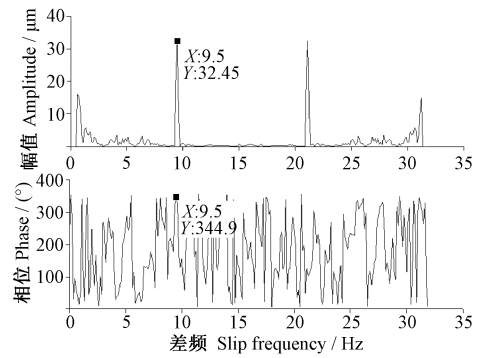


图11 转速 1 971 r/min 时 B_1 叶片差频频谱分析

Fig.11 Slip frequency spectrum of B_1 on 1 971 r/min

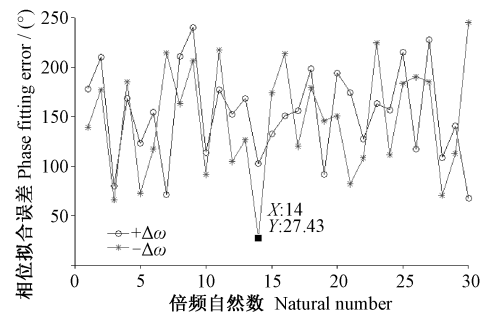


图12 转速 1 971 r/min 时 B_1 叶片异步
振动倍频遍历结果

Fig.12 B_1 octave traversal curves of phase
fitting error on 1 971 r/min

表1列举了 B_1 、 B_2 、 B_6 、 B_{12} 叶片异步振动参数辨识结果,可以看出计算的 12 支叶片振动频率完全相同,与应变分析的频率进行对比可以看出,异步振动算法辨识的频率精度很高,误差为 0.95%。表2列举了 1 971 r/min、2 326 r/min 异步转速下 B_1 叶片振动参数辨识结果以及应变分析结果,可以看出,异步振动参数辨识方法均能准确辨识出叶片振动参数,在两个转速下叶片振动频率辨识误差最大为 1.12%,频率辨识很准确。

表1 转速 1 971 r/min 时叶片振动参数辨识结果与应变结果对比

Tab.1 Comparisons of identification and strain results of asynchronous vibration on 1 971 r/min

叶片编号 Blade No.	辨识频率 Identified frequency/Hz	辨识幅值 Identified amplitude/ μm	辨识相位 Identified phase/($^\circ$)	实测频率 Measured frequency/Hz	识别频率误差 Frequency error/%
B_1	450.16	32.45	203.5	454.5	0.95
B_2	450.16	23.41	306.7	454.0	0.85
B_6	450.16	24.36	147.3	454.5	0.95
B_{12}	450.16	19.45	79.4	454.5	0.95

表2 不同转速下 B_1 叶片异步振动参数辨识结果与应变结果对比

Tab.2 Comparisons of identification and strain results of asynchronous vibration of B_1 blade on different speeds

转速 Speed/ (r/min)	倍频自然数 Natural number N	识别频率 Identified frequency/Hz	识别幅值 Identified amplitude/ μm	实测频率 Measured frequency/Hz	识别频率误差 Frequency error/%
1 971	14	450.16	32.45	454.5	0.95
2 326	12	454.34	26.37	459.5	1.12

4 结论

为获取叶片异步振动参数,首先根据单自由度振动理论对叶片振动进行简化,结合全相位FFT法以及最小二乘法,建立了异步振动参数辨识算法,并利用数值仿真对算法进行了验证,在风扇转子试验器上开展了叶片异步振动参数辨识试验研究,结合叶片动应变分析,得出:

1)数值仿真结果表明,全相位FFT能够准确获取不同叶尖定时传感器之间的相位差,而后根据相位拟合误差就能够准确获取叶尖振动参数;

2)提出的辨识明显度 ΔQ 能够对传感器布置角度合理性进行正确的检验,当 $\Delta Q \geq 1$ 时传感器布置合理,识别的倍频自然数可信,反之需要调整传感器分布角度;

3)采用氮气冲击叶片并使叶片发生异步振动时,叶片应变以及叶尖振动幅值未发生明显的增大,这与叶片发生同步振动时的规律是不同的;

4)通过风扇叶片试验验证,叶片异步振动参数辨识方法能够准确辨识出振动参数,与应变分析结果相比,频率辨识最大误差为1.12%,满足工程应用需求。

参考文献 (References)

- [1] Vercoutter A, Lardied J, Talon A, et al. Improvement of compressor blade vibrations spectral analysis from tip timing data; Aliasing reduction[C]. Texas, USA; ASME GT2013-96016, 2013;109-121.
- [2] Dimitriadis G, Carrington I B, Wright J R, et al. Blade-tip timing measurement of synchronous vibration of rotating bladed assemblies [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2002, 16(4): 599-622.
- [3] 胡伟,王德友,杜少辉,等. 非接触式数字光纤叶片测振系统的研究及应用[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).
- [4] Gallego-Garrido J, Dimitriadis G, Wright J R. A class of methods for the analysis of blade tip timing data from bladed assemblies undergoing simultaneous resonances [J]. International Journal of Rotating Machinery, 2007(1):1-11.
- [5] 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. Noncontact vibration measuring system used for fan rotor blades[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2011, 24(4):44-47 (In Chinese).
- [6] Von Flotow A. Apparatus and method for predicting failures of spinning disks in turbo-machinery [P]. United States Patent, US 6758635 B2, 2004;34-41.
- [7] Chana K, Cardwell D. The use of eddy current sensor based blade tip timing for FOD detection[R].GT2008-50791,2008;230-241.
- [8] Heath S. A new technique for identifying synchronous resonances using tip-timing [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2000, 122(2):219-225.
- [9] 欧阳涛,段发阶,李孟麟,等.恒速下旋转叶片同步振动辨识方法[J].天津大学学报, 2011,44(8):742-746.
OU YangTao, DUAN FaJie, LI MengLin, et al. Method for identifying rotating blade synchronous vibration at constant speed [J]. Journal of Tianjin University, 2011, 44(8):742-746 (In Chinese).
- [10] Vsevolod K, Grigorios D, Colin D. A discussion on the advancement of blade tip timing data processing[C]. Charlotte, USA; ASME GT 2017-63138, 2017;12-32.
- [11] 张玉贵,段发阶,方志强,等.基于叶尖定时的非接触式旋转叶片异步振动分析[J].机械工程学报,2008,44(7):147-150.
ZHANG YuGui, DUAN FaJie, FANG ZhiQiang, et al. Analysis of non-contact asynchronous vibration of rotating blades based on tip-timing [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(7):147-150 (In Chinese).
- [12] 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):238-243.
OU YangTao, 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):238-243 (In Chinese).
- [13] 雷杰,雷晓波.基于叶尖定时原理的转子叶片同步振动算法研究[J].机械研究与应用, 2018,31(6):53-58.
LEI Jie, LEI XiaoBo. Research on synchronous vibration algorithm of rotor blade based on blade tip timing [J]. Mechanical Research & Application, 2018,31(6):53-58 (In Chinese).
- [14] 王兆华,黄翔东.数字信号全相位谱分析与滤波技术[M].北京:电子工业出版社, 2009;24-52.
WANG ZhaoHua, HUANG XiangDong. Full phase spectrum analysis and filtering technology of digital signal [M]. Beijing: Electronic Industry Press, 2009;24-52 (In Chinese).