DOI: 10.3901/JME.2019.14.112

两种驱动电机地铁车辆轮轨动态相互作用 对比分析*

杨云帆¹ 陶功权¹ 吴磊² 温泽峰¹

(1. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都 610031;

2. 西南交通大学峨眉校区机械工程系 峨眉 614202)

摘要: 为研究驱动作用下直线电机地铁车辆和旋转电机地铁车辆的轮轨系统动力学响应特性, 利用 KALKER 线性蠕滑理论分析比较电机驱动下两种地铁车辆曲线通过时的轮对导向能力, 分别建立直线电机地铁车辆-轨道三维耦合动力学模型和传统旋转电机地铁车辆-轨道三维耦合动力学模型, 对比分析驱动作用和曲线半径对两种地铁车辆轮轨动态相互作用的影响。研究表明: 驱动工况下, 不同于传统旋转电机地铁车辆, 直线电机地铁车辆的轮轨蠕滑特性和系统动态响应几乎不受牵引载荷的影响, 其轮轨蠕滑力不受到轮轨黏着的限制。曲线通过时直线电机地铁车辆导向轮对的导向能力优于传统旋转电机地铁车辆。

关键词: 直线电机车辆; 旋转电机车辆; 牵引载荷; 轮轨蠕滑特性; 车辆-轨道耦合动力学

中图分类号: U270

Comparison of Wheel/Rail Dynamic Interaction of Two Kinds of Metro Vehicles with Different Driving Mode

YANG Yunfan¹ TAO Gongquan¹ WU Lei² WEN Zefeng¹

(1. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiao Tong University, Chengdu 610031;

2. Department of Mechanical Engineering, Emei Campus of Southwest Jiao Tong University, Emei 614202)

Abstract: In order to study the dynamic response characteristics of wheel/rail system of linear induction motor (LIM) metro vehicle and rotary motor (RM) metro vehicle, the KALKER's linear creep theory is used to the wheelset steering abilities during the two types of vehicle curve negotiation under driving, then the LIM and RM vehicle-track coupling dynamic models are established, which are used to investigate the effect of traction force and curve radius on wheel/rail dynamic interactions of LIM vehicle and RM vehicle. The result shows that the traction force has a negligible effect on the wheel/rail creep and dynamic interaction characteristic for the LIM vehicle, and its wheel/rail creep force is not limited by the wheel/rail creep saturation. LIM metro vehicles are better than traditional RM metro vehicles in terms of the steering ability of guiding wheelset on curve tracks.

Key words: LIM metro vehicle; rotary motor vehicle; traction force; wheel/rail creep; vehicle-track coupling dynamics

0 前言

采用直线电机驱动技术的地铁系统是一种新型的城市轨道交通系统^[1]。不同于传统旋转电机地铁车辆, 直线电机地铁车辆通过直线电机和感应板相互作用产生纵向电磁力实现牵引和制动, 因此不受轮轨黏着限制, 具有良好的牵引制动和爬坡性能。

1985年加拿大多伦多开通第1条直线电机地铁, 标志着直线电机技术成功运用于城市轨道交通。此后直线电机技术先后在温哥华、底特律、大阪7号线、东京12号线和吉隆坡地铁线路上运用^[2]。在我国广州4号线率先引进城市轨道交通直线电机技术, 随后广州5号线、首都国际机场线和广州6号线先后开通直线电机地铁线路, 运营效果良好。

由于直线电机地铁系统的广泛应用, 国内外学者对其展开了诸多研究。FATEMI等^[3-4]针对采用轨枕支撑感应板的直线电机轨道结构建立了动力分析模型, 其中直线电机车辆考虑为多刚体系统, 轨道

* 国家科技支撑计划(2015BAG12B01-16)和牵引动力国家重点实验室自主课题(2015TPL_T01)资助项目。20180919收到初稿, 20190425收到修改稿

结构采用有限单元模拟,分析了轮轨相互作用、非线性轨下垫板刚度、钢轨表面粗糙度和行车速度对轨道结构振动和气隙波动的影响。LI等^[5-6]建立了直线电机车辆-板式轨道耦合动力学模型,分析了车轮多边形对直线电机车辆和轨道系统动态响应的影响。邓铁松等^[7]运用该模型对比分析轴箱内置与外置直线电机车辆曲线通过性能。FENG等^[8-9]建立了一种直线电机地铁车辆-轨道耦合动力学模型,分析了确定性不平顺对车辆和轨道系统动力响应和气隙的影响规律。刘彬彬等^[10]建立了考虑边缘效应的经典电磁力学模型和电磁场有限元模型,详细调查了直线感应电机输出电磁力与气隙、速度及滑差频率之间的关系,结合建立的车辆系统动力学模型,分析不同的直线电机悬挂方式对系统动态响应的影响。

目前,针对驱动作用下地铁车辆轮轨系统动态相互作用的研究尚少,大多数文献仅针对惰行工况下的系统动态响应进行报道。SIMSON等^[11-12]分析了驱动作用对大功率牵引机车轮轨系统黏着特性及动态相互作用的影响。然而直线电机地铁车辆采用不同于传统旋转电机地铁车辆的驱动方式,两种地铁系统的轮轨动态相互作用特性势必不同,关于这方面的研究鲜有报道。鉴于此,本文建立考虑纵向驱动作用的直线电机地铁车辆-轨道三维耦合动力学模型和旋转电机地铁车辆-轨道三维耦合动力学模型,对比分析驱动作用对两种地铁车辆轮轨系统动态相互作用特性的影响。

1 轮对曲线通过蠕滑率/力分析

轮轨蠕滑率是分析计算轮轨滚动接触蠕滑力的重要参量,其中轮轨蠕滑率主要由轮对运动以及轮轨接触几何参数所决定。当不考虑轮对和轨道结构的弹性变形时,轮轨接触几何参数主要受到轮对运动参数的影响。当轮对稳态通过半径为 R 的曲线时,轮轨蠕滑率可表示为^[13-14]

$$\begin{cases} \xi_{i1} = \left(1 - \frac{r_i}{r_0}\right) \cos \psi + (-1)^{i+1} \frac{l_0}{R} \\ \xi_{i2} = -\sin \psi \cos \left[\varphi - (-1)^i \delta_i\right] \\ \xi_{i3} = (-1)^i \frac{\sin \delta_i}{r_0} + (-1)^{i+1} \frac{\cos \delta_i}{R} \end{cases} \quad (1)$$

式中,下标 $i=1, 2$ 分别对应左右轮轨接触, ξ_{i1} 、 ξ_{i2} 和 ξ_{i3} 分别表示轮轨纵向蠕滑率、横向蠕滑率和自旋蠕滑率, r_i 表示车轮瞬时滚动圆半径, r_0 为车轮名义滚动圆半径, ψ 表示轮对运动过程中的摇头角, φ

表示轮对侧滚角, δ_i 表示轮轨接触角, l_0 表示轮对中心到车轮名义滚动圆的横向距离, v 为轮对前进速度。

根据KALKER线性理论^[15],轮轨纵向蠕滑力、横向蠕滑力、自旋蠕滑力矩在线性范围内可表达为

$$\begin{cases} F_{i1} = -f_{11} \xi_{i1} \\ F_{i2} = -f_{22} \xi_{i2} - f_{23} \xi_{i3} \\ M_{i3} = f_{23} \xi_{i2} - f_{33} \xi_{i3} \end{cases} \quad (2)$$

式中, f_{11} 、 f_{22} 、 f_{23} 和 f_{33} 均为蠕滑系数。

但是,KALKER线性蠕滑理论仅适用于小蠕滑和小自旋工况,当轮轨间蠕滑力增大至趋于饱和和极限时,KALKER线性蠕滑理论则不再适用,需利用非线性理论进行修正,文献[16]给出了非线性理论-沈氏理论的修正方式,本文不再复述。

轮对在通过曲线时,主要依靠内外侧的轮轨蠕滑力所形成的力矩进行导向。当传统旋转电机车辆在惰行工况下通过曲线时,假设轮对内侧和外侧的纵向蠕滑力分别为 T_{11} 和 T_{12} ,此时作用于轮对的蠕滑导向力矩为 $(T_{12}-T_{11})l_0$ 。驱动工况下,施加于轮对的驱动力矩会改变轮轨界面的蠕滑率,产生相应的纵向驱动蠕滑力,假设此时内侧和外侧轮轨的纵向蠕滑力分别为 T_{21} 和 T_{22} ,则驱动工况下通过曲线时作用于轮对的蠕滑导向力矩为 $(T_{22}-T_{21})l_0$ 。驱动力矩越大,外侧轮轨界面的纵向蠕滑力逐渐趋于饱和变化不大,而内侧轮轨界面的纵向蠕滑力逐渐增大,因此作用于轮对的导向力矩越小。而对于直线电机地铁车辆,在驱动工况下轮轨界面蠕滑不受驱动作用的影响,通过曲线时作用于轮对的导向力矩与惰行工况下相同。因此通过理论分析可推断,在驱动工况下通过曲线时,传统旋转电机地铁车辆轮对的导向能力随着牵引载荷的增大而降低,直线电机地铁车辆轮对导向性能不随牵引载荷的增加而变化。

2 动力学模型

为调查分析驱动作用对地铁车辆轮轨动态相互作用的影响,针对传统旋转电机地铁车辆和直线电机地铁车辆,分别建立了相应的车辆-轨道耦合动力学模型。两种地铁参数如表1所示,为了便于对比分析,除了轮径不同,其他参数相同。

2.1 旋转电机地铁车辆-轨道耦合动力学模型

基于车辆-轨道耦合动力学理论^[17],建立了旋转电机地铁车辆-板式轨道耦合动力学模型,如图1所示。该模型主要包括:车辆模型、轨道模型、轮轨相互作用模型和耦合系统激励模型。

表1 地铁车辆主要参数

地铁车辆参数	旋转电机	直线电机
车体质量/t	42	42
构架质量/kg	2 502	2 502
轮对质量/kg	1 276	1 276
车轮直径/mm	840	730
一系纵向刚度/(kN·mm ⁻¹)	8.4	8.4
一系横向刚度/(kN·mm ⁻¹)	8.4	8.4
一系垂向刚度/(kN·mm ⁻¹)	2.5	2.5

图1 旋转电机地铁车辆-轨道耦合动力学模型

车辆系统由一个车体、两个构架和四个轮对组成,将其简化为多刚体模型,每个刚体均考虑纵向、横向、垂向、侧滚、点头和摇头6个自由度,通过悬挂系统连接,本文采用非线性弹簧阻尼连接单元模拟各部件间悬挂系统。

轨道模型由钢轨、扣件、轨道板和路基组成。其中钢轨模拟成连续弹性离散点支承的铁木辛柯梁,考虑其垂向、横向和扭转振动。扣件系统用粘弹性弹簧-阻尼单元模拟。轨道板采用三维有限元单元模拟。由于移动轨下支承模型更能真实的反映轮轨相互作用,尤其能精确地反映车轮通过枕跨时引起的周期载荷,因此本文采用文献[18]的车辆-轨道激励模型。轮轨法向力的求解采用 HERTZ 非线性弹性接触理论,轮轨蠕滑力(矩)的求解首先采用 KALKER 线性理论计算,然后采用沈氏理论进行非线性修正^[16]。

2.2 直线电机地铁车辆-轨道耦合动力学模型

建立了直电机地铁车辆-板式轨道耦合动力学模型,如图2所示。除了直线电机和感应板系统外,车辆模型、轨道模型、轮轨相互作用模型和耦合系统激励模型与旋转电机地铁车辆-板式轨道耦合动力学模型相同,不再重述。

不同于传统地铁系统,直线电机地铁系统还包括悬挂于转向架的单边直线感应电机(SLIM)与沿着轨道方向铺设在轨道中央的感应板,两者相互作用产生电磁力,从而驱动地铁车辆运行。本文直线电机悬挂方式采用轴悬式结构,通过五根吊杆垂向悬

图2 直线电机地铁车辆-轨道耦合动力学模型

挂于同一转向架前后轮对上;为限制直线电机横向摆动,在横向通过两根横向拉杆连接到转向架构架的一侧。直线感应电机输出的纵向牵引力和制动力通过直线电机与构架间的电机牵引杆直接传递至构架。在模型的求解中,直线电机的垂向吊杆和横向拉杆通过弹簧阻尼单元模拟。直线电机的纵向运动考虑为刚体运动,垂向、横向振动采用欧拉梁模型求解,应用自由梁的正则振型函数,采用模态叠加法求解其振动方程。直线电机梁的振动方程为

$$\begin{cases} E_d I_d \frac{\partial^4 Z_d(x,t)}{\partial x^4} + m_d \frac{\partial^2 Z_d(x,t)}{\partial t^2} = \\ \sum_{iLIM=1}^{NLIM} P(x,t) \delta(x-x_{iLIM}) - \sum_{iL=1}^2 F_v(x,t) \delta(x-x_{iL}) \\ E_d I_d \frac{\partial^4 Y_d(x,t)}{\partial x^4} + m_d \frac{\partial^2 Y_d(x,t)}{\partial t^2} = \\ \sum_{iLIM=1}^{NLIM} Q(x,t) \delta(x-x_{iLIM}) - \sum_{iL=1}^2 F_L(x,t) \delta(x-x_{iL}) \end{cases} \quad (3)$$

式中, E_d 和 I_d 分别表示定子线圈等效弹性模量和截面惯性矩, m_d 表示定子线圈单位长度质量, $F_v(x,t)$ 和 $F_L(x,t)$ 分别表示同一直线电机上垂向吊杆和横向拉杆作用力。 $P(x,t)$ 和 $Q(x,t)$ 分别表示同一直线电机垂向和横向电磁力。

感应板通过扣件固定于轨道板上,扣件系统同样用弹簧-阻尼单元模拟。感应板的垂向、横向振动同样采用欧拉梁模型求解,振动方程为

$$\begin{cases} E_p I_p \frac{\partial^4 Z_p(x,t)}{\partial x^4} + m_p \frac{\partial^2 Z_p(x,t)}{\partial t^2} = - \\ \sum_{i=1}^n F_{VRPi}(t) \delta(x-x_i) + \sum_{j=1}^2 \sum_{iLIM=1}^{NLIM} P_j(x,t) \delta(x-x_{iLIM}) \\ E_p I_p \frac{\partial^4 Y_p(x,t)}{\partial x^4} + m_p \frac{\partial^2 Y_p(x,t)}{\partial t^2} = - \\ \sum_{i=1}^n F_{LRPi}(t) \delta(x-x_i) + \sum_{j=1}^2 \sum_{iLIM=1}^{NLIM} Q_j(x,t) \delta(x-x_{iLIM}) \end{cases} \quad (4)$$

式中, E_p 和 I_p 分别表示感应板的等效弹性模量和截面惯性矩, m_p 表示感应板单位长度质量, F_{VRPi} 和 F_{LRPi} 分别表示感应板所受到的垂向和横向扣压力, x_i 为感应板扣件支点坐标, 下标 $j=1, 2$ 分别表示前后直线电机。

与轮轨关系相似, 直线电机定子线圈和感应板之间存在着电磁耦合关系, 两者之间的间隙需要控制一定范围内, 通常为 $8\sim 12\text{ mm}$ 。直线电机地铁车辆在运行过程中, 受到车辆和轨道结构动态响应的影响, 直线电机和感应板之间的气隙会随之产生相应的波动, 同时直线电机和感应板之间的垂向电磁力随之发生变化, 而反过来又会导致直线电机和感应板产生相应的振动。另一方面, 当直线电机相对于感应板存在横向偏移时, 会产生使直线电机趋于轨道中心的横向电磁力, 与直线电机相对于感应板的横向偏移量有关^[19]。垂向电磁力和横向电磁力分别与直线电机和感应板之间的气隙和横向偏移量的关系如图3所示。

(a) 垂向电磁力

(b) 横向电磁力

图3 电磁力

3 两种地铁车辆在直线轨道上运行时轮轨动态相互作用特性分析

为对比分析驱动载荷对传统旋转电机地铁车辆

和直线电机地铁车辆在直线轨道上运行时轮轨蠕滑特性的影响, 对两种地铁车辆分别施加图4所示的牵引载荷曲线, 仿真计算中, 两种地铁的车辆初始速度相同, 不考虑轨道随机不平顺的影响。在 $0\sim 6\text{ s}$ 内牵引载荷为0, 两种地铁车辆均做匀速运动, 在 $6\sim 12\text{ s}$ 内对两种地铁车辆施加牵引载荷, 两种地铁车辆做加速运动, 其中在 $6\sim 7\text{ s}$ 内牵引载荷由0开始逐渐线性增大, 地铁车辆加速度逐渐增大, 在 $7\sim 10\text{ s}$ 内牵引载荷保持恒定, 两种地铁车辆的牵引载荷分别为 $4.2\text{ kN}\cdot\text{m}$ 和 23.6 kN (每个牵引单元), 牵引系数相同, 两种地铁车辆均做匀加速运动, 在 $10\sim 12\text{ s}$ 内牵引载荷逐渐线性减小至0, 两种地铁车辆的加速度逐渐减小, 在 12 s 之后, 两种地铁车辆均做匀速运动。需要说明的是, 地铁车辆牵引载荷的大小决定于牵引系数, 其中旋转电机地铁车辆的牵引系数定义为轮周牵引力与单个车轮静轮载之比, 直线电机地铁车辆的牵引系数定义为直线电机牵引力与转向架静轮载之比。

图4 牵引载荷曲线

图5给出了施加上述牵引载荷作用下两种地铁车辆导向轮对的纵向蠕滑力仿真计算结果。可以看出, 两种地铁车辆的轮轨纵向蠕滑力表现出与施加牵引载荷相同的变化趋势。在 $7\sim 10\text{ s}$ 内, 两种地铁车辆所施加的牵引载荷不变, 纵向蠕滑力也随之

图5 驱动工况下两种地铁车辆纵向蠕滑力

保持恒定, 其中直线电机地铁车辆的轮轨纵向蠕滑力远小于传统旋转电机地铁车辆, 且与旋转电机地铁车辆的轮轨纵向蠕滑力方向相反。

图 6 给出了两种地铁车辆轮轨纵向蠕滑力随牵引系数的变化规律。可以看出, 当轮轨蠕滑力未达到饱和极限时, 旋转电机地铁车辆的轮轨纵向蠕滑力随着牵引系数的增大呈线性增长趋势, 当牵引系数大于 0.3 时, 受到轮轨界面蠕滑力饱和的约束, 轮轨纵向蠕滑力随着牵引系数的增大而趋于恒定, 为 18.02 kN。牵引系数相同情况下, 直线电机地铁车辆的轮轨纵向蠕滑力远小于旋转电机地铁车辆的轮轨纵向蠕滑力, 且方向相反。

图 6 牵引系数对两种地铁车辆轮轨纵向蠕滑力的影响

上述分析说明, 不同于旋转电机地铁车辆, 直线电机地铁车辆的纵向驱动不受轮轨黏着的限制。直线电机驱动属于典型的非黏着驱动方式。

4 两种地铁车辆曲线通过时轮轨系统动态相互作用特性

通过上面分析可知, 驱动工况下两种地铁车辆的轮轨蠕滑特性是不同的。而地铁车辆在曲线通过时, 主要依靠内外侧轮轨蠕滑力所形成的力矩进行导向。由此可知, 在驱动作用下两种地铁车辆通过曲线时的轮轨动态相互作用特性势必不同。

本节利用所建立的两种地铁车辆-板式轨道耦合动力学模型, 分析了牵引载荷和曲线半径对两种地铁车辆曲线通过性能的影响。仿真计算中, 不考虑轨道随机不平顺对轮轨动力响应的影响。

4.1 惰行工况和驱动工况

图 7~10 给出了惰行工况和驱动工况下, 两种地铁车辆一位轮对动态响应及轮轨蠕滑特性计算结果。其中曲线半径为 300 m, 线路超高设置为 120 mm, 地铁车辆以均衡速度通过曲线, 速度为 55.2

km/h。需要说明的是, 惰行工况是指车辆运行时不施加牵引载荷, 但会受到运行阻力, 为了保证地铁车辆以平衡速度通过曲线, 本文仿真计算中未考虑车辆运行时所受的阻力, 而为了保证地铁车辆在驱动工况下以平衡速度通过曲线, 对车辆施加大小等同于总牵引力的反向车钩力, 以等效于车辆运行阻力。驱动工况下, 旋转电机地铁车辆和直线电机地铁车辆施加的牵引载荷分别为 4.2 kN·m 和 23.6 kN, 牵引系数相同。

图 7 所示为惰行工况和驱动工况下两种地铁车辆的一位轮对横移量历程曲线。可以看出, 当地铁车辆在缓和曲线上运行时在未平衡的离心力作用下逐渐向外侧偏移, 随着曲线曲率的增大, 轮对横移量也随之增大, 此时外侧轮轨接触点逐渐向轮缘根部靠近, 内侧轮轨接触点逐渐向踏面端部移动。当地铁车辆在圆曲线上运行时, 一位轮对横移量达到最大。惰行工况下, 两种地铁车辆一位轮对横移量相差不大, 在圆曲线上运行时约为 10.30 mm。相比于惰行工况, 牵引工况下旋转电机地铁车辆一位轮对的横移量有所增大, 而直线电机地铁车辆的一位轮对的横移量几乎不变, 这是由于旋转电机地铁车

图 7 一位轮对横移量

辆一位轮对所受到的轮轨横向蠕滑力增大,而直线电机地铁车辆的轮轨蠕滑力几乎不受牵引载荷的影响,一位轮对所受到的轮轨横向蠕滑力保持不变。

在圆曲线上运行时两种地铁车辆一位轮对横移量分别为 10.47 mm 和 10.30 mm。

车辆在曲线运行过程中,导向轮对内外侧的纵向蠕滑力所形成的力矩会使其趋于径向位置,但由于轮对同时会受到一系悬挂定位的约束,因此会产生一定的冲角。图 8 给出了惰行工况和驱动工况下两种地铁车辆一位轮对的冲角历程曲线,可以看出,在缓和曲线上运行时,随着曲线曲率的增大,一位轮对冲角逐渐增大,在圆曲线上运行时,轮对冲角达到恒定最大。惰行工况下地铁车辆在曲线上运行时,旋转电机地铁车辆的一位轮对冲角大于直线电机地铁车辆,两种地铁车辆在圆曲线上运行时一位轮对冲角分别为 6.23 mrad 和 6.05 mrad。相比于惰行工况,牵引工况下两种地铁车辆的一位轮对冲角变化不大。

图 8 一位轮对冲角

图 9 所示为惰行工况和驱动工况下两种地铁车辆一位轮对的轮轨纵向蠕滑力历程曲线。可以看出,两种地铁车辆一位轮对纵向蠕滑力在进入圆曲线之

前出现较大波动,这是由于当地铁车辆在缓和曲线上运行时随着轮对横移量和曲线曲率的增大,内外侧轮轨纵向蠕滑力和横向蠕滑力也随之增大,而当轮对横移量达到一定时,受到轮轨蠕滑饱和限制约束,轮轨间纵向蠕滑力和横向蠕滑力重新分配,此时轮轨横向蠕滑力继续增大,轮轨纵向蠕滑力随之减小,最终在圆曲线上趋于稳定。惰行工况下,旋转电机地铁车辆和直线电机地铁车辆在圆曲线上运行时,轮轨纵向蠕滑力分别为 10.08 kN 和 11.56 kN,内外侧纵向蠕滑力大小相等,方向相反。驱动工况下,直线电机地铁车辆内外侧的纵向蠕滑力大小仍然相等,为 11.46 kN,方向相反,而施加于旋转电机地铁车辆的牵引载荷使内外侧纵向蠕滑力在数值上均增大,分别为 3.22 kN 和 13.06 kN,方向相反。由此可见,纵向驱动作用对直线电机地铁车辆曲线通过时的轮轨纵向蠕滑力影响很小。而对于旋转电机地铁车辆,相比于惰行工况,当施加牵引载荷时,内外侧轮轨蠕滑力的差值(导向力矩)减小,一位轮对的自导向能力削弱。

图 9 轮轨纵向蠕滑力

图 10 给出了惰行工况和驱动工况下,两种地铁车辆一位轮对横向蠕滑力历程曲线。结合图示以及

式(1)和(2)分析可知,轮轨横向蠕滑力受到轮对冲角和线路曲率的影响,在缓和曲线上运行时,随着线路曲率和一位轮对冲角的增大,一位轮对横向蠕滑力随之逐渐增大,在圆曲线上运行时达到最大。惰行工况下,直线电机地铁车辆的内侧和外侧轮轨横向蠕滑力均大于旋转电机地铁车辆相应的轮轨横向蠕滑力。驱动工况下,直线电机地铁车辆的内侧和外侧轮轨横向蠕滑力相比于惰行工况相差不大,而旋转电机地铁车辆内侧轮轨横向蠕滑力相比于惰行工况增大,外侧轮轨横向蠕滑力减小,这是由于受到轮轨蠕滑力饱和的限制约束,旋转电机地铁车辆

图 10 轮轨横向蠕滑力

在圆曲线上运行时,轮轨蠕滑力达到饱和,纵向驱动作用使得外侧的轮轨纵向蠕滑力增大,同时内侧轮轨蠕滑力绝对值减小,因此引起了轮轨蠕滑力的重新分配,使得内侧轮轨横向蠕滑力绝对值增大,外侧轮轨横向蠕滑力绝对值减小。

4.2 牵引载荷对两种地铁车辆曲线通过时轮轨动态相互作用的影响分析

本节调查分析牵引载荷的大小对直线电机地铁车辆和旋转电机地铁车辆轮轨系统动态响应及轮轨蠕滑特性的影响,线路条件同上。

图 11 给出了两种地铁车辆一位轮对内外侧的轮轨纵向蠕滑力随牵引系数的变化规律。可以看出,随着牵引系数的增大,直线电机地铁车辆的内外侧轮轨纵向蠕滑力的变化较小,几乎保持恒定,大小相等且方向相反。对于旋转电机地铁车辆,内侧和外侧轮轨纵向蠕滑力均随着牵引系数的增大而增大,其中内侧轮轨纵向蠕滑力随牵引系数的增长趋势大于外侧,当牵引系数超过 0.12 时,牵引载荷的增大导致其内侧的轮轨纵向蠕滑力方向改变,即与外侧轮轨纵向蠕滑力方向相同。此外,随着牵引系数的增大,内外侧轮轨纵向蠕滑力的差值减小,这将导致轮对导向能力的降低。

图 11 牵引系数对轮轨纵向蠕滑力的影响

图 12 给出了两种地铁车辆一位轮对内外侧的轮轨横向蠕滑力随牵引系数的变化规律。可以看出,随着牵引系数的增大,直线电机地铁车辆的内外侧轮轨横向蠕滑力也几乎保持恒定,对于旋转电机地铁车辆,其外侧轮轨横向蠕滑力随着牵引系数的增大而减小;当牵引系数小于 0.12 时,内侧轮轨横向蠕滑力随着牵引系数的增大而增大,而当牵引系数大于 0.12 时,内侧轮轨横向蠕滑力随着牵引系数的增大而减小,这是由于传统旋转电机地铁车辆的内

图 12 牵引系数对轮轨横向蠕滑力的影响

外侧轮轨蠕滑受到饱和约束,随着牵引系数的增大,外侧轮轨纵向蠕滑力增大,导致外侧轮轨横向蠕滑力随着牵引系数的增大而减小;当牵引系数小于0.12时,内侧轮轨纵向蠕滑力随着牵引系数的增大而减小,而当牵引系数大于0.12时,内侧轮轨纵向蠕滑力随着牵引系数的增大而增大,因此导致内侧的轮轨横向蠕滑力随之变化。

图13给出了两种地铁车辆一位轮对横移量随牵引系数的变化规律。可以看出,两种地铁车辆在通过小半径曲线时,一位轮对横移量均较大,且随着牵引载荷的增大变化量较小,外侧轮轨接触点处于轮缘根部。其中直线电机地铁车辆一位轮对横移量几乎不随牵引系数的增大而改变,约为10.3 mm,而旋转电机地铁车辆一位轮对的横移量与牵引系数呈非线性关系,当牵引系数小于0.12时,一位轮对的横移量随着牵引系数增大而增大,即向轨道外侧偏移;当牵引系数大于0.12时,则随着牵引系数增大而增大,此时一位轮对向轨道内侧偏移,这是由于轮对横移受到轮轨横向蠕滑力的影响,结合图12可以看出,旋转电机地铁车辆的轮对横移量与其内侧轮轨横向蠕滑力随牵引系数的变化规律相似。

图13 牵引系数对一位轮对横移量的影响

图14给出了两种地铁车辆一位轮对冲角随牵

图14 牵引系数对两种地铁车辆一位冲角的影响

引系数的变化规律。从中可以看出,直线电机地铁车辆一位轮对冲角几乎不随牵引系数的增大而改变。旋转电机地铁车辆一位轮对冲角随着牵引系数的增大而增大,逐渐向曲线外侧呈逆时针偏转,这是由于随着牵引系数的增大,一位轮对内外侧纵向蠕滑力所构成的导向力矩减小,不利于轮对趋于轨道径向方向偏转。

4.3 曲线半径对两种地铁车辆轮轨动态相互作用的影响分析

地铁线路包含众多曲线,尤其是小半径曲线。针对于此,研究了曲线半径对两种地铁车辆曲线通过时轮轨系统动态响应及轮轨蠕滑特性的影响,其中曲线半径、超高和通过速度设置如图15所示。仿真计算中均考虑两种地铁车辆在驱动工况下以均衡速度通过曲线,旋转电机地铁车辆和直线电机地铁车辆的牵引载荷分别为4.2 kN·m和23.6 kN。

图15 曲线设置

图16、17分别给出了两种地铁车辆一位轮对横移量和冲角随曲线半径的变化规律。可以看出,随着曲线半径的增大,导向轮对横移量逐渐减小,逐渐向轨道中心偏移。导向轮对冲角也随着曲线半径的增大而减小,逐渐向曲线内侧呈顺时针偏转而趋于径向位置。当曲线半径超过1 km时,导向轮对

图16 曲线半径对一位轮对横移量的影响

横移量和冲角随着曲线半径的变化趋于平缓。此外,通过相同半径曲线时,直线电机地铁车辆的一位轮对横移量和冲角均小于旋转电机地铁车辆,尤其是当曲线半径为400~800 m时。

图17 曲线半径对一位轮对冲角的影响

图18给出了两种地铁车辆一位轮对轮轨黏着系数随曲线半径的变化规律,可以看出,相比于内侧轮轨蠕滑力,外侧的轮轨蠕滑更易于达到饱和状态,这是因为作用于轮周的纵向牵引力与外侧轮轨纵向力方向相同。当曲线半径小于650 m时,两种地铁车辆外侧轮轨蠕滑均处于黏着饱和状态,当曲线半径超过650 m时,随着曲线半径的增大,两种地铁车辆一位轮对外侧轮轨黏着系数逐渐减小,两种地铁车辆通过相同半径曲线时,旋转电机地铁车辆的外侧轮轨黏着系数大于直线电机地铁车辆的轮轨黏着系数。当曲线半径小于300 m时,两种地铁车辆的内侧轮轨蠕滑力均处于饱和极限状态。而当曲线半径超过300 m时,旋转电机地铁车辆内侧轮轨黏着系数小于直线电机地铁车辆内侧轮轨黏着系数,这是由于作用于轮周的纵向牵引力与内侧轮轨纵向力方向相反,使旋转电机地铁车辆内侧轮轨蠕滑力减小。

图18 曲线半径对一位轮对轮轨黏着系数的影响

图19、20分别给出了两种地铁车辆一位轮对轮轨纵向和横向蠕滑力随曲线半径的变化规律。可以看出,两种地铁车辆的轮轨纵向蠕滑力随曲线半径呈非线性变化趋势,结合上述分析,当曲线半径小于650 m时,随着曲线半径的增大,轮对横移量减小,通过式(1)、(2)分析可知轮轨纵向蠕滑力理应减小,但同时随着曲线半径的增大轮对冲角也减小,导致轮轨横向蠕滑力会随之减小,且此时轮轨蠕滑力处于饱和状态,因此导致轮轨纵向蠕滑力增大;当曲线半径大于650 m时,外侧轮轨蠕滑力未达到饱和极限状态,此时随着曲线半径的增大以及轮对横移量减小,轮轨纵向蠕滑力随之缓慢减小。

图19 曲线半径对轮轨纵向蠕滑力的影响

图20 曲线半径对轮轨横向蠕滑力的影响

此外可以发现,两种地铁车辆通过相同半径曲线时,直线电机地铁车辆的纵向蠕滑力差值均大于旋转电机地铁车辆,这说明牵引工况下通过相同半径曲线时,直线电机地铁车辆一位轮对的导向能力优于传统旋转电机地铁车辆。

5 结论

(1) 传统旋转电机地铁车辆的轮轨蠕滑特性及系统动态响应受牵引载荷的影响,随着牵引系数的

增大,内外侧轮轨纵向蠕滑力的差值减小,所形成的导向力矩减小,进而使得导向轮对导向能力的降低。而直线电机地铁车辆的轮轨蠕滑特性及系统动态响应几乎不受牵引载荷的影响。

(2) 牵引工况下通过相同半径曲线时,直线电机地铁车辆的一位轮对横移量和冲角均小于旋转电机地铁车辆,尤其是当曲线半径为400~800 m时。

(3) 两种地铁车辆曲线通过时,外侧的轮轨蠕滑更易于达到饱和状态。当两种地铁车辆外侧和内侧的轮轨蠕滑力未处于饱和极限状态时,旋转电机地铁车辆内侧轮轨黏着系数小于直线电机地铁车辆,外侧轮轨黏着系数则大于直线电机地铁车辆。

参 考 文 献

- [1] 周建乐, 韩志卫, 张雄飞. 直线电机车辆技术现状与应用发展[J]. 都市快轨交通, 2012, 25(1): 7-13.
ZHOU Jianle, HAN Zhiwei, ZHANG Xiongfei. Development and application of technology of linear motor-driven vehicles[J]. Urban Rapid Rail Transit, 2012, 25(1): 7-13.
- [2] 罗曦春, 罗世辉. 直线电机地铁车辆转向架[J]. 电力机车与城轨车辆, 2008, 31(5): 41-44.
LUO Xichun, LUO Shihui. Bogie of linear induction motor driving metro vehicle[J]. Electric Locomotives & Mass Transit Vehicles, 2008, 31(5): 41-44.
- [3] FATEMI M J. Resilient cross-tie track for a transit guide-way[D]. Canada: Queen's University, 1993.
- [4] FATEMI M J, GREEN M F, CAMPBELL T I. Dynamic analysis of resilient crosstie track for transit system [J]. Journal of Transportation Engineering, 1996, 122(2): 173-180.
- [5] LI L, XIAO X B, JIN X S. Interaction of subway LIM vehicle with ballasted track in polygonal wheel wear development[J]. Acta Mech. Sin, 2011, 27(2): 297-307.
- [6] JIN X S, WU L, FANG J Y, et al. An investigation into the mechanism of the polygonal wear of metro train wheels and its effect on the dynamic behavior of a wheel rail system[J]. Vehicle System Dynamic, 2012, 50(12): 1817-1834.
- [7] 邓铁松, 吴磊, 凌亮, 等. 轴箱内置与外置直线电机地铁车辆曲线通过性能对比[J]. 计算机辅助工程, 2015, 24(1): 12-21.
DENG Tiesong, WU Lei, LING Liang, et al. Comparison of curving performance of linear induction motor metro vehicles with inside and outside axle boxes[J]. Computer Aided Engineering, 2015, 24(1): 12-21.
- [8] FENG Y W, WEI Q C, GAO L. Vertical-lateral model of vehicle-track coupling system for linear metro system[C]//ICMEM2005 International Conference, Nanjing, 2005.
- [9] FENG Y W, WEI Q C, GAO L. Dynamic simulation of vehicle-track coupling vibrations for linear metro system [C]// ISEV2005 International Conference, Japan, 2005: 131-136.
- [10] 刘彬彬, 曾京, 罗仁, 等. 直线感应电机车辆建模与动力学仿真[J]. 交通运输工程学报, 2009, 5(9): 37-43.
LIU Binbin, ZENG Jing, LUO Ren, et al. Simulation of curve negotiation of linear metro vehicle[J]. Urban Mass Transit, 2011, 14(2): 56-61.
- [11] SIMSON S A, COLE C. Simulation of curving at low speed under high traction for passive steering hauling locomotives[J]. Vehicle System Dynamic, 2008, 46(12): 1107-1121.
- [12] GRASSIE S L, ELKINS J A. Traction and curving behaviour of a railway bogie[J]. Vehicle System Dynamic, 2006, 44(1): 883-891.
- [13] GARG V K, DUKKIPATI R V. Dynamics of railway vehicle system[M]. Orlando, FL: Academic Press, 1984.
- [14] JIN X S, WEN Z F, ZHANG W H. Numerical simulation of rail corrugation on a curved track[J]. Computers and Structures, 2005, 83: 2052-2065.
- [15] KALKER J J. Three-dimensional elastic bodies in rolling contact[M]. Kluwer Academic, Dordrecht, Netherlands, 1990.
- [16] SHEN Z Y, HEDRICK J K, ELKINS J A. A comparison of alternative creep-force models for rail vehicle dynamic analysis[J]. Vehicle System Dynamic, 1983, 12(1): 79-83.
- [17] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学[M]. 3版. 北京: 科学出版社, 2007.
ZHAI Wanming. Vehicle-track coupling dynamics[M]. 3rd ed. Beijing: Science Press, 2007.
- [18] XIAO X B, JIN X S, WEN Z F. Effect of disabled fastening systems and ballast on vehicle derailment[J]. ASME Journal of Acoustic and Vibration, 2007, 129(2): 217-229.
- [19] NABIYEV F M. Mathematical modeling of electromagnetic forces in linear induction motors[C]// Proceedings of the 2008 International Conference on Electrical Machines, Piscataway, 2008: 870-872.

作者简介: 杨云帆, 男, 1992 年出生, 主要研究方向为车辆动力学。
E-mail: yunfanyang525@126.com
温泽峰(通信作者), 男, 1976 年出生, 研究员。主要研究轮轨关系和车辆动力学
E-mail: zefengwen@126.com