

基于频响函数的车轮多边形磨耗车载定量诊断方法

许文天¹ 梁树林¹ 池茂儒¹ 蔡吴斌^{2*} 陶公权¹ 吴兴文²

1.西南交通大学轨道交通运载系统全国重点实验室,成都,610031

2.西南交通大学机械工程学院,成都,610031

摘要: 车轮多边形磨耗问题对我国高速动车组安全运营造成困扰,目前车轮多边形磨耗车载监测的准确率仍远不尽如人意。传统二次积分方法在诊断车轮多边形时存在局限,这主要是因为它们未能有效地排除来自钢轨粗糙度的干扰,同时也没有充分考虑轮轨系统固有模态对测量结果的影响。提出一种基于频率响应函数的车轮多边形磨耗定量诊断方法,利用梳状滤波器滤除钢轨粗糙度的影响,留下更“纯”的车轮多边形响应成分,然后利用频率响应函数修正了结构固有模态的影响,从而由轴箱振动信号定量诊断多边形阶次和粗糙级。经过仿真与实测数据验证,相比于二次积分方法,所提方法面对各阶次时均能取得更佳的诊断效果,对车轮粗糙级的平均估计误差不高于3.5 dB,明显小于二次积分方法的最高估计误差14 dB。研究表明,所提方法适应范围更广、准确性更高,具有一定的科学和工程意义。

关键词: 车轮多边形磨耗;轴箱振动加速度;车载诊断;频响函数;梳状滤波器

中图分类号: U279.3

DOI: 10.3969/j.issn.1004-132X.2025.05.006

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Wheel Polygonal Wear On-board Quantitative Diagnostic Method Based on Frequency Response Function

XU Wentian¹ LIANG Shulin¹ CHI Maoru¹ CAI Wubin^{2*} TAO Gongquan¹ WU Xingwen²

1.State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu, 610031

2.School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu, 610031

Abstract: Wheel polygonal wear posed a significant challenge to the safety of high-speed trains in China, and the accuracy of current on-board wheel polygonal wear monitoring was inadequate. Traditional double integration methods for diagnosing wheel polygonal wears had limitations, primarily due to their inability to effectively mitigate interference from rail surface roughness and lacked of consideration for the impact of natural modal resonances in the wheel-rail system. Addressing these issues, a frequency response function-based quantitative diagnostic method was proposed for the wheel polygonal wears. A comb filter was utilized to mitigate the impacts of rail roughness, isolating the “pure” wheel polygon response components, then the frequency response function was employed to adjust for inherent modal influences, allowing for a quantitative assessment of polygonal order and roughness level from axle box vibrations. It is verified by simulations and measured data, compared with the double integration methods, the proposed method may achieve better diagnosis results across all polygonal orders, the average estimated errors of wheel roughness grade are less than 3.5 dB, which is significantly lower than the maximum estimated error of 14 dB for the quadratic integral methods. The results show that the proposed method has broader adaptability and enhanced accuracy, and has certain scientific and engineering values.

Key words: wheel polygonal wear; axle box vibration acceleration; on-board diagnostic; frequency response function; comb filter

0 引言

车轮多边形磨耗是一种车轮踏面周向的周期性异常磨耗形式^[1],近年来在我国各个速度等级的高速动车组车型中均有发生,对高速列车的安全准点运营造成严重困扰。车轮多边形会明显加

剧轮轨动态作用力,进而可导致严重的异常振动、噪声和结构振动疲劳问题。有文献显示,车轮多边形磨耗可使车内的噪声水平增加11 dB(A)^[2],严重时高速车轮轴箱振动加速度甚至会达到800g^[3]。此外,车轮多边形还会导致轮对提吊断裂^[4]、钢轨扣件弹条断裂^[5]、车轴疲劳失效^[6]等严重的结构断裂失效事故,因此,车轮多边形是铁路运营中需要持续重点关注的一种故障形式^[7]。

收稿日期:2024-12-24

基金项目:国家自然科学基金(52202464);国铁集团科技研究开发计划(N2023J043)

为尽早发现高速列车的车轮多边形现象,多种形式的车轮多边形动态监测方法和设备被部署使用,按照传感位置的差异,动态监测方法主要可分为轨旁监测法^[8]和车载监测法^[9]。轨旁监测法主要通过布置在钢轨侧应力、应变等方式识别途经列车车轮多边形情况。车载监测法主要是通过轴箱振动加速度信号来识别和诊断车轮多边形。车载监测法由于其较高的信噪比、较强的跟踪性能和经济可靠性得到了较大范围的推广应用。车轮多边形的车载监测功能已成为高速动车组必需的车载监测项目之一。

然而,目前车载多边形诊断的准确率却不尽人意,这主要是由于轴箱振动信号具有高度动态性和混杂性,车载车轮多边形诊断的信号处理和诊断算法具有较高的难度,近年来许多学者在这方面做了大量研究工作。在车轮多边形故障特征提取方面,经验模态分解(empirical modal decomposition, EMD)及其改进方法被广泛用于考虑车轮多边形响应的调制非线性特征,包括EMD^[10]、改进的集合EMD^[11]、变异模态分解(variational mode decomposition, VMD)^[12]、自适应啁啾模态分解(adaptive chirp mode decomposition, ACMD)^[13]和Hilbert-Huang变换^[14]等。WANG等^[15-16]使用离散傅里叶变换^[15]和参数谱估计^[16]进行强干扰下的车轮多边形识别。此外,对车轮多边形粗糙度的定量诊断能力是评价诊断方法优劣的重要指标,二次积分方法是目前最常用的车轮多边形定量诊断方法。CHEN等^[13]利用ACMD与二次积分方法相结合来估计机车车轮多边形的幅值。魏来等^[17]通过二次频域积分方法实现了高速动车组车轮多边形严重程度的定量检测。XIE等^[18]将频域积分法与一种信号稳定性筛选方法相结合提出了一种改进的频域积分方法,能够定量诊断车轮多边形的阶次和粗糙度。

然而,以二次积分方法为代表的传统车轮多边形定量诊断方法存在两方面的局限性,一是来自钢轨表面粗糙度的干扰,二是受车辆-轨道系统耦合共振的影响。首先,轴箱振动加速度主要受车轮与钢轨表面粗糙度共同影响,若钢轨表面粗糙度大于车轮表面粗糙度,则会对车轮的诊断结果造成明显干扰,甚至如果用于诊断的振动数据是截取自车轮驶过的钢轨波磨区段,则由于钢轨波磨与车轮多边形同为谐波型激励,二者具有一定相似性,会存在较大的误判可能。其次,许多研究成果显示^[19],车轮多边形的形成过程与结构的

高频固有模态密切相关,车轮多边形的振动响应也很大程度上受到高频模态影响。理论与实测数据均表明,车轮多边形激励处于固有模态频段内与非固有模态频段的振动响应量级差异明显,前者明显大于后者。然而,传统二次积分方法是基于车轮做刚体惯性运动、车轮与钢轨的弹性变形均可忽略的前提假设提出的,其中并未考虑结构固有模态的影响,导致传统方法较难兼顾所有的阶次和车速,这一点在高速列车中尤为明显。

在钢轨粗糙度的间接检测研究中,人们常采用基于声振特征分析的方法,通过分析列车运行产生的振动或噪声数据间接评估钢轨的表面粗糙条件,从而判断是否存在钢轨波磨^[20]等异常磨损^[21]。虽然该监测任务与车轮多边形车载监测的目标并不相同,但在技术方法上两者有相通之处。目前,已有研究尝试通过建立轮轴系统的频响函数来检测钢轨表面粗糙度^[22-23],通过该方法可以有效补偿系统轮轨结构固有模态的影响。然而,类似的技术手段却鲜少应用于车轮多边形的车载监测与诊断领域。

针对上述传统方法的局限,本文探讨使用频响函数方法对车轮多边形进行定量诊断,为车轮多边形的精确检测提供了新的视角和方案。本文分析了车轮多边形磨耗的粗糙度特征和振动时频,推导了二次积分方法的原理并分析其局限性;提出了基于频响函数的车轮多边形车载诊断方法,包括基于梳状滤波的降噪处理和基于频域轮对-轨道模型的频响函数的推导;建立了车-线耦合动力学时域仿真模型,从动力学仿真数据的角度分析验证了本文所提方法的准确性和优越性;最后从实车线路试验数据的角度再次验证了本文所提方法的准确性和优越性。

1 车轮多边形基本特征

1.1 高速列车多边形磨耗特征

车轮多边形作为一种车轮周向的周期性异常磨耗形式,理想情况下可以抽象为一个简谐波激励。更普遍的情况下,车轮多边形磨耗的激励 I_w 一般是一组若干阶次谐波的组合,即表示为如下 Θ 阶傅里叶级数形式^[24]:

$$I_w(\theta) = \sum_{i_w=1}^{\Theta} A_{i_w} \sin(i_w \theta_w + \varphi_{i_w}) \quad (1)$$

式中: θ_w 为车轮的角度,rad; A_{i_w} 、 φ_{i_w} 分别为各阶次 i_w ($i_w=1,2,\dots,\Theta$)的幅值和相位; Θ 为总阶次。

图1a所示为实测车轮多边形的激励,也称为粗糙度。为了更加清晰地量化表征车轮多边形各

阶次的大小,车轮多边形也常表示为粗糙级形式,如图 1b 所示。该车轮多边形实测于成贵线某 250 km/h 速度等级高速动车组。由图 1b 可见,该车轮有 24 阶(19 dB)、13 阶(15 dB)两个突出阶次的多边形。我国现行动车组车轮多边形维护标准中规定,对高阶车轮多边形按照粗糙级限值 $L_{r,lim}$ ($L_{r,lim} = 10, 18, 23$ dB) 分级采取不同措施,因此粗糙级 L_r 是衡量车轮多边形磨损严重程度的主要依据,其表达式如下:

$$L_r = 20 \lg \left(\frac{r}{r_{ref}} \right) \quad (2)$$

式中: r 为相应阶带中粗糙度的均方根值(RMS); r_{ref} 为参考粗糙度,取 $r_{ref} = 1 \mu\text{m}$ 。

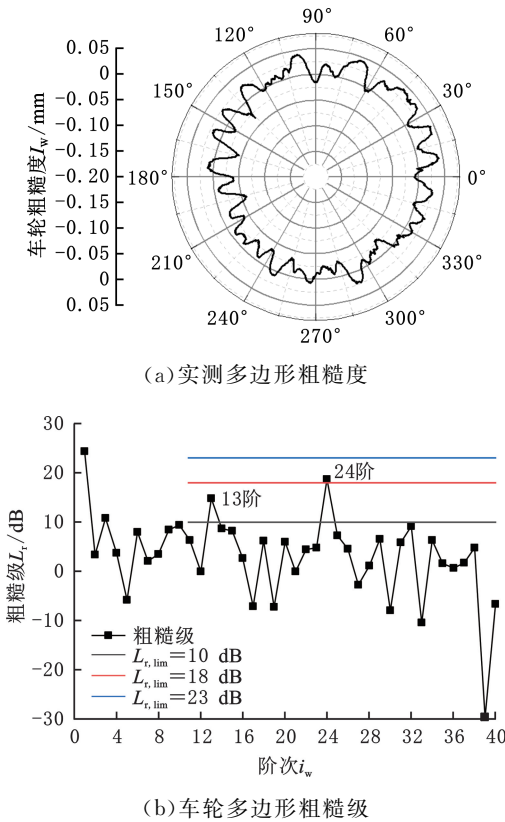


图 1 高速列车车轮多边形

Fig.1 High-speed train wheel polygonal wear

1.2 高速列车车轮多边形轴箱振动特性

车轮多边形激励能够激起轮轨界面的高频振动,一个简化的轮对模型如图 2 所示,假设该轮有 i_w 阶车轮多边形,且车轮是做惯性运动的刚性体,则钢轨的弹性变形也可以忽略不计。

i_w 阶多边形的粗糙度 I_w 可表示为

$$I_w(t) = A_{i_w} \sin(i_w \theta_w(t) + \varphi_{i_w}) =$$

$$A_{i_w} \sin(2\pi i_w \int_0^t f_w(\tau) d\tau + \varphi_{i_w}) \quad i_w = 1, 2, \dots, \Theta \quad (3)$$

则通过对式(3)求两次微分,可求得车轮多边形位移激励下的轴箱振动加速度 $a(t)$ 为

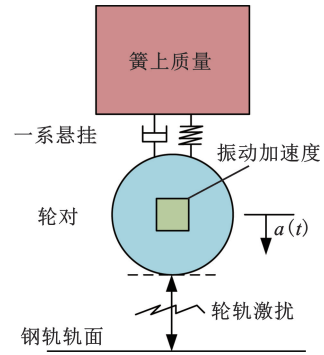


图 2 轮对简化动力学模型

Fig.2 Simplified dynamic modelling of wheelsets

$$a(t) = \frac{d^2}{dt^2} I_w(t) =$$

$$-(2\pi i_w f_w)^2 A_{i_w} \sin(2\pi i_w \int_0^t f_w(\tau) d\tau + \varphi_{i_w}) = - (2\pi i_w f_w)^2 I_w(t) \quad i_w = 1, 2, \dots, \Theta \quad (4)$$

式中: f_w 为轮对的瞬时转频, Hz; τ 为时间积分的哑变量。

由式(4)可见,多边形引起的轴箱振动加速度 $a(t)$ 的大小不仅与多边形的幅值 A_{i_w} 成正比,还与阶次和转频乘积的平方 $(i_w f_w)^2$ 成正比。目前车载诊断车轮多边形常采用的二次积分方法就是基于上述原理开发的一种经典方法。二次积分方法有时域积分方法和频域积分方法两种,其中频域积分方法通过在频域内将加速度谱除以角频率的平方 ω^2 (即式(4)中的 $(2\pi i_w f_w)^2$ 一项),即可得到位移的频谱,其表达式如下:

$$P_{xx} = \frac{1}{|-\omega^2|} P_{aa} = \frac{1}{|-(2\pi i_w f_w)^2|} P_{aa} \quad (5)$$

式中: P_{xx} 、 P_{aa} 分别为车轮粗糙度频谱和轴箱振动加速度频谱。

然后参考式(2)所示的车轮粗糙级的定义方法,根据经验选取粗糙级 $L_r = 0$ 对应的参考粗糙度 r_{ref} ,进而计算对粗糙级的诊断值。此处 r_{ref} 与被监测车辆和线路条件有关,通常需根据经验 r_{ref} 选取小于 $1 \mu\text{m}$ 的某个数值。可见,二次积分方法在一定程度上修正了阶次和车速对多边形振动响应的影响,在车速较低、轮对和轨道系统的弹性振动不明显的情形下具有一定可行性和准确性。

然而,对于高速动车组车轮多边形,实际情况远比上述理想情况复杂得多。高速列车车轮轴箱的振动特性不仅受车轮多边形磨损的影响,还受到钢轨不平顺、轨道与转向架结构模态、P2 力振动等关键因素的影响。图 3 为图 1 中车轮多边形的实测轴箱振动加速度信号通过短时傅里叶变换得到的时间-频率特性图,图中颜色深浅代表振动能量的大小。可见,轴箱垂向振动中存在多个随车速变化的脊线,每条脊线对应车轮多边形的一

个阶次,说明车轮多边形产生的轮轨高频冲击会对转向架轴箱振动产生显著影响,列车以 250 km/h 速度运行时轴箱振动主频为 576 Hz,对应轮对转频的第 24 阶谐波分量,与图 1 中实测车轮多边形阶次一致。

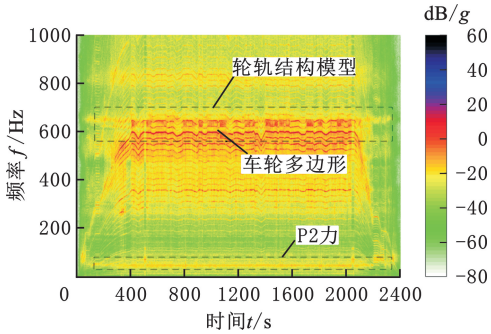


图 3 车轮多边形激励下高速列车轴箱垂向振动频谱图
Fig.3 Vertical vibration spectra of the high-speed train axle-box with wheel polygonal wear

同时由图 3 还可清晰地注意到 600~700 Hz 和 50 Hz 附近存在两个明显的固有频率,它们分别对应轮轨结构模态和 P2 力共振模态^[17],这两个模态振动的主频不随速度变化而变化。由脊线特征可见,多边形不同阶次的脊线穿过该固有模态频带时,其颜色均较其他频带明显加深,即振动响应量级明显增大。由此可见,车轮多边形的振动响应大小受到系统固有模态的影响,且还与车轮多边形的阶次和车速密切相关,因此,在由车载振动方式诊断车轮多边形时,尤其是定量诊断车轮多边形的粗糙级时,必须重点考虑系统固有模态的影响,否则难以避免出现较大程度的误判。

此外,由轴箱振动信号诊断车轮多边形时钢轨粗糙度的影响也是不可忽视的重要影响因素。由于图 3 是截取自某严重车轮多边形磨耗且钢轨质量较好的振动数据,因此多边形的脊线比较清晰。可以预想到,如果取自轨道粗糙度情况相较车轮更为严重的数据段时,车轮多边形脊线将被钢轨相应成分淹没,对车轮多边形的诊断会造成较大困扰。更有甚者,若钢轨表面存在钢轨波磨缺陷,则还有可能造成误诊为车轮多边形,具体可参见文献[9]。

2 车轮多边形定量诊断方法

2.1 车轮多边形诊断方法

本节提出针对轴箱加速度信号进行车轮多边形粗糙级和阶次诊断的方法,其主要流程包括基于梳状滤波的信号降噪预处理和基于频响函数的车轮粗糙级定量估计,数据处理流程见图 4,具体步骤如下:

1) 利用梳状滤波方法对轴箱振动加速度进行预处理,滤除其中的绝大多数钢轨不平顺影响成分,留下更纯的车轮多边形成分。

2) 对经过梳状滤波预处理的轴箱振动加速度数据进行功率谱密度估计。

3) 利用频响函数 $H(\omega)$ 由轴箱振动加速度功率谱密度计算车轮粗糙度功率谱密度。

4) 根据转速脉冲信号换算的车速对车轮粗糙度功率谱密度进行阶次切片,即按转速划分各个阶次对应的频带(阶次带),并计算每个阶次带内的有效值。

5) 按照式(2)所示的定义计算得到车轮粗糙级阶次图。

6) 识别车轮多边形激励粗糙级和阶次,绘制盒须图得到不同阶次粗糙级的分布规律。

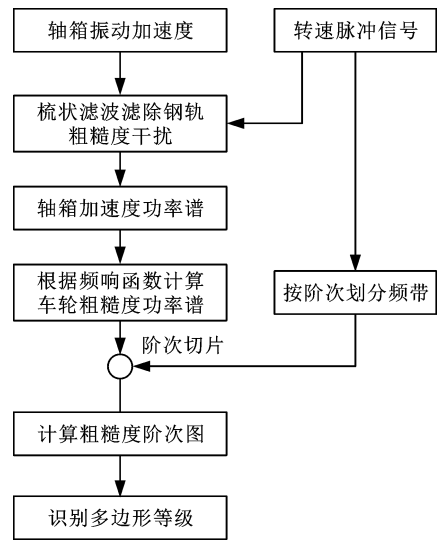


图 4 车轮多边形诊断方法流程图
Fig.4 Flowchart of wheel polygonal wear diagnosis method

上述步骤中梳状滤波方法和频响函数 $H(\omega)$ 的获取方法是本诊断方法的关键,现对这两个关键步骤进行详细说明。

2.2 基于梳状滤波的降噪处理

为了滤除轴箱振动加速度中来自轨道不平顺成分,尤其是潜在的钢轨短波异常磨耗造成的影响,本文采用梳状滤波方法对信号进行预处理。根据车轮运动特点,轴箱振动响应中车轮多边形振动成分随车轮转动周期性重复,轨道的激励成分并非严格周期性重复,而梳状滤波器可以用来选择性地提取周期性重复成分。

原则上,从信号中截取一个周期的长度,并将这段信号与前一个周期的对应信号相加。重复这个过程,通过累计平均,周期性信号的特征将被强化,而非周期性的噪声则因为相对于周期性事件

的不确定相位而趋向于相互抵消。在数字处理中,这个过程可以用一个梳状滤波器来实现,梳状滤波器的时域差分方程为

$$y[n] = x[n] - x[n - N] + Ry[n - N] \quad (6)$$

式中: n 为时间序列的离散时间索引; $x[n]$ 为当前输入信号的数值; $y[n]$ 为滤波器的当前输出; N 为滤波器延迟(周期); $y[n - N]$ 为前一个周期的输出; R 为反馈系数。

梳状滤波器的频率响应可表示为

$$H(f) = \frac{1 - e^{-j2\pi fN/f_s}}{1 - Re^{-j2\pi fN/f_s}} \quad (7)$$

式中: f 为输入信号的频率; j 为虚数单位; f_s 为数据采样频率,Hz。

根据式(7),梳状滤波器将对基础频率 $f_0 = f_s/N$ 进行滤除或保留处理。当 R 趋近于 1 时,零点和极点会接近对齐,使得谐波 kf_0 (k 为整数)损失最小,这样滤波器主要保留周期 N 相关的频率成分;反之,当 R 趋近于 0 时,零点会在 f_0 的整数倍处产生显著的衰减,因此该滤波器将会优先滤除与周期 N 相关的频率成分。本文综合考虑效果与滤波器稳定性,设置反馈系数 $R=0.97$ 。

列车运行过程中,轮对转速实时变化,多边形激励频率也跟随转速变化,为了能实时滤掉振动干扰成分,设置随轮对转频 f_w 变化的自适应滤波器延迟 N ,其表达式如下:

$$N = f_s/f_w \quad (8)$$

梳状滤波器可以在不增加太多计算负担的情况下提取周期性信号并抑制噪声,因此,将梳状滤波器用于此处能够滤除绝大多数的钢轨激励成分,保留更纯的周期性车轮多边形振动响应,确保车载多边形检测的准确性。

2.3 轮轨粗糙度与轴箱加速度频响函数推导

定量诊断车轮多边形磨损严重程度的关键是构建轴箱振动加速度与轮轨粗糙度之间的传递关系,假设轴箱测点位移与轮轨粗糙度之间的频响函数为 $H(\omega)$,则有

$$S_{yy}(\omega) = |H(\omega)|^2 S_{xx}(\omega) \quad (9)$$

式中: $S_{yy}(\omega)$ 、 $S_{xx}(\omega)$ 分别为轴箱测点位移和轮轨粗糙度的功率谱密度。

对轴箱测点位移求二阶微分,可得轴箱振动加速度功率谱密度 $S_{aa}(\omega)$ 对轮轨粗糙度功率谱密度 $S_{xx}(\omega)$ 的传递关系,其表达式如下:

$$S_{aa}(\omega) = |\omega^2 H(\omega)|^2 S_{xx}(\omega) \quad (10)$$

可见,若能准确推导传递函数 $H(\omega)$,就可以根据轴箱振动加速度功率谱密度 $S_{aa}(\omega)$ 利用式(10)定量估计轮轨粗糙级的大小。本文根据轮对轨道频域模型推导出了轮轨粗糙度与轴箱加速度频响函数 $H(\omega)$,考虑简化的车辆-轨道系统如图 5 所示^[25],现以其中第 2 位轮对存在车轮多边形

磨耗为例,频响函数 $H(\omega)$ 分别由轮轨粗糙度与轮轨接触力频响函数 $H_F(\omega)$ 和轮轨力与轴箱响应点位移导纳 $H_{ab}(\omega)$ 两部分决定,可表示为

$$H(\omega) = H_{ab}(\omega) H_F(\omega) \quad (11)$$

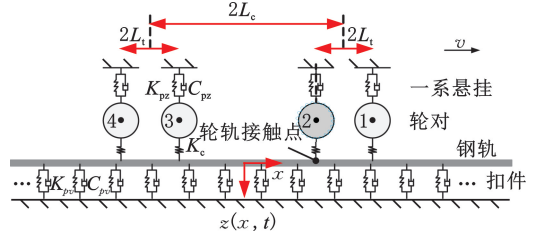


图 5 轮对-轨道系统简化动力学模型^[25]

Fig.5 Simplified dynamics model of wheelset-track system^[25]

轮轨耦合系统中轮轨粗糙度与轮轨力的频响函数 H_F 取决于轮对在接触点处的垂向导纳 Y_w 、接触弹簧的导纳 Y_c 和钢轨位移导纳 Y_r ,其表达式如下^[26]:

$$H_F(\omega) = \frac{1}{Y_w(\omega) + Y_c(\omega) + Y_r(\omega)} \quad (12)$$

车轮在接触点处的垂向导纳 $Y_w(\omega)$ 可表示为

$$Y_w(\omega) = \Phi^T [-\omega \mathbf{I} + 2j\omega(\mathbf{C} - \Omega \bar{\mathbf{G}}) + \bar{\mathbf{K}} + \Omega^2 (\bar{\mathbf{J}} \bar{\mathbf{J}}^T - \bar{\mathbf{G}} \bar{\mathbf{G}}^T - \bar{\mathbf{E}})]^{-1} \Phi - \frac{1}{M_{wh} \omega^2} \quad (13)$$

式中: Φ 为名义接触节点处的正则振型矩阵; ω 为激励角频率; \mathbf{I} 为单位矩阵; \mathbf{C} 为阻尼系数矩阵; Ω 为车轮的转速; $\bar{\mathbf{K}}$ 为轮对系统的模态刚度矩阵; $\bar{\mathbf{J}}$ 、 $\bar{\mathbf{G}}$ 为与轮对旋转引起陀螺效应有关的矩阵; $\bar{\mathbf{E}}$ 为与离心效应有关的矩阵; M_{wh} 为轮对质量的一半。

轮轨接触弹簧可视为是等效的线性弹簧,则 $Y_c(\omega)$ 可表示为

$$Y_c(\omega) = 1/K_c \quad (14)$$

式中: K_c 为 Hertz 接触弹簧的等效接触刚度,其典型的取值为 1.1×10^9 N/m^[27]。

多轮对约束下的钢轨位移导纳 $Y_r(\omega)$ 可以参考文献^[27]提出的经典频域模型求得。将钢轨视为一根无限长的铁木辛柯梁,由于轨道是离散支撑的,故将扣件看作线性刚度和阻尼单元。同时,假设有 N_w 个轮对同时与轨道耦合,每一个轮对钢轨都起到了约束作用,这种约束会改变振动波在钢轨中传递路径,从而影响钢轨位移导纳,则在钢轨 x_a 处施加角频率为 ω 的单位简谐激励时,钢轨任意位置 x 的位移总响应可表示为

$$z(x) = \alpha(x, x_a) - K_{wc} \sum_{i=1}^{N_w} z(x_{w,i}) \alpha(x, x_{w,i}) - K_s \sum_{n=-N}^N z(x_{s,n}) \alpha(x, x_{s,n}) \quad (15)$$

$$K_{wc} = 1/(Y_c + Y_w) \quad K_s = K_{pv} + j\omega C_{pv}$$

式中: $z(\cdot)$ 表示钢轨任意位置的位移总响应; $\alpha(x, x')$ 表

示钢轨在 x' 位置处施加单位力时, x 位置处的位移传递导纳; $x_{w,i}$ 为第 i 个轮对的位置; $x_{s,n}$ 为第 n 个扣件的位置; K_{wc} 为轮对与接触弹簧串联后的动刚度; K_s 为每一个扣件支撑处的动刚度; K_{pv} 、 C_{pv} 分别为轨垫板的支撑刚度和阻尼系数。

令式(15)中 $x = \{x_{s,n}, x_{w,i}\}$, ($n = -N, -N+1, \dots, -1, 0, 1, \dots, N+1$; $i = 1, 2, \dots, N_w$), 这样即可构建起一个 $2N + N_w + 1$ 维的线性方程组, 并且可计算出钢轨在轮对位置和扣件位置处的位移响应向量, 再反代回式(15)即可得到多轮对耦合下的钢轨位移导纳 $Y_r(\omega)$ 。轮对-轨道系统的物理参数见表 1。

表 1 车辆-轨道系统模型的物理参数

Tab.1 Parameters of the vehicle-track system model

名称	参数	数值
轨道子系统 (CRTS III)	钢轨弹性模量 E/GPa	205.9
	钢轨材料密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	7860
	绕 y 轴的弯曲刚度 I_y/m^4	3.217×10^{-5}
	横向剪切系数 κ_y	0.4570
	极惯性矩 I_0/m^4	3.741×10^{-5}
	钢轨剪切模量 G/GPa	79
	钢轨横截面积 A_s/m^2	7.745×10^{-3}
	绕 z 轴的弯曲刚度 I_z/m^4	5.26×10^{-6}
	垂向剪切系数 κ_z	0.5329
	钢轨扭转刚度 $K_t/(\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1})$	1.9587×10^5
	轨垫板支撑刚度 $K_{pv}/(\text{MN} \cdot \text{m}^{-1})$	40
	轨垫板阻尼系数 $C_{pv}/(\text{kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	30
车辆子系统	车体质量 M_c/kg	4.4039×10^4
	转向架构架质量 M_t/kg	2439
	轮对质量 M_w/kg	1880
	轮对质量之半 M_{wh}/kg	940
	二系垂向刚度 $K_{sz}/(\text{MN} \cdot \text{m}^{-1})$	0.24
	二系垂向阻尼 $C_{sz}/(\text{kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	25
	一系垂向刚度 $K_{pz}/(\text{MN} \cdot \text{m}^{-1})$	0.9
	一系垂向阻尼 $C_{pz}/(\text{kNs} \cdot \text{m}^{-1})$	9.8
	车轮半径 R_w/m	0.46
	定距 L_c/m	8.9
轴距 L_t/m	1.25	
轮轨接触点	接触弹簧等效刚度 $K_c/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	1.1×10^9

轴箱测点处位移对轮轨接触力的频响函数 $H_{ab}(\omega)$ 可以写成刚性部分和柔性部分的总和, 其表达式如下:

$$H_{ab}(\omega) = \Phi^T [-\omega I + 2j\omega(C - \Omega \bar{G}) + \bar{K} + \Omega^2 (\bar{J} \bar{J}^T - \bar{G} \bar{G}^T - \bar{E})]^{-1} \Phi_{ab} - \frac{1}{M_{wh} \omega^2} \quad (16)$$

式中: Φ_{ab} 为轴箱测点处的正则振型矩阵。

最终根据(11)可得系统频响函数 $H(\omega)$, 如图 6 所示, 可见其中 600 ~ 700 Hz 之间存在系统第一高频共振带, 400 Hz 附近存在第二高频共振带, 50 Hz 附近存在 P2 力共振带, 与图 3 中实测振动特性一致, 表明模型推导的频响函数较为准确地反映了系统固有属性。

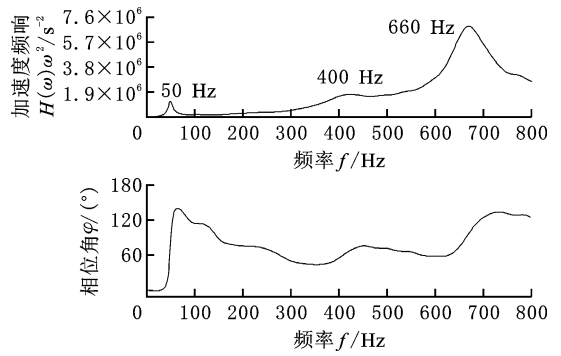


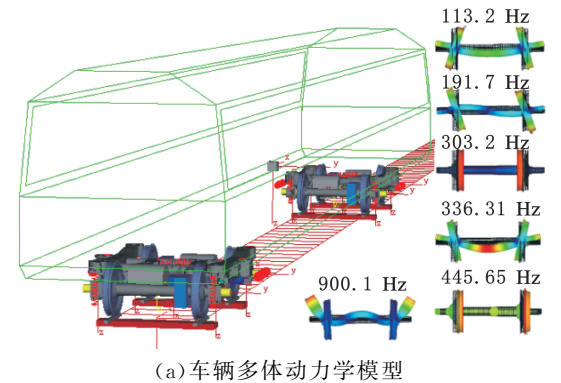
图 6 轮轨粗糙度与轴箱加速度频响函数

Fig.6 Frequency response function of wheel roughness to axlebox acceleration

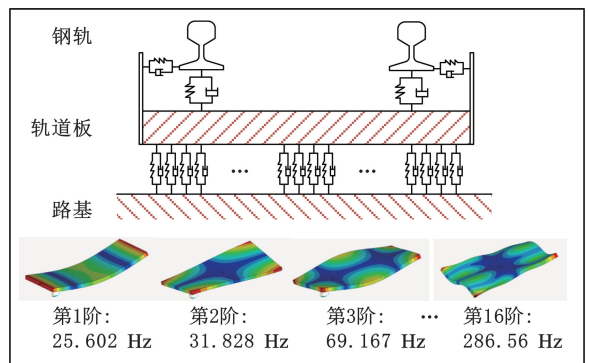
3 动力学仿真验证

3.1 车-线耦合系统动力学建模

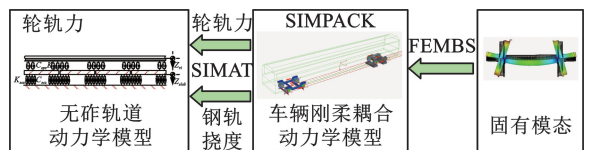
为了从理论上分析验证本方法的优越性, 本文利用联合仿真方法建立了车辆-轨道耦合系统动力学模型, 用于仿真车轮多边形激励下的轴箱振动特性, 如图 7 所示。



(a) 车辆多体动力学模型



(b) 无砟轨道动力学模型



(c) SIMPACK-SIMAT 联合仿真架构^[27]

图 7 车辆-轨道系统动力学仿真模型

Fig.7 Vehicle-track system dynamics simulation model

利用 SIMPACK 软件建立了车辆系统多体动力学模型, 如图 7a 所示, 模型考虑了两级悬挂

方式,一系悬挂连接转向架构架与轮对,考虑的一系悬挂元件包括同轴钢弹簧、转臂定位橡胶节点、一系垂向油压减振器。二系悬挂连接车体与两个转向架构架,考虑的二系悬挂元件包括空气弹簧、二系横向油压减振器、抗蛇行减振器。为了充分考虑结构高频振动与模态共振效应,采用模态叠加法将低于 1000 Hz 的轮对各阶模态导入模型中,并建立柔性轮对模型。

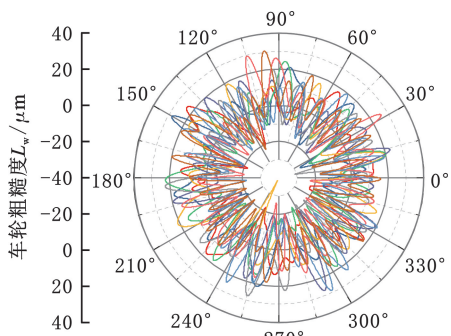
根据文献[28],轨道的柔性变形和轨道下固定距离的离散支撑会影响轴箱振动响应。本文在 Simulink 软件中建立了无砟轨道系统动力学模型,如图 7b 所示。钢轨被建立为柔性的 Timoshenko 梁,用模态叠加法考虑了无砟轨道板的柔性振动特性,轨道与轨道板之间扣件系统的弹性和阻尼以及轨枕与地面之间水泥沥青砂浆的弹性和阻尼用周期性离散的黏弹性单元建立。为反映随机轨道不平顺的影响,使用波长范围为 50 mm 至 20 m 的实测轨道不平顺激励,该波长范围涵盖了车轮多边形激励的主要波长范围。车辆轨道系统的物理参数见表 1。

在上述模型的基础上,采用联合仿真策略,利用 SIMPACK 与 MATLAB 的 SIMAT 联合仿真接口将整车模型和轨道模型联系起来,实现了车辆-轨道耦合模型的整合,如图 7c 所示^[27]。

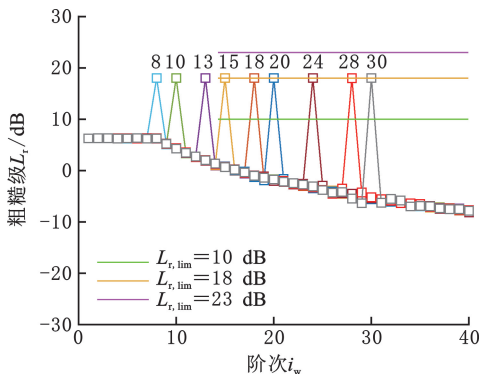
3.2 动力学仿真验证分析

本节将 9 个不同阶次(在 8~30 阶之间)、粗糙级均为 18 dB 的车轮多边形激励输入车-线耦合动力学模型中进行动力学仿真,仿真车速为 250 km/h,如图 8 所示。对仿真数据按照图 4 所示的诊断流程进行分析处理。首先进行梳状滤波的信号降噪预处理,以 18 阶车轮多边形为例,梳状滤波处理效果如图 9 所示,可以看出,经过梳状滤波处理的轨道不平顺响应成分得到了有效抑制,滤波后得到了更“纯”的车轮非圆化响应成分。

然后利用滤波后数据进行车轮多边形粗糙级定量诊断,对本文所提方法与二次积分方法在不同阶次影响下进行了对比,如图 10 和表 2 所示,可以看出,由于本文所提方法考虑了系统结构模态的影响,因此相较于二次积分方法,本文方法具有更加明显的优势。由于受到系统模态共振的影响,相同大小的粗糙级所能引发的振动大小并不相同,而二次积分方法并没有考虑到系统模态共振的影响,因此该方法对不同阶次粗糙级的估计结果有较大差异,其中第 28、30 阶的估计结果明显大于真实值,这是因为仿真车速为 250 km/h 时,这两个阶次的激励频率(673、721 Hz)位于模



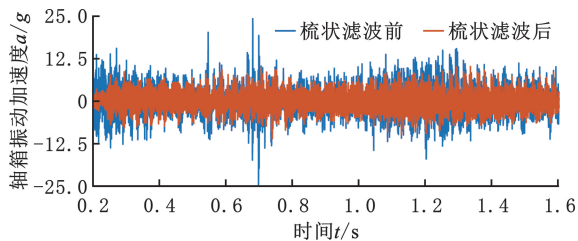
(a) 极坐标



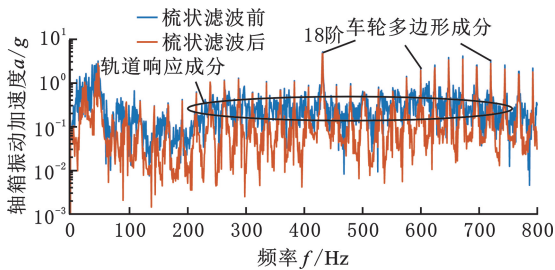
(b) 粗糙级

图 8 仿真用车轮多边形磨损

Fig.8 Wheel polygonal wear for simulation



(a) 时域



(b) 频域

图 9 轴箱振动梳状滤波处理(18 阶)

Fig.9 Comb filtering of axle-box acceleration(18th order) 态的共振峰附近。而 20 阶多边形的估计值(14.5 dB)明显小于真实值,这是因为激励频率 480 Hz 位于频响模态的波谷附近。而本文所提方法由于采用频率响应函数进行粗糙级的定量估计,相当于考虑了模态共振的影响并加以修正,因此所估计到的各个阶次均接近真实值 18 dB,各阶次的估计误差不大于 2 dB。

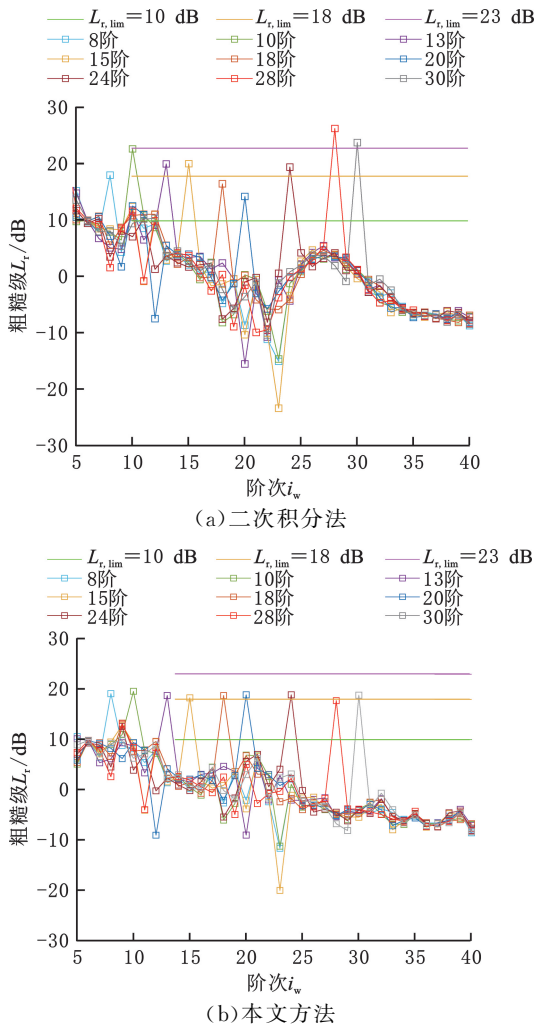


图 10 仿真车轮多边形磨耗诊断结果

Fig.10 Diagnostic results of simulation wheel polygonal wear

表 2 仿真车轮多边形磨耗粗糙级诊断数值

Tab.2 Quantitative results of simulation wheel polygonal wear roughness level dB

阶次	二次积分法		本文方法	
	估计值	误差	估计值	误差
8	18.3	0.3	19.1	1.1
10	22.9	4.9	19.6	1.6
13	20.3	2.3	18.7	0.7
15	20.3	2.3	18.3	0.3
18	16.7	-1.3	18.7	0.7
20	14.4	-3.6	18.9	0.9
24	19.7	1.7	18.9	0.9
28	26.6	8.6	17.7	-0.3
30	24.0	6.0	18.8	0.8
平均绝对误差	3.4		0.8	

4 实测数据验证

4.1 实验设置

本文在一项针对某型高速动车组开展的车轮多边形磨耗长期跟踪测试中所提方法进行了实测验证。测试区间选取自成贵线的宜宾-兴文段，

如图 11 所示。实验详细记录了车轮踏面粗糙度、轴箱振动加速度和转速信号。使用 BBM 踏面粗糙度测量设备(Muller BBM GMBH)测量沿车轮周向的粗糙度,空间采样间隔默认为 1 mm,分析精度为 0.1 μm。使用 B&K-4520 型振动加速度传感器采集轴箱振动信号,传感器使用高强度胶粘接在轴箱侧表面,采集铁路坐标垂向的振动数据,采样频率为 5000 Hz。通过光电开关采集被测轮对的转速脉冲信号,采样频率同样为 5000 Hz。所有车载信号都由 Somat eDAQ 数据采集仪同步收集,以便进行后续信号处理和分析。有关现场测试的更多信息可参见参考文献[29]。

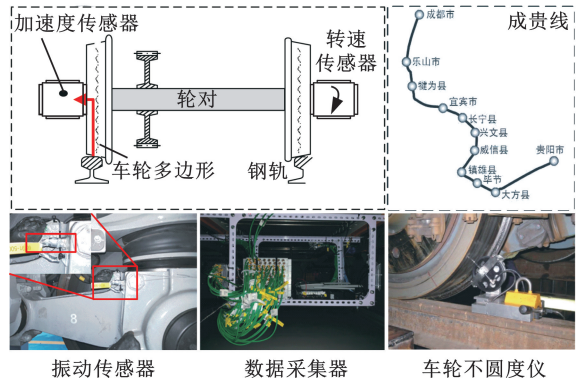


图 11 实验布置示意图[29]

Fig.11 Schematic of the experimental setup[29]

4.2 实车验证效果分析

本文选取具有典型多边形磨耗的车轮踏面作为研究对象,并验证了所提方法的有效性和优越性。选取某多阶次超限的多边形车轮进行分析验证,其主导的阶次为 21 阶。图 12 所示为实测的振动加速度和车速数据,分别截取车速为 100 km/h 和 250 km/h、长度为 1 s 的两小段数据进行频谱分析,这两速度下 21 阶多边形的激励频率分别对应 202 Hz 和 505 Hz,并且 250 km/h 下的时域信号幅值明显大于 100 km/h 下的时域信号幅值,符合 1.2 节描述的多边形引起的振动大小与转频的平方成正比的基本规律。

按照图 4 所示的诊断流程进行分析。首先进行基于梳状滤波的信号降噪预处理,如图 13 所示。以车速为 250 km/h 为例,经过梳状滤波处理的轨道成分得到了有效抑制。然后进行车轮粗糙级定量估计,图 14 和表 3 所示为直接测量和车载诊断所得车轮多边形粗糙级结果。考虑到实测振动响应应具有较高的随机动态性,同一速度级下选取 30 段以上的数据进行处理,然后用箱线图形式统计表达由振动方法估计得到的粗糙级结果。图 14 中蓝色箱型线显示了车轮多边形各阶粗糙度分布特征,红线表示数学期望值(即方法估计得

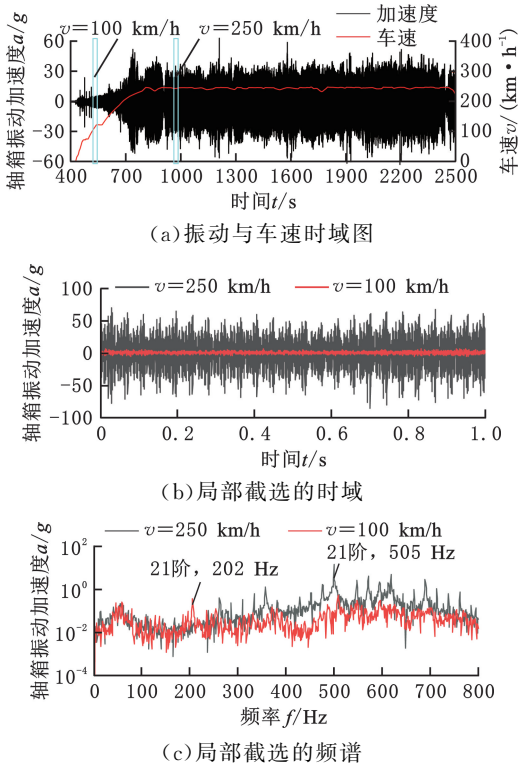


图 12 实测轴箱振动数据

Fig.12 Measured axle-box vibration data

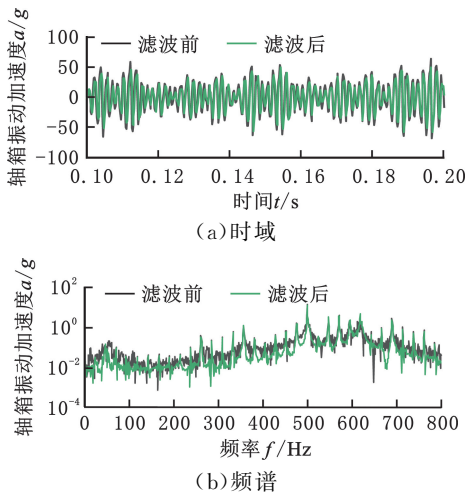


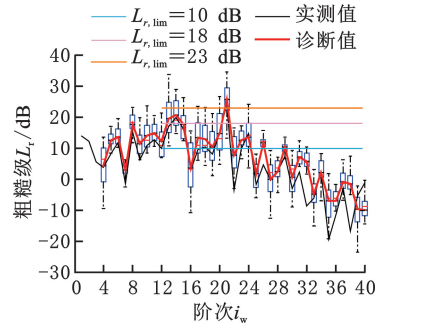
图 13 实测轴箱振动梳状滤波处理(车速为 250 km/h)

Fig.13 Comb filtering of measured axle-box acceleration

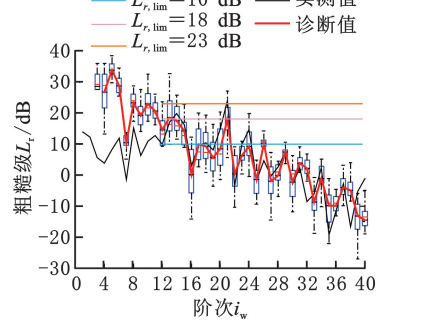
(vehicle speed is as 250 km/h)

到的粗糙度的平均值),黑线表示用直接法测量得到的粗糙度值。本文所用方法中按照式(2)对粗糙级的定义设定参考值为 $1 \mu\text{m}$ 。二次积分方法则通常需要根据经验选取一个合适的经验参考值,此处选取综合最优的参考值 $0.2 \mu\text{m}$ 。

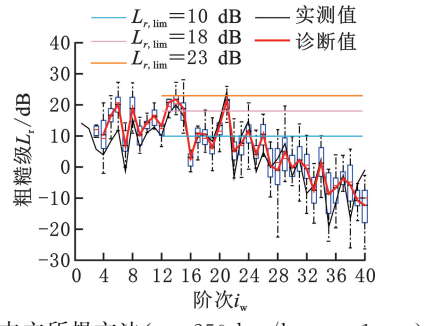
由图 14 和表 3 可得,本文所提方法诊断结果的主要特征与实测值比较接近,并且明显优于二次积分方法。本文所提方法在 100 km/h 和 250 km/h 两个不同速度下均得到了相对一致且准确的诊断结果,均诊断出主阶次 21 阶车轮多边形的缺陷,粗糙级诊断结果分别为 25.6 dB 和



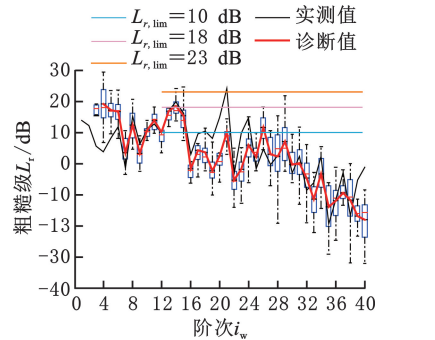
(a) 本文所提方法 ($v=100 \text{ km/h}, r_{\text{ref}}=1 \mu\text{m}$)



(b) 二次积分法 ($v=100 \text{ km/h}, r_{\text{ref}}=0.2 \mu\text{m}$)



(c) 本文所提方法 ($v=250 \text{ km/h}, r_{\text{ref}}=1 \mu\text{m}$)



(d) 二次积分法 ($v=250 \text{ km/h}, r_{\text{ref}}=0.2 \mu\text{m}$)

图 14 现场测试车轮多边形磨损诊断验证

Fig.14 Field test wheel polygonal wear diagnostic verification

21.4 dB ,相对于 24.2 dB 的实测值诊断误差不大于 3 dB 。而二次积分方法则表现出阶次和速度两方面的局限性,该方法在 250 km/h 时高阶多边形(21 阶附近)的粗糙级诊断结果明显偏小(21 阶, -14.2 dB);在 100 km/h 时对低阶次的诊断结果偏差明显更大,并且对 10 阶以下的阶次均出现了不同程度的高估现象。注意到其中在 24 阶以上、真实粗糙级较低($\leq 0 \text{ dB}$)的阶次,两种方法

表 3 实测车轮多边形磨耗粗糙级诊断数值

Tab.3 Quantitative results of field test wheel polygonal wear roughness level

车速/ (km·h ⁻¹)	方法	主阶次		粗糙级/dB		误差/ dB	平均绝对 误差/dB
		检测值	诊断值	检测值	诊断值		
100	本文方法	13	13	17.1	19.4	2.3	3.2
		14	14	19.9	20.6	0.7	
		15	15	16.2	17.6	1.4	
		21	21	24.2	25.6	1.4	
		24	24	14.7	13.5	-1.2	
		29	29	7.4	9.0	1.6	
		30	30	-3.0	0.1	3.1	
	34	34	2.4	1.9	-0.5		
	二次积分方法	13	13	17.1	18.5	1.4	6.0
		14	14	19.9	17.5	-2.4	
		15	15	16.2	14.3	-1.9	
		21	21	24.2	18.0	-6.2	
		24	24	14.7	9.3	-5.4	
		29	29	7.4	7.3	-0.1	
30		30	-3.0	-2.5	0.5		
34	34	2.4	-2.9	-5.3			
250	本文方法	13	13	17.1	20.6	3.5	3.5
		14	14	19.9	21.6	1.7	
		15	15	16.2	18.6	2.4	
		21	21	24.2	21.4	-2.8	
		24	24	14.7	11.3	-3.4	
		29	29	7.5	4.8	-2.7	
		30	30	-2.9	-0.3	2.6	
	34	34	2.3	1.3	-1.1		
	二次积分方法	13	13	17.1	16.8	-0.3	5.0
		14	14	19.9	18.6	-1.3	
		15	15	16.2	15.3	-0.9	
		21	21	24.2	10.0	-14.2	
		24	24	14.7	5.9	-8.8	
		29	29	7.5	7.1	-0.4	
30		30	-2.9	-0.3	2.6		
34	34	2.3	-3.1	-5.4			

的误差有轻微增大,这是由于当真实车轮粗糙级较小(≤ 0 dB,相当于粗糙度不足 $1 \mu\text{m}$)时信噪比较低,诊断结果易受到背景噪声干扰。但由于车轮多边形的定量评价主要关注的是阶谱中粗糙级较大(至少 10 dB 以上,主要关注 18 dB 以上)的突出阶次,这种误差对车轮多边形的最终诊断结果影响有限。

通过分析可知,由于二次积分方法并未考虑系统模态振动的影响,导致该方法在不同速度、不同阶次下的诊断结果有较大局限性。二次积分方法对高速 250 km/h 时高阶次范围(18~24 阶)的失准是由于轮轴系统的高频段(400~700 Hz)存在明显的共振带,导致振动传递相较二次积分方法考虑的惯性运动明显更大,因此结果明显偏小。而 100 km/h 时,这些阶次则对应系统的中频段(200~400 Hz),由于中频段系统振动传递率相

差不大,所以二次积分方法此时也得到了相对准确的诊断结果。至于低频段始终存在的较大失真,则是由于轮轴系统的低频段(200 Hz 以下)振动传递存在较大差异,尤其是受到 P2 力共振的影响。而本文所提方法由于充分考虑了系统模态共振的影响并加以修正,对全频段的粗糙级与振动级之间的量化对应关系考虑得比较准确,因此不论高阶次、低阶次,高速还是低速下,诊断值和实测值的变化趋势均非常相似,对粗糙级的诊断误差也相对较小,诊断效果更具综合优势和工程意义。

5 结语

本文提出了一种基于频率响应函数的车轮多边形在线定量诊断方法。该方法包括以下两点贡献:一是在数据预处理环节使用梳状滤波器滤除钢轨粗糙度的影响,可减少来自钢轨的干扰因素造成的误差甚至误判;二是引入轮轨系统频率响应函数进行车轮多边形粗糙级的定量估计,从而考虑了结构固有模态的影响,提高了诊断结果在全阶次、全速度范围内的准确性。先后在动力学仿真和实测条件下对本文所提方法进行了对比验证。研究表明,本文方法在面对全阶次、全速度范围内的准确性远高于传统二次积分方法的准确性,对车轮多边形粗糙级的诊断平均误差不大于 3.5 dB,而相同条件下二次积分方法的平均诊断误差为 6 dB、最高误差可达 14.2 dB。综合而言,本文所提方法不仅能够准确地识别多边形阶次,还能定量估计车轮多边形粗糙级,具有较强的实用性和工程价值。

参考文献:

[1] ZHAI W, JIN X, WEN Z, et al. Wear Problems of High-speed Wheel/Rail Systems: Observations, Causes, and Countermeasures in China[J]. Applied Mechanics Reviews, 2020, 72(6):060801.

[2] ZHANG J, HAN G, XIAO X, et al. Influence of Wheel Polygonal Wear on Interior Noise of High-speed Trains[J]. China's High-Speed Rail Technology, 2014, 15(12):1002-1018.

[3] 刘佳, 韩健, 肖新标, 等. 高速车轮非圆化磨耗对轴箱端盖异常振动影响初探[J]. 机械工程学报, 2017, 53(20):98-105.

LIU Jia, HAN Jian, XIAO Xinbiao, et al. Influence of Wheel Non-circular Wear on Axle Box Cover Abnormal Vibration in High-speed Train[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(20):98-

- 105.
- [4] 彭来先, 韩健, 初东博, 等. 高速动车组垂向止挡异常振动特性及成因分析[J]. 机械工程学报, 2019, 55(12):121-127.
PENG Laixian, HAN Jian, CHU Dongbo, et al. Analysis of Abnormal Vibration Characteristics and Causes of Vertical Block in High-speed EMU[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(12):121-127.
- [5] XIAO J, HU H, YAN Z, et al. The Influence of Wheel/Rail Vibration on the Damage of Rail Fastening System of High Speed Railway in China[C]// Proceedings of 11th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel System (CM2018). Delft, 2018:1122-1127.
- [6] 靳智超, 梁红琴, 卢纯, 等. 考虑车轮多边形的动车组车轴疲劳寿命预测[J]. 中国机械工程, 2024, 35(7):1299-1307.
JIN Zhichao, LIANG Hongqin, LU Chun, et al. Fatigue Life Prediction of Multiple Unit Axle Considering Wheel Polygon[J]. China Mechanical Engineering, 2024, 35(7):1299-1307.
- [7] 金学松, 吴越, 梁树林, 等. 高速列车车轮多边形磨耗、机理、影响和对策分析[J]. 机械工程学报, 2020, 56(16):118-136.
JIN Xuesong, WU Yue, LIANG Shulin, et al. Characteristics, Mechanism, Influences and Countermeasures of Polygonal Wear of High-speed Train Wheels [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(16):118-136.
- [8] PAU M. Ultrasonic Waves for Effective Assessment of Wheel-rail Contact Anomalies[J]. Journal of Rail and Rapid Transit, 2005, 219(2):79-90.
- [9] XU W, CHI M, CAI W, et al. An Anti-disturbance Method for On-board Detection of Early Wheel Polygonal Wear by Weighted Angle-synchronous Moving Average[J]. Measurement, 2023, 216:112999.
- [10] CHEN S, NI Y. Effect of Wheel Polygonalization on the Degree of Non-linearity of Dynamic Response of High-speed Vehicle System[J]. Measurement and Control, 2021, 54(9):1286-1300.
- [11] SONG Y, LEI L, DU Y, et al. Railway Polygonized Wheel Detection Based on Numerical Time-frequency Analysis of Axle-box Acceleration [J]. Applied Sciences, 2020, 10(5):1613.
- [12] HUANG H, WANG H, ZHANG W, et al. A Fault Diagnosis Method for Out-of-round Faults of Metro Vehicle Wheels with Strong Noise [J]. Shock and Vibration, 2021, 2021:1-12.
- [13] CHEN S, WANG K, ZHOU Z, et al. Quantitative Detection of Locomotive Wheel Polygonization under Non-stationary Conditions by Adaptive Chirp Mode Decomposition[J]. Railway Engineering Science, 2022, 30(2):129-147.
- [14] 李奕璠, 刘建新, 李忠继. 基于 Hilbert-Huang 变换的列车车轮失圆故障诊断[J]. 振动·测试与诊断, 2016, 36(4):734-739.
LI Yifan, LIU Jianxin, LI Zhongji. The Fault Diagnosis Method of Railway Out-of-round Wheels Using Hilbert-Huang Transform [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(4):734-739.
- [15] WANG Q, XIAO Z, ZHOU J, et al. A New DFT-based Dynamic Detection Framework for Polygonal Wear State of Railway Wheel[J]. Vehicle System Dynamics, 2023, 61(8):2051-2073.
- [16] WANG Q, XIAO Z, ZHOU J, et al. A Dynamic Detection Method for Polygonal Wear of Railway Wheel Based on Parametric Power Spectral Estimation[J]. Vehicle System Dynamics, 2023, 61(9):2352-2374.
- [17] 魏来, 曾京, 高浩, 等. 基于轴箱高频振动特性的高速列车车轮不圆辨识方法研究[J]. 西南交通大学学报, 2022, 57(1):1-9.
WEI Lai, ZENG Jing, GAO Hao, et al. Study of Wheel Out-of-roundness Identification Approach for High-speed Trains Based on Axlebox High-frequency Vibration Characteristic [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2022, 57(1):1-9.
- [18] XIE Q, TAO G, LO S M, et al. High-speed Railway Wheel Polygon Detection Framework Using Improved Frequency Domain Integration[J]. Vehicle System Dynamics, 2023, 62(6):1424-1445.
- [19] 陶功权, 温泽峰, 金学松. 铁道车辆车轮非圆化磨耗形成机理及控制措施研究进展[J]. 机械工程学报, 2021, 57(6):106-120.
TAO Gongquan, WEN Zefeng, JIN Xuesong. Advances in Formation Mechanism and Mitigation Measures of Out-of-round Railway Vehicle Wheels [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(6):106-120.
- [20] JIN X S, LI W, WEN Z F, et al. An Investigation into Rail Corrugation, Its Mechanisms and Effects on the Dynamic Behavior of Metro Trains and Tracks in China[J]. International Journal of Railway Technology, 2016, 5(3):1-29.
- [21] PIERINGER A, KROPP W. Model-based Estimation of Rail Roughness from Axle Box Acceleration [J]. Applied Acoustics, 2022, 193:108760.
- [22] TUFANO A R, CHIELLO O, PALLAS M A, et al. Calibration of Transfer Functions on a Standstill Vehicle for On-board Indirect Measurements

- of Rail Acoustic Roughness[C]//Forum Acousticum. Lyon, 2020:2485-2491.
- [23] CARRIGAN T D, TALBOT J P. Extracting Information from Axle-box Acceleration; on the Derivation of Rail Roughness Spectra in the Presence of Wheel Roughness[C]//DEGRANDE G, LOMBAERT G, ANDERSON D, et al. Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation Systems. Cham: Springer International Publishing, 2021:286-294.
- [24] ZHAI W. Vehicle-track Coupled Dynamics: Theory and Applications[M]. Beijing: Science Press, 2020.
- [25] CAI W, CHI M, WU X, et al. A Framework of High-order Wheel Polygonal Wear Mitigation for China's High-speed Trains [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2023, 199:110487.
- [26] THOMPSON D. Railway Noise and Vibration: Mechanisms, Modelling and Means of Control [M]. Oxford: Elsevier, 2008.
- [27] WU X W, RAKHEJA S, AHMED A K W, et al. Influence of a Flexible Wheelset on the Dynamic Responses of a High-speed Railway Car due to a Wheel Flat[J]. Journal of Rail and Rapid Transit, 2018, 232(4):1033-1048.
- [28] TAO G, WEN Z, JIN X, et al. Polygonisation of Railway Wheels; a Critical Review[J]. Railway Engineering Science, 2020, 28(4):317-345.
- [29] CAI W, CHI M, WU X, et al. A long-term Tracking Test of High-speed Train with Wheel Polygonal Wear [J]. Vehicle System Dynamics, 2020, 58(8):1156-1179.
- (编辑 胡佳慧)
-
- 作者简介:** 许文天,男,1994年生,博士研究生。研究方向为运载系统状态监测与故障诊断。蔡兵斌*(通信作者),男,1991年生,助理教授。研究方向为车辆系统动力学与铁道车辆智能运维。E-mail:wubin0410@hotmail.com。
- 本文引用格式:**
许文天,梁树林,池茂儒,等.基于频响函数的车轮多边形磨耗车载定量诊断方法[J].中国机械工程,2025,36(5):942-953.
XU Wentian, LIANG Shulin, CHI Maoru, et al. Wheel Polygonal Wear On-board Quantitative Diagnostic Method Based on Frequency Response Function[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(5):942-953.
-
- (上接第 941 页)
- HUANG Weifeng, PAN Xiaobo, WANG Zixi, et al. Thermal-fluid-solid Coupled Analyses of Upstream Mechanical(Seals in Pumps)[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology) 2020, 60(7):603-610.
- [26] BRUNETIÈRE N, TOURNERIE B, FRÈNE J. Influence of Fluid Flow Regime on Performances of Non-contacting Liquid Face Seals [J]. Journal of Tribology: Transactions of the ASME, 2002, 124(3):515-523.
- [27] 陈懋章. 粘性流体动力学基础[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002.
CHEN Maozhang. Fundamentals of Viscous Fluid Dynamics [M]. Beijing: Higher Education Press, 2002.
- [28] LEE W H. A Pressure Iteration Scheme for Two-phase Flow Modeling [J]. Multiphase Transport Fundamentals, Reactor Safety, Applications, 1980, 1:407-431.
- [29] WALLIS G B. One-dimensional Two-phase Flow [M]. New York: Courier Dover Publications, 2020.
- [30] BASU P. Analysis of a Radial Groove Gas Face Seal[J]. Tribology Transactions, 1992, 35(1):11-20.
- [31] NICOLESCU B N, PETRESCU T C. Homogenization of the Reynolds Equation in the Radial Face Seals Case[J]. Asymptotic Analysis, 2013, 81(1):35-52.
- (编辑 胡佳慧)
-
- 作者简介:** 饶远,男,1999年生,硕士研究生。研究方向为机械密封技术。E-mail:870556457@qq.com。孙见君*(通信作者),男,1965年生,教授、博士研究生导师。研究方向为摩擦学、流体密封理论与技术。E-mail:sunjianjun@njfu.edu.cn。
- 本文引用格式:**
饶远,孙见君,闻兰.扩压式自泵送机械密封端面的液膜汽化及其结构优化研究[J].中国机械工程,2025,36(5):933-941.
RAO Yuan, SUN Jianjun, WEN Lan. Research on Liquid Film Vaporization and Structural Optimization of End Faces for Diffuser Self-pumping Mechanical Seals[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(5):933-941.