DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2023.02.101
文章编号：1000-128X(2023)04-0042-08

速度160 km/h轨道车辆直向道岔通过性能研究

吕小勇，王　勇，张小平，张博宁，张胜建
（西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室，四川 成都　610031）

摘　要：文章介绍了在多体动力学软件Simpack中建立道岔的原理和过程，通过实测的12号提速道岔型面数据和JM3踏面数据，使用MATLAB编写的迹线法程序对岔区的轮轨接触几何关系进行求解，研究轮轨接触点在道岔不同区域的分布情况。根据速度160 km/h轨道车辆的特点，在Simpack中建立车辆和道岔动态相互作用的模型，仿真踏面磨耗前后车辆以160 km/h的速度直逆向通过道岔的动力学响应，讨论车辆的横向减振器与抗蛇行减振器的刚度和阻尼对岔区蛇行运动的影响。结果表明：道岔区的轮轨接触几何关系不断变化是影响岔区动力学性能的主要因素，车辆通过道岔时轮轨接触点不连续，轮轨易受到冲击，主要表现为辙叉处的垂向冲击与振动，但由于接触点的突变，也会引起横向振动。当车轮过度磨耗后，高速通过道岔时会激起车辆系统的蛇行运动，通过调整抗蛇行减振器和横向减振器的参数可以抑制蛇行运动，改善车辆通过道岔的动力学性能。

关键词：轨道车辆；变截面道岔；轮轨接触几何关系；动力学性能
中图分类号：U213.6　　**文献标识码：**A

Research on railway vehicle performance of passing through turnouts forward at 160 km/h

LYU Xiaoyong, WANG Yong, ZHANG Xiaoping, ZHANG Boning, ZHANG Shengjian

(State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China)

Abstract: This paper first introduced the principle and process of modeling turnouts by the multi-body dynamics software Simpack, and then expounded the process to solve the wheel-rail contact geometric relationship in the turnout area using the trajectory method programmed by MATLAB and based on the measured data of No. 12 speeding-up turnout profile and JM3 tread, and accordingly revealed the distribution of wheel-rail contact points in different turnout areas as the study results. A vehicle-turnout dynamic interaction model was first established by Simpack in the current study according to the characteristics of 160 km/h railway vehicles, to simulate the dynamic response of the vehicle passing through turnouts at 160 km/h directly and inversely before and after the tread wear, and to discuss the impact of the stiffness and damping of the vehicle's lateral damper and anti-hunting damper on the hunting motion in the turnout area. The results show that the continuous changes of wheel-rail contact geometry in the turnout area is an important factor affecting the dynamic performance of the turnout area. To be specific, when the vehicle passes through turnouts with discontinuous wheel-rail contact points, the wheel-rail coupling is vulnerable to impact, which is mainly represented by the vertical impact and vibration at the frog, and any sudden change of the contact points also causes lateral vibration. The vehicle with over-worn treads suffers from the hunting motion when passing through turnouts at a high speed, which can be suppressed by adjusting the parameters of the anti-hunting damper and lateral damper, as a move to improve the dynamic performance of the vehicle passing through turnouts.

基金项目：中国国家铁路集团有限公司系统性重大项目(P2021J003)
通信作者：王　勇（1972—），男，博士，副研究员，硕导，主要从事铁道车辆系统动态模拟和仿真，车辆系统动力学理论、试验以及教学工作；E-mail：wyong@home.swjtu.edu.cn
引用格式：吕小勇,王勇,张小平,等.速度160 km/h轨道车辆直向道岔通过性能研究[J].机车电传动,2023(4):42-49.
Citation：LYU Xiaoyong,WANG Yong,ZHANG Xiaoping,et al.Research on railway vehicle performance of passing through turnouts forward at 160 km/h[J].Electric drive for locomotives,2023(4):42-49.

Keywords: railway vehicle; variable-section turnout; wheel-rail contact geometry; dynamic performance

0　引言

道岔是铁道车辆运行中不可或缺的设备，在我国的道岔中，普通单开道岔是最常见的。相比于可动心轨道岔，固定辙叉式道岔有着造价低廉、稳定性强、转换性能好等独特的优点，因此我国部分普速客货混运线道岔均以固定辙叉式道岔为主[1]。

道岔结构本身较为特殊，转辙区和辙叉区轨顶高低变化及有害空间的存在，导致轮轨接触关系复杂，车辆通过时会产生剧烈的轮轨冲击[2]。文献[3]为了研究固定辙叉式道岔和可动心轨式道岔动力学性能的差别，建立了道岔区内轮轨相互作用的空间耦合振动模型，研究表明可动心轨可以消除有害空间引起的冲击。文献[4]利用 Simpack 建立了“机车–固定辙叉系统”动力学模型，对机车以不同速度和不同方向通过道岔的动力学进行了详细的研究。文献[5]研究了道岔区的轮轨接触关系，提出道岔的尖轨区和心轨区在现有空间结构下会发生多点接触，并给出了位置和轮轨力在相关轨线上的转移与分配特性，揭示了车辆和道岔间产生横向和垂向冲击振动原理。文献[6]利用多体动力学软件 GENSYS 建立“车辆–道岔”耦合模型，考虑了轨道横截面的变化和轮轨的两点接触，得出结论——车辆过道岔时钢轨变截面和缺少缓和曲线是影响车辆动力学的 2 个重大因素。文献[7]利用文献[6]的模型仿真结果，通过与现场实测数据对比，验证了动力学仿真结果与现场实测结果的一致性。文献[8]搭建了货车模型和道岔模型，基于 VAMPIRE 计算了轮轨接触关系，对车辆直向、侧向通过道岔的动力学性能进行了详细的分析。文献[9]在 Simpack 中以 4 种不同的车轮型面和 2 组不同的道岔进行匹配，模拟车辆在道岔上的动力学行为，研究表明：道岔的线型对于车辆在道岔上的动力学影响较大，而车轮型面对其影响很小。文献[10]利用多体动力学软件 UM 建立动力学分析模型，采用非椭圆多点接触算法模拟轮轨关系，分析了高速列车在车轮磨耗状态下轮岔作用及车辆通过道岔的动力学性能相关问题。

综上所述，“车辆–道岔”耦合动力学的发展已经较为成熟，可以借助多种商业软件对道岔进行建模仿真。本文在前述研究成果的基础上，以 12 号提速道岔和速度 160 km/h 的轨道车辆为研究对象，利用 Simpack 建立考虑变截面的“车辆–道岔系统”动态相互作用模型，从轮轨接触几何关系出发，揭示岔区的轮轨接触几何特性，研究车辆直向和逆向高速通过道岔的动力学响应，特别是针对车辆在长期服役过程中，踏面磨耗引起等效锥度增大，进而导致通过道岔时出现的横向晃动情况。

1　变截面道岔模型

图 1 所示为 60 kg/m 钢轨的 12 号固定型辙叉的单开道岔平面示意图，该通岔主要由转辙器（基本轨、尖轨和转辙机械等）、连接部分、辙叉和护轨组成。道岔全长 39.9 m，设 1:40 轨底坡（或轨顶坡），尖轨采用 60AT 钢轨刨切而成，尖端为藏尖式，直向允许通过的最高速度为 160 km/h。

道岔区的钢轨截面是一个三维空间内不断变化的结构，但在特定的截面上，钢轨外形是确定不变的[11]。当车辆直逆向通过道岔时，车轮依次经过尖轨、有害空间和固定心轨，然后驶出道岔区域。为了保证车辆通过道岔的轨道平顺性，转辙区的尖轨相对基本轨以及辙叉区的心轨相对翼轨均有一定降低值，降低值沿着前进方向逐渐减小，轨头逐渐加宽，最后分别和基本轨与翼轨齐平[12]。因此，在对固定辙叉式道岔建模时，重点考虑变截面的尖轨和辙叉。在软件 Simpack 中建立道岔时，在 Rail 模块中插入多个关键截面实现钢轨的变截面，在 Track 模块中体现道岔的线型，决定车辆直向或侧向通过道岔。

转辙区和辙叉区的截面如图 2 和图 3 所示，需要注意的是，相邻 2 个关键截面之间的截面由软件内部插值

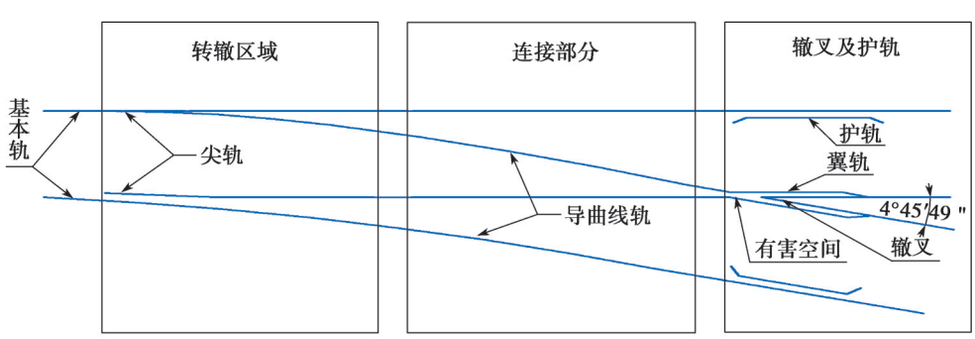


图 1　道岔示意图

Fig. 1　Schematic diagram of turnout

生成，由于导入Simpack的关键截面是变截面部分和基本轨的组合截面，内部插值时会将二者考虑为一个整体，在截面较少的情况下出现较大的插值误差，因此关键截面数量越多，道岔模型越精确。

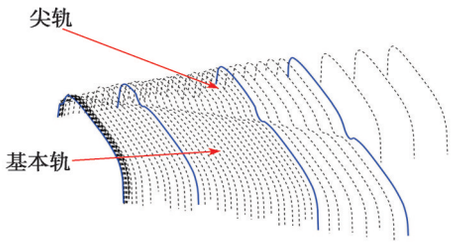


图2 转辙区

Fig. 2 Switch area

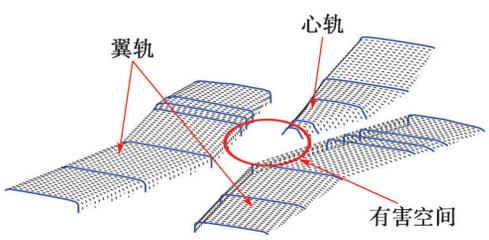


图3 辙叉区

Fig. 3 Frog area

2 “车辆–道岔”相互作用模型

2.1 车辆系统动力学模型

根据速度160 km/h轨道车辆的特点，不考虑车辆部件的弹性变形以及相邻车的影响，在Simpack中建立的车辆动力学模型如图4所示。车辆的基本参数如表1所示，减振器阻尼特性如图5所示。该车最大轴重为21 t，一系悬挂由一系钢弹簧和一系垂向减振器组成，轴箱采用双拉杆定位方式；中央悬挂装置设有横向止挡、垂向减振器、横向减振器以及抗蛇行减振器等。

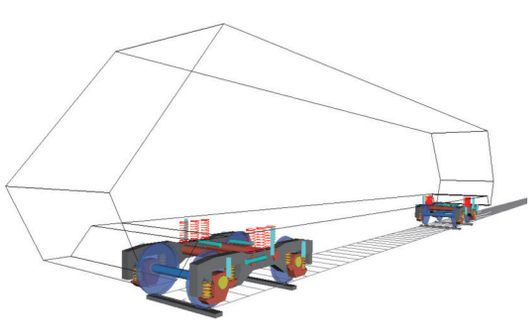
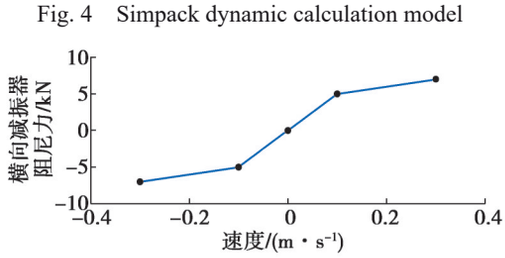
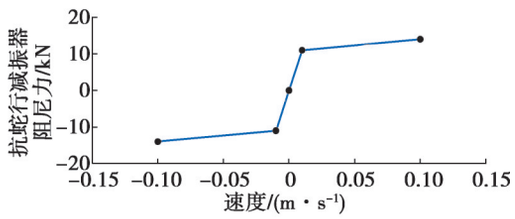


图4 Simpack动力学计算模型

Fig. 4 Simpack dynamic calculation model



(a) 横向减振器阻尼力



(b) 抗蛇行减振器阻尼力

图5 减振器阻尼特性

Fig. 5 Damping characteristics of damper

表1 车辆基本参数

Table 1 Basic parameters of vehicle

参数名称	参数值	参数名称	参数值或型号
轴重/t	21	抗蛇行减振器节点刚度/(MN·m^{-1})	8
车辆定距/m	18	横向减振器节点刚度/(MN·m^{-1})	6
转向架轴距/m	8	车轮踏面	JM3
车轮半径/m	0.525	钢轨型面	CN60

2.2 轮岔接触几何关系

道岔区不同位置对应不同截面，轮轨接触情况实时变化。在不考虑轮背与护轨接触的情况下，一般有2种情况：第一种是载荷完全由基本轨（翼轨）或尖轨（心轨）承担，属于单点接触；第二种是处于过渡状态，载荷由基本轨和尖轨（或心轨和翼轨）共同承担，造成2点接触，如图6所示。

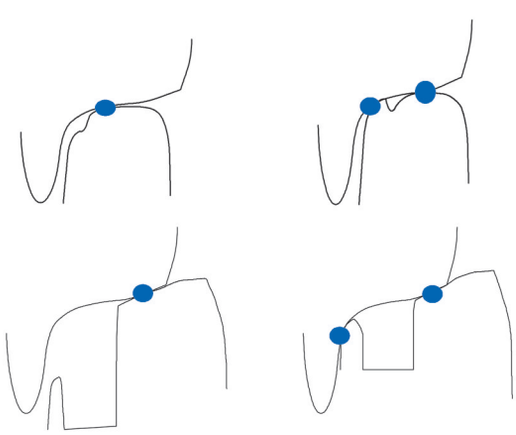


图6 道岔区的2点接触示意图

Fig. 6 Schematic diagram of two-point contact in turnout area

为了准确地描述岔区的轮轨接触几何关系，使用最小距离搜索法[13]来迭代求解轮轨接触点和接触参数。其寻找轮轨接触点的过程如图7所示，在不同轮对横移量y_w下，以轮对侧滚角θ为自变量，迭代寻找轮轨的最小间隙，直至左右轮轨间隙相等，即满足式(1)的要求。

$$|dL - dR| \leqslant \varepsilon \tag{1}$$

式中：dL、dR分别为左右轮轨之间的最小距离；ε为给定的无限小的正数，取值10^{-6} mm。

图8所示为不考虑轮对摇头角，在轮对横移±10

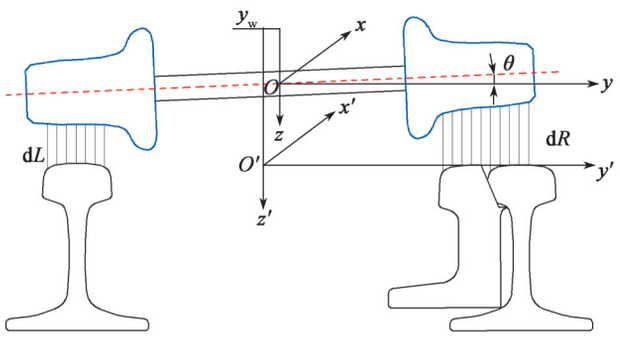


图 7　轮轨接触点计算示意图

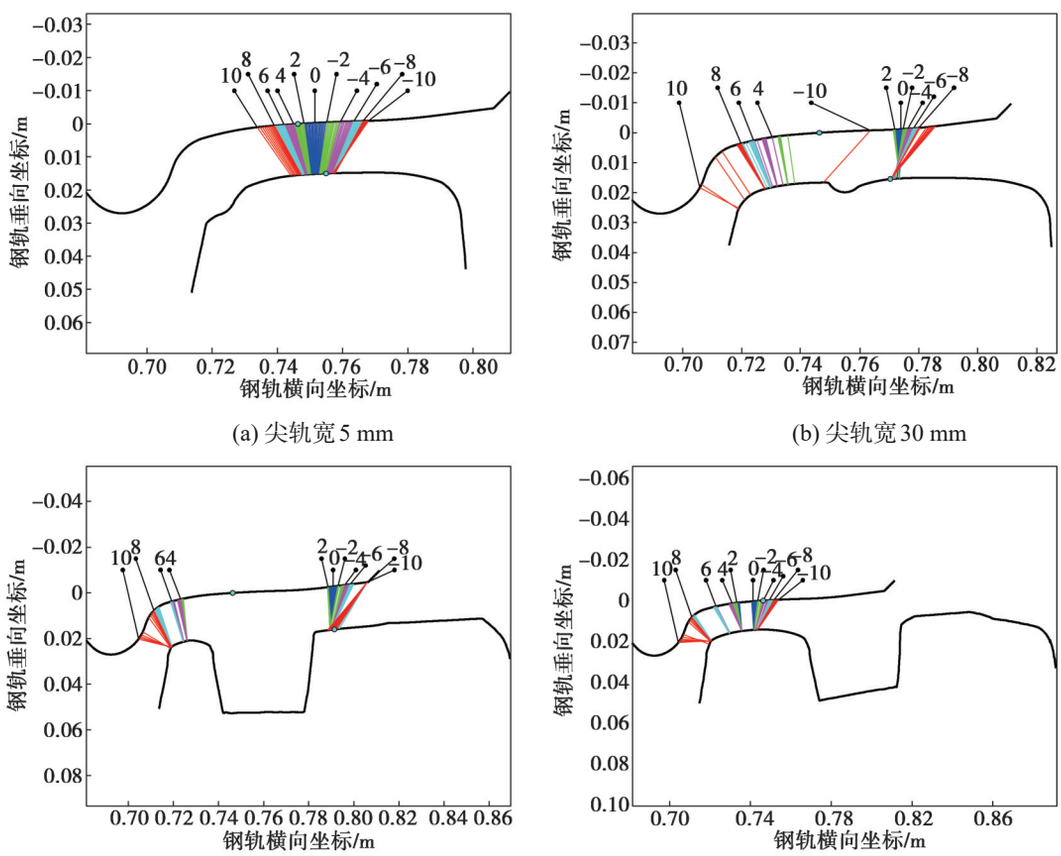
Fig. 7　Schematic diagram of wheel-rail contact point calculation

mm 范围内，轮轨接触点在踏面和钢轨上的分布。由图 8 可知，当车轮与道岔区不同型面匹配时，轮轨接触点分布不均匀，并且存在较大的不连续，不考虑轮轨的弹性变形，轮载从基本轨（翼轨）过渡到尖轨（心轨）时，接触点将发生突变，这种接触点的突变会产生较大的冲击，影响车辆通过道岔的安全性和平稳性。

2.3　模型验证

为了验证道岔模型的准确性，将本文直向过岔的轮轨垂向力仿真结果与相关文献结果进行对比。图 9 所示为文献[14]在 21 t 轴重下机车以 200 km/h 直向通过可动心道岔的轮轨垂向力结果，本文以相同速度通过固定辙叉式道岔的轮轨垂向力变化波形如图 10 所示。

由于二者轴重相同，采用的轮轨型面一致，通过速度相同，因此整体变化趋势一致，但图 9 为通过 18



(a) 尖轨宽 5 mm　　(b) 尖轨宽 30 mm

(c) 心轨宽 20 mm　　(d) 心轨宽 50 mm

图 8　不同横移量时的轮轨接触点分布

Fig. 8　Distribution of wheel-rail contact points with different lateral displacement

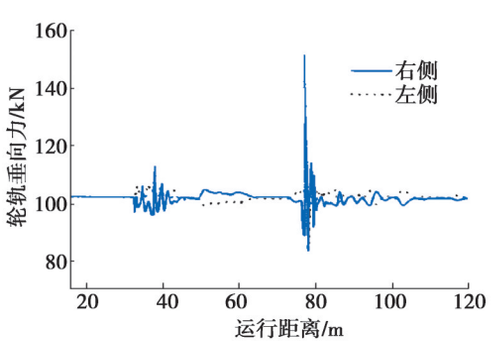


图 9　文献[14]仿真结果

Fig. 9　Simulation results of reference [14]

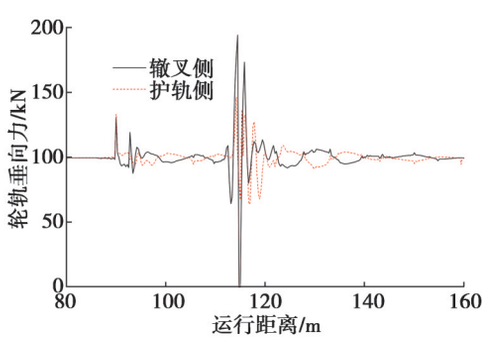


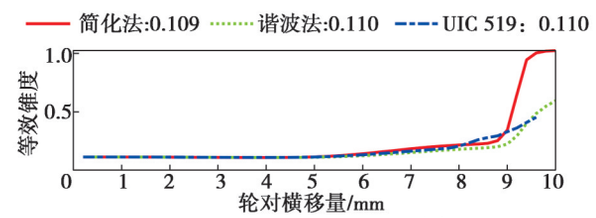
图 10　本文仿真结果

Fig. 10　Simulation results of this paper

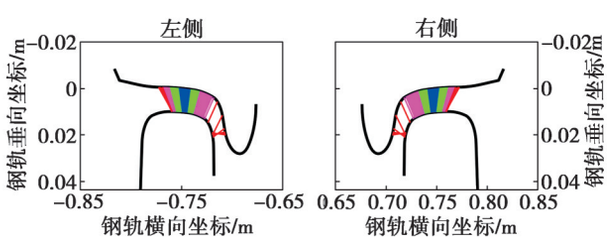
号可动心道岔，消除了有害空间，垂向冲击相对较小，而 12 号道岔存在有害空间，轮轨迹线存在不连续，导致垂向有较大的冲击，瞬时峰值力达到 200 kN，存在短暂的轮轨分离。综合来看，两者在转辙区和辙叉区的轮轨垂向力峰值以及曲线特性几乎一致，体现出了道岔结构不平顺对车辆的影响。

3 车辆通过道岔的动力学分析

对车辆的临界速度进行计算，车辆的轮轨型面分别为 JM3 型踏面和 CN60 轨，轮轨接触几何关系如图 11 所示，通过简化法、谐波法和 UIC 519 法等 3 种方法对等效锥度进行计算，等效锥度的计算过程可参考文献[15]。由图 11 可知，等效锥度在轮对横移 5 mm 范围内能保持较小的恒定值，大于 5 mm 后随着轮对横移量的增大而增大，在横移 3 mm 处的名义等效锥度为 0.11 左右；在轮对横移±10 mm 范围内，轮轨接触点分布均匀，主要集中在踏面区域和轨顶偏轨道内侧区域。



(a) 等效锥度



(b) 轮轨接触点分布

图 11 新轮轨接触几何关系

Fig. 11 Contact geometry relationship of new wheel and rail

通过降速法计算车辆的非线性临界速度，图 12 为一位轮对在不同速度下的横移量。由图 12 可知，当车辆运行速度减小到 346 km/h 时，轮对蛇行幅值收敛到 0 mm，能够满足 160 km/h 最高速度运行的要求，并且具有较大的安全性裕量。

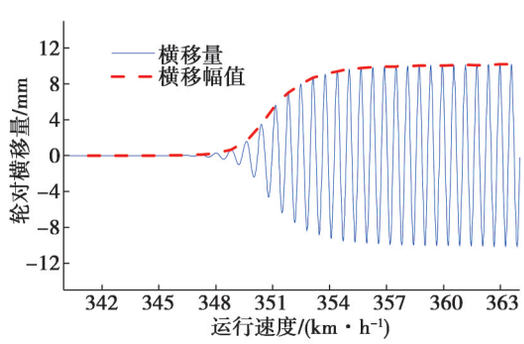


图 12 不同速度下的轮对横移量

Fig. 12 Wheelset lateral displacement at different speeds

3.1 岔区蛇行运动

在软件 Simpack 中对车辆在道岔中出现的蛇行运动进行复现，踏面采用实测的机车磨耗踏面，如图 13 所示。相比于标准的 JM3 踏面，磨耗后的车轮，轮缘磨耗量最大为 1.84 mm，踏面凹磨量最大为 2.30 mm，和 60 轨匹配的轮轨接触几何关系如图 14 所示。由图 14 可知，当踏面磨耗后，轮轨接触点主要分布在车轮名义滚动圆两侧和钢轨顶两侧，同时由于侧磨减薄了轮缘厚度，增大了轮轨间隙，在轮对横移±10 mm 范围内不再出现轮缘接触；但等效锥度变化较大，出现了负锥度，轮对横移 3 mm 处的名义等效锥度为 0.40 左右。

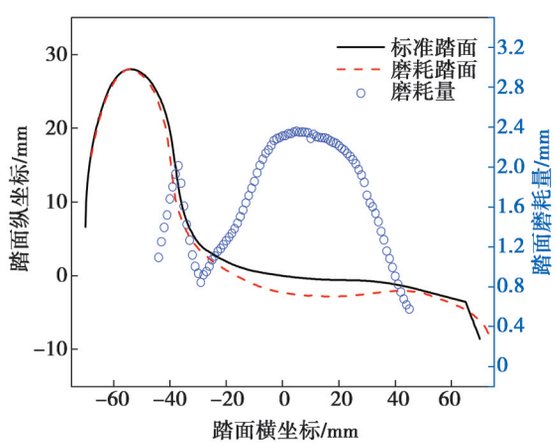
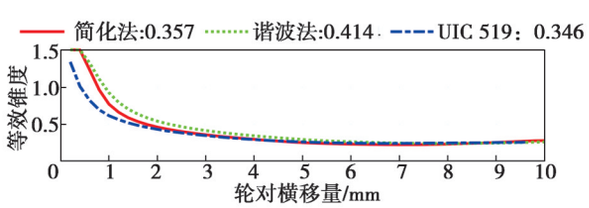
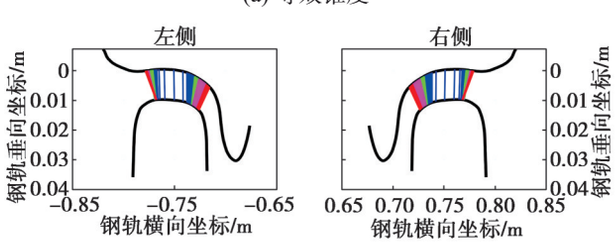


图 13 实测 JM3 踏面磨耗图

Fig. 13 Schematic diagram of measured JM3 tread wear



(a) 等效锥度

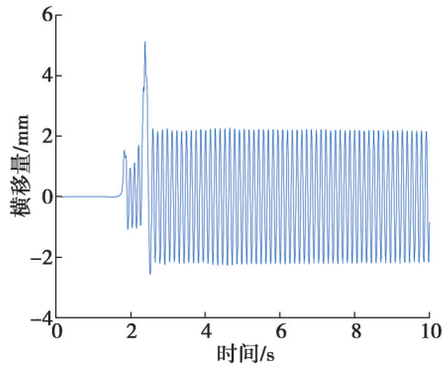


(b) 轮轨接触点分布

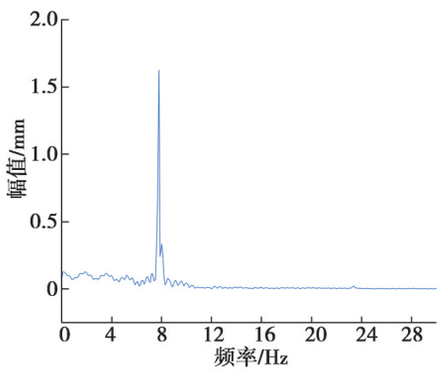
图 14 磨耗后轮轨接触几何关系

Fig. 14 Wheel-rail contact geometry relationship after tread wear

当车辆以 160 km/h 的速度通过道岔时，一位轮对的横移如图 15 所示。由图 15 可知，车辆出现了 2 mm 左右的小幅蛇行运动，蛇行主频为 7.8 Hz。



(a) 横移量



(b) 幅值

图 15　蛇行运动分析

Fig. 15　Hunting motion analysis

对比车轮磨耗前后的结果，图 16 为一位轮对和车体的横移量，图 17 为车体前部横向和垂向振动加速度曲线。由图 16 和图 17 可知，当车辆进入道岔后，会在转辙区和辙叉区产生冲击，在新轮状态下能够较快地衰减道岔引起的振动，但车轮磨耗后道岔的结构不平顺激起了车辆的蛇行运动。

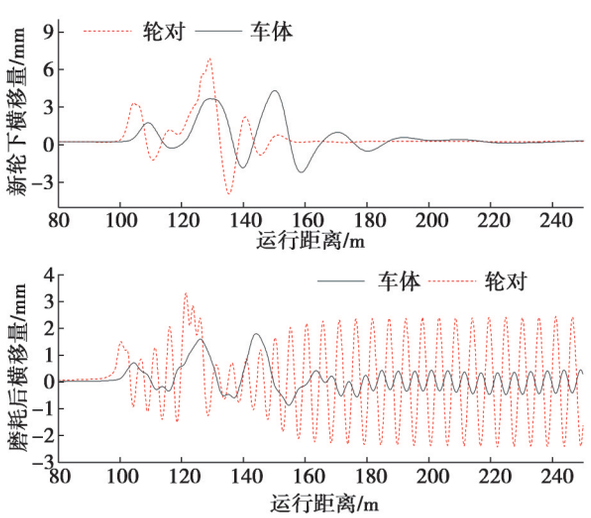


图 16　轮对和车体横移

Fig. 16　Transverse movement of wheelset and carbody

根据国标 GB/T 5599—2019[16]对车辆的动力学指标进行计算，得到车轮磨耗前后的动力学指标，对比如表 2 所示。由表 2 可知，相比于标准车轮，磨耗后轮轴横向力和脱轨系数有所增大，轮重减载率降低，但都没有超限，由此可见车轮廓形的变化对安全性指标影响不大。因为踏面磨耗使车轮和钢轨的“共形度”增加，一定程度上降低了轮轨冲击；但由于轮缘和踏面的磨耗，导致轮载过渡位置后移[17]，轮轨接触点在 2 个接触区域内来回跳跃，出现小幅蛇行运动，导致平稳性变差。需要说明的是，因为没有考虑轨道随机不平顺，计算得到的结果值较小，只适用于磨耗前后的相对比较。

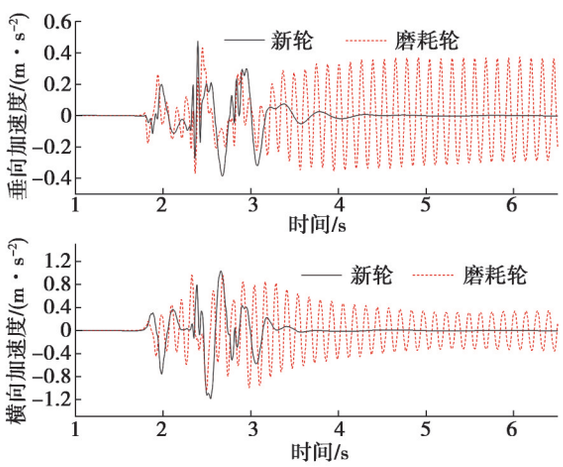


图 17　车体横向和垂向振动加速度

Fig. 17　Lateral and vertical acceleration of carbody

表 2　车轮磨耗前后动力学指标对比

Table 2　Comparison of dynamic indexes before and after wheel wear

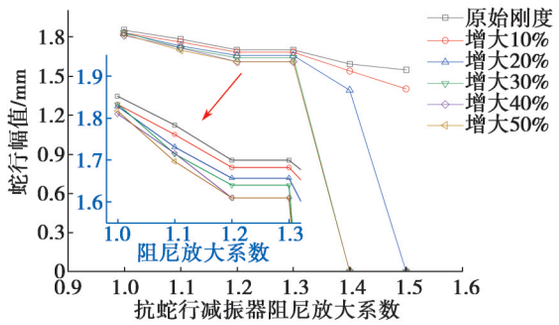
工况	轮轴横向力/kN	脱轨系数	轮重减载率	平稳性指标	
				横向	垂向
新轮	28.96	0.138	0.237	1.62	1.11
磨耗轮	31.29	0.171	0.180	2.65	2.23

3.2　改善措施

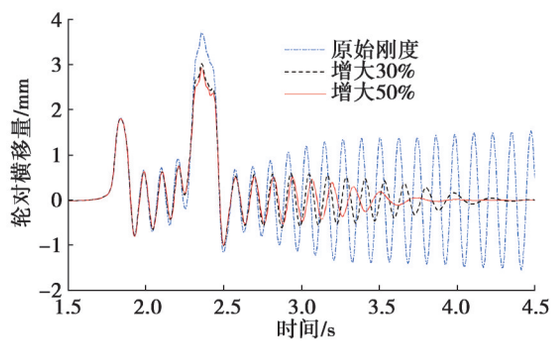
通过上述分析可知，当车轮踏面磨耗后，轮轨接触关系变差，道岔区的结构不平顺容易引起车辆的小幅蛇行运动，虽然对安全性指标影响不大，但车体出现了明显的横向晃动，导致平稳性变差。因此，本节将考虑通过改变抗蛇行减振器和横向减振器的特性参数来衰减振动。

图 18 为抗蛇行减振器刚度和阻尼参数从原始值变化到+50%过程中，轮对蛇行运动的变化规律。从图 18(a)可以看出，整体上蛇行幅值随着抗蛇行减振器参数的增大而减小，当阻尼放大系数达到 1.4 时，蛇行运动收敛，并且刚度越大时，收敛速度越快。取阻尼放大系数为 1.5，绘制不同刚度放大系数下的轮对横移量时域图，如图 18(b)所示，在原始刚度值下振动不能衰减，轮对横移幅值仍然为 2 mm 左右；当刚度增大 30%时，蛇行运动可以收敛，当刚度增大 50%时，可以较快地收敛。

图 19 为横向减振器刚度和阻尼参数从原始值变化到+50%过程中，轮对蛇行运动的变化规律，整体上蛇行幅值随着横向减振器参数的增大而减小，并且对阻尼的变化更加敏感，但在0~+50%变化范围内，蛇行幅值都没有收敛到0，说明抗蛇行减振器参数的影响比横向减振器参数的影响更大，因此改变抗蛇行减振器参数可以有效改善岔区的“晃车”现象。



(a) 蛇行减振器参数对蛇行幅值的影响



(b) 轮对横移时域图

图 18 抗蛇行减振器特性参数对蛇行运动的影响

Fig. 18 Influence of characteristic parameters of anti-hunting damper on hunting motion

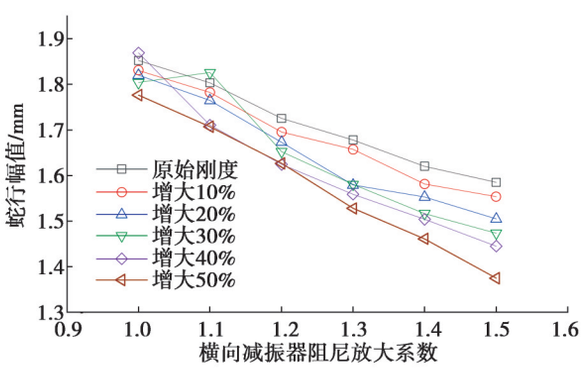


图 19 横向减振器特性参数对蛇行运动的影响

Fig. 19 Influence of characteristic parameters of lateral damper on hunting motion

在车轮磨耗的情况下，将抗蛇行减振器的刚度和阻尼增大 50%，横向减振器刚度和阻尼增大 20%，对比调整参数前后车体平稳性和舒适度，平稳性指标取前后测点的最大值，结果如表 3 所示。由表 3 可知，调整参数后，车辆的平稳性和舒适度大幅提高，车辆经过岔区时的蛇行运动消失，保证了车辆运行的平稳性。

表 3 改变参数前后平稳性和舒适度指标对比

Table 3 Comparison of stability and comfort indexes before and after adjusting parameters

工况	平稳性指标		舒适度指标		
	横向	垂向	前部	中部	后部
调整前	2.79	2.23	2.25	0.65	2.32
调整后	1.03	0.81	0.50	0.17	0.47

4 结论

本文基于使用软件 Simpack 对固定辙叉式道岔进行了建模，对某型铁路车辆通过该型道岔的动力学性能进行了分析，得出以下结论：①道岔区的轮轨接触点存在严重的不连续，车辆通过道岔时会引起轮轨冲击；②对磨耗后的 JM3 踏面凹磨严重，使轮轨接触点分布在名义滚动圆两侧和轨顶两侧，车辆通过道岔时出现 2 mm 左右的小幅蛇行运动，对安全性影响不大，对平稳性有较大影响；③通过调整车辆的抗蛇行减振器参数和横向减振器参数可以抑制岔区蛇行运动，适当增大刚度和阻尼可以减小平稳性指标和舒适度指标，提升车辆的运行平稳性。

参考文献：

[1] 张鹏飞, 朱旭东, 雷晓燕. 提速道岔辙叉翼轨的加高值方案优化[J]. 西南交通大学学报, 2021, 56(3): 602-610.
ZHANG Pengfei, ZHU Xudong, LEI Xiaoyan. Optimization of wing rail lifting value for rigid frog of speed-up turnout[J]. Journal of southwest jiaotong university, 2021, 56 (3): 602-610.

[2] 曹洋, 王平, 赵卫华. 基于轮轨接触参数的固定辙叉设计方法[J]. 西南交通大学学报, 2012, 47(4): 605-610.
CAO Yang, WANG Ping, ZHAO Weihua. Design method for rigid frog based on wheel/rail contact parameters[J]. Journal of southwest jiaotong university, 2012, 47(4): 605-610.

[3] 王平. 道岔区轮轨系统空间耦合振动模型及其应用[J]. 西南交通大学学报, 1998(3): 52-57.
WANG Ping. A spatial coupling model for railway turnouts and its application[J]. Journal of southwest jiaotong university, 1998(3): 52-57.

[4] 马贺, 牛岩, 邹小春, 等. 机车通过固定辙叉动力学性能[J]. 科学技术与工程, 2022, 22(1): 353-358.
MA He, NIU Yan, ZOU Xiaochun, et al. Dynamic performance of locomotive passing through fixed frog[J]. Science technology and engineering, 2022, 22(1): 353-358.

[5] 任尊松, 孙守光. 道岔区轮轨接触几何关系研究[J]. 工程力学, 2008, 25(11): 223-230.
REN Zunsong, SUN Shouguang. Study on the wheel/rail

contact geometry relation of the turnout zone[J]. Engineering mechanics, 2008, 25(11): 223-230.

[6] KASSA E, ANDERSSON C, NIELSEN J C O. Simulation of dynamic interaction between train and railway turnout[J]. Vehicle system dynamics, 2006, 44(3): 247-258.

[7] KASSA E, NIELSEN J C O. Dynamic interaction between train and railway turnout: full-scale field test and validation of simulation models[J]. Vehicle system dynamics, 2008, 46 (Suppl 1): 521-534.

[8] SUN Y Q, COLE C, MCCLANACHAN M. The calculation of wheel impact force due to the interaction between vehicle and a turnout[J]. Proceedings of the institution of mechanical Engineers, Part F: Journal of rail and rapid transit, 2010, 224(5): 391-403.

[9] LAGOS R F, ALONSO A, VINOLAS J, et al. Rail vehicle passing through a turnout: analysis of different turnout designs and wheel profiles[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of rail and rapid transit, 2012, 226(6): 587-602.

[10] 肖乾, 李超, 昌超, 等. 高速列车型面不同磨耗状态下的过岔性能研究分析[J]. 铁道学报, 2020, 42(8): 51-59.
XIAO Qian, LI Chao, CHANG Chao, et al. Research on turnout passing performance of high-speed train with different wheel wear states[J]. Journal of the China railway society, 2020, 42(8): 51-59.

[11] 任尊松. 轮轨多点接触及车辆-道岔系统动态相互作用[M]. 北京: 科学出版社, 2014.
REN Zunsong. Wheel/rail multi-point contacts and vehicle-turnout system dynamic interactions[M]. Beijing: Science Press, 2014.

[12] 董飞飞, 岑敏仪, 江来伟, 等. 高速铁路道岔三维表面模型生成方法研究[J]. 铁道标准设计, 2019, 63(11): 40-44.
DONG Feifei, CEN Minyi, JIANG Laiwei, et al. Research on generation method of three-dimensional surface model of high-speed railway turnout[J]. Railway standard design, 2019, 63(11): 40-44.

[13] 李怡然, 丁军君, 王军平, 等. 小半径曲线钢轨型面优化对车辆动力学性能的影响研究[J]. 机车电传动, 2019(2): 66-70.
LI Yiran, DING Junjun, WANG Junping, et al. Research on the influence of rail profile optimization on vehicle dynamic performance in small radius curve[J]. Electric drive for locomotives, 2019(2): 66-70.

[14] 吴安伟. 列车-变截面道岔动力学仿真分析[D]. 成都: 西南交通大学, 2006.
WU Anwei. Analysis on the train-turnout system dynamics with variable cross-sections[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2006.

[15] 曾京, 干锋, 罗光兵. 轨道车辆轮轨关系检测及等效锥度管理[J]. 现代城市轨道交通, 2021(6): 29-34.
ZENG Jing, GAN Feng, LUO Guangbing. Inspection on wheel and rail interface of rail vehicles and management of equivalent conicity[J]. Modern urban transit, 2021(6): 29-34.

[16] 国家铁路局. 机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范: GB/T 5599—2019[S]. 北京: 中国标准出版社, 2019.
National Railway Administration of the People's Republic of China. Specification for dynamic performance assessment and testing verification of rolling stock: GB/T 5599—2019[S]. Beijing: Standards Press of China, 2019.

[17] 钱瑶, 王平, 赵思琪, 等. 车轮廓形的演变对道岔区轮轨接触几何的影响[J]. 铁道学报, 2020, 42(8): 107-115.
QIAN Yao, WANG Ping, ZHAO Siqi, et al. Influence of wheel profile evolution on wheel-rail contact geometry in high-speed turnout area[J]. Journal of the China railway society, 2020, 42(8): 107-115.

收稿日期：2022-12-01
修回日期：2023-01-01