轮对两侧圆周相异轮廓对轮轨动态响应的影响

李国芳[1]，王红兵[1]，吴少培[1]，王相平[1]，胡元杰[2]，丁旺才[1]

（1.兰州交通大学机电工程学院，甘肃 兰州 730070；
2.中国铁路兰州局集团有限公司嘉峪关车辆段，甘肃 嘉峪关 735100）

摘要：既有车轮多边形问题研究中，通常将同一轮对两侧车轮圆周视为相同轮廓，然而现场实测发现，同一轮对两侧车轮圆周在整个镟修周期内常处于相异状态。结合实测数据对轮对两侧车轮圆周状态进行归类划分；建立车辆-轨道耦合系统动力学模型，分析轮对两侧车轮圆周状态对轮轨动态响应的影响。结果表明，依据实测数据和离散傅里叶变换结果，理论上将轮对两侧车轮圆周状态分为同阶同幅、同阶异幅、异阶同幅、异阶异幅和单侧非圆；轮对两侧车轮之间的相互作用对轮轨接触特性影响微弱，对轮轨蠕滑特性影响较为明显，对轮轨磨耗的影响显著；同阶状态导致车轮圆周磨耗以整倍阶次发展，异阶状态导致车轮圆周磨耗出现多个显著阶次，包括自身阶次、另一侧车轮阶次、两侧车轮阶次之和以及高阶次的整倍数阶次。结果可为高速列车车轮多边形形成机理的探究提供参考。

关键词：高速车辆；车轮多边形；轮轨接触；磨耗功

中图分类号：U270.1^{+}1　　**文献标志码：**A　　**文章编号：**1004-4523(2022)04-0876-11

DOI:10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2022.04.011

引　言

车轮多边形是典型的车轮圆周方向的不均匀磨损现象，它所引起的冲击载荷频率是关于运行速度的函数，且随着多边形阶次的升高而增大[1]。车轮多边形磨耗不仅会使轮轨动态作用力显著增大，导致车辆和轨道产生强烈的振动和噪声，甚至会导致车辆关键零部件的疲劳断裂，严重威胁轨道车辆的服役安全[2]。

近年来国内外学者针对车轮多边形形成机理及其引起的轮轨动力学问题进行了大量研究。Morys[3]建立了ICE-1型高速列车动力学模型，并在此基础上开发了一个车轮长期迭代磨损模型。通过计算分析提出初始车轮多边形会激起轮对的弯曲共振模态，从而诱发车轮多边形磨耗。Johansson等[4]为了研究车轮多边形化问题，开发了一种预测车轮踏面和非圆化磨损的数学模型。将实测车轮滚动圆输入模型进行磨耗预测，计算分析了1～20阶车轮多边形的形成和演变过程，并提出“固定波长”机理解释车轮多边形的演变规律。Jin等[5]通过试验测试和仿真分析对地铁车轮的多边形磨损机理进行了详细研究，结果表明车轮多边形磨损的初始阶段主要归因于车轮本身的不规则，车轮9阶多边形磨损的根本原因是轮对的一阶弯曲共振。Tao等[6]对两类列车关键部件的振动特性和车轮圆周进行长期的跟踪测试，并进行数值分析。结果表明，地铁车辆5～8阶车轮多边形主要是P2共振导致的；轮对的一阶弯曲共振是形成波长为200 mm车轮多边形的根本原因。Fu等[7]建立了一个长期迭代磨损模型，分析了积分步长、车轮轮廓更新策略和曲线拟合方法对仿真结果精度的影响，基于此解释了车轮多边形演变机理。Ye等[8]为了研究车轮扁疤对车轮多边形化的影响，提出了一种结合FaStrip和USFD磨损函数的参数化自动磨损计算模型，计算结果表明车轮扁疤会导致或加剧车轮多边形化，且运行速度和扁疤长度对多边形磨损影响很大，进一步通过现场试验证明了该结论。丁军君等[9]结合车辆-轨道动力学模型和基于磨耗功的车轮磨耗模型进行车轮多边形磨耗预测，结果表明车轮多边形阶次会逐渐向整倍数阶演变。Cai等[10]基于非线性赫兹接触理论建立了车辆-轨道耦合动力学模型，仿真计算了车轮多边形等缺陷对轨道系统动态响应的影响。Liu等[11]建立了垂向车辆-轨道耦合动力学模型，以德国ICE实测车轮多边形为激励计算分析其引起的轮轨相互作用，并提出将轮对径向偏差的导数作为分析动态轮轨接触力的有效指标。Wang等[12]建立了考虑轮对柔性的车辆-轨道耦合动力学模型，分析了车轮理想

收稿日期：2020-11-30；**修订日期：**2021-02-25

基金项目：国家自然科学基金资助项目(12162020，11962013，11732014)；甘肃省高等学校创新基金资助项目(2021A-041)；甘肃省青年科技基金计划(21JR7RA238)；甘肃省教育厅高校大学生就业能力提升工程项目(2021)。

多边形和实测多边形磨损对轮轴动态应力的影响。Chen 等[13]建立了垂向车辆-轨道-路基动力耦合模型，并提出通过格林函数模拟车辆-轨道-路基的动态相互作用的分析方法，使用该模型分析了车轮多边形磨损及其主要参数对车辆-轨道-路基系统的影响。吴越等[14]建立了转向架系统高频振动有限元模型，分析了车轮多边形参数对轴箱、构架振动响应的影响。Cai 等[15]根据现场实测车轮多边形数据和车轮多边形预测模型，预测并分析了高速列车典型的20阶车轮多边形磨损形成过程，研究结果表明三阶钢轨局部弯曲模态对轮轨法向力的周期性波动有很大贡献。Tao 等[16]综述了近年来车轮多边形问题的研究成果，对车轮多边形形成机理进行了分类和总结，给出了车轮多边形演化的数值模拟方法及缓解车轮多边形问题的对策。

文献[8-9，13-14]表明，既有车轮多边形问题的研究工作中通常将同一轮对两侧车轮圆周视为相同轮廓，较少涉及有关讨论轮对两侧车轮圆周不同轮廓的研究，然而根据实测数据，同一轮对两侧车轮圆周在镟修周期内常处于相异状态。有鉴于此，本文结合实测数据将同一轮对两侧车轮圆周状态进行归类划分，建立考虑轮对和构架柔性的车辆-轨道耦合系统动力学模型，探究不同轮对两侧圆周状态引起的轮轨动态特性响应规律。

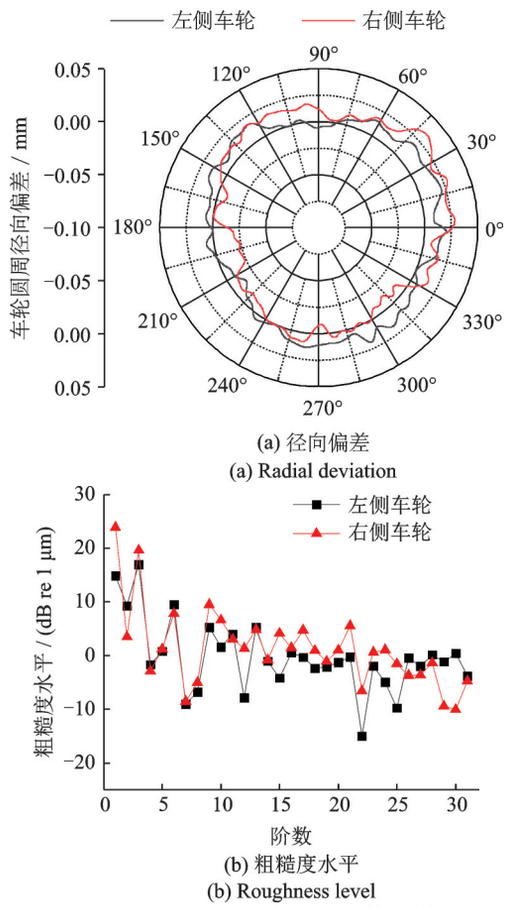
1　实测车轮圆周数据分析

为了揭示车轮圆周磨耗的分布和演变规律，选取国内某线路上运行的8编组高速动车组某轮对在一个镟修周期内的车轮圆周[18]。图1～3为该高速动车组同一轮对运行 3.5×10^4，1.46×10^5 和 2.35×10^5 km后测得的两侧车轮的径向偏差幅值及各阶谐波对应的粗糙度水平。

由图1～3可知，车轮圆周在运行初期便存在车轮不圆，呈现为低阶车轮多边形，粗糙度较低；随着运行里程的增加，车轮圆周轮径偏差逐渐增大，粗糙度显著增大。当运行里程达到 2.35×10^5 km时，车轮圆周形成以个别阶次为主导的多边形。值得注意的是，尽管在运行初期同一轮对两侧车轮圆周主导阶次基本一致，但当运行至 1.46×10^5 km时，两侧车轮主导阶次和幅值差异明显，当运行里程达到 2.35×10^5 km时，两侧车轮均形成了以高阶车轮多边形为主导的车轮圆周，且存在阶次和幅值相近的高阶车轮多边形。

对测得的轮径偏差进行离散傅里叶变换，得到车轮多边形阶次对应的幅值，如图4～6所示。

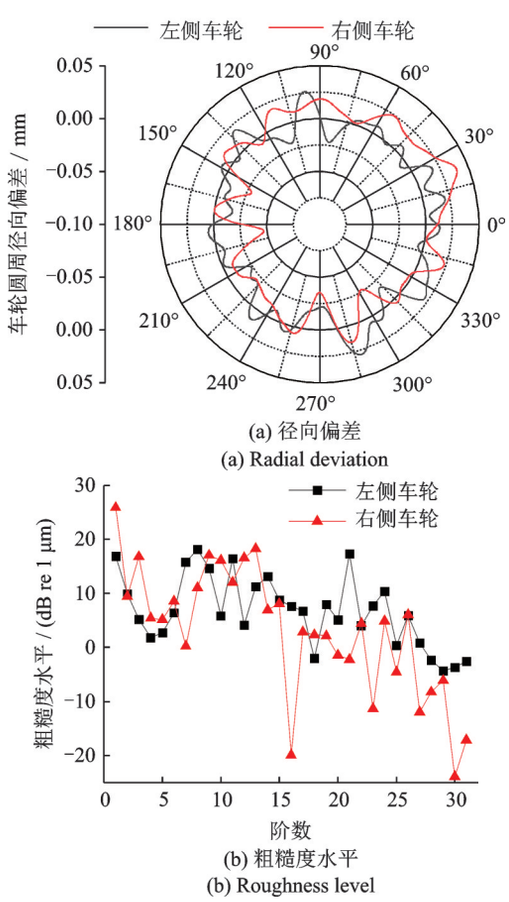
由图4可知，在磨耗初期，轮对两侧车轮圆周



(a) 径向偏差
(a) Radial deviation
(b) 粗糙度水平
(b) Roughness level

图1　3.5×10^4 km的实测车轮圆周

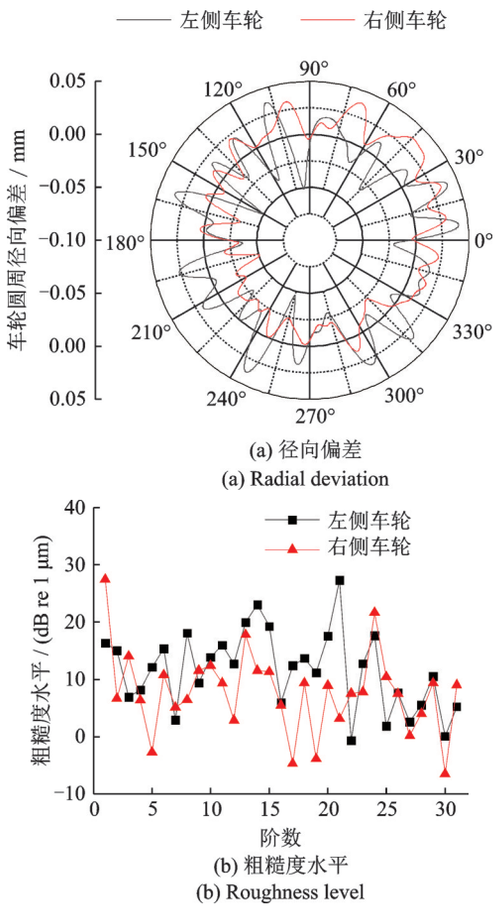
Fig. 1　The measured wheel circumference of 3.5×10^4 km



(a) 径向偏差
(a) Radial deviation
(b) 粗糙度水平
(b) Roughness level

图2　1.46×10^5 km的实测车轮圆周

Fig. 2　The measured wheel circumference of 1.46×10^5 km



(a) 径向偏差
(a) Radial deviation

(b) 粗糙度水平
(b) Roughness level

图 3 2.35×10⁵ km 的实测车轮圆周

Fig. 3 The measured wheel circumference of 2.35×10⁵ km

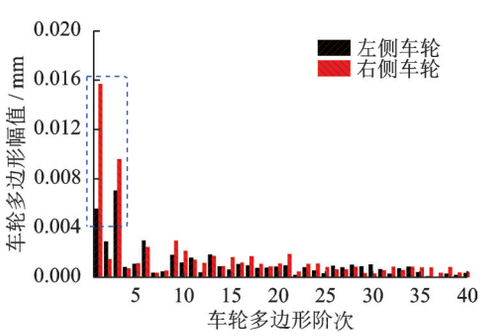


图 4 3.5×10⁴ km 的车轮多边形阶次分布

Fig. 4 Polygonal order distribution of 3.5×10⁴ km wheels

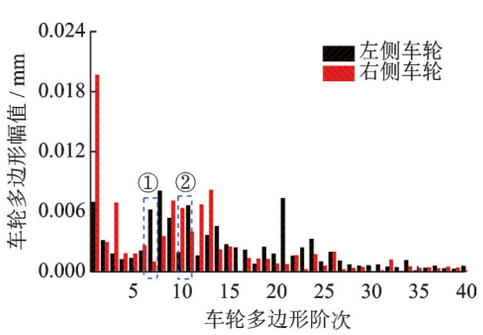


图 5 1.46×10⁵ km 的车轮多边形阶次分布

Fig. 5 Polygonal order distribution of 1.46×10⁵ km wheels

主要表现为 1～3 阶多边形，对比左右车轮阶次和幅值可以看出，尽管两侧的 1 阶和 3 阶车轮多边形均较为显著，但同一阶次的幅值存在显著差异，且

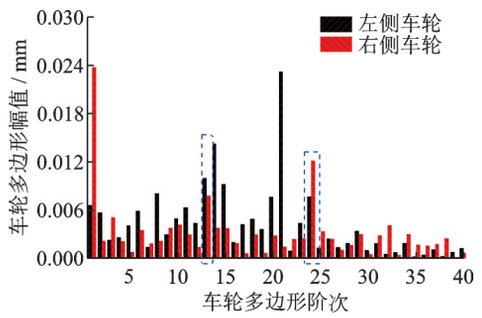


图 6 2.35×10⁵ km 的车轮多边形阶次分布

Fig. 6 Polygonal order distribution of 2.35×10⁵ km wheels

左侧车轮以 3 阶为主导，而右侧车轮以 1 阶为主导。

由图 5 可知，运行至 1.46×10⁵ km 时，轮对两侧车轮圆周主要表现为 7～14 阶多边形，对比左右车轮阶数和幅值关系可知：①左右车轮的 7 阶车轮多边形幅值相差较大；②左侧车轮 11 阶多边形幅值与右侧车轮 10 阶多边形幅值基本相等。

由图 6 可知，当运行里程达 2.35×10⁵ km 时，左右两侧分别形成了以 21 阶(左)和 24 阶(右)为主导的高阶车轮多边形。需要注意的是，尽管两侧车轮的主导阶次不同，但都形成了较为明显的 13 阶和 24 阶车轮多边形。

综上可知，在整个磨耗周期内，同一轮对两侧车轮圆周各阶次对应的幅值始终存在显著差异，且左右车轮阶数和幅值关系较为复杂。为了便于分析，根据阶次和幅值的对比关系对同一轮对两侧车轮圆周进行分类，可分为同阶同幅、同阶异幅、异阶同幅、单侧非圆和异阶异幅五种状态。以下三点需要说明：①单侧非圆状态为轮对两侧车轮的一侧为多边形圆周，另一侧为理想圆周，本质上属于异阶异幅状态，但由于其表现形式特殊，故单独作为一种状态讨论；②同阶同幅状态下还可能存在相位差，这种相位差对于磨耗的影响也不容忽视[17]，但由于本文旨在凸显轮对两侧圆周相异状态与无相位差的同阶同幅状态之间的差异，因此对于相位差的相关分析本文暂未考虑；③本文后续计算中，只考虑了 1 位轮对左右车轮的多边形磨耗，整车模型其余车轮均为理想圆。值得一提的是，文献[18]指出后轮对的车轮多边形引起的振动可通过转向架或轨道传递给前轮对。因此，在后续研究中，可结合车轮多边形相位差以及前后轮对车轮多边形相互作用问题做进一步探究。

为叙述方便，下文无特殊说明时，圆周状态即轮对两侧车轮圆周状态。以 3 阶和 4 阶车轮多边形为例，各状态的阶数和幅值如表 1 所示，示意图如图 7

所示。

表 1　轮对两侧车轮圆周状态

Tab. 1　Circumferential state of wheels on both sides of the wheelset

轮对两侧车轮圆周状态	左侧车轮		右侧车轮	
	阶次	幅值/mm	阶次	幅值/mm
1-同阶同幅	3	0.02	3	0.02
2-同阶异幅	3	0.02	3	0.04
3-异阶同幅	3	0.02	4	0.02
4-单侧非圆	3	0.02	0	0
5-异阶异幅	3	0.02	4	0.04

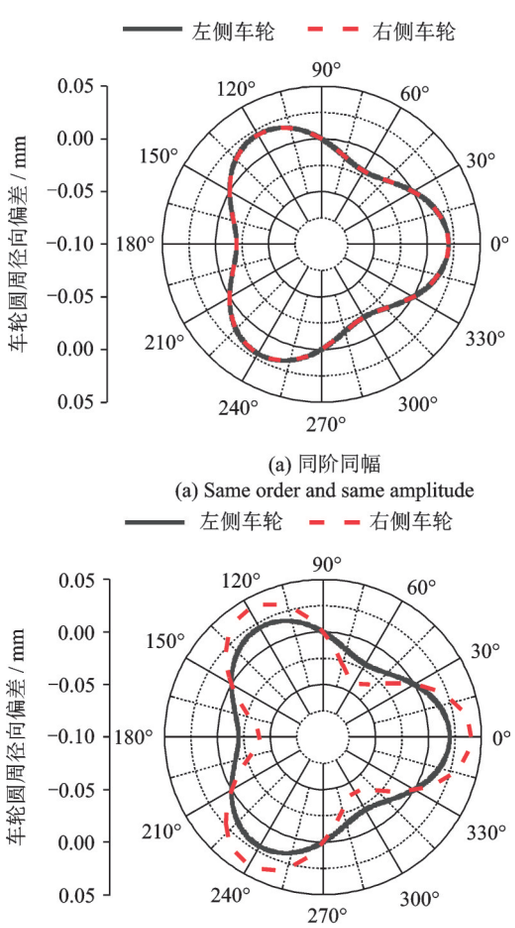
2　车辆-轨道耦合系统动力学模型

2.1　多体动力学模型

以 CRH_3-350 型动车组拖车为研究对象，应用 UM 建立车辆-轨道耦合系统动力学模型。多刚体车辆模型包括轮对、轴箱、构架、车体以及一系、二系悬挂。轴箱只考虑绕车轴的旋转，其余刚体均考虑 6 个方向的自由度，共计 50 个自由度。

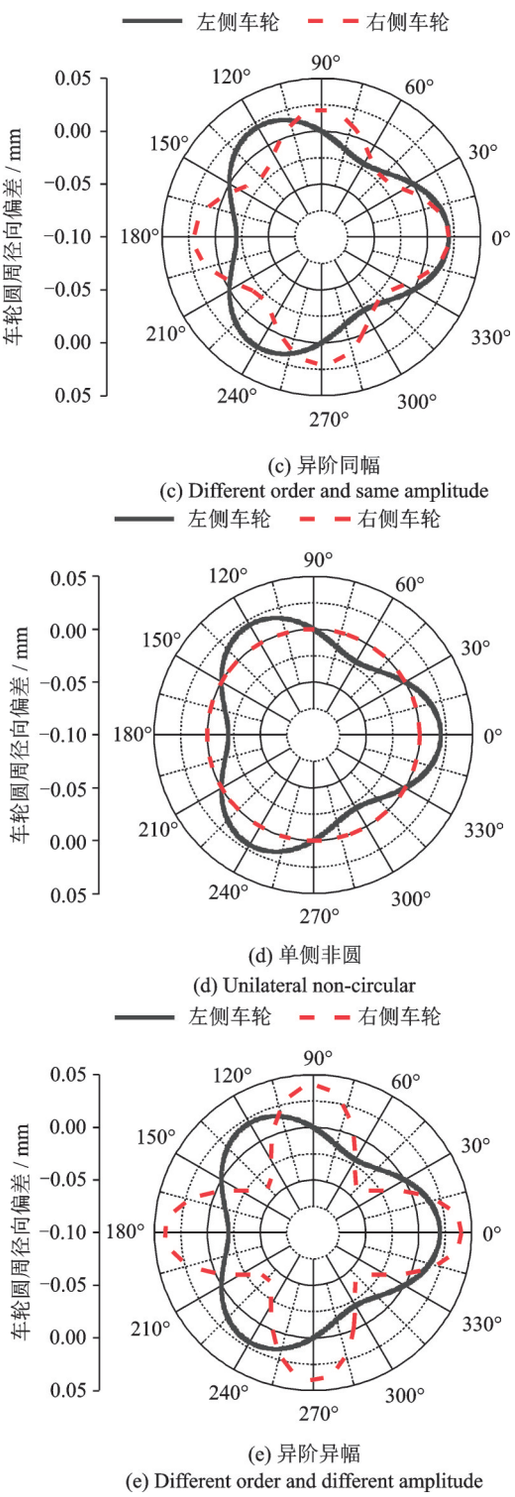
为了准确体现车轮多边形引起的高频振动响应，在多刚体模型的基础上，考虑轮对和构架的柔性变形。首先建立轮对和构架的有限元模型，选择界面节点，采用 Block Lanczos 法得到模态信息，然后利用 Craig-Bampton 法进行模态缩减，得到适用的柔性体模型，具体建模流程如图 8 所示，其部分模态信息如表 2 所示。

本文轨道建模具体实现参见文献[19]，即以连



(a) 同阶同幅
(a) Same order and same amplitude

(b) 同阶异幅
(b) Same order and different amplitude



(c) 异阶同幅
(c) Different order and same amplitude

(d) 单侧非圆
(d) Unilateral non-circular

(e) 异阶异幅
(e) Different order and different amplitude

图 7　轮对两侧车轮圆周状态示意图

Fig. 7　Schematic diagram of the circumferential state of wheels on both sides of the wheelset

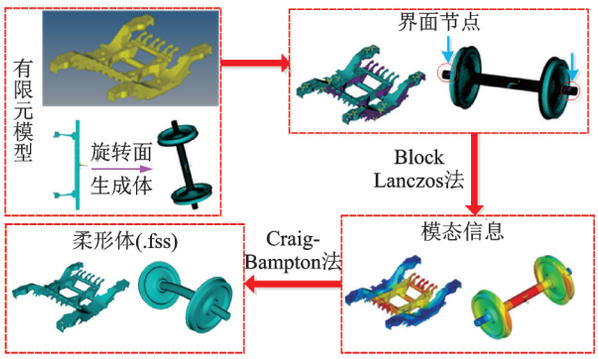


图 8 构架和轮对的柔性体建模流程

Fig. 8 Flexible body modeling process of frame and wheelset

表 2 轮对和构架的部分模态频率和振型

Tab. 2 Partial modal frequencies and modes of wheelsets and frames

轮对		构架	
模态频率/Hz	振型	模态频率/Hz	振型
64.47	一阶扭转	27.62	一阶扭转
77.40	一阶弯曲	35.19	一阶横向弯曲
127.73	车轮同向弯曲	46.51	一阶横向弯曲
213.57	反向伞形	53.21	侧梁反向横弯
255.66	车轮反向弯曲	53.47	侧梁同向横弯
320.85	同向伞形	89.43	侧梁反向垂弯

续弹性离散点支撑梁模型模拟轨道子系统，其中钢轨以 Timoshenko 梁模拟，考虑其剪切及旋转惯量效应，扣件以空间弹簧-阻尼单元模拟，轨道板及以下结构简化为总体刚度和阻尼。车辆-轨道耦合系统动力学模型如图 9 所示。

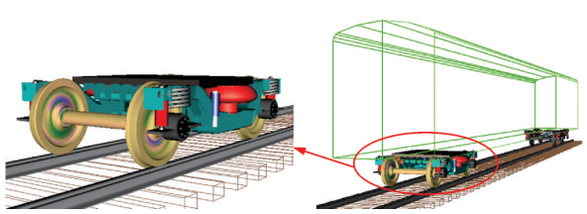


图 9 车辆-轨道耦合系统动力学模型

Fig. 9 Dynamic model of vehicle-track coupling system

为了验证模型的正确性，对武广线的实测车辆振动数据[20]和仿真数据进行对比，仿真计算运行速度为 300 km/h，轨道激励采用中国高速无砟轨道谱。构架和车体的振动加速度最大值如表 3 所示。

表 3 车辆运行性能仿真与试验对比

Tab. 3 Comparison between simulation and test of vehicle performance

	加速度/(m·s^{-2})		
	构架横向	车体横向	车体垂向
仿真	3.821	0.578	0.314
实验	4.065	0.605	0.321

由表 3 可知，仿真计算结果与试验测试结果差异均在 5% 以下，可用于后续计算。造成该误差的原因可能有以下几个方面：(1)仿真计算时并未考虑车轮擦伤等缺陷；(2)个别非线性力元的建模与实际存在差异；(3)本文所采用的轨道谱与实测数据对应的轨道不平顺存在差异。

2.2 轮轨滚动接触算法

本文在进行车辆-轨道耦合动力学的计算时不仅考虑了轮轨柔性，而且考虑了车轮多边形圆周使得车轮踏面出现凹陷，这将导致轮轨接触斑呈现为明显的非椭圆状。对于非椭圆问题，确定柔度系数是轮轨滚动简化接触理论的难点之一[21]。Piotrowiski 等[22]提出了一种适用于非椭圆接触问题的柔度系数计算方法，即将非椭圆接触区域划分为多个矩形区域，根据等效椭圆方法求解每个矩形区域内的柔度系数，且由于滑移边界仍由公式确定，计算效率和 FASTSIM 算法相当。因此本文采用 Kik-Piotrowiski 算法进行轮轨接触计算。

首先假设通过车轮和轨道的表面穿透深度 δ_r，然后通过缩减因子对刚性渗透量进行缩减，得到虚拟渗透量 δ，一般 $\delta=0.55\delta_r$，进一步获得与实际接近的虚拟渗透区域，如图 10 所示。

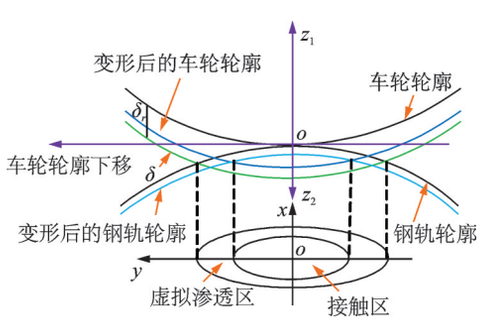


图 10 虚拟渗透区域和接触区域

Fig. 10 Virtual infiltration area and contact area

虚拟渗透区域为：

$$g(y)=\begin{cases}\delta_0-f(y), f(y)\leqslant\delta_0\\ 0, \quad f(y)>\delta_0\end{cases} \tag{1}$$

式中 $f(y)$为$x=0$时轮轨型面间隙函数。

其次，确定接触面积的渗透区域的前/后边缘的 x 坐标为：

$$x_l(y)=-x_t(y)\approx\sqrt{2Rg(y)} \tag{2}$$

式中 $x_l(y)$, $x_t(y)$分别为渗透区域的前/后边缘坐标；R 为车轮半径。

车轮是一个旋转体，根据赫兹接触性质，假设法向力的分布在滚动方向上是半椭圆的，则具有以下形式：

$$p(x,y)=\frac{p_0}{x_l(0)}\sqrt{x_l^2(y)-x^2} \tag{3}$$

假设最大压力p_0是已知的，通过对接触压力积分来计算法向载荷：

$$N=\frac{p_0}{x_l(0)}\int_{y_r}^{y_l}\int_{-x_l(y)}^{x_l(y)}\sqrt{x_l^2(y)-x^2}\,\mathrm{d}x\mathrm{d}y \tag{4}$$

式中　y_l，y_r为接触斑在y方向的前/后边界坐标。

为了估计最大压力并确保该方法的完全可靠性，仅在接触区域的几何接触点(0,0)处满足接触条件。

利用Boussinesq函数来描述点(0,0)处的法向变形位移

$$w(0,0)=w_0=\frac{1-\sigma^2}{\pi E}\frac{p_0}{x_l(0)}\int_{y_r}^{y_l}\int_{-x_l}^{x_l}\frac{\sqrt{x_l^2(y)-x^2}}{\sqrt{x^2+y^2}}\mathrm{d}x\mathrm{d}y \tag{5}$$

式中　σ为泊松比；E为杨氏模量。

接触点中心的渗透量$\delta_0=2\omega(0,0)=2\omega_0$，于是可得法向力$N$和最大压力$p_0$为：

$$N=\frac{\pi E\delta}{2(1-\sigma^2)}\left[\int_{y_r}^{y_l}\int_{-x_l}^{x_l}\frac{\sqrt{x_l^2(y)-x^2}}{\sqrt{x^2+y^2}}\mathrm{d}x\mathrm{d}y\right]^{-1}\cdot\int_{y_r}^{y_l}\int_{-x_l}^{x_l}\sqrt{x_l^2(y)-x^2}\,\mathrm{d}x\mathrm{d}y \tag{6}$$

$$p_0=N\sqrt{2R\delta_0}\left[\int_{y_r}^{y_l}\int_{-x_l}^{x_l}\sqrt{x_l^2(y)-x^2}\,\mathrm{d}x\mathrm{d}y\right]^{-1} \tag{7}$$

将求得的接触面积和法向接触解(N,p_0)代入FASTSIM算法即可进行切向接触求解。然而，由虚拟渗透得到的接触斑为非椭圆形状，FASTSIM算法中的三个柔性系数L_x，L_y，L_φ已不适用[22]，因此需要重新推导。Kik-Piotrowiski算法中采用等效椭圆法确定柔度系数。

首先在接触区内对切向应力进行积分，得到纵向蠕滑力和横向蠕滑力为：

$$\begin{cases}F_x=-\dfrac{2\xi_x}{L_xA}\displaystyle\int_{y_r}^{y_l}g(y)\mathrm{d}y+\dfrac{2\xi_z}{L_xA}\int_{y_r}^{y_l}yg(y)\mathrm{d}y\\ F_y=-\dfrac{2\xi_y}{L_yA}\displaystyle\int_{y_r}^{y_l}g(y)\mathrm{d}y-\dfrac{2\xi_z}{3L_xA}\int_{y_r}^{y_l}\left[g(y)\right]^{\frac{3}{2}}\mathrm{d}y\end{cases} \tag{8}$$

式中　ξ_x，ξ_y和ξ_z分别为纵向、横向和自旋蠕滑率；A为纵向相对曲率。

根据Kalker线性蠕滑理论，纵向蠕滑力F_x和横向蠕滑力F_y为：

$$\begin{cases}F_x=-GabC_{11}\xi_x\\ F_y=-GabC_{22}\xi_y-G(ab)^{3/2}C_{23}\xi_z\end{cases} \tag{9}$$

式中　G为等效剪切模量；C_{11}，C_{22}，C_{23}为KalKer蠕滑系数；a，b为接触斑长短半轴坐标。

上式和Kalker线性蠕滑理论[1]得到的蠕滑力相等，则可得到：

$$\begin{cases}L_x=\dfrac{2\pi}{GSC_{11}A}\displaystyle\int_{y_r}^{y_l}g(y)\mathrm{d}y\\ L_y=\dfrac{2\pi}{GSC_{22}A}\displaystyle\int_{y_r}^{y_l}g(y)\mathrm{d}y\\ L_\varphi=\dfrac{2}{3GC_{23}}\left(\dfrac{\pi}{SA}\right)^{\frac{3}{2}}\displaystyle\int_{y_r}^{y_l}\left[g(y)\right]^{\frac{3}{2}}\mathrm{d}y\end{cases} \tag{10}$$

式中　S为非椭圆接触斑面积；C_{11}，C_{22}和C_{23}为KalKer蠕滑系数。将修正后的柔度系数代入原FASTSIM算法，可实现切向接触求解。

3　轮轨动态特性分析

车轮多边形在高速下会产生高频激励，严重影响轮轨动态响应。为了分析不同车轮圆周状态下的轮轨动态特性，设置车辆运行速度为300 km/h。需要说明的是，左右轨道随机不平顺的非对称性会显著影响轮轨动态响应指标在车轮圆周上的分布，如图11所示为有无轨道不平顺时异阶同幅状态下的左侧车轮磨耗功。

由图11可知，若考虑轨道不平顺，则难以准确分析轮对两侧车轮圆周相异对车轮磨耗功沿车轮圆周分布的影响。因此，本文后续计算分析时未考虑轨道不平顺。

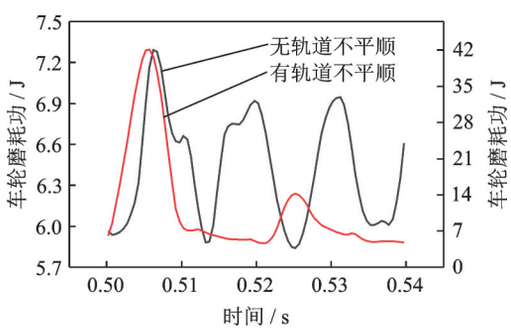


图11　有无轨道不平顺时异阶同幅状态下的左侧车轮磨耗功

Fig. 11　Wear work of left wheel in different order and same amplitude with or without track irregularity

计算表1各圆周状态下左右车轮的轮轨垂向力、接触斑面积、蠕滑力以及磨耗功。根据表1，各圆周状态下左侧车轮的多边形阶次和幅值都是相同的，因此左侧车轮各项特性指标的动态响应将会反映不同圆周状态对轮轨动态特性的影响。

当列车以速度v(m/s)在线路运行时，车轮多边形的激励频率可由下式计算：

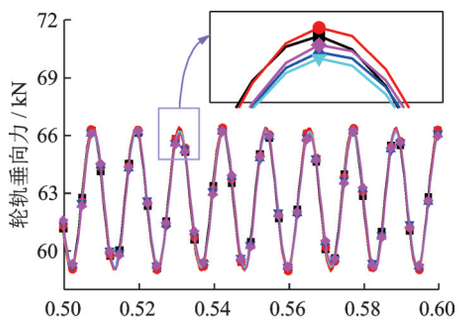
$$f=\frac{v}{\lambda}=\frac{N_0v}{2\pi r} \tag{11}$$

式中　r为车轮半径；N_0为车轮多边形的阶次，λ为波长。

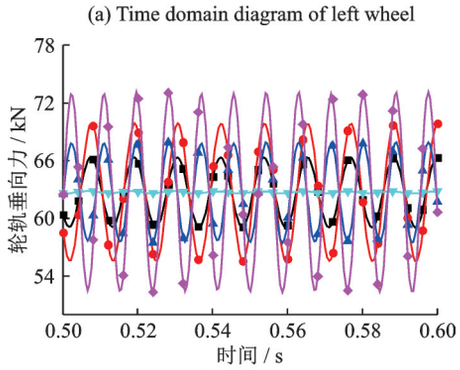
3.1 轮轨接触特性

图 12 为各圆周状态下左右车轮轮轨垂向力的时间历程及其对应的功率谱密度。

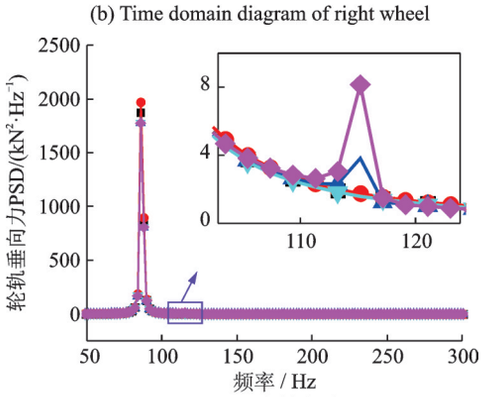
由图 12(a)和(b)可知，不同车轮圆周状态下，左侧车轮的轮轨垂向力波动范围略有差异，且与右侧车轮的阶数和幅值正相关，即同阶异幅下轮轨垂向力的波动范围最大，单侧非圆的波动范围最小；右侧车轮的轮轨垂向力波动范围与自身的阶数和幅值正相关。由图 12(c)和(d)频域图可知，左侧车轮的轮轨垂向力中，异阶同幅和异阶异幅状态均出现了微弱的 115.4 Hz 主频响应，对应 4 阶车轮多边形，相比来说后者幅值更高；右侧车轮的轮轨垂向力中，单侧非圆状态出现了微弱的 86.5 Hz 主频响应，对应 3 阶车轮多边形，异阶同幅和异阶异幅状态下几乎未出现 86.5 Hz 主频响应。由此说明，轮对两侧车轮圆周状态对轮轨垂向力影响微弱，相对来说，同阶异幅和异阶同幅状态对低阶低幅侧车轮轮轨垂向力的影响更为明显。



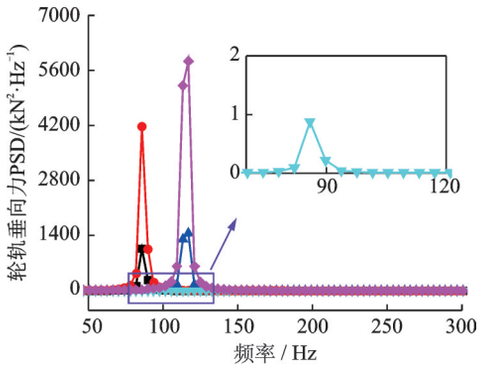
(a) 左侧车轮时域图
(a) Time domain diagram of left wheel



(b) 右侧车轮时域图
(b) Time domain diagram of right wheel



(c) 左侧车轮频域图
(c) Frequency domain diagram of left wheel



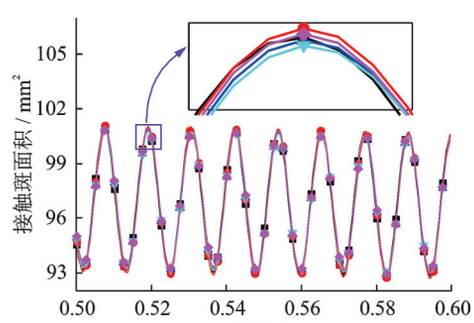
(d) 右侧车轮频域图
(d) Frequency domain diagram of right wheel

图 12 各圆周状态下轮轨垂向力的时域和频域图

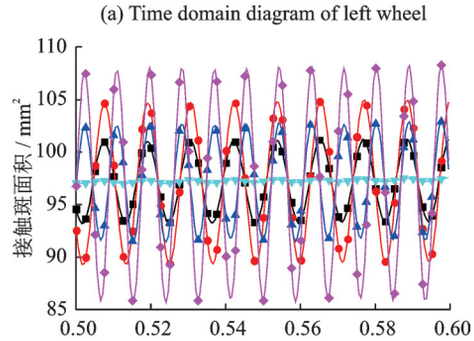
Fig. 12 Time domain and frequency domain diagrams of wheel/rail vertical forces in each circumferential state

图 13 为各圆周状态下左右车轮接触斑面积的时间历程及其对应的功率谱密度。

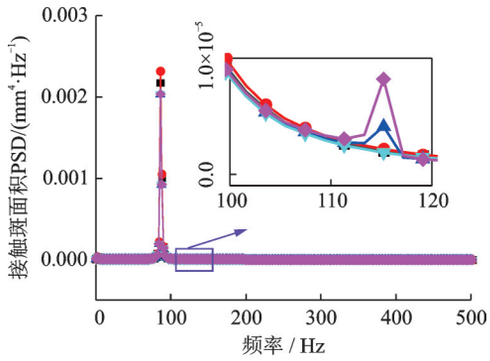
由图 13 可知，接触斑面积的响应规律与轮轨垂向力类似。如图 13(a)和(b)所示，左侧车轮的轮轨垂向力中，同阶异幅下接触斑面积的波动范围最大，单侧非圆的波动范围最小；右侧车轮的接触斑面积波动范围与自身的阶数和幅值正相关。由图 13(c)和(d)可知，左侧车轮接触斑面积的频率响应中，异阶同幅和异阶异幅状态下出现了 115.4 Hz 的主频响应；右侧车轮的接触斑面积频率响应中，单侧非圆状



(a) 左侧车轮时域图
(a) Time domain diagram of left wheel

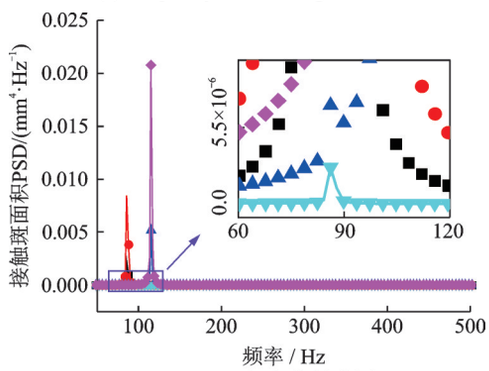


(b) 右侧车轮时域图
(b) Time domain diagram of right wheel



(c) 左侧车轮频域图

(c) Frequency domain diagram of left wheel



(d) 右侧车轮频域图

(d) Frequency domain diagram of right wheel

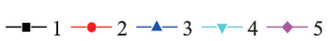


图 13　各圆周状态下接触斑面积的时域和频域图

Fig. 13　Time and frequency domain diagrams of contact spot area in each circumferential state

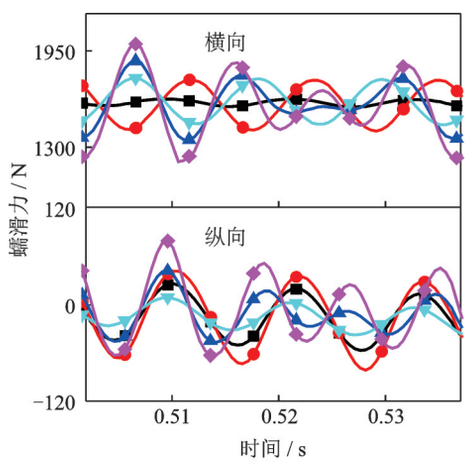
态出现了微弱的 86.5 Hz 主频响应。

综上轮轨垂向力和接触斑面积的响应可知，轮对两侧车轮圆周状态对轮轨接触特性影响微弱，但详细来看，某一侧轮轨接触必然受到同一轮对另一侧车轮振动响应的影响，对于不同车轮圆周状态来说，一侧车轮多边形的阶数越高，幅值越大，对另一侧车轮轮轨接触响应的影响越大。

3.2　轮轨蠕滑特性

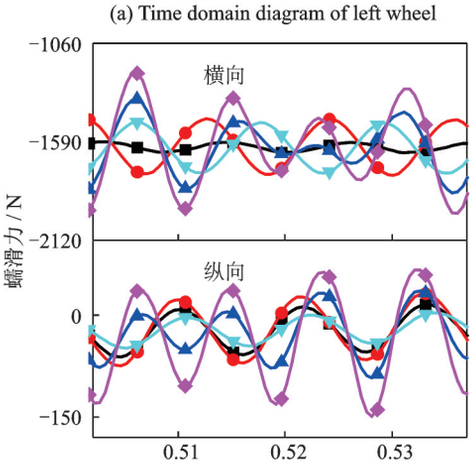
轮轨蠕滑特性与牵引力、轮轨磨耗等息息相关，因此车轮圆周状态对蠕滑特性的影响规律至关重要。本节通过纵向和横向蠕滑力表征车轮圆周状态对轮轨蠕滑特性的影响，图 14 为各圆周状态下左右车轮旋转一周的纵向和横向蠕滑力的时间历程及其对应的功率谱密度。

由图 14 可知，各圆周状态下的蠕滑力的波动范围差异明显。如图 14(a)和(b)所示，左侧车轮的蠕滑力时间历程中，单侧非圆的波动范围最小，异阶异幅的波动范围最大，并且波动相位出现了显著偏差。右侧车轮的蠕滑力时域图也呈现出相似规律。由图 14(c)和(d)可知，异阶异幅和异阶同幅下左右车轮均出现了显著的 86.5 和 115.4 Hz 主频振动，单侧非圆下右侧车轮出现显著的 86.5 Hz 主频振动。由此说明，轮对两侧车轮之间的相互作用对轮轨蠕滑特性有不可忽略的影响。异阶状态下，两侧车轮的蠕滑特性响应将包含两个主频振动，单侧非圆状态下，理想车轮的蠕滑特性响应将随非圆车轮变化。蠕滑特性直接关系到车轮磨耗的发展，因此可推断异阶状态对车轮圆周磨耗演变有一定影响。



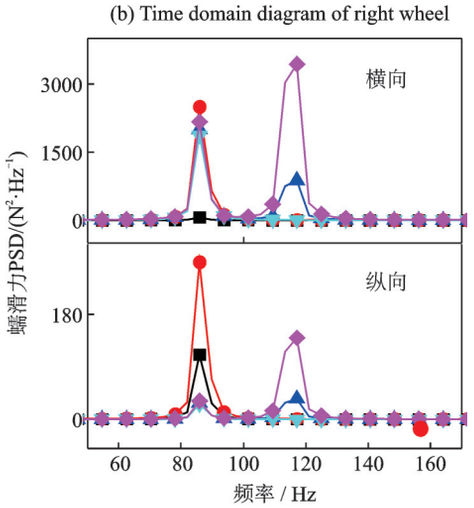
(a) 左侧车轮时域图

(a) Time domain diagram of left wheel



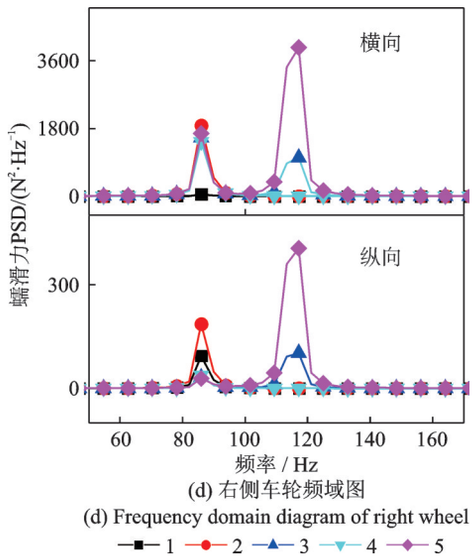
(b) 右侧车轮时域图

(b) Time domain diagram of right wheel



(c) 左侧车轮频域图

(c) Frequency domain diagram of left wheel



(d) 右侧车轮频域图

(d) Frequency domain diagram of right wheel

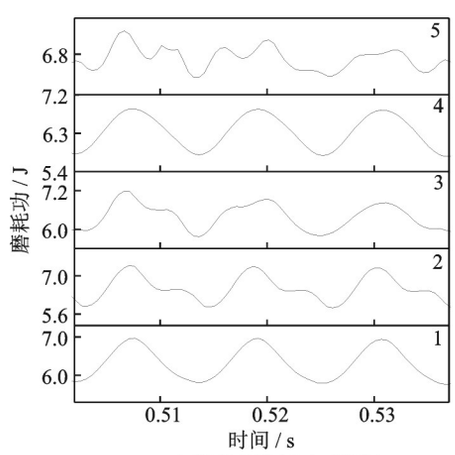
图 14 各圆周状态下蠕滑力的时域和频域图

Fig. 14 Time domain and frequency domain diagrams of creep forces in each circumferential state

3.3 磨耗功

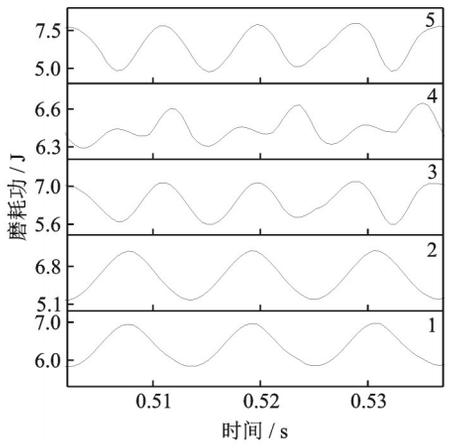
车轮磨耗功是衡量车轮磨耗的重要指标，通过计算不同车轮圆周状态下的磨耗功可以明晰各状态对车轮圆周磨耗的影响，从而探究车轮磨耗演变规律。图 15 为各圆周状态下左右车轮旋转一周的磨耗功的时间历程及其对应的功率谱密度。

由图 15 可知，不同车轮圆周状态下，车轮磨耗功的波动各有不同。如图 15(a)和(b)所示，与车轮多边形波形相比，同阶同幅下的磨耗功波形未出现显著变化；同阶异幅下左侧车轮的磨耗功波形出现了规则变化，波峰数量增加了 1 倍，右侧车轮未出现显著变化；异阶同幅和异阶异幅下左侧车轮的波形都出现了不规则变化，异阶异幅的变化最为剧烈，右侧车轮略有变化；单侧车轮下右侧车轮的磨耗功波形出现了规则变化，波峰数量增加了 1 倍。由图 15(c)和(d)可知，同阶同幅下两侧车轮均出现了微弱的 173 Hz 主频振动，同阶异幅下左侧车轮出现了明显的 173 Hz 主频振动，对应 6 阶车轮多边形；异阶异幅和异阶同幅下左侧车轮均出现了 201 和 230.8 Hz 主频振动，对应 7 阶和 8 阶车轮多边形，且异阶异幅下更为显著；单侧



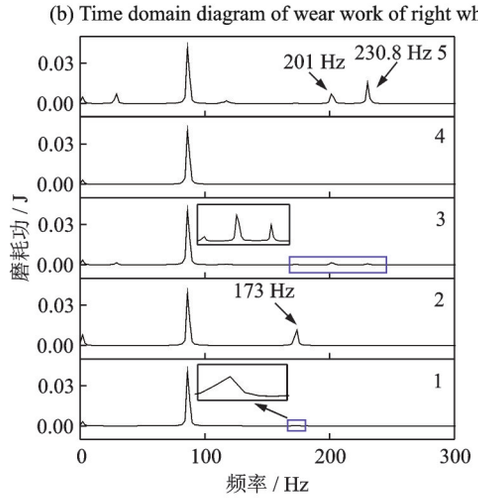
(a) 左侧车轮磨耗功时域图

(a) Time domain diagram of wear work of left wheel



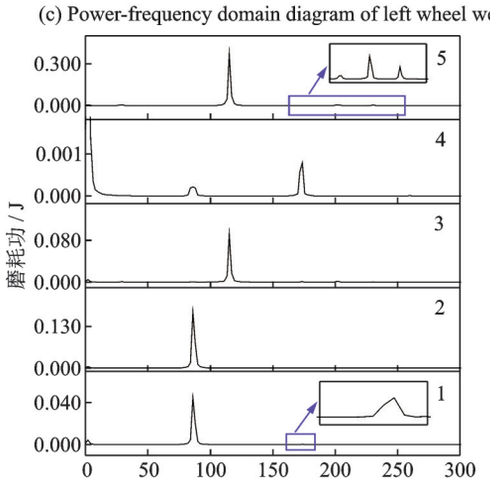
(b) 右侧车轮磨耗功时域图

(b) Time domain diagram of wear work of right wheel



(c) 左侧车轮磨耗功频域图

(c) Power-frequency domain diagram of left wheel wear



(d) 右侧车轮磨耗功频域图

(d) Power-frequency domain diagram of right wheel wear

图 15 各车轮圆周状态下磨耗功时域和频域图

Fig. 15 Time domain and frequency domain diagrams of wear work of each wheel in circumferential state

非圆下的右侧车轮出现了非常明显的173 Hz主频振动。

综上所述，轮对两侧车轮之间的相互作用对轮轨磨耗有着决定性的影响。同阶状态下，轮对两侧车轮之间的相互作用将会导致出现整倍数阶的磨耗功，但低幅值时不明显；异阶状态下，轮对两侧车轮之间的相互作用将会导致车轮磨耗功出现多个主频振动，主频包括自身阶次、另一侧车轮阶次、两侧车轮阶次之和以及高阶次的整倍数阶次。这种现象在低阶次车轮体现的非常显著，且轮对两侧车轮的阶次和幅值相差越大越明显。

4　结　论

结合实测数据对轮对两侧车轮圆周状态进行归类划分，建立考虑轮对和构架柔性的车辆-轨道耦合系统动力学模型，探究轮对两侧车轮圆周状态对轮轨动态作用响应的影响。研究结果表明：

(1)依据车轮圆周实测数据和离散傅里叶变换结果，理论上将轮对两侧车轮圆周状态分为同阶同幅、同阶异幅、异阶同幅、异阶异幅和单侧非圆五种形式。

(2)轮对两侧车轮之间的相互作用对轮轨接触特性影响微弱，对轮轨蠕滑特性影响较为明显，对轮轨磨耗的影响十分显著。

(3)同阶状态导致车轮磨耗以整倍阶次发展，异阶状态导致车轮磨耗以多个阶次共存，包括自身阶次、另一侧车轮阶次、两侧车轮阶次之和以及高阶次的整倍数阶次。

参 考 文 献：

[1] 罗仁，石怀龙．铁道车辆系统动力学及应用[M]．成都：西南交通大学出版社，2018.
Luo Ren, Shi Huailong. Dynamics of Railway Vehicle Systems and Application[M]. Chengdu: Southwest Jiaotong University Press, 2018.

[2] 金学松，吴越，梁树林，等．车轮非圆化磨耗问题研究进展[J]．西南交通大学学报，2018，53(1)：1-14.
JIN Xue-song, WU Yue, LIANG Shulin, et al. Mechanisms and countermeasures of out-of-roundness wear on railway vehicle wheels[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2018, 53(1): 1-14.

[3] Morys B. Enlargement of out-of-round wheel profiles on high speed trains[J]. Journal of Sound & Vibration, 1999, 227(5): 965-978.

[4] Johansson A, Andersson C. Out-of-round railway wheels-a study of wheel polygonalization through simulation of three-dimensional wheel-rail interaction and wear [J]. Vehicle System Dynamics, 2005, 43(8): 539-559.

[5] Jin X S, Wu L, Fang J Y, et al. An investigation into the mechanism of the polygonal wear of metro train wheels and its effect on the dynamic behaviour of a wheel/rail system[J]. Vehicle System Dynamics, 2012, 50(12): 1817-1834.

[6] Tao G Q, Wang L F, Wen Z F, et al. Measurement and assessment of out-of-round electric locomotive wheels[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2018,232(1): 275-287.

[7] Fu B, Bruni S, Luo S H. Study on wheel polygonization of a metro vehicle based on polygonal wear simulation[J]. Wear, 2019, 438-439: 203071.

[8] Ye Y, Shi D, Krause P, et al. Wheel flat can cause or exacerbate wheel polygonization[J]. Vehicle System Dynamics, 2020, 58(10): 1575-1604.

[9] 丁军君，杨九河，胡静涛，等．高速列车车轮多边形磨耗演变行为[J]．机械工程学报，2020，56(22)：184-189.
Ding Junjun, Yang Jiuhe, Hu Jingtao, et al. Evolution of the polygonal wear of high-speed train wheels[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020,56(22):184-189.

[10] Cai Z Q, Raymond G. Theoretical model for dynamic wheel/rail and track interaction[J]. Tenth International Wheelset Congress: Sharing the Latest Wheelset Technology in Order to Reduce Costs and Improve Railway Productivity; Preprints of Papers,1992: 127-131.

[11] Liu X Y, Zhai W M. Analysis of vertical dynamic wheel/rail interaction caused by polygonal wheels on high-speed trains[J]. Wear, 2014, 314(1-2): 282-290.

[12] Wang Z W, Allen P M, Mei G, et al. Influence of wheel-polygonal wear on the dynamic forces within the axle-box bearing of a high-speed train[J]. Vehicle System Dynamics, 2019, 58(9): 1385-1406.

[13] Chen M, Sun Y, Guo Y, et al. Study on effect of wheel polygonal wear on high-speed vehicle-track-subgrade vertical interactions[J]. Wear, 2019, 432-433: 102914.

[14] 吴越，韩健，刘佳，等．高速列车车轮多边形磨耗对轮轨力和转向架振动行为的影响[J]．机械工程学报，2018,54(4)：37-46.
Wu Yue, Han Jian, Liu Jia, et al. Effect of polygonal wear of high-speed train wheels on wheel-rail force and vibration behavior of bogies[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54 (4): 37-46.

[15] Cai W B, Chi M R, Wu X W, et al. Experimental and numerical analysis of the polygonal wear of high-speed trains[J]. Wear, 2019, 440-441:203079.

[16] Tao G Q, Wen Z F, Jin X S, et al. Polygonisation of

railway wheels: a critical review[J]. Railway Engineering Science, 2020, 28(4):317-345.

[17] 陈令怡. 考虑轮轨柔性的车轮多边形化对车辆动力学特性的影响研究[D]. 石家庄: 石家庄铁道大学, 2019.
Chen Lingyi. Influence of wheel polygons on vehicle dynamics considering wheel and rail flexibility based on co-simulation [D]. Shijiazhuang: Shijiazhuang Tiedao University, 2019.

[18] Cai W B, Chi M R, Wu X W, et al. A long-term tracking test of high-speed train with wheel polygonal wear[J]. Vehicle System Dynamics, 2021, 59(11): 1735-1758.

[19] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学(上册)[M].4版. 北京: 科学出版社, 2015.
Zhai Wanming. Vehicle-Track Coupled Dynamics (Volume 1) [M]. Fourth Edition. Beijing: Science Press, 2015.

[20] 徐凯, 李芾, 安琪, 等. 高速动车组车轮踏面磨耗特征分析[J]. 西南交通大学学报, 2021, 56(1): 92-100.
Xu Kai, Li Fu, An Qi, et al. Analysis of wheel tread wear characteristics of high-speed EMU[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2021, 56(1): 92-100.

[21] 马晓川, 王平, 徐井芒, 等. 铁路道岔轮轨非赫兹滚动接触算法对比与分析[J]. 机械工程学报, 2019, 55(18):95-103.
Ma Xiaochuan, Wang Ping, Xu Jingmang, et al. Analysis and comparison of different wheel-rail non-hertzian rolling contact approaches in railway turnout[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(18): 95-103.

[22] Piotrowski J, Kik W. A simplified model of wheel/rail contact mechanics for non-Hertzian problems and its application in rail vehicle dynamic simulations[J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(1-2): 27-48.

[23] 陶功权. 和谐型电力机车车轮多边形磨耗形成机理研究[D]. 成都:西南交通大学,2018.
Tao Gongquan. Investigation into the formation mechanism of the polygonal wear of HXD electric locomotive wheels [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2018.

The influence of different circumferential contours on both sides of wheelset on the dynamic response of wheel/rail

LI Guo-fang[1], *WANG Hong-bing*[1], *WU Shao-pei*[1], *WANG Xiang-ping*[1], *HU Yuan-jie*[2], *DING Wang-cai*[1]

(1.School of Mechanical Engineering, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou 730070, China;
2.Jiayuguan Depot of China Railway Lanzhou Bureau Group Co. Ltd., Jiayuguan 735100, China)

Abstract: In the existing research on the problem of wheel polygon, the circumference of the wheels on both sides of the same wheelset is usually regarded as the same profile. However, the field measurement shows that the circumference of the wheels on both sides of the same wheelset is often in a different state during the whole repair cycle. In view of this, combined with the measured data, the circumferential states of the wheels on both sides of the wheelset are classified. The dynamic model of the vehicle-track coupling system is established, and the influence of the circumferential state of the wheels on both sides of wheelsets on the wheel-rail dynamic response is analyzed. The results show that, according to the measured data and the results of discrete Fourier transform, the circumferential states of wheels on both sides of the wheelset are theoretically divided into the same order with the same amplitude, the same order with different amplitude, the different order with the same amplitude, the different order with different amplitude and the one-sided non-circle. The interaction between the wheels on both sides of the wheelset has a weak effect on the wheel-rail contact characteristics, but an obvious effect on the wheel-rail creep characteristics, a significant effect on the wheel-rail wear. The same order state leads to an integer order development of wheel circumferential wear, and the different order state leads to several significant orders of wheel circumferential wear, including its own order, the order of the other side of the wheel, the sum of the orders of both sides of the wheel and the integer order of higher order. The results can provide a reference for the study of the formation mechanism of wheel polygons in high-speed trains.

Key words: high-speed vehicle; wheel polygon; wheel-rail contact; wear work

作者简介: 李国芳(1979—),男,博士,副教授。电话: 13893290191; E-mail: ligf@mail.lzjtu.cn。
通讯作者: 丁旺才(1964—),男,博士,教授。电话: (0931)4956571; E-mail: dingwc@mail.lzjtu.cn。