

基于声阵列信号的风扇喘振先兆特征识别

李泽芃^{1,2}, 乔百杰^{1,2}, 文璧^{1,3}, 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 机械工程学院 机械制造系统工程国家重点实验室, 西安 710061;

3. 中国航空发动机集团有限公司 四川燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 提出了一种基于麦克风声阵列信号的航空发动机风扇喘振先兆特征识别方法,有效避免了传统侵入式传感器在测量过程中对管道流场产生的外来干扰。开展多级风扇试验器由稳定旋转至喘振的瞬态测试试验,利用短时傅里叶分析、频谱分析和声模态分解的方法,对喘振先兆特征实现了辨识。结果表明:风扇在进入喘振前有非同步共振频率的强烈单音噪声,约为叶片通过频率的70%,是由多个模态波在转静叶排间共振产生。通过对特征频率和声模态谱的监测可以实现喘振的预警。

关 键 词: 麦克风阵列; 声模态; 时频分析; 喘振预警; 声波共振

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Identification of fan surge precursors based on acoustic array signals

LI Zepeng^{1,2}, QIAO Baijie^{1,2}, WEN Bi^{1,3}, 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,

School of Mechanical Engineering,

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

3. Sichuan Gas Turbine Establishment,

Aero Engine Corporation of China, Chengdu 610500, China)

Abstract: An approach for identification of the aero-engine surge precursors was proposed utilizing microphone array measurement, thereby the additional disturbance of classical intrusive measurement was avoided. A transient test on a multi-stage fan experiment was carried out from designed operating condition to surge margin, and the surge inception was realized by signal processing approaches including short-time Fourier transform, spectral analysis and acoustic mode analysis. The results demonstrated the occurrence of asynchronous frequency when the fan operated near the surge margin, and the frequency was about 70% of the blade passing frequency. The cause of such phenomenon was the resonance of azimuthal modes inside the rotor-stator row. The surge-warning was realized by characterizing the fea-

收稿日期:2021-01-24

基金项目:国家自然科学基金(51705397);中国航空发动机集团有限公司四川燃气涡轮研究院外委课题

作者简介:李泽芃(1997—),男,博士生,主要从事航空发动机气动声学研究。

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结构振动与测试研究。

E-mail:qiao1224@xjtu.edu.cn

引用格式:李泽芃,乔百杰,文璧,等.基于声阵列信号的风扇喘振先兆特征识别[J].航空动力学报,2021,36(5):923-934. LI Zepeng, QIAO Baijie, WEN Bi, et al. Identification of fan surge precursors based on acoustic array signals[J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(5): 923-934.

ture frequency and mode spectrum.

Key words: microphone array; acoustic mode; time-frequency analysis; surge-warning; mode resonance

喘振是一种出现在航空发动机风扇/压气机系统中的严重的失稳现象,常常伴随着剧烈的气流波动和逆向传递,导致压气机叶片等关键部件的剧烈振动,甚至导致严重失效和断裂^[1-2]。旋转失速常产生于压气机叶片叶尖气流的剥离,在叶尖处形成失速气团。当这种旋转不稳定现象发展至整个风扇/压气机时,将引发喘振故障^[3]。对喘振先兆特征预先检测并预警可以避免重大事故的发生,对保障航空飞机运行安全具有重要意义,一直为国内外研究人员关注。

为实现喘振及其先兆特征的识别与提取,国内外学者开展了大量研究。Li 等^[4]在某型七级压气机管道内部和出口处安装压力传感器,分别测量压气机管路内部静压和出口总压,通过短时傅里叶变化对采集信号作时频分析成功在喘振出现前实现特征识别。Bright 等^[5]借鉴混沌理论对气流的非线性动力学进行研究,使用了关联积分法对几种型号的高转速压气机失速先兆特征进行识别。Zheng 等^[6]在管道多个流向位置安装压力和温度传感器,对旋转不稳定现象的萌生和演化进行了研究。Pullan 等^[7]发现了失速过程中有“尖峰”状特征的产生,并解释了这一特征出现的物理机制。Munari 等^[8]机匣上安装振动传感器,通过对同步共振频率的边频带分析确定了喘振的特征频率。然而,现阶段对压气机喘振的试验研究大多使用传统的压力、温度和振动传感器。压力和温度传感器探头安装在管道内部,为侵入式传感器,对压气机流场产生外来干扰^[9];振动传感器由于安装在机匣上,无法对气流场进行有效测量。此外,这些方法测量的先兆特征较为微弱,对于在真实工况下工作的航空发动机压气机,这些特征常常湮没,难以实现预警的目的^[10]。因此,本文使用非侵入式的环形麦克风阵列,对某型真实航空发动机风扇试验器进行测试研究。通过对管道噪声模态波的分解实现喘振先兆特征的事前识别。

1 管道声学基本理论

声音是以介质中微小的压力波动的形式传播。由于压力波动的幅值与介质中的平均压力相比为小量,故可以通过线化欧拉方程对声音的传

播进行描述。对于忽略流体黏性和热传递效应的流体运动过程,声波波动方程可以简化为

$$\frac{1}{c_0} \cdot \frac{D_0 p(\mathbf{u}, t)}{Dt^2} - \nabla^2 p(\mathbf{u}, t) = 0 \quad (1)$$

式中 $p(\mathbf{u}, t)$ 为在位置 $\mathbf{u} = (u_j)$ 处和时间 t 时压力波动的幅值; c_0 为当地声速; $\frac{D_0(\cdot)}{Dt} = \frac{\partial(\cdot)}{\partial t} + \mathbf{U}_0 \cdot \nabla(\cdot)$ 为随流导数,其中 $\mathbf{U}_0$ 为基流的流速; $\nabla^2(\cdot)$ 为拉普拉斯算子,使用圆柱坐标系 (x, r, θ) 可以写成

$$\nabla^2(\cdot) = \frac{\partial^2(\cdot)}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial(\cdot)}{\partial r} \left[r \frac{\partial(\cdot)}{\partial r} \right] + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2(\cdot)}{\partial \theta^2} \quad (2)$$

式中 (x, r, θ) 分别为轴向距离、径向长度和周向角度。对于可以理想化为环形硬质直管道的航空发动机风扇管道,其中的声波传播可以表达为亥姆霍兹方程的形式

$$p(x, r, \theta) = \sum_{m=-\infty}^{+\infty} \sum_{n=0}^{+\infty} (A_{(m,n)}^+ e^{i k_x^+} + A_{(m,n)}^- e^{i k_x^-}) \bar{\omega}_{(m,n)}(k_r, r) e^{i m \theta} \quad (3)$$

式中 $(+, -)$ 分别为顺流方向和逆流方向; (m, n) 分别为周向和径向模态阶数; A 为模态波的幅值; k_x 为轴向波数; $\bar{\omega}$ 是模态特征函数, k_r 为管道特征值,与管道几何尺寸有关。周向模态波为无数个径向模态波线形叠加形成,当只研究管道周向声压分布时,式可以写成

$$p(x, \theta) = \sum_{m=-\infty}^{+\infty} A_m e^{i m \theta} \quad (4)$$

式中 A_m 为周向模态幅值。在实际测量过程中,在管道周向壁面安装均匀布置的环形麦克风阵列,测量管道各周向角度处的声压。周向声模态分解是在固定频率下分解成不同阶次声波,即通过对传声器阵列在频率 f 下测量的声压幅值 $\mathbf{P}_f = (P_{1,f} \ P_{2,f} \ \cdots \ P_{K,f})^T$ 进行空间傅里叶变换,可以得到各阶次声模态波的幅值

$$A_m = \frac{1}{K} \sum_{k=1}^K P_{k,f}(\omega) e^{-i m \theta_k} \quad (5)$$

式中 K 为测量阵列中麦克风的数量; $P_{k,f}(\omega)$ 为第 k 个麦克风传感器测量信号在频率 f 处的幅值; θ_k 为第 k 个麦克风在管道壁面的安装角度。

通过对各阶次声模态波的分析,可以对管道内噪声产生、传播的机理进行进一步研究。根据奈奎斯特-香农采样原理可知,可测量的最大周向模态阶数 $m_{\max}$ 不超过周向均布麦克风数量的一半,即 $K>2m_{\max}$,可测量的周向模态阶数

$m \in [-m_{\max} \cdots -1 \ 0 \ 1 \cdots m_{\max}]^T$

由式(3)可知,当轴向波数 k_x 为虚数时,声波在轴线方向快速衰减,称为截止效应;当轴向波数 k_x 为实数时,声波可以在管道轴向正常传播,称为截通效应。其中

$$k_x^{\pm} = \frac{\sqrt{(k \pm Ma_{\theta} k_r)^2 - (1 - Ma_x^2) k_r^2}}{(1 - Ma_x^2)} \mp \frac{Ma_x (k_w \pm Ma_{\theta} k_r)}{(1 - Ma_x^2)} \quad (6)$$

式中 $k_w = \frac{2\pi f}{c_0}$ 为波数; Ma_{θ} 和 Ma_x 分别为基流沿周向和轴向流动的马赫数。式中平方根为 0 时频率 f 的值即为该声波的截止频率,即

$$f_{(m,n)}^{\text{cut}} = \frac{c_0 k_r}{2\pi} (\sqrt{1 - Ma_x^2} \mp Ma_{\theta}) \quad (7)$$

Tyler 和 Sofrin^[11] 指出在压气机管道中传播的声模态波是由转子叶片转动产生的黏性尾迹与下游的静子叶片表面干涉形成,该非定常气动力产生较为强烈的单音噪声。干涉模态波常出现在叶片通过频率(blade passing frequency, BPF)及其 ν 次谐波下,其阶次 m 可以使用转子叶片数量 B 与相邻的静子叶片数量 V 来描述

$$m = \nu B + \zeta V \quad (8)$$

式中 $\zeta \in \{0, \pm 1, \pm 2, \cdots\}$ 为任意整数。在压气机管道中,声波散射现象常常出现在相邻叶排,散射模态波阶数 m_{sc} 可表示为

$$m_{\text{sc}} = m + \zeta_{\text{sc}} V_{\text{sc}} \quad (9)$$

式中 $\zeta_{\text{sc}} \in \{0, \pm 1, \pm 2, \cdots\}$ 为任意整数; V_{sc} 为相邻叶排叶片数量。通过对管道声场进行模态分解,可以对管道内声波的产生和传播方式更加深入分析。

2 试验台简介

航空发动机多级风扇的失速与喘振模拟试验系统如图 1 所示。测试系统主要由传感器测量段、传动与动力装置、进气整压管、排气管和多级轴流风扇试验器组成。风扇试验器具有两级转静子叶片和一级支板叶片,叶片数量如表 1 所示。风扇转轴的设计转速为 12 000 r/min,由电动机驱动。转矩通过齿轮箱传递,齿轮传递比为 1.292。

测试系统的排气管连接风扇压缩气室和标准大气压下的外场空气,且安装阀门控制风扇空气流量和压比。

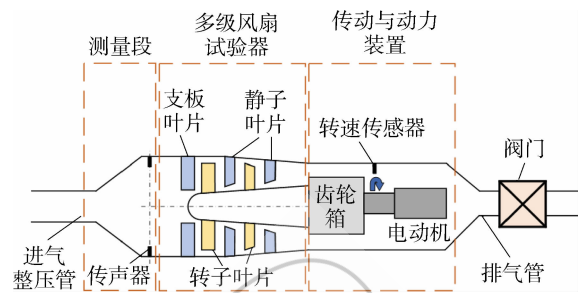


图 1 失速与喘振测试系统示意图
Fig.1 Schematic of surge and stall test system

表 1 风扇试验器叶片量

Table 1 Blade number of the fan rig	
叶片类别	数量
支板叶片	17
一级转子叶片	22
一级静子叶片	15
二级转子叶片	34
二级静子叶片	62

测试试验采用麦克风传感器实现风扇声压场的测量,采样频率为 200 kHz,测量范围为 17~155 dB。与传统的脉动压力传感器相比,麦克风传感器为非侵入式传感器,不会对风扇流场产生干扰。此外,麦克风传感器还具有响应频带宽,准确率高和稳定性好的优点。测试系统的环形传感器阵列安装在风扇进气口壁面处,包含 32 个等角度布置的麦克风,如图 2 所示。本试验在齿轮轴处安装激光探头用以测量转速,采样频率为 1 MHz。

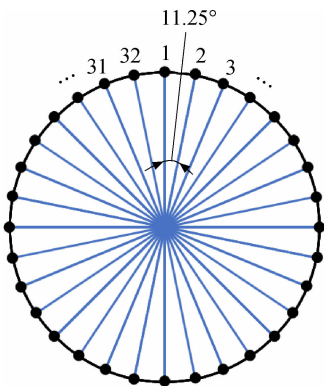


图 2 麦克风环形阵列布局示意图
Fig.2 Schematic of microphone ring array

转子轴转速通过齿轮轴转速乘齿轮传递比计算获得。

试验中测试的某型航空发动机风扇设计工作状态如图 3 所示。本试验中分别在 60% 和 80% 下的设计转速下进行,通过缓慢匀速关闭排气管阀门控制航空发动机风扇压缩空气流量,保持匀速转动,使工作状态点沿向喘振线移动,即瞬态测试试验。工况 1 在 80% 设计转速下进行,由转速平稳状态点 H1 测试至喘振点 H2,测试用时共 72 s;工况 2 在 60% 设计转速下进行,由转速平稳状态点 M1 测试至旋转失速点 M2,测试用时 18 s。

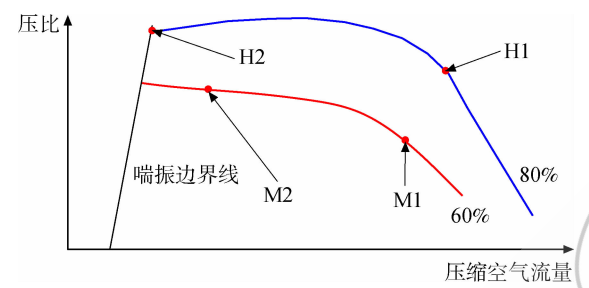


图 3 某型航空发动机风扇试验器设计工作状态示意图
Fig. 3 Operating condition schematic of an aero-engine fan test rig

3 试验数据分析

3.1 试验 1(80%设计转速测试)

试验 1 中由转速传感器计算得到的转子轴转速由图 4 所示。风扇试验器在 0 s 时刻,工作状态处于 H1 点处。随着排气管阀门逐渐关闭,风扇工作状态逐渐向喘振边界线靠近。前 64 s 风扇工作平稳,转速约为 9206 r/min,转频为 153.44 Hz。转轴转速在 62.9 s 时刻发生剧烈波动,风扇发生喘振,工作状态点处于 H2 处。喘振持续 0.5 s

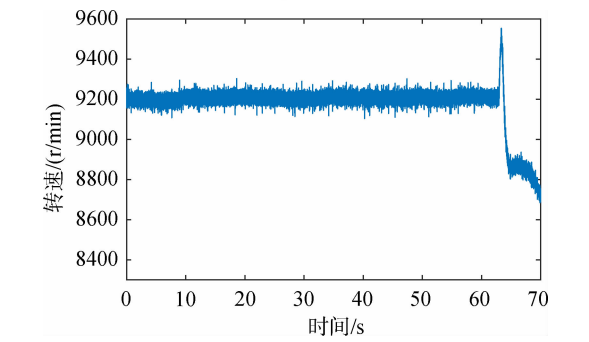


图 4 试验 1 风扇转轴转速
Fig. 4 Rotational speed of rotor shaft in test 1

后,在 63.4 s 时刻迅速打开排气管阀门,并逐渐降低转速,完成测试。

以安装在圆环阵列 0° 角的 1 号麦克风采集的风扇管道声压信号为例,时频分析结果如图 5 所示。由时频分析结果,可将 H1~H2 测试过程分为明显 3 个阶段。阶段 1(即 0~48 s)声压信号主要频率成分为 3375 Hz,为一级转子叶片倍数的转频,即叶片通过频率。该频率下主要由一级转子叶片产生的势流场与静叶干涉,产生强烈的非定常力噪声源。阶段 2(即 48~62.9 s)主要频率除叶片通过频率外,存在 2260 Hz 频率成分,为非同步振动频率。风扇喘振测试结束打开气阀(即 63.4 s)后,该频率成分消失,故推测该频率成分为喘振先兆频率。阶段 1 和 2 转轴均旋转平稳,转速未出现大幅度波动。阶段 3(即 62.9~63.4 s)航空发动机发生喘振现象,转速剧烈抬升后急剧下降。此阶段 3375 Hz 和 2260 Hz 频率成分消失,73.24 Hz 为主要频率成分,为喘振的特征频率,具有典型的低频特征。在喘振故障发生前出现非同步共振频率的现象曾多次被讨论过^[12-16], Hellmich 等^[16] 在研究中表明,该非同步共振频率是由截通的周向声模态波共振产生。随着风扇进喘过程中,流体流量逐渐减少导致截通模态波在吐排处的入射角减小,在某一工作状态点时截通模态波将无法继续传播;模态波不在静子叶片的压力面散射而是在静子叶片的吸力面处反射,致使其困于转静叶排之间。转静叶排间形成共振腔,所有截通模态波与宽频噪声发生共振共振,产生新的声波,其频率与截至频率较为接近。

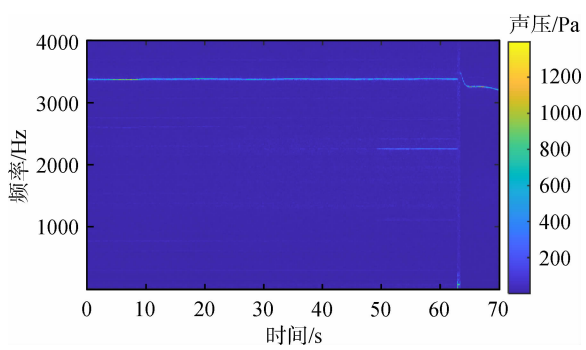


图 5 试验 1 麦克风声压信号时频分析
Fig. 5 Time-frequency analysis of sound pressure signal acquired by microphone in test 1

试验阶段 1 和阶段 2 中 1 号麦克风声压信号的频谱如图 6(a) 所示。可见,阶段 2 声压信号中叶片通过频率及其高次谐波幅值减少,而出现了

2260 Hz 频率成分及其边频带(如图 6(b)所示)。其边频率为以 2260 Hz 为基频,转频(153.44 Hz)为调制频率。此外,在阶段 2 中出现了具有宽频特征的低频成分,如图 6(c)所示,为 37.48 Hz 及其二次谐波(74.96 Hz)。文献[17-18]中指出,风扇/压气机旋转不稳定现象常常与失速气团的产生有关,其特征频率约为转频的 20%~50%。阶段 2 中出现的 37.48 Hz 为转频的 24.43%,属于该区间,故认为阶段 2 中已有失速气团萌生,37.48 Hz 为失速气团的特征频率,且 2260 Hz 与旋转不稳定相关,认为其为风扇试验器由不稳定发展至喘振的先兆频率。试验阶段 3 中麦克风声

压信号频谱如图 7 所示,发动机喘振发生时,喘振特征频率 73.24 Hz 幅值远高于其它频率成分,转轴转速大幅波动且伴有强烈噪声。

通过对 32 个麦克风的环形阵列在阶段 1 测量的声压信号按上步骤处理,所得模态谱图结果如图 8(a)所示。可见,在阶段 1 中仅在叶片通过频率(3375 Hz)下有强烈的噪声。这是由于叶片通过频率下,转子叶片的黏性尾迹与静子叶片发生干涉,表面作用的非定常气动力产生了有单音特性的强烈噪声源。根据 Tyler 和 Sofrin^[11]对转静干涉产生的声模态的理论研究,主导模态阶次主要由转子叶片和静子叶片数量决定。由图8(b)

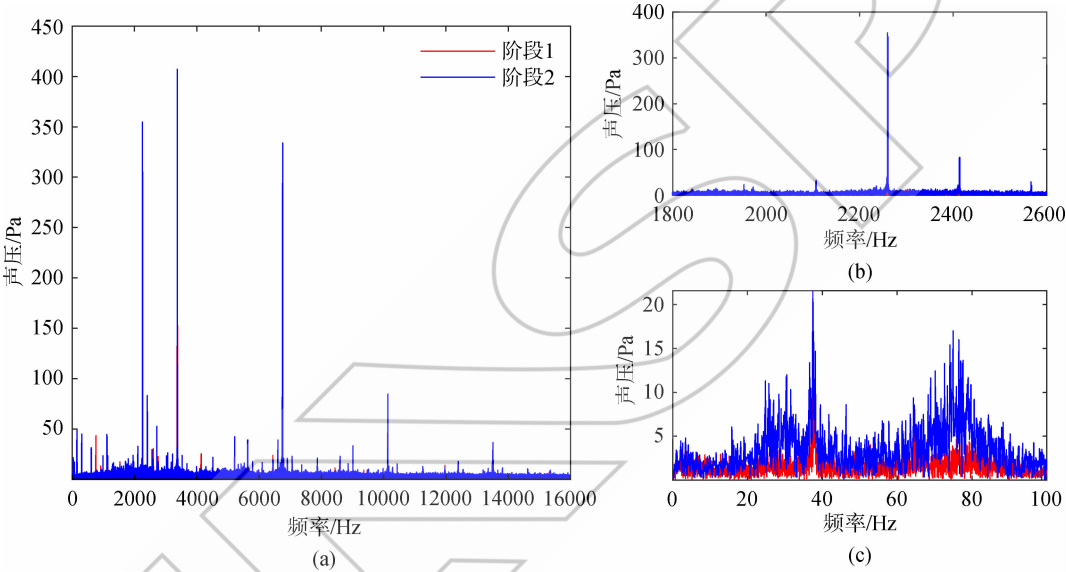


图 6 阶段 1 和阶段 2 麦克风声压信号频谱图

Fig. 6 Frequency spectrum of sound pressure signal in phase 1 and phase 2

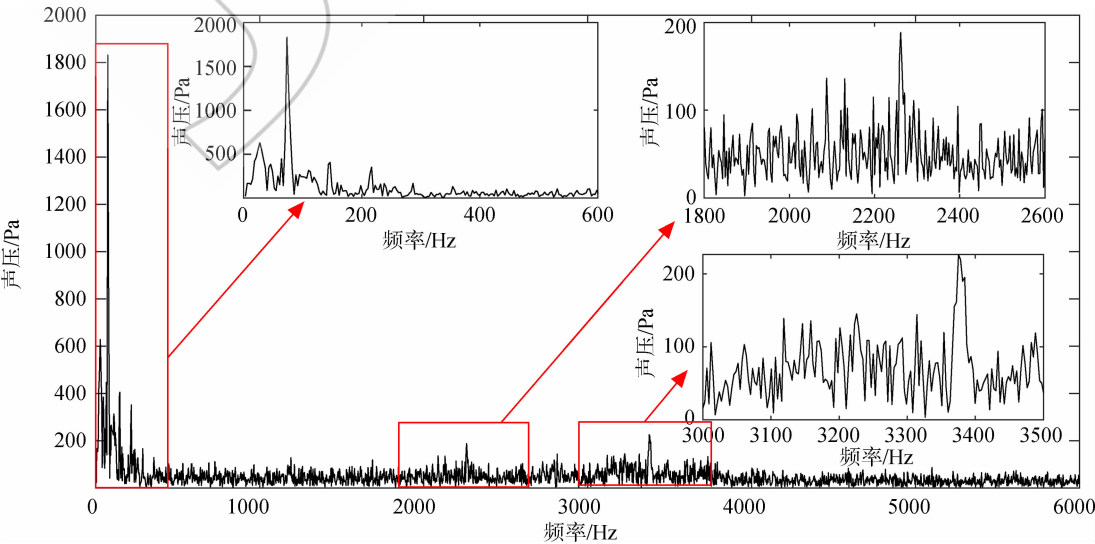


图 7 阶段 3 麦克风声压信号频谱图

Fig. 7 Frequency spectrum of sound pressure signal in phase 3

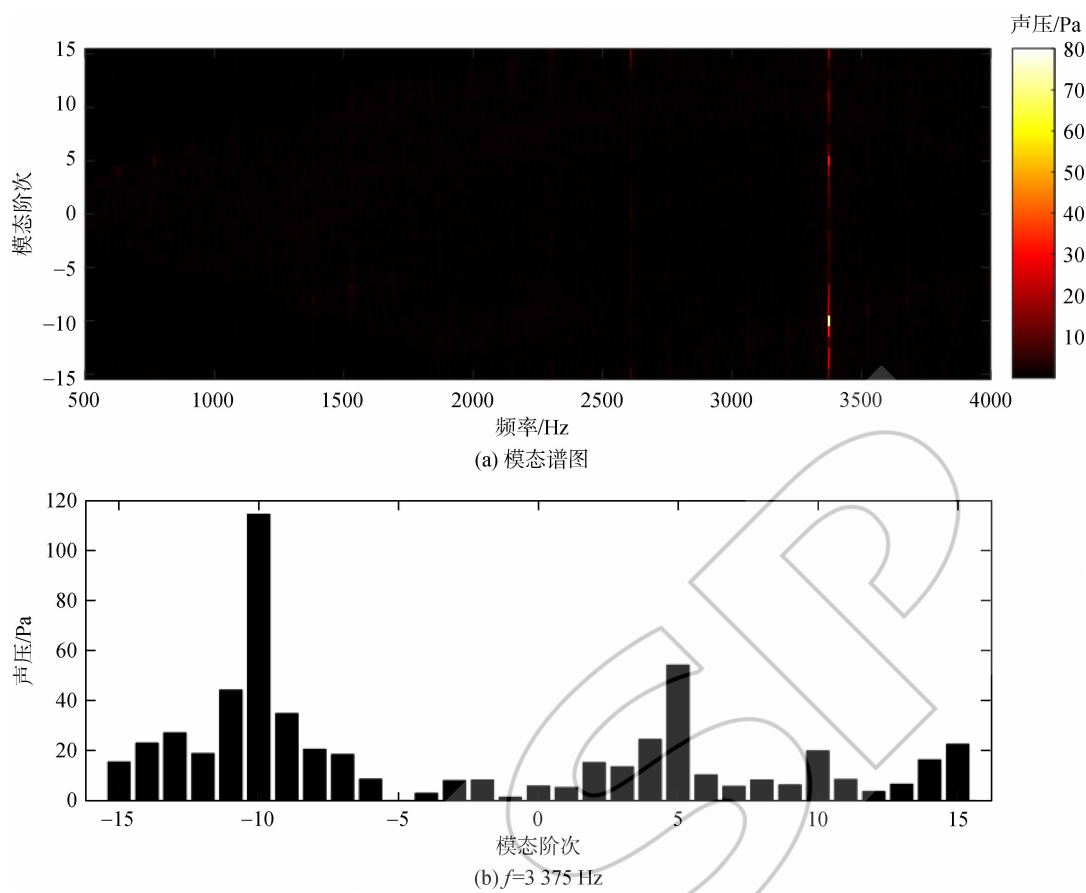


图 8 实验 1 中阶段 1 声模态分析结果
Fig. 8 Acoustic mode analysis results of phase 1 in case 1

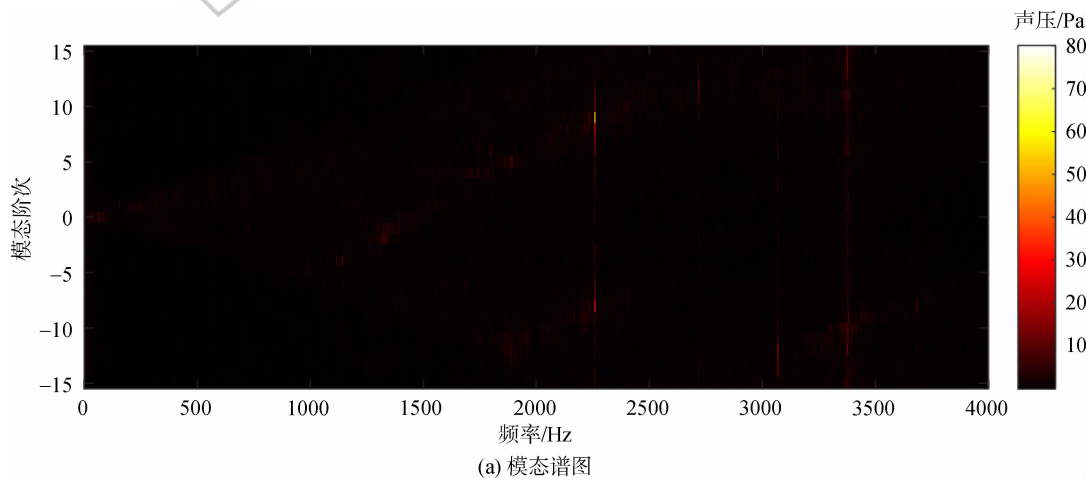
可见,在叶片通过频率下,有声模态 $m_1=-10$ 和 $m_2=5$ 较为强烈,占主导地位。由转静干涉模态理论可知,模态波 $m_1=-10$ 主要由一级转子叶片 R_1 与支板叶片 S_0 和一级静子叶片 S_1 干涉形成;模态波 $m_2=5$ 主要由一级转子叶片 R_1 与支板叶片 S_0 干涉形成,即

$$\begin{cases} m_1 = R_1 - S_0 - S_1 = 22 - 17 - 15 = -10 \\ m_2 = R_1 - S_0 = 22 - 17 = 5 \end{cases}$$

同理,对阶段 2 声压信号作声模态分解,模态

谱图如图 9(a)所示。与阶段 1 谱图不同,图 9(a) 分别在 2 260 Hz 和 3 375 Hz 显示出强烈的噪声,在该两频率下声模态波分解结果分别如图 9(b) 和图 9(c)所示。在 3 375 Hz 下主导声模态与阶段 1 中结果类似,不再赘述。2 260 Hz 下,产生了主导模态波 $m_1=9$ 和 $m_2=-8$,这两模态波均处于该频率下截止模态边界线,与 Hellmich 等^[16] 阐明的现象与声波共振原理吻合。

阶段 3 喘振段声压信号模态分解结果如图 10



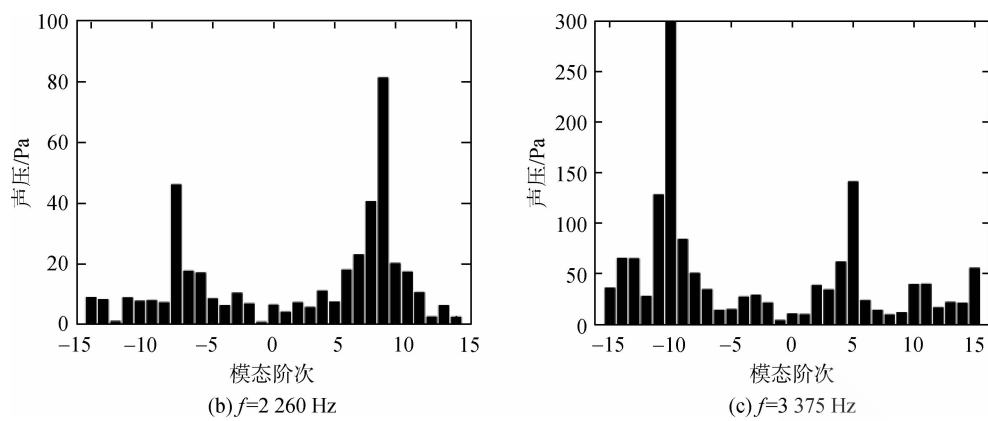


图 9 实验 1 中阶段 2 声模态分析结果

Fig. 9 Acoustic mode analysis results of phase 2 in case 1

所示,模态谱图(图 10(a))与阶段 1 与 2 显著不同,显示出典型的宽频特征。图谱中锥形边界为管道模态波传播截止边界线。在低频处,即特征频率为 73.24 Hz 处有强烈的噪声,该频率下模态分解结果如图 10(b)所示。大幅值的噪声模态波 $m_1=1$ 与管道内强烈的气流震荡和机械振动有关。在叶片通过频率下,同样可以观察到由一级转子叶片与上下游静子叶片干涉产生的模态波。

试验 1 结果显示,在多级风扇发生喘振前,可以通过麦克风声压信号的频谱图中观察到失速气团的特征频率 37.48 Hz,其具有低频特征。此外,有非同步共振频率 2 260 Hz 出现,是由于气体流量减小导致多模态波共振产生强烈的单音噪声,可以通过模态谱图中观察到该现象。通过模态分解可验证,该主导模态波位于截至频率边界附近。之后,局部的旋转不稳定发展至整个风扇/

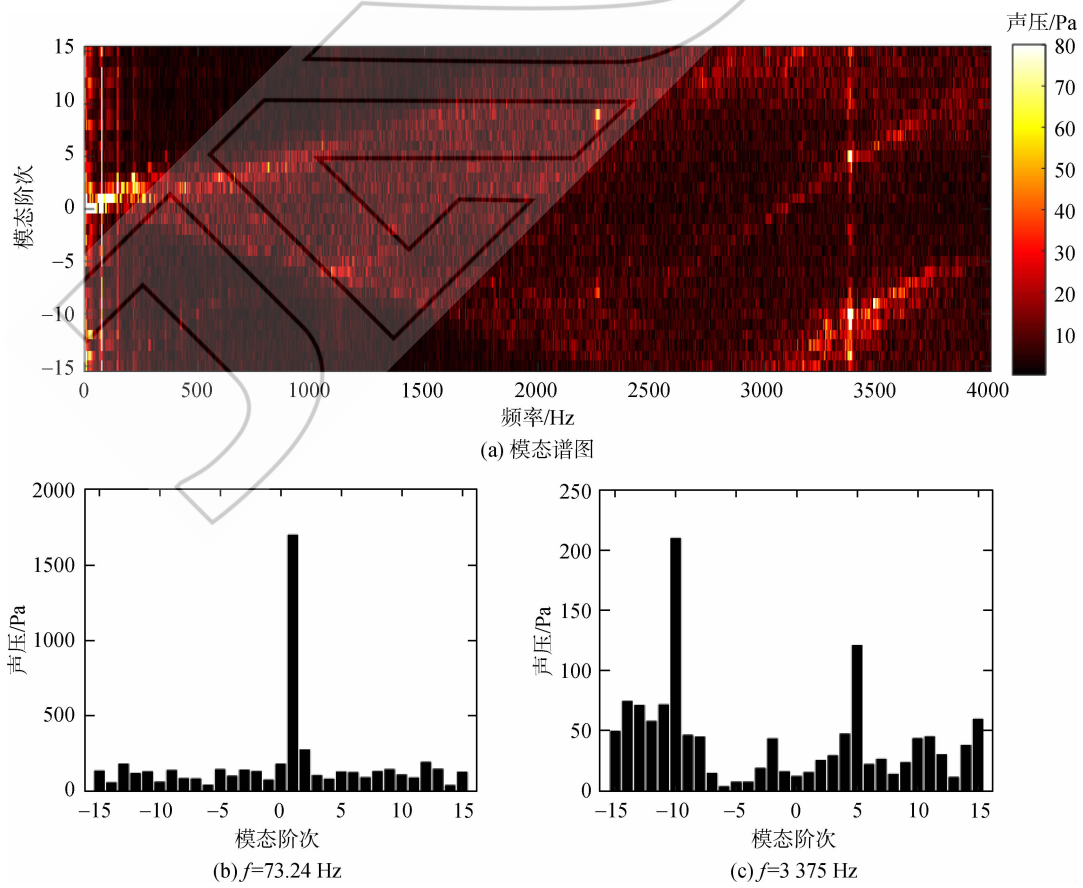


图 10 实验 1 阶段 3 声模态分析结果

Fig. 10 Acoustic mode analysis results of phase 3 in case 1

压气机,试验器发生喘振,特征频率为 73.24 Hz,具有低频高幅值的特性。非同步共振频率 2260 Hz 可以作为喘振先兆特征,在试验 1 中约为叶片通过频率的 66.96%,可通过信号频谱和模态谱图进行准确识别。

3.2 试验 2(60%设计转速测试)

试验 2 在 60%设计转速下展开,转速如图 11 所示。试验 2 中风扇试验器起始工作状态点 M1 风扇转转速稳定,控制排气管阀门匀速关闭至状态点 M2,阀门关闭过程中在 12.3~14.5 s 段明显有旋转失速现象产生。14.5 s 后阀门打开,转速恢复平稳。转速稳定段的平均转速为 7 016 r/min,转频为 116.94 Hz。以转速特征将试验 2 分为 3 个阶段,即 0~12.3 s 为阶段 1,转轴转速平稳,多级风扇逐渐进入失速状态;阶段 2 为 12.3~14.5 s,有旋转失速现象产生;阶段 3 为第 14.5 s 后历程,由于排气阀门打开,多级风扇转速恢复平稳,为多级风扇稳定旋转(正常工作)状态。

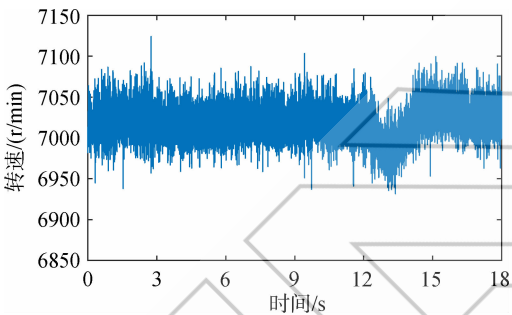


图 11 试验 2 风扇转轴转速
Fig. 11 Rotational speed of rotor shaft in test 2

对安装在 0° 的 1 号麦克风采集的声压信号作短时傅里叶变化,其时频分析结果如图 12 所示。阶段 1 中 1 阶叶片通过频率 2572 Hz 为主要频率成分。此外,在低频区存在非同步共振频率 82.7 Hz,且在叶片通过频率附近可以观察到由该非通过共振频率调制而成的边频带。同时,在 715~1870 Hz 有明显的宽频的特征。阶段 2 中风扇发生旋转失速故障,非同步共振频率 82.7 Hz 成分消失,且有非同步共振频率 1918 Hz 出现,与试验 1 现象类似,分析为声模态共振产生的强烈噪声。由于转速突然下降,叶片通过频率减少至 2560 Hz。阶段 3 打开排气管阀门后,风扇旋转稳定,宽频带和非同步共振频率均消失,仅观察到叶片通过频率为主要频率成分。故认为非同步共振频率成分 82.7 Hz 和 1 918 Hz 均与旋转不稳定

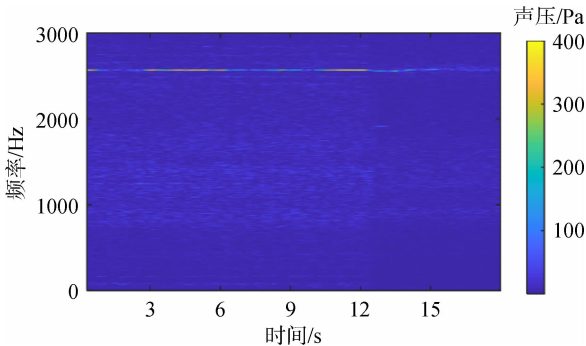


图 12 试验 2 麦克风声压信号时频分析
Fig. 12 Time-frequency analysis of sound pressure signal acquired by microphone in test 2

有关。

对 1 号麦克风采集的声压信号分阶段作快速傅里叶变化,结果如图 13 所示。由图 13(a)、图 13(e)和图 13(j)分别表示的阶段 1、2 和 3 频谱图所示,阶段 2 旋转失速故障出现时,有非同步共振频率 1918 Hz 成分出现,该频率成分与旋转失速故障有关,约为叶片通过频率的 74.57%。此外,从图 13(c)、图 13(g)和图 13(k)中所示的低频区频谱图可见,阶段 1 存在非同步共振频率 82.7 Hz 及其二次谐波,约为转频的 70.72%,且阀门打开时(阶段 3)消失。同时,由图 13(b)、图 13(f)和图 13(j)可以观察到阶段 1 在 1 阶叶片通过频率附近有由 82.7 Hz 调制的边频带。失速气团带来的扰动常常在叶片通过频率及其高次谐波处激发出其边带频率^[6],故该非同步共振频率 82.7 Hz 为失速气团的特征频率。失速气团在阶段 1 已经萌生,并在叶尖附着,存在局部旋转不稳定现象。由图 13(d)、图 13(h)和图 13(l)所示 3 个阶段均存在宽频特征,故该宽频峰段与旋转不稳定现象无关,由风扇产生的宽频噪声产生。

对环形麦克风阵列测量的声压信号作声模态分析,试验阶段 1 声模态分解结果如图 14 所示。由图 14(a)所示的模态谱图可见,阶段 1 在非同步共振频率 82.7 Hz 和 1 阶叶片通过频率 2572 Hz 及其边频带处存在强烈的单音噪声,在图 13(d)所示频带处存在宽频噪声。分别在 82.7 Hz 处和 2572 Hz 处分解声模态,结果如图 14(b)和图 14(c)所示。由于 82.7 Hz 为失速气团的特征频率,旋转角速度接近转频,故其在周向存在一个波峰波谷,即模态阶数 $m=1$ 。对于叶片通过频率 2572 Hz,主导单音噪声 $m=5$ 由一级动叶及支板叶片干涉形成,即:

$$m = R_1 - S_0 = 22 - 17 = 5$$

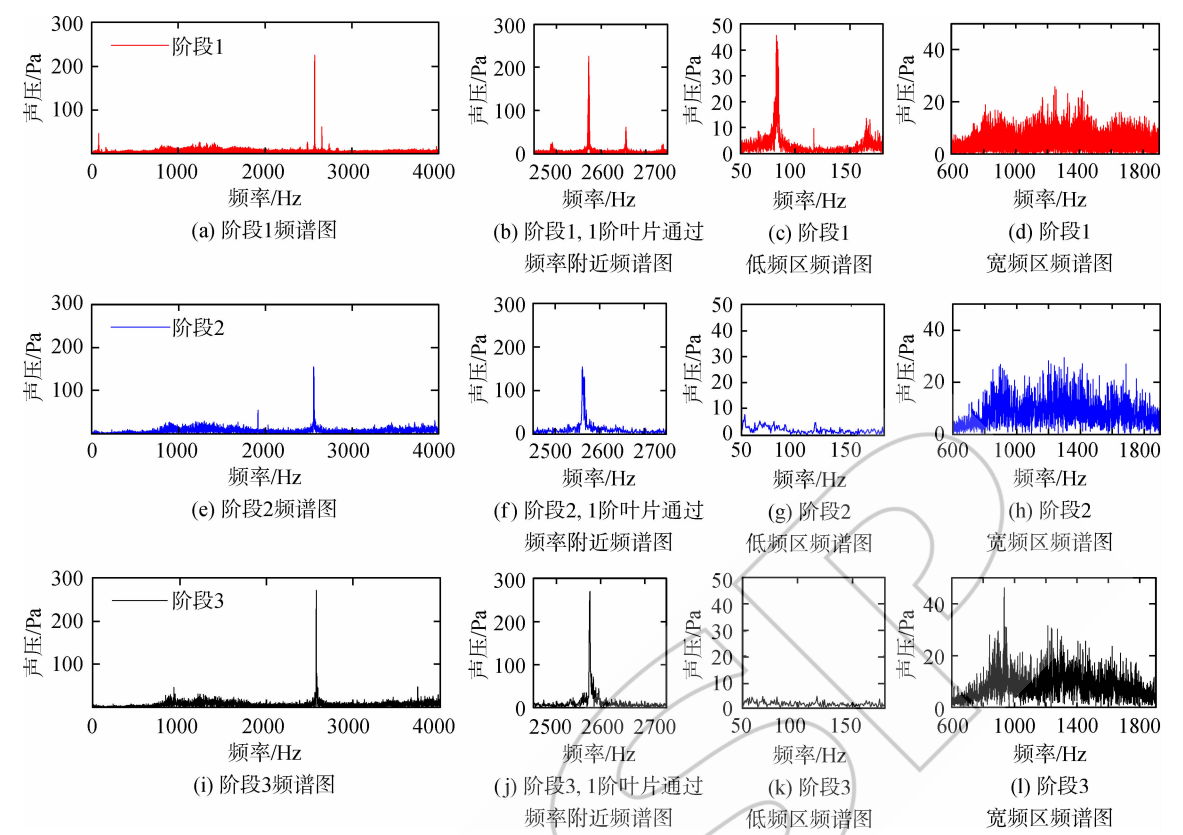


图 13 试验 2 中 1 号麦克风信号频谱

Fig. 13 Frequency spectrum of signal acquired by microphone 1 in test 2

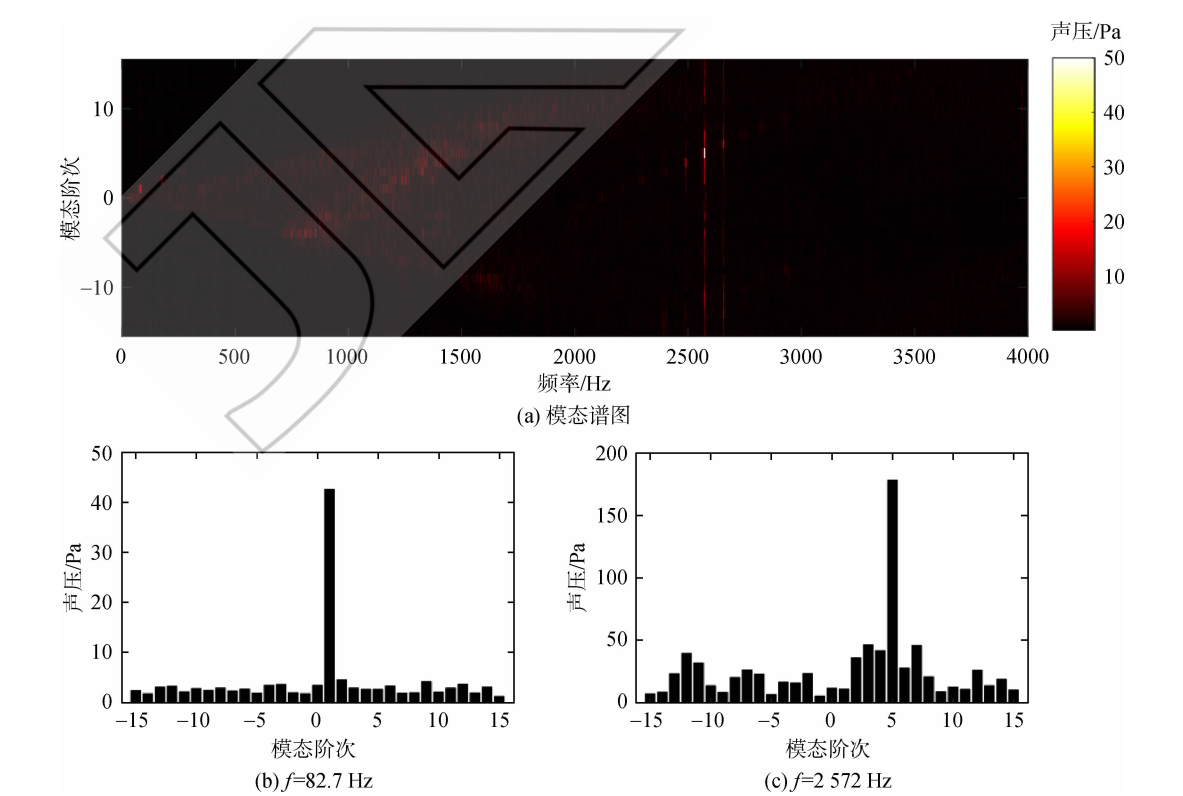


图 14 实验 2 中阶段 1 声模态分析结果

Fig. 14 Acoustic mode analysis results of phase 1 in case 2

失速气团特征频率 82.7 Hz 可在模态谱图低频区上观察得到,具有单音噪声特征且其主导模态阶次 $m=1$,该现象可以用于失速气团萌生的特征识别。

试验阶段 2 模态谱图如图 15(a)所示,从中可以观察到:宽频噪声分布在 600~1800 Hz 频带处的,单音噪声分布在非同步共振频率 1918 Hz 处和叶片通过频率 2560 Hz 处。图 15(b)和图 15(c)分别表示在两频率下周向声模态分解的结果。非同步共振频率 1918 Hz 下多级风扇管道主导单音模态 $m=9$ 。与试验 1 中阶段 2 中非同步

共振频率类似,此频率下强烈的主导单音噪声是多个周向模态在转静叶排间发生共振产生,频率与截止频率接近。叶片通过频率 2560 Hz 下阶段 2 管道周向压力分布与阶段 1 类似:周向主导模态阶次 $m=5$,由一级动叶及支板叶片干涉形成。

试验阶段 3 排气阀门打开,多级风扇处于正常工作状态,故其模态谱图(图 16(a)所示)中单音噪声仅分布在叶片通过频率 2572 Hz 处,声模态分解结果如图 16(b)所示,干涉仅发生在一级动叶和支板叶片之间,主导模态阶次 $m=5$ 。阶段 1 和阶段 2 中非同步共振频率 82.7 Hz 和 1918 Hz

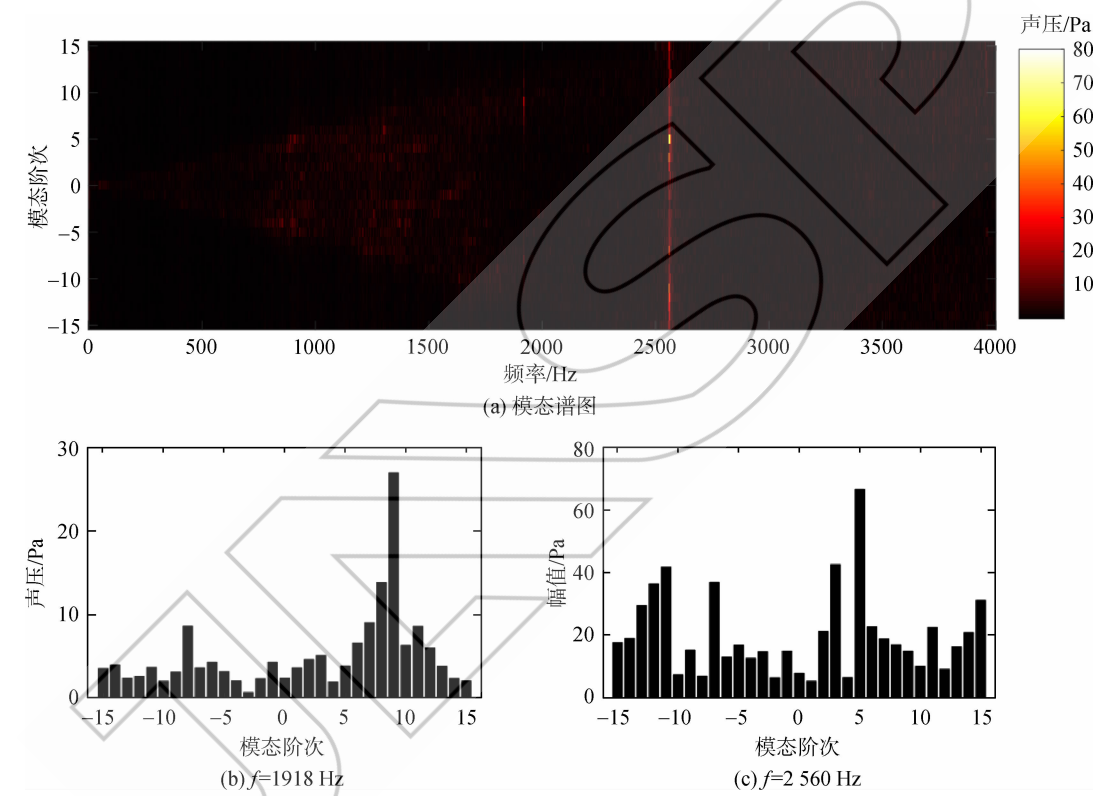
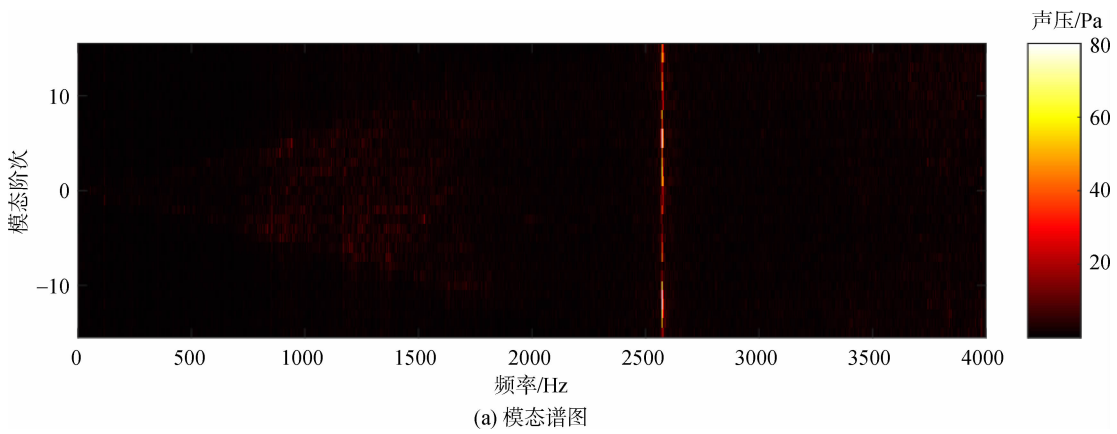


图 15 实验 2 中阶段 2 声模态分析结果
Fig. 15 Acoustic mode analysis results of phase 2 in case 2



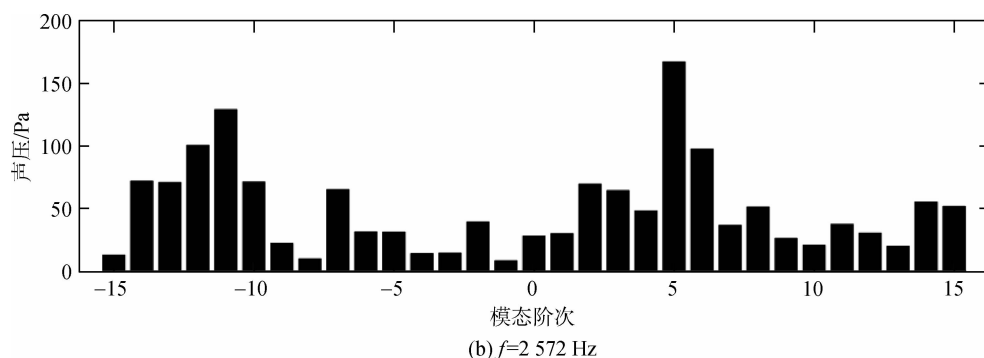


图 16 实验 2 中阶段 3 声模态分析结果

Fig. 16 Acoustic mode analysis results of phase 3 in case 2

均消失,即多级风扇稳定旋转时不存在该频率成分,故 82.7 Hz 和 1 918 Hz 均与旋转不稳定现象有关。

试验 2 结果显示,多级风扇试验器在发生旋转失速故障前,可以通过频谱分析观察到失速气团的特征频率 82.7 Hz,此时失速气团已经萌生,在该频率作模态分解可以得到主导模态阶数 $m=1$ 的模态波。此外,旋转失速发生时非同步共振频率 1 918 Hz 出现,为叶片通过频率的 74.57%,通过声模态分解分析可知,该频率与试验 1 中喘振先兆特征频率类似,均由周向模态波共振形成。

4 结 论

本文开展了多级航空发动机风扇喘振测试试验,通过麦克风传感器阵列研究了高速风扇喘振测试方法,基于短时傅里叶变换、频谱分析和声模态分解的方法实现了喘振先兆特征的提取,对真实工况发动机风扇/压气机健康监测和喘振故障预警有重要意义。主要结论如下:

1) 高速旋转的航空发动机风扇在出现喘振故障前,通过麦克风传感器测量的声压信号中有特征频率出现,约为叶片通过频率的 70% 左右,具有单音特征。该特征频率出现伴随有失速气团特征的产生。

2) 通过均布的环形麦克风阵列对管道周向声压的分解,风扇/压气机在喘振故障发生前模态谱图有显著变化,表现为除叶片通过频率外在其他频率处也产生强烈噪声。该非同步共振的特征频率接近截止频率,由多周向模态波发生共振形成。

参考文献:

[1] 王玉东. 基于压气机出口静压变化率的喘振检测方法[J].

航空动力学报,2020,35(6):1131-1139.

WANG Yudong. Surge detection method based on rate of change of compressor discharge static pressure[J]. Journal of Aerospace Power,2020,35(6):1131-1139. (in Chinese)

[2] 李志平,张鹏,李秋实. 低速轴流压气机旋转失速边界的模型描述[J]. 航空动力学报,2017,32(3):519-527.

LI Zhiping,ZHANG Peng,LI Qiushi. Model description of rotating stall boundary in low-speed axial compressor[J]. Journal of Aerospace Power,2017,32(3):519-527. (in Chinese)

[3] GREITZER E M. Surge and rotating stall in axial flow compressors,Part I theoretical compression system model[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines Power,1976,98(2):190-198.

[4] LI C,XU S,HU Z. Experimental study of surge and rotating stall occurring in high-speed multistage axial compressor[J]. Procedia Engineering,2015,99:1548-1560.

[5] BRIGHT M M,QAMMAR H K,WEIGL H J,et al. Stall precursor identification in high-speed compressor stages using chaotic time series analysis methods[J]. Journal of Turbomachinery,1997,119(3):491-499.

[6] ZHENG X,SUN Z,KAWAKUBO T,et al. Experimental investigation of surge and stall in a turbocharger centrifugal compressor with a vaned diffuser[J]. Experimental Thermal and Fluid Science,2017,82:493-506.

[7] PULLAN G,YOUNG A M,DAY I J,et al. Origins and structure of spike-type rotating stall[J]. Journal of Turbomachinery,2015,137(5):051007.1-051007.11.

[8] MUNARI E,D'ELIA G,MORINI M,et al. Experimental investigation of vibrational and acoustic phenomena for detecting the stall and surge of a multistage compressor[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2018,140(9):092605.1-092605.9.

[9] SUN Z,ZOU W,ZHENG X. Instability detection of centrifugal compressors by means of acoustic measurements [J]. Aerospace Science and Technology,2018,82:628-635.

[10] CABRERA K,PEZZINI P,SHADLE L J,et al. Surge and stall detection using acoustic analysis for gas turbine hybrid cycles[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines

and Power,2020,142(4):041026. 1-041026. 7.

[11] TYLER J M,SOFRIN T G. Axial flow compressor noise studies[R]. SAE Paper 620532,1962.

[12] ZIADA S,OENGÖREN A,VOGEL A. Acoustic resonance in the inlet scroll of a turbo-compressor[J]. Journal of Fluids and structures,2002,16(3):361-373.

[13] KIELB R E,BARTER J W,THOMAS J P,et al. Blade excitation by aerodynamic instabilities; a compressor blade study[R]. ASME Paper GT 2003-38634,2003.

[14] VIGNAU T F,GIRARDEAU D. Aerodynamic rotating vortex instability in a multi-stage axial compressor[R]. AIAA-2005-1137,2005.

[15] LEVY Y,PISMENNY J. High-frequency pressure oscillations of rotating stall type;Part 1 time and frequency characteristics[J]. International Journal of Turbo and Jet Engines,2005,22(2):59-78.

[16] HELLMICH B,SEUME J R. Causes of acoustic resonance in a high-speed axial compressor[J]. Journal of turbomachinery,2008,130(3):031003. 1-031003. 9.

[17] HAYNES J M,HENDRICKS G J,EPSTEIN A H. Active stabilization of rotating stall in a three-stage axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery,1994,116(2):226-239.

[18] PADUANO J D,GREITZER E M,EPSTEIN A H. Compression system stability and active control[J]. Annual Review of Fluid Mechanics,2001,33(1):491-517.

(编辑:张 雪)