

基于横向振动的旋转机械扭振信号提取方法*

李启行^{1,2}, 谌 璨², 王维民^{1,2}, 李 帅²

(1. 北京化工大学高端压缩机及系统技术全国重点实验室 北京, 100029)

(2. 北京化工大学高端机械装备健康监控与自愈化北京市重点实验室 北京, 100029)

摘要 在转子系统中存在横向振动与扭转振动的耦合, 扭转振动的信息被调制在横向振动之中。鉴于此, 提出一种基于横向振动传感器信号提取微弱扭转振动信息的方法。通过对横向振动信号进行 Hilbert 振动分解得到单一成分的信号, 再通过 Hilbert 变换从中提取相位角, 分解相位角即可获得扭振信号, 进而计算出原始扭振信号的幅值与频率。数值仿真和试验结果表明, 该方法可以精确地获取扭振信号, 具有较高的频率分辨率, 试验提取得到的频率相对误差仅为 0.38%, 并通过工业级离心压缩机试验台验证了其工程应用的可行性。该方法可实现对未安装专门扭振测试仪的机组进行扭振补充监测, 提供了一种工程扭振监测的便捷途径。

关键词 扭振测量; Hilbert 变换; 旋转机械; 振动分解
中图分类号 TH113.1

引 言

随着我国对绿色环保、节能减排等方面越来越重视, 特别是在“碳达峰”、“碳中和”概念提出之后, 更为清洁、经济的电驱技术正在逐步取代传统的汽轮机和燃气轮机驱动。电动机驱动的优势在于变频驱动(variable frequency drive, 简称 VFD), VFD 具有控制精确、调速平滑及调速范围大等特点^[1]。但是, VFD 输出的正弦波动扭矩会引起转轴的扭转振动, VFD 同步电机中产生的波动扭矩会激发 0~120 Hz 之间的所有固有频率^[2]。大的扭矩波动会诱导快速升降的大扭转应力, 且可能在机组启车过程中迅速发生^[3], 使人员和设备安全存在巨大的风险隐患。Feese 等^[4]通过对使用 VFD 的 2 台不同的机组进行振动测试分析, 发现其表现出相同的扭振行为, 并证实了 VFD 是扭振的激励源。风机在经过变频改造之后, 出现了轴系损坏^[5]、联轴器损坏^[6]及扭转振动^[7]等故障, 经分析这些故障均是由 VFD 引起的扭振所致。Kocur 等^[8]分析了压缩机链中由 VFD 激发的电磁噪声对扭振的影响。

对运行中的机组进行扭振监测非常重要。扭振测量方式可分为接触式和非接触式两大类^[9]。常见的扭振测量方式有应变测量^[10]、齿盘或斑马带测量^[11]及编码器测量^[12]等。得益于传感器技术的发展

和专门的扭振测试仪的研发, 扭振的测量精度也在不断提高。张晓玲等^[13]总结并分析了扭振测试中误差的成因, 认为需要消除由横振带来的影响以改善扭振的测量精度, 这是由于弯扭耦合现象的存在, 弯曲振动对扭转振动有调频和调幅两方面的影响^[14]。

扭转角的波动也会反映到横向振动上, 因此笔者提出了一种基于横向振动传感器信号提取微弱扭转振动信息的方法, 将调制在横向振动信号中的扭转振动信号解调还原为独立的扭振信号。采用该方法可避免安装齿盘、编码器等专门的扭振测试仪来对扭振信号进行监测, 极大地利用横向振动传感器的测量信息, 实现对扭转振动的监测。

1 横向振动信号中扭振信号的提取

转子横向振动信号监测如图 1 所示。一对相互垂直的电涡流传感器探测到的振动信号可表示为

$$\begin{aligned}x(t) &= A_x(t) \cos(\phi(t)) \\y(t) &= A_y(t) \sin(\phi(t))\end{aligned}\quad (1)$$

其中: $A_x(t)$, $A_y(t)$ 为瞬时幅值; $\phi(t)$ 为瞬时相位。

对于实际转子系统, 由于驱动力矩波动、扭转振动、装配误差、系统故障及弯扭耦合等因素的存在, 会引起围绕平均转速的周期或准周期性的转速波动, 转子的转速往往不能够保持恒定^[15]。假定转子

* 国家自然科学基金资助项目(12272035, 92160203); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(buctrc202229)
收稿日期: 2021-10-29; 修回日期: 2022-07-05

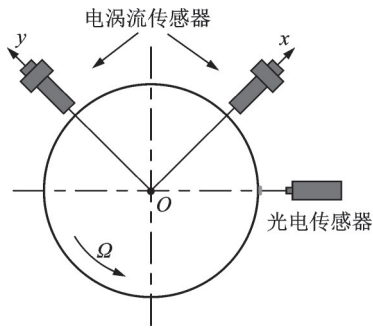


图1 转子横向振动信号监测示意图

Fig.1 Sketch of lateral vibration monitoring

的平均角速度 $\omega_0 = 2\pi f_0 t$, 转速波动完全由扭振所引起, 以 x 方向振动信号为例, 有

$$x(t) = A(t) \cos \left[2\pi f_0 t + \sum_{i=1}^n a_i \cos(2\pi f_{\tau i} t + \varphi_i) + \theta(t) \right] \quad (2)$$

其中: $f_{\tau i}$, φ_i 分别为各阶扭振频率及其初相角; 下标 $i = 1, 2, \dots, n$; $\theta(t)$ 为扭转变形角。

由式(2)可知, 横向振动信号的相位会受到扭振的调制作用, 即扭振频率将会被调制在相位中。

横向振动信号还可以表示为

$$\hat{x}(t) = x(t) + j\mathcal{H}[x(t)] = A(t)e^{j\phi(t)} \quad (3)$$

其中: $\mathcal{H}[\cdot]$ 表示 Hilbert 变换; $\phi(t)$ 为信号相位。

通过 Hilbert 变换可以提取振动信号的瞬时相位, 再对瞬时相位进行 Hilbert 分解或频率检测, 即可获取扭振的幅值和频率。

测量得到的振动信号中含有噪声、分频和倍频成分, 使用带通滤波器提取一阶转频附近成分, 经 Hilbert 变换即可提取瞬时相位 $\phi(t)$

$$\phi(t) = 2\pi f_0 t + \sum_{i=1}^n a_i \cos(2\pi f_{\tau i} t + \varphi_i) + \theta(t) \quad (4)$$

定义瞬时角频率为

$$\omega_{\text{ins}} = \frac{d}{dt} \phi(t) = 2\pi f_0 - 2\pi \sum_{i=1}^n a_i f_{\tau i} \sin(2\pi f_{\tau i} t + \varphi_i) + \dot{\theta}(t) \quad (5)$$

由于一阶频率成分占据主导地位, 这里仅考虑低阶扭振对相位的调制作用, 且假定 $\dot{\theta}(t) = 0$, 则根据上式可得瞬时角频率为

$$\omega_{\text{ins}} = 2\pi \left[f_0 - a_1 f_{\tau 1} \sin(2\pi f_{\tau 1} t + \varphi_1) \right] = 2\pi f_{\text{ins}} \quad (6)$$

由式(6)可知, 在频谱图上可以观察到基频两侧存在由扭振所导致的边频成分。可以通过 Hilbert 分解相位信号得到一阶扭振频率 $f_{\tau 1}$, 进而求得扭振幅值 a_1 。

在旋转机械中, 往往存在非平稳、准谐波信号叠

加的复合信号, 如

$$x(t) = \sum_1^k A_i(t) \cos \left(\int \omega_i(t) dt \right) \quad (7)$$

其中: $A_i(t)$, $\omega_i(t)$ 分别为 l 阶分量下的瞬时幅值和频率。

对于此类非平稳信号, 不便直接进行处理, 通常会使用 Hilbert 分解方法将其分成若干个成分单一的信号分量^[16]。

Hilbert 分解流程如 2 所示, 具体的理论推导见文献[16]。横向振动信号中提取扭振信号的流程如图 3 所示。

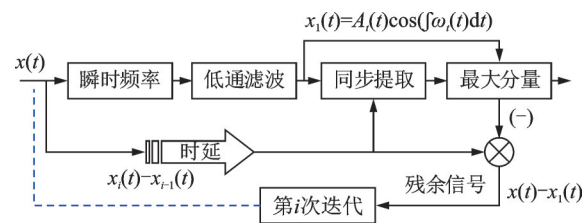


图2 Hilbert 分解流程图

Fig.2 Block diagram of Hilbert decompose

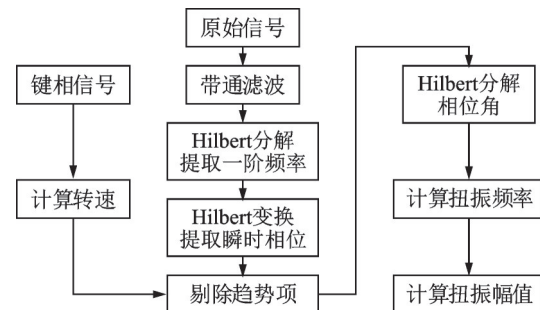


图3 横向振动信号中提取扭振信号的流程图

Fig.3 Flowchart of extracting torsional vibration signal from lateral vibration signal

2 数值仿真验证

假定经过扭振频率调制后的横向振动信号为

$$s(t) = s_1(t) + s_2(t) + s_3(t) + n(t) \quad (8)$$

其中: $s_i(t)$ 为各阶振动信号, 下标 $i = 1, 2, 3$; $n(t)$ 为白噪声。

$$s_1(t) = \cos \left[2\pi 40t + 10\alpha(t) \sin(2\pi f_{\tau 1} t) \right] \quad (9)$$

$$s_2(t) = 0.15 \cos \left[2\pi 80t + 20\alpha(t) \sin(2\pi f_{\tau 2} t) \right] \quad (10)$$

$$s_3(t) = 0.05 \cos \left[2\pi 120t + 30\alpha(t) \sin(2\pi f_{\tau 3} t) \right] \quad (11)$$

$$\alpha(t) = \frac{\pi}{180} \left[\sin \left(2\pi \frac{1}{20} t \right) + 1 \right] \quad (12)$$

其中: $\alpha(t)$ 为扭振相位角变化的缓变量(最大峰值为 2°), 用于模拟相位角随时间的波动。

以 $s_1(t)$ 为例,表示转速为 2 400 r/min (40 Hz), 扭振瞬时幅值最大峰值为 20° ,扭振频率取 5.40 Hz。图 4 为仿真信号的时域波形图和频谱图,仿真信号的长度为 10 s。

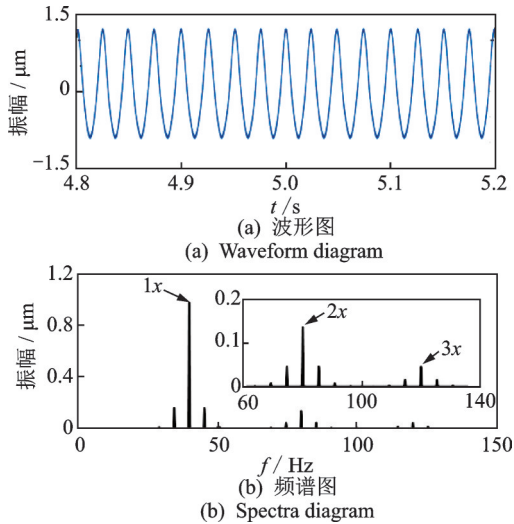


图 4 仿真信号的时域波形图和频谱图

Fig.4 Waveform and spectrum of simulated vibration signal

按照图 3 所述的处理方法,提取得到的转频附近信号的时域波形图和频谱图见图 5,并通过 Hilbert 分解得到了扭振角的瞬时幅值和瞬时频率,如图 6 所示。为尽可能消除边界效应对计算结果的影响,在扭振角的计算结果中截去了前后各 0.5 s 的数据。从计算结果来看,得到的扭振频率的均值为 5.41 Hz,与理论值 5.40 Hz 仅仅相差了 0.19%,说明该方法具有较高的准确度。同时,Hilbert 瞬时频率分析在理论上拥有无穷小的分辨率,可以捕捉到微弱的扭振频率变化。

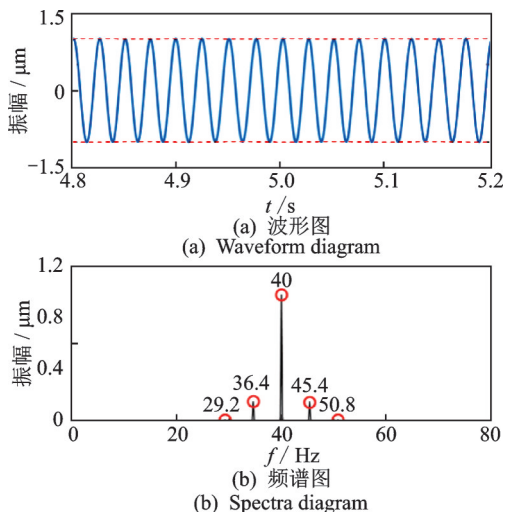


图 5 提取得到的转频附近信号的时域波形图和频谱图

Fig.5 Waveform and spectrum of detected signal around 1x

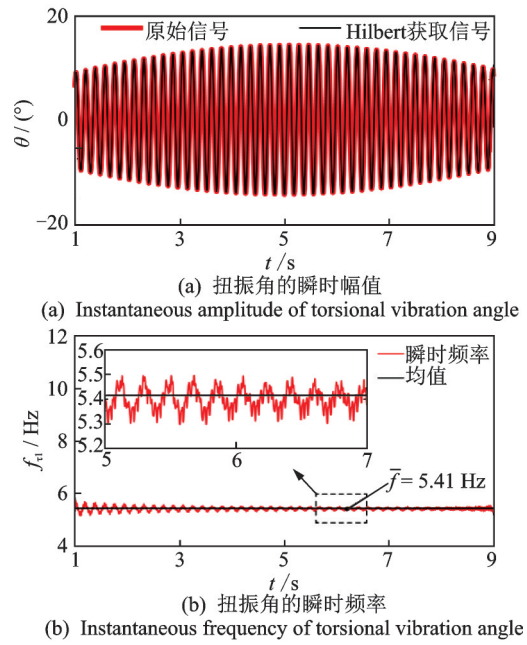


图 6 扭振角的瞬时幅值和瞬时频率

Fig.6 Instantaneous amplitude and frequency of torsional vibration angle

3 试验对比验证

3.1 试验过程

为验证所提方法的有效性,使用了如图 7 所示的转子试验台。试验台由交流伺服电机驱动,非驱动端安装有编码器测量扭振,在盘 2 的位置安装有电涡流传感器测量横向振动,并通过齿盘处的光电传感器测量转速。

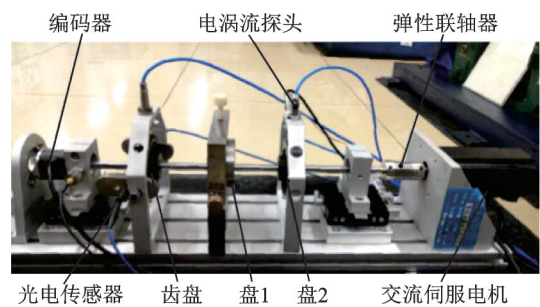


图 7 转子试验台

Fig.7 Test rig of rotor

在 5 000 r/min 转速下,同步采集了横向振动响应和编码器的扭振角信号,采样频率为 10 kHz,时长为 5 s。通过对比计算得到的扭振信息和编码器所测量的扭振信息,检验了所提方法的有效性。

3.2 试验数据分析

x 和 y 方向的振动响应及其对数谱见图 8。可以看到,在转频 (83.3 Hz) 两侧分别对应 $\omega - f_r$ (54 Hz) 和

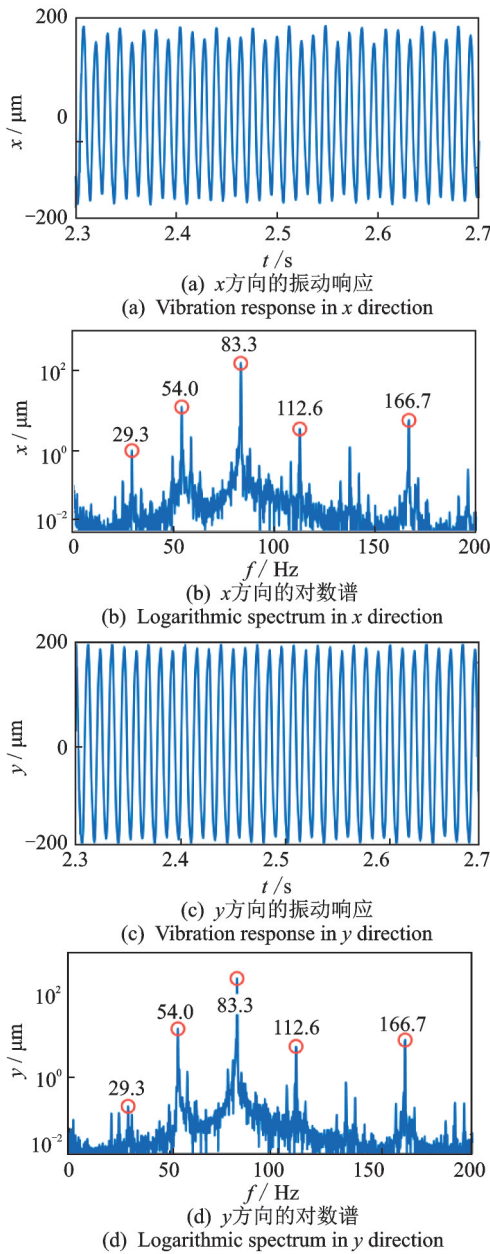


图 8 x 和 y 方向的振动响应及其对数谱
Fig.8 Vibration response and its logarithmic spectrum in x and y directions

$\omega + f_c$ (112.6 Hz) 的频率处各有一个峰值,这说明了弯扭耦合的存在。通过频率差可以计算出扭振频率为 29.3 Hz,在图 8(b)中很容易找出该频率对应的峰值,而在图 8(d)中因为有其他频率成分的存在而不能很好地辨别出扭振频率。通过使用 Hilbert 方法,计算得到的扭振频率如图 9 所示,能够较为准确地计算出扭振频率。

图 10,11 分别为通过编码器测量得到的扭振信号和其剔除转频及其倍频成分后的频谱图。测量得到的扭振信号与使用 Hilbert 方法计算出的扭振信号如图 12 所示。分析试验结果可以看出,使用

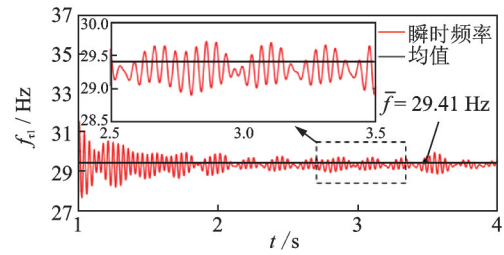


图 9 计算得到的扭振频率
Fig.9 Calculated frequency of torsional vibration

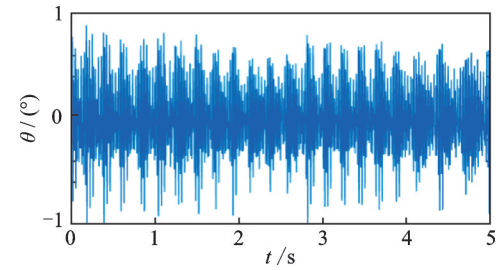


图 10 编码器测量得到的扭振信号
Fig.10 Measured torsional vibration signal with encoder

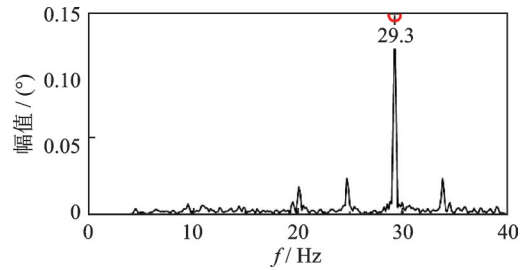


图 11 滤波处理后的扭振信号频谱图
Fig.11 Spectrum of filtered torsional vibration signal

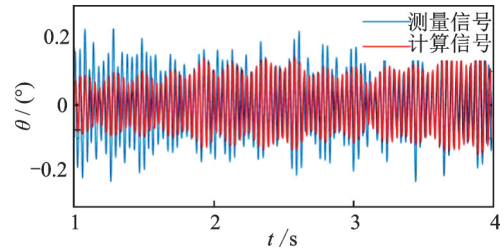


图 12 测量扭振信号与计算扭振信号
Fig.12 Measured torsional vibration signal vs calculated torsional vibration signal

Hilbert 方法计算出的扭振信息与测量值基本一致,频率相对误差仅为 0.38%;受到边界效应的影响,前 1 s 计算得到的瞬时幅值与真实值有较大偏差,但随着边界效应影响的减弱,二者能够较好地吻合。由于未能完全消除噪声和谐波成分的影响,测量扭振信号与计算所得结果存在一定的相位差,导致二者的时域波形不能完全对应。因此,对其有效值进行比较以评估幅值精度。经计算,使用本研究方法所提取的扭振信号有效值与测量信号有效值的绝对

误差为 0.025° , 相对误差为 25.38% 。由于扭振角本身较小, 即使是很小的偏差也可能会导致较大的相对误差值, 但总体而言, 本研究所提方法是可行且有效的。

4 工程验证

使用如图 13 所示的工业级透平压缩机试验台进行相关验证, 该试验台由变频器控制的三相异步电机进行驱动, 经齿轮箱增速进行工作, 齿轮箱速比为 $1:5$ 。



图 13 离心压缩机试验台

Fig.13 Centrifugal compressor experimental platform

在 2 个轴承座上分别安装一对位移传感器以采集横向振动信号。记录试验台在工作转速为 $2\ 100\text{ r/min}$ 时的振动信号, 时间长度为 30 s , 采样频率为 3 kHz , x 方向振动响应及其频谱如图 14 所示。

由图 14(a) 可以看出, 横向振动的波形受扭振的影响很大, 调制作用十分明显。由图 14(b) 中的

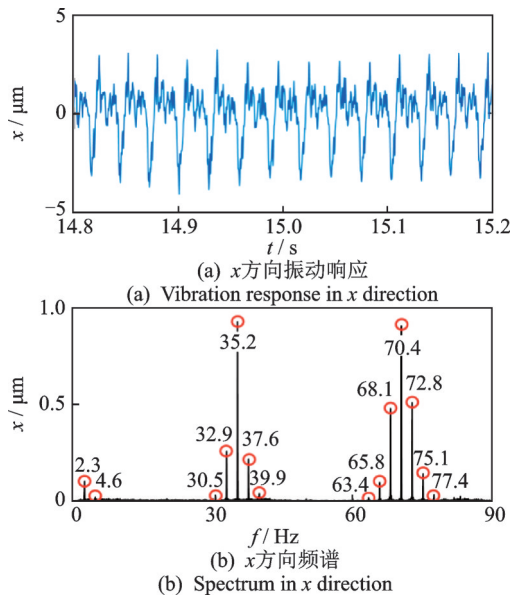


图 14 x 方向振动响应及其频谱

Fig.14 Vibration response and its logarithmic spectrum in x direction

低频段可以明显观察到扭振频率及其 2 倍频的存在, 在转频和 2 倍转频附近的边频带则是由中心频率与扭振频率的和差频率形成的。这说明在实际提取扭振频率时, 不仅可以从 1 倍频入手, 2 倍频及更高的倍频成分也可以用于提取扭振信息。由频谱分析可知, 扭振对于倍频的影响更为明显, 通过分析倍频成分来提取扭振信息可能会有更好的效果。

使用本研究所提方法计算得到的扭振频率见图 15, 可知扭振频率为 2.3 Hz , 验证了文献[17]的研究结果, 也进一步验证了本方法的可行性与准确性, 能够为工程中的扭振测量提供新的测试途径。

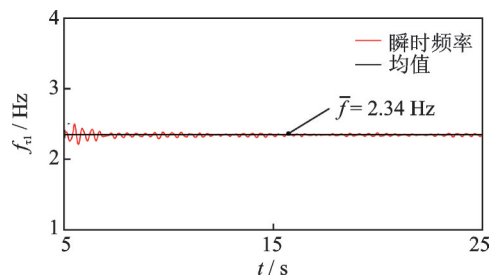


图 15 计算得到的扭振频率

Fig.15 Calculated frequency of torsional vibration

5 结 论

1) 通过 Hilbert 振动分解可以将调制在横向振动中的扭振信息进行分解, 逆变为原始的扭转振动信号, 进而获得扭转振动的幅值和频率。

2) 由扭转振动引起的转速波动反应在转速频率上十分微小, 使用传统的离散傅里叶频谱分析方法对横向振动进行分析难以捕捉到微小的转频变化。笔者提出的信号分析方法可以精确获得扭振的信号特征, 且 Hilbert 瞬时频率分析方法在理论上的分辨率可达无穷小, 适用于探测微弱的扭振波动频率。

3) 解析信号的模拟仿真和试验测试结果均表明, 所提出的扭振信号提取方法具有较高的频率测试精度, 仿真和试验结果的最大误差率分别为 0.19% 和 0.38% , 为扭转振动的工程测试提供了一种便捷途径。

4) 现有方法中, 扭振幅值受边界效应及信号噪声的影响, 仍存在较大的误差。

参 考 文 献

[1] 朱正中, 胡亚非. 风机变频调速应用综述[J]. 煤矿机械, 2005, 4(7): 5-6.
ZHU Zhengzhong, HU Yafei. The application of the

- variable frequency drives for fan[J]. Coal Mine Machinery, 2005, 4(7): 5-6. (in Chinese)
- [2] CORBO M, MALANOSKI S. Practical design against torsional vibrations[C] // Proceedings of the 25th Turbomachinery Symposium. Houston: Texas A&M University Turbomachinery Laboratories, 1996: 189-222.
- [3] CORCORAN J, KOCUR J, MITSINGAS M. Preventing undetected train torsional oscillations[C] // Proceedings of the 39th Turbomachinery Symposium. Houston: Texas A&M University Turbomachinery Laboratories, 2010: 135-146.
- [4] FEESE T, MAXFIELD R. Torsional vibration problem with motor/ID fan system due to PWM variable frequency drive[C] // Proceedings of the 37th Turbomachinery Symposium. Houston: Texas A&M University Turbomachinery Laboratories, 2008: 45-56.
- [5] 张礼亮, 王青华, 李冬冬, 等. 风机变频改造后故障原因分析[J]. 发电设备, 2017, 31(4): 230-233.
ZHANG Liliang, WANG Qinghua, LI Dongdong, et al. Fault analysis of a fan after variable frequency retrofit[J]. Power Equipment, 2017, 31(4): 230-233. (in Chinese)
- [6] 王青华, 李冬冬, 冯波, 等. 变频驱动风机膜片联轴器损坏故障原因分析[J]. 煤矿机械, 2017, 38(9): 151-153.
WANG Qinghua, LI Dongdong, FENG Bo, et al. Fault analysis of laminated membrane coupling of fan with variable-frequency drive[J]. Coal Mine Machinery, 2017, 38(9): 151-153. (in Chinese)
- [7] 刘石, 杨建刚, 张楚, 等. 变频改造对电厂辅机安全性的影响分析[J]. 风机技术, 2017, 59(3): 65-69.
LIU Shi, YANG Jiangan, ZHANG Chu, et al. Influence of frequency conversion renovation on the security of auxiliary equipments in power plant[J]. Chinese Journal of Turbomachinery, 2017, 59(3): 65-69. (in Chinese)
- [8] KOCUR J, MUENCH M. Impact of electrical noise on the torsional response of VFD compressor trains[C] // Proceedings of the 41st Turbomachinery Symposium. Houston: Texas A&M University Turbomachinery Laboratories, 2012.
- [9] 蒋云帆, 廖明夫, 王四季. 航空发动机转子扭振测量新方法[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(3): 410-415.
JIANG Yunfan, LIAO Mingfu, WANG Siji. New measuring method for torsional vibration of aeroengine rotor[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(3): 410-415. (in Chinese)
- [10] 魏莉, 刘芹, 王兢兢, 等. 光纤光栅应变传感在扭振测量中的应用[J]. 机械设计与制造, 2020, 4(4): 204-207.
- WEI Li, LIU Qin, WANG Jingjing, et al. The application of fiber bragg grating strain sensor in the torsional vibration measurement[J]. Machinery Design & Manufacture, 2020, 4(4): 204-207. (in Chinese)
- [11] 严丹丹, 岳林. 基于斑马带的转子系统轴系扭振测量技术[J]. 机械制造与自动化, 2020, 49(4): 202-205.
YAN Dandan, YUE Lin. Shaft torsional vibration measuring technique for rotor system based on zebra strip [J]. Machine Building & Automation, 2020, 49(4): 202-205. (in Chinese)
- [12] 罗敏强, 丁康, 杨志坚. 码盘偏心对扭振测试影响的研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(21): 104-110.
LUO Minqiang, DING Kang, YANG Zhijian. A research on the effect of encoder eccentricity on torsional vibration test[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(21): 104-110. (in Chinese)
- [13] 张晓玲, 唐锡宽. 扭振测试误差及其校正方法研究[J]. 清华大学学报(自然科学版), 1997(11): 11-14.
ZHANG Xiaoling, TANG Xikuan. Analysis of torsional vibration measuring errors and their correct method[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 1997(11): 11-14. (in Chinese)
- [14] 王媛文, 董大伟, 孙梅云, 等. 曲轴弯曲振动对扭振测试精度的影响及实验[J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(5): 874-880.
WANG Yuanwen, DONG Dawei, SUN Meiyun, et al. Influence mechanism and experimentation of crankshaft bending vibration in torsional vibration measurement[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(5): 874-880. (in Chinese)
- [15] CAO H R, HE D, XI S T, et al. Vibration signal correction of unbalanced rotor due to angular speed fluctuation[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 107: 202-220.
- [16] FELDMAN M. Hilbert transform in vibration analysis[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2011, 25(3): 735-802.
- [17] 翟功涛. 旋转机械扭转振动监测与控制方法研究[D]. 北京: 北京化工大学, 2019.



第一作者简介:李启行,男,1989年10月生,副教授。主要研究方向为旋转机械动力学与振动控制。曾发表《环境激励下的旋转机械工作模态参数辨识》(《机械工程学报》2019年第55卷第19期)等论文。

E-mail: liqihang2012@foxmail.com