

新一代单轴跨座式单轨车辆的曲线通过性能<sup>\*</sup>吕国敏<sup>1</sup> 杨百岭<sup>2</sup> 杜子学<sup>1</sup> 杨绪杰<sup>2</sup> 叶珍珍<sup>2</sup> 冉 龙<sup>2</sup>

(1. 重庆交通大学轨道交通研究院, 400074, 重庆; 2. 重庆中车长客轨道车辆有限公司, 401133, 重庆)

**摘 要** [目的] 研究分析新型单轴跨座式单轨车辆在小半径非正线曲线轨道和正线曲线轨道上运行时的曲线通过性能。[方法] 使用多刚体动力学软件建立动力学仿真分析模型。根据车辆结构特点, 选择合适的评价指标。运用静力学与动力学相结合的方法求取最小曲线半径, 通过动力学仿真, 按不同工况计算单轨车辆轮胎的受力情况、走行轮侧偏角及倾覆系数等车辆动力学性能参数。得到车辆通过小半径非正线曲线段和不同曲线半径正线段时的受力情况。[结果及结论] 新一代单轴单轨车辆在小半径非正线曲线线路和不同曲线半径的正线线路上均具有良好的曲线通过性。

**关键词** 单轴跨座式单轨; 车辆; 曲线通过

**中图分类号** U270.1<sup>+</sup>1:U232

**DOI:**10.16037/j.1007-869x.2024.01.016

## Curve-passing Performance of New Generation Single-axle Straddle Monorail Vehicle

LYU Guomin<sup>1</sup>, YANG Bailing<sup>2</sup>, DU Zixue<sup>1</sup>, YANG Xujie<sup>2</sup>, YE Zhenzhen<sup>2</sup>, RAN Long<sup>2</sup>

(1. Institute of Rail Transit, Chongqing Jiaotong University, 400074, Chongqing, China; 2. Chongqing CRRC Changke Rail Vehicle Co., Ltd., 401133, Chongqing, China)

**Abstract** [Objective] The curve-passing performance of a new-model single-axle straddle monorail vehicle on small-radius non-linear curve tracks and linear curve tracks is researched and analyzed. [Method] A dynamics simulation analysis model is established using multi-body dynamics software. Suitable evaluation indicators are selected based on the vehicle structural characteristics. The minimum curve radius is determined using a method of combining statics and dynamics. Through dynamics simulation, various vehicle dynamics performance parameters such as monorail vehicle tire stress condition, running wheel flange angle, and overturning coefficient are calculated for different working conditions. The stress situation of the vehicle is obtained for both small-radius non-linear curve segments and linear segments with different curve radii. [Result & Conclusion] The new generation single-axle monorail vehicle demonstrates excellent curve-passing performance

on small radius non-linear curve tracks and linear tracks with various curve radii.

**Key words** single-axle straddle monorail; vehicle; curve-passing

为了解决目前单轴跨座式单轨车辆运行时出现单轴点头的难题, 新型单轴跨座式单轨车辆走行系统采用牵引电机-齿轮箱-轮辋集成技术, 不仅缩小了安装空间, 还提升了动力输出的有效性, 其悬挂系统采用空簧-抗点头扭杆的组合。本文通过建立动力学模型对单轴跨座式单轨车辆(以下简称“单轨车辆”)在小半径非正线曲线轨道和常规正线曲线轨道的曲线通过性能进行研究。

## 1 车辆动力学模型

单轨车辆结构复杂, 各部件间存在相互作用力和相对运动, 车轮与轨道梁之间存在复杂的轮轨耦合关系。有的部件可视为刚体, 有的部件因具有特殊的非线性特性, 可视为弹性体。在建立单轨车辆动力学模型时, 对动力学性能影响较大的部件尽量贴合实际情况, 而对动力学性能影响较小的部件可作如下假设和简化<sup>[1]</sup>:

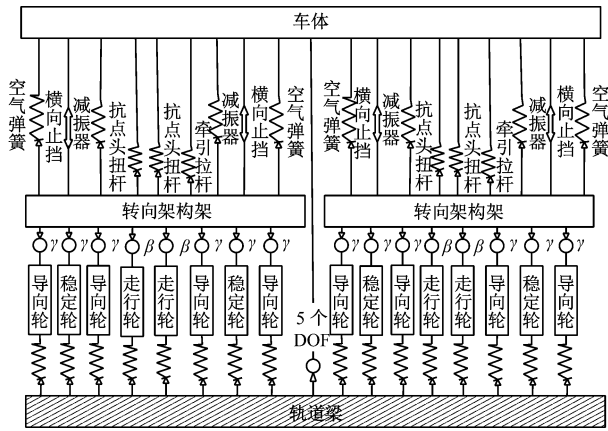
1) 忽略车体和前后转向架的弹性变形, 视为刚体。

2) 不考虑轨道梁弹性变形, 走行轮与轨道梁始终保持接触状态。

3) 忽略悬挂元件的制造误差, 假定车辆走行轮、导向轮和稳定轮结构对称且对应动力学参数相等。通过单轨车辆各部件间的拓扑关系, 建立单轨车辆的动力学拓扑结构图, 如图 1 所示。

从拓扑图看出, 车体与前后转向架构架各有 5 个 DOF(自由度)——横摆、浮沉、侧滚、点头和摇头。走行轮、导向轮、稳定轮只有相对车轴旋转 1 个自由度。由此可得, 单轨车辆模型的自由度为 31 个。

<sup>\*</sup> 国家科技支撑计划课题(2007BAG06B01)



注:  $\beta$ —走行轮自由度;  $\gamma$ —导向轮和稳定轮的自由度。

图1 单轨车辆的动力学拓扑结构图

Fig. 1 Diagram of monorail vehicle dynamics topological structure

基于车辆拓扑结构,通过动力学仿真软件建立单节的单轨车辆动力学模型,如图2所示。

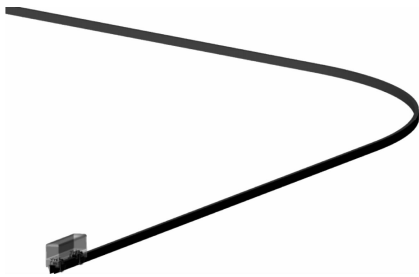


图2 单节的单轴跨座式单轨车辆动力学模型

Fig. 2 Single compartment single-axle straddle monorail vehicle dynamics model

## 2 车辆曲线通过性能的评价指标

由于单轨车辆的转向架结构与一般铁道车辆不同,故铁道车辆曲线通过能力评价指标不适用于跨座式单轨车辆。参照文献[2],本文选取走行轮垂向力、走行轮侧偏角、导向轮与稳定轮径向力、走行轮侧偏力以及空簧的纵向力等作为单轨车辆的曲线通过能力评价指标。其中走行轮垂向力及走行轮侧偏角用于评价车辆在通过曲线时的安全性,导向轮与稳定轮径向力、走行轮侧偏力及沙漏簧纵向力是影响车辆转向架曲线通过性优劣的主要因素[3]。

### 2.1 走行轮垂向力

走行轮胎能承受的最大垂向力对走行轮胎的选型有一定的参考意义,可用于计算车辆倾覆系数  $D$ ,评价车辆通过曲线时的安全性。其中:

$$D = P_d / P_{st} \quad (1)$$

式中:

$P_d$ ——转向架同一侧车轮的动载荷;

$P_{st}$ ——相应车轮的静载荷。

根据 GB 5599—2019《机车车辆动力学性能评定和试验鉴定规范》规定,  $D \leq 0.8$ 。

### 2.2 导向轮导向力

导向轮提供车辆通过曲线时所需的导向力,导向轮由充气橡胶轮胎和实心橡胶辅助轮组成。

在常规工况下,充气橡胶轮胎提供导向力。当充气橡胶轮胎的径向位移超过 23 mm 时,实心橡胶辅助轮和橡胶导向轮共同提供导向力。若要车辆具有良好的曲线通过性,则应保证在正常工况下导向力全部由充气橡胶轮胎提供。

在非正常工况下,大部分导向力由充气橡胶轮胎提供、剩余的由实心橡胶辅助轮提供。橡胶导向轮径向刚度为 0.98 MN/m,非正常工况下单个导向轮最大导向力  $F_L \leq 22.54$  kN。

临界工况下,车辆在曲线线路上仍处于稳定状态,若前后转向架一侧导向轮中的一个径向力为 0,且另一个径向力小于预压力的 0.1 倍(490 N),则车辆运行安全性将受影响[4]。

### 2.3 走行轮胎侧偏角

走行轮能承受的最大侧偏角取决于轮胎特性。单轨车辆的走行轮侧偏角限值为  $2^\circ$ 。

### 2.4 转向架导向力矩

转向架导向力矩是评价车辆曲线通过性能的重要指标。图3为车辆通过曲线时的受力状态。车辆通过曲线时的转向架导向力矩越小,车辆的曲线通过性能就越好[5]。

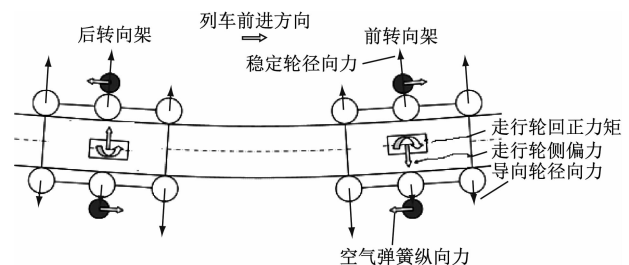


图3 车辆通过曲线时的受力状态

Fig. 3 Stress state of vehicle passing curve segment

导向轮径向形成摇头力矩引导车辆沿曲线运行,前、后转向架走行轮的侧偏力形成摇头力矩,分别阻碍和促使转向架摇头,沙漏簧纵向力形成摇头力矩使转向架回到平衡位置。导向轮承受的最大导向力为 22.54 kN,导向轮能提供的最大导向力

矩为:

$$M_{Lmax} = F_{Lmax} L_1 \quad (2)$$

式中:

$M_{Lmax}$ ——最大导向力矩;

$F_{Lmax}$ ——最大导向力;

$L_1$ ——导向轮轴距,本文取 1.6 m。

由式(2)可得  $M_{Lmax} = 36.06 \text{ kNm}$ 。

### 3 车辆轨道线路模型

对跨座式单轨车辆过弯时受力状态分析,导向轮随车速增大,载荷变化最明显,当有导向轮脱离轨道面,此时车速为最高车速。根据 GB 50458—2008《单轨交通设计规范》对车辆在曲线上的运行速度与轨道半径关系的规定,重庆市轨道交通集团有限公司(以下简称“重庆轨道交通公司”)根据实际情况调整限速计算式为:

$$v = 4.3 \sqrt{R} \quad (3)$$

式中:

$v$ ——列车通过曲线的最高车速,单位 km/h;

$R$ ——曲线半径,单位 m。

为平衡车辆在过弯时产生的离心力,在弯道上设置曲线超高<sup>[6]</sup>。超高率须满足:

$$\tan \alpha = \frac{h}{S} = \frac{v_c^2}{gR} \quad (4)$$

式中:

$\alpha$ ——超高角;

$h$ ——超高值;

$g$ ——重力加速度;

$v_c$ ——行车平均速度;

$R$ ——曲线半径;

$S$ ——左右走行轮中心轮距。

依据 GB/T 50458—2022《跨座式单轨交通设计标准》,当曲线超高率不大于 12% 时,允许欠超高率和过超高率分别为 5% 与 3%。按此要求建立动力学模型进行仿真分析。

单轨车辆在车辆段或维修工段等非正线线路行驶时,由于没有运行速度限制和场地限制,车场线和辅助线路会出现更小半径的曲线线路。通过单轨车辆非正线曲线通过性能分析,可以采用静力学方法和动力学方法,计算新型单轨车辆极限状态下所能通过曲线线路的最小曲线半径。

#### 3.1 静力学方法计算最小曲线半径

车辆转弯时,转向架与车体相对最大转角发生

在转弯极限工况。此时,左右沙漏簧产生最大纵向位移,对角导向轮发生最大变形,横向止挡被完全压紧,从而使转向架与车体的相对转角达到最大位置。转弯极限工况下的曲线半径最小<sup>[7]</sup>。

##### 3.1.1 左右空气弹簧的最大纵向位移

根据单轨车辆设计要求,沙漏簧纵向位移最大值为  $\pm 107 \text{ mm}$ ,由此引起的转向架最大转角为  $5.93^\circ$ ,如图 4 所示。

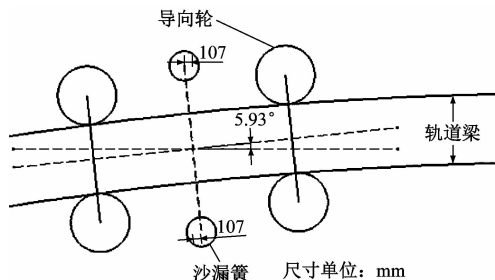


图 4 沙漏簧最大纵向位移引起的转向架转角

Fig. 4 Bogie angle induced by maximum longitudinal displacement of hourglass spring

##### 3.1.2 对角导向轮的最大变形

对角导向轮最大变形导致的转向架转角如图 5 所示。由图 5 可知,在转弯极限工况下,对角位置的导向轮发生最大变形(安全轮与轨道梁即将接触),另一对角导向轮与轨道面脱离。此工况下车辆必须缓慢驶过弯道<sup>[8]</sup>。由对角导向轮最大变形导致的转向架转角为  $1.65^\circ$ 。

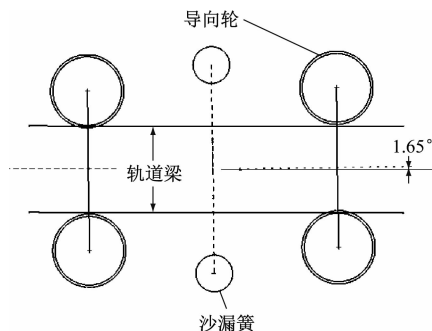


图 5 对角导向轮最大变形导致的转向架转角

Fig. 5 Bogie angle induced by maximum deformation of diagonal guide wheel

##### 3.1.3 横向止挡压紧

在车辆正常行驶时,中心销与横向止挡保持 10 mm 的间隙,横向止挡最大压缩量 19 mm。在转弯极限工况,当前后转向架中心销分别向相反方向压紧止挡时,车体转角最大,中心销压紧位移约为 29 mm。止挡完全压紧时的车体转角情况如图 6 所示。计算可得此时车体的转角  $\sigma$  为  $0.47^\circ$ 。

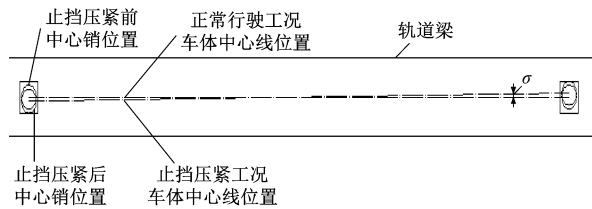


图6 止挡完全压紧时的车体转角示意图

Fig. 6 Schematic diagram of carbody rotational angle with stop completely pressed

### 3.1.4 最小曲线半径

综上所述,在转弯极限工况下车体与转向架的最大转角为 $7.94^{\circ}$ 。据此计算可得,单轨车辆能通过的最小曲线半径理论值为 $25.57\text{ m}$ 。

### 3.2 动力学仿真计算最小曲线半径

空气弹簧设计参数纵向刚度为 $87\text{ N/mm}$ ,空气弹簧的最大纵向位移设计值为 $107\text{ mm}$ ,计算可得空气弹簧受到的最大纵向力为 $9.3\text{ kN}$ 。

通过动力学仿真计算分析,当单轨车辆以缓慢的速度通过曲线半径为 $30\text{ m}$ 的弯道时,空气弹簧纵向力如图7所示。由图7可见,空气弹簧最大纵向力为 $9.3\text{ kN}$ ,达空气弹簧纵向力限值,此时的曲线半径为单轨车辆所能通过的最小曲线半径。

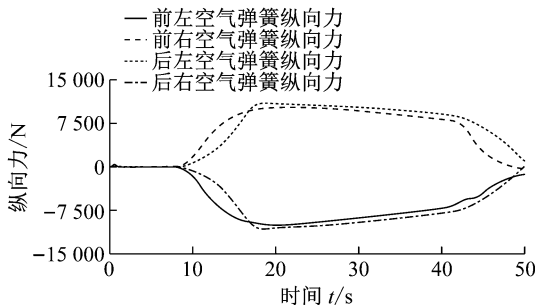


图7 空气弹簧所受纵向力

Fig. 7 Longitudinal force on air spring

由静力学方法计算可得,单轨车辆极限通过最小曲线半径理论值为 $25.57\text{ m}$ 。采用几何法计算在转弯极限工况的最小曲线半径,如图8所示。计算结果有一定的误差。由动力学方法计算可知,与横向止挡和导向轮相比,空气弹簧最先到达极限状态,单轨车辆所能通过的最小曲线半径为 $30\text{ m}$ 。根据重庆轨道交通既有同类列车的运行经验,在车辆满足线路运营要求的基础上,应尽量不逼近极限转弯半径,以有效保证车辆悬挂元件、贯通道及车钩等部件免受破坏性损伤。因此,动力学仿真选取的曲线半径为 $35\text{ m}$ 。

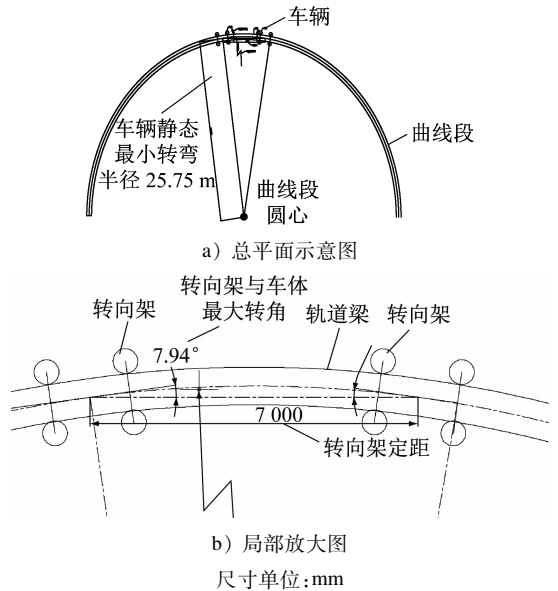


图8 静力学方法计算曲线半径

Fig. 8 Curve radius calculated by static method

## 4 车辆通过曲线时的受力

### 4.1 动力学性能分析

根据上文,新设计的单轨车辆有能力通过半径为 $35\text{ m}$ 的曲线线路。在此线路条件下,根据GB 50458—2008《单轨交通设计规范》及重庆轨道交通公司规定,列车最高运行速度分别为 $27.5\text{ km/h}$ 及 $25.5\text{ km/h}$ ,曲线超高率为 $12\%$ 。以单轨车辆按AW0(空载)和AW3(满载)工况在此线路条件下运行为例,进行车辆曲线通过性能的动力学仿真计算。

#### 4.1.1 AW0 工况下的曲线通过性能

在AW0工况下,车速为 $25.5\text{ km/h}$ ,导向轮及稳定轮的预压力均为 $4900\text{ N}$ ,则仿真计算结果如图9—图11所示。

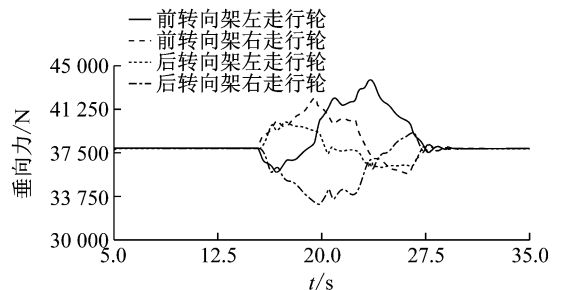


图9 在AW0工况下的走行轮垂向力仿真结果

Fig. 9 Running wheel vertical force simulation results under AW0 working condition

由图9及图10可以看出：

1) 由于前后2个缓和曲线段存在超高差,故前



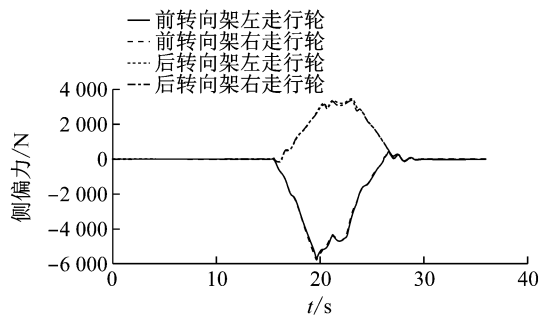
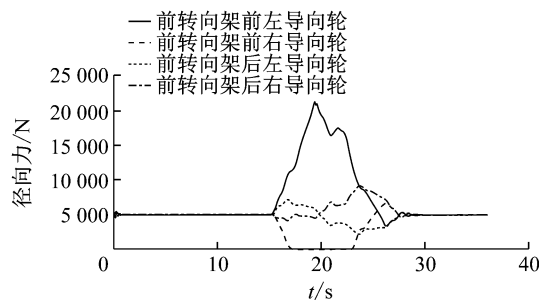
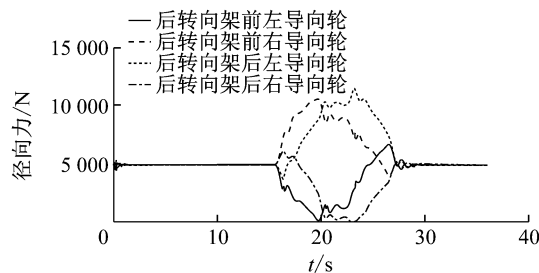


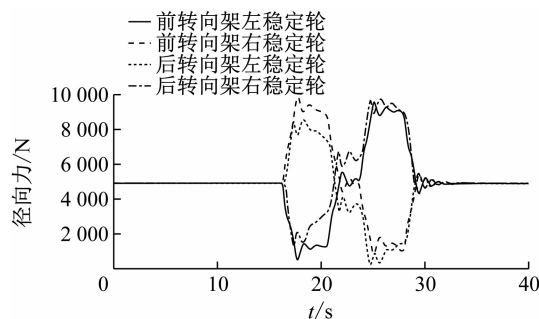
图 10 在 AW0 工况下的走行轮侧偏力仿真结果  
Fig. 10 Running wheel lateral force simulation results under AW0 working condition



a) 前转向架导向轮径向力



b) 后转向架导向轮径向力



c) 前、后转向架稳定轮径向力

图 11 在 AW0 工况下的导向轮及稳定轮径向力仿真结果  
Fig. 11 Radial force simulation results of guide wheel and stable wheel under AW0 working condition

后转向架走行轮的增减载情况相反;在圆曲线段,前后转向架走行轮增减载情况相同;在车辆通过曲线段的过程中,前转向架左走行轮和后转向架右走行轮载荷变化较大。

2) 由于前后转向架的旋转方向相反,所以前、后转向架走行轮侧偏力方向相反。同一转向架走行轮侧偏力基本相同,前转向架走行轮侧偏力大于后转向架。

从图 11 中可以看出:

1) 单轨车辆通过直线段时,左右导向轮径向力大小相等,均为预压力 4 900 N。进入曲线段后:对于前转向架,前左导向轮和后右导向轮径向力增加,前右导向轮和后左导向轮径向力减小,形成摇头力矩引导车辆通过曲线;对于后转向架,增减与前转向架相反,形成与前转向架相反的摇头力矩。与后转向架相比,前转向架导向轮径向力变化更大。在 AW0 工况下,前转向架前左导向轮的最大径向力为 19.14 kN,小于 22.54 kN。此时,安全轮未与轨道面接触,而前右导向轮径向力减载到 0,脱离轨道面。车辆过曲线段时单个导向轮暂时脱离轨道面,并不会危及车辆运行的安全性。

2) 在单轨车辆通过曲线时,稳定轮径向力有所变化。在缓和曲线段,由于超高值的变化较大,车辆受到轨道平面扭曲的影响,左右稳定轮径向力会发生较大变化;在圆曲线段,左右两侧稳定轮径向力变化幅度较小。稳定轮的主要作用是抵抗不平衡的倾覆力矩,导向作用较小。

#### 4.1.2 AW3 工况下的单轨车辆曲线通过性能

在 AW3 工况下,车速为 25.5 km/h,导向轮、与稳定轮的预压力均为 4 900 N,则仿真计算结果如图 12—图 14。

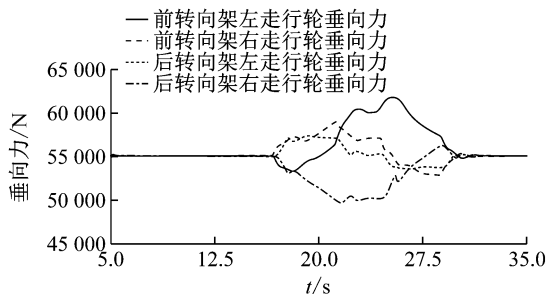


图 12 在 AW3 工况下的走行轮垂向力仿真结果  
Fig. 12 Running wheel vertical force simulation results under AW3 working condition

由图 12 及图 13 可以看出:

1) 由于前后两个缓和曲线段存在超高差,故前后转向架走行轮增减载情况相反;在圆曲线段,前后转向架走行轮增减载情况相同;在单轨车辆通过曲线段的整个过程中,前转向架左走行轮和后转向架右走行轮的载荷变化较大。

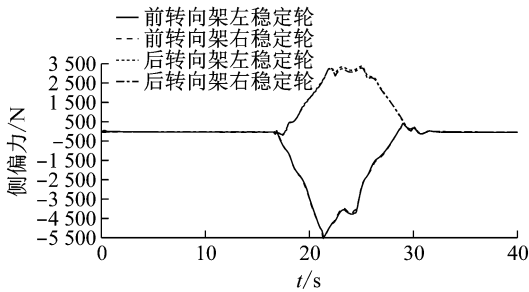
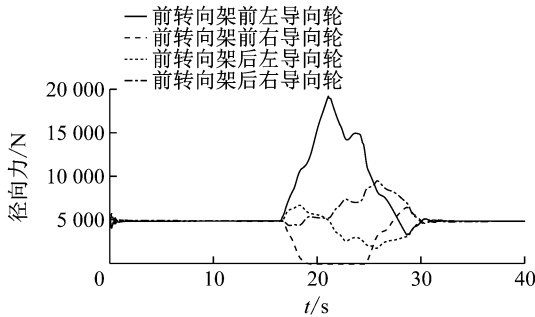
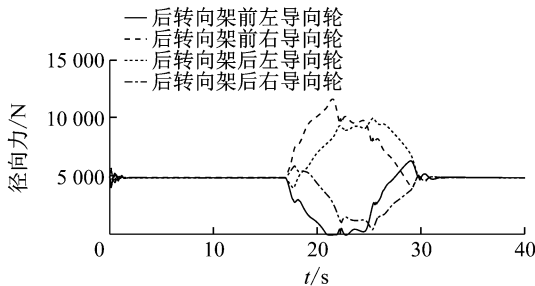


图 13 在 AW3 工况下的走行轮侧偏力仿真结果

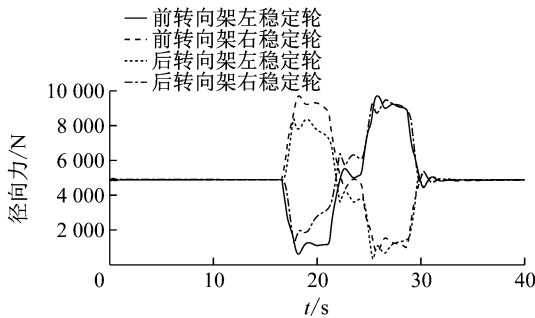
Fig. 13 Running wheel lateral force simulation results under AW3 working condition



a) 前转向架导向轮径向力



b) 后转向架导向轮径向力



c) 前、后转向架稳定轮径向力

图 14 在 AW3 工况下的导向轮及稳定轮径向力仿真结果

Fig. 14 Radial force simulation results of guide wheel and stable wheel under AW3 working condition

2) 由于前后转向架的旋转方向相反,所以前、后转向架走行轮侧偏力方向相反。同一转向架走行轮侧偏力基本相同,前转向架走行轮侧偏力大于后转向架。

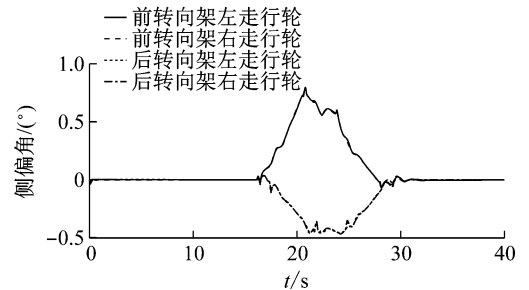
从图 14 中可以看出:

1) 单轨车辆通过直线段时,导向轮径向力大小相等,均为预压力 4 900 N;单轨车辆进入曲线段后,前转向架前左导向轮和后右导向轮的径向力增加,前右导向轮和后左导向轮径向力减小,形成摇头力矩引导车辆通过曲线;后转向架与前转向架的摇头力矩增减情况相反,故二者摇头力矩相反。与后转向架相比,前转向架导向轮径向力变化更大。在 AW3 工况下,前转向架前左导向轮最大径向力为 18.96 kN,小于 22.54 kN,安全轮还未与轨道面接触,而前右导向轮径向力减载到 0,脱离轨道面。车辆过弯时单个导向轮暂时脱离轨道面,并不会危及车辆运行的安全性。

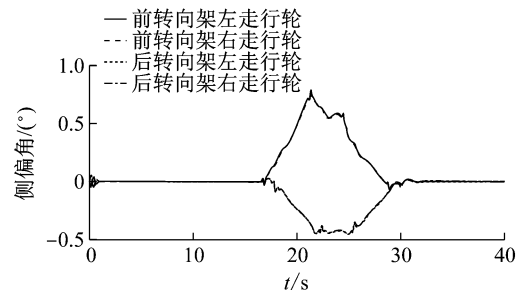
2) 在车辆经过曲线段时,稳定轮径向力有所变化。在缓和曲线段,由于超高值的变化较大,车辆受到轨道平面扭曲的影响,左右稳定轮径向力发生较大变化;在圆曲线段,稳定轮径向力变化幅度较小。稳定轮主要作用是抵抗不平衡倾覆力矩,导向作用较小。

#### 4.2 走行轮胎侧偏角

走行轮侧偏角仿真结果如图 15 所示。由图 15 可知,走行轮的最大侧偏角为  $0.80^{\circ}$ ,小于  $2.00^{\circ}$ ,满足设计要求。



a) AW0 工况



b) AW3 工况

图 15 走行轮侧偏角仿真结果

Fig. 15 Running wheel lateral angle simulation results

#### 4.3 转向架导向力矩

由式(2)可得车辆在正常运行时的导向力矩

$M_L$  为:

$$M_L = (|F_{FL} - F_{FR}| + |F_{RL} - F_{RR}|)L_l/2 \quad (5)$$

式中:

$F_{FL}$ ——前转向架左导向轮导向力;

$F_{FR}$ ——前转向架右导向轮导向力;

$F_{RL}$ ——后转向架左导向轮导向力;

$F_{RR}$ ——后转向架右导向轮导向力。

由式(5)以及 AW3 工况下导向轮径向力仿真结果求得,前转向架的导向力矩  $M_{L1} = 21.68 \text{ kNm}$ 。后转向架的导向力矩  $M_{L2} = 15.01 \text{ kNm}$ 。

综上所述,单轨车辆有较强的较小半径曲线通过能力,能以 25.5 km/h 速度安全通过曲线半径为 35 m 的线路。该速度满足 GB 50458—2008《单轨交通设计规范》规定的救援列车推送事故列车速度要求(25 km/h),能实现小曲率半径线路上对事故车辆的快速救援。

#### 4.4 不同曲线半径下的车辆动力学性能

在不同曲线半径下,按 AW0 和 AW3 工况仿真计算单轨车辆轮胎的受力情况、走行轮侧偏角及倾覆系数等车辆动力学性能参数,仿真计算结果如表 1 及表 2 所示。

表 1 AW0 工况下的单轨车辆动力学性能参数

Tab. 1 Monorail vehicle dynamics performance parameters under AW0 working condition

曲线半径/ m	运行速度/ (km/h)	走行轮垂向力/ kN	导向轮径向力/ kN	稳定轮径向力/ kN	走行轮侧偏角/ (°)	倾覆系数
50	27.6	41.81	16.30	14.73	0.73	0.038
100	39.0	43.29	13.54	14.16	0.46	0.044
200	52.8	46.30	14.38	13.90	0.41	0.047
300	61.7	47.19	13.43	13.59	0.38	0.032
400	67.6	48.65	12.40	14.00	0.39	0.033
600	78.1	51.06	12.52	13.73	0.32	0.030
800	80.0	51.37	12.49	14.54	0.34	0.046

表 2 AW3 工况下的单轨车辆动力学性能参数

Tab. 2 Monorail vehicle dynamics performance parameters under AW3 working condition

曲线半径/ m	运行速度/ (km/h)	走行轮垂向力/ kN	导向轮径向力/ kN	稳定轮径向力/ kN	走行轮侧偏角/ (°)	倾覆系数
50	27.6	60.17	18.38	15.16	0.77	0.024
100	39.0	61.32	13.98	16.13	0.51	0.030
200	52.8	63.06	14.89	13.68	0.42	0.030
300	61.7	65.17	14.40	13.34	0.36	0.025
400	67.6	64.34	13.56	13.49	0.35	0.024
600	78.1	66.46	13.26	14.41	0.34	0.028
800	80.0	66.73	13.47	17.20	0.33	0.051

计算结果表明,在 AW0 和 AW3 工况下,单轨列车通过不同半径曲线时,导向轮与稳定轮径向力、倾覆系数均满足设计要求;走行轮最大侧偏角为 0.77°,单个走行轮最大垂向力为 66.73 kN。

#### 5 结语

本文对新一代单轴跨座式单轨车辆结构进行了简化,并在多刚体动力学软件中建立仿真分析模型,在小半径非正线曲线线路和不同曲线半径正线线路条件下对模型进行仿真分析,得到车辆各轮胎的受力情况。

分析结果表明:新一代单轴单轨车辆在小半径非正线曲线线路和不同曲线半径的正线线路上均具有良好的曲线通过性。

#### 参考文献

[1] 文孝霞. 跨座式单轨车辆走行轮轮胎偏磨机理及控制方法研究[D]. 重庆: 重庆交通大学, 2018.  
WEN Xiaoxia. Research on the mechanism and control method of running wheel partial wear of straddle-type monorail vehicle[D]. Chongqing: Chongqing Jiaotong University, 2018.

[2] 黄运华, 丁军君. 跨座式单轨车曲线通过性能评价指标研究[J]. 电力机车与城轨车辆, 2013, 36(2): 1.  
HUANG Yunhua, DING Junjun. Research on evaluation indexes of the curve negotiation performance of a straddle type monorail car[J]. Electric Locomotives & Mass Transit Vehicles, 2013, 36(2): 1.

[3] 李宁. 跨座式单轨车辆系统动力学性能仿真与评价研究[D]. 重庆: 重庆交通大学, 2011.  
LI Ning. Simulation analysis and evaluation on system dynamic performance of straddle-type monorail vehicle[D]. Chongqing: Chongqing Jiaotong University, 2011.

[4] 梁志华. 跨座式单轨车辆动力学性能评价指标体系研究[D]. 重庆: 重庆交通大学, 2015.  
LIANG Zhihua. The research of evaluation indexes system of dynamic performance of straddle monorail vehicle[D]. Chongqing: Chongqing Jiaotong University, 2015.

[5] 许亮. 曲线超高率对单轴转向架跨座式单轨车辆曲线通过性能的影响[J]. 无线互联科技, 2018, 15(16): 117.  
XU Liang. Influence of curve ultra-high rate on performance of single-axle bogie straddle-type monorail vehicle curve[J]. Wireless Internet Technology, 2018, 15(16): 117.

[6] 杨其振. 城市轨道交通曲线轨道超高有关问题探讨[J]. 铁道勘察, 2005, 31(2): 7.  
YANG Qizhen. Problems about curve track superhigh of urban traffic[J]. Railway Investigation and Surveying, 2005, 31(2): 7.

鉴于南港区间牵引变电所和北港区间牵引变电所设于越江隧道轨道板下位置及环境的特殊性,牵引变电所在无人值班设计的基础上,增加 35 kV 断路器和 1 500 V 断路器故障录波、所内温湿度及环境监测、开关柜局放监测、视频监控(自动巡检设备或云台高清摄像头)等功能,结合在线监测、互联网、大数据和人工智能等先进技术,实现运维人员远程实时了解牵引变电所内设备的运行状态,提前制定相应的维修策略或应急预案,确保供电系统安全运行。

4 结语

本文借鉴“四轨”供电系统可解决长距离直流供电能力不足和杂散电流腐蚀的技术优势,针对崇明线特点,提出 DC 1 500 V 架空接触网+负极专用回流轨牵引供电方式,从根本上杜绝了杂散电流的产生及其对周边管线的腐蚀,确保了隧道和桥梁等的使用寿命;针对在越江区段中部是否设置牵引变电所,设计了两种供电方案;系统供电能力仿真测试结果表明,两种技术方案下牵引供电系统均可满足相应行车组织的要求,虽然设置区间牵引变电所在工程建设投资方面有所增加,但是可从根本上解

决本工程越江段长距离直流牵引供电能力受限的问题,可为未来崇明线运能的进一步提升提供空间。

参考文献

[1] 陈屹. 城市轨道交通四轨供电方式的探讨[J]. 电气化铁道, 2010, 21(2): 49.  
CHEN Yi. Discussion on urban rail transportation fourth rail power supply mode[J]. Electric Railway, 2010, 21(2): 49.

[2] 成吉安. 城市轨道交通专用回流轨牵引供电技术方案研究[J]. 城市轨道交通研究, 2019, 22(9): 143.  
CHENG Ji'an. Traction power supply scheme for urban rail transit special return raft[J]. Urban Mass Transit, 2019, 22(9): 143.

[3] 张云太. 城市轨道交通第四回流轨牵引供电技术[J]. 现代城市轨道交通, 2011(4): 8.  
ZHANG Yuntai. Technology of traction power supply for the fourth traction return rail of transit[J]. Modern Urban Transit, 2011(4): 8.

· 收稿日期:2022-03-29 修回日期:2022-07-30 出版日期:2024-01-10  
Received:2022-03-29 Revised:2022-07-30 Published:2024-01-10  
· 作者:王小峰,高级工程师,xfwangswjtu@sohu.com  
· ©《城市轨道交通研究》杂志社,开放获取 CC BY-NC-ND 协议  
© Urban Mass Transit Magazine Press. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license

(上接第 93 页)

[7] 丁长权,陈喜红,陶功安,等. 基于 VB 的铁道车辆几何曲线通过参数化计算[J]. 电力机车与城轨车辆, 2012, 35(1): 33.  
DING Changquan, CHEN Xihong, TAO Gong'an, et al. Parameter calculation of rolling stock geometry curve negotiation based on VB[J]. Electric Locomotives & Mass Transit Vehicles, 2012, 35(1): 33.

[8] 曹恺. 基于 ADAMS 的悬挂式单轨车辆悬挂参数优化和侧风影响研究[D]. 成都:西南交通大学, 2015.  
CAO Kai. The effect of crosswind and the parameter optimization

of the suspended monorail car based on ADAMS[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2015.

· 收稿日期:2021-06-22 修回日期:2021-08-04 出版日期:2024-01-10  
Received:2021-06-22 Revised:2021-08-04 Published:2024-01-10  
· 第一作者:吕国敏,工程师,a1527879173@163.com  
通信作者:杨百岭,高级工程师,E-mail:675568521@qq.com  
· ©《城市轨道交通研究》杂志社,开放获取 CC BY-NC-ND 协议  
© Urban Mass Transit Magazine Press. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license

欢迎订阅《城市轨道交通研究》

服务热线 021—56830728 转 821