

频率等间隔的轴承故障信号模型 及其希尔伯特共振解调机理

何国林¹, 李俊晖¹, 李巍华¹, 林慧斌¹, 陈华原², 许中生²

(1. 华南理工大学机械与汽车工程学院, 广东 广州 510641; 2. 中信海洋直升机股份有限公司, 广东 深圳 518052)

摘要: 希尔伯特共振解调技术 (HRD) 广泛应用于轴承故障诊断。在利用包络幅值谱评估降噪方法优劣时, 可能会把 HRD 产生的影响归因于降噪方法。工程中测试条件与分析参数的选取通常依靠经验, 选取不当易引发故障漏诊。针对这些问题, 通过构建轴承外圈故障振动响应的故障信号模型, 定量分析故障信号的希尔伯特共振解调过程, 揭示了信号参数与包络幅值谱的映射关系; 通过分析固有频率、阻尼比和转速等系统物理参数对信号参数的影响, 明确了系统物理参数与包络幅值谱分布的对应关系, 为 HRD 的应用提供了更为明确的理论依据。利用 HRD 处理仿真振动信号, 仿真结果与理论推导一致; 并通过试验验证了基于 HRD 解调机理的分析结论。

关键词: 滚动轴承; 外圈局部故障; 希尔伯特变换; 共振解调机理; 故障信号模型

中图分类号: TH165+.3; TH113 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2025)06-1287-09

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2025.06.017

Bearing fault signal model with equally spaced frequency components and its hilbert resonance demodulation mechanism

HE Guolin¹, LI Junhui¹, LI Weihua¹, LIN Huibin¹, CHEN Huayuan², XU Zhongsheng²

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510640, China;

2. CITIC Offshore Helicopter Co., Ltd., Shenzhen 518052, China)

Abstract: The Hilbert resonance demodulation (HRD) technique is widely applied in bearing fault diagnosis. Current studies typically evaluate noise reduction methods based on the frequency components of envelope signals. However, there is a lack of quantitative analysis regarding the generation process of these frequency components. This might lead to misattributing HRD-induced effects to noise reduction methods during evaluation. In engineering, the empirical selection of test conditions and analysis parameters often results in missed diagnoses due to improper choices. To address these issues, this study constructs a fault signal model for vibration responses of rolling bearing outer race local faults. Through quantitative analysis of the Hilbert resonance demodulation process, the mapping relationship between signal parameters and envelope amplitude spectra is revealed. By investigating the influence of system physical parameters—such as natural frequency, damping ratio, and rotational speed—on signal characteristics, the correspondence between these parameters and the envelope amplitude spectrum distribution is established. This provides a clearer theoretical foundation for HRD applications. Simulated vibration signals processed by HRD demonstrate consistency with theoretical derivations, and experimental validation confirms the analytical conclusions based on the HRD demodulation mechanism.

Keywords: rolling bearing; outer race local fault; Hilbert transform; resonant demodulation mechanism; fault signal model

滚动轴承作为机械系统的核心精密部件, 其运行状态直接影响整个设备的效率和可靠性。因轴承外圈常承受较大的径向载荷, 局部故障频发^[1], 及时准确诊断轴承故障对确保设备可靠性至关重要。当外圈故障时, 滚子经过缺陷处会产生冲击激励, 引发以固有频率调制故障通过频率的振动响应。希尔伯

特共振解调 (Hilbert resonance demodulation, HRD) 技术^[2-3] 通过振动响应包络分析提取故障通过频率, 在轴承故障诊断中被广泛应用。

黄包裕等^[4] 利用基于全子带加权时频能量比的包络分析法处理降噪后的信号, 用于提取故障特征。XIN 等^[5] 提出了一种新的基于故障特征包络谱

和移动超阈值峰值法的自主诊断方法。朱可恒等^[6]从振动信号中分离出包含故障信息的第一分量,利用希尔伯特变换对其包络谱进行分析。CHEN等^[7]基于希尔伯特变换构造广义包络信号、建立乘积包络谱,最终提出增强包络分析方法,以提高滚动轴承故障诊断的准确性和鲁棒性。YING等^[8]结合霍洛-希尔伯特频谱分析和掩蔽经验模式分解进行信号分离,以揭示振动信号的内部调制关系。上述研究通常依据包络信号的频率成分评估降噪方法,但对这些频率成分的产生过程缺乏定量分析,评估时可能会把HRD产生的影响归因于降噪方法。此外,对系统物理参数(如固有频率)与包络幅值谱分布的定量对应关系认知不足,会导致工程测试中传感器位置、滤波区间及轴承转速的选择通常依赖经验,而参数选取不当易引发故障漏诊。

贾民平等^[9]基于滚动轴承产生故障后的振动特征,建立冲击信号数学模型,并揭示了滚动轴承故障信号的循环平稳性;ANTONI等^[10]对滚动轴承振动信号模型进行分解,指出相比冲击振动,低频段的周期性成分通常可忽略。上述研究虽然有对故障冲击信号建模分析,但更多是对信号特点的定性分析。因此,亟需定量分析轴承故障信号包络解调过程;揭示旋转机械系统固有频率、阻尼比及转速对信号包络幅值谱频率分布的影响机制,以科学指导实践中的参数选择。

针对以上问题,构建轴承故障振动加速度响应的等价信号模型,定量解析共振解调过程,并探讨信号参数(频率、幅值)与包络幅值谱的映射关系。其次,分析系统物理参数(固有频率、阻尼比、输入转速)对测试信号基本参数的影响,明确其与包络幅值谱分布的对应关系。最后,基于上述分析的结论,总结物理参数的选取方法,为HRD在轴承故障诊断中的科学应用提供理论支撑。

1 轴承外圈局部故障振动机理

滚动轴承外圈局部故障频率由轴承内圈转速和几何结构决定,计算公式^[11]为:

$$f_o = \frac{Z}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) f_{ps} \quad (1)$$

式中, f_o 为外圈故障通过频率; Z 为滚子个数; d 为滚子直径; D 为轴承节径; α 为接触角; f_{ps} 为内圈输入转频。

轴承所在的旋转机械系统可简化为多自由度弹簧阻尼系统^[12],其动力学特性近似为多个单自由度系统的线性组合。轴承滚子经过滚道缺陷处产生冲击激励,传感器所采集的信号为脉冲力作用下的加速度响应。小阻尼时, U 自由度系统的振动加速度

单位脉冲响应函数^[13]近似表示为:

$$h(t)|_{\ddot{x}-F} = \sum_{u=1}^U \frac{\omega_{n,u}^2}{m_u \omega_{d,u}} e^{-\zeta_u \omega_{n,u} t} \cos(\omega_{d,u} t + \varphi_u) \quad (2)$$

式中, $h(t)|_{\ddot{x}-F}$ 表示加速度 \ddot{x} 对激励力 F 的单位脉冲响应; t 为时间; m_u 、 ζ_u 、 $\omega_{n,u}$ 、 $\omega_{d,u}$ 、 φ_u 分别为第 u 阶模态质量、阻尼比、无阻尼固有角频率、有阻尼固有角频率、相位角,其中阻尼比、无阻尼固有角频率、有阻尼固有角频率的关系为:

$$\omega_{d,u} = \omega_{n,u} \sqrt{1 - \zeta_u^2} \quad (3)$$

$h(t)|_{\ddot{x}-F}$ 的傅里叶变换是系统振动加速度对力激励的频率响应函数,可表示为:

$$H(f)|_{\ddot{x}-F} = \sum_{u=1}^U \frac{-f^2}{m_u (f_{n,u}^2 - f^2 + 2j\zeta_u f_{n,u} f)} \quad (4)$$

式中, j 表示虚数单位; f 为频率; $f_{n,u}$ 为第 u 阶无阻尼固有频率。

平稳工况下,振动加速度响应的傅里叶变换记作 $\dot{X}(f)$,本质上是等间隔离散形式的 $H(f)|_{\ddot{x}-F}$ 。

2 故障信号希尔伯特共振解调机理

2.1 轴承外圈故障信号的共振解调机理分析

振动响应在共振解调前通常先带通滤波,忽略噪声与其他干扰频率影响,平稳工况滤波后的振动加速度响应 $\ddot{y}(t)$ 仅保留了滤波频带内的故障频率倍频成分,其幅值谱 $|\dot{Y}(f)|$ 如图 1 所示。

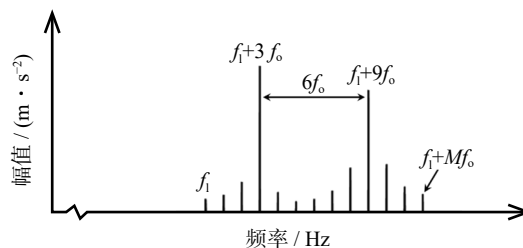


图 1 带通滤波后信号的幅值谱

Fig. 1 Amplitude spectrum of the filtered signal

因此, $\ddot{y}(t)$ 可视为等间隔谐波信号的叠加。当 $\ddot{y}(t)$ 含有 $M+1$ 阶频率成分时,可表示为:

$$\ddot{y}(t) = \sum_{m=0}^M B_m \cos[2\pi(f_1 + m f_0)t + \psi_m] \quad (5)$$

式中, f_1 为幅值谱中第一条谱线对应频率; ψ_m 为第 $m+1$ 条谱线的相位; B_m 为第 $m+1$ 条谱线的幅值。

$\ddot{y}(t)$ 希尔伯特变换对可表示为:

$$\hat{\ddot{y}}(t) = \sum_{m=0}^M B_m \sin[2\pi(f_1 + m f_0)t + \psi_m] \quad (6)$$

希尔伯特解调后的包络信号为:

$$e(t) = \sqrt{\ddot{y}^2(t) + \hat{\ddot{y}}^2(t)} \quad (7)$$

当滤波频带内仅有一条谱线即 $M=0$ 时, $\ddot{y}(t)$ 经过希尔伯特解调后的包络信号可表示为:

$$e(t) = \sqrt{\dot{y}^2(t) + \hat{y}^2(t)} = |B_0| \quad (8)$$

可知, 包络信号为定值, 仅存在直流分量。

当 $M>0$ 时, 将式(5)和(6)代入式(7)得希尔伯特解调后的包络信号为:

$$e(t) = \sqrt{\sum_{m=0}^M B_m^2 + \sum_{p=0}^{M-1} \sum_{q=p+1}^M 2B_p B_q \cos[2\pi(q-p)f_0 t + \psi_q - \psi_p]} \quad (9)$$

式(7)右侧根号下的部分始终大于零, 式(9)根号下的部分是由式(7)代入值后整理得到, 故其始终大于零。因此, 式(9)两侧取平方可得:

$$e^2(t) = \sum_{m=0}^M B_m^2 + \sum_{p=0}^{M-1} \sum_{q=p+1}^M 2B_p B_q \cos[2\pi(q-p)f_0 t + \psi_q - \psi_p] \quad (10)$$

由式(10)可知, 包络平方信号 $e^2(t)$ 仅存在直流分量和前 M 阶故障通过频率成分, 在其幅值谱中频率大于 Mf_0 时无谱线(如图2所示); 第 m 阶故障通过频率成分的幅值是 $|\dot{Y}(f)|$ 中相隔 mf_0 的多组两两谱线幅值相乘、取2倍后, 再进行矢量求和的结果。

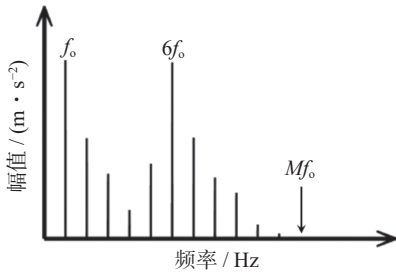


图2 包络平方信号幅值谱

Fig. 2 Envelope squared signal amplitude spectrum

将 $e^2(t)$ 的幅值谱记作 $|E^2(f)|$, 理论上 $|\dot{Y}(f)|$ 中所有谱线频率间隔都会在 $|E^2(f)|$ 中存在对应谱线, 并且 $|E^2(f)|$ 中 mf_0 处谱线的幅值主要受 $|\dot{Y}(f)|$ 中相隔 mf_0 且两条幅值均较大的一组或多组谱线影响。图1中幅值最大的两条谱线间隔为 $6f_0$, 对应图2中 $6f_0$ 处的幅值就较大。

由 $e(t+1/f_0) = e(t)$ 可知, $e(t)$ 也是以 f_0 为基频的周期信号, 其傅里叶级数展开式可表示为:

$$e(t) = E_0 + \sum_{m=1}^{+\infty} [E_m \cos(2m\pi f_0 t + \theta_m)] \quad (11)$$

式中, E_0 为直流分量的幅值; E_m 和 θ_m 分别对应第 m 阶的幅值和相位。

观察式(11), 理论上 $e(t)$ 可能含有一阶到无穷阶故障通过频率成分, 其幅值谱记作 $|E(f)|$, 如图3所示。相比 $e^2(t)$, $e(t)$ 增加了阶次大于 M 的高阶故障通过频率成分, 这是由于开根号等非线性运算使得原信号中的频率成分混合, 产生了新的高阶倍频和组

合频率。但开根号等非线性变换通常对各频率分量幅值的影响较小, 因而 $|E(f)|$ 中不同谱线的幅值相对大小规律和 $E^2(f)$ 几乎一致。 $|E(f)|$ 的特点和 $E^2(f)$ 相近, $|\dot{Y}(f)|$ 存在幅值较大且相隔 mf_0 的谱线时, $|E(f)|$ 中就会出现第 m 阶故障通过频率成分。

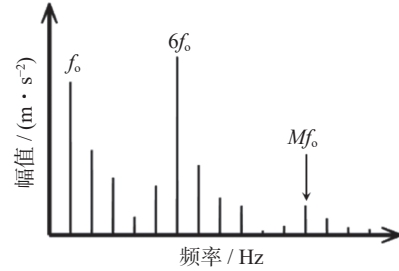


图3 包络幅值谱

Fig. 3 Envelope signal amplitude spectrum

2.2 幅值谱对称时信号的共振解调机理分析

当不同阶次共振峰频率间隔较大时, 可认为滤波频带内仅含有一个共振峰。在共振峰区间, 幅频响应函数 $|H(f)|_{x=f}$ 可视作关于无阻尼固有频率(以下简称固有频率)对称。若固有频率接近 f_0 的整数倍, $|\dot{Y}(f)|$ 关于固有频率近似对称。当仅考虑第 u_1 阶共振峰时, $\ddot{y}(t)$ 可近似表示为以第 u_1 阶固有频率 f_{n,u_1} 为载波频率、以 f_0 及其倍频为调制频率的幅值调制信号:

$$\ddot{y}(t) = \sum_{z=0}^Z B_z \cos(2\pi f_{n,u_1} t + \psi_{n,u_1}) \cos(2\pi z f_0 t + \psi_z) \quad (12)$$

式中, ψ_{n,u_1} 为载波频率对应的相位角; ψ_z 、 B_z 分别为第 z 阶调制频率对应相位角、幅值; Z 对应带通滤波后固有频率一侧的谱线数。

$\ddot{y}(t)$ 的希尔伯特变换对可表示为:

$$\hat{\ddot{y}}(t) = \sum_{z=0}^Z B_z \sin(2\pi f_{n,u_1} t + \psi_{n,u_1}) \cos(2\pi z f_0 t + \psi_z) \quad (13)$$

将式(12)和(13)代入式(7)得:

$$e(t) = \left| \sum_{z=0}^Z B_z \cos(2\pi z f_0 t + \psi_z) \right| \quad (14)$$

轴承与轴承座多由金属构成, 阻尼比低, 共振峰狭窄。轴承故障振动信号能量集中于共振峰中心, 其频率成分幅值通常大于其他频率成分之和, 即 $B_0 \geq B_1 + B_2 + \dots + B_Z$, 式(14)中绝对值符号内的表达式恒为非负或非正, 去除绝对值符号不影响包络幅值谱分布。此时 $e(t)$ 仅存在前 Z 阶故障通过频率成分和直流分量, 在 $|E(f)|$ 中 zf_0 处幅值为 B_z , 恰好为幅值谱中第 z 阶调制谱线幅值的两倍, 如图4所示。

即使 $B_0 \leq B_1 + B_2 + \dots + B_Z$, 由于调制频率成分之间存在相位差, 相加时会相互抵消, 阻尼比较小时, 绝对值符号内可近似看作非负或非正, 包络幅值谱分布规律与上述分析相似。

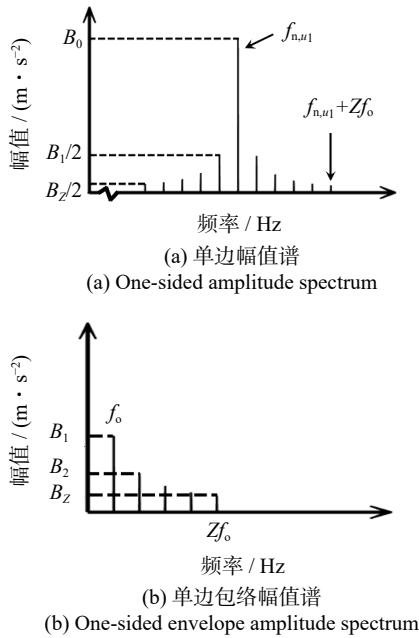


图4 幅值谱对称时信号的频域特性

Fig. 4 Frequency domain properties of signals when the amplitude spectrum is symmetric

3 影响通过频率分布的物理参数

3.1 系统的固有频率

分析固有频率和阻尼比的影响时,选取第 u_1 阶模态分析,简化式(4)为:

$$H(f)|_{\tilde{x} \sim F} = \frac{-f^2}{m_{u_1}(f_{n,u_1}^2 - f^2 + 2j\zeta_{u_1}f_{n,u_1}f)} \quad (15)$$

幅频响应函数 $|H(f)|_{\tilde{x} \sim F}$ 如图5所示,由于阻尼较小,此时 $|H(f)|_{\tilde{x} \sim F}$ 的极大值点近似为 f_{n,u_1} 。代入 $f = f_{n,u_1}$,得到 $|H(f)|_{\tilde{x} \sim F}$ 的峰值为:

$$|H(f)|_{\tilde{x} \sim F}|_{\max} = \frac{1}{2m_{u_1}\zeta_{u_1}} \quad (16)$$

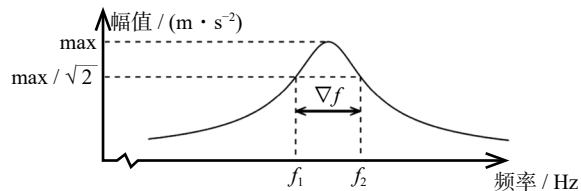


图5 幅频响应函数

Fig. 5 Amplitude-frequency response function

其两个半功率点记作 f_1 和 f_2 , 阻尼比较小时,半功率带宽可近似表示为:

$$\Delta f = f_2 - f_1 \approx 2\zeta_{u_1}f_{n,u_1} \quad (17)$$

由式(16)和(17)可知,在模态质量和阻尼比一定时,增大固有频率, $|H(f)|_{\tilde{x} \sim F}$ 的峰值不变,但 Δf 随之增大。所以在等间隔等幅值冲击激励下,振动响应的幅值谱中谱线幅值增大、数目 $M+1$ (或 $2N+1$) 增多,从而在信号的包络幅值谱中,故障通过频率及

其倍频处的谱线数目增多、幅值增大。

下面通过仿真分析验证上述理论的有效性及其正确性。仿真信号参数:采样频率 25600 Hz,时长 10 s,阻尼比 0.01,相位角 $\pi/3$,模态质量 1000 kg,相关频率参数如表1所示。

表1 不同固有频率仿真信号的基本参数

Tab. 1 Basic parameters of simulated signals with different intrinsic frequencies

信号参数	仿真信号编号			
	1	2	3	4
故障通过频率/Hz	100	100	107	107
固有频率/Hz	2500	4500	2500	4640

观察图6(a)和(b),两者幅值谱关于中心谱线对称,固有频率虽然不同,但是中心谱线的幅值均接近 10 m/s^2 ,说明共振峰的峰值几乎不受固有频率变化的影响。图6(a)信号1幅值谱中心谱线左侧3条谱线幅值依次是 2.42、1.24 和 0.83 m/s^2 ,图7(a)信号1的包络幅值谱中前3条谱线幅值依次是 4.84、2.48 和 1.66 m/s^2 ,说明幅值谱对称且中心谱线幅值远大于调制谱线时,包络幅值谱中特征谱线是幅值谱中调制谱线幅值的两倍。信号2中心谱线左侧3条谱线幅值依次是 4.09、2.18 和 1.46 m/s^2 ,解调后包络幅值谱中前3条谱线幅值依次是 8.23、4.40 和 2.97 m/s^2 ,说明即使调制谱线较大时,包络幅值谱中谱线幅值仍接近幅值谱中对应谱线幅值的2倍。

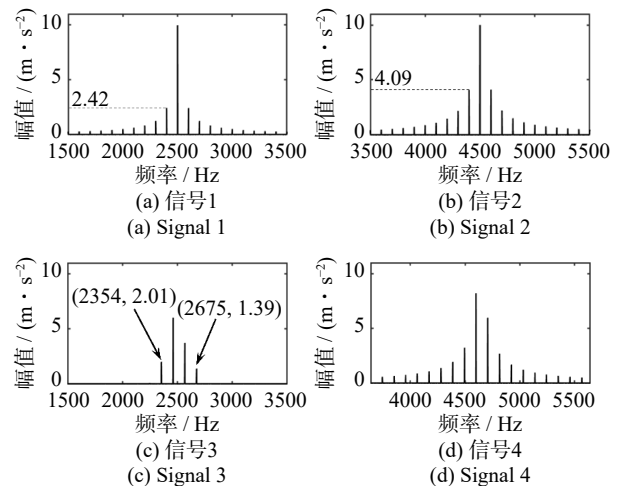


图6 无噪声下不同固有频率仿真信号的幅值谱

Fig. 6 Amplitude spectra of simulated signals with different intrinsic frequencies in the absence of noise

信号2和信号1幅值谱中谱线数目相同,但除中心频率外,信号2谱线均大于信号1,对应包络幅值谱中谱线也更加突出,这说明固有频率越高,共振峰中 f_0 及其倍频成分的幅值更大,对应包络幅值谱中 f_0 及其倍频处幅值也会更大。

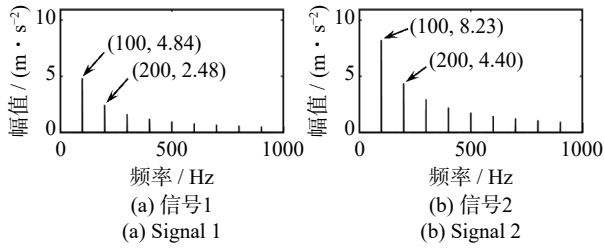


图 7 无噪声下不同固有频率仿真信号的包络幅值谱
Fig. 7 Envelope amplitude spectra of simulated signals with different intrinsic frequencies in the absence of noise

选取 [2300, 2700] Hz 作为信号 3 的滤波区间, 滤波后的包络幅值谱和包络平方信号的幅值谱如图 8 所示。图 6(c) 信号 3 的幅值谱中谱线最大频率间隔为 321 Hz, 在包络平方信号的幅值谱中仅有 107、214 和 321 Hz 处有突出谱线, 321 Hz 处谱线幅值为 5.16 m/s²; 2354 和 2675 Hz 处幅值乘积的 2 倍约为 5.59 m/s², 误差较小, 这说明包络幅值谱中特定频率处的谱线幅值由幅值谱中间隔为特定频率的谱线幅值相乘得到。在信号 3 包络幅值谱中出现 428 Hz 等高于 321 Hz 的成分, 这是由开根号变换引起的。

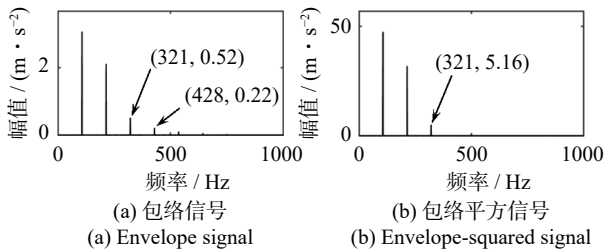


图 8 信号 3 包络信号和包络平方信号的幅值谱
Fig. 8 Amplitude spectrum of the envelope signal and envelope squared signal of signal 3

3.2 系统的阻尼比

由式 (16) 和 (17) 可知, 模态质量和固有频率恒定时, 阻尼比增大使半功率带宽 ∇f 正比增大, $|H(f)|$ 峰值成反比减小, 共振峰平缓化。轴承多为金属材料, 阻尼比通常较小。但当阻尼比过小时, 共振峰变陡峭, 共振区间内谱线稀疏, 据式 (8) 可知, 谱线仅剩 1 条时包络信号无特征频率成分, 无法诊断出故障。因此阻尼比过小, 不利于故障诊断。

仿真分析时的信号参数为: 采样频率 25600 Hz、时长 10 s、故障频率 400 Hz、固有频率 4000 Hz、相位角 $\pi/3$ 、模态质量 1000 kg、信噪比 -10 dB, 阻尼比如表 2 所示。滤波带宽为 [3000, 5000] Hz。

信号 6 的阻尼比是信号 7 的 1/4, 其幅值谱中最高谱线的幅值接近信号 7 的 4 倍, 说明共振峰峰值与阻尼比成反比。信号 6 幅值谱 4400 Hz 处谱线幅值为 3.64 m/s², 而噪声幅值普遍集中在 2~3 m/s², 解调后, 相比中心频率与噪声乘积, 中心频率和 4400 Hz

表 2 仿真信号的阻尼比参数

Tab. 2 Parameters of simulated signals with different damping ratios

信号参数	仿真信号编号			
	5	6	7	8
阻尼比	0.002	0.01	0.04	0.08

幅值乘积不算很高, 因此在包络幅值谱中特征谱线不是很突出。

相比信号 6, 图 9(b) 中信号 7 共振峰区间内比噪声突出的谱线数目更多(如 4400 Hz 处 3.78 m/s²), 对应图 10(b) 包络幅值谱中的谱线更突出, 这说明适当提升阻尼比, 可以扩大共振峰区间, 让高幅值谱线数目增多, 更多高幅值谱线相乘后叠加值更高, 从而使得包络幅值谱中谱线更加突出。

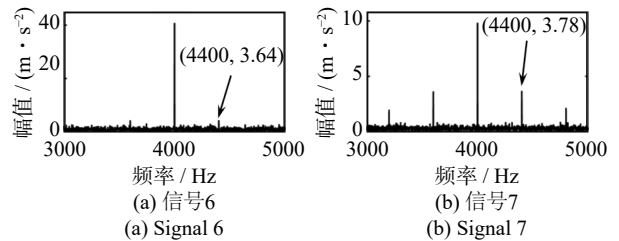


图 9 信噪比 -10 dB 时不同阻尼比仿真信号的幅值谱
Fig. 9 Amplitude spectra of simulated signals with different damping ratios at signal-to-noise ratio -10 dB

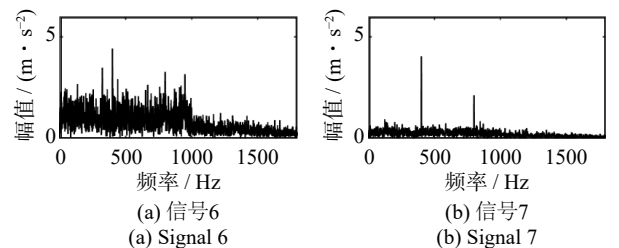


图 10 信噪比 -10 dB 时不同阻尼比信号的包络幅值谱
Fig. 10 Envelope amplitude spectra of signals with different damping ratios at signal-to-noise ratio -10 dB

3.3 输入转速

系统结构固定后, 固有频率、阻尼比及模态质量恒定, 共振频带宽度保持不变。轴承故障通过频率 f_0 与转频 f_{tps} 成正比, 设 f_0 为 $k_1 f_{\text{tps}}$, 当 f_{tps} 变大, 幅值谱共振峰区间内谱线数量 $M+1$ (或 $2Z+1$) 变少, 包络幅值谱中 f_0 及其倍频处谱线数目同样减少。由式 (17) 知共振峰半功率带宽 ∇f 约为 $2\zeta_{u_1} f_{n,u_1}$, 若滤波带宽定为 $k_2 \nabla f$, 当 $k_2 \nabla f$ 小于 2 倍 f_0 时, 滤波带宽内可能仅剩一阶故障通过频率倍频, 无法解调出 f_0 频率成分的信号。因此, 应避免选择过高转速, 滤波带宽 $k_2 \nabla f$ 大于 2 倍 f_0 时, 才能确保包络信号中一定存在 f_0 频率成分, 即至少需满足:

$$k_1 f_{rps} < k_2 \zeta_{u_1} f_{n,u_1} \quad (18)$$

式中, k_1 为故障通过频率和转频的比例系数; k_2 为滤波带宽和半功率带宽的比例系数。

牛简楷等^[14-15]的理论推导与试验分析得出, 中低转速下轴承滚子撞击滚道局部损伤的冲击力幅值与轴承内圈转速近似成正比。当转速过小时, 冲击响应幅值较小, 易被噪声淹没, 同样不利于故障诊断。综上, 选取输入转速不宜过大和过小。

在仿真分析中的仿真信号参数为: 采样频率 25600 Hz、时长 1 s、阻尼比 0.01、无阻尼固有频率 3600 Hz、相位角 $\pi/3$ 、模态质量 1000 kg、滤波带宽为 [2900, 4300] Hz、信噪比 -10 dB。此外, 考虑轴承滚子的滑动影响, 引入冲击时刻随机波动机制, 实际冲击时刻在理论冲击时刻基础上波动 $[-0.05\tau_0, 0.05\tau_0]$, τ_0 表示冲击的理论时间间隔。受结构制约, 滚动轴

承外圈通过频率与输入转频的比例系数通常为 3~5, 仿真时取为 5, 脉冲力幅值与输入转频的比例系数取 0.05, 参数详见表 3。

表 3 不同转速仿真信号的基本参数

Tab. 3 Basic parameters of simulated signals with different rotational speeds

信号参数	仿真信号编号			
	9	10	11	12
输入转频/Hz	10	20	40	80
脉冲力幅值/N	0.5	1	2	4
故障通过频率/Hz	50	100	200	400

观察图 11 可知, 3 组信号的共振峰形态相近, 仅幅值有明显差异, 这是因为高转速下轴承故障点的激励力更大, 能量更高。

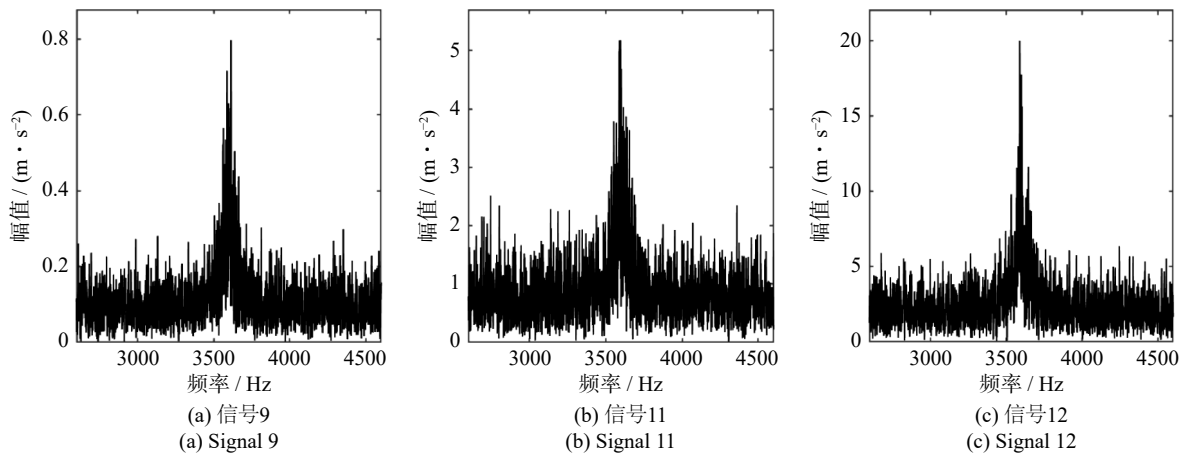


图 11 不同输入转速仿真信号的幅值谱

Fig. 11 Amplitude spectrum of simulated signals with different input rotational speeds

由图 12(c) 知, 即使滤波带宽为 1400 Hz, 高于信号 12 两倍故障通过频率 800 Hz, 包络幅值谱中仍观察不到故障特征谱线。这是因为转频过高, 共振峰内 f_0 倍频成分的谱线数目少, 当考虑冲击时刻随机

波动时, 能量分散在 f_0 倍频成分附近, 特征谱线更容易被高斯噪声淹没。由图 12(a) 知, 信号 9 包络幅值谱中谱线幅值很小, 当环境存在固定噪声时, 容易被噪声干扰, 因此转频较低也不利于共振解调分析。

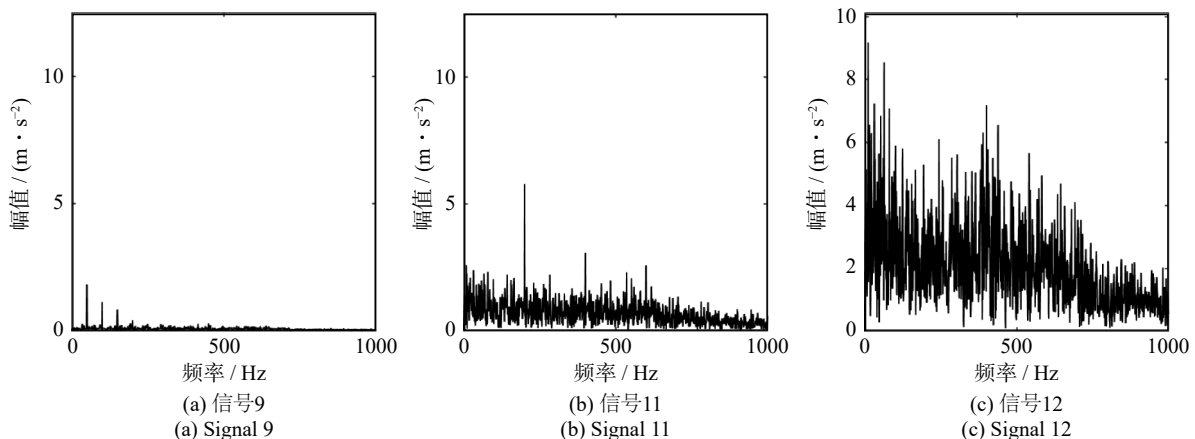


图 12 不同输入转速仿真信号的包络幅值谱

Fig. 12 Envelope amplitude spectra of simulated signals with different rotational speeds

4 试验验证

试验采用图 13 所示旋转机械故障模拟平台, 安装 N205M 圆柱滚子轴承 (节径 37.7 mm, 滚子半径 7.4 mm, 滚子数为 12, 接触角为 0°), 线切割加工轴承外圈故障; 加速度传感器布置于故障轴承座上表面、侧面及端盖面, 数据由 BBM 数据采集系统采集。

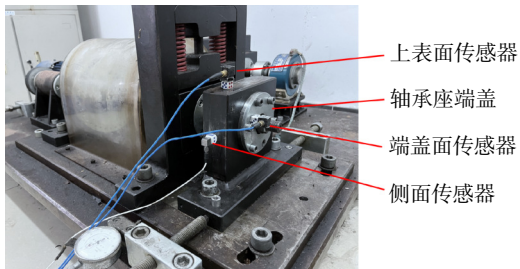


图 13 轴承故障诊断试验装置

Fig. 13 Bearing fault diagnosis experimental device

将轴承参数代入式 (1), 计算得 300、600、900 和 1500 r/min 工况下的故障通过频率分别为 24.11、48.22、72.33 和 120.55 Hz。

4.1 验证固有频率和阻尼比的影响

不同滤波频带对应的固有频率和阻尼比不同; 此外, 故障引起的旋转机械系统振动加速度响应在不同位置与方向存在差异, 因此, 可通过改变滤波频带和传感器安装位置的方式, 验证不同固有频率与阻尼比的影响。

首先, 对同一段信号, 选取不同的滤波区间。600 r/min 工况侧面传感器测试信号的幅值谱如图 14(a) 所示, 虚线框内是 8000 Hz 周围电机干扰频率, 实线方框 [4800, 6200] Hz 区间内含有两个共振峰。利用力锤敲击法测得其对应传递函数和相干系数, 见图 14(b) 和 (c), 共振峰 A 和 B 的固有频率分别为 5216 和 5728 Hz, 半功率带宽分别为 [5120, 5270] Hz 和 [5595, 5825] Hz, 根据式 (17) 计算阻尼比分别为 0.014 和 0.02, 共振峰 B 的固有频率和阻尼比均大于共振峰 A。

根据幅值谱选取 2 个共振峰的滤波区间为 [4800, 5400] Hz 和 [5600, 6200] Hz。两者的包络幅值谱如图 15 所示, 共振峰 B 的特征谱线幅值更大, 这是因为较高阻尼比和固有频率使得共振峰带宽更宽, 幅值谱中频率间隔为 f_0 及其倍频的谱线数目更多, 解调后包络幅值谱中对应 f_0 及其倍频幅值更大, 更有利于诊断轴承故障。

其次, 对不同路径信号选用相同滤波频带处

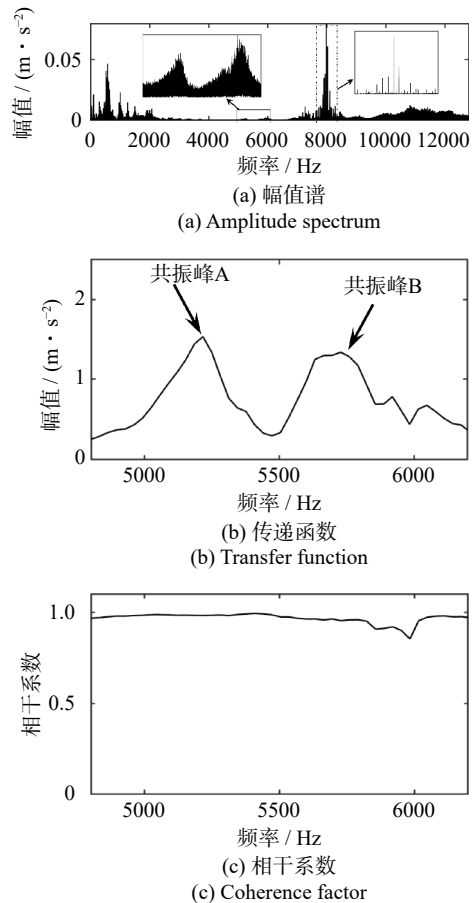


图 14 侧面传感器信号的幅值谱、传递函数和相干系数

Fig. 14 Amplitude spectra, transfer functions and coherence coefficients of lateral sensor signals

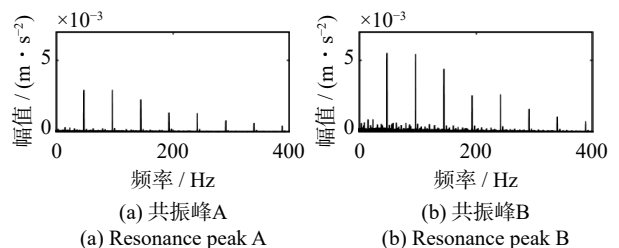


图 15 600 r/min 工况下 2 个共振峰的包络幅值谱

Fig. 15 Envelope amplitude spectra of the two resonance peaks at 600 r/min

理。上表面与侧面传感器沿水平方向 5 次平均后的传递函数如图 16 所示, 两组差异显著, 在高频区间后者的幅值更高。同步采集两个路径的振动加速度

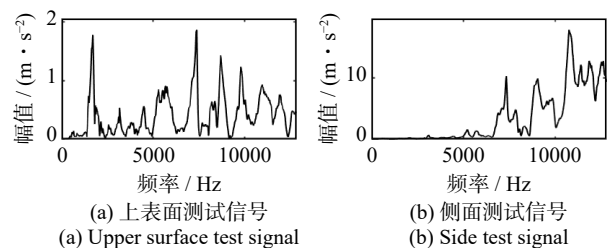


图 16 上表面和侧面传感器水平方向的传递函数

Fig. 16 Transfer function of upper and side surface sensors in horizontal direction

响应,选取 [10000, 12000] Hz 作为滤波频带。

两路径信号包络幅值谱如图 17 所示,侧面测试信号特征谱线幅值远大于上表面测试信号,这是因为同一阶模态在系统不同位置的振幅不同,由图 16 可知,侧面传感器在 [10000, 12000] Hz 区间内的共振峰幅值更大,共振峰内谱线幅值更大,包络幅值谱中对应的 f_0 及其倍频幅值也会更大。

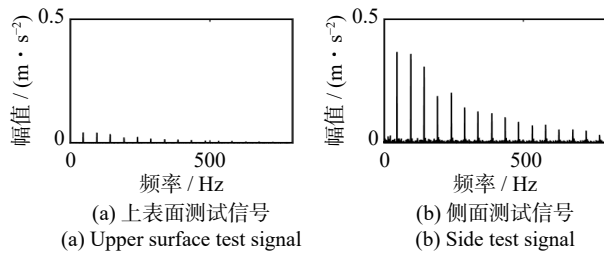


图 17 600 r/min 两通道信号滤波后的包络幅值谱

Fig. 17 Envelope amplitude spectrum of filtered 600 r/min two-channel signal

综上,可以通过改变滤波区间来选取固有频率和阻尼比较大的共振峰,通过改变传感器位置来放大共振峰对应的振幅,提升故障诊断效果。

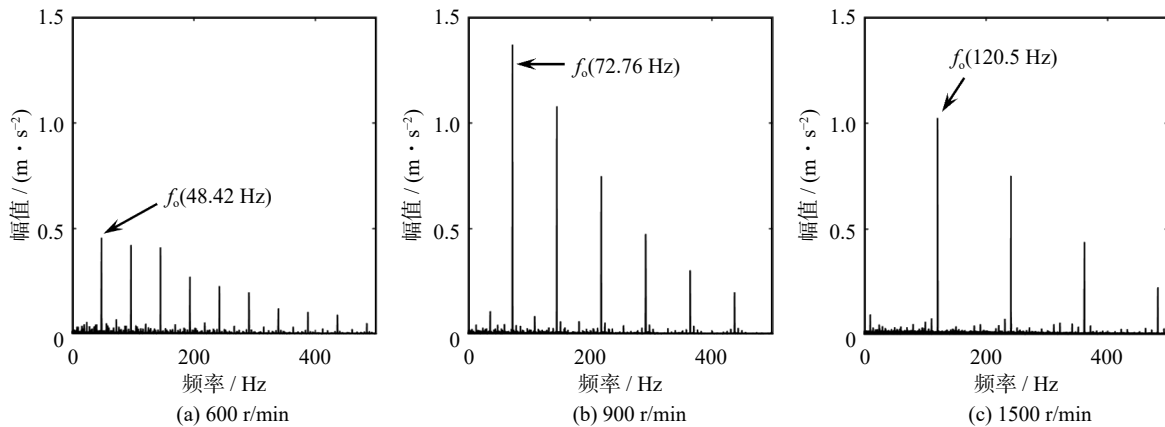


图 19 不同转速下的包络幅值谱

Fig. 19 Envelope spectra amplitudes at different rotational speeds

5 结论

(1) 阐明了信号包络幅值谱中特征谱线的产生机制。轴承外圈故障振动响应由故障通过频率为间隔的谐波分量叠加而成,信号包络解调谱中特征谱线的频率对应高幅值谐波分量的频率差。幅值谱对称信号可近似表示为以故障通过频率为调制频率的幅值调制信号,其包络解调谱中特征谱线的幅值近似等于幅值谱中调制谱线幅值的 2 倍。

(2) 揭示了系统物理参数与包络幅值谱的对应关系,为故障诊断提供指导。当固有频率较高时,包络幅值谱中的特征谱线更显著;阻尼比偏小导致谱线数量减少,而过低的阻尼比则会造成包络幅值谱中

4.2 验证轴承输入转速的影响

图 18 展示了 300 r/min 侧面传感器水平方向振动加速度信号频谱,虚线框标出 8000 Hz 电机干扰频率,实线框选定分析转速影响时的共振峰,各转速滤波频带统一为 [6400, 7500] Hz。

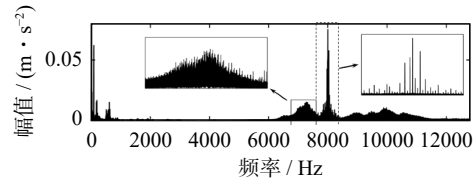


图 18 故障轴承 300 r/min 时振动加速度响应的幅值谱

Fig. 18 Amplitude spectrum of vibration acceleration response of faulty bearing at 300 r/min

图 19 展示了不同转速下的包络幅值谱。600 r/min 时故障特征谱线幅值低,噪声占比高,特征谱线易被噪声掩盖。这是由转速过低,故障处冲击力较小引起的。1500 r/min 时特征频率谱线数目少,且幅值较低,诊断效果欠佳。这是由转速过高,共振峰区间内的谱线数目较少引起的。

特征谱线缺失;提升转速会减少谱线数量,过高转速同样导致特征谱线缺失。因此,在金属滚动轴承故障诊断中,应选择适宜转速,并倾向于选择较高的固有频率和阻尼比。实际操作中,可通过优化传感器布局及带通滤波区间,实现上述参数的调控。

参考文献:

- [1] XU Xiaolei, YU Zhiwei, YANG Zhi. Contact fatigue damage and fracture failure of a bearing outer-race used on a locomotive wheelset[J]. Journal of Failure Analysis and Prevention, 2012, 12(4): 375-381.
- [2] LI Hua, WU Xing, LIU Tao, et al. Rotating machinery fault diagnosis based on typical resonance demodulation meth-

- ods: a review[J]. *IEEE Sensors Journal*, 2023, 23(7): 6439-6459.
- [3] LI Dasheng, FAN Hengliang, LI Yang. Fault diagnosis of rolling bearings based on Hilbert resonance demodulation method[J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2019, 1168(2): 022100.
- [4] 黄包裕, 张永祥. 一种基于三步法的轴承故障诊断方法[J]. *机械工程学报*, 2024, 60(14): 51-68.
HUANG Baoyu, ZHANG Yongxiang. Rolling element bearing fault diagnosis using a three-step scheme[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2024, 60(14): 51-68.
- [5] XIN Ge, ZHONG Qitian, JIN Yaqiang, et al. Autonomous bearing fault diagnosis based on fault-induced envelope spectrum and moving peaks-over-threshold approach[J]. *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, 2024, 73: 3516712.
- [6] 朱可恒, 宋希庚, 薛冬新. 希尔伯特振动分解在滚动轴承故障诊断中应用[J]. *振动与冲击*, 2014, 33(14): 160-164.
ZHU Keheng, SONG Xigeng, XUE Dongxin. Roller bearing fault diagnosis using Hilbert vibration decomposition[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2014, 33(14): 160-164.
- [7] CHEN Bingyan, ZHANG Weihua, GU James Xi, et al. Product envelope spectrum optimization-gram: an enhanced envelope analysis for rolling bearing fault diagnosis[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2023, 193: 110270.
- [8] YING Wanming, ZHENG Jinde, PAN Haiyang, et al. Use of Holo-Hilbert spectral analysis to reveal the amplitude modulation features of faulty rolling bearing signals[J]. *Journal of Vibration and Control*, 2023, 29(21-22): 5067-5077.
- [9] 贾民平, 杨建文. 滚动轴承振动的周期平稳性分析及故障诊断[J]. *机械工程学报*, 2007, 43(1): 144-146.
JIA Minping, YANG Jianwen. Cyclic-stationary analysis of bearing vibration and fault diagnosis[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2007, 43(1): 144-146.
- [10] ANTONI J, BONNARDOT F, RAAD A, et al. Cyclostationary modelling of rotating machine vibration signals[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2004, 18(6): 1285-1314.
- [11] 周福昌. 基于循环平稳信号处理的滚动轴承故障诊断方法研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2006.
ZHOU Fuchang. Research on the fault diagnosis method of rolling element bearing based on cyclostationary signal processing[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2006.
- [12] FAN Jun, CUI Wei, HAN Qinkai. Vibration signal modeling of a localized defective rolling bearing under unbalanced force excitations[J]. *Journal of Vibroengineering*, 2017, 19(7): 5009-5019.
- [13] 周传荣, 包益民. 用单位脉冲响应函数识别振动系统的模态参数和物理参数[J]. *振动与动态测试*, 1986, 6(4): 8-12.
- [14] 牛蒯楷, 曹宏瑞, 何正嘉. 滚动轴承表面损伤建模与冲击力的定量计算[J]. *振动、测试与诊断*, 2013, 33(增刊1): 5-8.
NIU Linkai, CAO Hongrui, HE Zhengjia. Modeling of rolling bearing surface damage and quantitative calculation of impact force[J]. *Journal of Vibration, Measurement and Diagnosis*, 2013, 33(Sup1): 5-8.
- [15] 牛蒯楷, 曹宏瑞, 何正嘉. 考虑三维运动和相对滑动的滚动球轴承局部表面损伤动力学建模研究[J]. *机械工程学报*, 2015, 51(19): 53-59.
NIU Linkai, CAO Hongrui, HE Zhengjia. Dynamic modeling of rolling ball bearing with localized surface defects considering three dimensional motions and relative slippage[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2015, 51(19): 53-59.

第一作者:何国林(1986—),男,博士,副教授。

E-mail: hegl@scut.edu.cn

通信作者:李巍华(1973—),男,博士,教授。

E-mail: whlee@scut.edu.cn