

文章编号:1671-1637(2014)02-0041-08

曲线工况下跨座式单轨走行轮侧偏刚度 对轮胎磨损的影响

文孝霞¹, 杜子学¹, 左长永², 梁志华¹, 赵大毅¹

(1. 重庆交通大学 机电与汽车工程学院, 重庆 400074; 2. 南车洛阳机车有限公司, 河南 洛阳 471002)

摘要:基于车辆轮胎磨损理论,研究了走行轮侧偏刚度对走行轮侧偏力和导向轮、稳定轮径向力的影响,分析了单轨车辆曲线运行时,走行轮摩擦功随轮胎侧偏刚度的变化趋势。分析结果表明:受导向轮、稳定轮径向力影响,随着走行轮侧偏刚度增加,走行轮侧偏力逐渐增大;当走行轮侧偏刚度处于 $1\sim 120\text{ kN}\cdot\text{rad}^{-1}$ 范围时,走行轮侧偏力与侧偏角处于线性范围,侧偏角呈现微量变化;当侧偏刚度超过 $120\text{ kN}\cdot\text{rad}^{-1}$ 时,侧偏角迅速增大,进入非线性区域。基于轮胎磨损指标,随着走行轮侧偏刚度增加,走行轮磨损量以 1.2% 的速率增加。走行轮侧偏刚度还将影响车辆曲线通过性,过小的侧偏刚度不利于形成摇头力矩,通过性能变差。在保证车辆良好通过性前提下,尽量减小走行轮磨损,其侧偏刚度设计值推荐为 $9.37\text{ kN}\cdot\text{rad}^{-1}$ 。

关键词:车辆工程;跨座式单轨车辆;走行轮磨损;接触模型;侧偏刚度

中图分类号:U270.331.1

文献标志码:A

Influence of cornering stiffness of straddle-type monorail running wheel on tire wear under curve negotiating

WEN Xiao-xia¹, DU Zi-xue¹, ZUO Chang-yong², LIANG Zhi-hua¹, ZHAO Da-yi¹

(1. School of Electrical and Automotive Engineering, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China;

2. CSR Luoyang Locomotive Co., Ltd., Luoyang 471002, Henan, China)

Abstract: Based on vehicle tire wear theory, the influences of cornering stiffness of running wheel on the cornering force of running wheel and the radial forces of guide wheel and stabilizing wheel for monorail vehicle were analyzed. When monorail vehicle ran along curve track, the changing trend of running wheel's friction power consumed with cornering stiffness variation was studied. Analysis result shows that affected by the radial forces of guide wheels and stabilizing wheels, the cornering force of running wheel increases as its cornering stiffness increasing. When the cornering stiffness range of running wheel is from $1\text{ kN}\cdot\text{rad}^{-1}$ to $120\text{ kN}\cdot\text{rad}^{-1}$, its cornering force and side slip angle are linear, and side slip angle has minor change. When the cornering stiffness exceeds $120\text{ kN}\cdot\text{rad}^{-1}$, side slip angle increases rapidly into the nonlinear region. Based on tire wear index, with the cornering stiffness increase of running wheel, its tire wear increases at 1.2% rate as curve traveling. The cornering stiffness also affect the curve negotiating performance of monorail vehicle, much small cornering stiffness is not conducive to form shook head torque and the curve performance is bad. In order to reduce tire wear, the recommended

收稿日期:2013-12-20

基金项目:“十一五”国家科技支撑计划项目(2007BAG06B01);重庆市教委科学技术研究项目(KJ130416)

作者简介:文孝霞(1977-),女,贵州遵义人,重庆交通大学副教授,工学博士研究生,从事轨道车辆系统动力学研究。

导师简介:杜子学(1962-),男,河北邯郸人,重庆交通大学教授,工学博士。

design cornering stiffness of running wheel is $9.37 \text{ kN} \cdot \text{rad}^{-1}$ under the condition of good curve negotiating performance. 2 tabs, 16 figs, 14 refs.

Key words: vehicle engineering; straddle-type monorail vehicle; running wheel wear; contact model; cornering stiffness

Author resumes: WEN Xiao-xia (1977-), female, associate professor, doctoral student, +86-23-62652478, wenxiaoxia150@163.com; DU Zi-xue (1962-), male, professor, PhD, +86-23-62652478, aaadzx@163.com.

0 引 言

跨座式单轨交通转弯半径小,线路占地少,爬坡能力强,通过噪声小,乘坐舒适,视野开阔,安全性好,潜在地质灾害少,造价低,地形适应性强。这些特点决定其正成为山地城市、中小城市和海滨城市轨道交通首选型式之一^[1]。美国、日本和意大利等许多国家都修建了单轨系统,其中日本建成线路最多。

但单轨车辆特殊结构造成了轮胎磨损严重,突出表现在走行轮、导向轮和稳定轮构成的行驶系统虽然保障了运行不脱轨和小半径运行,但又因其“超静定结构”造成轮胎磨损严重,寿命低。据现场调查,重庆市3号线走行轮和导向轮每10个月就需更换,稳定轮每12个月需更换。按照3号线36列6辆车编组列车估算,轮胎磨损造成的运营维护成本高达2 000~4 000万元。另外,轮胎严重磨损还会造成轮胎附着能力大幅降低,车辆驱动效率低,制动距离长等问题,严重影响车辆运行安全和运行节能。

目前,国内外针对跨座式单轨车辆的研究主要围绕2个方向开展:以轨道梁为研究对象,将单轨车辆作为移动载荷,分析移动载荷下轨道梁的动态响应特性。如Lee等分别进行的单轨车辆与轨道梁系统耦合动态响应分析^[2-4],因主要研究轨道梁垂向动态响应特性,因此,研究中轨道梁模型较复杂,对车辆动力学模型作了较大简化,只考虑走行轮、导向轮与稳定轮垂向特性。以单轨车辆为主要研究对象,通过多体动力学方法,基于单轨车辆动力学模型,对单轨车辆动力学性能进行仿真分析。如Goda等进行的单轨车辆动力学性能分析^[5-6],建立的动力学模型考虑了轮胎垂向特性和侧偏特性,由于主要关注车辆运行稳定性和舒适性,为减小模型复杂度,采用线性化轮胎模型建立单轨车辆动力学方程。

大量研究证实:轮胎磨损量与轮胎与路面间作用的切向力密切相关,车路系统动力学模型是研究轮胎磨损的基础。前期研究虽尚未涉及走行轮磨损的相关研究,但前述学者建立的单轨车辆与轨道梁

系统动力学模型可为本文研究提供坚实基础,本文将参考国内外学者建立的单轨车辆动力学模型,考虑走行轮、导向轮与稳定轮垂向特性、侧偏特性、纵向滑转特性与非线性刚度特性,建立了适用于走行轮磨损分析的单轨车辆与轨道系统动力学模型,针对单轨车辆曲线运行状态下,从影响轮胎消耗的摩擦功的因素着手,寻求降低轮胎磨损的最佳设计参数。

1 轮胎磨损指标

1.1 轮胎磨损率

跨座式单轨车辆采用的是充氮气橡胶轮胎,轮胎磨损机理异常复杂,影响轮胎磨损的因素众多,前期大量研究表明,轮胎磨损大小取决于轮胎每转单位面积磨损率 R ^[7],而轮胎磨损率与轮胎滚动过程中所消耗摩擦功 E_F 成正比

$$R = \gamma E_F \quad (1)$$

式中: γ 为耐磨性系数。

轮胎滚动过程中轮胎载荷、轮胎结构、车辆悬架特性、轮胎材料特性、路面结构、路面轮胎接触温度、雨雪、灰尘、泥土等与轮胎磨损量密切相关,单轨轮胎磨损率影响因素见图1。轮胎磨损量与影响因素间内在关系异常复杂,但绝大多数复杂的影响因素都反映在耐磨系数上^[8]

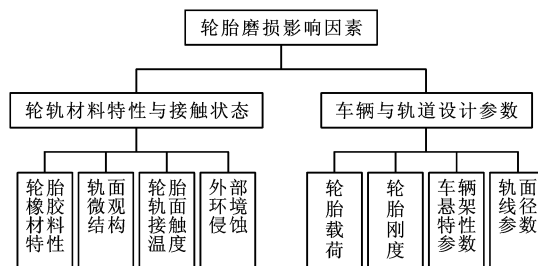


图1 轮胎磨损影响因素

Fig. 1 Influencing factors of tire wear

单轨车辆因内、外侧走行轮同轴支承,在曲线行驶状态下,轮胎磨损加剧,本文从轮胎侧偏刚度对轮胎消耗摩擦功的影响着手,固定轮胎载荷与轨面线

径参数,探讨在曲线行驶状态下,单轨车辆轮胎性能参数对走行轮磨损率的影响。

1.2 轮胎摩擦功

轮胎磨损率与轮胎消耗摩擦功成正比,轮胎摩擦功^[9]可定义为

$$E_F = \int_0^s F_l dl \quad (2)$$

式中: F_l 为切向力; s 为车辆行驶距离; dl 为切向位移增量。

单轨车辆直线行驶时轮胎消耗的摩擦功为

$$E_{F_x} = \int_0^{s_x} F_x dx \quad (3)$$

式中: F_x 为纵向力; dx 为纵向(x 向)位移增量; s_x 为纵向行驶距离。

车辆曲线运行时轮胎消耗摩擦功为

$$E_{F_y} = \int_0^{s_y} F_y dy \quad (4)$$

式中: F_y 为横向力; dy 为横向(y 向)位移增量; s_y 为横向行驶距离。

路段轮胎消耗摩擦功为

$$E_F = E_{F_x} + E_{F_y} = \int_0^{s_x} F_x dx + \int_0^{s_y} F_y dy \quad (5)$$

如果车辆纵向速度为 V_x , 横向速度为 V_y , 纵向滑移率为 ϵ , 则稳态条件 (F_x 、 F_y 不变) 下纵、横向轮胎消耗摩擦功依次为

$$E_{F_x} = \int_0^{s_x} F_x dx = \int_0^T F_x V_x dt = \int_0^T F_x \epsilon V dt = F_x \epsilon \int_0^T V dt = F_x \epsilon s \quad (6)$$

$$E_{F_y} = \int_0^{s_y} F_y dy = \int_0^T F_y V_y dt = \int_0^T F_y V \alpha dt = F_y \alpha s \quad (7)$$

式中: α 为侧偏角; V 为车辆行驶速度; T 为行驶时间。

1.3 轮胎磨损量

轮胎磨损量与轮胎磨损率关系为^[10]

$$W = RnA \quad (8)$$

式中: W 为轮胎磨损量; n 为轮胎滚动转数; A 为轮胎接地磨损面积。

车辆直线运行时轮胎磨损量为

$$W_x = nA\gamma F_x \epsilon s F / F_0 = nA\gamma K_x \epsilon^2 s F / F_0 \quad (9)$$

式中: K_x 为轮胎纵向刚度; F 为法向力; F_0 为参考法向力。

车辆曲线运行时轮胎磨损量为

$$W_y = nA F_y \alpha s F / F_0 = nA\gamma K_y \alpha^2 s F / F_0 \quad (10)$$

式中: K_y 为轮胎侧偏刚度。

由上述理论分析可知,在曲线运行工况下,当轮胎垂向载荷一定时,横向力与侧偏刚度和侧偏角成正比,轮胎磨损量与侧偏刚度和侧偏角平方成正比。但跨座式单轨车辆与轨道间接接触形式独特,走行轮除了与顶部轨面接触外,导向轮与稳定轮在一定预压力作用下分别与两侧轨道黏着接触,走行轮横向力和横向位移的大小除了与轮胎侧偏刚度有关外,也受到两侧导向轮与稳定轮径向力的约束影响,随着轮胎侧偏刚度的变化,其横向力和横向滑移变化情况需深入研究。

2 跨座式单轨车辆-轨面建模

2.1 单轨车辆结构拓扑关系

跨座式单轨车辆主要由 4~6 辆单车组成,每辆单车由 1 个车体与前、后 2 个转向架组成。走行轮通过驱动轴刚性支撑,与轨道梁顶部接触;4 个导向轮对称布置在转向架构架四角,紧贴着轨道梁侧面滚动,引导车辆沿轨道行驶;2 个稳定轮对称固定在构架中间两侧,紧靠轨道梁侧面下部行驶,起着稳定车辆运行状态的作用。单轨车辆结构特殊,相比其他轨道车辆,建模关键在于处理好单轨车辆中央悬挂装置建模及单轨车辆走行轮与顶部轨面和导向轮、稳定轮与侧部轨面三向轮轨附着接触建模。单轨车辆中央悬挂结构拓扑关系见图 2、3。

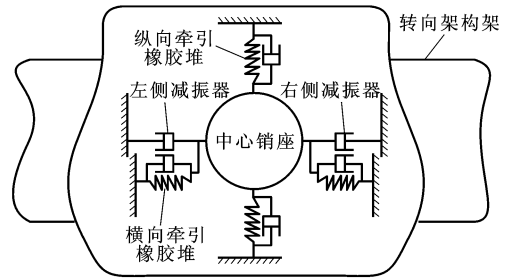


图2 中央悬挂结构俯视图

Fig. 2 Top view of central suspension structure

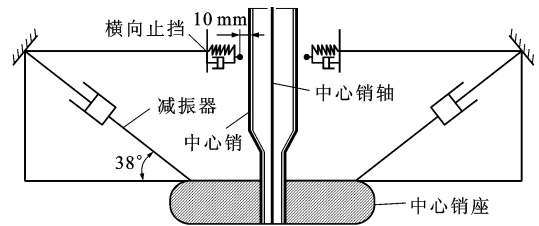


图3 中央悬挂结构正视

Fig. 3 Front view of central suspension structure

车体直接坐落在空气弹簧上。减振器 45° 斜装,一端连接构架,另一端连接中心销座。中心销上端固定在车体上,下端与安装在转向架上的中心销

座固连。

单轨车辆采用带橡胶堆的低横向刚度的空气弹簧来改善乘客的乘坐舒适性和提高车辆曲线通过性,空气弹簧具有 3 个方向的刚度和阻尼,采用轴套力模拟空气弹簧。

横向油压减振器以 38° 角安装在车体和转向架构架间,在垂向、横向 2 个方向具有刚度和阻尼,采用拉压弹簧阻尼力模拟。

为了防止运行过程中牵引力波动,给牵引橡胶堆施加约为 5 kN 预压力,压缩到中心销座上,而后固定于转向架构架上,采用拉压弹簧阻尼力模拟其压缩性能。

横向止挡用于车辆通过轨道曲率很大且速度很高时防止车体滚摆角过大。当车辆直线行驶时,横向止挡受力为 0;当车辆进入弯道运行时,由于离心力的作用,内侧横向止挡不受力,外侧横向止挡受力。2 个横向止挡一端对称固定在转向架构架顶端中心面中心销的两侧,另一端与中心销有 10 mm 间隙。采用单边冲击力模拟横向止挡。单轨车辆动力学模型主要参数见表 1。

2.2 轮轨接触建模

跨座式单轨车辆与轨道间接接触形式独特,走行轮与顶部轨面黏着接触,见图 4,导向轮与稳定轮在一定预压力作用下分别与两轨道侧面黏着接触,整个结构走行轮、导向轮与稳定轮与“3 个方向轨面”黏着接触。

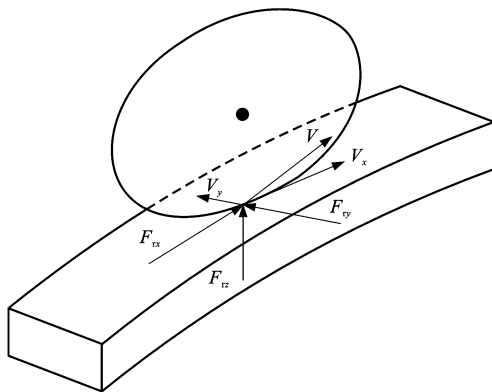


图 4 走行轮与顶部轨面接触
Fig. 4 Running wheel in contact with the top surface of track beam

走行轮与顶部轨面相互作用力^[11]为

$$F_{rz} = \frac{1}{4} \left[m_1 g \left(1 - \frac{l_{x1}}{l_x} \right) + m_2 g \right] + k_z S + c_z \dot{S} \quad (11)$$

$$F_{ry} = k_y \alpha \quad (12)$$

$$F_{rx} = k_x \epsilon \quad (13)$$

表 1 单轨动力学模型主要参数

Tab. 1 Main parameters of monorail dynamics model

参数	数值
走行轮轴距/mm	1 500
走行轮中心间距/mm	400
导向轮横向轴距/mm	1 570
空气弹簧横向间距/mm	2 050
走行轮垂向刚度/(kN · m ⁻¹)	1 180.6
走行轮垂向阻尼/(N · s · m ⁻¹)	3 740
空气弹簧有效直径/mm	540
走行轮侧偏刚度/(kN · rad ⁻¹)	60
走行轮横向阻尼/(N · s · m ⁻¹)	1 870
空气弹簧垂向刚度/(kN · m ⁻¹)	160
车体质量/t	12
车体 x 向转动惯量/(kg · m ²)	2 000
车体 y 向转动惯量/(kg · m ²)	1.7×10^5
车体 z 向转动惯量/(kg · m ²)	1.7×10^5
转向架质量/kg	5 600
转向架 x 向转动惯量/(kg · m ²)	2 400
转向架 y 向转动惯量/(kg · m ²)	3 400
转向架 z 向转动惯量/(kg · m ²)	9 600
走行轮质量/kg	54
走行轮 y/x 向转动惯量/(kg · m ²)	55/50
减振器刚度/(kN · m ⁻¹)	9 810.6
减振器阻尼/(kN · s · m ⁻¹)	50
牵引橡胶堆纵向刚度/(kN · m ⁻¹)	490
牵引橡胶堆纵向阻尼/(kN · s · m ⁻¹)	49

$$S = Z - (-1)^j [\theta_y + (-1)^j \theta_x] l_{x2} - H_z$$

式中: m_1 为车身集中质量; m_2 为转向架集中质量; g 为重力加速度; l_{x1} 为车身质心到前空气弹簧距离; l_x 为前、后空气弹簧距离; k_z 为走行轮垂向刚度; S 为转向架质心垂向相对位移; c_z 为走行轮垂向(z 向)阻尼; F_{ry} 、 F_{rx} 、 F_{rz} 分别为走行轮与轨面间横向力、纵向力与垂向力; k_y 为走行轮横向刚度; k_x 为走行轮纵向刚度; θ_y 为转向架点头角; θ_x 为转向架侧倾角; H_z 为轮轨接触处路面输入位移; l_{x2} 为走行轮与转向架质心纵向距离; Z 为转向架垂向位移; $j=1$ 时为前轮, $j=2$ 时为后轮。

按式(11)~(13)轮轨接触建模要求,建立能反映轮胎与轨面接触情况的轮胎模型和路面模型,轮胎模型采用纯解析轮胎模型^[12];对于轨道面模型,建立沿单轨车辆实际运行线路中心线,以中心线为基准沿其法向拉伸成精度较高的四边形单元,以此方法建立轨道梁顶部、两侧部共 3 个轨面,3 个轨面

分别与走行轮、导向轮、稳定轮接触^[13],见图5、6。

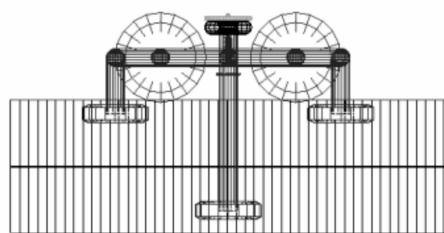


图5 走行轮、导向轮、稳定轮与侧部轨面接触

Fig. 5 Running wheels, steering wheels and stabilizing wheels in contact with side surface of track beam

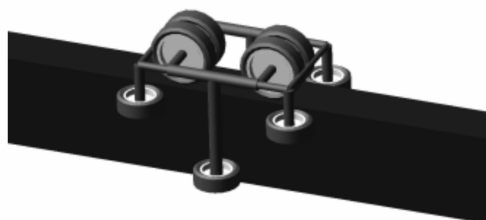


图6 走行轮与轨道梁顶部接触

Fig. 6 Running wheels in contact with top of track beam

2.3 轨道线路建模

考虑线路上缓和曲线、纵向坡度、曲线超高、轨道间接缝、进站时道岔结构特征等因素,建立由直线段、曲线段、缓和曲线段组合而成的能反映实际轨道特征的典型轨道模型^[2]。轨道模型由3段组成:前一段为100 m直线段,连接半径为100 m、曲线起止夹角为60°、超高为40.8 mm的曲线段,之后又是100 m直线段,见表2。

表2 轨道模型参数

Tab. 2 Parameters of track beam model

参数	数值
直线段长度/m	100
曲线段曲率/m	100
曲线段夹角/(°)	60
路面宽度/m	0.85
侧轨面宽度/m	1.50

2.4 导向轮与稳定轮预压力模拟

设置导向轮和稳定轮预压力为4.9 kN,在建模中,将导向轮和稳定轮与路面接触面处相对路面每侧嵌入5 mm,模拟预压力^[14]。

3 仿真结果分析

因轮胎磨损量与轮胎滚动所消耗的摩擦功成正比,摩擦消耗功又正比于车辆曲线行驶时轮胎所受的横向力,因此,观察车辆运行过程中,走行轮所受侧偏力与相应的侧偏角。

设定运行工况为:从0时刻起步,2 s内加速至36 km·h⁻¹,保持该速度匀速行驶至终点。参考原始设计参数,设定垂向刚度为1 180 kN·m⁻¹,走行轮初始侧偏刚度为1 kN·rad⁻¹,将侧偏刚度从1 kN·rad⁻¹以1 kN·rad⁻¹的增量递增到120 kN·rad⁻¹,仿真得到单轨车辆轮轨接触处导向轮和稳定轮径向力与走行轮侧偏力。因数据较多,抽取侧偏刚度为1、20、80、120 kN·rad⁻¹,前转向架前左导向轮径向力仿真结果对比见图7,前转向架前右导向轮径向力对比见图8,前转向架左、右稳定轮径向力对比见图9,前转向架前左、后右走行轮侧偏力对比见图10。可以看出,单轨车辆直线行驶时,导向轮和稳定轮的径向力均为4.9 kN,这与导向轮与稳定轮的实际预压力相等;车辆进入曲线段后,导向轮与稳定轮径向力发生变化,随着走行轮侧偏刚度增加,前转向架左侧导向轮的径向力稳态值增加,前转向架右侧导向轮径向力稳态值下降;走行轮侧偏刚度的变化对左、右稳定轮径向力稳态值影响很小;在直线段时走行轮侧偏力为0,进入曲线段后,随着走行轮侧偏刚度的增加,前转向架前左和后右走行轮侧偏力稳态值朝相反的方向逐渐增加。

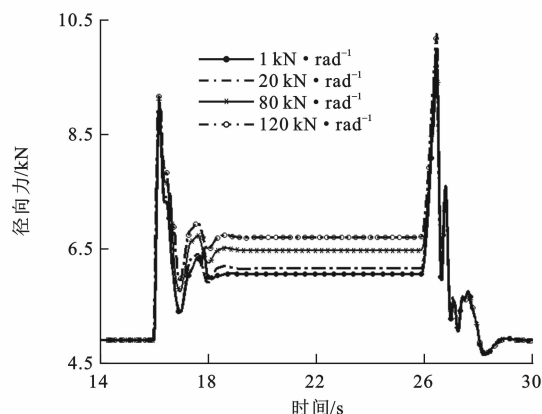


图7 前转向架左侧导向轮径向力曲线

Fig. 7 Radial force curves of left steering wheel of front bogie

为完整分析走行轮侧偏刚度对轮胎磨损的影响趋势,将单轨车辆在曲线段行驶时,各导向轮、稳定轮径向力稳态值与走行轮侧偏力和侧偏角稳态值随走行轮侧偏刚度变化绘制成曲线,为看清其趋势变化,将转向架右侧导向轮径向力值统一乘以负号,见图11~14。从图11、12可以看出,当走行轮侧偏刚度在10~120 kN·rad⁻¹间变化时,单节车辆前、后转向架的前左、后右导向轮径向力逐渐增大,前右、后左导向轮径向力逐渐减小,但变化很小。从图13

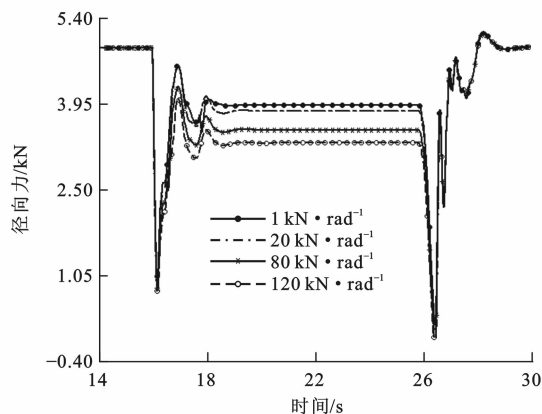


图 8 前转向架前右导向轮径向力曲线

Fig. 8 Radial force curves of front-right steering wheel of front bogie

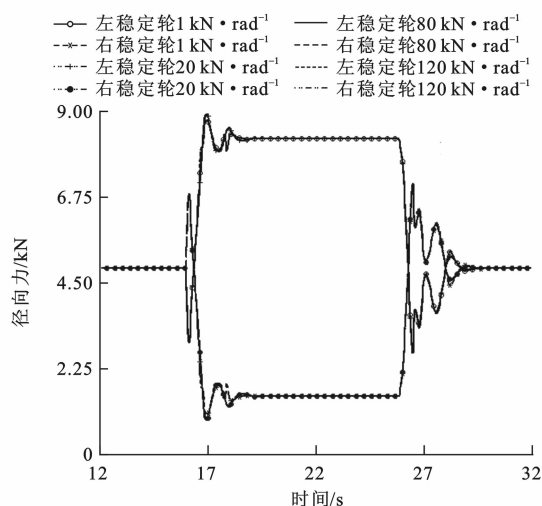


图 9 前转向架左、右稳定轮径向力曲线

Fig. 9 Radial force curves of left and right stabilizing wheels of front bogie

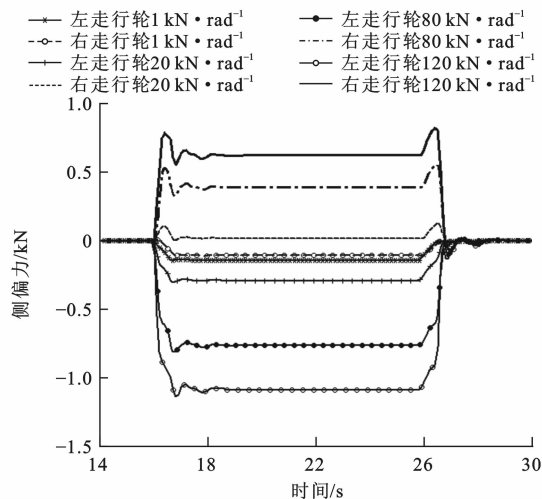


图 10 前转向架前左、后右走行轮侧偏力曲线

Fig. 10 Cornering force curves of front-left and rear-right running wheels of front bogie

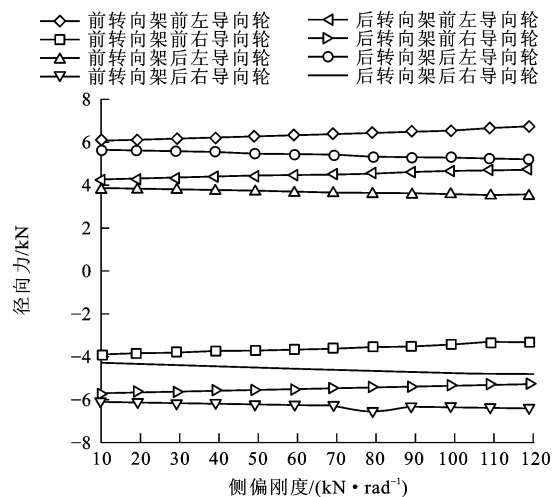


图 11 单节车辆 8 个导向轮径向力曲线

Fig. 11 Radial force curves of eight guide wheels of a vehicle

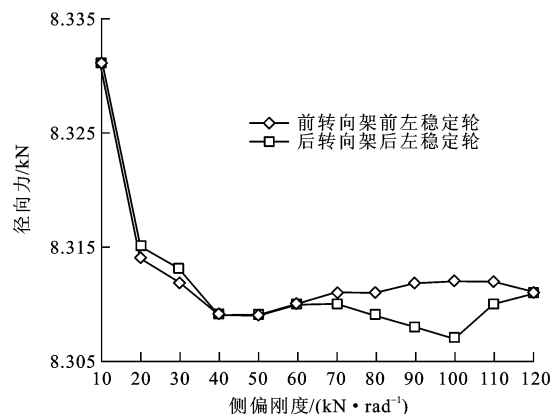


图 12 前、后转向架左侧稳定轮径向力曲线

Fig. 12 Radial force curves of left stabilizing wheels of front and rear bogies

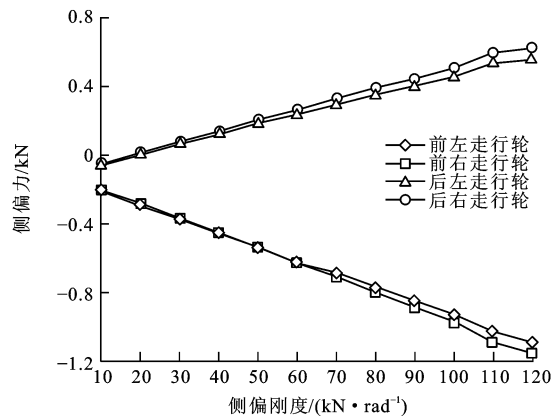


图 13 走行轮侧偏力与侧偏刚度关系曲线

Fig. 13 Relationship curves of cornering forces and cornering stiffnesses of running wheels

可以看出,当走行轮侧偏刚度在 $10 \sim 20 \text{ kN} \cdot \text{rad}^{-1}$ 间变化时,前转向架前左、前右走行轮侧偏力逐渐增

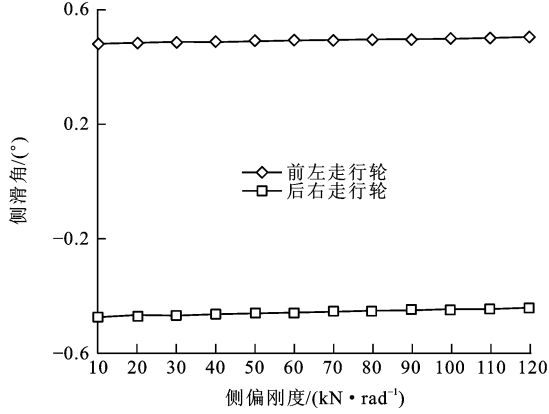


图14 走行轮侧滑角与侧偏刚度关系曲线

Fig. 14 Relationship curves of side slip angles and cornering stiffnesses of running wheels

大,后左、后右走行轮侧偏力则逐渐减小,但其值都较小,故走行轮磨损较小,此时,走行轮侧偏力方向相同,说明转向架上的走行轮往同一个方向侧滑。当走行轮侧偏刚度在 $20 \sim 120 \text{ kN} \cdot \text{rad}^{-1}$ 间变化时,随着侧偏刚度增大,前、后走行轮侧偏力同时朝相反方向增大。从图14可知,随着走行轮侧偏刚度增大,走行轮侧偏角也呈现微量变化。但经计算,如果走行轮侧偏刚度超过 $120 \text{ kN} \cdot \text{rad}^{-1}$,其侧偏角将急剧增大,进入非线性区域。

由于跨座式单轨车辆与轨道间接触形式独特,走行轮、导向轮与稳定轮与“3个方向轨面”均发生接触。单轨车辆曲线行驶时,其走行轮与顶部轨面间的侧向力将受到导向轮、稳定轮和轨面间径向力大小的影响,其受力分析见图15、16。车辆质心侧向力 F_y 为

$$F_y = F_{d1y} + F_{d2y} + F_{d3y} + F_{d4y} + F_{d5y} + F_{d6y} + F_{d7y} + F_{d8y} + F_{w1y} + F_{w2y} + F_{w3y} + F_{w4y} + F_{r1y} + F_{r2y} + F_{r3y} + F_{r4y} + F_{r5y} + F_{r6y} + F_{r7y} + F_{r8y} - F_c \quad (14)$$

式中: $F_{d1y} \sim F_{d8y}$ 分别为前、后转向架导向轮所受径向力 $F_{d1} \sim F_{d8}$ 在 y 向的分力; $F_{w1y} \sim F_{w4y}$ 分别为前、后转向架稳定轮所受径向力 $F_{w1} \sim F_{w4}$ 在 y 向的分力; $F_{r1y} \sim F_{r8y}$ 分别为前、后转向架走行轮所受侧偏力 $F_{r1} \sim F_{r8}$ 在 y 向的分力; F_c 为因轨面超高产生的重力分力。

从图15与式(14)可清晰看出,在单轨车辆速度与轨道半径一定的情况下,导向轮、稳定轮与轨面间径向力将直接影响走行轮侧偏力的大小与方向,单轨车辆走行轮侧偏刚度的变化,引起了导向轮、稳定轮与轨面间径向力变化。通过分析发现:曲线行驶时走行轮侧偏角变化较小,侧偏力随着走行轮侧偏

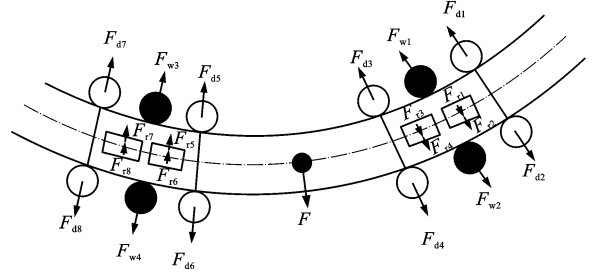


图15 单节车辆横向受力俯视图

Fig. 15 Top view of lateral forces of single vehicle

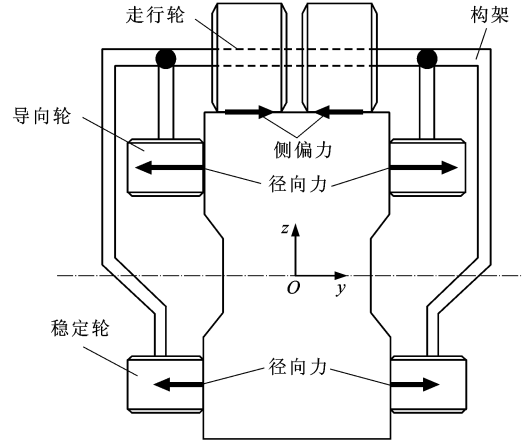


图16 单节车辆横向受力后视图

Fig. 16 Rear view of lateral forces of single vehicle

刚度的增加而增大,结合曲线工况下轮胎磨损指标,可知随着单轨走行轮侧偏刚度增大,单轨列车在曲线行驶时磨损量将加大。

从单轨走行轮磨损角度分析,走行轮侧偏刚度越小越好,但走行轮侧偏刚度过小,由于走行轮侧偏力方向相同,不足以形成曲线通过时所需的摇头力矩,车辆曲线通过性将受到影响。走行轮侧偏刚度继续增大到 $20 \text{ kN} \cdot \text{rad}^{-1}$ 时,左、右侧走行轮侧偏力方向开始相反,说明走行轮侧偏力开始形成摇头力矩,车辆的曲线通过性开始好转。走行轮侧偏刚度从 $20 \text{ kN} \cdot \text{rad}^{-1}$ 增大到 $120 \text{ kN} \cdot \text{rad}^{-1}$ 的过程中,左、右侧走行轮侧偏力同时朝相反的方向一直增大,这就意味着走行轮侧偏力所形成的摇头力矩也一直增大,因车辆曲线通过时具有一个最佳导向力矩,该力矩增大到形成的摇头力矩达到最佳时 ($3.98 \text{ kN} \cdot \text{m}$),就不宜再增大。走行轮侧偏力增大到一定程度后,不仅磨损严重,而且有可能使得轮胎侧偏角超出轮胎侧偏特性的线性范围。由此,随着走行轮侧偏刚度的增大,不管是前轴上的左、右走行轮,还是后轴上的左、右走行轮,其横向力都呈现增大趋势。而随着侧偏刚度的增大,其侧偏角变化并不大。

4 结 语

(1)本文分析了单轨车辆在曲线行驶时,随着走行轮侧偏刚度增加,作用在走行轮上的侧偏力和侧偏角与导向轮和稳定轮的径向力的变化规律。

(2)根据各参量随走行轮侧偏刚度的变化曲线,剖析了走行轮侧偏力随侧偏刚度变化规律,得出随着走行轮侧偏刚度增加,受导向轮、稳定轮与其侧部轨面接触的径向力影响,单轨车辆走行轮侧偏力逐渐增大,走行轮侧偏角呈现微量变化。结合轮胎磨损指标,得出随着走行轮侧偏刚度增加,单轨车辆曲线行驶时轮胎磨损量以 1.2% 的速率增加。

(3)走行轮侧偏刚度大小除了影响车辆曲线行驶的轮胎磨损外,对车辆曲线通过性也有影响,过小的走行轮侧偏刚度将不足以形成曲线通过时所需的摇头力矩,因此,为减小单轨车辆在曲线行驶时轮胎磨损,在满足单轨车辆最佳通过性能下(摇头力矩为 $3.98 \text{ kN} \cdot \text{m}$),单轨车辆走行轮侧偏刚度设计值推荐为 $9.37 \text{ kN} \cdot \text{rad}^{-1}$ 。

参考文献:

References:

- [1] MATSUNAKA R, OBA T, NAKAGAWA D, et al. International comparison of the relationship between urban structure and the service level of urban public transportation—a comprehensive analysis in local cities in Japan, France and Germany[J]. *Transport Policy*, 2013, 30(2): 26-39.
- [2] LEE C H, KAWATANI M, KIM C W, et al. Dynamic response of a monorail steel bridge under a moving train[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2006, 294(3): 562-579.
- [3] 马继兵,蒲黔辉,霍学晋. 跨座式单轨交通 PC 轨道梁车桥耦合振动分析[J]. 西南交通大学学报, 2009, 44(6): 806-811.
MA Ji-bing, PU Qian-hui, HUO Xue-jin. Vehicle-bridge coupling vibration analysis of PC rail beam of straddle-type monorail transportation[J]. *Journal of Southwest Jiaotong University*, 2009, 44(6): 806-811. (in Chinese)
- [4] 刘羽宇,葛玉梅,杨翊仁. 跨座式单轨列车与轨道梁系统的动力响应分析[J]. 中国铁道科学, 2010, 31(5): 21-27.
LIU Yu-yu, GE Yu-mei, YANG Yi-ren. The dynamic response analysis of the coupled system of the straddle type monorail train and the track beam[J]. *China Railway Science*, 2010, 31(5): 21-27. (in Chinese)
- [5] GODA K, NISHIGAITO T, HIRAISHI M, et al. A curving simulation for a monorail car[C]//IEEE. Proceedings of the 2000 ASME/IEEE Joint Railroad Conference. New Jersey: IEEE, 2000: 171-177.
- [6] 任利惠,周劲松,沈 钢. 跨座式独轨车辆动力学模型及仿真[J]. 中国铁道科学, 2004, 25(5): 26-32.
REN Li-hui, ZHOU Jin-song, SHEN Gang. Dynamics model and simulation study of a straddle type monorail car[J]. *China Railway Science*, 2004, 25(5): 26-32. (in Chinese)
- [7] LIU F, SUTCLIFFE M P F, GRAHAM W R. Prediction of tread block forces for a free-rolling tyre in contact with a smooth road[J]. *Wear*, 2010, 269(3): 672-683.
- [8] KNISLEY S. A correlation between rolling tire contact friction energy and indoor tread wear[J]. *Tire Science and Technology*, 2002, 30(2): 83-99.
- [9] VEITH A G. The most complex tire-pavement interaction: tire wear[J]. *ASTM Special Technical Publication*, 1986(929): 125-158.
- [10] BRAGHIN F, CHELI F, MELZI S E, et al. Tyre wear model: validation and sensitivity analysis[J]. *Mecanica*, 2006, 41(2): 143-156.
- [11] WU X D, ZUO S G, LEI L, et al. Parameter identification for a Lugre model based on steady-state tire conditions[J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2011, 12(5): 671-677.
- [12] WAITERS M H. Uneven wear of vehicle tires[J]. *Tire Science and Technology*, 1993, 21(4): 202-219.
- [13] STALNAKER D, TURNER J, PAREKH D, et al. Indoor simulation of tire wear: some case studies[J]. *Tire Science and Technology*, 1996, 24(2): 94-118.
- [14] LEI X, NODA N A. Analyses of dynamic response of vehicle and track coupling system with random irregularity of track vertical profile[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2002, 258(1): 147-165.