

文章编号:1671-1637(2013)06-0047-07

轮对磨耗与轮径差对高速列车动力学性能的影响

韩 鹏¹, 张卫华¹, 李 艳², 黄冠华¹

(1. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031;

2. 中国中铁二院工程集团有限责任公司, 四川 成都 610031)

摘 要:对某高速线路服役动车组轮对型面进行跟踪测试,分析了磨耗型面与轮径差对滚动半径差函数形状与位置变化的影响规律。根据服役列车参数建立高速列车动力学模型,计算高速列车在不同磨耗型面与轮径差工况下的非线性临界速度、平稳性和曲线通过性。由高速列车在平直线路与曲线通过工况下与不同轮轨接触的动态平衡点的计算,得出滚动半径差函数与高速列车动力学性能的关系。分析结果表明:型面磨耗与轮径差可以改变滚动半径差函数形状与位置,引起轮轨动态接触点变化,并最终导致高速列车动力学性能的大幅改变。在直线通过工况下,当车辆行驶里程为 1.98×10^5 km 时,随着磨耗的增加,车辆临界速度从 $530 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 降至 $300 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$,平稳性指数从 1.60 增至 1.87;当轮径差从 -0.5 mm 增至 0.5 mm 时,临界速度下降约 $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$,平稳性指数增大 0.10。在曲线通过工况下,随磨耗的增加,轮轨横向力从 6.7 kN 逐渐增加到 15.9 kN,车辆脱轨系数从 0.12 增加到 0.23,磨耗指数从 0.005 逐渐增加到 0.018;当轮径差从 -0.5 mm 增至 0.5 mm 时,轮轨横向力减小 3~6 kN,脱轨系数降低 0.03~0.10,磨耗指数减小 0.003~0.010。

关键词:高速列车;型面磨耗;轮径差;滚动半径差函数;动力学性能

中图分类号:U270.11

文献标志码:A

Influence of wheelset wear and wheel radius difference on dynamics performances of high-speed train

HAN Peng¹, ZHANG Wei-hua¹, LI Yan², HUANG Guan-hua¹

(1. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, Sichuan, China;

2. China Railway Eryuan Engineering Group Co., Ltd., Chengdu 610031, Sichuan, China)

Abstract: Wheel profiles of working high-speed train were traced in test to study the change rules of shape and position of rolling radius difference function with worn profiles and wheel radius difference. The dynamics model of high-speed train was set up based on the parameters of working high-speed train to calculate nonlinear critical speeds, stabilities, and curve passing performances under different conditions of worn profiles and wheel radius difference. The relationship between rolling radius difference function and vehicle dynamics performances was described by the calculation of dynamic equilibrium points at different wheel-rail contacts under straight and curve passing conditions of high-speed train. Analysis result indicates that profile wear and radius difference may change the shape and position of rolling radius difference function, cause the change of equilibrium points of wheel-rail contact and lead to the significant change of vehicle system dynamics performances at the end. On straight line, when the running distance of

收稿日期:2013-07-26

基金项目:国家自然科学基金项目(U1234208)

作者简介:韩 鹏(1991-),男,山东济宁人,西南交通大学工学博士研究生,从事车辆动力学研究。

导师简介:张卫华(1961-),男,江苏宜兴人,西南交通大学教授,工学博士。

vehicle reaches 1.98×10^5 km, vehicle critical speed declines from $530 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ to $300 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ with the increase of profile wear. Vehicle riding index increases from 1.60 to 1.87. As wheel radius difference changes from -0.5 mm to 0.5 mm , the critical speed declines by $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, while the riding index increases by 0.10. On curve line, with the increase of profile wear, wheel-rail lateral force increases from 6.7 kN to 15.9 kN. Derailment coefficient increases from 0.12 to 0.23. Elkins wear index increases from 0.005 to 0.018. As the wheel radius difference changes from -0.5 mm to 0.5 mm , wheel-rail lateral force decreases by 3-6 kN, derailment coefficient decreases by 0.03-0.10, and Elkins wear index decreases by 0.003-0.010. 2 tabs, 6 figs, 15 refs.

Key words: high-speed train; profile wear; wheel radius difference; rolling radius difference function; dynamics performance

Author resumes: HAN Peng(1991-), male, doctoral student, +86-28-87634057, tpl_hp@163.com; ZHANG Wei-hua(1961-), male, professor, PhD, +86-28-87601068, tpl@home.swjtu.edu.cn.

0 引 言

近年来,中国高速铁路服役里程逐年增加,应用经验和数据也逐年累积,为中国高速列车的研究提供了丰富的实践基础,对轮轨接触问题的研究也提供了新的契机。国内外学者对于型面曲线对车辆动力学的影响进行了广泛的研究,一些学者从轮轨接触理论入手研究轮轨接触对车辆动力学的影响。Polach 等对 2 种不同的型面进行比较,运用极限环得出不同锥度曲线对车辆非线性临界速度的影响^[1-2];Shevtsov 等基于轮轨接触理论对车辆动力学性能进行了详细分析^[3];Chen 等对 3 种轮对踏面与轨道接触状态进行比较,分析了不同接触状态对车辆动力学的影响^[4];Mace 等提出了曲线通过时轮对凹陷对转向能力降低的影响^[5];金学松等研究了型面曲线对轮轨接触参数及轮轨接触性能的影响^[6]。还有一些学者对线路服役的型面进行统计分析,得出轮对各实际工况对车辆动力学的影响。Sawley 等对北美重载列车分析,发现凹形磨耗会改变滚动半径差函数倾斜方向而增加轮轨接触压力,并容易形成两点接触^[7];Popp 等长期对欧洲列车进行跟踪测试,通过实测型面与车辆动力学响应分析了轮轨对车辆动力学的影响^[8];李艳等分析不同磨耗程度的踏面特征及轮对接触几何,提出保证高速列车安全服役的踏面等效锥度应在 0.4 以内^[9-10]。然而,这些研究大多集中在分析不同型面对车辆动力学性能的影响,对于影响动力学性能的原因却分析较少,此外,上述研究均未涉及型面磨耗与轮径差变化对滚动半径差函数形状与位置变化的研究。本文根据中国某高速线路实测磨耗型面数据,结合线路中出现的左右轮径不同的状况设置不同磨

耗型面与轮径差的组合工况,通过对各工况中滚动半径差(Rolling Radius Difference, RRD)函数的计算,研究轮对磨耗与轮径差对高速列车服役性能的影响。

1 磨耗型面与高速列车动力学模型的建立

1.1 磨耗型面的测试与选择

为获取高速列车服役中轮对型面磨耗趋势,对某线路服役动车组进行跟踪测试,采用西南交通大学牵引动力国家重点实验室自主研发的 WP-D 型轮对型面检测仪对轮对型面进行测量,检测入库轮对型面,以坐标点的形式记录轮对型面曲线。为增加曲线精确度,采用三次样条曲线拟合输出坐标点,得出计算所需轮对型面,并计算测试型面轮轨接触特征,进行车辆动力学性能验算。结果表明,在一个镟轮周期(约 2.0×10^5 km)内,每隔约 4.0×10^4 km 选取测试磨耗型面就可基本描述镟轮周期内车辆动力学特征的发展趋势,同时又可较好地描述磨耗特征。下表为镟轮周期内不同运营里程的型面,其中初始型面为 LMA,随磨耗程度增加将各型面分别命名为 S1~S5。表 1 中 5 个磨耗型面可以代表镟轮周期内轮对的磨耗趋势,并且满足车辆动力学性能发展规律。

表 1 磨耗型面
Tab. 1 Wear profiles

运营里程/ 10^4 km	0.0	3.8	7.8	11.9	16.0	19.8
磨耗型面名称	LMA	S1	S2	S3	S4	S5

1.2 高速动车组动力学模型

本文按照跟踪测试的动车组结构参数进行建模,按照传统车辆模型设置车辆各主要部件,主要包

括轮对、轴箱、转向架构架与车体^[11]。对各部件逐一应用 D'Alembert 原理,考虑各部件间连接的一系弹簧、二系空气弹簧与各向减振器作用。计算中选用京津城际高速谱与 Kalker 简化轮轨接触理论,并用沈氏理论进行修正^[12]。车辆动力学方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{P} \quad (1)$$

式中: \mathbf{M} 、 \mathbf{C} 、 \mathbf{K} 分别为车辆系统的质量、阻尼、刚度矩阵; \mathbf{X} 为广义位移; \mathbf{P} 为广义载荷。

1.3 轮径差的设置

为得出轮对磨耗与不同轮径差对列车动力学性能的影响规律,本文不考虑四位轮对型面磨耗对车辆动力学性能影响,轮对初始型面为 LMA 型,车辆模型初始轮径为 860 mm。轮径差定义为右侧车轮与左侧车轮在距轮对内侧 70 mm 处半径的差值

$$e = R_r - R_l \quad (2)$$

式中: e 为左右轮滚动圆半径差; R_r 为右轮测量位置半径; R_l 为左轮测量位置半径。

为设置不同轮径差,首先固定左侧轮径为 430 mm,右侧轮径以 430 mm 为初始值,以 0.1 mm 为步长逐渐减小,计算轮径差为 0~−0.5 mm 时轮轨接触几何与临界速度变化趋势。然后固定右侧轮径为 430 mm,同样逐步降低左侧轮径,将轮径差设置为 0.1~0.5 mm。本文共计算 5 种磨耗型面分别在轮径差为 −0.5~0.5 mm 时的非线性临界速度、平稳性指标与曲线通过性能,并对比分析轮径差对动车组动力学性能的影响。

2 型面磨耗与轮径差对滚动半径差函数的影响

高速列车服役过程中产生的型面磨耗与轮径差变化会使轮轨接触几何产生很大变化,其中最基本的是轮轨接触点的变化,使接触点处滚动圆发生改变,因此,应从高速列车服役过程中型面磨耗与轮径差变化对滚动半径差函数的改变入手,研究其对高速列车服役性能的影响。本文采用迹线法^[13]求取磨耗型面的左右侧车轮接触点,并计算滚动圆半径差,绘制滚动半径差函数。在迹线上采用扫描逼近法对可能接触点进行扫描,逐步求得接触点与相关接触参数。计算方法为

$$x = x_0 + l_x R_w \tan(\delta_w) \quad (3)$$

$$y = y_0 + \frac{R_w}{1 - l_x^2} [l_x^2 l_y \tan(\delta_w) + l_z m] + y_w \quad (4)$$

$$z = z_0 + \frac{R_w}{1 - l_x^2} [l_x^2 l_z \tan(\delta_w) - l_z m] \quad (5)$$

$$m = \sqrt{1 - l_x^2 \{1 + [\tan(\delta_w)]^2\}}$$

式中: x 、 y 、 z 为接触迹线上点的坐标; l_x 、 l_y 、 l_z 为轮对轴线的方向余弦; x_0 、 y_0 、 z_0 为滚动圆圆心坐标; R_w 为车轮滚动圆半径; δ_w 为车轮踏面接触角; y_w 为轮对横移量; d_w 为轮对坐标系中车轮踏面滚动圆位置横坐标。

2.1 型面磨耗的影响

不同磨耗型面在轮径差为 0 时的滚动半径差函数曲线形状见图 1,初始 LMA 型面的滚动半径差函数曲线较为光滑,随磨耗程度的增加,会逐渐出现一段斜率较大的区域,并且该段曲线斜率与磨耗程度呈正相关趋势。该区域出现在轮对动态平衡点附近,是由距轮对内侧 70 mm 处典型凹形磨耗引起的,在轮对横移量较小时,轮轨接触点在该区域分布最为广泛,造成局部磨耗过大,在滚动圆外侧形成假轮缘^[10],产生凹形磨耗。随凹形磨耗的发展,设计型面曲线在此区域形状发生较大改变,轮轨接触点随轮对横移量发生跳跃,在滚动半径差函数曲线中产生一段斜率较大的区域,该现象是造成轮轨服役过程中性能改变较大的原因。

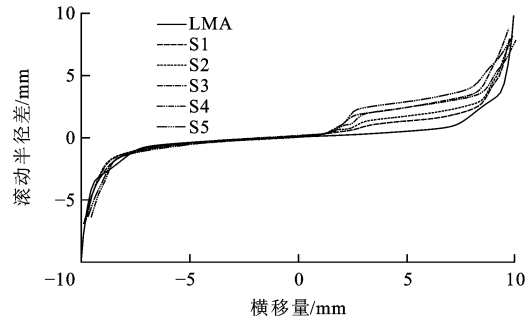


图 1 不同磨耗型面的滚动半径差函数形状

Fig. 1 Shape of RRD functions of different worn profiles

2.2 轮径差的影响

各磨耗型面在轮径差为 −0.5~0.5 mm 时的滚动半径差函数见图 2,随半径差的增大,滚动半径差函数形状未出现明显变化,但函数曲线出现下移趋势,使滚动半径差为 0 的点右移,并使滚动圆半径差为 0 位置附近的函数曲线形状发生变化,这 2 点是型面磨耗与轮径差变化影响车辆动力学性能的关键因素。

3 型面磨耗与轮径差对高速列车平直线路运行性能的影响

3.1 对稳定性的影响

随磨耗程度增加,车辆非线性临界速度下降趋

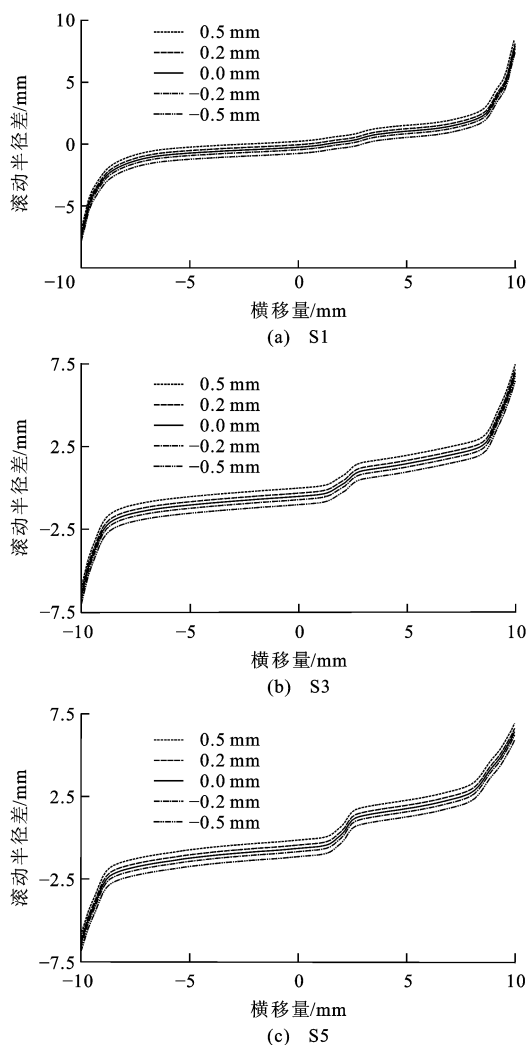


图2 S1、S3、S5型面在不同轮径差下的滚动半径差函数

Fig. 2 RRD functions of S1, S3, S5 profiles with different wheel radiuses

势较大,见图3,轮径差为0时,随着轮对磨耗的增加,临界速度从S1型面的 $530 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 分别降至S3型面的 $350 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 和S5型面的 $300 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$,下降幅度分别为34%和43%。对于同一磨耗型面,随轮径差改变也有较大变化,随轮径差的增大,临界速度呈下降趋势。其中S1型面最为典型,S3与S5型面较为平缓,临界速度改变量约为 $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 。轨道车辆直线行驶时最突出的性能就是自动对中能力,在发生蛇行运动前车辆长时间接触在轮对动态平衡点附近,即轮对动态稳定区^[14],不同轮径差下各磨耗型面的动态平衡点横移位置见表2。

由表2可以看出,左侧轮径增大使轮对动态平衡点右移,使其逐渐接近滚动半径差函数中心斜率的最大位置,该点附近曲线斜率也发生很大改变,这对等效锥度曲线的影响最为直接。由图4可以看出,动态平衡点附近斜率的增加对3 mm以内的锥

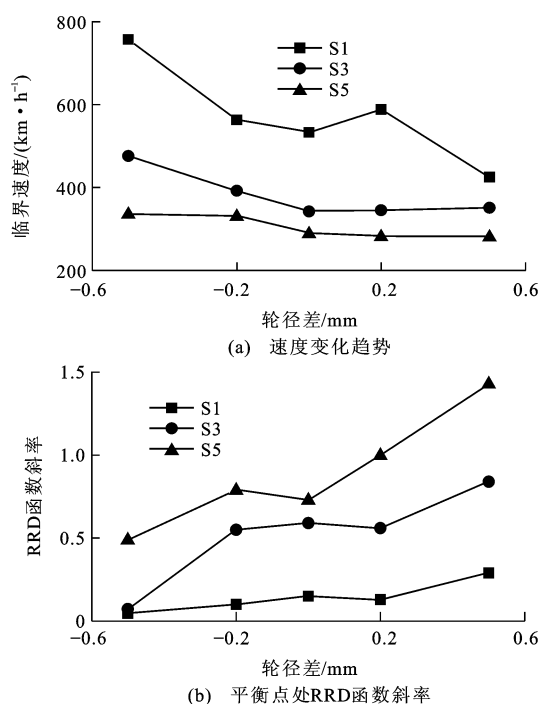


图3 S1、S3、S5型面下临界速度变化趋势与平衡点处RRD函数斜率

Fig. 3 Change rules of critical speeds and slopes of RRD functions at equilibrium points on S1, S3, S5 profiles

度曲线形状和大小产生很大变化,等效锥度的改变不仅会引起车辆非线性临界速度下降,还会引起车辆非线性临界速度收敛类型的改变^[4]。

表2 动态平衡点位置

Tab. 2 Locations of dynamic equilibrium points

轮径差/mm	平衡点距轮对中心点位置/mm		
	S1	S3	S5
-0.5	3.27	2.52	2.35
-0.2	2.00	1.90	1.92
0.0	1.02	1.49	1.62
0.2	0.10	1.06	1.28
0.5	-3.06	0.28	0.70

对比图3中车辆非线性临界速度的下降趋势可以看出,随轮对动态平衡点附近滚动半径差函数斜率的增加,车辆非线性临界速度呈下降趋势,因此,轮对型面磨耗造成的滚动半径差函数形状改变与轮径差引起的滚动半径差函数位置移动是车辆临界速度变化的重要原因。

3.2 对平稳性的影响

本文选用斯佩林平稳性指标计算车辆在 $300 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 速度下的平稳性指标,对车辆平稳性进行评估。如图5所示,型面的磨耗状态对车辆的平稳性影响较大,型面磨耗越剧烈,平稳性指标就越

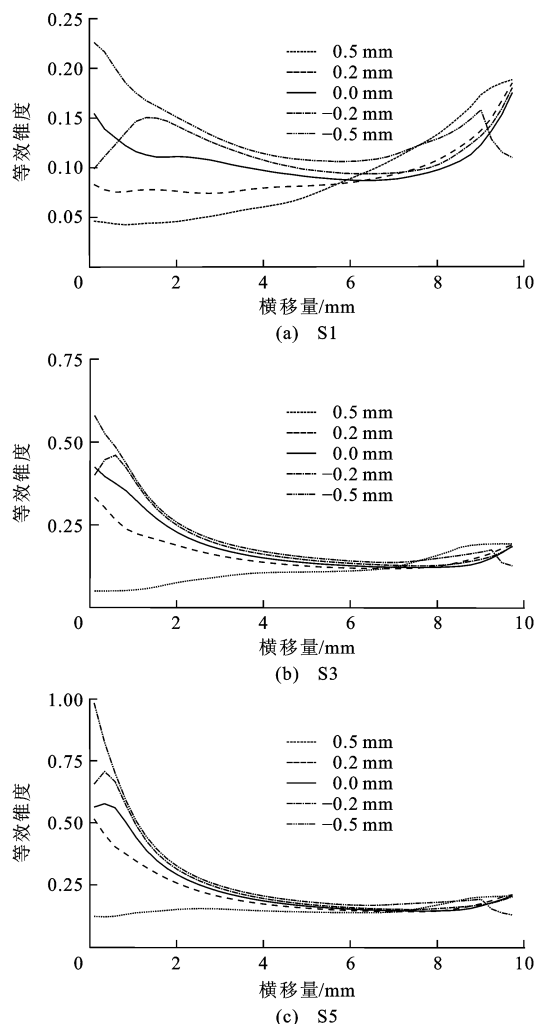


图4 S1、S3、S5型面下等效锥度变化曲线
Fig. 4 Change curves of equivalent conicities
of S1, S3, S5 profiles

差。轮径差为0时,随着型面磨耗从S1型面增至S3型面,平稳性指数从S1型面时的1.60增至S3型面时的1.87。在轮对磨耗初期(S1~S3型面磨耗期间),平稳性指标随磨耗加剧的下降幅度较快,约为0.15,而在磨耗后期(S3~S5型面磨耗期间),平稳性指标变化较为平缓,约为0.1。当轮径差从-0.5 mm变化至0.5 mm时,车辆运行平稳性指标呈现总体平稳,逐渐升高的趋势,改变量约为0.1。对比图3平直线路轮对动态平衡点处滚动半径差函数的斜率可知,该点附近曲线斜率越小对车辆平稳性越有利。在不同磨耗型面与轮径差组合工况中,垂向与横向最高平稳性指标均低于2.5,满足车辆平稳性要求。

4 轮径差对高速列车曲线通过的影响

磨耗型面和标准型面最突出的区别有两点,其

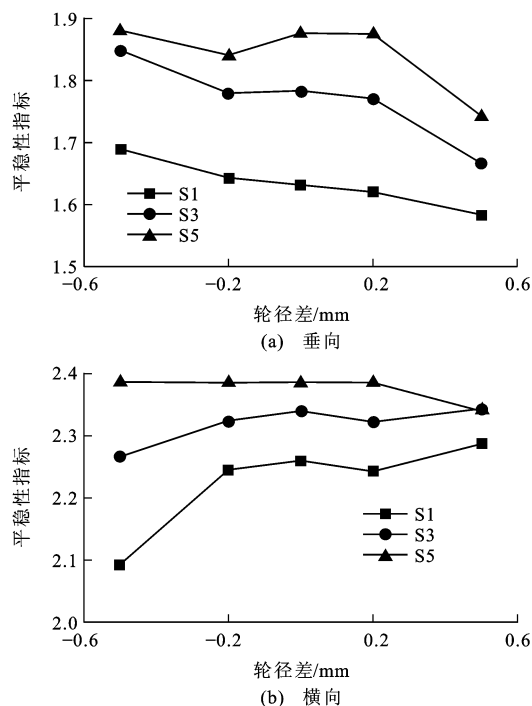


图5 S1、S3、S5型面下平稳性指标变化曲线

Fig. 5 Change curves of riding indexes of S1, S3, S5 profiles

一是磨耗型面改变了设计型面的曲线形状,其二是左右侧轮对的磨耗型面具有不对称性。因而型面磨耗与轮径差共同作用会使轮轨接触几何发生较大变化。由图1和图2也可以看出,磨耗型面的滚动半径差函数并不是关于动态平衡点的中心对称图形,而且随磨耗的增加,这种差异也在增加,因此,磨耗型面通过左侧曲线和右侧曲线的性能也会出现差异。本文计算磨耗型面的曲线通过动态平衡点时均选取其实际动态平衡点。

4.1 曲线工况设置

为计算型面磨耗和轮径差对动车组曲线通过能力的影响,在计算中分别设置左侧曲线和右侧曲线2种工况,除曲线方向外,其余参数均做相同设置,曲线半径为7 000 m,外轨超高为145 mm,缓和曲线长度为670 m,曲线长度为1 880 m,进入曲线前直线长度为200 m。分别计算3种不同磨耗型面在轮径差为-0.5~0.5 mm变化时左右曲线通过的动力学指标,速度为 $280 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 。

4.2 动力学特征

4.2.1 轮轨横向力

轮轨横向力直接关系到列车曲线通过的安全性,也是列车曲线通过性能的重要评价指标。如图6所示,当轮径差为-0.5 mm时,随型面磨耗程度的增加,轮轨横向力显著增大,从S1型面时的6.7 kN逐渐增加到S5型面时的15.9 kN,在轮轨磨耗初期的

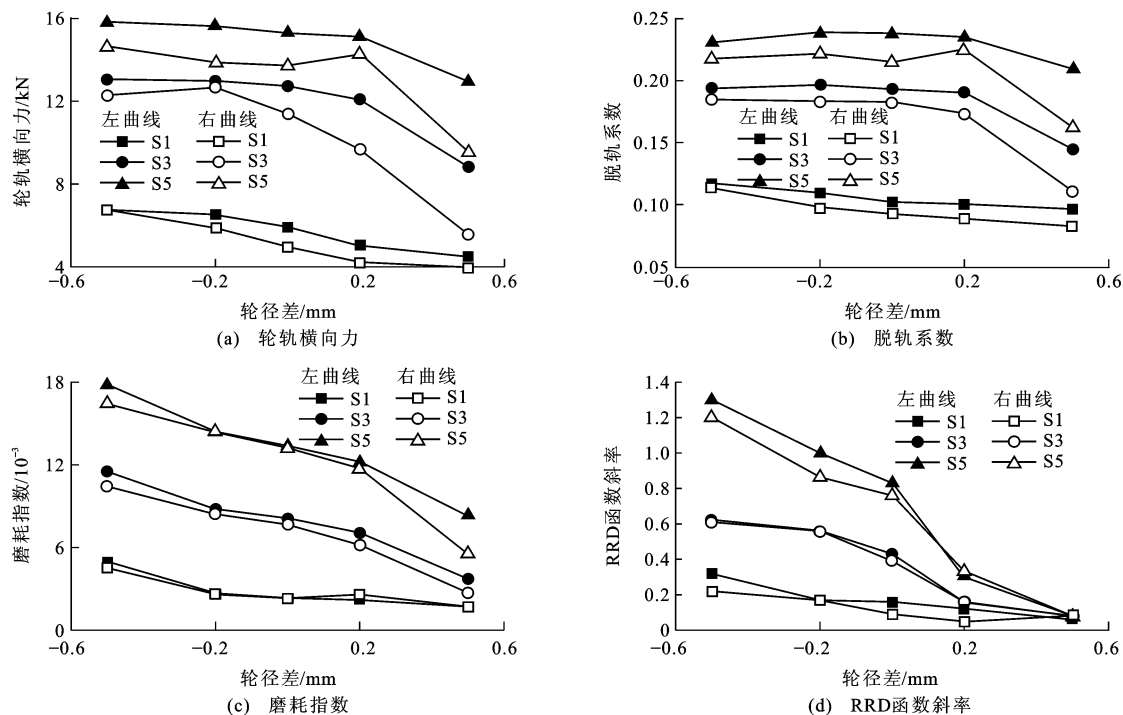


图6 S1、S3、S5型面下曲线通过性能与动态平衡点处RRD函数斜率

Fig. 6 Curve passing performances and slopes of RRD functions at dynamic equilibrium points of S1, S3, S5

增大幅度较大,在轮轨磨耗后期增大幅度减小。轮轨横向力随轮径差的增大而减小,但变化幅度较小,各磨耗型面在左右轮径差从-0.5 mm增至0.5 mm时,变化幅度约为3~6 kN。在轮轨极限与最恶劣轮径差的工况下,动车组曲线通过最大轮轨横向力小于16 kN,满足中国对车辆轮轨横向力最大值的限度。

4.2.2 脱轨系数

脱轨系数采用横向力和垂向力的比值来衡量脱轨安全性,其最低上限一般设置为0.8^[15]。如图6所示,当轮径差为-0.5 mm时,随型面磨耗程度的增加,车辆脱轨系数显著增大,从S1型面时的0.12逐渐增加到S5型面时的0.23,在轮轨磨耗初期的脱轨系数增加速度较其在磨耗后期快。随轮径差的增加,车辆最大脱轨系数变化幅度不明显,各磨耗型面在左右轮径差从-0.5 mm增至0.5 mm时,变化幅度约为0.03~0.10。车辆通过右曲线的脱轨系数比通过左曲线的小,即车辆通过右曲线性能较好。列车最恶劣工况的脱轨系数小于0.25,较规定上限值有较大安全裕量。

4.2.3 磨耗指数

本文采用轮轨接触斑处的磨耗指数作为磨耗的评价指标,在忽略自旋蠕滑的影响下,磨耗指数为

$$W = F_x \epsilon_x + F_y \epsilon_y$$

采用式(6)对磨耗指数进行修正

$$W' = \begin{cases} 0.005W & W \leq 160 \\ 0.025W - 3.2 & W > 160 \end{cases} \quad (6)$$

式中: W 为爱因斯磨耗指数; F_x 为纵向蠕滑力; F_y 为横向蠕滑力; ϵ_x 为纵向蠕滑率; ϵ_y 为横向蠕滑率; W' 为修正后磨耗指数。

如图6所示,当轮径差为-0.5 mm时,随型面磨耗程度的增加,磨耗指数显著增大,从S1型面时的0.005逐渐增加到S5型面时的0.018,而各磨耗型面在左右轮径差从-0.5 mm增至0.5 mm时,变化幅度约为0.003~0.010。对比型面磨耗和轮径差对磨耗指数的影响可以看出,型面磨耗程度对磨耗指数的影响要比轮径差对磨耗指数的影响大。左右侧面曲线不对称对磨耗指数也有影响,磨耗型面通过左曲线的磨耗指数要略大于通过右曲线的磨耗指数。

4.2.4 RRD函数斜率

当轮对型面曲线发生改变时,其滚动半径差函数亦发生改变,曲线通过动态平衡点也发生横移,该点附近滚动半径差函数形状是影响轮对曲线通过性能的关键因素。由图6可以看出,车辆曲线通过性能与动态平衡点处的斜率值呈正相关,动态平衡点处斜率小的车辆具有较好的曲线通过性能。曲线通过与直线工况的动态平衡点差值均在3 mm之内,高

速列车在曲线通过时较小的轮对横移量即可满足曲线通过要求,与车辆在直线工况下运行的结论相似。

5 结 语

(1)轮对型面的磨耗会引起滚动半径差函数曲线形状的改变,而轮径差会使滚动半径差函数发生移动,使得轮对动态平衡点发生移动,从而对横移量在3 mm内的等效锥度曲线产生较大影响。

(2)车辆的临界速度和平稳性对轮对磨耗与轮径差变化较敏感,随轮对磨耗程度的加剧,车辆服役性能明显下降。车辆在平直线路运行时动态平衡点附近RRD函数斜率变化是车辆临界速度与平稳性变化的直接原因,斜率变小有利于车辆临界速度和平稳性的提高。

(3)车辆的曲线通过能力对轮轨的磨耗也比较敏感,随型面磨耗程度加剧,车辆的曲线通过能力明显降低,但仍满足标准要求。车辆曲线通过性能与动态平衡点处的斜率正相关,动态平衡点处斜率小的车辆具有较好的曲线通过性能,与车辆在直线工况下运行的结论相似。

参 考 文 献 :

References :

- [1] POLACH O. Influence of wheel/rail contact geometry on the behavior of a railway vehicle at stability limit[C]//Eindhoven University of Technology. Proceedings of the ENOC-2005. Eindhoven: Eindhoven University of Technology, 2005: 2203-2210.
- [2] POLACH O, VETTER A. Methods for running stability prediction and their sensitivity to wheel/rail contact geometry[C]//Budapest University of Technology and Economics. 6th International Conference on Railway Bogies and Running Gears. Budapest: Budapest University of Technology and Economics, 2004: 13-16.
- [3] SHEVTSOV I Y, MARKINE V L, ESVELD C. Optimal design of wheel profile for railway vehicles[J]. Wear, 2005, 258(7/8): 1022-1030.
- [4] CHEN Rong, WANG Ping, SONG Yang. Wheel/rail contact geometry of different wheel tread profile in high-speed railway turnout[J]. Advanced Materials Research, 2011, 255-260: 3988-3992.
- [5] MACE S, PENA R, WILSON N, et al. Effects of wheel-rail contact geometry on wheelset steering forces[J]. Wear, 1996, 191(1/2): 204-209.
- [6] 金学松,温泽峰,张卫华. 两种型面轮轨滚动接触应力分析[J]. 机械工程学报, 2004, 40(2): 5-11.
JIN Xue-song, WEN Ze-feng, ZHANG Wei-hua. Analysis of contact stresses of wheel and rail with two types of profiles[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(2): 5-11. (in Chinese)
- [7] SAWLEY K, WU Hui-min. The formation of hollow-worn wheels and their effect on wheel/rail interaction[J]. Wear, 2005, 258(7/8): 1179-1186.
- [8] POPP K, KRUSE H, KAISER I. Vehicle-track dynamics in the mid-frequency range [J]. Vehicle System Dynamics, 1999, 31(5/6): 423-464.
- [9] 李 艳,张卫华,周文祥. 车轮型面磨耗对车辆服役性能的影响[J]. 西南交通大学学报, 2010, 45(4): 549-554.
LI Yan, ZHANG Wei-hua, ZHOU Wen-xiang. Influence of wear of wheel profile on dynamic performance of EMU[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2010, 45(4): 549-554. (in Chinese)
- [10] 李 艳,张卫华,池茂儒,等. 车轮踏面外形及轮径差对车辆动力学性能的影响[J]. 铁道学报, 2010, 32(1): 104-108.
LI Yan, ZHANG Wei-hua, CHI Mao-ru, et al. Influence of wheel tread profile and rolling diameter difference on dynamic performance of vehicles[J]. Journal of the China Railway Society, 2010, 32(1): 104-108. (in Chinese)
- [11] 张卫华,张曙光. 高速列车耦合大系统动力学及服役模拟[J]. 西南交通大学学报, 2008, 43(2): 147-152.
ZHANG Wei-hua, ZHANG Shu-guang. Dynamics and service simulation for general coupling system of high-speed trains[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2008, 43(2): 147-152. (in Chinese)
- [12] SHEN Zhi-yun, LI Zi-li. A fast non-steady state creep force model based on the simplified theory[J]. Wear, 1996, 191(1/2): 242-244.
- [13] 严隽毫,王开文. 锥形及磨耗形踏面轮对的空间轮轨接触几何约束特点[J]. 铁道学报, 1985, 7(2): 9-17.
YAN Juan-mao, WANG Kai-wen. Spatial wheel/rail contact geometric constraint characteristics of cone and worn-profiled tread wheelsets[J]. Journal of the China Railway Society, 1985, 7(2): 9-17. (in Chinese)
- [14] KNOTHE K. History of wheel/rail contact mechanics: from Redtenbacher to Kalker [J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(1): 9-26.
- [15] 王开云,刘建新,翟婉明,等. 铁路行车安全性及舒适性仿真[J]. 交通运输工程学报, 2006, 6(3): 9-12.
WANG Kai-yun, LIU Jian-xin, ZHAI Wan-ming, et al. Running safety and comfortability simulation of railway[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2006, 6(3): 9-12. (in Chinese)