

智轨电车多编组铰接动力学建模仿真与验证

黄瑞鹏, 袁希文, 胡云卿, 张新锐, 张 沙, 李晓光

(中车株洲电力机车研究所有限公司, 湖南 株洲 412001)

摘 要: 智轨电车取消了传统的钢轮钢轨, 利用机器视觉并采用胎地耦合跟踪中央虚拟轨迹线的方式对整车运动实现控制。为了迭代优化, 降低中央轨迹线跟随控制系统的横向偏差, 文章搭建了符合智轨电车胎地耦合及多编组柔性铰接结构特点的 35 m 列车动力学模型, 并通过 Matlab / Simulink 动力学模型仿真测试验证了该动力学模型能实现智轨电车在老城区的狭窄限界中的快速类轨道行驶和站台小间隙 (偏差控制在 8~12 cm) 的精准进站停车。

关键词: 动力学建模; 智轨电车; 模型预测控制; 路径跟踪; 循迹控制系统; 机器视觉

中图分类号: U461.6

文献标识码: A

文章编号: 2096-5427(2020)06-0019-05

doi:10.13889/j.issn.2096-5427.2020.06.004

Dynamic Modeling of Multi-category Jointing for the Autonomous-rail Rapid Tram and Real Vehicle Validation

HUANG Ruipeng, YUAN Xiwen, HU Yunqing, ZHANG Xinrui, ZHANG Sha, LI Xiaoguang
(CRRC Zhuzhou Institute Co., Ltd., Zhuzhou, Hunan 412001, China)

Abstract: Autonomous-rail rapid tram replaces traditional steel wheels with rubber tires, and uses machine vision to track the central virtual track line to control vehicle motion. In order to iteratively optimize and reduce the lateral deviation of the precision lane keeping control system, a 35 m train dynamic model was built in this paper to meet the characteristics of autonomous-rail rapid tram such as tire-ground coupling and multi-group flexible articulating. Through the Matlab / Simulink dynamic model simulation test, it is verified that the dynamic model can show fast track driving of an autonomous-rail rapid tram in a narrow gauge of an old city and precise docking of a small platform gap (the deviation is controlled at 8~12 cm).

Keywords: dynamic model simulation; autonomous-rail rapid tram; model predictive control; path tracking; lane keeping control system; machine vision

0 引言

智轨电车是中车株洲电力机车研究所有限公司 (简称“中车株洲所”) 2017 年率先发布的一款新制式轨道交通车辆。它开创性地融合了轨道交通与公交系统的特点, 摒除了有形物理钢轨约束, 通过胎地耦合的方式实现了与城市道路车辆共享路权运行^[1]。智轨电车采用依靠机器视觉跟踪中央虚拟轨迹线的方式进行智能驾驶, 实现了与传统轨道交通相似的类轨道行驶; 同时, 由于

采取胎地耦合方式, 兼备了公交系统的驾驶灵活、建设和运维成本低的优点^[2]。智轨电车被设计为 3 模块、6 轴的编组形式, 最高行驶速度为 70 km/h, 最小转弯半径为 15 m, 6 轴皆具备独立协同控制的转向跟随功能。

在复杂狭窄的城市道路限界条件下, 为满足时刻表的运行安排需求, 作为轨道交通车辆, 智轨电车通常需保持 30 km/h 的速度并以极小的偏差、灵活快速地通过狭窄的城区道路。如果智轨电车采用人工驾驶模式, 这些行驶条件则要求司机高度集中精力以使车辆跟踪中央虚拟轨道行驶, 这样的驾驶要求非常容易造成司机的疲劳。同时, 为满足 100% 低地板与便捷登车的要求, 车辆需与站台保持 15 cm 左右的间隙, 实现精准停车。

收稿日期: 2020-06-14

作者简介: 黄瑞鹏 (1991—), 男, 工程师, 研究方向为车辆动力学控制、自动驾驶运动规划与控制。

基金项目: 国家重点研发计划 (2018YFB1201600)

因此，研发应用一套高精度、低误差的中央虚拟轨迹跟随系统至关重要^[3]，而控制系统的设计离不开精准的车辆模型建模与联合仿真。本文重点阐述针对智轨电车的详细动力学建模与仿真。

1 智轨电车编组形式与主要参数

中车株洲所研制的智轨电车的编组形式为 Mc1-Tp-Mc2(Mc 为带司机室的动力车，Tp 为带受电弓的非动力车)，动力车在两端，拖车在中间并配备有高压受电弓，如图 1 所示。在 Mc 车与 Tp 车之间采用单铰接盘方式连接。每节车辆的车轴采用强化特种胶轮单胎，车辆配备有全轴转向控制系统，可以协同控制各车轴独立转向。具体的车辆参数参见表 1。



图 1 三编组全轴转向铰接智轨电车

Fig. 1 The three-module all-wheel steered autonomous-rail rapid tram

表 1 智轨电车基本尺寸

Tab. 1 Basic size of the autonomous-rail rapid tram

参数	数值
列车长度/mm	35 172 (3 编组)
列车宽度/mm	2 650
列车高度/mm	≤ 3 400
轴距/mm	6 500 (Mc 车); 6 000 (Tp 车)
轴重/t	≤ 8.5

2 智轨电车动力学建模

智轨电车的动力学建模首先需确立坐标系；然后基于简化条件搭建轮胎力基于车辆坐标系的整车模型，并对每节车辆进行受力分析；最后将基于车辆坐标系的轮胎受力转换为基于轮胎坐标系的方程。

2.1 车辆坐标系说明

建模过程中，将整车分为簧载质量(车身)和非簧载质量(4 个车轮以及悬架杆系等)进行考虑。基于牛顿第二运动定律，推导出车身动力学和整车系统的动力学方程。

针对智轨电车建模，本文采用 ISO 标准坐标系， xoz 位于智轨电车左右对称的平面内。当智轨电车左转弯行驶时， x 轴正方向平行于路面指向车辆前进的方向， y 轴正方向指向车辆行驶方向的左侧， z 轴正方向通过质心垂直路面向上，符合右手定则。

2.2 简化条件

智轨电车动力学模型建模基于以下假设：

(1) 假设智轨电车运行在平坦的路面， z 方向垂向无激励。

(2) 假设智轨电车三编组的单节车辆一样，且整车质量分布相对均匀，因此，每个车辆侧倾中心位于智轨电车的纵向平分面的相同高度。

(3) 假设整列车 6 根轴的 12 个轮胎完全相同，轮胎胎面花纹、胎压等不变。

(4) 忽略弹性元器件造成的转向偏差。

基于以上假设，建立二分之一的车辆单车模型，见图 2，图中的轮胎受力主要是基于车辆坐标系建立的。

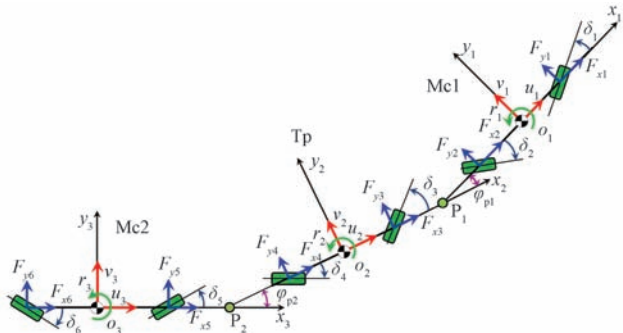


图 2 基于车辆坐标系的整车轮胎力示意图

Fig. 2 Schematic diagram of tire force based on vehicle coordinate system

图 2 中 $x_1o_1y_1$ 、 $x_2o_2y_2$ 、 $x_3o_3y_3$ 分别表示 Mc1、Tp、Mc2 车的车辆质心坐标系，而 P_1 、 P_2 则分别表示铰接点。 F_{xi} 代表基于车辆坐标系的第 i 轮胎的纵向力， F_{yi} 代表基于车辆坐标系的第 i 轮胎的侧向力， $i=1, 2, \dots, 6$ 。 u_j 表示第 j 车的纵向速度， $j=1, 2, 3$ ； v_j 表示第 j 车的侧向速度。 δ_i 表示第 i 轮胎转向角； r_j 表示第 j 车的横摆角度； φ_k 表示第 k 铰接点的角度， $k=P_1, P_2$ 。

2.3 单节车受力分析

若直接计算轮胎力在轮胎坐标系下的受力分析，则复杂度高，故本文首先基于图 2 的轮胎力整车模型进行单车的轮胎力受力分析，再通过构建车轮坐标系与车辆坐标系的关系图，计算轮胎力基于轮胎坐标系的受力关系。

2.3.1 Mc1 车受力分析

根据图 3 中的轮胎力合力计算基于车辆坐标系的 Mc1 车的受力，见式 (1)。由于轮胎在行驶过程中所受到的轮胎侧向力和轮胎纵向力均是基于车轮坐标系分析，因此需构建车轮坐标系与车辆坐标系的关系(图 4)并对二者进行转换。

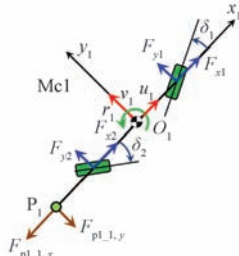


图 3 Mc1 车的受力示意图

Fig. 3 Schematic diagram of Mc1 car forcing

$$\left. \begin{aligned} m_l(\dot{u}_1 - r_1 v_1) &= F_{x1} + F_{x2} - F_{p1_1, x} \\ m_l(\dot{v}_1 + r_1 u_1) &= F_{y1} + F_{y2} - F_{p1_1, y} \\ I_l \dot{r}_1 &= a_1 F_{y1} - b_1 F_{y2} + (b_1 + l_1) F_{p1_1, y} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: F_{xwi} 和 F_{ywi} 分别代表单节车轮胎的纵向力与侧向力; b_j 表示质心到车辆后轴的距离; m_j 表示第 j 车的质量; ψ_j 表示第 j 车的横摆角速度; a_j 表示第 j 车质心到车辆前轴的距离; l_{kj} 表示第 k 铰接点距离第 j 车最近轴的距离; I_j 表示第 j 车的转动惯量; $F_{p1_1, x}$ 表示 Mc1 车 P_1 点纵向力; $F_{p1_1, y}$ 表示 Mc1 车 P_1 点横向力。

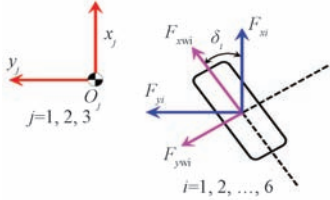


图 4 基于车辆坐标系与基于轮胎坐标系的轮胎力转换关系

Fig. 4 Relationship between vehicle coordinate based force and tire coordinate based force

(1) Mc1 车纵向力方程

$$\left. \begin{aligned} F_{x1} &= F_{xw1} \cos \delta_1 - F_{yw1} \sin \delta_1 \\ F_{x2} &= F_{xw2} \cos \delta_2 - F_{yw2} \sin \delta_2 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

(2) Mc1 车侧向力方程

$$\left. \begin{aligned} F_{y1} &= F_{xw1} \sin \delta_1 + F_{yw1} \cos \delta_1 \\ F_{y2} &= F_{xw2} \sin \delta_2 + F_{yw2} \cos \delta_2 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

2.3.2 Tp 车受力分析

Tp 车的受力见图 5, 式 (4) 为其基于车辆坐标系的方程, 其中 $F_{p1_2, x}$ 和 $F_{p1_2, y}$ 表示 Tp 车 P_1 铰接点的纵向力和横向力, $F_{p2_1, x}$ 和 $F_{p2_1, y}$ 表示 Tp 车 P_2 点的纵向力和横向力。

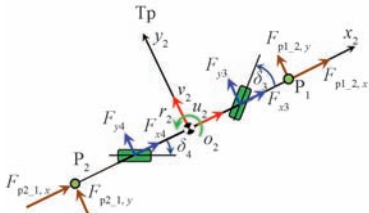


图 5 Tp 车的受力分析图

Fig. 5 Schematic diagram of Tp car forcing

$$\left. \begin{aligned} m(\dot{u}_2 - r_2 v_2) &= F_{x3} + F_{x4} + F_{p2_1, x} + F_{p1_2, x} \\ m(\dot{v}_2 + r_2 u_2) &= F_{y3} + F_{y4} + F_{p2_1, y} + F_{p1_2, y} \\ I \dot{r}_2 &= a_2 F_{y3} - b_2 F_{y4} - (b_2 + l_2) F_{p2_1, y} + (a_2 + l_1) F_{p1_2, y} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

将式 (4) 转换为基于轮胎坐标系的方程:

(1) Tp 车纵向力方程

$$\left. \begin{aligned} F_{x3} &= F_{xw3} \cos \delta_3 - F_{yw3} \sin \delta_3 \\ F_{x4} &= F_{xw4} \cos \delta_4 - F_{yw4} \sin \delta_4 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

(2) Tp 车侧向力方程

$$\left. \begin{aligned} F_{y3} &= F_{xw3} \sin \delta_3 + F_{yw3} \cos \delta_3 \\ F_{y4} &= F_{xw4} \sin \delta_4 + F_{yw4} \cos \delta_4 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

2.3.3 Mc2 车受力分析

Mc2 车的受力分析见图 6, 式 (7) 为其基于车辆坐标系的方程, 其中 $F_{p2_2, x}$ 表示 Mc2 车 P_2 铰接点的纵向力, $F_{p2_2, y}$ 表示 Mc2 车 P_2 点横向力。

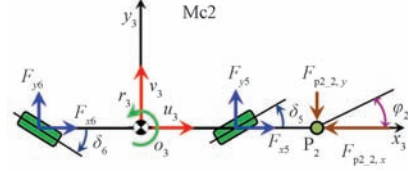


图 6 Mc2 车的受力分析图

Fig. 6 Schematic diagram of Mc2 car forcing

$$\left. \begin{aligned} m(\dot{u}_3 - r_3 v_3) &= F_{x5} + F_{x6} - F_{p2_2, x} \\ m(\dot{v}_3 + r_3 u_3) &= F_{y5} + F_{y6} - F_{p2_2, y} \\ I \dot{r}_3 &= a_3 F_{y5} - b_3 F_{y6} - (a_3 + l_2) F_{p2_2, y} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

将式 (7) 转换为基于轮胎坐标系的方程:

(1) Mc2 车纵向力方程

$$\left. \begin{aligned} F_{x5} &= F_{xw5} \cos \delta_5 - F_{yw5} \sin \delta_5 \\ F_{x6} &= F_{xw6} \cos \delta_6 - F_{yw6} \sin \delta_6 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

(2) Mc2 车侧向力方程

$$\left. \begin{aligned} F_{y5} &= F_{xw5} \sin \delta_5 + F_{yw5} \cos \delta_5 \\ F_{y6} &= F_{xw6} \sin \delta_6 + F_{yw6} \cos \delta_6 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

2.4 三节编组车辆速度与角度关系

Mc1 与 Tp 车在铰接点 P_1 处的速度相同, 同时被投影在坐标系 $x_2 o_2 y_2$ 中, 其车速与角度的关系如下:

$$\left. \begin{aligned} u_2 &= u_1 \cos \phi_1 - [v_1 - (b_1 + l_1) r_1] \sin \phi_1 \\ v_2 + (a_2 + l_2) r_2 &= u_1 \sin \phi_1 + [v_1 - (b_1 + l_1) r_1] \cos \phi_1 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

此情形同样适用于 Mc2 车与 Tp 车铰接点 P_2 , 同时被投影在坐标系 $x_3 o_3 y_3$ 中, 其车速与角度的关系如下:

$$\left. \begin{aligned} u_3 &= u_2 \cos \phi_2 - [v_2 - (b_2 + l_3) r_2] \sin \phi_2 \\ v_3 + (a_3 + l_4) r_3 &= u_2 \sin \phi_2 + [v_2 - (b_2 + l_3) r_2] \cos \phi_2 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

计算获得三节编组车辆的角度关系:

$$\left. \begin{aligned} \psi_2 &= \psi_1 - \phi_1 \\ \psi_3 &= \psi_2 - \phi_2 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{\psi}_1 &= r_1 \\ \dot{\psi}_2 &= r_2 \\ \dot{\psi}_3 &= r_3 \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

式 (14)、式 (15) 反映出了两个铰接点的铰接力关系:

$$\left. \begin{aligned} F_{p1_1, x} &= F_{p1_2, x} \cos \phi_1 + F_{p1_2, y} \sin \phi_1 \\ F_{p1_1, y} &= F_{p1_2, x} \sin \phi_1 - F_{p1_2, y} \cos \phi_1 \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

$$\left. \begin{aligned} F_{p2_1, x} &= F_{p2_2, x} \cos \phi_2 + F_{p2_2, y} \sin \phi_2 \\ F_{p2_1, y} &= F_{p2_2, x} \sin \phi_2 - F_{p2_2, y} \cos \phi_2 \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

车轮角速度可首先通过车轮动力学方程求解^[4], 然后再计算滑移率; 轮胎滑移角可通过使用车辆纵向速度、横向速度和车轮角度组合来获得; 在获得滑移率和轮胎滑移角后, 使用魔术公式轮胎模型^[5] 计算每个轮胎受力。

3 智轨电车动力学模型仿真验证

基于以上所推导的一系列纵向力、侧向力方程, 结合三节编组电车的速度与角度关系方程, 搭建智轨电车动力学模型, 建立了图 7 所示的 Matlab / Simulink 动力学模型, 并通过比对模型与实车在同一道路环境下的测试结果验证了模型的准确性。

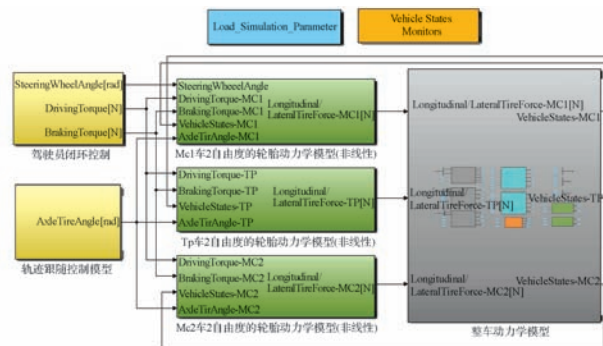


图 7 智轨电车 Matlab/Simulink 仿真模型

Fig. 7 Matlab/Simulink model of autonomous-rail rapid tram

实车在图 8 所示的测试场地上进行测试: 首先, 车辆在直路上从零加速到 10 km/h, 然后驶入稳态圆形路段, 最后驶出圆弧路段。同时, 通过实际道路路试验采集的 GPS 组合惯导数据点完成测试场地的实际路径点采集, 并在仿真环境中搭建对应的试验场地, 将动力学模型以同样的行驶工况进行仿真测试。



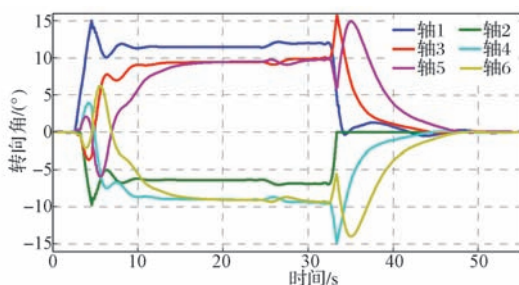
(a) 实车测试场地

(b) 仿真测试场地

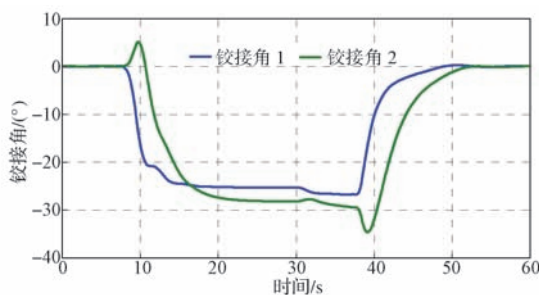
图 8 智轨电车实车与仿真测试场

Fig. 8 Real and simulation transit path of autonomous-rail rapid tram

仿真数据和实车测试数据分别见图 9 和图 10。由图 9 和图 10 的对比可知, 车轴转向角和铰接角都呈现相同的变化趋势。



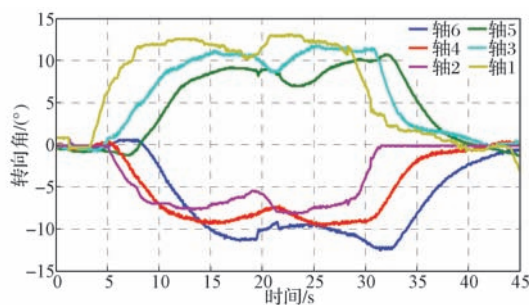
(a) 仿真状态的各轴转向角



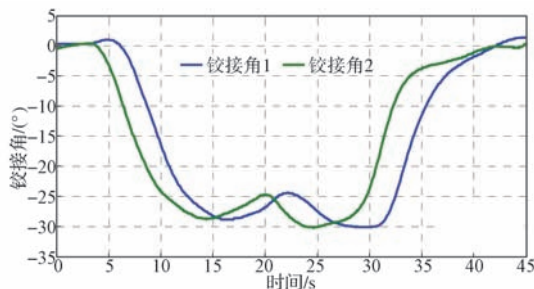
(b) 仿真状态的铰接角

图 9 转向轴与铰接角的仿真数据

Fig. 9 Simulation results of the axle steering angles and articulation angles



(a) 实车测试的各轴转向角



(b) 实车测试的铰接角

图 10 实车转向轴与铰接角的测试数据

Fig. 10 Practical transit test about the axle steering angles and articulation angles

根据文献 [6] 搭建车辆的循迹感知控制系统, 将中央虚拟轨迹线跟随控制器与本文建立的动力学模型通过 Matlab/Simulink 建立连接, 完成每个轴的轨迹模拟。基于上述推导出来一系列纵向力、侧向力方程, 结合三节编组列车速度与角度关系方程, 搭建智轨电车动力学模型, 建立如图 7 所示的 Matlab / Simulink 动力学仿真模型。为保证车辆模型的轴 2 到轴 6 能够稳定地跟随轴 1 的运行轨迹, 模型中根据文献 [7] 增加了自主导向与轨迹跟随控制器。仿真试验记录了每根轴的运行轨迹, 如图 11 所示。

本试验重点关注了车辆出入弯时各轴的轨迹。入弯时, 头轴的横向偏差较小, 其他各轴通过自主导向与轨迹跟随控制器控制依次入弯, 其中第 6 轴的横向偏差最大, 约 0.75 m, 与实车测试趋势符合; 稳态圆周上的各轴轨迹均处于参考轨迹 (该参考线是通过拟合图 8 实际

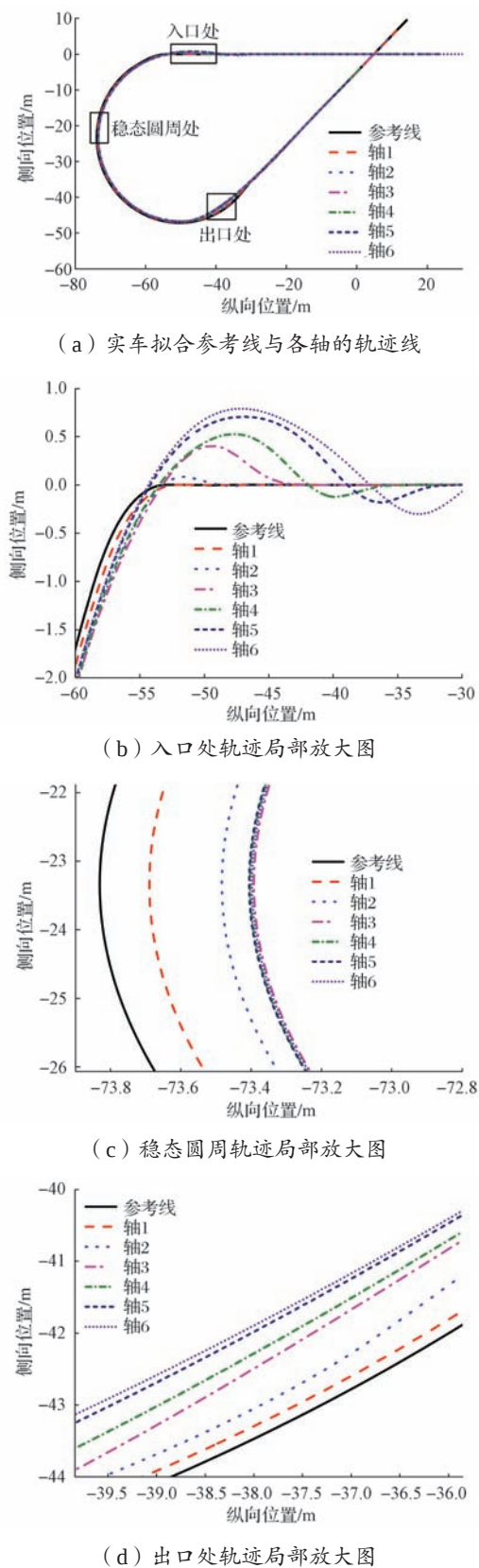


图 11 中央虚拟轨迹跟随控制器控制下的跟随轨迹
Fig. 11 Tracking trajectories under the precision lane keeping control system

测试场中收集的路径路点而生成的)内侧,其中头轴的横向偏差是由循迹感知控制器通过视觉循迹产生的,第

1轴与第3轴的轨迹横向偏差最大,约0.31 m,与实车测试趋势符合。出弯时,头轴继续保持在参考循迹线的内侧,其中第6轴的横向偏差最大,约1.1 m,亦与实车测试趋势符合。

4 结语

智轨电车采用橡胶轮胎取代传统轨道车辆的钢轮,并实现了稳定地在中央虚拟轨迹线上的类轨行驶^[8]。本文推导了智轨电车的动力学模型公式,该模型嵌入了自动循迹感知控制器模型与自主导向多轴轨迹跟随控制器模型,并通过 Matlab / Simulink 和实车采集轨迹点进行了测试验证与比对。验证结果表明,仿真测试车辆的运行轨迹结果与实车采集轨迹点拟合曲线呈现出相同的变化趋势,动力学模型能够较好地实现对智轨电车的实车仿真。通过模型的搭建与仿真测试,支撑了循迹控制算法的快速验证与迭代优化;循迹控制系统的装车,实现了智轨电车在老城区的狭窄限界中的快速类轨道行驶和站台小间隙(偏差控制在8~12 cm)的精准进站停车。

后续可基于本模型搭建硬件在环仿真测试实验平台,通过以上动力学仿真模型与控制器的联合仿真与反复迭代优化,进一步提升车辆控制系统的准确性与可靠性,进而提升智轨电车在极小限界内的快速平滑通过能力,并进一步减小智轨电车进出站停车时与站台的间隙,以便捷乘客的上下车。

参考文献:

[1] KIM Y C, YUN KH, MIN K D. Automatic guidance control of an articulated all wheel steered vehicle[J]. Vehicle System Dynamics, 2014, 52(4): 456-474.

[2] XIAO L, GUOS Y, YUAN X W, et al. Analysis of Vision Based Automatic Steering Control for an Articulated All Wheel Steered Vehicle[C] //Vehicle Power & Propulsion Conference. Hangzhou, China:IEEE, 2016:17-22.

[3] HUANG J ,TAN H S. Development and Validation of an Automated Steering Control System for Bus Revenue Service [J]. IEEE Transactions on Automation Science and Engineering, 2016,13 (1):1-11.

[4] RAJAMANI R. Vehicle Dynamics and Control[M]. Boston: Springer, 2006.

[5] KUIPER E, VAN OOSTEN J J M. The PAC2002 advanced handling tire model[J]. Vehicle System Dynamics, 2007, 45(sup1): 153-167.

[6] 袁希文,冯江华,胡云卿,等. 智轨电车自动循迹感知与控制系统[J]. 控制与信息技术, 2020(1): 19-26.

[7] 彭京,冯江华,肖磊,等. 智轨电车自主导向与轨迹跟随技术研究[J]. 控制与信息技术, 2020(1): 27-31.

[8] 冯江华,肖磊,胡云卿. 智能轨道快运系统[J]. 控制与信息技术, 2020(1): 1-12.