

变轨距货车转向架的动力学分析*

石怀龙 罗仁[†] 王勇 施以旋 郭金莹

(西南交通大学牵引动力国家重点实验室,成都 610031)

摘要 建立了考虑轮轴间隙的三大件式变轨距货车转向架动力学模型,研究车辆在准轨和宽轨线路上的动力学性能和 LM 踏面在不同轨距线路上的轮轨接触关系.考虑轨距为 1435mm 和 1520mm、轨底坡为 1/40 和 1/20、标准和打磨后的多种钢轨廓形与 LM 踏面匹配,发现 LM 踏面对两种轨底坡的兼容性较好,而踏面磨耗后对轨底坡变化较敏感;LM 踏面在准轨线路上对轮轴横向间隙比较敏感,而在宽轨线路上则不存在这个问题.轮轴之间的横向和旋转间隙会导致车辆临界速度降低,建议控制间隙在 0.6mm 和 0.5mrad 以内;轮轴间隙不影响车辆运行安全性和平稳性,且在准轨和宽轨线路上的动力学指标基本无差异.变轨距车辆运行过程中,轮轨横向力和纵向蠕滑力会导致轮轴横向间隙和旋转间隙动态变化,变化量为间隙值;给出轮轴间隙与轮轨载荷的正态分布统计,发现轮轴间隙载荷与轮轨载荷相当.

关键词 变轨距, 轮轨关系, 动力学, 蛇行稳定性, 轮轴间隙

DOI: 10.6052/1672-6553-2020-020

引言

变轨距转向架通过改变轮对的内侧距来实现两种以上轨距轨道线路上运行,实现多种轨距线路的联运.内侧距可变轮对分为传统整体式轮对和独立旋转车轮两大类,客车和货车变轨距转向架都有研究.西班牙 Talgo 独立旋转车轮式变轨距转向架是研究最早、最具代表性的产品,用于兼容西班牙宽轨 1668mm 与法国准轨 1435mm 线路^[1].日本 E30 型变轨距转向架也采用了独立旋转车轮结构,用于兼容准轨 1435mm 和窄轨 1067mm^[2].通过对整体式轮对进行改进,德国 DBAG/Rafil V、波兰 SUW2000、俄罗斯货运罐车的变轨距转向架等可以兼容 1435mm 和 1520mm 两种轨距^[3,4].

文献[3]系统地总结了国外变轨距转向架的设计思路、结构组成和轮轴锁紧机构及工作过程.在变轨距转向架设计过程中,需要关注轨距的名义尺寸、公差带、车辆限界以及轮对内侧距等细节问题,指出了动力学相关的 GOST 标准和 EN 标准在评估方法和限值上的差异^[4].此外,基于独立旋转车轮变轨距转向架的曲线通过能力差,可以采用大等效锥度踏面、降低轮轨间的摩擦系数和两轮间加装弹性耦合机构或者迫导向机构^[5-7].并且,货车变轨距

转向架在宽轨条件下仿真的临界速度比准轨时降低 10km/h,但两种轨距条件下的空重车临界速度差异、曲线通过安全性指标基本相同^[8].

日本变轨距转向架的滚振试验表明,左右侧车轮独立旋转时的车辆临界速度达到 450km/h 以上,而两侧车轮耦合时的车辆临界速度仅为 150km/h,准轨和窄轨条件下的结果相似^[2,9].我国钢轨有标准廓形 CHN60 及其打磨廓形 60D 和 60N,这对轮轨接触几何关系、滚动接触行为和车辆动力学性能有显著影响^[10],合理的轮轨型面匹配应从局部的轮轨接触关系和宏观的车辆动力学性能两方面综合考虑进行优化设计.针对我国主流的 3 种车轮踏面 LM、LMA 和 S1002,文献[11]指出轨距变化带来的轮轨接触关系和车辆运行安全性和平稳性的变化,但忽略了踏面类型是与车辆悬挂参数相互匹配的这一设计原则.轮轨静态接触关系分析表明,LM 踏面常接触区近似锥形,对 1/40 和 1/20 轨底坡适应性好,而 S1002 和 LMA 仅在 1/40 轨底坡情况下接触关系良好,轮轨损伤值也小^[12-14].为保证车轮踏面磨耗初期和后期的车辆蛇行运动稳定性,文献[15]根据需要改进了 S1002CN 踏面端部和轮缘根部的斜度,设计了 LMB 踏面并通过了线路运用考核试验验证.综合高速列车蛇行运动稳定性和曲线通过

2019-04-10 收到第 1 稿,2020-02-10 收到修改稿.

* 国家自然科学基金资助项目(51805451,11790282),中央高校基本科研业务费专项资金项目(2682019CX43)

[†] 通讯作者 E-mail: luoren@swjtu.edu.cn

性,文献[16]采用了多目标优化方法实现悬挂参数和轮轨关系的优化匹配,但暂时并未考虑或合理表征车辆复杂运行边界条件对车辆动力学性能和参数优化设计的影响.针对高速变轨距转向架,文献[17]分析了车轮和车轴之间间隙导致的载荷传递形式变化,讨论了多种可能的间隙接触状态以及接触界面载荷分布特性.

综上,现有研究限于客运变轨距转向架设计,关于货车变轨距转向架的轮轨接触关系及动力学设计还不充分,也未探讨轮轴间隙的影响.因此,本文深入地探讨多种轨距线路上的轮轨接触关系,分析了不同轨距、轨底坡、钢轨廓形、车轮踏面条件下的轮轨接触特征;建立考虑轮轴间隙的变内侧距轮对动力学模型,开展准轨和宽轨线路上车辆动力学仿真,统计轮轴锁紧机构的动载荷特征.

1 变轨距货车转向架动力学建模

1.1 轮轴间隙模拟

动力学建模时将整体式轮对在被简化为一个体,而内侧距可变轮对则需要对左右侧车轮和车轴单独建模.采用分段线性弹簧-阻尼并联力元模拟车轮和车轴之间的间隙,包括轮轴之间的轴向(横向)周向(旋转)间隙,如图1所示.

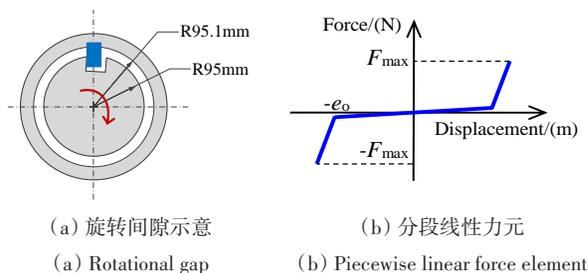


图1 轮轴间隙示意及分段线性力元
Fig.1 Wheel-axle clearance and piecewise linear force element.

1.2 轮轨接触几何关系计算

轮轨接触几何计算是进行轮轨匹配分析的基础,迹线法适用于求解任意廓形的车轮踏面和钢轨型面匹配后的接触点位置^[18].本文采用迹线法确定轮轨接触几何参数,其具体算法和数值实现过程见文献[18]和[19].轮轨接触几何关系包括左右侧轮轨接触点位置、车轮滚动圆半径差、轮轨接触角差、等效锥度等指标^[20,21].此外,轮轨接触点对分布可以表征车轮踏面和钢轨型面的接触带宽,能够评价轮轨接触关系和磨损区域.

1.3 轮轨接触的蠕滑模型

考虑轮对横移速度和摇头角速度的轮轨蠕滑

率的简化计算公式为^[19]:

$$\begin{cases} \xi_{x,L,R} = \pm \left(\frac{\Delta r}{r_0} + \frac{b\dot{\psi}}{v_x} \right) \\ \xi_{y,L,R} = \frac{\dot{y}}{v_x} - \psi \\ \xi_{s,L,R} = \pm \frac{\sin\delta}{r_0} + \frac{\dot{\psi}}{v_x} \cos\delta \end{cases} \quad (1)$$

式中, $\xi_{x,L,R}$ 、 $\xi_{y,L,R}$ 和 $\xi_{s,L,R}$ 分别表示轮对的纵向、横向和自旋蠕滑率,下标的L和R分别表示左右轮轨接触; $\Delta r = r_{L,R} - r_0$ 为滚动圆半径变化量,且为轮对横移量的函数; b 为滚动圆横向跨距之半; \dot{y} 为轮对横移速度; ψ 和 $\dot{\psi}$ 表示轮对的摇头角和角速度; $v_x \approx r_0\omega$ 为轮对实际前进速度, ω 为轮对旋转角速度.

轮轨法向接触关系采用Hertz接触弹簧表达,蠕滑力采用Kalker线性理论和沈氏理论进行求解,详见文献[19]、[22]和[23].

1.4 三大件式货车转向架动力学建模

转K1型三大件式货车转向架,带中交叉拉杆,构造速度120km/h.保持原车的结构参数、质量参数和悬挂参数,仅对车轴和车轮进行单独建模,考虑车轮和钢轨之间的接触关系和车轮与车轴之间的间隙配合.车辆基本参数见表1,在SIMPACK多体系系统动力学软件中搭建车辆系统动力学模型.

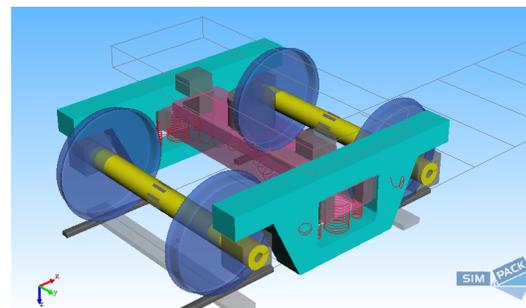


图2 三大件式货车转向架动力学模型
Fig.2 Dynamics model of three-piece bogie of freight wagon

2 静态轮轨接触关系分析

分析变内侧距轮对的轮轨接触几何关系,主要考察接触点对分布、等效锥度和轨底坡变化带来的影响.轮轨匹配参数设置如表2所示.

2.1 轮对等效锥度和接触点对分布对比

LM踏面在多种轮轨匹配参数下的名义等效锥度和接触带宽统计如表3所示.图3为LM与CHN60D和P65匹配的接触点对分布.由于P65只在宽轨线路上使用,CHN60钢轨仅适用于1:40轨

表 1 车辆质量、结构和悬挂参数

Table 1 Vehicle's mass, structure and suspension parameters

Axle load	25t	Car body mass	15000kg
Wheel base	1.87m	Bolster mass	671kg
Bogie base	8.65m	Frame mass	458kg
Wheel radius	0.4785m	Wheelset mass	1790kg
Sider bearer distance	1.524m	Side bearer stiffness	2.2MN/m
Vertical stiffness of primary suspension	39.5MN/m	Vertical stiffness of bolster springs	5.2MN/m
Lateral stiffness of primary suspension	5MN/m	Lateral stiffness of bolster springs	2.5MN/m
Wedge vertex angle	32°	Coefficient of primary / secondary friction	0.3/0.37

表 2 轮轨匹配参数

Table 2 Wheel/rail match parameters

Track gauge	1435/ 1520mm	Rail profile	CN60/ CN60D/P65
Rail cant	1:40/1:20	Wheel profile	LM
Wheel back-to-back distance	1353/ 1440mm	Distance of rolling radius	1493/ 1580mm

底坡,因此总共分析 6 种可能的匹配工况.其中,LM 与 CHN60D(1435,1:40)和 P65(1520,1:20)匹配为目前工程实际所应用.

准轨线路上,LM-CHN60 名义锥度为 0.106,在轮对横移 ±3mm 范围内保持不变,轮对横移至 ±8mm 时增加至 0.301;宽轨线路上锥度增加到 0.132.LM-CHN60D 名义锥度为 0.081,不随轮对横移发生变化,接触点对分布均匀,并且在两种轨距线路上表现一致.轨底坡为 1/40 和 1/20 时,LM 与 P65 匹配的名义锥度分别为 0.146 和 0.228,即显著大于其与 CHN60 或 60D 匹配情况,特别是 1:20 轨底坡情况,这可能使车辆临界速度下降.

综合比较表 3 中 6 种计算工况,发现影响 LM 踏面锥度的关键参数为轨底坡,而非轨距和钢轨型面.LM 踏面在准轨(CHN60D,1:40)和宽轨(P65,1:20)线路上运用,等效锥度相差 1 倍,但仍在允许使用的限值范围内,且轮轨接触点对分布较均匀.因此,LM 踏面可以兼容准轨和宽轨线路.

2.2 轮轴间隙对等效锥度的影响

由于内侧距可变轮对的轮轴之间存在横向间隙,即轮对内侧距会发生动态变化,可能会引起轮轨匹配关系不稳定,需要分析考虑内侧距含有误差条件下的轮轨匹配关系,结果见图 4.

准轨线路上,轮对内侧距变化 ±3mm,等效锥度

表 3 LM 踏面的等效锥度和接触带宽

Table 3 Equivalent conicity and contact bandwidth of LM

Combina- tions of rail, cant and gauge	CHN60,1:40		CHN60D,1:40		P65,1: 20	P65,1: 40
	1435	1520	1435	1520	1520	1520
Conicity/-	0.106	0.132	0.081	0.083	0.228	0.146
Band- width/mm	8.8	10.6	7.5	7.4	22.4	11.2

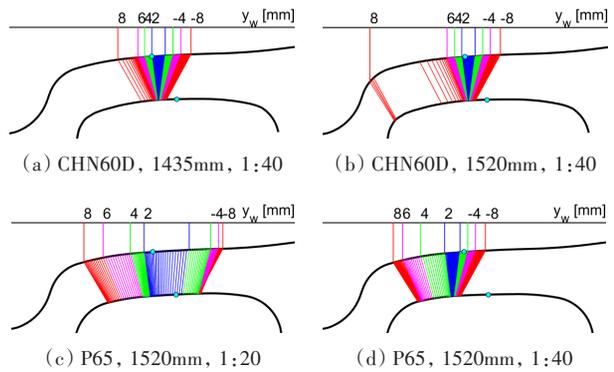


图 3 LM 踏面的轮轨接触点对分布

Fig.3 Spreading of contact pairs of tread LM

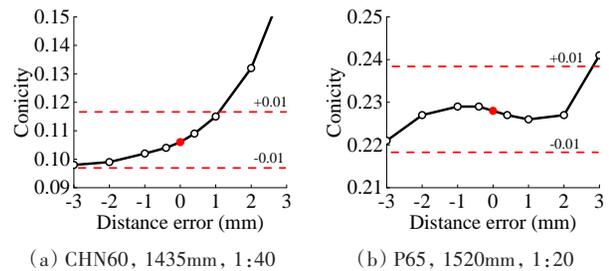


图 4 轮对内侧距误差对等效锥度的影响

Fig.4 Effect of wheelback distance error on wheelset conicity.

为 0.098~0.163,即在名义锥度 0.106 左右变化;误差 ±1mm,锥度变化小于 10%;误差为 +2mm 时,锥度增加 24%;误差 -3mm 时,锥度变化小于 10%,即内侧距正误差导致锥度变化显著.宽轨线路上,轮对内侧距变化 ±3mm,等效锥度为 0.221~0.241,即在名义锥度 0.228 附近变化非常小,变化率小于 4%.综上,LM 踏面在准轨线路上对轮轴横向间隙比较敏感,而在宽轨线路上则不存在这个问题;正误差(轮对内侧距变大)导致锥度增加,负误差(轮对内侧距变小)导致锥度降低.因此,轮轴横向间隙会造成车辆正常运行过程中的轮轨接触关系动态变化,造成车辆动力学行为分析和预测比较复杂.

3 轮轴间隙对运动稳定性的影响

分别讨论轮轴之间的横向和旋转间隙对车辆

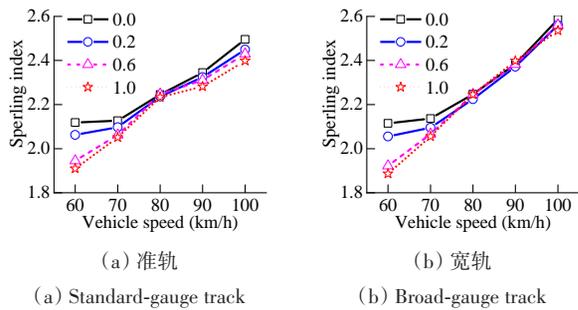


图9 横向平稳性指标
Fig.9 Lateral spurling index

可以兼容准轨和宽轨线路,这与第2部分的轮轨接触关系分析结论相一致.

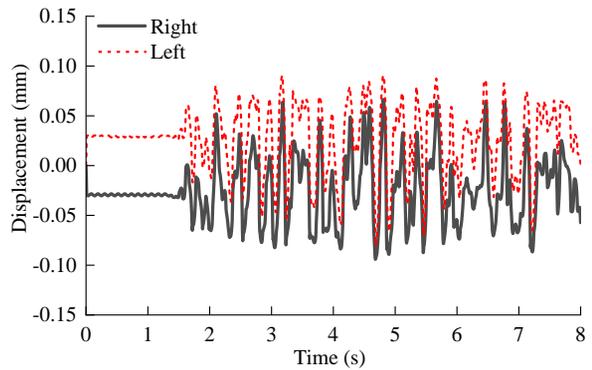
5 轮轴间隙动态变化及载荷分析

仿真分析轮轴之间的间隙动态变化情况,考虑轮轴横向间隙0.1mm、旋转间隙0.1mrad(单侧),车速100km/h、直线线路,车辆运行一段距离后施加随机轨道谱激励,结果如图10所示.通过规律总结可以发现:1)在准静态(无轨道激励)条件下的左右侧轮轨横向力指向轨道中心线,造成轮轴横向间隙贴靠轨道中心线侧,此时轮对的内侧距最小.2)在轨道随机激励作用下,轮轨力改变方向,使轮轴横向间隙状态反复变化,造成轮对内侧距动态变化,最大变化量为间隙值.3)旋转间隙状态在纵向蠕滑力作用下反复变化,并且左右侧旋转间隙变化方向相反,最大变化量为间隙值.4)仿真还发现轮轴间隙的旋转载荷与轮轨纵向蠕滑力对车轴中心形成的力矩幅值相当,而轮轴间隙的横向载荷与轮轨横向力幅值基本相同.

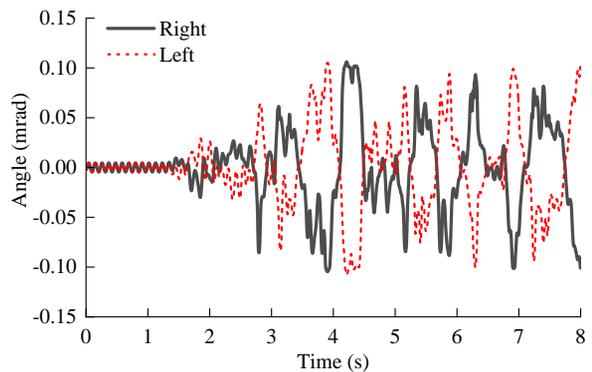
车辆以100km/h通过半径350m、超高105mm(平衡速度55.9km/h)的曲线线路时,轮轴间隙横向力与轮轨横向力、间隙旋转力矩与轮轨纵向蠕滑力对车轴中心形成的力矩幅值的正态统计如图11和图12所示.结果表明:1)轮轨横向力的中心值在直线段和曲线线路上差异显著,曲线上左右轮的轮轨横向力中心值约为22kN和-5kN,间隙横向力类似;2)左右侧间隙扭矩幅值相同但反向,中心值约为3kN·m,最大值约为7kN·m,则两侧间隙扭矩对车轴施加最大扭矩约为14kN·m;3)间隙力矩与轮轨纵向蠕滑力对车轴中心形成的扭矩幅值相同.

6 结论

(1)建立了考虑轮轴间隙的三大件式变轨距货车转向架动力学模型,开展LM踏面在准轨和宽轨



(a) 横向间隙
(a) Lateral clearance



(b) 旋转间隙
(b) Rotational clearance

图10 轮轴间隙的时间历程

Fig.10 Time history of wheel-axle clearance

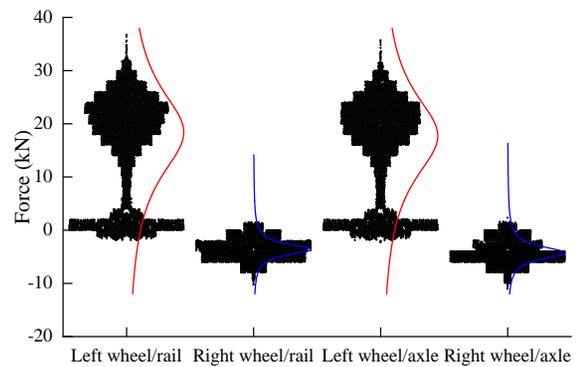


图11 轮轨横向力和间隙横向力的幅值正态分布

Fig.11 Normal distribution of lateral wheel-rail forces and wheel-axle clearance forces

线路上的轮轨匹配关系和车辆动力学性能研究.

(2)LM踏面对1:40和1:20两种轨底坡具有良好的适用性,但磨耗后踏面对轨底坡较为敏感,导致轮轨等效锥度变化显著;影响轮对等效锥度的参数是轨底坡,而非轨距和钢轨廓形.

(3)轮轴横向配合间隙导致轮对内侧距存在误差,在准轨线路上会显著影响轮对等效锥度,误差

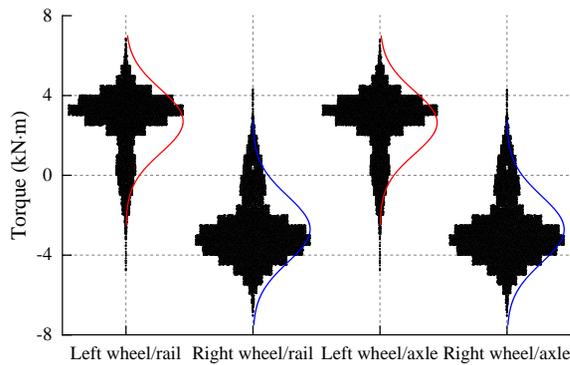


图12 轮轨纵向蠕滑力矩和间隙扭转力矩的幅值正态分布

Fig.12 Normal distribution of torques from the wheel-rail longitudinal forces and the torques from wheel-axle clearance

为+2mm时,锥度增加24%,但在宽轨线路上的影响低于4%。

(4) LM-CHN60D (1435mm、1:40)和LM-P65 (1520mm、1:20)匹配的名义锥度为0.081和0.228,车辆在两种线路上的运行安全性和平稳性基本相同,但磨耗轮在宽轨线路上的临界速度低。

(5)轮轴之间的横向和旋转间隙影响车辆临界速度,应该严格控制内侧距可变轮对的轮轴横向和旋转间隙在0.6mm和0.5mrad以内。

(6)轮轴间隙的横向力与轮轨横向力幅值相当,轮轴间隙的旋转力矩和轮轨纵向蠕滑力对车轮中心形成的力矩幅值相当;轮轨力的动态变化将导致横向和旋转间隙的动态变化,最大为间隙限值。

参 考 文 献

- López Gómez J L, Lacasta Aísa J. Talgo automatic gauge change system for freight wagons. *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 2001, 215(1): 13~24
- Tokuda N, Okamoto I, Fujita T, et al. Development of Gauge Change Bogies. *Quarterly Report of RTRI*, 2003, 44(3): 109~113
- 李芾,邵亚堂,黄运华,等.国外变轨距列车及其转向架的发展与研究. *机车电传动*, 2018, 3: 1~13, 22(Li F, Shao Y T, Huang Y H, et al. Development and research of foreign gauge-changeable train and bogie. *Electric Drive for Locomotives*, 2018, 3: 1~13, 22(in Chinese))
- 徐彬,黄志辉,舒友,等.变轨距转向架研制与应用思考. *机车电传动*, 2018, 3: 12~17(Xu B, Huang Z H, Shu Y, et al. Development and application strategy of gauge-changeable bogies. *Electric Drive for Locomotives*, 2018, 3: 12~17(in Chinese))
- 黄运华,李芾,傅茂海.一种新型轨距可变转向架及其动力学分析. *中国铁道科学*, 2003, 24(6): 1~5 (Huang Y H, Li F, Fu M H. A new type of variable-gauge bogie and its dynamics analysis. *China Railway Science*, 2003, 24(6): 1~5 in Chinese)
- 黄运华,李芾,傅茂海.新型变轨距客车转向架结构及动力学性能. *西南交通大学学报*, 2003, 38(6): 668~672(Huang Y H, Li F, Fu M H. Structural and dynamical analyses of new gauge-changeable bogies of railway passenger car. *Journal of Southwest Jiaotong University*, 2003, 38(6): 668~672(in Chinese))
- 黄运华,李芾,傅茂海.变轨距转向架方案及其动力学特性研究. *铁道学报*, 2002, 24(6): 24~29(Huang Y H, Li F, Fu M H. Research on project and dynamic characteristics of a gauge-changeable bogie. *Journal of the China Railway Society*, 2002, 24(6): 24~29(in Chinese))
- 史炎,何健.钓竿式变轨距转向架动力学研究. *铁道机车车辆*, 2018, 38(1): 7~9, 18(Shi Y, He J. Design and dynamics of fishing rod gauge-changeable bogie. *Railway Locomotive & Car*, 2018, 38(1): 7~9, 18(in Chinese))
- Takao K, Ishige M. Structure of an independent-wheel-system bogie with a DDM and its performance at high speed. *Quarterly Report of RTRI*, 2008, 49(4): 199~202
- 钱瑶,王健,王平,等.不同钢轨廓形下高速铁路轮轨型面匹配. *西南交通大学学报*, 2017, 52(2): 232~238 (Qian Y, Wang J, Wang P, et al. Wheel-rail profile matching for high speed railway with different rail profiles. *Journal of Southwest Jiaotong University*, 2017, 52(2): 232~238(in Chinese))
- 马晓川,王平,徐井芒,等.基于高速铁路60N钢轨的车辆动力性能比较. *中南大学学报(自然科学版)*, 2016, 47(11): 3940~3947(Ma X C, Wang P, Xu J M, et al. Comparison of vehicle dynamic characteristic with high-speed rail of 60N. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, 2016, 47(11): 3940~3947(in Chinese))
- 李霞,温泽峰,金学松.钢轨轨底坡对LM和LMA两种轮对接触行为的影响. *机械工程学报*, 2008, 44(3): 64~69(Li X, Wen Z F, Jin X S. Effect of rail cant on the rolling contact behavior of LM and LMA wheelsets. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2008, 44(3): 64~69(in Chinese))
- 李金城,李芾,徐凯,等.基于车轮损伤的地铁动力车辆轮轨匹配研究. *中国铁道科学*, 2018, 39(3): 71~78 (Li J C, Li F, Xu K, et al. Research on wheel/rail matching of metro power vehicle under wheel damage. *China Railway Science*, 2018, 39(3): 71~78(in Chinese))
- 陶功权,温泽峰,陆文教,等.不同轨底坡下地铁车辆轮轨型面匹配的静态接触分析. *铁道学报*, 2015, 37

- (9): 82~89 (Tao G Q, Wen Z F, Lu W J, et al. Static contact analysis of matching relationship of metro vehicle wheel and rail profiles under different rail cant conditions. *Journal of the China Railway Society*, 2015, 37(9): 82~89(in Chinese))
- 15 李国栋, 曾京, 池茂儒, 等. 高速列车轮轨匹配关系改进研究. *机械工程学报*, 2018, 54(4): 93~100 (Li G D, Zeng J, Chi M R, et al. Study on the improvement of wheel-rail matching relationship for high speed train. *Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 54(4): 93~100 (in Chinese))
- 16 廖英英, 刘永强, 杨绍普. 高速铁道车辆悬挂系统参数化建模、优化与仿真分析. *动力学与控制学报*, 2013, 11(3): 257~263 (Liao Y Y, Liu Y Q, Yang S P. Parameterized modeling, optimizing and simulation analysis of suspension system for high-speed railway vehicle. *Journal of Dynamics and Control*, 2013, 11(3): 257~263 (in Chinese))
- 17 Szkoda M, Michnej M. A method of fretting wear reduction in an automatic wheel set gauge change system. *Engineering Failure Analysis*, 2014, 45: 363~375
- 18 王开文. 车轮接触点迹线及车轮接触几何参数的计算. *西南交通大学学报*, 1984, (1): 89~98 (Wang K W. The track of wheel contact points and the calculation of wheel/rail geometric contact parameters. *Journal of Southwest Jiaotong University*, 1984, (1): 89~98 (in Chinese))
- 19 罗仁, 石怀龙. 高速列车系统动力学. 成都: 西南交通大学出版社, 2019: 86~109 (Luo R, Shi H L. Dynamics of high-speed railway vehicle system. Chengdu: Southwest Jiaotong University Press, 2019: 86~109 (in Chinese))
- 20 干锋, 戴焕云, 高浩, 等. 铁道车辆不同踏面等效锥度和轮轨接触关系计算. *铁道学报*, 2013, 35(9): 19~24 (Gan F, Dai H Y, Gao H, et al. Calculation of equivalent conicity and wheel-rail contact relationship of different railway vehicle treads. *Journal of the China Railway Society*, 2013, 35(9): 19~24 (in Chinese))
- 21 Polach O. Characteristic parameters of nonlinear wheel/rail contact geometry. *Vehicle System Dynamics*, 2010, 48(1): 19~36
- 22 金学松, 刘启跃. 轮轨摩擦学. 北京: 中国铁道出版社, 2004: 75~77 (Jin X S, Liu Q Y. Tribology of wheel and rail. Beijing: China Railway Press, 2004: 75~77 (in Chinese))
- 23 Kalker J J. Three-dimensional elastic bodies in rolling contact. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 1990

DYNAMICS ANALYSIS OF A GAUGE-CHANGEABLE RAILWAY FREIGHT VEHICLE BOGIE *

Shi Huailong Luo Ren[†] Wang Yong Shi Yixuan Guo Jinying

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract Considering the gap between the wheel and axle, the dynamic model of a three-piece and gauge-changeable truck was established, and the running performance of the vehicle and the wheel-rail contact characteristic of LM tread on both the standard and broad gauge tracks were investigated. The LM tread with gauge 1435 mm and 1520 mm, the rail inclination 1/40 and 1/20, and the standard and worn rail profiles were selected for parameter analysis. It was found that the compatibility of LM tread for two kinds of rail inclinations is good, but it is sensitive to the change of the bottom slope after tread wear. Moreover, the LM tread is sensitive to the transverse gap the wheel and axle on the standard line, but insensitive on the wide rail line. The transverse and rotational gaps lead to a reduction in the critical speed of the vehicle, which are recommended to be selected within 0.6mm and 0.5mrad, respectively. However, the gaps do not affect the safety and smoothness of the vehicle operation, and the dynamic performances of the vehicle on the standard and wide rail lines are almost the same. During the operation of the gauge-changeable vehicle, both the transverse force and longitudinal creep force between the wheel and rail lead to dynamic changes of the transverse and rotational gaps. Finally, the normal distribution statistics of the axle-gap and wheel-rail loads were conducted, which indicated that the axle-gap load is equal to the wheel-rail load.

Key words gauge change, wheel/rail interaction, vehicle dynamics, stability, wheel/axle clearance

Received 10 April 2019, revised 10 February 2020

* The project supported by the National Natural Science Foundation of China (51805451, 11790282) and the Fundamental Research Funds for the Central Universities (#2682019CX43)

[†] Corresponding author E-mail: luoren@swjtu.edu.cn