

DOI: 10.7652/xjtuxb201908013

变速重载设备齿轮箱轴承故障的改进阶次包络分析方法

何小高¹, 张庆^{1,2}, 贾林山¹, 赵津¹

(1. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安;
2. 西安交通大学现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 针对变速重载设备振动信号中轴承故障特征提取时易受齿轮振动干扰的问题,提出了一种融合齿轮和轴承参数信息的改进阶次包络分析方法。先利用设备转速信息,对原始振动信号进行插值重采样处理,将非平稳时域信号转化为平稳角域信号;再利用齿轮齿数和轴承故障特征系数信息,采用以齿轮啮合频率及其谐波为中心频率,以轴承最大故障特征系数的倍频为带宽的阶次域频带分割方法,计算频带能量并排序,选择能量较大的频带作为解调频带进行滤波;最后利用 Hilbert 解调方法对上述滤波后的信号进行阶次包络平均处理,最终实现轴承故障的识别和诊断。通过齿轮啮合动力学分析,解释了轴承故障冲击成分对齿轮频带的调制作用,实际应用结果表明:提出的方法在频带选择时融合了和故障相关的设备参数信息,所选频带的可解释性强,且综合利用了与故障相关的多段频谱结构信息,通过阶次包络平均处理进行解调谱特征融合,提高了诊断结果的鲁棒性和准确度,为变速重载设备轴承故障预测和诊断提供了一种新的方法。

关键词: 变速重载设备;齿轮箱轴承;频带选择;频带分割;阶次包络

中图分类号: TN911.7 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)08-0098-09

Improved Order Envelope Analysis Method for Gear Box Bearing Faults of Variable Speed and Heavy Load Equipment

HE Xiaogao¹, ZHANG Qing^{1,2}, JIA Linshan¹, ZHAO Jin¹

(1. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Aiming at the problem of gear vibration interference during extracting bearing fault features from vibration signals of variable speed and heavy load equipment, an improved order envelope analysis method combining gear and bearing parameter information is proposed. The original vibration signal is interpolated and resampled with the device speed information, and the non-stationary time domain signal is converted into a stationary angular domain signal. Then the order spectrum is divided into parts by taking the gear meshing frequency and its harmonics as the center frequencies and taking the multiple of bearing fault characteristic coefficient as the band width. The energy of frequency bands are calculated and sorted, and the frequency bands with larger energy are selected as demodulation frequency bands for filtering. Hilbert transform and Fourier transform are used for the filtered signals, and the envelope spectrums are obtained. The

bearing fault is identified by calculating the average of the envelope order spectrums. The modulation effect of bearing fault impulse component on gear frequency band is explained by gear meshing dynamics analysis. An actual case verifies that the proposed method integrates fault-related equipment parameter information in frequency band selection, and the selected frequency band has strong interpretability, and it comprehensively utilizes the multi-band spectrum structure related to fault. Demodulation spectrum features are fused by order envelope averaging to improve the robustness and accuracy of diagnosis results.

Keywords: variable speed and heavy load equipment; gearbox bearing; band selection; spectrum division; order envelope spectrum

变速重载设备如轧机、造粒机、风机、辊子等是冶金、石化、风电、造纸等生产线的核心组成部分^[1]。由于此类设备工作环境恶劣,且常处于变速重载工况下运行,轴承作为主要的支撑部件,容易因疲劳磨损而发生局部故障^[2-4],据统计,旋转机械中约有30%的机械故障由轴承引起。目前,对轴承状态监测的方法主要为振动信号分析方法^[5-6],齿轮箱作为主要的传动装置,在运行时,由于啮合振动能量较大,频带较宽,极易对轴承故障引起的共振频带造成干扰,从而无法直接利用频谱和包络谱进行分析^[7-8]。

针对上述问题,许多学者进行了研究。王平等提出了一种基于自适应除噪(ANC)和共振解调技术相结合的轴承故障诊断方法,针对齿轮振动引起的转频调制共振带的情况,通过ANC技术,对相同工况下正常和故障轴承的振动信号进行融合降噪处理,从而去除齿轮振动产生的噪声,但工业应用场景难以得到完全相同工况下的正常信号,导致该方法在实际应用中受限^[9]。Borghesani等采用齿轮带通滤波降噪和时域逆采样的方式去除齿轮信号干扰,在对角域信号进行带通滤波时,存在带宽选取问题,且在一定程度上会削弱轴承故障冲击特征^[10]。李红贤等采用迭代广义解调齿轮信号分离的方法对齿轮箱轴承进行诊断,在对变速信号使用峰值搜索算法提取峰值啮合倍频时,误差较大^[11-12]。Wang等提出了改进的自适应降噪算法消除齿轮振动对轴承共振带的影响,以提取的瞬时故障特征频率曲线等效为轴承转频,进行重采样处理^[13]。王义等提出一种基于阶比关系进行转速分离的变转速工况下的滚动轴承监测方法,但该方法需要对包络时频脊线进行提取,受人工干预较大^[14]。Barbini等提出相位矫正的轴承故障诊断方法,基于轴承振动能量较齿轮能量低的原理,通过对振动信号的复频谱进行保幅移相处理,再通过逆傅里叶变换,对处理前后数据求残差,去除能量较大的齿轮振动的干扰,但该方法

同时也会对幅值较小的噪声成分加强,产生新的干扰,不利于轴承故障的识别^[15-16]。

现有研究思路均以消除齿轮振动对轴承故障的影响为目标,关心的信息为轴承故障引起的高频共振带。该类方法难以实现在不削弱轴承故障成分的情况下完全消除齿轮振动,且存在高频共振带无法准确选择的问题。

针对上述问题,本文提出了通过融合齿轮和轴承参数信息确定解调频带,并对多个频带的包络信号进行阶次平均处理,实现轴承故障检测的方法。先通过建立齿轮啮合动力学方程阐述了轴承故障和齿轮振动频带耦合作用机理;然后融合齿轮和轴承参数,提出利用轴承故障对齿轮振动调制和高频共振调制机理的不同特性,研究基于齿轮啮合频带能量排序的轴承故障识别方法;最后通过阶次包络平均处理,实现多段包络谱调制特征的融合,为齿轮箱轴承故障诊断提出了一个新的思路。

1 轴承故障对齿轮振动的调制机理

目前,对齿轮故障的研究往往聚焦于齿轮损伤及轴不对中等引起的平稳故障^[17-18]。当一对啮合齿轮中的一个齿轮出现齿形误差、齿轮磨损、齿轮断裂等故障时,会引起齿轮周节在啮合位置处产生随转频周期变化的位移,从而产生位移激励。其特点主要为振动信号中出现齿轮啮合频率以转频及高次谐波为调制频率的复杂边频带。

除了上述情况之外,当齿轮轴承或毗邻轴承出现故障时,由轴承故障造成的对轴径和轴承座的周期性冲击脉冲力也会作用在齿轮上,引起和齿轮故障和轴故障类似的效果。

为了描述上述现象,研究齿轮啮合的动力学特性。设a和b为一对啮合齿轮的主动轮和从动轮,其等效半径分别为 r_a 和 r_b ,主动轮驱动转矩为 T_a ,从动轮的负载转矩为 T_b ,主动轮、从动轮的转动角

速度分别为 ω_a, ω_b , 旋转角位移为 θ_a, θ_b 。主动轮和从动轮的质量分别为 m_a, m_b , 齿轮副之间的啮合刚度为 $k(t)$, 啮合阻尼为 c , 则其齿轮啮合动力学模型可以等效为弹簧-质量-阻尼系统, 如图1所示。

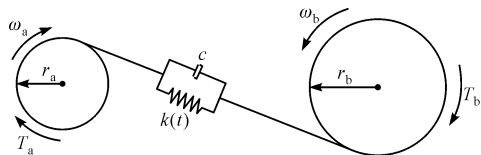


图1 齿轮啮合动力学模型

设齿轮啮合线上的相对位移为 x , 根据几何关系, 有

$$x = r_a \theta_a - r_b \theta_b \quad (1)$$

图1所示的啮合点处动力学方程如下

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + k(t)x = F(t) \quad (2)$$

式中: m 为当量质量; $F(t)$ 为外界激励。

在式(1)中, 外界激励 $F(t)$ 是系统的等效激振力, 在润滑良好、不计齿面摩擦的情况下, 主要受齿轮刚度和传动误差的影响, 公式如下

$$F(t) = k(t)(e_0 + e_g \cos(2\pi f_r t) + e_b \cos(2\pi f_b t)) \quad (3)$$

式中: e_0 为齿轮受载后的平均静弹性变形; e_g 为齿轮磨损或齿形误差等引起的齿轮间相对位移变化的幅值; f_r 为转频; e_b 为齿轮轴承故障产生的冲击作用引起齿轮间位移变化的幅值; f_b 为轴承故障频率。

由于齿轮啮合过程中单、双齿交替变换, $k(t)$ 是时间 t 的周期函数, 因此可以用傅里叶级数进行展开

$$k(t) = k_0 + \sum_{n=1}^{\infty} k_n \cos(2\pi n f_m t + \varphi_n) \quad (4)$$

式中: k_0 为平均啮合刚度; n 为啮合频率倍频分量, $n = 1, 2, 3, \dots$; k_n 为啮合频率 n 倍频的幅值; f_m 为齿轮副的啮合频率; φ_n 为啮合频率 n 倍频的相位。

将式(3)(4)代入到式(2), 得

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + (k_0 + \sum_{n=1}^{\infty} k_n \cos(2\pi n f_m t + \varphi_n))x = (k_0 + \sum_{n=1}^{\infty} k_n \cos(2\pi n f_m t + \varphi_n)) \cdot (e_0 + e_g \cos(2\pi f_r t) + e_b \cos(2\pi f_b t)) \quad (5)$$

为求解稳态振动频率成分, 由于高阶傅里叶级数项系数较小, 这里假设 $k_n \ll k_0$, 忽略等式左边的高阶项, 同时利用积化和差公式进一步简化, 有

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + k_0 x =$$

$$k_0 e_0 + k_0 e_g \cos(2\pi f_r t) + k_0 e_b \cos(2\pi f_b t) +$$

$$\frac{e_g}{2} \left(\sum_{n=1}^{\infty} k_n \cos(2\pi(n f_m - f_r)t + \varphi_n) + \right.$$

$$\left. \sum_{n=1}^{\infty} k_n \cos(2\pi(n f_m + f_r)t + \varphi_n) \right) + \frac{e_b}{2} \left(\sum_{n=1}^{\infty} k_n \cos(2\pi(n f_m - f_b)t + \varphi_n) + \sum_{n=1}^{\infty} k_n \cos(2\pi(n f_m + f_b)t + \varphi_n) \right) \quad (6)$$

对于上述二阶线性系统, 等式右边为输入激励, 根据线性系统的同频特性, 在系统的通频带内, 系统的稳态输出频率和激励频率相同, 仅幅值和相位有变化。因而, 齿轮振动信号中将包含式(6)右边的频率成分, 即转频 f_r 、轴承故障频率 f_b 及其与齿轮啮合频率及倍频的调制分量 $(n f_m \pm f_r)$ 和 $(n f_m \pm f_b)$ 。

因此, 可以得出如下结论: 和齿轮故障类似, 当齿轮轴承或齿轮相邻轴承发生故障时, 轴承故障频率会对齿轮啮合频率及其高次谐波进行调制, 从而形成以轴承故障频率为调制频率的边频带, 且边频幅值的大小和齿轮啮合振动能量 k_n 相关。

2 轴承故障的改进阶次包络分析

2.1 变速重载齿轮箱的振动加速度信号特点

由于变速重载齿轮箱工作在转速变化的工况条件下, 直接对其振动加速度信号进行傅里叶变换会导致谱分量的不断移动, 造成频谱模糊现象, 影响频谱分析, 因此需要对其进行角域重采样。同时, 由于齿轮箱中齿轮啮合刚度周期波动、齿轮齿形误差、轴承受载变化^[19]、轴承故障等的影响, 振动信号中频谱成分较为复杂, 易出现齿轮啮合频率高次谐波和轴承故障引起的高频共振频带重叠现象, 对共振带中的轴承故障信息造成干扰, 且该频带本身存在难以确定的特点。

此外, 由第1节机理分析可知, 当齿轮和轴承发生故障时, 在低频和齿轮振动频带处, 会出现转频、轴承故障特征频率及其与齿轮啮合频率的调制成分, 即轴承故障冲击在对高频共振带调制的同时, 也会对齿轮振动啮合频带产生耦合作用, 且该耦合作用随齿轮啮合振动能量协同变化。由于齿轮啮合刚度各谐波幅值的不确定性^[20], 尽管该频带具有大量的轴承故障信息, 由于频带能量和谐波次序关系的复杂多变特点, 难以直接确定分析频带。因此, 对于该类设备, 提出更加有效合理的频带选择方法具有重要的理论和实际意义。

2.2 改进阶次包络分析方法

针对上述问题, 本文提出了融合齿轮、轴承参数的齿轮啮合频带选择和阶次平均的改进阶次包络分

析方法,原理如图 2 所示。

总体分为如下 3 个步骤。

(1)阶次计算。传统阶次分析方法需要使用键相装置获得设备的等角度转速信息,在实际工业应用中,大多数设备存在没有安装或者缺少安装上述硬件条件的情况,容易从电机控制端获得异步采样的瞬时转速信号,其特点是相比振动加速度信号采样频率较低。由于变速重载设备一般工作在低速状态,转速变化相对较小,因此可以拟合得到完整平滑的转速曲线。通过对上述转频曲线积分,得到重采样的键相时标,计算过程如下

$$2\pi \int_0^{T_i} f_r(t) dt = i\theta \quad (7)$$

式中: T_i 、 i 、 θ 分别为键相时标、等角度采样序列号、等角度采样间隔。

通过求解式(7),可得等角度采样的键相时标 T_i ,采用线性插值方法对原始振动信号重采样,得到对应时标处的幅值为

$$x(T_i) = x(t_j) + \frac{x(t_{j+1}) - x(t_j)}{t_{j+1} - t_j} (T_i - t_j) \quad (8)$$

式中:满足 $t_j < T_i < t_{j+1}$, t_j 和 t_{j+1} 为原始振动加速度信号中相邻的两个点。

由于真实转速和计算转速之间存在误差,在式(7)积分过程中会产生时标误差

$$e(T_i) = \frac{\theta(f_r(T_i) - f_{\text{true}}(T_i))}{2\pi f_r(T_i) f_{\text{true}}(T_i)} + \sum_{k=1}^{i-1} e(T_k) \quad (9)$$

式中: f_{true} 为 T_i 时的真实转速; $e(T_k)$ 为计算第 k 个重采样时标时的时标误差。

由于真实时间点之间的拟合转速在理论转速上下波动,导致实际积分过程中的相位值始终在真实相位上下偏差,而非一直偏小或偏大。由复化梯形求积误差公式 $R_T(f) = -\frac{b-a}{12} h^2 f''(\xi)$, $\xi \in (a, b)$ 可知,在实际转速变化连续不会发生突变的情况下,端点处的相位累积误差不随数据增加而发散,对应时

标误差也收敛。

对上述重采样的角域平稳信号 $x(a)$ 进行 FFT,得到相应阶次谱 $X(o)$,采样阶次 $f_o = 2\pi/\theta$ 。

(2)频带选择。由于齿轮啮合频带频谱较为复杂,一般齿轮啮合频率及谐波之间难以确定幅值关系,导致直接根据啮合频率的谐波顺序不能确定转频或轴承故障频率调制较为明显的频带,有时存在某中间顺序啮合频率幅值较小甚至接近 0 的情况。因此,本文主要根据齿轮箱齿数,确定分割频谱的频带中心,再根据轴承型号确定分割频谱带宽,由于一般内圈故障特征系数较大,这里采用内圈故障阶数的 4 倍作为能量计算宽度

$$E_k = \sum_{o=gk-2b}^{gk+2b} X^2(o) \quad (10)$$

式中: E_k 为啮合阶次第 k 次谐波的能量; g 为与安装传感器的轴直接相连的齿轮箱齿数; b 为轴承内圈特征系数; o 为计算阶次。

对式(10)计算得到的 E_k 进行从小到大排序,并取 N 个能量较大的频带作为后续滤波频带。为了不削弱轴承故障特征成分,且阶次包络平均处理时达到一定的降噪效果,这里 N 取分割频带个数的一半。

(3)阶次包络平均。针对步骤(2)确定的 N 个频带确定滤波器参数,对 $x(a)$ 进行带通滤波,并对滤波后的信号进行 Hilbert 包络解调处理。其基本原理为通过式(11)进行 90° 相移,并通过求取原始信号和相移后信号构成解析信号的模,得到原始信号的包络如下

$$\hat{x}(a) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{x(\tau)}{a - \tau} d\tau \quad (11)$$

$$x_e(a) = \sqrt{x(a)^2 + \hat{x}(a)^2} \quad (12)$$

式中: $\hat{x}(a)$ 为 90° 相移后信号; $x_e(a)$ 为角域信号的包络。

对上述包络信号进行 FFT 变换,得到阶次包络

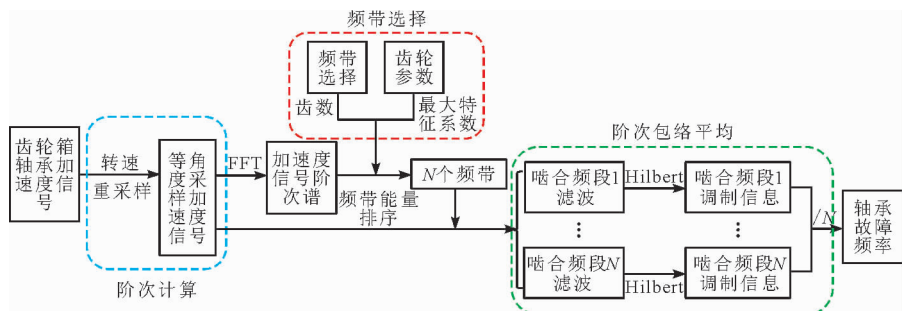


图 2 改进阶次包络分析方法原理

谱,并对 N 个包络谱平均处理得到最终结果

$$X_m^e(o) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_k^e(o) \tag{13}$$

式中: $X_k^e(o)$ 为第 k 个阶次包络谱; $X_m^e(o)$ 为 N 个阶次包络谱的平均。

3 应 用

3.1 实例 1

(1)应用描述。为了验证上述机理分析和本文提出方法的有效性,采用某冶金企业粗轧机 E2 驱动侧的实际工业数据进行验证,该设备测点分布如图 3 所示。减速箱主要由驱动侧电机、直齿轮、斜齿轮组成,故障轴承为传动侧 NU248,该滚动轴承故障阶次如表 1 所示。采用加速度传感器采集信号,加速度信号的采样频率为 20 kHz,转速信号的采样频率为 100 Hz。实例 1 为一块钢的轧制过程,中间阶段为变速变载过程,持续约 10 s,与其直接相连的齿轮齿数为 25,转速变化趋势先升高再平稳后降低,振动信号及转速信号如图 4 所示。

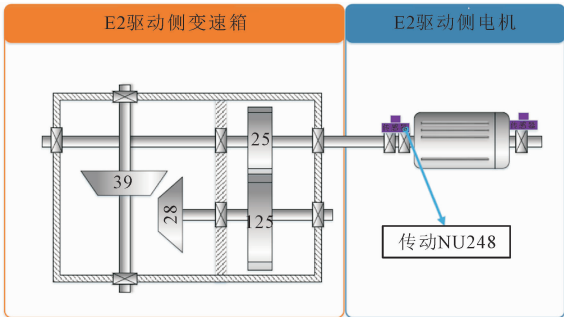


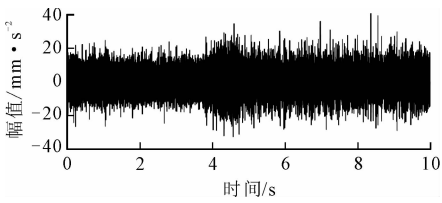
图 3 E2 驱动侧测点分布图

表 1 NU248 滚动轴承故障阶次

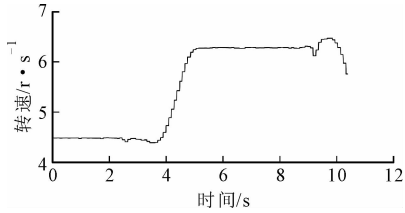
部位	外圈	内圈	滚动体	保持架
阶次	8.243	10.757	3.712	0.434

对比图 4 的粗轧机原始振动信号和转速波形可以看出,在 4 s 附近转速提升阶段,振动幅值逐渐升高,表现出较强的非平稳特性。为了验证本文提出方法的有效性,分别取 4~6 s 非平稳和 5~7 s 平稳时间段的振动信号进行分析,并和共振解调效果进行对比。

(2)非平稳段效果对比。图 5 为 4~6 s 信号的频谱图,从频谱图中可以看出存在较大的噪声干扰,且存在较强的频谱混叠,分别在 3、4、2.6、6.5 kHz 附近存在 3 个能量较高的共振峰,相较而言,2 kHz 以内中低频段的信号噪声较小,该部分频谱能量主要来源于齿轮。



(a)原始振动加速度信号



(b)转速信号

图 4 粗轧机振动加速度信号及转速波形

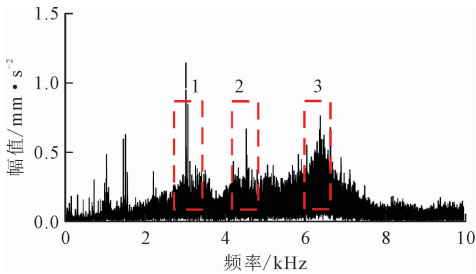


图 5 4~6 s 加速度信号频谱图

对截取的上述时间段信号进行谱峭度分析,结果如图 6 所示,选择的滤波中心频率 9 791 Hz 处并无明显的共振峰,从共振解调角度并无实际意义。这里选择图 5 标定的 3 个共振峰滤波进行对比,滤波频带分别选择 2 800~3 300 Hz、4 000~4 500 Hz、6 100~6 600 Hz,同时根据齿轮齿数和轴承内圈故障特征系数确定能带计算范围

$$E_k = \sum_{\alpha=25k-20}^{25k+20} X^2(o) \tag{14}$$

为了不与共振峰频带有交集,这里取啮合频率的前 9 次谐波进行能量计算,根据啮合阶次和轴承最大故障阶次确定的频谱区间分割效果见图 7。对其按照能量高低进行排序,结果见表 2,取能量最大的前 5 个阶次对角域信号进行带通滤波,图 8 为 3 个频带的共振解调结果和本文方法效果的对比。

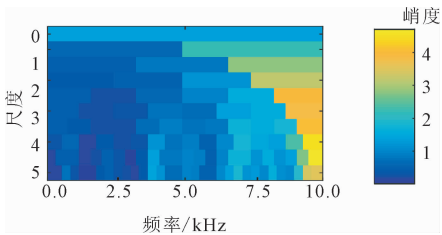


图 6 4~6 s 转速非平衡段加速度信号谱峭度

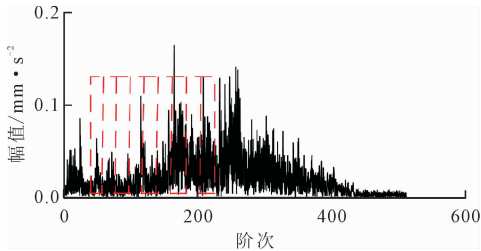
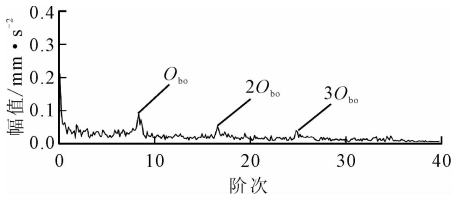


图 7 4~6 s 转速非平衡段加速度信号阶次谱



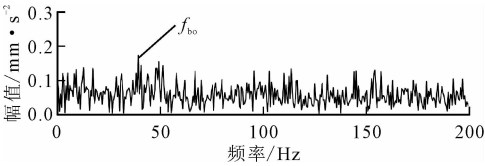
(d)阶次包络平均谱

图 8 4~6 s 转速非平稳段包络谱

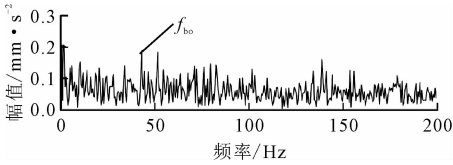
表 2 4~6 s 各啮合阶次能量

阶次	能量/mm ² ·s ⁻⁴
55~95	0.064 9
30~70	0.080 7
5~45	0.126 5
80~120	0.151 2
105~145	0.201 4
130~170	0.423 2
180~220	0.508 7
205~245	0.560 4
155~195	0.794 4

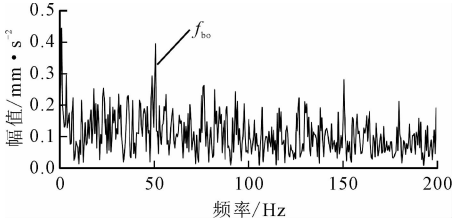
图 8 中 f_{bo} 、 O_{bo} 分别为该轴承外圈故障频率及对应阶次,从图中可以看出,本文方法可以较为明显地看到外圈故障的阶次及其谐波,误差约为 1.6%。相比之下,3 个共振带的包络谱均难以直接找到故障频率成分,且由于转速变化,无法根据频谱中的故障频率确定故障阶次,也即无法准确确定故障类型。



(a)共振频带 1 包络谱



(b)共振频带 2 包络谱



(c)共振频带 3 包络谱

因此,本文方法对变速重载状态的齿轮轴承故障具有更好的识别能力。

(3)平稳段效果对比。图 9 为 5~7 s 转速平稳时间段信号的频谱图,可以看出,仍存在和图 5 相似的 3 个共振峰,且由其谱峭度图 10 仍不能确定该信号的共振峰位置,取 3.2 节对应共振峰频带进行滤波解调,与本文方法对比效果如图 11 所示。

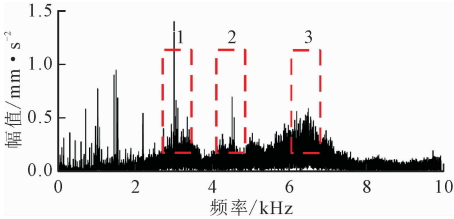


图 9 5~7 s 转速平稳段加速度信号频谱图

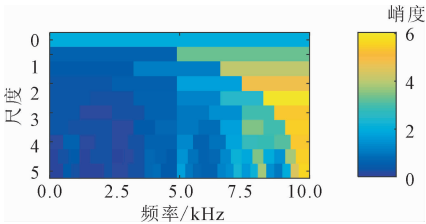


图 10 5~7 s 转速平稳段加速度信号谱峭度

表 3 5~7 s 各啮合阶次能量

阶次	能量/mm ² ·s ⁻⁴
55~95	0.064 8
30~70	0.089 9
5~45	0.133 0
80~120	0.217 2
180~220	0.220 0
105~145	0.269 0
205~245	0.651 7
130~170	0.803 1
155~195	1.007 6

由图 9 可以看出,尽管旋转机械工作在转速平稳段,经典共振解调方法仍然难以准确找到最优共振峰位置。对比表 2 和表 3 可以发现,平稳段与非

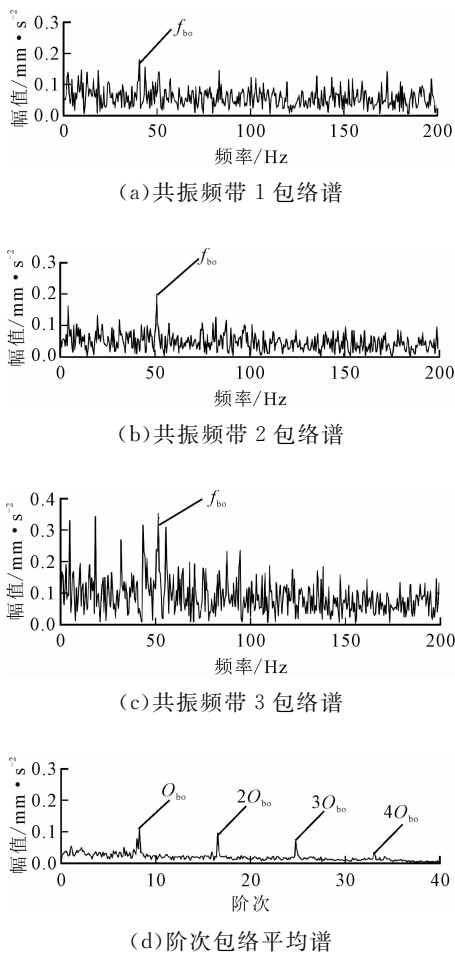


图 11 5~7 s 转速平稳段包络谱

平稳段轴承故障成分均会对齿轮振动啮合频带进行耦合调制,但能量排序对应的齿轮啮合谐波次序发生了改变,说明了进行能量排序选择频带的必要性。由图 11a~11c 包络谱可知,共振峰 2 解调效果较好,但仍存在一定的低频噪声干扰,且仅能看到故障频率 1 倍频。从本文方法处理效果可以看出,基本消除了所有地毯噪声和低频干扰,且能较为清晰地看到 1~3 次故障谐波,见图 11d。

采用 2 号共振带的故障频率按照第 5 s 的转速计算,误差约为 0.75%。相比之下,本文方法可以较为准确地找到轴承外圈故障阶次的前 3 个谐波,且误差约为 0.08%,信噪比得到了大幅提升,故障特征提取的准确度明显增加。

3.2 实例 2

(1)应用描述。为了进一步验证本文方法的有效性,采用噪声干扰严重、转速较低的精轧机 F1 分配箱负荷侧的实际工业数据进行实验。该精轧机主要由电机、F1 主减速箱、F1 分配箱组成,后接轧滚,由于受前端减速箱和后端轧机的影响,振动信号噪

声干扰较强。设备测点分布见图 12,故障轴承型号为 STF2P500,该滚动轴承故障阶次如表 4 所示,采集信号类型为加速度传感器,采样频率为 20 kHz,转速采样频率为 100 Hz,整个过程为变速变载过程,振动信号及转速信号如图 13 所示。

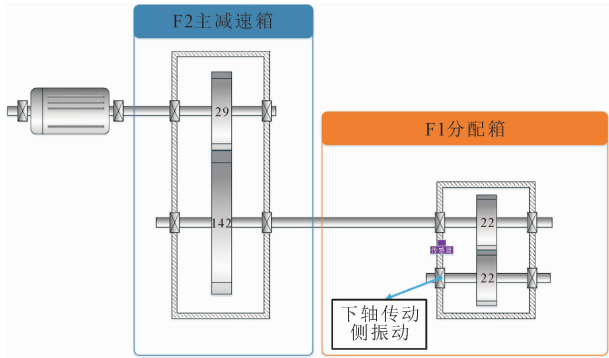
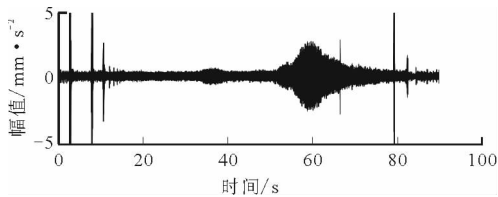


图 12 E2 驱动侧测点分布图

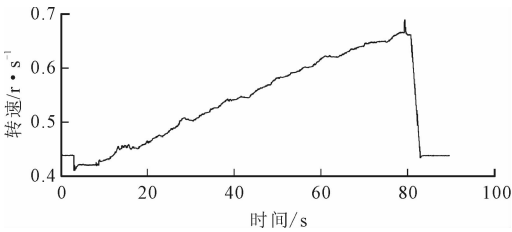
对比图 13 的原始振动信号和转速波形可以看出,整个过程为变速变载过程,振动幅值并不完全随转速增加变大,振动信号的不平稳特征较为明显。

表 4 STF2P500 滚动轴承的故障阶次

部位	外圈	内圈	滚动体	保持架
阶次	10.782	13.218	4.878	0.450



(a)原始振动加速度信号



(b)转速信号

图 13 轴承振动加速度信号及转速波形

(2)效果对比。选择振动能量较大的 50~65 s 时间段信号,采用本文方法和基于谱峭度的共振解调效果进行对比,由于该齿轮箱齿数为 22,选择内圈特征系数会导致第一个啮合频带出现负频率的情况,故选择外圈特征频率的 4 倍作为能带宽度进行频带能量排序和选择。

所取时间段信号的频谱见图 14,谱峭度见图

15. 根据谱峭度图,选择 6 850~7 150 Hz 频段共振带进行滤波解调,和本文方法的对比见图 16。

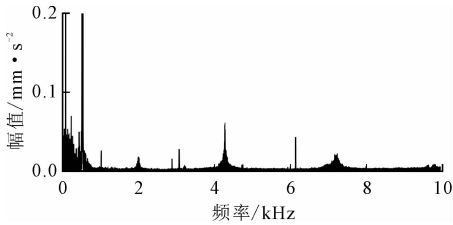


图 14 50~65 s 时间段的信号频谱

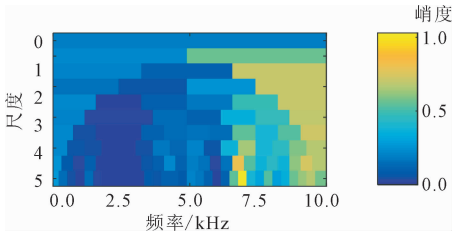
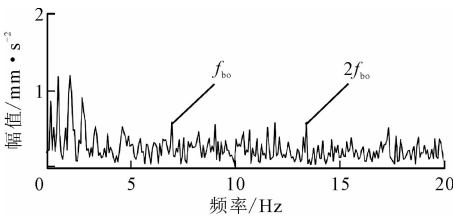
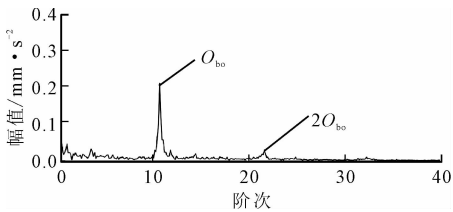


图 15 50~65 s 时间段的谱峭度



(a)共振频带包络谱



(b)阶次包络平均谱

图 16 50~65 s 非平稳段包络谱

图 16 中 f_{bo} 、 O_{bo} 分别为该滚动轴承的外圈故障频率及对应阶次,对比图 16a、图 16b 可以看出,在高噪声干扰的情况下,传统共振解调方法几乎无法找到轴承故障特征成分,存在较为明显的低频和同频干扰,而本文提出的方法故障特征清晰, O_{bo} 与理论阶次误差约为 0.3%,能明显地找到外圈故障的 1、2 次谐波。

4 结 论

本文针对变速重载齿轮箱轴承故障诊断中的滤波频带选择问题,提出了一种改进阶次包络分析方法,并通过机理分析和应用案例进行验证,得出如下结论。

(1)从齿轮啮合的动力学角度,分析了轴承故障引起的冲击对齿轮啮合频带的调制作用,并且该效果和齿轮振动能量强度相关。

(2)提出了选择轴承冲击和齿轮振动耦合作用频带的解调方法,避免人为选择频带时的主观因素,为齿轮箱轴承诊断频带选择问题提供一个新思路。

(3)针对无法直接根据齿轮啮合谐波次序确定最佳频带问题,提出融合齿轮和轴承信息的频带分割、能量计算和能量排序方法,确定多个解调频带,并通过阶次包络平均的方式得到稳定性较好的轴承诊断方法。

尽管轴承故障会对齿轮啮合频带进行调制,但对高频共振带和齿轮啮合频带的调制机理不同,在故障发生早期,二者调制强度的关系暂不明确。因此,综合考虑高频共振带和齿轮啮合调制频带的调制效果,进行两种不同频带下的包络谱融合诊断研究,可实现变速重载齿轮箱轴承的早期故障诊断。

参考文献:

[1] 梁振东. 低速重载齿轮箱轴承故障振动检测与诊断实例 [J]. 设备管理与维修, 2018(7): 15-17.
LIANG Zhendong. Examples of fault detection and diagnosis for the low speed heavy load gearbox bearing [J]. Plant Maintenance Engineering, 2018(7): 15-17.
[2] 陈向民, 于德介, 李蓉. 基于阶次解调谱的变速齿轮箱复合故障诊断方法 [J]. 振动工程学报, 2013, 26(6): 951-959.
CHEN Xiangmin, YU Dejie, LI Rong. Compound fault diagnosis method of gearbox based on order demodulation spectrum [J]. Journal of Vibration Engineering, 2013, 26(6): 951-959.
[3] 马新娜, 杨绍普. 滚动轴承复合故障诊断的自适应方法研究 [J]. 振动与冲击, 2016, 35(10): 146-150.
MA Xinna, YANG Shaopu. Adaptive compound fault diagnose of rolling bearings [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(10): 146-150.
[4] 孟文俊, 张四聪, 淡紫嫣, 等. 按类统计方法在滚动轴承可视化可靠性动态评估中的应用 [J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(6): 23-29.
MENG Wenjun, ZHANG Sicong, DAN Ziyang, et al. Dynamic assessment of rolling bearing reliability by state visualization based on class statistics [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(6): 23-29.
[5] 陈进. 机械设备振动监测与故障诊断 [M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1999: 96-100.

- [6] 张西宁, 唐春华, 周融通, 等. 一种自适应形态滤波算法及其在轴承故障诊断中的应用 [J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(12): 1-8.
ZHANG Xining, TANG Chunhua, ZHOU Rongtong, et al. Adaptive morphological filtering algorithm with applications in bearing fault diagnosis [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(12): 1-8.
- [7] WANG K S, HEYNS P S. The combined use of order tracking techniques for enhanced Fourier analysis of order components [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2011, 25(3): 803-831.
- [8] 刘亭伟, 郭瑜, 李斌. 基于谱峭度的滚动轴承故障包络阶次跟踪分析 [J]. 振动与冲击, 2012, 31(17): 149-153.
LIU Tingwei, GUO Yu, LI Bin. Envelope order tracking analysis for rolling element bearing faults based on spectral kurtosis [J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(17): 149-153.
- [9] 王平, 廖明夫. 齿轮箱中滚动轴承的故障诊断 [J]. 航空动力学报, 2005, 20(6): 944-950.
WANG Ping, LIAO Mingfu. Fault diagnosis of rolling bearing in a gearbox [J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(6): 944-950.
- [10] BORGHESEANI P, RICCI R, CHATTERTON S, et al. A new procedure for using envelope analysis for rolling element bearing diagnostics in variable operating conditions [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2013, 38(1): 23-35.
- [11] 李红贤, 汤宝平, 韩延, 等. 迭代广义解调齿轮信号分离的变转速滚动轴承故障诊断 [J]. 振动与冲击, 2018, 37(23): 38-44.
LI Hongxian, TANG Baoping, HAN Yan, et al. Fault diagnosis of rolling bearings under a variable rotating speed based on iterative generalized demodulation gear signal separation [J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(23): 38-44.
- [12] 赵德尊, 李建勇, 程卫东. 变转速及齿轮噪声干扰下基于 IDMM 与 EMD 的滚动轴承故障诊断方法 [J]. 振动与冲击, 2016, 35(10): 101-107.
ZHAO Dezun, LI Jianyong, CHENG Weidong. Method for rolling element bearing fault diagnosis based on IDMM and EMD under time-varying rotational speed and gear noise [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(10): 101-107.
- [13] WANG Tianyang, LIANG Ming, LI Jianyong. Bearing fault diagnosis under unknown variable speed via gear noise cancellation and rotational order sideband identification [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2015, 62/63: 30-53.
- [14] WANG Yi, XU Guanghua. Rotating speed isolation and its application to rolling element bearing fault diagnosis under large speed variation conditions [J]. J Sound Vibration, 2015, 348: 381-396.
- [15] BARBINI L, OMPUSUNGGU A P, HILLIS A J, et al. Phase editing as a signal pre-processing step for automated bearing fault detection [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 91: 407-421.
- [16] BARBINI L, ELTABACH M, HILLIS A J. Amplitude-cyclic frequency decomposition of vibration signals for bearing fault diagnosis based on phase editing [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 103: 76-88.
- [17] 李永焯, 丁康, 何国林, 等. 齿轮系统振动响应信号调制边频带产生机理 [J]. 机械工程学报, 2018, 54(5): 105-112.
LI Yongzhuo, DING Kang, HE Guolin, et al. Modulation sidebands of the vibration signal of gearbox [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(5): 105-112.
- [18] 张青峰, 唐力伟, 郑海起, 等. 带有齿根裂纹故障的齿轮传动系统非线性动力学模型研究 [J]. 振动工程学报, 2011, 24(3): 294-298.
ZHANG Qingfeng, TANG Liwei, ZHENG Haiqi, et al. Nonlinear dynamic fault model of gear transmission system with gear tooth crack [J]. Journal of Vibration Engineering, 2011, 24(3): 294-298.
- [19] 周俊丽, 周久华. 滚动轴承故障机理与诊断策略 [J]. 四川兵工学报, 2012, 33(4): 56-62.
ZHOU Junli, ZHOU Jiuhua. Fault mechanism and diagnosis strategy of rolling bearing [J]. Journal of Sichuan Ordnance, 2012, 33(4): 56-62.
- [20] CHAARI F, BACCAR W, ABBES M S, et al. Effect of spalling or tooth breakage on gearmesh stiffness and dynamic response of a one-stage spur gear transmission [J]. European Journal of Mechanics: A Solids, 2008, 27(4): 691-705.

(编辑 杜秀杰)