

单轴轮胎走行部 APM 车辆的动力学性能

任利惠, 季元进, 薛 蔚

(同济大学 铁道与城市轨道交通研究院, 上海 201804)

摘要: 考虑走行轮胎的侧偏效应和滤波效应, 使用线性轮胎模型建立了中央导向的单轴轮胎走行部自动导向捷运系统 (APM) 车辆的动力学方程和 Simulink 仿真模型, 并仿真分析了导向轮与导向轨不同接触状态对 APM 车辆的曲线通过性能和运行平稳性的影响。仿真结果表明: 导向轮设置初始预压力不会明显改善曲线通过性能, 但会显著恶化 APM 车辆的横向平稳性; 导向轮与导向轨的间隙增加了通过曲线时走行轮的侧偏力和导向轮的导向力。综合考虑曲线通过性能和横向平稳性, 导向轮与导向轨之间应留间隙, 但需要控制在 0~5 mm。

关键词: 自动导向捷运系统 (APM); 轮胎; 走行部; 动力学; 曲线通过性能; 平稳性

中图分类号: U211.5

文献标志码: A

Dynamics of Automatic Passenger Mover Vehicle with Single-axle Tire Running Gear

REN Lihui, JI Yuanjin, XUE Wei

(Institute of Rail Transit, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: The dynamical equations of an automatic passenger mover (APM) vehicle with middle-guiding single-axle tire running gears were derived by using linearized tire model, in which side force and rolling contact effect on running tire were taken into account. A simulation model of APM vehicle based on Simulink environment was built with object-oriented programming technique, and the effects of contact statuses between guiding tire and rail on curving performance and ride quality were studied. The simulation results show that the preload force on guiding tire do not improve curving performance but significantly worsen lateral ride quality, whereas the gap between guiding tires and rail will increase the running tire side force and guiding tire radial force on curve. The gap between guide tires and rail should be controlled in the range of 0~5 mm considering the curving performance and ride quality of APM vehicle.

Key words: automatic passenger mover (APM); tire; running gear; dynamics; curving performance; ride quality

随着城市对轨道交通需求的多样化发展, 依靠轮胎走行的轨道车辆已经开始在我国一些城市得到应用。重庆市建成了跨坐式单轨交通系统, 天津市和上海市开通了劳尔有轨电车, 广州市引进了自动导向捷运系统, 也称 APM。

按照导向轮的安装位置, 采用轮胎走行的 APM 车辆可分为外侧导向式和中央导向式两大类。外侧导向式车辆的导向轮胎安装在走行部的外侧, 与 U 形轨道相配合, 如图 1a 所示。中央导向式车辆的导向轮胎安装在走行部的内侧, 与倒 T 形轨道相配合, 如图 1b 所示。与外侧导向式相比, 中央导向式的优点是道岔的结构相对简单^[1]。

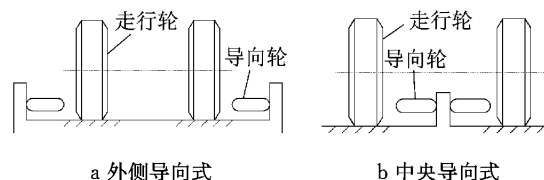


图 1 APM 车辆的导向方式

Fig. 1 Guiding pattern of APM vehicle

1 APM 车辆走行部结构

自动导向捷运系统使用的车辆称为 APM 车辆。APM 车辆通常采用单轴轮胎走行部, 图 2 给出了广州中央导向的 APM 车辆走行部的结构示意图, 它包括 2 个走行轮和 4 个导向轮。走行轮为充氮高压轮胎 (0.1 MPa), 行驶在路面上, 并承担了车辆的所有重量。4 个导向轮为实心橡胶轮胎, 水平安装在导向架上, 与工字形导轨的侧面接触, 引导车辆沿轨道运

行. 轴桥和导向架通过螺栓刚性连接, 可视作同一刚体. 车体坐落在前后走行部的转盘上, 在转盘和车体之间设置了纵向减振器, 以提供摇头阻尼. 转盘通过囊式空气弹簧与轴桥连接, 在转盘和轴桥之间设置液压减振器, 减振器通常倾斜安装, 这样布置可同时提供垂向和横向阻尼. 在转盘和轴桥之间还设置了上、下各一组牵引拉杆, 传递纵向牵引和制动力的同时, 还抑制轴桥的点头运动. 牵引电机安装在导向架上, 通过联轴节和差动齿轮系将动力传递到左、右走行轮. 为了防止爆胎后产生倾覆危险, 走行轮和导向轮均设置了钢质安全轮.

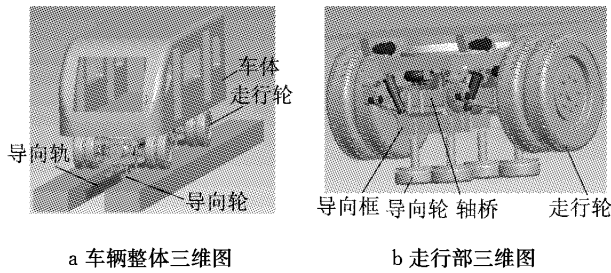


图2 APM 车辆走行部结构

Fig.2 Structure of running gear of APM vehicle

2 APM 车辆的动力学模型和方程

推导 APM 车辆的动力学方程时, 作如下假设:

(1) APM 车辆沿着硬性路面做等速运动, 走行轮胎始终与路面相接触.

(2) 轮胎的变形很小, 所有轮胎各向刚度均为线性, 忽略垂直载荷的变化对走行轮胎各项刚度特性的影响.

(3) 轮胎模型采用线性化的点接触模型, 即将轮胎看作一个多向的弹性阻尼元件, 计及轮胎的径向刚度和阻尼、侧偏刚度和滤波效应, 忽略轮胎的侧倾特性.

(4) 走行部的结构对称且悬挂参数相等.

2.1 自由度和参数

APM 车辆的动力学模型包括 1 个车体和 2 个轴桥共计 3 个刚体. 车体和轴桥刚体具有浮沉、点头、横移、摇头和侧滚 5 个自由度, 整个模型共计 15 个自由度. 车体和轴桥之间通过垂向、横向弹簧和阻尼、抗侧滚弹簧以及纵向阻尼连接. 轴桥和轨面之间通过 2 个走行轮胎和 4 个导向轮胎约束. APM 车辆的动力学模型如图 3 所示, 其中 x, y, z 是自由度坐标, 车辆参数见表 1.

表1 APM 车辆运动自由度符号表

刚体	自由度					备注
	浮沉	点头	横移	摇头	侧滚	
车体	z_c	ϕ_c	y_c	ψ_c	θ_c	
轴桥	z_{bi}	ϕ_{bi}	y_{bi}	ψ_{bi}	θ_{bi}	$i=1, 2$

Tab.1 Symbolic of DOF of APM vehicle

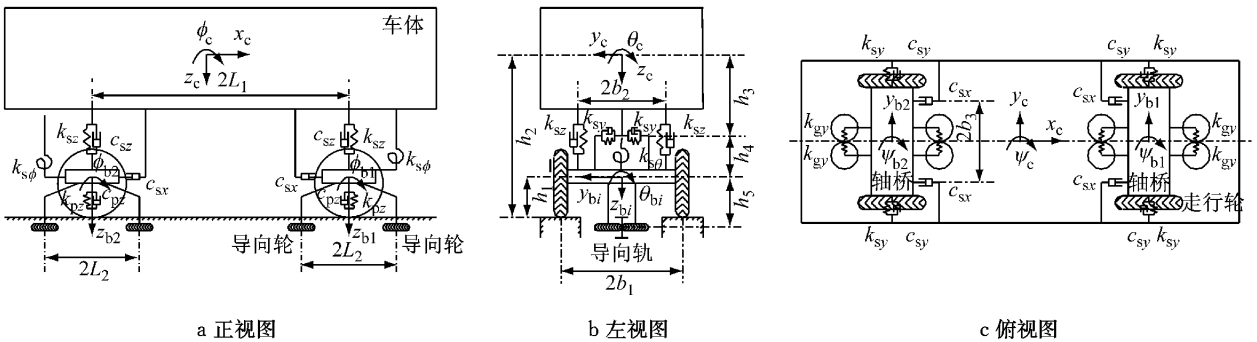


图3 APM 车辆动力学模型

Fig.3 Dynamical model of APM vehicle

2.2 走行部的动力学方程

车体的运动方程可参考文献[2-3], 这里仅给出走行部的运动方程. 以前走行部为例.

(1) 浮沉运动

$$m_b \ddot{z}_{b1} + 2c_{sz} [\dot{z}_{b1} - (\dot{z}_c + L_1 \dot{\phi}_c)] + 2k_{sz} [z_{b1} - (z_c + L_1 \phi_c)] + 2c_{pz} (\dot{z}_{b1} - \dot{z}_t) + 2k_{pz} (z_{b1} - z_t) = 0 \quad (1)$$

式中: m_b 为轴桥质量, z_t 为走行路面的垂向不平顺.

(2) 点头运动

$$I_{by} \ddot{\phi}_{b1} + k_{\phi} (\phi_{b1} - \phi_c) = 0 \quad (2)$$

式中: I_{by} 为轴桥点头惯量.

(3) 横移运动

$$m_b \ddot{y}_{b1} + 2c_{sy} [(\dot{y}_{b1} - h_4 \dot{\theta}_{b1}) - (\dot{y}_c + h_5 \dot{\theta}_c - L_1 \dot{\phi}_c)] + 2k_{sy} [(y_{b1} - h_4 \theta_{b1}) - (y_c + h_5 \theta_c - L_1 \phi_c)] + 4c_{gy} (\dot{y}_{b1} + h_3 \dot{\theta}_{b1} - \dot{y}_t) + 4k_{gy} (y_{b1} + h_3 \theta_{b1} - y_t) + 2k_{py} \left(\frac{\dot{y}_{b1} + h_1 \dot{\theta}_{b1}}{V} - \phi_{b1} \right) = 0 \quad (3)$$

表 2 APM 车辆动力学参数表

Tab.2 Dynamical parameters of APM vehicle

符号	含义	数值	单位
L_1	走行轮纵向轴距之半	3 000	mm
L_2	导向轮纵向轴距之半	600	mm
b_1	走行轮横向跨距之半	1 000	mm
b_2	空气弹簧横向跨距之半	580	mm
b_3	纵向减振器横向跨距之半	620	mm
h_1	轴桥质心距路面高	480	mm
h_2	车体质心距路面高	1 900	mm
h_3	导向轮距轴桥质心高	660	mm
h_4	空气弹簧距轴桥质心高	250	mm
h_5	空气弹簧距车体质心高	1 200	mm
k_{sy}	二系悬挂横向刚度(每侧)	2.0	MN · m ⁻¹
k_{sz}	二系悬挂垂向刚度(每侧)	0.2	MN · m ⁻¹
k_{ϕ}	二系悬挂点头刚度	4.0	(MN · m) · rad ⁻¹
c_{sx}	二系纵向阻尼(每侧)	15	(kN · s) · m ⁻¹
c_{sy}	二系横向阻尼(每侧)	10	(kN · s) · m ⁻¹
c_{sz}	二系垂向阻尼(每侧)	17.5	(kN · s) · m ⁻¹
k_{θ}	二系抗侧滚扭杆刚度	250	(kN · m) · rad ⁻¹
k_{pz}	走行轮胎径向刚度	1.15	MN · m ⁻¹
c_{pz}	走行轮胎径向阻尼	2.0	(kN · s) · m ⁻¹
k_{py}	走行轮胎侧偏刚度	45.0	kN · rad ⁻¹
k_{gy}	导向轮胎径向刚度	1.0	MN · m ⁻¹
c_{gy}	导向轮胎径向阻尼	1.0	(kN · s) · m ⁻¹

式中: V 为车辆运行速度, y_t 为导向轨的方向不平顺。

(4) 摇头运动

$$I_{bz}\ddot{\psi}_{bl} + 2c_{sz}(\dot{\psi}_{bl} - \dot{\psi}_c)b_3^2 + 2k_{gy}L_2^2\psi_{bl} = 0 \quad (4)$$

式中: I_{bz} 为轴桥摇头惯量。

(5) 侧滚运动

$$I_{bz}\ddot{\theta}_{bl} + 2c_{sy}[(\dot{y}_{bl} - h_4\dot{\theta}_{bl}) - (\dot{y}_c + h_5\dot{\theta}_c - L_1\dot{\psi}_c)]h_4 + 2k_{sy}[(y_{bl} - h_4\theta_{bl}) - (y_c + h_5\theta_c - L_1\psi_c)]h_4 +$$

$$2k_{sz}b_2^2(\theta_{bl} - \theta_c) + k_{s\theta}(\theta_{bl} - \theta_c) + 2k_{py}\left(\frac{\dot{y}_{bl} + h_1\dot{\theta}_{bl}}{V} - \psi_{bl}\right)h_1 + 2k_{pz}b_1^2\theta_{bl} + 4k_{gy}(y_{bl} + h_3\theta_{bl} - y_t)h_3 = 0 \quad (5)$$

式中: I_{bz} 为轴桥侧滚惯量。

考虑到轮胎只能承受压缩载荷, 在图 4 所示坐标中, 以左侧导向轮胎为例, 当导向轮胎与导向轨存在间隙 Δ_l 时, 则导向轮胎对轴桥的作用力

$$F_{gy} = \begin{cases} 0, & y_t - y_b - \Delta_l < 0 \\ k_{gy}(y_t - y_b - \Delta_l), & y_t - y_b - \Delta_l > 0 \end{cases} \quad (6)$$

当导向轮胎承受预压力时, 则式(6)中的间隙 Δ_l 设为负值。

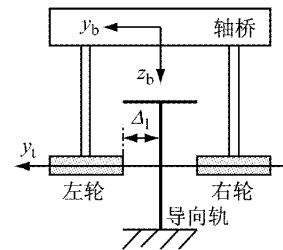


图 4 导向轮胎与导向轨的间隙

Fig.4 Gap between guiding wheel and rail

2.3 仿真模型

运用面向对象的图框化建模方法^[4], 采用 Matlab/Simulink 软件建立了 APM 车辆的仿真模型, 如图 5 所示。整个模型主要包括 1 个车体刚体子模块和 2 个轴桥刚体子模块、2 个轮胎子模块和 2 个二系悬挂子模块, 以及轨道输入子模块和轨道不平顺输入子模块。

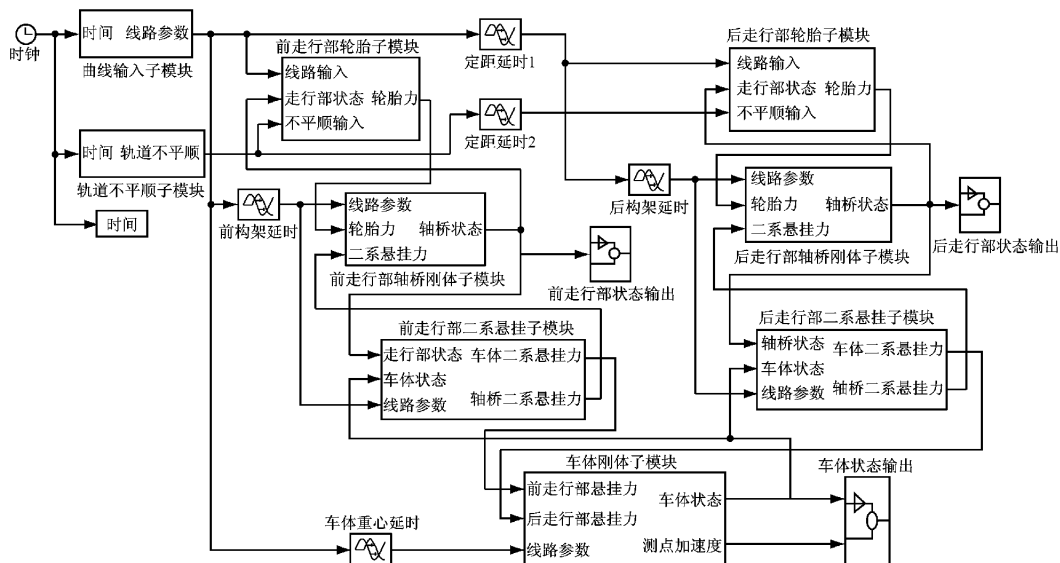


图 5 APM 车辆 Simulink 仿真模型

Fig.5 Simulink simulation model of APM vehicle

3 APM 车辆的动力学性能

导向轮与导向轨的接触状态如何选取是 APM 车辆的一个特有问题. APM 车辆是否像跨坐式单轨车辆一样,需要设置一定的预压力^[5-6],还是需要留有一定的间隙?下面分析导向轮与导向轨的接触状态对 APM 车辆动力学性能的影响.接触状态包括:

(1) 状态 1. 导向轮与轨道之间没有间隙,也没有预压力,显然这是一种理想状态.

(2) 状态 2. 导向轮与轨道之间有预压力 1.5, 3.0 kN.

(3) 状态 3. 导向轮与轨道之间有 2.5, 5.0, 7.5, 10.0 mm 间隙.

3.1 对曲线通过的影响分析

图 6 给出了导向轮与导向轨不同接触状态下, APM 车辆通过 R50 m 半径曲线时走行轮胎载荷的时间历程.从图 6 看出,导向轮没有设置预压力时,在圆曲线上仅右侧的导向轮受力,左侧导向轮不承载;导向轮预设压力时,在圆曲线上右侧导向轮增载,而左侧导向轮减载,右侧导向轮的载荷增加值与左侧导向轮的载荷减少值相当;导向轮与轨道之间预留间隙时,在圆曲线上右侧导向轮的载荷与理想状态相同,但在缓和曲线上的瞬态最大值明显增大,5.0 mm 间隙时瞬态最大值为 3.7 kN, 7.5 mm 间隙时瞬态最大值为 4.1 kN,并且左侧导向轮的瞬态值也明显增大.

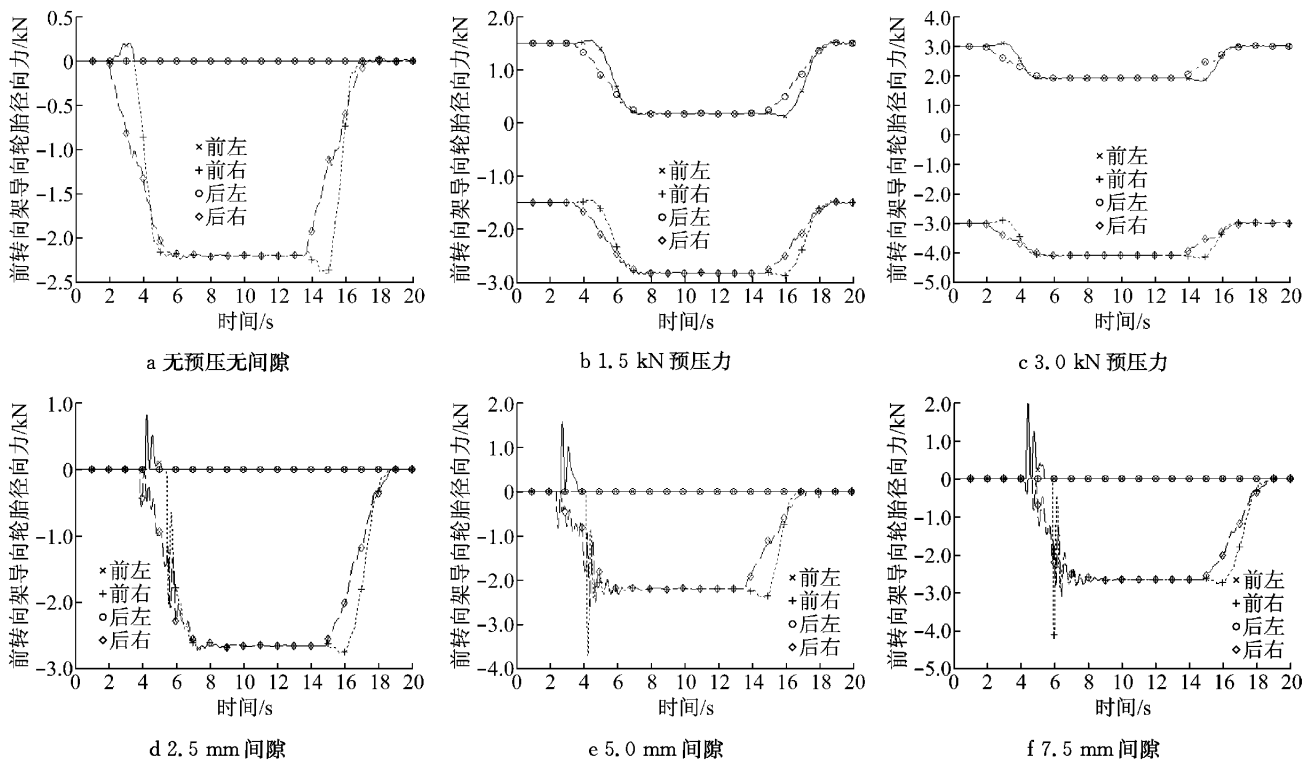


图 6 不同接触状态通过曲线的导向轮载荷历程

Fig. 6 Excursion of forces on guiding wheel in different contact status

图 7 给出了导向轮和导向轨的各种接触状态对前、后走行部的导向轮最大载荷的比较.从图 7 中看出,设置初始预压力明显增加了导向轮的载荷,而导向轮留有间隙时则增加了导向轮的瞬态最大载荷.

图 8 给出了通过 R50 半径曲线时不同接触状态走行轮的最大侧偏力.对比图 7 和 8 看出,当导向轮与导向轨没有间隙时,走行轮的侧偏力远小于导向轮的径向力;存在间隙时,走行轮侧偏力明显增大,并随着间隙的增加而增加.走行轮的侧偏力对导向

是不利的,同时增加了走行轮的磨损.因此从导向角度,导向轮与导向轨的间隙越小越好.

3.2 对平稳性的影响

3.2.1 运行平稳性计算结果

APM 车辆的走行轮与路面接触,受到路面不平顺的垂向激扰;导向轮与导向轨接触,受到导向轨的横向激扰.

路面不平顺包括垂直和交叉两种不平顺.路面谱输入参考我国公路路面的不平顺谱.由于 APM 车

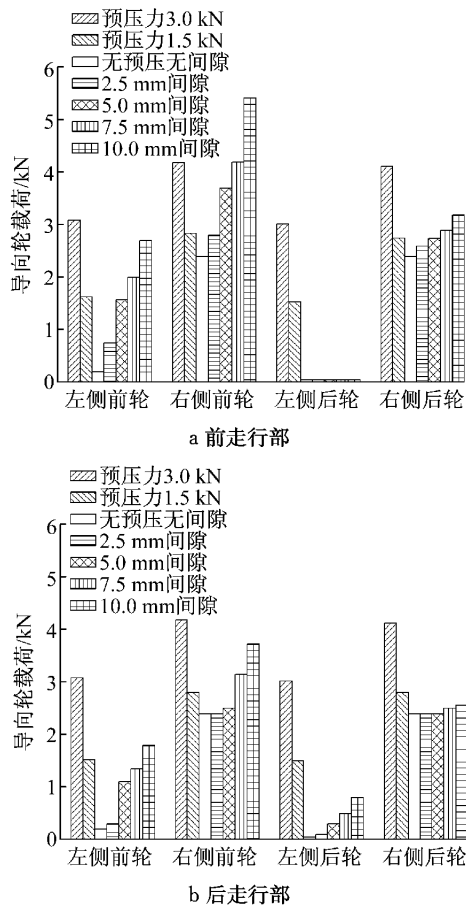


图 7 不同接触状态通过曲线时导向轮载荷的最大值对比
Fig. 7 Max values of force on guiding wheels in different contact statues

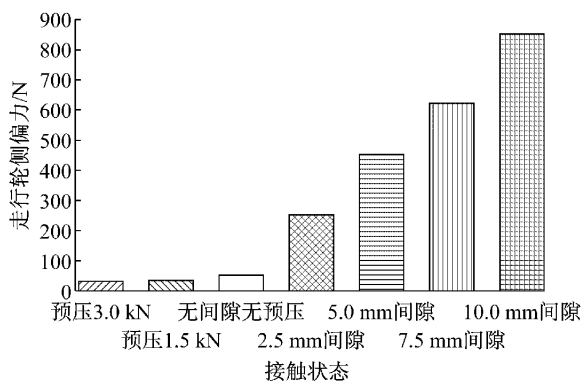


图 8 不同接触状态通过曲线时走行轮的最大侧偏力
Fig. 8 Max values of side force on running wheels in different contact statues

辆的走行路面通常为混凝土路面,路况很好,这里取为 A 级谱.轨道方向不平顺输入参考铁路轨道的不平顺谱,这里取为美国 6 级谱.

图 9 给出了三种状态下 APM 车辆的运行平稳性.从图中看出,接触状态对垂向平稳性影响较小,但对横向平稳性有显著影响.相比理想的接触状态,当导向轮预设置 1.5, 3.0 kN 压力时,APM 车辆的

横向平稳性明显变差;当导向轮与轨道之间预留间隙时,APM 车辆的横向平稳性明显变好;间隙为 2.5 和 5.0 mm 状态的横向平稳性略好于间隙为 7.5 和 10.0 mm 的状态.

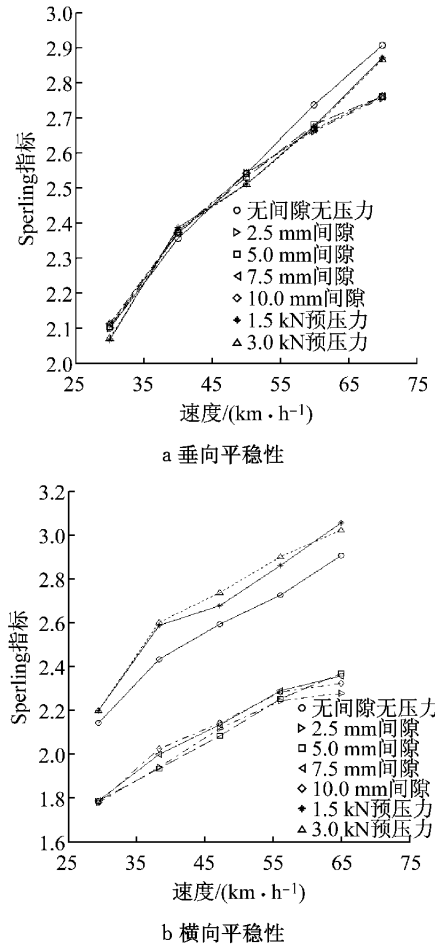


图 9 不同接触状态时车辆 Sperling 平稳性指标
Fig. 9 Sperling index of APM vehicle in different contact statues

3.2.2 运行平稳性测试结果

图 10 给出了广州珠江新城 APM 线车辆实际运

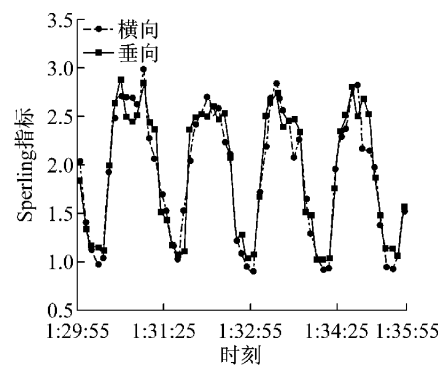


Fig. 10 APM 车辆的平稳性指标测试结果
Fig. 10 Test results of ride quality of APM vehicle

行时的平稳性测试结果. 测试结果表明: $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时, APM 车辆的垂向、横向 Sperling 平稳性指标平均值分别为 2.66 和 2.57^[7], 测试数据与理想接触状态的计算结果接近.

3.3 与跨坐式单轨车辆的比较

对于跨坐式单轨车辆, 由于走行轮的横向间距很小, 抗侧滚能力主要由导向轮和稳定轮提供. 为了稳定地提供车辆的抗侧滚能力, 导向轮与稳定轮必须设置一定的预压力^[5-6]. 而 APM 车辆走行轮的横向间距较大, 走行轮已具有足够的抗侧滚能力. 如果导向轮设置了预压力, 那么作用刚度是两个导向轮的径向刚度, 使横向激励的输入变大, 导致横向平稳性变差. 当导向轮设置了间隙时, 横向刚度仅是一个导向轮的径向刚度, 减小了横向激励的输入, 但导向轮轨的间隙会使通过曲线的瞬态响应变大. 综合导向轮与导向轨的接触状态对曲线通过和运行平稳性的影响, APM 车辆的导向轮不需要设置初始预压力, 而与导向轨道的间隙也应该控制在一个范围内, 推荐值为 $0 \sim 5 \text{ mm}$.

4 结语

使用线性轮胎模型建立了中央导向的单轴轮胎走行部 APM 车辆的动力学方程和仿真模型, 分析了导向轮与导向轨接触状态对 APM 车辆的曲线通过性能和运行平稳性的影响. 导向轮设置预压力时, 明显增加了导向轮通过曲线的径向力, 并明显降低了车辆的横向运行平稳性. 当导向轮与轨道之间存在间隙时, 车辆的横向平稳性得到显著改善, 但通过曲线时走行轮的侧偏力和导向轮的最大瞬态力随间隙值增大而增加. 因此综合考虑曲线通过和运行平稳

性, APM 车辆的导向轮与导向轨之间应预留一个较小的间隙, 推荐值 $0 \sim 5 \text{ mm}$.

参考文献:

- [1] 胡用生. 现代轨道车辆动力学[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2009.
HU Yongsheng. Dynamics of modern rail vehicle[M]. Beijing: Chinese Railway Press, 2009.
- [2] Tsunashima H. Dynamics of automated guideway transit vehicle with single-axle bogies[J]. Vehicle System Dynamics, 2003, 39(5): 365.
- [3] Kim Y-S, Lim T-K, Park S-H, *et al.* Dynamic model for ride comfort evaluations of rubber-tired light rail vehicle[J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(11): 1061.
- [4] 沈钢. 面向对象的机车车辆动力学仿真建模研究[J]. 铁道学报, 1998, 20(2): 50.
SHEN Gang. An objected dynamic simulation tool for railway vehicle dynamics based on Simulink [J]. Journal of China Railway Society, 1998, 20(2): 50.
- [5] 任利惠, 周劲松, 沈钢, 等. 基于特征根的跨坐式独轨车辆的稳定性分析[J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2003, 31(4): 471.
REN Lihui, ZHOU Jinsong, SHEN Gang, *et al.* Hunting stability of straddle-type monorail car based on equation eigenvalue [J]. Journal of Tongji university: Natural Science, 2003, 31(4): 471.
- [6] 任利惠, 周劲松, 沈钢. 跨坐式独轨车辆的动力学模型和仿真[J]. 中国铁道科学, 2004, 25(5): 26.
REN Lihui, ZHOU Jinsong, SHEN Gang. Dynamics model and simulation study of a straddle type monorail car [J]. China Railway Science, 2004, 25(5): 26.
- [7] 薛蔚. 广州市珠江新城 APM 车辆平稳性测试报告[R]. 上海: 同济大学, 2013.
XUE Wei. Test report on ride quality of Guangzhou APM vehicle [R]. Shanghai: Tongji University, 2013.