

# 高速列车偏心车轮踏面的高阶 多边形磨耗机理研究

康熙<sup>1</sup>, 宫巍容<sup>1</sup>, 刘锐涵<sup>1</sup>, 赵洋<sup>1</sup>, 陈翔<sup>1</sup>, 陈光雄<sup>2</sup>, 崔晓璐<sup>3</sup>, 禄盛<sup>1\*</sup>

(1.重庆邮电大学 先进制造工程学院, 重庆 400065; 2.西南交通大学 机械工程学院, 成都 610031; 3.重庆交通大学 机电与车辆工程学院, 重庆 400074)

**摘要:** **目的** 研究高铁车轮几何偏心与车轮踏面高阶多边形磨耗之间的关系。**方法** 在匀速运行期间对高速列车轴箱体的三向振动加速度进行测试, 并分析功率谱密度; 建立轮对-钢轨系统有限元模型, 采用瞬态法计算车轮不同几何偏心工况下轮轨力的波动情况; 采用复特征值法分析轮轨在饱和纵向蠕滑力激励下系统的稳定性, 预测引起车轮高阶多边形磨耗的轮轨不稳定振动, 并研究对列车运行速度和运营环境的影响。**结果** 高速列车以 237 km/h 的速度运行且轮轨摩擦因数为 0.23 时, 0.7 mm 及以上的车轮几何偏心量会导致轮轨最大纵向蠕滑力达到饱和状态, 引起 614 Hz 的轮轨系统不稳定振动, 造成车轮 24~25 阶多边形磨耗的形成。当车速从 200 km/h 分别增至 300、400 km/h 时, 引起纵向蠕滑力饱和的车轮几何偏心临界值从 0.8 mm 分别减至约 0.67、0.56 mm。当轮轨间摩擦因数为 0.21 及以上时, 饱和纵向蠕滑力激励的轮轨系统 614 Hz 不稳定振动的等效阻尼比随着轮轨摩擦因数的增大而减小。在摩擦因数 0.21~0.27 范围内, 该振动的发生趋势线性增强。当摩擦因数降至 0.21 以下时, 该振动趋于稳定。**结论** 在列车高速运行时, 超过一定临界值的车轮几何偏心可引起轮轨纵向蠕滑力周期性饱和, 激发轮轨系统不稳定振动, 从而引起踏面高阶多边形磨耗。车速的提高会导致车轮几何偏心临界值的降低, 轮轨摩擦因数增大会造成不稳定振动的发生趋势线性增强, 进而引发更为严重的车轮高阶多边形磨耗。

**关键词:** 车轮高阶多边形磨耗; 有限元仿真; 摩擦自激振动; 高速列车; 偏心车轮; 轮轨饱和蠕滑力

**中图分类号:** U270.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1001-3660(2025)01-0132-08

**DOI:** 10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2025.01.012

## Wear Mechanism for High-order Polygonalization of Eccentric Wheel Treads of High-speed Trains

KANG Xi<sup>1</sup>, GONG Weirong<sup>1</sup>, LIU Ruihan<sup>1</sup>, ZHAO Yang<sup>1</sup>, CHEN Xiang<sup>1</sup>,  
CHEN Guangxiong<sup>2</sup>, CUI Xiaolu<sup>3</sup>, LU Sheng<sup>1\*</sup>

(1. School of Advanced Manufacturing Engineering, Chongqing University of Posts and Telecommunications, Chongqing 400065, China; 2. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China; 3. School of Mechatronics and Vehicle Engineering, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China)

收稿日期: 2024-01-02; 修订日期: 2024-07-09

Received: 2024-01-02; Revised: 2024-07-09

基金项目: 国家自然科学基金 (52175189, 52275176); 重庆市教委科学技术研究项目 (KJQN202300603); 重庆邮电大学引进人才基金资助项目 (E012A2023034)

**Fund:** National Natural Science Foundation of China (52175189, 52275176); Science and Technology Research Program of Chongqing Municipal Education Commission (KJQN202300603); Chongqing University of Posts and Telecommunications Talent Fund Funded Project (E012A2023034)

引文格式: 康熙, 宫巍容, 刘锐涵, 等. 高速列车偏心车轮踏面的高阶多边形磨耗机理研究[J]. 表面技术, 2025, 54(1): 132-139.

KANG Xi, GONG Weirong, LIU Ruihan, et al. Wear Mechanism for High-order Polygonalization of Eccentric Wheel Treads of High-speed Trains[J]. Surface Technology, 2025, 54(1): 132-139.

\*通信作者 (Corresponding author)

**ABSTRACT:** In order to study the relationship between the geometric eccentricity of high-speed railway wheels and high-order polygonal wear of eccentric wheel treads, the axle box three-direction vibration acceleration during the uniform speed operation of the train was tested to analyze the power spectral density (PSD). According to the PSD analysis results, it could be seen that there was a significant vibration frequency of 598 Hz. The radius of the wheel was approximately 0.43 m, and the train ran at a uniform speed of about 237 km/h, so it could be calculated that the vibration frequency of 598 Hz corresponded to the passing frequency of wheel 24-25 order polygonal wear. Then, a finite element model of wheelset-rails system was established based on field tests and vehicle-track multi-body dynamic simulation, and the fluctuation of wheel-rail forces under different wheel geometric eccentricity conditions was calculated via transient dynamic simulation. The simulation results showed that the wheel-rail longitudinal creep force fluctuated periodically with the wheel rolling angle, which could cause changes in the wheel-rail friction work and the wear rate at the same frequency, resulting in wheel eccentric wear. As the wheel geometric eccentric value increased from 0.5 to 0.8 mm, the wheel-rail longitudinal creep force gradually increased to the saturated state. Moreover, the stability of the wheelset-rails system under the excitation of the wheel-rail saturation longitudinal creep force was analyzed by the complex eigenvalue method, and the wheel-rail unstable vibration that caused wheel high-order polygonal wear was predicted. In the frequency range of 0-1 200 Hz, four unstable frictional self-excited vibrations were excited by the wheel-rail saturated longitudinal creep force. Among them, the unstable vibration of 614 Hz had the smallest effective damping ratio and the strongest occurrence trend, and the relative error between the frequency of this vibration and the main frequency of the axle box in the field test was about 2.68%, which indicated that this unstable vibration could cause wheel high-order polygonal wear. In addition, the influence of train speed and operating environment was studied. The research results showed that when the high-speed train ran at 237 km/h and the wheel-rail friction coefficient was 0.23, the wheel geometric eccentric value of 0.7 mm and above could lead to the wheel-rail maximum longitudinal creep force reaching saturation state, causing the wheel-rail unstable vibration of 614 Hz, and resulting in the formation of wheel 24-25 order polygonal wear. When the train speed increased from 200 km/h to 300 and 400 km/h, the wheel geometric eccentric critical value causing saturation of the longitudinal creep force decreased from 0.8 mm to about 0.67 and 0.56 mm, respectively, which caused the wheel-rail longitudinal creep force to reach saturation more easily, resulting in the aggravation of wheel high-order polygonal wear. When the wheel-rail friction coefficient was 0.21 and above, the occurrence trend of wheel-rail unstable vibration of 614 Hz excited by saturated longitudinal creep force increased with the increase of the wheel-rail friction coefficient, resulting in increased high-order polygonal wear of wheel treads. However, when the friction coefficient was reduced to 0.2 and below, this vibration tended to stabilize.

**KEY WORDS:** wheel high-order polygonal wear; finite element simulation; frictional self-excited vibration; high-speed train; eccentric wheel; wheel-rail saturated creep force

多边形磨耗是高铁列车车轮常见的踏面缺陷之一,该磨耗的波峰数称为多边形的阶次。当列车高速运行时,车轮多边形磨耗可引起剧烈振动和噪声,从而加速车辆-轨道系统关键零部件的失效,严重影响列车的运行安全性和乘坐舒适性<sup>[1-3]</sup>。铁路运输部门通常采用镟修车轮踏面的方法对高速列车车轮多边形磨耗进行消除,但镟修后的车轮运营短时间内仍会出现多边形磨耗现象。

在我国高速列车运营初期,车轮多边形表现为以偏心为主的低阶磨耗现象。自 2014 年起,大量高铁线路上运营的列车车轮出现了高阶多边形磨耗现象<sup>[2]</sup>。Zhai 等<sup>[1]</sup>通过现场调查发现,我国高速列车车轮踏面圆周非均匀磨耗主要表现为 1 阶偏心和 18~23 阶高阶多边形磨耗。Wu 等<sup>[4]</sup>对最高运行速度为 250 km/h 的高速列车车轮踏面进行了不圆度测试,发现车轮 1、14、23 阶多边形磨耗最为严重。Wu 等<sup>[5]</sup>跟踪测试了

300 km 时速级的高速列车车轮非圆化情况,发现车轮多边形磨耗的主导阶次为 1、17~19 阶。Cai 等<sup>[6]</sup>对某列高速动车组车轮多边形进行了跟踪测试,发现在车轮高阶多边形磨耗的整个形成过程中车轮均存在 1 阶偏心。相较于车轮低阶(9 阶以下)多边形磨耗,车轮高阶多边形磨耗激励的高频振动(典型频率范围约为 530~650 Hz)对车辆和轨道零部件疲劳可靠性的影响更大,严重威胁着列车的运营安全。

为了从根源上解决高速列车车轮高阶多边形磨耗问题,国内外众多铁路研究机构开展了大量的研究工作。研究发现,车轮多边形的基本机理主要包括频率固定机理和损伤机理(通常以磨耗为主),其形成和发展与振动和磨耗构成的反馈循环作用相关<sup>[7]</sup>。在高速列车运行过程中,轮轨不平顺等初始激励源激发了车辆-轨道系统中频率固定的固有振动,导致轮轨摩擦功周期性波动,引起车轮踏面不均匀磨耗。这些

不均匀磨耗在车轮踏面相同位置附近不断累积,导致车轮高阶多边形逐渐形成。车轮高阶多边形激励的轮轨受迫振动也以相同的方式影响着车轮多边形的发展。为了确定与车轮高阶多边形磨耗形成相关的车辆-轨道系统固有振动,研究人员基于频率固定机理,依据车轮高阶多边形磨耗的特征频率与车辆-轨道系统固有振动频率的对应关系开展研究,发现车轮高阶多边形磨耗主要由车辆系统结构模态共振<sup>[4, 8-9]</sup>、车轨耦合状态下钢轨局部弯曲模态共振<sup>[10-13]</sup>、轮轨系统耦合振动<sup>[14-17]</sup>引起。此外,学者们还研究了车轮多边形轮廓与其激励响应之间的相位关系对多边形发展的影响,主要集中分析了车轮多边形磨耗呈正/负增长及增长速率<sup>[18-19]</sup>、车轮多边形阶次演变<sup>[20-21]</sup>等方面。然而,目前对于车轮偏心与车轮高阶多边形磨耗呈伴随性这一典型现象的成因缺乏研究。

本文通过实测高速列车轴箱振动加速度信号,分析了车轮典型多边形磨耗激励的振动特征。研究了车轮几何偏心与高阶多边形磨耗之间的关系,并分析了对列车运行速度和运营环境的影响。

## 1 现场测试及仿真建模

### 1.1 高速列车轴箱体振动测试及分析

现场调查结果表明,在中国境内运营的不同速度等级高速列车车轮主要存在1阶偏心和16~28阶多边形磨耗<sup>[22]</sup>。高速列车数百个车轮非圆化情况的统计结果表明<sup>[2]</sup>,约96%的车轮存在几何偏心,因此高速列车车轮普遍存在偏心现象。

利用霍尔传感器、转速传感器、加速度传感器及数据采集设备,对某线路上一辆最高速度为250 km/h的高速列车匀速运行期间实时速度进行了记录,并测试了该列车4车2位轴箱体的三向振动加速度,如图1所示。通过计算可知,该列车在匀速运行区间内的平均车速 $v$ 约为237 km/h。此外,轴箱纵向加速度波动最为剧烈,可能是由列车调速引起。对该列车轴箱体振动加速度进行了功率谱密度(PSD)分析,结果如图2所示。由图2可知,轴箱体三向振动加速度在频率 $f$ 约为20、298、598、622、648、1 194 Hz处均存在明显的振动峰值。该型列车车轮滚动圆半径 $R$ 约为0.43 m,车轮多边形阶数 $n$ 的计算见式(1)<sup>[1]</sup>。

$$n = \frac{7.2\pi Rf}{v} \quad (1)$$

可知,20、598 Hz的轴箱体振动频率分别对应车轮1、24~25阶多边形磨耗的通过频率,这与高速列车车轮多边形磨耗主阶数统计结果一致。

### 1.2 高速列车轮对-钢轨系统仿真建模及分析

为了研究高铁车轮几何偏心与高阶多边形磨耗

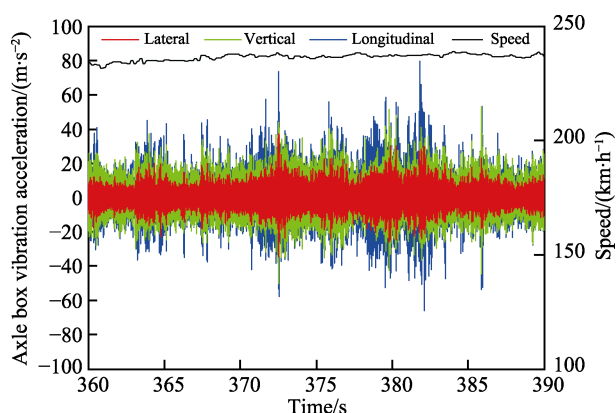


图1 列车运行速度和轴箱体振动加速度  
Fig.1 Train speed and axle box vibration acceleration

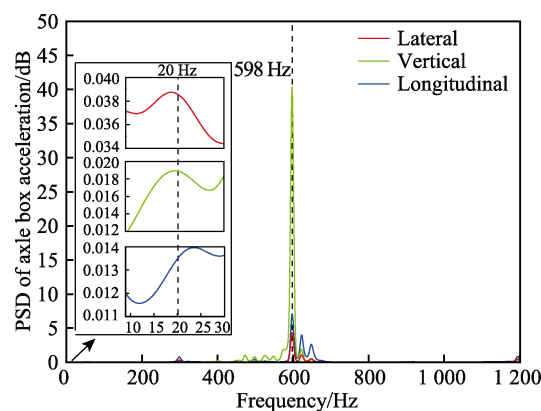


图2 轴箱体振动加速度 PSD 分析  
Fig.2 PSD analysis of axle box vibration acceleration

之间的关系,在Abaqus中建立轮对-钢轨系统有限元模型,如图3所示。钢轨类型为CHN60,长度约为36 m,网格类型为C3D8I。在瞬时动态仿真中,轮对为刚性体,网格类型为R3D4,车轮踏面类型为LMA,轮轨间的摩擦因数为0.23。为了保证仿真结果的准确性,对轮轨接触区的钢轨头进行网格细化,模型中共有239 384个网格。钢轨两端采用固定约束,采用弹簧和阻尼单元模拟钢轨扣件的等效刚度和阻尼,扣件垂向和横向刚度分别为50、28 MN/m,扣件垂向和横向阻尼分别为30、20 kN·s/m。在轮对上施加237 km/h的平移速度和对应的转速,轮对在钢轨上仿真运行的总长度约为10 m,运行时间约为0.152 s。在仿真中,如果将轮对从静止加速到237 km/h,需要建立较长的钢轨模型,以满足轮对提速的过程,这会增大网格数量,导致计算量巨大。直接将轮对状态由静止改变为高速运动会产生初始激励,对仿真结果产生较大影响。设置动态松弛区,使得轮轨接触状态由静到动,并逐渐趋于稳定,可以降低初始激励对仿真结果的影响,因此将轮对在钢轨上运行区域的前2 m设为动态松弛区。剩余8 m左右的区域为轮对在钢轨上滚动3圈经过的距离,进一步分析该区域的仿真结果。在轮对-钢轨系统模型中,将轮对旋转中心线从几何中心

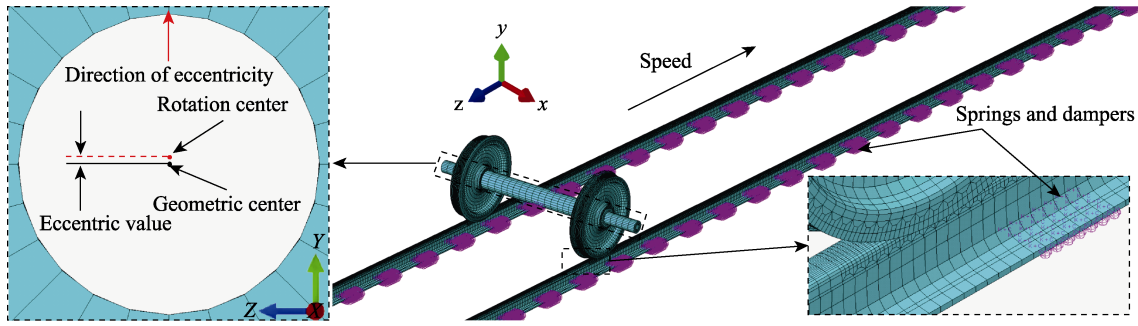


图 3 轮对-钢轨系统有限元建模  
Fig.3 Finite element modeling of wheelset-rails system

线上偏移一定距离, 以施加几何偏心激励, 偏移距离为几何偏心量。定义轮对的几何偏心方向为几何中心线指向旋转中心线的方向, 该模型中轮对左右车轮的几何偏心方向相同。在有限元模型中, 垂向悬挂力等参数来自多体动力学模型中车辆前转向架导向轮对的仿真结果<sup>[17]</sup>, 轮对两侧的垂向悬挂力为 68.358 kN。由于在直线区段运行时轮对两侧轴箱受到的横向悬挂力较小, 因此在仿真中不考虑横向悬挂力的影响。

在不计轮轨摩擦时, 轮对-钢轨系统的运动平衡方程见式 (1)<sup>[14]</sup>。

$$M\ddot{\mathbf{x}} + C\dot{\mathbf{x}} + K\mathbf{x} = \mathbf{0} \quad (2)$$

式中:  $M$ 、 $C$ 、 $K$  分别为轮轨系统的质量、阻尼和刚度矩阵;  $\mathbf{x}$  为节点的位移向量。

考虑轮轨摩擦时, 式 (2) 变为式 (3)。

$$M\ddot{\mathbf{x}} + C\dot{\mathbf{x}} + K\mathbf{x} = \mathbf{F}_f \quad (3)$$

式中:  $\mathbf{F}_f$  为摩擦力向量, 计算见式 (4)。

$$\mathbf{F}_f = \mu \mathbf{K}_f \mathbf{x} \quad (4)$$

式中:  $\mu$  为摩擦因数;  $\mathbf{K}_f$  为非对称的局部接触刚度矩阵。

当考虑摩擦力-相对滑动速度负斜率曲线的影响时<sup>[14]</sup>, 摩擦因数  $\mu$  的计算见式 (5)。

$$\mu = \mu_m + S_p \cdot (V_d - \dot{\mathbf{x}}) \quad (5)$$

式中:  $\mu_m$  为最小摩擦因数;  $S_p$  为摩擦力-相对滑动速度曲线的负斜率;  $V_d - \dot{\mathbf{x}}$  为相对滑动速度。

将式 (4)、(5) 代入式 (3) 中, 简化后的方程见式 (6)。

$$M\ddot{\mathbf{x}} + C_f \dot{\mathbf{x}} + K_f \mathbf{x} = \mathbf{0} \quad (6)$$

式中:  $C_f$ 、 $K_f$  分别为摩擦力扰动下系统的阻尼、刚度矩阵, 为非对称阵。

式 (6) 的特征方程见式 (7)。

$$(M\lambda^2 + C_f \lambda + K_f) \boldsymbol{\varphi} = \mathbf{0} \quad (7)$$

式中:  $\lambda$  为特征值;  $\boldsymbol{\varphi}$  为特征向量。该方程的通解见式 (8)。

$$\mathbf{x}(t) = \sum_{i=1}^n \boldsymbol{\varphi}_i e^{(\alpha_i + j\omega_i)t} \quad (8)$$

式中:  $t$  为时间;  $\alpha_i$ 、 $\omega_i$  分别为特征值的实部和

虚部;  $j$  为虚部单位。

当  $\alpha_i$  大于 0 时, 节点位移随时间的增长而增大, 系统趋于不稳定状态。等效阻尼比  $\xi$  可作为量化系统稳定性的指标, 其定义见式 (9)。

$$\xi = -2\alpha_i / (|\omega_i|) \quad (9)$$

当  $\xi$  小于 0 时, 系统可能发生不稳定振动。 $\xi$  越小, 则振动的不稳定性越强。

## 2 计算结果及影响因素分析

### 2.1 车轮几何偏心工况下轮轨力波动情况

高速动车车轮径跳值实测结果表明<sup>[23]</sup>, 车轮偏心造成的最大径跳值可达 0.75 mm。采用瞬时动态仿真, 对轮对存在 0.5~0.8 mm 几何偏心时的轮轨间横向和纵向蠕滑力进行计算。由于左右轮轨力相似, 因此仅呈现左侧轮轨间蠕滑力, 如图 4 所示。为清晰表示车轮每转 1 圈的蠕滑力变化情况, 将横坐标转换为车轮滚动角。从图 4 可以看出, 轮轨间横向蠕滑力相对较小, 而纵向蠕滑力变化剧烈, 随车轮滚动角呈周期性波动, 导致车轮偏心磨损, 且轮轨纵向蠕滑力最大值随着几何偏心量的增大而增大。

为了准确分析车轮几何偏心量对蠕滑力的影响, 引入最大纵向蠕滑力和滑动摩擦力 (即轮轨法向接触力乘以摩擦因数) 之间的偏差率, 其定义见式 (10)。

$$\varepsilon = \frac{F_f}{T} - 1 \quad (10)$$

式中:  $\varepsilon$  为偏差率;  $F_f$  为轮轨滑动摩擦力;  $T$  为纵向蠕滑力。

先前研究表明<sup>[24]</sup>, 当轮轨蠕滑力与滑动摩擦力之间的偏差率小于 5% 时, 可认为纵向蠕滑力趋于饱和状态, 即车轮与钢轨之间发生滑动接触。在不同几何偏心工况下, 车轮的最大纵向蠕滑力和滑动摩擦力之间的偏差率如表 1 所示。当车轮存在 0.7 mm 及以上的几何偏心时, 偏差率小于 5%, 轮轨间纵向蠕滑力趋于饱和。



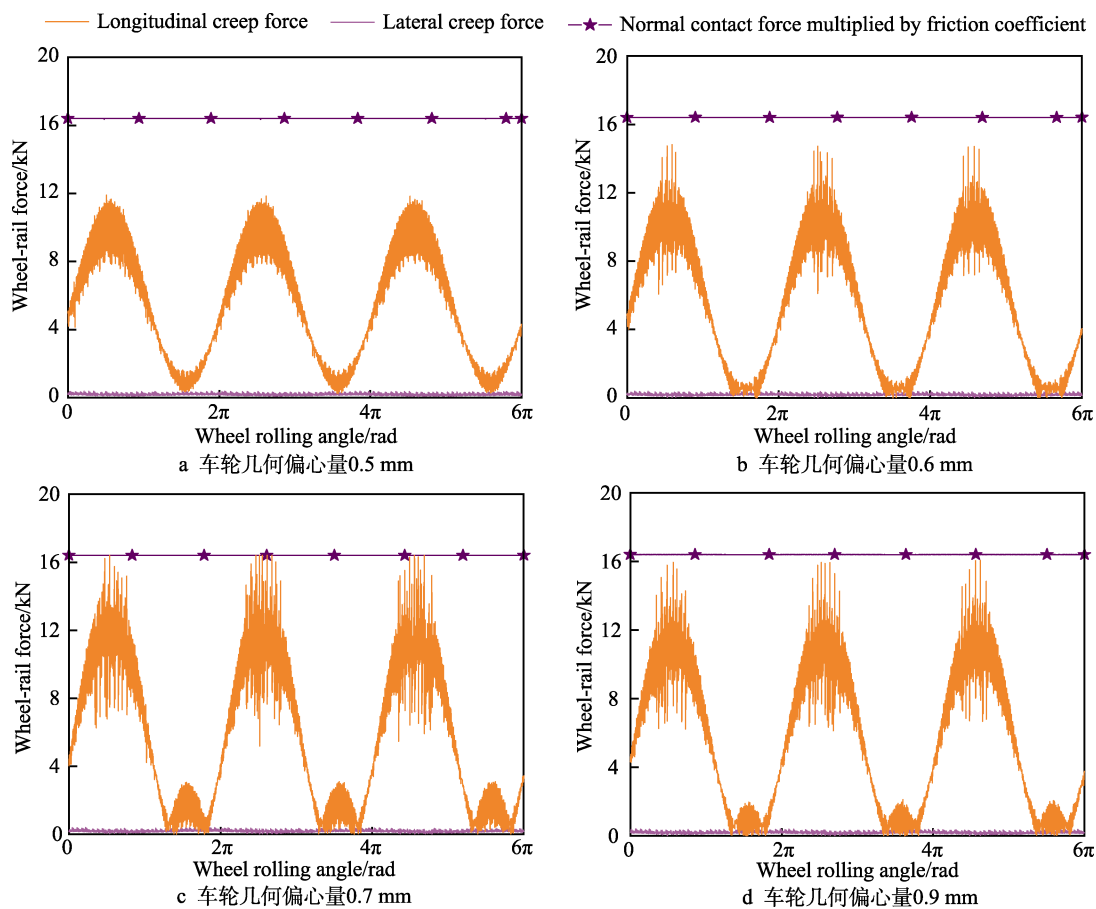


图 4 车轮几何偏心量对轮轨力的影响

Fig.4 Effect of wheel geometric eccentricity on wheel-rail forces: a) wheel geometric eccentric value of 0.5 mm; b) wheel geometric eccentric value of 0.6 mm; c) wheel geometric eccentric value of 0.7 mm; d) wheel geometric eccentric value of 0.8 mm

表 1 车轮不同几何偏心量对应的最大纵向蠕滑力和滑动摩擦力之间的偏差率

Tab.1 Deviation rate between the maximum longitudinal creep force and sliding friction force corresponding to different wheel geometric eccentric values

Wheel geometric eccentric value/mm	Deviation rate/%
0.5	37.7
0.6	10.8
0.7	2.10
0.8	0.017 7

## 2.2 饱和蠕滑力激励下轮轨系统稳定性分析

采用 Abaqus 中的复特征值分析<sup>[25]</sup>, 对饱和纵向蠕滑力作用下轮轨系统的稳定性进行研究, 获得轮轨不稳定振动在频域上的分布, 如图 5a 所示。从图 5a 可以看出, 在频率范围 0~2 000 Hz 内, 614 Hz 不稳定振动对应的等效阻尼比最小, 其发生趋势相对较强, 由式 (1) 可知该不稳定振动可引起车轮 24~25 阶多边形磨耗。此外, 614 Hz 不稳定振动的模态如图 5b 所示, 车轴发生了明显的弯曲变形。在该不稳定

振动作用下, 车轴的周期性变形导致轮轨摩擦功和磨损量发生同频率波动, 引起车轮高阶多边形磨耗。

在现场测试中, 车轮多边形激励的轴箱振动主频为 598 Hz, 低于最易发生的不稳定振动频率 (614 Hz), 两者之间的相对误差约为 2.68%。除仿真计算误差外, 现场测试与模拟结果之间存在差异的可能原因包括: 车轮多边形与磨损量波动的相位差在 90°~270°之间时, 车轮多边形磨耗呈正增长, 并且相位差越接近 180°(反相位), 多边形磨耗增速越快<sup>[18]</sup>。研究表明, 多轮对与轨道耦合下周期性磨损量与车轮多边形的相位差在 565 Hz 处最接近反相位, 即多边形增长率最大。受到该因素的影响, 实测车轮高阶多边形的特征频率将低于仿真预测的轮轨不稳定振动频率, Cai 等<sup>[19]</sup>在高速列车轴箱加速度的线路跟踪测试中也发现了类似现象。

## 2.3 列车运行速度的影响

线路测试结果表明<sup>[1]</sup>, 将一列最高速度为 250 km/h 的高速列车降速至 200 km/h 运营一段时间后, 车轮高阶多边形磨耗的幅值显著降低, 表明运营速度对多边形车轮的形成具有重要影响。仿真计算了车速

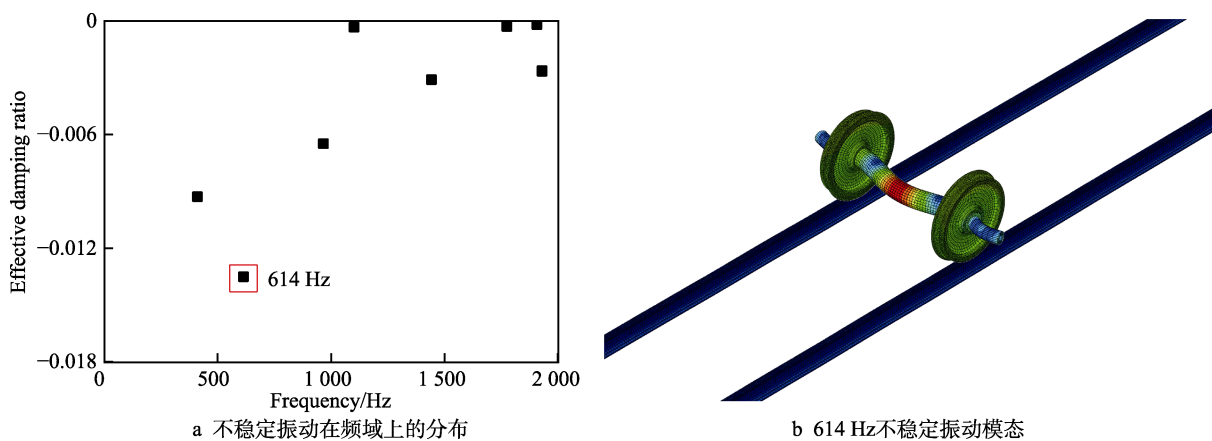


图 5 轮对-钢轨系统稳定性分析  
Fig.5 Analysis of wheelset-rails system stability: a) distribution of unstable vibrations in frequency domain; b) unstable vibration mode of 614 Hz

分别为 200、237、300、350、400 km/h 时车轮不同几何偏心工况下轮轨最大纵向蠕滑力与滑动摩擦力之间的偏差率,如图 6 所示。由图 6 可知,当车速从 200 km/h 增大到 237 km/h 时,引起纵向蠕滑力饱和的车轮几何偏心临界值从 0.8 mm 降低到约 0.67 mm。表明在列车运行过程中,随着车轮偏心磨耗量的增加<sup>[26]</sup>,车轮几何偏心量更快达到临界值,导致轮轨间纵向蠕滑力更易饱和,造成车轮高阶多边形磨耗加剧。当车速继续增大到 300 km/h 时,车轮几何偏心临界值基本不变。当车速继续增大到 350、400 km/h 时,几何偏心临界值进一步降低到约 0.56 mm。由此可见,在一定范围内提高车速能够降低车轮几何偏心临界值,使得蠕滑力饱和现象发生的可能性增加,从而加速车轮高阶多边形的形成。

2.4 列车运营环境的影响

通过对某高速列车车轮表面粗糙度进行跟踪测试<sup>[27]</sup>发现,在干燥且风沙较多的运营环境下车轮高阶多边形粗糙度水平较高,并且车轮多边形轮廓的发展速度较快。当列车在这种条件下运行时,轮轨间的摩

擦因数相对较大。采用复特征值分析计算了轮轨间纵向蠕滑力饱和情况下,不同摩擦因数对轮轨系统稳定性的影响。轮轨间摩擦因数的范围为 0.19~0.27,每间隔 0.01 计算 1 次。由上文可知,导致车轮 24~25 阶多边形磨耗的不稳定振动频率约为 614 Hz,因此仅关注该振动在不同摩擦因数情况下的趋势,计算结果如图 7 所示。从图 7 可以看出,当摩擦因数为 0.2 及以下时,轮轨饱和纵向蠕滑力不会激励轮轨系统产生 614 Hz 的不稳定振动。当摩擦因数为 0.21 时,轮轨系统出现 614 Hz 的不稳定振动。随着摩擦因数的增大,该不稳定振动对应的等效阻尼比逐渐减小,发生趋势不断增强。进一步对不同轮轨摩擦因数下不稳定振动的等效阻尼比进行线性拟合,拟合公式: $\zeta=-0.004\ 4\mu+0.001\ 9$ ,拟合曲线如图 7 中蓝色虚线所示,该拟合公式适用于轮轨摩擦因数为 0.21 及以上的工况。

由图 7 可知,当摩擦因数为 0.2 及以下时,即使轮轨间纵向蠕滑力达到饱和,轮轨系统也不会发生 614 Hz 的不稳定振动。由图 6 可知,当车速为

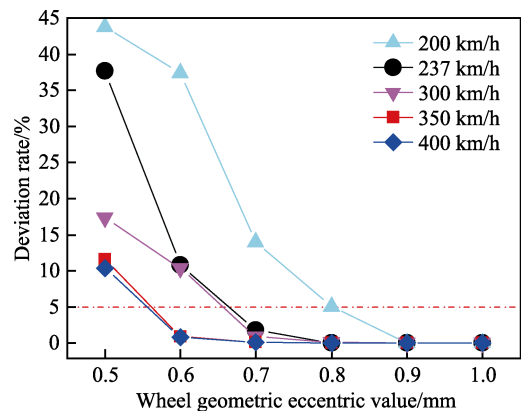


图 6 列车运行速度对车轮几何偏心临界值的影响  
Fig.6 Effect of train speed on wheel geometric eccentric critical value

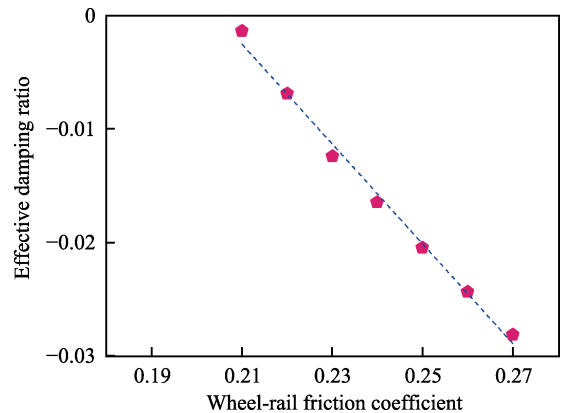


图 7 轮轨摩擦因数对轮轨系统 614 Hz 不稳定振动发生趋势的影响  
Fig.7 Effect of wheel-rail friction coefficient on tendency of 614 Hz unstable vibration of wheel-rail system

237 km/h 时,引起蠕滑力饱和的车轮几何偏心临界值在 0.6~0.7 mm 之间。由此,计算了摩擦因数在 0.21~0.27 之间、车速为 237 km/h、车轮几何偏心量分别为 0.6、0.7 mm 时轮轨最大纵向蠕滑力与滑动摩擦力之间的偏差率,结果如图 8 所示。由图 8 可知,当车轮几何偏心量为 0.6 mm 时,轮轨间最大蠕滑力均未达到饱和。当车轮几何偏心量为 0.7 mm 时,轮轨间最大蠕滑力均达到饱和。由此可见,当车速为 237 km/h 时,在不同轮轨摩擦因数情况下,引起纵向蠕滑力饱和的车轮几何偏心临界值均在 0.6~0.7 mm 之间,其变化相对较小。根据上述分析可知,摩擦因数的增大会导致轮轨系统不稳定趋势增强,车轮几何偏心引起的饱和纵向蠕滑力更易激励轮轨系统产生 614 Hz 的不稳定振动。由此可见,当列车在干燥且风沙较多的环境条件下运行时,轮轨间摩擦因数较大,车轮高阶多边形磨耗更为严重。

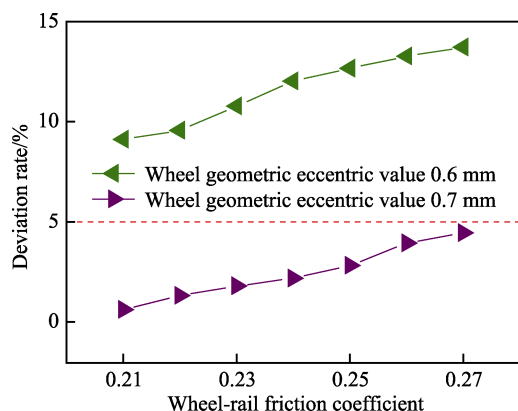


图 8 轮轨摩擦因数对车轮几何偏心临界值的影响  
Fig.8 Effect of wheel-rail friction coefficient on wheel geometric eccentric critical value

### 3 结论

1) 当列车高速运行时,轮轨纵向蠕滑力随着车轮几何偏心量的增大而逐渐趋于饱和状态,导致轮轨滑动,可激发高频不稳定振动,从而形成车轮高阶多边形磨耗。

2) 引起轮轨蠕滑力饱和的车轮几何偏心临界值随着车速的提高而降低,建议将最高运行速度为 200、300、400 km/h 的高速列车车轮几何偏心限值分别设定为 0.8、0.6、0.5 mm。

3) 轮轨间摩擦因数的增大对车轮几何偏心临界值的影响相对较小,但会导致不稳定振动的发生趋势增强,造成车轮高阶多边形磨耗加剧。

#### 参考文献:

[1] ZHAI W M, JIN X S, WEN Z F, 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] 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 X S, WU Y, LIANG S L, 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.

[3] 刘鹏飞, 杨绍普, 刘永强, 等. 单轴滚动台车轮多边形磨耗激振试验及动态仿真[J]. *振动与冲击*, 2022, 41(8): 102-109.

LIU P F, YANG S P, LIU Y Q, et al. An Excitation Test and Dynamic Simulation of Wheel Polygon Wear Based on a Rolling Test Rig of Single Wheelset[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2022, 41(8): 102-109.

[4] WU Y, WANG J N, LIU M K, et al. Polygonal Wear Mechanism of High-Speed Wheels Based on Full-Size Wheel-Rail Roller Test Rig[J]. *Wear*, 2022, 494: 204234.

[5] WU X W, RAKHEJA S, WU H C, et al. A Study of Polygonal Wheel Wear through a Field Test Programme[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2019, 57(6): 914-934.

[6] 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.

[7] IWNICKI S, NIELSEN J C O, TAO G Q. Out-of-round Railway Wheels and Polygonisation[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2023, 61(7): 1787-1830.

[8] DONG Y H, CAO S Q. The Mechanism of Wheel Polygonal Wear Based on Rotor Dynamics[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2024, 62(2): 411-427.

[9] WU Y, DU X, ZHANG H J, et al. Experimental Analysis of the Mechanism of High-Order Polygonal Wear of Wheels of a High-Speed Train[J]. *Journal of Zhejiang University: Science A*, 2017, 18(8): 579-592.

[10] WU X W, RAKHEJA S, CAI W B, et al. A Study of Formation of High Order Wheel Polygonalization[J]. *Wear*, 2019, 424: 1-14.

[11] QU S, ZHU B, ZENG J, et al. Experimental Investigation for Wheel Polygonisation of High-Speed Trains[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2021, 59(10): 1573-1586.

[12] MA C Z, GAO L, XU Y, et al. Initiation Mechanism Analysis of Wheel Polygonal Wear on High-Speed Railway Based on Refined Vibration Model for Ballastless Track System[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2023, 559: 117782.

[13] SONG Z K, GUO L J, HU X Y, et al. Research on Causes and Countermeasures of Wheel Polygon Wear Based on Kik-Piotrowski Contact Model[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2023, 62(4): 955-975.

[14] 陈光雄, 金学松, 郭平波, 等. 车轮多边形磨耗机理的

- 有限元研究[J]. 铁道学报, 2011, 33(1): 14-18.
- CHEN G X, JIN X S, WU P B, et al. Finite Element Study on the Generation Mechanism of Polygonal Wear of Railway Wheels[J]. Journal of the China Railway Society, 2011, 33(1): 14-18.
- [15] 丁昊昊, 朱庭锋, 黄金伟, 等. 不同接触参数下车轮多边形形成及发展试验研究[J]. 机械工程学报, 2023, 59(15): 185-196.
- DING H H, ZHU T F, HUANG J W, et al. Experimental Study on the Formation and Evolution of Wheel Polygon under Different Contact Parameters[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(15): 185-196.
- [16] WU B W, SHANG Z Y, PAN J B, et al. Analysis on the Formation Cause for the High-Order Wheel Polygonization of the High-Speed Trains Based on the Finite Element Method[J]. Vehicle System Dynamics, 2023, 61(1): 1-18.
- [17] KANG X, CHEN G X, SONG Q F, et al. Effect of Wheelset Eccentricity on the Out-of-Round Wheel of High-Speed Trains[J]. Engineering Failure Analysis, 2022, 131: 105816.
- [18] PENG B, IWNICKI S, SHACKLETON P, et al. General Conditions for Railway Wheel Polygonal Wear to Evolve[J]. Vehicle System Dynamics, 2021, 59(4): 568-587.
- [19] CAI W B, WU X W, CHI M R, et al. Wheel Polygonisation Growth due to Multiple Wheelsets/Track Coupling Vibration[J]. Vehicle System Dynamics, 2023, 61(1): 177-199.
- [20] LI G F, WANG H B, ZHOU Y B, et al. Research on the Evolution of the Wheel Polygon Based on the Iterative Model of Long-Term Wear on Both Sides of the Wheelset[J]. Vehicle System Dynamics, 2023, 61(10): 2570-2597.
- [21] 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 J J, YANG J H, HU J T, et al. Evolution of the Polygonal Wear of High-Speed Train Wheels[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(22): 184-189.
- [22] CAI W B, WU X W, CHI M R, et al. High-Order Wheel Polygonal Wear Growth and Mitigation: a Parametric Study[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2023, 186: 109917.
- [23] 王鹏, 陶功权, 杨晓璇, 等. 中国高速列车车轮多边形磨耗特征分析[J]. 西南交通大学学报, 2023, 58(6): 1357-1365.
- WANG P, TAO G Q, YANG X X, et al. Analysis of Polygonal Wear Characteristics of Chinese High-Speed Train Wheels[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2023, 58(6): 1357-1365.
- [24] CUI X L, CHEN G X, OUYANG H J. Study on the Effect of Track Curve Radius on Friction-Induced Oscillation of a Wheelset-Track System[J]. Tribology Transactions, 2019, 62(4): 688-700.
- [25] 崔晓璐, 尹越, 包鹏羽, 等. 山地城市地铁制动/轨道结构参数对钢轨波磨的影响[J]. 表面技术, 2023, 52(1): 103-111.
- CUI X L, YIN Y, BAO P Y, et al. Effect of the Structure and Parameter of Brake/Track on Rail Corrugation in a Mountain City Metro[J]. Surface Technology, 2023, 52(1): 103-111.
- [26] 康熙, 陈光雄, 杨普森, 等. 高速列车车轮偏心磨耗的形成机理与发展规律[J]. 交通运输工程学报, 2022, 22(1): 168-176.
- KANG X, CHEN G X, YANG P M, et al. Formation Mechanism and Progression Pattern of Eccentric Wear of High-Speed Train Wheels[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2022, 22(1): 168-176.
- [27] 彭来先. 200 km/h 动车组转向架振动噪声随运营里程变化规律[D]. 成都: 西南交通大学, 2018.
- PENG L X. Mileage-Evolution of Bogie Noise and Vibration of a 200 km/h Train[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2018.