

车轮多边形磨耗统计规律及关键影响因素分析*

赵新利¹, 吴越², 郭涛¹, 常崇义³, 高峰¹, 肖新标²

(1. 中车唐山机车车辆有限公司技术研究中心 唐山, 064000)

(2. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都, 610031)

(3. 中国铁道科学研究院技术研究发展中心 北京, 100081)

摘要 针对列车车轮多边形磨耗问题广泛存在于轨道交通运输领域,会导致车辆/轨道系统产生高频的振动冲击,严重影响车辆和轨道系统零部件的使用寿命,危及行车安全这一问题,调查了大量车轮的多边形磨耗情况并进行统计分析,掌握了高速列车车轮多边形磨耗问题的现状和特点。以 18~20 阶多边形磨耗车辆为例,通过理论研究和试验分析(试验分析包括车辆系统振动特性测试和转向架模态特性测试),对车轮多边形磨耗的根本原因及诱导因素进行研究。研究发现,轮轨系统在 580 Hz 频率附近存在固有模态是导致车辆发生 18~20 阶多边形磨耗的根本原因,轮轨表面的各种不平顺能激发或者加剧轮轨系统在 580 Hz 频率附近的模态共振,从而诱发车轮多边形磨耗的产生。该结果可为高速列车车轮多边形磨耗问题的防止和进一步研究提供参考。

关键词 高速列车; 车轮多边形; 统计分析; 模态测试; 轮轨表面状态

中图分类号 U270.1

引言

列车车轮多边形磨耗是指车轮沿圆周方向上所发生的非均匀磨耗,其波长分布较广,短至十几厘米,长至整个车轮周长。车轮多边形磨耗会引起轮轨间作用力显著增大,对车辆和轨道部件产生恶劣的影响,大大降低系统零部件的使用寿命,严重时将会威胁到行车安全。因此,多边形磨耗问题已经逐渐成为我国乃至世界高速铁路运输亟待解决的关键问题。

Nielsen 等^[1]和金学松等^[2]分别对车轮多边形磨耗问题的研究进行了综述,总结了车轮多边形磨耗机理的相关研究,归纳了多边形磨耗的研究方法,并指明了后续关于多边形磨耗的研究方向。Kaper^[3]在研究短途客运列车噪声问题时,发现了车轮多边形磨耗这一现象,从频域的角度研究了车轮多边形磨耗带来的车辆行车噪声问题,指出车轮多边形磨耗会使车内噪声显著提高。文献[4-6]均认为列车运行时,轮对发生弯曲共振是导致车轮多边形磨耗产生的重要原因。Morys^[4]通过研究发

现,随着车轮多边形磨耗发展,轮轨间相互作用力增大,使轮对发生弯曲共振,加速车轮多边形磨耗和磨耗。Meywerk^[5]建立了弹性轮对和弹性钢轨的动力学仿真模型,模拟车轮多边形磨耗的发展过程,研究了左右车轮多边形磨耗相位差对车轮多边形磨耗发展的影响。Mazilu 等^[6]建立弹性轮对和有砟轨道相互作用的动力学模型,研究分析影响 3 阶车轮多边形形成和发展的因素。Jin 等^[7]对地铁直线电机列车车轮多边形的发展机理进行了研究,认为轮对一阶弯曲振动是车轮产生 9 边形磨耗的原因,轮对的一阶弯曲共振导致轮对在垂向平面发生弯曲变形,轮对一阶弯曲振动引起轮轨接触区车轮相对钢轨横向滑动。轮轨间横向蠕滑率变化周期与轮轨弯曲共振周期相同,会引起轮轨间横向蠕滑力的周期性变化,进而导致车轮发生 9 边形磨耗。罗仁等^[8]考虑轮对的弯曲变形,建立动力学模型计算车轮多边形磨耗对车辆系统动力学性能的影响,研究发现车轮多边形会导致轮轨垂向力增大,而对车辆运行平稳性指标影响不大。张雪珊等^[9]研究了高速车轮椭圆化对车辆横向稳定性的影响,通过计算发现车轮椭圆化会导致车辆系统发生横向蛇行失稳,

* 国家自然科学基金重点基金资助项目(U1734201);国家重点研发计划资助项目(2016YFB1200503-02/2016YFB1200506-08)

收稿日期:2018-05-07;修回日期:2018-08-30

严重恶化列车的运行品质,影响其横向稳定性。轮对蛇形运动状态和列车运行速度、轮对左右轮椭圆化相位差以及车轮椭圆化的程度密切相关。李玲^[10]将车轮多边形磨耗跟踪测试数据输入到多刚体车辆轨道耦合动力学模型中进行计算发现,随着车轮多边形磨耗加深,轮轨力逐渐增大,严重时车轮多边形磨耗导致的轮轨力超过了钢轨焊接接头不平整。文献[11-12]针对多边形磨耗问题,开展了为期3个运营周期的试验研究,具体内容包括多边形磨耗跟踪测试、车辆振动跟踪测试、钢轨振动测试、转向架系统和轨道系统模态测试等。研究表明,转向架系统的模态耦合共振可能导致车轮出现多边形磨耗。文献[11-12]建立转向架系统有限元模型,分析讨论多边形磨耗对转向架振动特性的影响。尹振坤等^[13]研究了车轮多边形磨耗对轮轨力的影响,并提出相应的车轮镟修准则。

目前,研究人员还未能解释清楚车轮多边形磨耗的形成机理,尤其对于高阶车轮多边形磨耗的形成机理未能达成共识。

1 高阶车轮多边形问题及特点

在我国某高速铁路线路上,车辆出现振动噪声异常问题,为了了解其原因,对列车车轮踏面不圆度进行了测试,发现车轮存在多边形磨耗问题,图1为车轮表面状态的测试现场照片。在车辆无电状态下,车轮多边形测试采用机械接触测量方法完成。图2为某一车轮的不圆度测试结果。

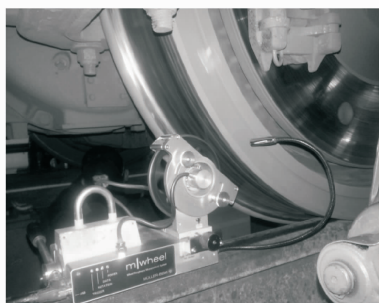


图1 测试现场照片

Fig. 1 The photo of testing site

通过对此线路上运行车辆的车轮多边形磨耗测试结果进行大数据统计分析,发现不同直径车轮的多边形磨耗所占比例和多边形磨耗主导阶次不同。图3为车轮多边形磨耗特征与轮径的关系。

总体来说,轮径越小,发生多边形磨耗的比例越大,这和车轮硬度的径向分布有关。还应当注意的

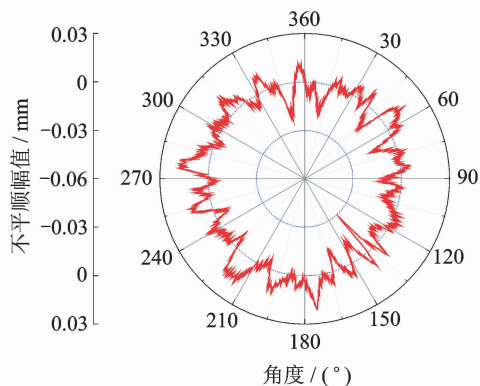


图2 车轮不圆度测试结果

Fig. 2 Test result of wheel roundness

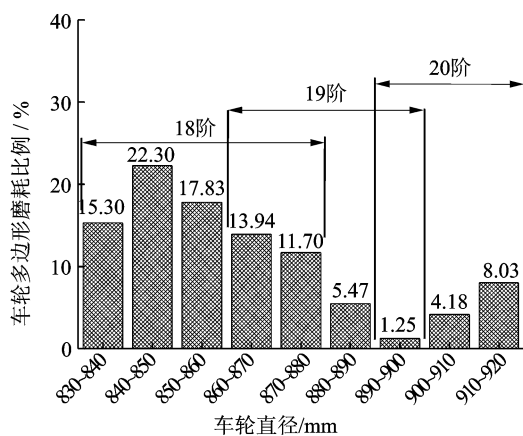


图3 车轮多边形磨耗特征与轮径的关系

Fig. 3 The relationship between the characteristics of polygonal wear and the diameter of the wheels

是,在某些车轮直径下,更容易发生车轮多边形磨耗,并且不同直径所对应的车轮多边形磨耗阶次不同。可以看出,此线路上车轮主要发生18~20阶多边形磨耗。通过仿真计算和试验研究相结合的方法,对车轮多边形磨耗机理进行研究,探明影响车轮多边形磨耗的关键因素。

2 车轮多边形磨耗机理研究

2.1 “固定频率”机理简介

列车在运行时,车轮受到周期性激励的作用而发生不均匀磨耗^[11-12]。此周期性激励来源于车辆和轨道系统的固有特性,频率为常数。当列车运行速度发生变化时,此激励的波长也相应地发生变化。图4为“固定频率”机理。如图4所示,根据 $f_{\text{oor}} = v/\lambda$ (其中: f_{oor} 为车轮多边形通过频率; v 为列车运行速度; λ 为车轮多边形的波长),当列车按某个速度运行时,使激励波长整分车轮周长,易发生多边形

磨耗,商值为多边形阶数 N ,即 $N = \pi D/\lambda$,其中: D 为车轮直径。将两式结合得到 $N = \pi D f_{\text{oor}}/v$ 。当车速降低时,多边形阶数变大,激励波长变短,即车轮多边形磨耗向高阶发展;当车速提高时,激励波长变长,车轮多边形磨耗向低阶发展。

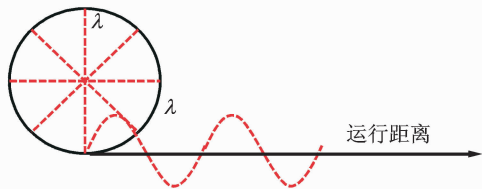


图4 “固定频率”机理

Fig. 4 Constant frequency theory

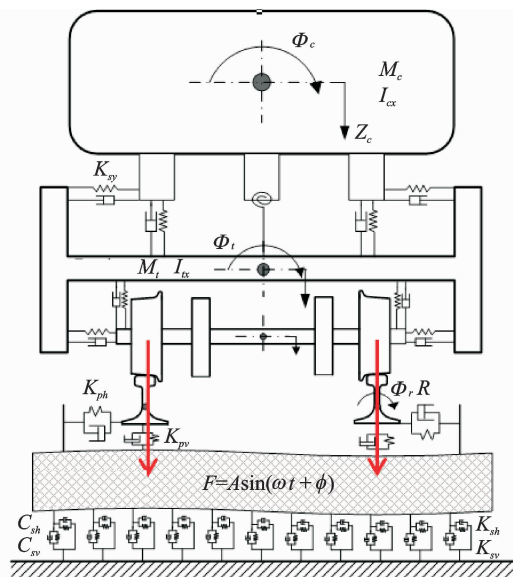
2.2 “固定频率”机理验证

为验证“固定频率”机理的正确性,建立车轮多边形磨耗仿真计算模型,如图5所示,模型主要分为车辆/轨道耦合动力学模型和轮轨磨耗模型两部分。

图5(a)为车辆/轨道耦合动力学模型^[14]。高速列车车辆可以简化为由1个车体、2个构架、4个轮对组成的一个35自由度的多刚体动力学系统。其中每个刚体考虑垂向、横向、点头、摇头和侧滚5个方向上的自由度。一系、二系悬挂系统具有非线性特性。整体混凝土道床轨道被视为由钢轨、扣件系统、轨道板及路基组成。其中,左右钢轨视为连续弹性离散点支承基础上的Timoshenko梁,轨道板用三维实体有限元单元模拟,扣件系统用三维黏弹性弹簧-阻尼单元模拟,路基支撑层简化为均匀分布的弹簧-阻尼单元连接。

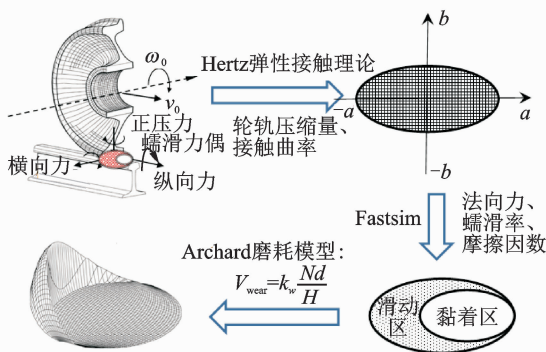
车轮在钢轨上滚动时,在轮轨界面存在复杂的力学行为。一般可以将轮轨接触分为两大块:a.法向问题;b.切向问题。法向力通常采用经典的Hertz弹性接触理论,根据接触曲率和轮轨压缩量实时计算出接触斑的大小和法向接触应力分布。在解决法向问题后,根据蠕滑率和摩擦因数,利用Kalker简化理论计算出接触斑内黏滑分布和切向力分布。根据这两个模型求得接触斑上的力、滑动量的分布,再采用Archard模型求得整个接触斑内的磨耗量,如图5(b)所示。

上文“固定频率”机理提到,列车在运行时,车轮受到周期性激励的作用而发生不均匀磨耗。为验证此结论,在轮对上施加一个周期性作用的激励,计算列车匀速运行一定里程后车轮多边形磨耗结果。其中,定义车轮直径 D 为 920 mm,列车运行速度 v 为 300 km/h,激励频率为 580 Hz。图6为列车匀速运



(a) 车辆/轨道耦合动力学模型

(a) Vehicle/track coupling dynamics model



K_w 为磨耗系数; d 为滑动距离; N 为轮轨法向力; H 为材料硬度

(b) 轮轨磨耗模型

(b) Wheel-rail wear model

图5 仿真计算模型

Fig. 5 Simulation model

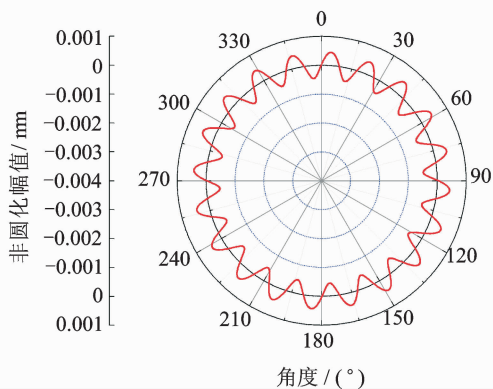


图6 车轮多边形磨耗计算结果

Fig. 6 Simulation result of polygonal wear

行 15 万 km 时,车轮多边形磨耗计算结果。

由图可知,列车运行时,轮对受到一个周期性激

励的作用,产生车轮多边形磨损。当 D 为 920 mm, v 为 300 km/h, f 为 580 Hz 时,车轮多边形阶数 $N = \pi D f_{\text{orr}} / v = \pi \times 0.920 \text{ m} \times 580 \text{ Hz} / 300 \text{ km/h} \approx 20$ 。从仿真计算结果来看,列车运行 15 万 km 时,恰好发生了 20 阶车轮多边形磨损。这与“固定频率”机理相吻合。

2.3 转向架振动特性分析

“固定频率”机理中提到,导致车轮发生多边形磨损的原因是由于列车运行时,轮对受到周期性的激励作用。由统计规律可知,此线路上车轮多边形磨损阶数主要为 18~20 阶,通过计算发现,其激励频率均约为 580 Hz。为探明此周期性激励的来源,对转向架轴箱进行加速度振动测试。

为了验证列车实际运行过程中,轮轨系统的模态耦合共振是否被激发出来,测试列车运行时转向架轴箱的振动特性,图 7 给出了列车从 0 加速到 300 km/h 这一过程中,轴箱(轮对)垂向振动的时频特性。图中颜色明亮程度代表振动水平,颜色越亮,表示振动水平越高。

由图 7 可知,列车在加速过程中,轴箱垂向振动在时频特性图上的 550~600 Hz 频段存在“竖直亮带”,这表示轴箱在频段内的振动响应不随车速变化而改变,为轮轨系统的固有属性。这说明列车实际运行条件下,轮轨系统的模态被激发出来,这使得转向架系统在 550~600 Hz 频段内的振动加剧,从而诱发车轮出现 18~20 阶多边形磨损。

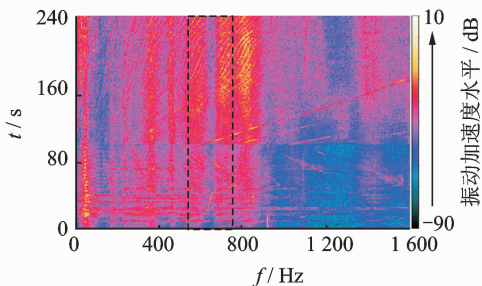


图 7 轴箱垂向振动时频特性

Fig. 7 The vertical vibration of the axle box in time-frequency domain

3 车轮多边形磨损关键诱因分析

由上文分析可知,轮轨系统在 580 Hz 频率附近发生模态共振会导致车轮发生多边形磨损。轮轨表面种种不平顺作为主要激励源,能够激发轮轨系统在 580 Hz 频率下的模态耦合共振。以某多边形磨

耗列车在此线路上运行为例,分析导致轮轨系统发生模态共振的激励源,确定车轮多边形磨损的关键诱因。

3.1 车轮偏心的影响

图 8 为镟后车轮多边形磨损测试结果。由车轮多边形磨损统计规律可知,即使经过镟修,车轮仍然存在偏心问题,而偏心往往会带来谐频异常振动问题。

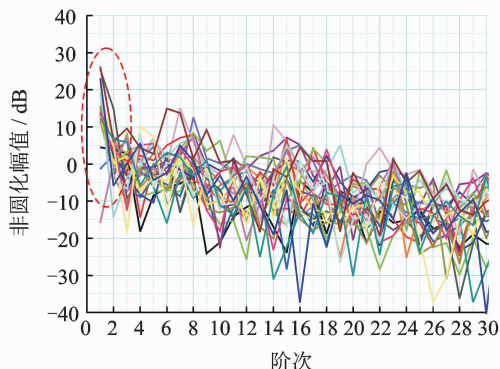


图 8 镟后车轮多边形磨损测试结果

Fig. 8 The measurement result of polygonal wear after re-profiling

图 9 为 200~800 Hz 频段内轴箱的振动响应。由图可知,轴箱振动响应在 200~800 Hz 频段内存在以 31~32 Hz 等间距分布的振动峰值,这是典型的高频谐频振动现象。通过动力学模型仿真计算和理论分析可知,此类高频谐频振动问题是由车轮偏心引起的。当因车轮偏心缺陷产生的谐频异常振动作用在 550~600 Hz 转向架敏感共振频段时,可能激发轮轨系统在此频段内的模态共振,从而诱发车轮多边形磨损的形成。

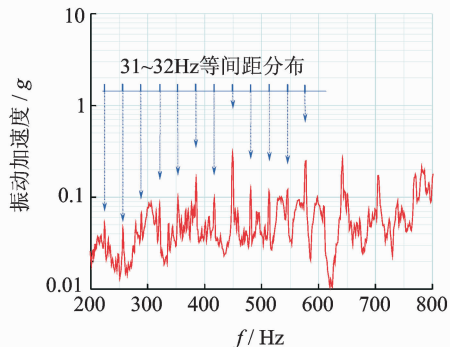


图 9 轴箱振动频谱特性

Fig. 9 Vibration spectrum characteristics of axle box

3.2 钢轨波磨的影响

对此线路钢轨表面粗糙度进行测试,由图 10 可

知,此线路个别区段存在特征波长为 151.4 mm 和 244.4 mm 的钢轨波磨。图 11 为列车运行通过波磨区段和非波磨区段轴箱振动时频特性对比。图 12 为列车运行通过波磨区段和非波磨区段轴箱振动频谱特性对比。

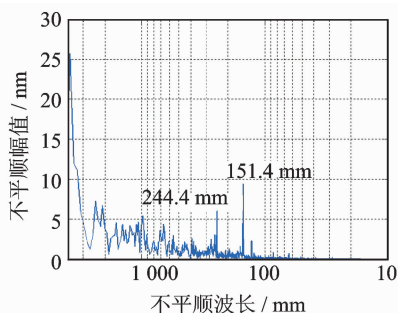


图 10 钢轨波磨测试结果

Fig. 10 Measurement of the rail corrugation

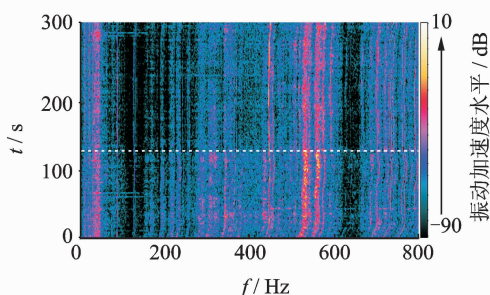


图 11 轴箱振动时频特性对比

Fig. 11 Comparison of the vibration of the axle box in time-frequency domain

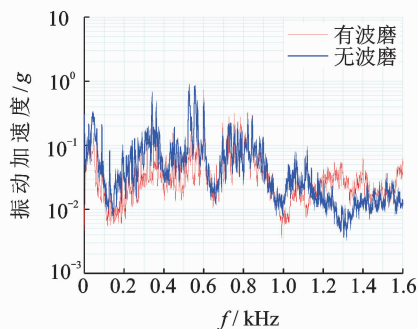


图 12 轴箱振动频谱特性对比

Fig. 12 Comparison of vibration spectrum characteristics of axle box

由时频特性对比可知,列车运行通过波磨区段和非波磨区段时,轴箱垂向振动在 500~600 Hz 频段内均存在显著的竖直亮带,这是由于轮轨系统在此频段存在固有模态及车轮多边形所致。可以看出,列车运行通过波磨区段时,500~600 Hz 频段内数值亮带的亮度显著高于非波磨区段,因此钢轨波磨可以加剧转向架系统在此频段内的振动。

由频谱特性对比可知,车辆以 300 km/h 运行通过波磨区段和非波磨区段时,轴箱振动差异最显著的频段为 270~337 Hz 和 527~554 Hz。这恰好对应 244.4 mm 和 151.4 mm 特征波长波磨的通过频率。因此,钢轨波磨可以显著加剧转向架的振动。当列车以 300 km/h 匀速通过 151.4 mm 波长的波磨区段时,转向架在 550~600 Hz 频段内的振动响应进一步加剧,可能加速车轮发生多边形磨耗。

3.3 轮轨异常冲击的影响

列车在条件恶劣的线路上运行时,会产生各种类型的轮轨异常冲击,而轮轨异常冲击为一个较宽频的激励,可以激发轮轨系统在 0~700 Hz 频段内的各阶固有模态。

图 13 为列车运行时,发生轮轨异常冲击情况下的轴箱振动时域信号图。由图可知,列车运行时钢轨存在焊接接头不平顺,会产生显著的冲击信号,这会引引起转向架系统在宽频带内的异常振动。

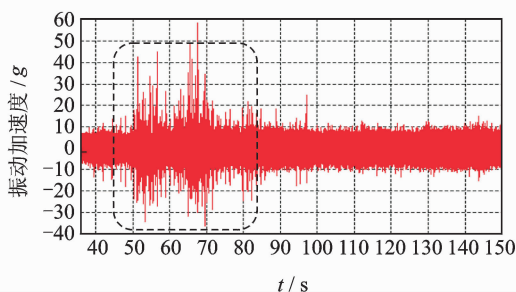


图 13 振动时域信号

Fig. 13 Vibrational time domain signal

图 14 为列车运行时,发生轮轨异常冲击情况下的轴箱振动时频特性图。如图所示,由于轮轨系统在 550~600 Hz 存在固有模态,因此在时频图上存在数值亮带,当其运行经过轮轨异常冲击区段时,转向架系统在 550~600 Hz 频段内振动显著,可能诱发车轮发生多边形磨耗。

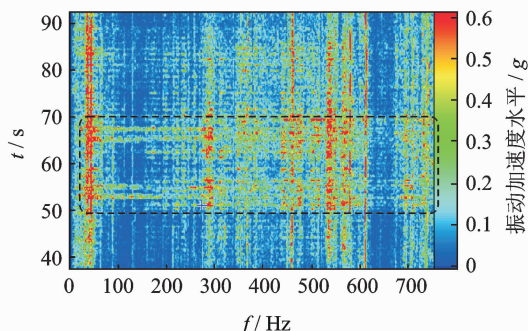


图 14 轴箱振动时频特性

Fig. 14 The vibration of the axle box in time-frequency domain

4 结 论

1) 列车运行时车轮受到周期性激励作用会发生多边形磨损,且当激励波长整分车轮周长时,多边形磨损发展迅速。

2) 此周期性激励来源于轮轨系统在 580 Hz 频率附近的模态共振,但是该频率来自于车辆或轨道的哪些部件或系统的共振还有待今后进一步研究。

3) 轮轨表面的各种不平顺,如车轮偏心、钢轨波磨、轨缝及接头等均可以激发轮轨系统在 580 Hz 频率附近的模态共振,进而诱发车轮多边形磨损产生。

4) 目前,国内外对于多边形磨损问题的认识仍存在分歧。通过现场试验研究的优势在于结果更加真实可信,但是测试样本仍然不足,解释多边形磨损机理仍不够充分,需要继续开展试验。试验内容应该涵盖不同车型、运行线路及运行条件等。同时,相较于现场试验,室内试验更具有针对性,也应一并开展。国内目前关于这方面的研究还较少。另外,数值仿真模型的推进工作也必不可少,建立考虑轮对和构架柔性变形的动力学计算模型,从理论分析角度来解释车轮多边形磨损的成因。

参 考 文 献

- [1] NIELSEN J, JOHANSSON A. Out-of-round railway wheels—a literature survey[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2000, 214: 79-91.
- [2] 金学松, 吴越, 梁树林, 等. 车轮非圆化磨损问题研究进展[J]. 西南交通大学学报, 2018, 53(1):1-14.
JIN Xuesong, 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. (in Chinese)
- [3] KAPER H P. Wheel corrugation on Netherlands railway (NS): origin and effects of ‘polygonization’ in Particular [J]. Journal of Sound and Vibration, 1988, 120(2): 267-274.
- [4] MORYS B. Enlargement of out-of-round wheel profiles on high speed trains [J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 227(5): 966-978.
- [5] MEYWERK M. Polygonalization of railway wheels [J]. Archive of Applied Mechanics, 1999, 69(2): 105-120.
- [6] MAZILU T, DUMITRIU M, TUDORACHE C. Wheel/rail interaction due to the polygonal wheel [J]. Scientific Bulletin Series D: Mechanical Engineering, 2011, 73(3): 95-108.
- [7] JIN X S, WU L, FANG J Y. 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): 1-18.

- [8] 罗仁, 曾京, 邹平波, 等. 高速列车车轮不圆顺磨损仿真及分析[J]. 铁道学报, 2010, 32(5):30-35.
LUO Ren, ZENG Jing, WU Pingbo, et al. Simulation and analysis of wheel out-of-roundness wear of high-speed train [J]. Journal of the China Railway Society, 2010, 32(5): 30-35. (in Chinese)
- [9] 张雪珊, 肖新标, 金学松. 高速车轮椭圆化问题及其对车辆横向稳定性的影响[J]. 机械工程学报, 2008, 44(3): 50-56.
ZHANG Xueshan, XIAO Xinbiao, JIN Xuesong. Influence of high speed railway wheels ovalization on vehicle lateral stability [J]. Journal of Mechanism Engineering, 2008, 44(3):50-56. (in Chinese)
- [10] 李玲. 车轮多边形化对直线电机车辆动力学行为的影响[D]. 成都: 西南交通大学, 2010.
- [11] 吴越, 韩健, 刘佳, 等. 高速列车车轮多边形磨损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 high-speed train polygonal wheels on wheel/rail contact force and bogie vibration [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(4): 37-46. (in Chinese)
- [12] 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.
- [13] 尹振坤, 吴越, 韩健. 高速列车车轮多边形磨损对轮轨垂向力的影响[J]. 铁道学报, 2017, 39(10):26-32.
YIN Zhenkun, WU Yue, HAN Jian. Effect of polygonal wear of high-speed train wheels on vertical force between wheel and rail[J]. Journal of the China Railway Society, 2017, 39(10):26-32. (in Chinese)
- [14] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学[M]. 3版. 北京: 科学出版社, 2007:51-56.



第一作者简介:赵新利,男,1987年10月生,工程师。主要研究方向为轨道车辆振动与噪声设计与控制,轨道车辆模态匹配。
E-mail:593794747@qq.com

通信作者简介:肖新标,男,1978年8月生,副研究员、硕士生导师。主要研究方向为轨道车辆振动与噪声控制。
E-mail:xinbiaoxiao@163.com

