

# 基于横摆运动补偿的煤矿重载铰接车辆主动电液转向控制研究

任志勇<sup>1,2</sup>, 石 琴<sup>2,3</sup>, 赵 远<sup>1</sup>, 张 磊<sup>1</sup>, 黄振华<sup>1</sup>

(1. 中国煤炭科工集团太原研究院有限公司, 山西 太原 030006; 2. 合肥工业大学 汽车与交通工程学院, 安徽 合肥 230009; 3. 安徽省智慧交通车路协同工程研究中心, 安徽 合肥 230009)

**摘要:** 煤矿重载铰接车辆采用折腰转向, 横向刚度弱且所受扰动因素复杂, 操控难度加大, 极易引起安全事故。为改善煤矿重型铰接车辆在湿滑低附着路面环境中的安全驾驶操控性能、进一步提升煤矿辅助运输智能化水平, 设计了一种具有横摆运动反馈补偿功能的泵控电液动力转向系统。建立了包含前车体纵向、侧向、横摆及后车体横摆运动在内的铰接车辆4自由度车体动力学模型以及泵控电液转向系统数学模型, 在解耦动力学模型横摆角速度与横向加速度的基础上, 设计了“转向操纵跟随-横摆稳定补偿”双通道铰接转向控制策略, 其中, 转向操纵跟随通道可实现前后车体铰接角对驾驶员的转向操控输入的实时跟踪, 而横摆稳定补偿通道则通过主动调节车体铰接角以确保实际横摆角速度逼近理想横摆角速度。通过设置预滤波器和衰减积分器, 设计了主动转向控制系统, 该系统通过调整转向角度来提供纠正作用, 以确保车辆能够遵循驾驶员意图保持路径跟随。基于dSPACE/DS1007半实物仿真平台, 对铰接矿车低附着转向工况进行了仿真测试; 模拟J型转弯工况, 选择低摩擦因数路面条件中低速运行, 验证了主动控制器对于铰接车辆跟踪期望路径的有效性。同时, 基于冰雪覆盖路面等效低附着系数路面的实验条件, 利用煤矿井下25t级重型铰接式支架搬运车进行了实车转弯实验; 结果表明: 建立的铰接车辆车体动力学模型和泵控电液转向系统模型, 通过横摆角速度与横向加速度进行解耦, 能够比较真实的反应该类车辆的折腰运动状态; 基于铰接车辆横摆稳定性控制分析, 制定的“转向操纵跟随-横摆稳定补偿”双通道铰接转向控制策略, 以及设计的主动控制系统, 能够有效提高铰接车辆在低附着路面工况下的横摆稳定性, 且该系统对于驾驶员的驾驶感觉没有改变, 主动控制干预后能够及时、安全、平稳地将车辆的驾驶权交还给驾驶员。

**关键词:** 全液压转向系统; 矿山重型铰接式车辆; 动力学模型; 路径跟随; 控制算法

**中图分类号:** TD525    **文献标志码:** A    **文章编号:** 0253-9993(2024)06-2937-12

## Research on active electrohydraulic steering control of heavy duty articulated vehicles in coal mine based on yaw motion compensation

REN Zhiyong<sup>1,2</sup>, SHI Qin<sup>2,3</sup>, ZHAO Yuan<sup>1</sup>, ZHANG Lei<sup>1</sup>, HUANG Zhenhua<sup>1</sup>

(1. CCTEG Taiyuan Research Institute Co., Ltd., Taiyuan 030006, China; 2. School of Automotive and Traffic Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China; 3. Engineering Research Center for Intelligent Transportation and Cooperative Vehicle-Infrastructure of Anhui Province, Hefei 230009, China)

收稿日期: 2023-05-25    修回日期: 2023-08-31    责任编辑: 郭晓炜    DOI: [10.13225/j.cnki.jccs.2023.0661](https://doi.org/10.13225/j.cnki.jccs.2023.0661)

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52204173); 山西省科技成果转换成果专项基金资助项目(202104021301067)

作者简介: 任志勇(1983—), 男, 山西浑源人, 研究员, 博士研究生。Tel: 0351-7852718, E-mail: [tymkyrzy@163.com](mailto:tymkyrzy@163.com)

引用格式: 任志勇, 石琴, 赵远, 等. 基于横摆运动补偿的煤矿重载铰接车辆主动电液转向控制研究[J]. 煤炭学报, 2024, 49(6): 2937-2948.

REN Zhiyong, SHI Qin, ZHAO Yuan, et al. Research on active electrohydraulic steering control of heavy duty articulated vehicles in coal mine based on yaw motion compensation[J]. Journal of China Coal Society, 2024, 49(6): 2937-2948.



移动阅读

**Abstract:** Due to the use of lumbar folding steering for heavy-duty articulated vehicles in coal mines, the lateral stiffness is weak and the disturbance factors are complex, making it more difficult to operate and easily causing safety problems. A new pump controlled electro-hydraulic steering system with lateral motion feedback compensation was proposed to improve the safe driving and handling performance of coal mine heavy-duty articulated vehicles in wet and low adhesion road environments, and further enhance the intelligent level of coal mine auxiliary transportation. A four-degree-of-freedom dynamics model of articulated vehicle and a mathematical model of pump-controlled electro-hydraulic steering system were established, including front body longitudinal, lateral, yaw and rear body yaw motion. Based on the yaw velocity and lateral acceleration of the decoupling dynamics model, the two-channel articulated steering control strategy of "steering control follow - yaw stability compensation" was designed. The steering control follow channel can realize the real-time tracking of the steering input of the driver by the articulated angle. The yaw stability compensation channel ensures that the actual yaw velocity is close to the ideal yaw velocity by actively adjusting the articulated angle. By setting up a pre-filters and attenuation integrator, an active steering control system was designed, which provides corrective action by adjusting the steering angle to ensure that the vehicle can follow the driver's intention and maintain path following. Based on the dSPACE/DS1007 semi physical simulation platform, some simulation tests were conducted on the low adhesion steering conditions of articulated mining vehicles. The effectiveness of the active controller for tracking the desired path of articulated vehicles was verified by simulating the J-shaped turning condition and selecting the low friction coefficient road conditions for the medium to low speed operation. Meanwhile, based on the experimental conditions of equivalent low adhesion coefficient road surface covered with ice and snow, a 25 t coal mine heavy-duty articulated support truck was used for actual vehicle turning experiments. The results show that the dynamics model of articulated vehicle and a mathematical model of pump-controlled electro-hydraulic steering system established can truly reflect the lumbar folding motion state of this type of vehicle by decoupling the yaw rate and lateral acceleration. The two-channel articulated steering control strategy of "steering control follow - yaw stability compensation" based on the analysis of articulated vehicle yaw stability control, as well as the designed active control system, can effectively improve the lateral stability of articulated vehicles under low adhesion coefficient road conditions, and the system has not changed the driver's driving experience, and after active control intervention, it can timely, safely, and smoothly hand over the vehicle's driving rights to the driver.

**Key words:** fully hydraulic steering system; heavy articulated vehicles for mining; dynamical model; path following; control algorithm

智能化煤矿建设是煤炭生产变革的新趋势,是煤炭工业安全高效发展的技术支撑<sup>[1-3]</sup>。现阶段,我国安全高效矿井已基本实现了采煤自动截割、智能联动支护、掘进自动成型和自主定位,唯独在辅助运输领域自动化程度偏低,安全事故频发<sup>[4-10]</sup>。煤矿车辆为获得较小的转弯半径、增强对狭窄巷道的空间适应能力,多以车体分段铰接作为车架的主要构型,并采用折腰摆体方式进行转向<sup>[11-13]</sup>。然而,车体铰接会导致车辆横向刚度薄弱,整车横向稳定性随之下降,受折腰机构液压管路泄露、油液压缩、机械结构应变以及因承载或铰接角度变化而引致的惯性参数激变、质心移位等不确定性扰动因素的影响,加之轮胎与路面之间显著存在的滑转、侧移等非线性耦合接触现象,致使车辆操控难度非比寻常,其在很大程度上给驾驶员造成了严重的心理负担和安全隐患,成为井下伤亡事故发生的直接诱因之一<sup>[14-16]</sup>。

铰接车辆自出现以来,“蛇行跑偏”“横摆折叠”和“越障偏移”现象所导致的横摆稳定性问题始终伴随并困扰着科研人员,成为研究热点之一。针对该问题, CROLLA 等<sup>[17]</sup>在早期基于线性 2-DOF 模型得出当铰接部等效弹簧刚度减小或车体质心外移时,车辆的横摆稳定裕度将随之降低。HE 和 AZAD 等<sup>[18-19]</sup>在对全液压转向特性分析后发现,油液泄露是造成等效弹簧刚度下降和阻尼增加的主要原因,当泄露增加时,车辆有趋于“折叠”而背离“蛇行”的趋势。IIDA 等<sup>[20-21]</sup>采用差动制动力产生的附加横摆力矩,实现了对铰接装载机横摆运动的稳定性补偿控制。MONIKA 等<sup>[22]</sup>根据横摆响应偏差对驾驶员前馈折腰目标进行实时反馈补偿,减小了装载机在低附着条件下的转弯半径。ADAM 等<sup>[23]</sup>提出了在原有系统基础上增加辅助驾驶系统的理念和实施方案,并通过仿真计算展示了辅助系统对铰接车辆摆荡行为的抑制作用。YOSHITAKA

等<sup>[24]</sup>为牵引车和挂车分别设计了辅助路径保持控制器(LKA)和矢量跟踪控制器(VFC),有效提高了牵引挂车在高速行驶时的稳定性和低速行驶时的路径跟踪性能。岳明等<sup>[25]</sup>克服传统被动铰接式挂车难以在狭小空间内机动转向的缺陷,基于模型预测和滑模控制算法,实现了主动铰接牵引挂车系统对目标姿态的稳态跟踪。申焱华等<sup>[26-27]</sup>利用不同电机间的差动效应在整车上形成的横摆力矩,辅助液压转向机构进行转向,在保证机动性的同时,转向压力可降低40%~60%。

目前涉及煤矿井下无人驾驶铰接铲运机及电动无人铰接矿卡等关键核心技术被山特维克、卡特彼勒等国外领先企业所垄断,使我国煤矿智能化车辆平台建设和产业发展受制于人<sup>[28-32]</sup>。因此,研究改善各类煤矿辅助运输装备的安全驾驶操控性能、提升辅运车辆智能化水平成为保障煤矿生产安全、提升矿井生产效率的重要课题之一。

综合现有研究,针对煤矿重载铰接车辆运行过程中载荷变动大、环境恶劣等工况,研究如何搭建一种适用于矿山重型铰接式搬运车辆高保真度动力学模型,能够有效解决转向过程中转向不同步、路径跟随偏差大等问题已成为学术界和产业界亟待解决的重点和难点。笔者建立了4-DOF车体非线性动力学模型,泵控电液转向系统模型,在解耦动力学模型横摆角速度与横向加速度的基础上,设计了“转向操纵跟随-横摆稳定补偿”双通道铰接转向控制策略,其中,转向操纵跟随通道可实现前后车体铰接角对驾驶员的转向操控输入的实时跟踪,而横摆稳定补偿通道则通过主动调节车体铰接角以确保实际横摆角速度逼近理想横摆角速度。最后,基于dSPACE/DS1007半实物仿真平台,对铰接矿车低附着转向工况进行了仿真测试,同时,基于煤矿井下25 t级重型铰接式支架

搬运车,在冰雪覆盖路面条件下进行了实车转弯实验。

## 1 动力学模型

### 1.1 4-DOF车体动力学模型

铰接车辆采用液压转向系统,通过2个转向液压油缸推动前、后车体实现转向,笔者通过引入系数为 $K_\phi$ 的角弹簧和系数为 $C_\phi$ 的角阻尼器模拟车辆转向液压油缸。建立了2组坐标系,坐标系原点分别位于前、后机架的质心位置,定义为 $o_1$ 和 $o_2$ , $x_1$ 轴平行于车辆无转向状态的前机架纵向轴线,车辆的前进方向为正; $y_1$ 轴指向沿 $x_1$ 轴观察前机架的右侧。同理,建立 $o_2x_2y_2$ 坐标系,运动分别为前机架的横向运动、纵向运动和横摆运动,以及后机架的横摆运动,分别表示为 $u_1$ 、 $v_1$ 、 $\gamma_1$ 和 $\gamma_2$ ,结构参数定义与受力如图1所示(图中, $l_1$ 为铰接点到前车体质心距离; $l_2$ 为铰接点到后车体质心距离; $C_0$ 为铰接处阻尼; $K_0$ 为铰接弹簧刚度;1~4为车轮编号; $L_1$ 为铰接点至前桥的距离; $L_2$ 为铰接点至后桥的距离)。

作用在前、后机架的力是销接销轴的反作用力、前部和后部上的转向力矩以及轮胎力。轮胎力包括前轴和后轴上的轮胎回正力矩、纵向轮胎力和横向轮胎力。

基于牛顿方法,前机架的动力学方程为

$$\begin{cases} m_1(\dot{u}_1 - v_1\gamma_1) = (X_{w1} + X_{w2}) + R_x \\ m_1(\dot{v}_1 + u_1\gamma_1) = (Y_{w1} + Y_{w2}) + R_y \\ I_1\dot{\gamma}_1 = T_1 + T_{a1} + a\gamma_1 + t_a(X_{w1} - X_{w2}) - R_y b \end{cases} \quad (1)$$

式中, $m_1$ 为前机架质量,kg; $u_1$ 为前机架的纵向速度,m/s; $v_1$ 为前机架的侧向速度,m/s; $\gamma_1$ 为前机架的横摆角速度,rad/s; $X_{wi}$ 为轮胎 $i$ 上的纵向轮胎力,N; $R_x$ 、 $R_y$ 为铰接销反作用力,N; $Y_{wi}$ 为轮胎 $i$ 上的横向轮胎力,N; $I_1$ 为前机架关于质心C1的横摆惯量,kg·m<sup>2</sup>; $T_1$

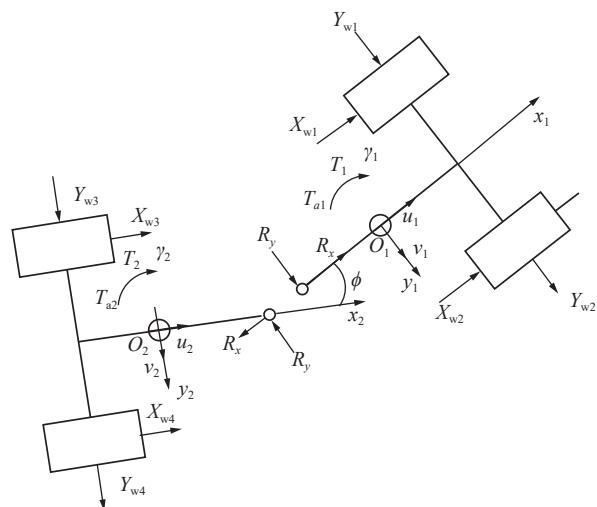
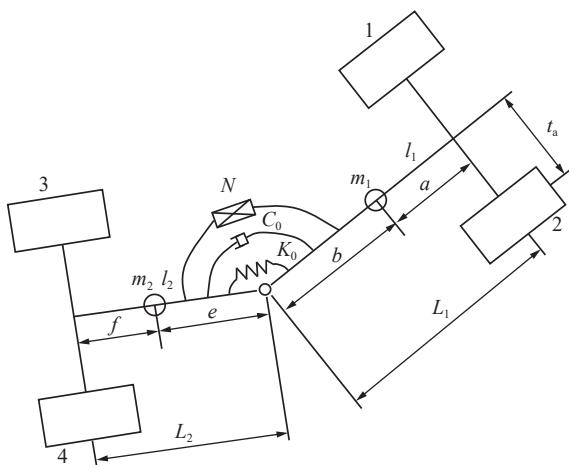


图1 结构参数定义及平面受力

Fig.1 Definition of structural parameters and plane stress diagram

为前机架的转向转矩,  $N \cdot m$ ;  $T_{a1}$  为前桥总的回正力矩,  $N \cdot m$ ;  $a$  为前机架质心 C1 到前桥的距离,  $m$ ;  $t_a$  为前轴和后轴长度的一半,  $m$ ;  $b$  为前机架质心到铰接点的距离,  $m$ 。字母上方加“·”代表对相应变量求导。

后机架的运动方程为

$$\begin{cases} m_2(\dot{u}_2 - v_2\gamma_2) = (X_{w3} + X_{w4}) - R_x \cos \phi - R_y \sin \phi \\ m_2(\dot{v}_2 + u_2\gamma_2) = (Y_{w3} + Y_{w4}) + R_x \sin \phi - R_y \cos \phi \\ I_2\dot{\gamma}_2 = T_2 + T_{a2} - f\gamma_2 + t_a(X_{w3} - X_{w4}) + R_x e \sin \phi - R_y e \cos \phi \end{cases} \quad (2)$$

式中,  $m_2$  为后机架质量,  $kg$ ;  $u_2$  为后机架的纵向速度,  $m/s$ ;  $v_2$  为后机架的侧向速度,  $m/s$ ;  $\gamma_2$  为后机架的横摆角速度,  $rad/s$ ;  $\phi$  为铰接角度,  $rad$ ;  $I_2$  为后机架关于质心 C2 的横摆惯量,  $kg \cdot m^2$ ;  $T_2$  为后机架的转向转矩,  $N \cdot m$ ;  $T_{a2}$  为后桥总的回正力矩,  $N \cdot m$ ;  $f$  为后机架质心 C2 到后桥的距离,  $m$ ;  $e$  为后机架质心到铰接点的距离,  $m$ 。

$$\begin{cases} m_0\dot{u}_1 + m_2e\dot{\gamma}_2 \sin \phi = m_0v_1\gamma_1 - m_2b\gamma_1^2 - m_2e\gamma_2^2 \cos \phi + F_1 \\ m_0\dot{v}_1 - m_2b\dot{\gamma}_1 - m_2e\dot{\gamma}_2 \cos \phi = -m_0u_1\gamma_1 - m_2e\gamma_2^2 \sin \phi + F_2 \\ m_2b(e\dot{\gamma}_2 \cos \phi - \dot{v}_1) + (I_1 + m_2b^2)\dot{\gamma}_1 = T_1 + T_{a1} + aY_1 + t_a\Delta X_1 - bX_2 \sin \phi - bY_2 \cos \phi + m_2b(u_1\gamma_1 + e\gamma_2^2 \sin \phi) \\ m_2e(\dot{u}_1 \sin \phi - \dot{v}_1 \cos \phi + b\dot{\gamma}_1 \cos \phi) + (I_2 + m_2e^2)\dot{\gamma}_2 = T_2 + T_{a2} + t_a\Delta X_2 - L_2Y_2 + m_2e\gamma_1(u_1 \cos \phi + v_1 \sin \phi - b\gamma_1 \sin \phi) \end{cases} \quad (6)$$

其中:

$$\begin{cases} m_0 = m_1 + m_2 \\ F_1 = X_1 + X_2 \cos \phi - Y_2 \sin \phi \\ F_2 = Y_1 + X_2 \sin \phi + Y_2 \cos \phi \end{cases} \quad (7)$$

在直线行驶条件时 ( $\phi = 0$ ), 由扭转弹簧和阻尼器产生约束扭矩  $T_1$  和  $T_2$  可表示为

$$\begin{cases} T_1 = K_\phi \phi + C_\phi \dot{\phi} \\ T_2 = -K_\phi \phi - C_\phi \dot{\phi} \end{cases} \quad (8)$$

## 1.2 泵控电液转向系统模型建模

本文研究的泵控电液转向系统, 主要由全液压转向器、流量放大阀、电控比例轴向柱塞变量泵、驱动电机、转向油缸、控制器、位移传感器和转角传感器等组成, 如图 2 所示。

泵控电液转向系统工作原理为: 驾驶员转动方向盘, 通过转向柱带动全液压转向器阀芯转动, 在方向盘传动轴安装了转角传感器, 将方向盘输入 (旋转角度/旋转角速度) 实时采集并反馈至控制器。转向器分别向流量放大阀的 L 口或 R 口供油, 产生压差, 控制流量放大阀主阀芯移动, 电控比例轴向柱塞变量泵输出油液通过 P 口进入流量放大阀, 并通过 CR 或 CL 口进入转向油缸实现转向, 液压油缸的回油通过流量放大阀的 P 口回到油箱。流量放大阀 LS 口与电控比例轴向柱塞变量泵的反馈口相连, 能够将转向油缸的

前、后机架之间的铰接角度定义为

$$\phi = \phi_0 + \int_0^t (\gamma_2 - \gamma_1) dt \quad (3)$$

式中,  $\phi_0$  为铰接角的初始值,  $rad$ ;  $t$  为时间,  $s$ 。

前、后机架通过铰接销轴连接, 因此任一坐标系下销轴的速度必须兼容, 则

$$\begin{cases} u_2 = u_1 \cos \phi + (v_1 - b\gamma_1) \sin \phi \\ v_2 + e\gamma_2 = (v_1 - b\gamma_1) \cos \phi - u_1 \sin \phi \end{cases} \quad (4)$$

加速度可表示为

$$\begin{cases} \dot{u}_2 = \dot{u}_1 \cos \phi + u_1(\gamma_2 - \gamma_1) \sin \phi + \\ (\dot{v}_1 - b\dot{\gamma}_1) \sin \phi + (v_1 - b\gamma_1)(\gamma_2 - \gamma_1) \cos \phi \\ \dot{v}_2 = -\dot{u}_1 \sin \phi - u_1(\gamma_2 - \gamma_1) \cos \phi + \\ (\dot{v}_1 - b\dot{\gamma}_1) \cos \phi - (v_1 - b\gamma_1)(\gamma_2 - \gamma_1) \sin \phi - e\dot{\gamma}_2 \end{cases} \quad (5)$$

将  $u_2$ 、 $v_2$ 、 $\dot{u}_2$  和  $\dot{v}_2$  代入式 (2), 并联立方程组 (1), 消除反作用力  $R_x$  和  $R_y$ , 得出以下方程组:

负载压力反馈至负载敏感阀的弹簧腔, 电控比例轴向柱塞变量泵 P 口与 LS 口的压力共同作用于泵的负载敏感阀, 将压力油引入活塞缸控制斜盘摆角, 从而实现泵输出流量与负载的匹配。在转向油缸活塞杆布置了位移传感器, 将油缸的数据 (位移/速度) 通过几何结构关系转化为车辆铰接角实时传递至控制器。控制器执行控制算法, 通过控制驱动电机转速、变量泵斜盘摆角或者 2 者共同控制进入/输出转向油缸的流量和压力。本文建模时重点对转向器操作单元、电控比例轴向柱塞变量泵动力单元、电控流量放大阀与转向油缸执行单元进行建模。

### 1.2.1 转向器操作单元

转向器计量马达的流量  $Q_{steer}$  连续性方程为

$$Q_{steer} = D_m \dot{\theta}_{sw} \quad (9)$$

根据转向器工作原理, 可知计量马达转子上的负载主要来自于阀芯、阀套以及阀体之间的摩擦力矩和粘性阻力矩, 鉴于粘性阻力矩相对摩擦阻力矩可忽略不计, 则计量马达力  $T_1$  平衡方程为

$$T_1 = D_m (P_{H1} - P_{H2}) \quad (10)$$

式中,  $D_m$  为计量马达排量;  $P_{H1}$ 、 $P_{H2}$  分别为计量马达阻尼孔前后压力;  $\theta_{sw}$  为方向盘转角。

### 1.2.2 电控比例轴向柱塞变量泵动力单元

根据液压基本原理, 推导出电控泵控制电流  $I$  与泵出口流量  $Q_p$  的传递函数  $x_v(s)$ :

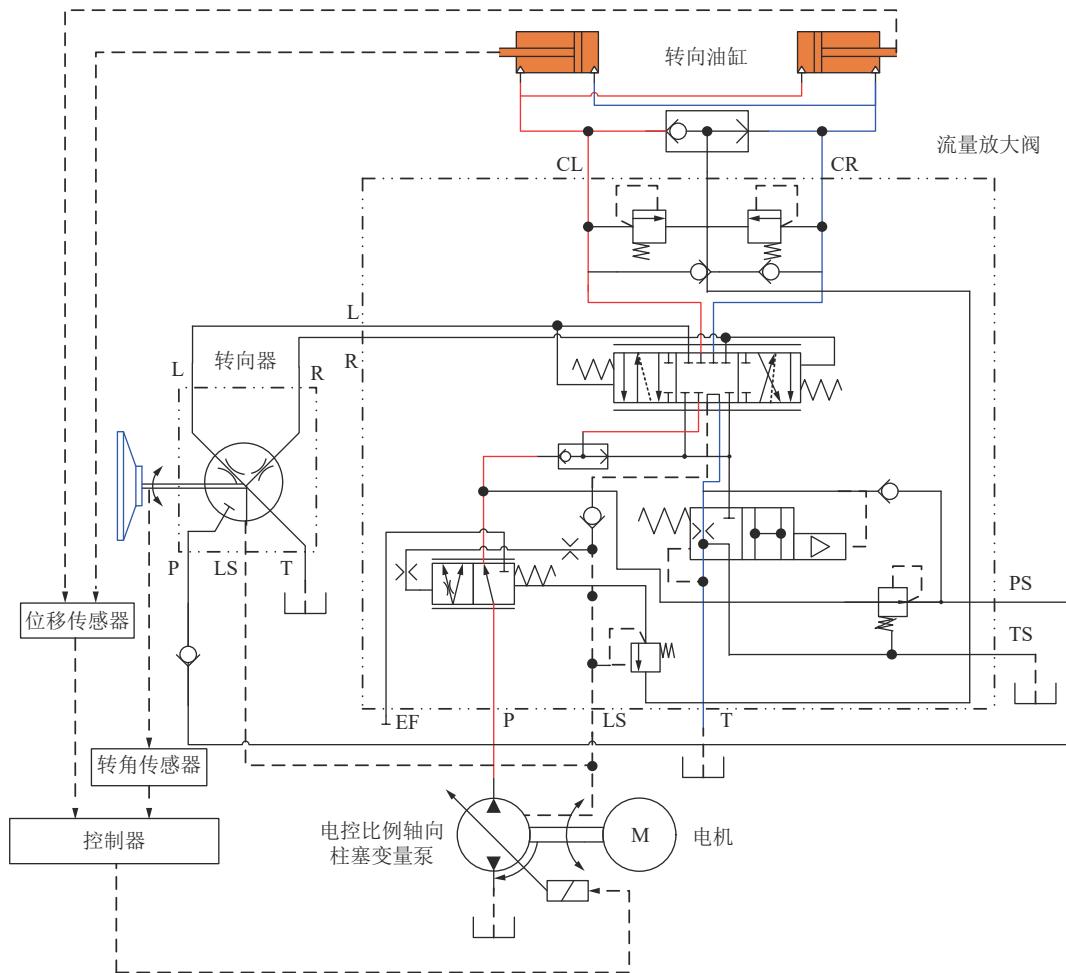


图2 主动电液转向系统

Fig.2 Active electro-hydraulic steering system

$$x_v(s) = \frac{\frac{k_i}{k_v}}{\left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h}s + 1\right)} I(s) - \frac{\frac{k_f}{k_v}}{\left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h}s + 1\right)} x_g(s) \quad (11)$$

式中,  $k_i$  为电流增益;  $k_v$  为弹簧刚度;  $k_f$  为反馈弹簧刚度;  $\omega_h$  为比例变量泵固有频率,  $\omega_h = \sqrt{k_v/m_v}$ ;  $I(s)$  为系统输入;  $s$  为复参数;  $\xi_h$  为阻尼比,  $\xi_h = \frac{B}{2\sqrt{m_v k_v}}$ ,  $m_v$  为阀芯质量,  $B$  为黏性阻尼系数。

$$x_g(s) = \frac{k_q x_v(s) - (k_{clp} + k_p) \frac{A_{pp}}{A_g} \left[ \frac{V_g}{(k_{clp} + k_p) E} s + 1 \right] P_p(s)}{A_g s + \frac{J}{r_s^2 A_g} \left( \frac{V_g}{E} s + k_{clp} + k_p \right) s^2} = k_q x_v(s) - (k_{clp} + k_p) \frac{A_{pp}}{A_g} \left[ \frac{V_g}{(k_{clp} + k_p) E} s + 1 \right] P_p(s) \frac{1}{A_g} \times \frac{1}{s + \frac{J}{r_s^2 A_g^2} \left( \frac{V_g}{E} s + k_{clp} + k_p \right) s^2} = k_q x_v(s) - [k_{clp} + k_p] \frac{A_{pp}}{A_g} \left( \frac{V_g}{(k_{clp} + k_p) E} s + 1 \right) P_p(s) \frac{1}{A_g} \frac{1}{s} \left[ \frac{J V_g}{r_s^2 A_g^2 E} s^2 + \frac{(k_{clp} + k_p) J}{r_s^2 A_g^2} s + 1 \right]^{-1} = k_q x_v(s) - (k_{clp} + k_p) \frac{A_{pp}}{A_g} \left( \frac{V_g}{(k_{clp} + k_p) E} s + 1 \right) P_p(s) \frac{1}{A_g} \frac{1}{s} \left[ \frac{s^2}{\left( r_s A_g \sqrt{\frac{E}{J V_g}} \right)^2} + \frac{2 \frac{(k_{clp} + k_p) \sqrt{E J}}{r_s A_g \sqrt{V_g}}}{r_s A_g \sqrt{\frac{E}{J V_g}}} s + 1 \right]^{-1} \quad (12)$$

式中,  $k_{clp}$  为变量缸泄漏系数;  $k_p$  为比例阀流量系数;  $k_q$  为比例阀流量系数;  $P_p$  为变量泵的出口压力;  $A_g$  为

大变量缸的有效作用面积;  $V_g$  为比例阀出口处与变量缸之间的容积;  $E$  为液压油液的弹性模量;  $J$  为斜盘转

动惯量;  $r_s$  为变量缸作用到斜盘中心距离;  $A_{pp}$  为小变量缸有效作用面积。

### 1.2.3 电控流量放大阀与转向油缸执行单元

$$\Delta x_f = \frac{\frac{k_{ql}}{A_p + A_r} \Delta x_z + \frac{k_{cl}}{A_p + A_r} \Delta p_p - \frac{\Delta F}{(A_p + A_r)^2} \left( k_{cl} + \frac{V}{2\beta} \right) s}{\frac{m_{cy} V}{\beta(A_p + A_r)^2} s^3 + \left[ \frac{2m_{cy} k_{cl}}{(A_p + A_r)^2} + \frac{B_{cy} V}{\beta(A_p + A_r)^2} \right] s^2 + \left[ 1 + \frac{2B_{cy} k_{cl}}{(A_p + A_r)^2} \right] s} \quad (13)$$

式中,  $\Delta x_f$  为转向油缸活塞位移的变化量;  $V$  为油缸的总容积。

鉴于阀和油缸泄露产生的阻尼系数, 其值一般都很小,  $\frac{B_{cy} k_{cl}}{(A_p + A_r)^2} \ll 1$ , 本文研究将其忽略不计, 并定义:

$$\omega_h = \sqrt{\frac{\beta(A_p + A_r)^2}{m_{cy} V}}; \\ \xi_h = \frac{k_{cl}}{(A_p + A_r)} \sqrt{\frac{\beta m_{cy}}{V}} + \frac{B_{cy}}{2(A_p + A_r)} \sqrt{\frac{V}{\beta m_{cy}}}.$$

则式(13)可表示为

$$\Delta x_f = \frac{\frac{k_{ql}}{A_p + A_r} \Delta x_z + \frac{k_{cl}}{A_p + A_r} \Delta p_p - \frac{\Delta F}{(A_p + A_r)^2} \left( k_{cl} + \frac{V}{2\beta} \right) s}{s \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (14)$$

式中,  $A_p$  为活塞无杆端的有效作用面积;  $A_r$  为活塞有杆端的有效作用面积;  $x_z$  为阀芯的位移量;  $B_{cy}$  为黏性阻尼系数;  $m_{cy}$  为负载及活塞杆等效到活塞杆的质量;  $\Delta x_z$  为阀芯位移;  $\Delta p_p$  为主阀芯进口压力;  $\Delta F$  为外负载;  $k_{ql}$  为主阀芯等效流量增益;  $k_{cl}$  为主阀芯等效压力增益;  $\beta$  为有效体积弹性模量。

转向油缸的压力变化可表示为

$$\dot{P}_A = \frac{1}{C_{HA}} (Q_A + A_p \dot{x}_f - Q_{Li}) \quad (15)$$

式中,  $P_A$  为转向油缸活塞侧的压力;  $Q_A$  为进入/流出活塞腔的流量;  $Q_{Li}$  为转向油缸内部泄漏流量;  $C_{HA}$  为活塞室的液容, 可表示为

$$C_{HA} = \frac{1}{K} \left[ \left( \frac{H}{2} - x_f \right) A_A + V_{dead} + V_{LA} \right] \quad (16)$$

式中,  $K$  为流体体积模量;  $H$  为油缸的总行程;  $A_A$  为油缸活塞侧面积;  $V_{dead}$  为油缸体内的死体积;  $V_{LA}$  为活塞侧传输管路的体积。

液压油缸的产生的力  $F$  和扭矩  $T_N$  可表示为

$$\begin{cases} F = A_p P_s \Delta \bar{p} \\ T_N = A_p P_s \Delta \bar{p} l \end{cases} \quad (17)$$

根据液压基本原理, 并经 Laplace 变换线性化, 整理推导出以流量放大阀阀芯位移为输入, 转向油缸活塞位移为输出的传递函数:

其中,  $P_s$  为系统泵的压力;  $\Delta \bar{p} = \frac{\Delta P_l}{P_s} - \frac{\Delta P_r}{P_s}$ ,  $P_l$  为左转向油缸的压力,  $P_r$  为右转向油缸的压力;  $l$  为恒定力臂。

## 2 控制策略

### 2.1 横摆稳定性控制分析

为研究煤矿重载铰接式转向车辆的横摆稳定性, 必须建立一个参考模型, 用于控制策略和算法的设计。以驾驶员方向盘输入的横摆角速度响应可表示为

$$\dot{\psi}_{des} = \frac{u_f}{(1 + K_{US} u_f^2)(a + b + c + d)} \phi_{driver} \quad (18)$$

式中,  $\dot{\psi}_{des}$  为期望的横摆角速度;  $\phi_{driver}$  为驾驶员通过方向盘输入等效至整车的铰接角;  $u_f$  为动力学模型输出的纵向速度;  $c$  为后车体质心与铰接中心之间的距离;  $d$  为后车体质心与后桥的距离;  $K_{US}$  为转向不足梯度, 可表示为

$$K_{US} = \frac{\left( \frac{1}{C_{af}} + \frac{1}{C_{ar}} \right) (b + e) m_2 + (m_1 + m_2) \left( \frac{a}{C_{ar}} - \frac{b + e + f}{C_{af}} \right)}{(a + b + e + f)^2} \quad (19)$$

式中,  $C_{af}$ 、 $C_{ar}$  分别为前后机架的横向刚度系数。

式(18)只能在高附着系数路面情况下, 完成对期望横摆角速度的精确估计。因在最大摩擦条件下, 车辆获得的横向加速度不能超过轮胎与地面之间的附着力极限, 则期望横摆角速度必须满足以下限制条件, 即

$$|\dot{\psi}_{des}| \leq \frac{\mu g}{u_f} \quad (20)$$

式中,  $\mu$  为轮胎地面摩擦因数;  $g$  为重力加速度。

由于轮胎地面摩擦因数通常是未知的, 且很难准确有效的进行估算, 故本文引用横向加速度进行替代, 推导出期望横摆角速度的限制条件为

$$|\dot{\psi}_{des}| \leq \frac{a_y}{u_f} \quad (21)$$

横摆角速度的合理上限  $\dot{\psi}_{max}$ <sup>[33]</sup> 可表示为

$$\dot{\psi}_{\max} = 0.85 \frac{a_y}{u_f} \quad (22)$$

式中,  $a_y$  为横向加速度。

则目标横摆角速度定义为

$$\dot{\psi}_{\max} = \begin{cases} \dot{\psi}_{\text{des}} & , |\dot{\psi}_{\text{des}}| \leq \dot{\psi}_{\max} \\ \dot{\psi}_{\max} \text{sgn}(\dot{\psi}_{\text{des}}), & |\dot{\psi}_{\text{des}}| > \dot{\psi}_{\max} \end{cases} \quad (23)$$

车辆转向过程中,转向力矩与横摆角速度之间的关系可表示为

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{I_f + I_r + m_f(b+c)^2} \left\{ aF_{yf} - (b+e+f)F_{yr} - [m_1(b+e)]\dot{v}_f + [m_1(b+e)]u_f\dot{\psi} + [I_r + m_1c(b+e)]\ddot{\phi} + \tau_{\text{str}} \right\} \quad (24)$$

式中,  $\tau_{\text{str}}$  为转向力矩;  $F_{yf}$ 、 $F_{yr}$  分别为前后轴轮胎侧向力;  $I_f$  为前车体转动惯量;  $I_r$  为后车体转动惯量;  $v_f$  为动力学模型输出的侧向速度。

## 2.2 控制系统的设计

主动转向控制系统的目的是通过调整转向角度来提供纠正作用,以遵循驾驶员意图保持路径跟随。因此,车辆行驶过程中遵循特定路径的铰接角为驾驶员输入铰接角和用于衰减扰动自动控制器提供的纠正铰接角二者的叠加,可表示为

$$\phi = \phi_{\text{driver}} + \phi_{\text{sbw}} \quad (25)$$

式中,  $\phi_{\text{sbw}}$  为由稳定性控制系统指令提供的校正铰接角。

主动转向控制器调节泵控系统,保证在期望路径和实际路径之间的跟踪,基于驾驶员输入所需铰接角度由下式给出:

$$\phi_{\text{driver}} = k_{\text{FF}}\theta_{\text{sw}} \quad (26)$$

主动控制器的纠正铰接角度由下式给出:

$$\phi_{\text{sbw}} = k_{\text{FB}} \int (-\dot{\psi} + \dot{\psi}_{\text{target}}) dt \quad (27)$$

然后给出泵调节系统的控制输入可表示为

$$\beta_{\text{cmd}} = k_p \left[ k_{\text{FF}}\theta_{\text{sw}} + k_{\text{FB}} \int (-\dot{\psi} + \dot{\psi}_{\text{target}}) dt - \phi_{\text{meas}} \right] \quad (28)$$

式中,  $\dot{\psi}_{\text{target}}$  为目标横摆角速度;  $\beta_{\text{cmd}}$  为稳定性控制后的泵斜盘角度;  $k_p$  为比例反馈增益;  $k_{\text{FB}}$  为反馈增益;  $k_{\text{FF}}$  为前馈增益;  $\phi_{\text{meas}}$  为车辆实时测量的铰接角。

对式(28)控制规律进行修正,使其具有实时可操作性。具体而言,当控制系统检测到扰动时,主动转向系统能够在相对较短的时间内( $< 1$  s)激活,并迅速干预纠正,纠正后及时将控制权交还给最擅长路径跟踪的驾驶员。同时,在稳态操作期间,主动转向系统应时刻保持监控待机模式,时刻对路径跟踪情况做出

分析判断,且不干扰驾驶员的输入。为了解决上述问题,用衰减积分器代替标准积分器,衰减积分器的传递函数  $G_{\text{FI}}(s)$  可表示为

$$G_{\text{FI}}(s) = \frac{s}{s^2 + \lambda s + 1} \quad (29)$$

式中,  $\lambda$  为积分器衰减周期的调谐参数。

同时,为了兼顾车辆的安全性和舒适性,设计了一个预滤波器来体现方向盘输入的瞬态响应,可表示为

$$F_p(s) = \frac{K(u_f)}{\tau_{\text{PF}}s + 1} \quad (30)$$

式中,  $K(u_f)$  为与车辆转向不足梯度有关时间常数;  $\tau_{\text{PF}}$  为时间常数。

具有预滤波器和衰减积分器实现的稳定性控制器框图,如图3所示(图中,  $\beta_{\text{act}}$  为泵控系统控制后的泵斜盘角度;  $Y_i$  为轮胎力)。该系统具有“转向操纵跟随-横摆稳定补偿”双通道铰接转向控制,其中,转向操纵跟随通道实现前后车体铰接角对驾驶员转向操控输入的实时跟踪,而横摆稳定补偿通道则通过主动调节车体铰接角以确保实际横摆角速度逼近理想横摆角速度,确保车辆沿着驾驶员期望的路径行驶。

## 3 仿真测试分析

为了进一步验证本文提出的动力学模型的有效性和控制算法的合理性,在 MATLAB/Simulink 环境中建立仿真模型。模型定义驾驶员方向盘角度为输入,结合车辆相关参数将其换算至车辆铰接角,通过该铰接角度和纵向行驶速度推导出期望横摆角速度。然后基于路面工况条件,通过该条件下的最大横摆角速度和车辆的横向加速度推导出目标横摆角速度。主动控制器输入分别为:驾驶员输入的铰接角度、车辆运行速度、目标横摆角速度以及通过车辆动力学模型求解的实际横摆角速度和铰接角度,输出为控制泵的排量,进而通过液压转向系统模型控制液压油缸动作,完成对铰接角的控制。

模拟选择 J 型转弯工况,运行及路面条件选择中低速行驶、低摩擦因数,模拟仿真效果如图4所示。主动控制器目的是在路面附着极限允许的条件下,车辆能够沿着驾驶员期望的路径行驶。当主动控制系统处于关闭状态时,车辆在转弯过程中发生侧滑,并沿着更大曲率的路径行驶,与驾驶员的期望路径相背离,甚至出现车辆失控状态,完全脱离驾驶员的控制。

为了对系统在衰减横向扰动方面进行定性和定

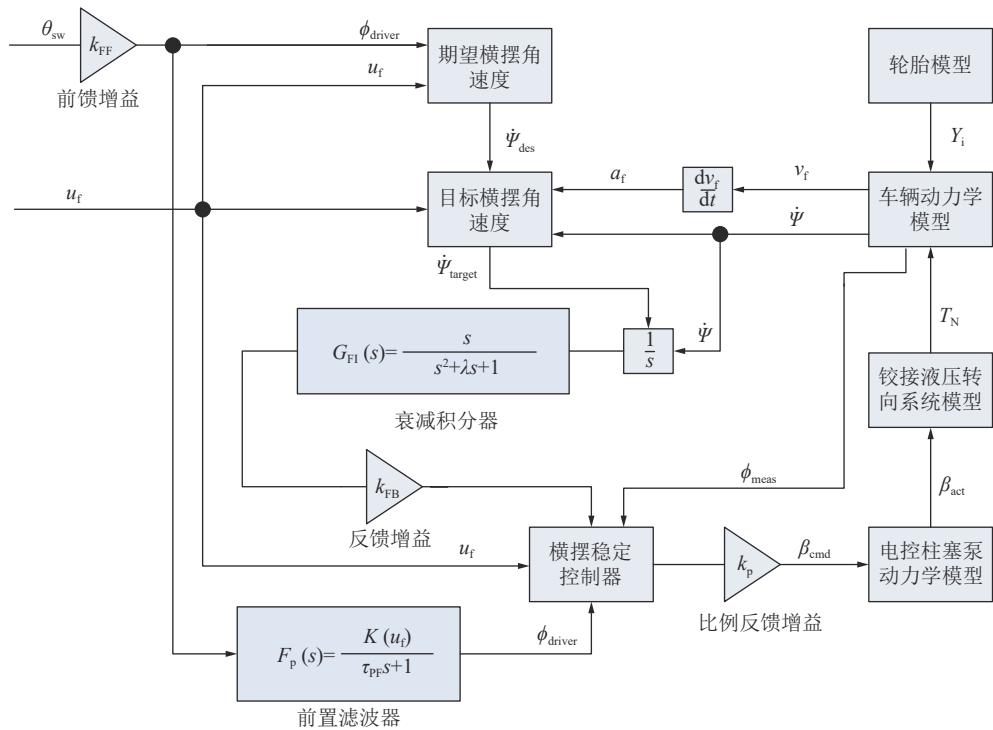


图3 控制框

Fig.3 Controller block diagram

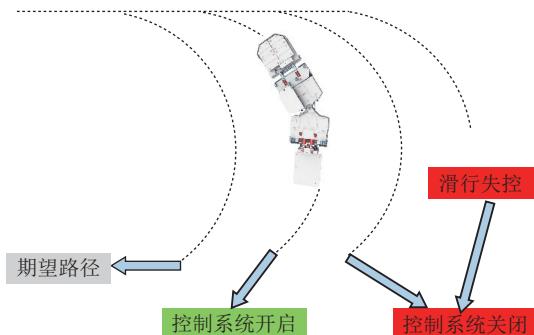


图4 模拟J型转弯工况 (低附着系数、中低速)

Fig.4 J-turn maneuver (low adhesion coefficient, medium to low speed)

量评估,将前机架、后机架的坐标系变换为大地坐标系,用于描述铰接车辆的绝对运动状态。

$$X_f = \int [u_f \cos \psi - v_f \sin \psi] dt \quad (31)$$

$$Y_f = \int [u_f \sin \psi + v_f \cos \psi] dt \quad (32)$$

$$Y_r = X_f - b \cos \psi - e \cos \theta \quad (33)$$

$$X_r = X_f - b \cos \psi - e \cos \theta \quad (34)$$

$$Y_r = Y_f - b \sin \psi - e \sin \theta \quad (35)$$

式中,  $X_f$  为前车体在  $X$  方向的位移;  $Y_f$  为前车体在  $Y$  方向的位移;  $X_r$  为后车体在  $X$  方向的位移;  $Y_r$  为后车体在  $Y$  方向的位移。

仿真工况选择模拟 J 型转弯,即车辆按照 20 km/h 的恒定速度行驶 2 s,然后迅速将铰接角由 0°增加至 20°,然后按照恒定的车速,恒定的铰接角进行转向运动。路面选择在积雪表面 ( $\mu=0.2$ ) 工况,模拟仿真的俯视图如图 5 所示,红色表示前机架,蓝色表示后机架。

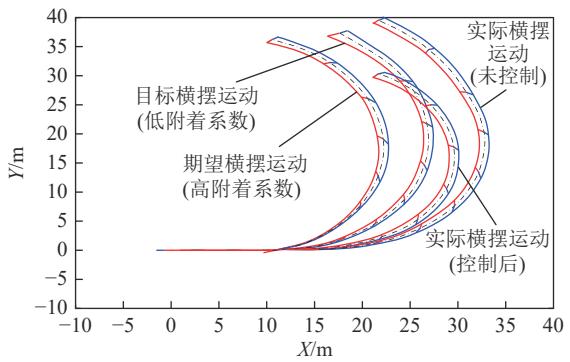


图5 模拟J型转弯工况结果

Fig.5 Simulate the results of J-turn maneuver

由图 5 可知,正如理论分析一样,期望的横摆角速度运动曲线在高摩擦表面条件下曲率半径最小。目标横摆角速度运动曲线稍大,因为它考虑了基于横向加速度的轮胎-地面界面处的附着力极限。主动控制系统激活的情况下,车辆试图跟踪目标横摆角速度路径,在附着力极限允许下,尽可能接近期望横摆角速度的路径。然而,当系统关闭时,车辆发生侧向滑行,沿着更大的曲率路径行驶。

驾驶员提供的铰接角、主动控制器提供的铰接角以及模拟仿真得到的铰接角变化曲线如图6所示。由图6可知,车辆在转向运行过程中为了满足驾驶员的路径跟踪,刚开始转向时,当横摆角速度无法跟上驾驶员的期望时,主动控制器必须提供一个额外的控制力矩,增加车辆按照期望路径转向所需铰接角,不断纠正路径跟随情况,当控制力矩达到峰值后,随着校正效果的不断体现,所需要提供的校正铰接角也越来越小,直至二者的偏差为0,将车辆铰接角控制完全交给驾驶员,主动控制器处于待机检测状态。可以看出,双通道控制策略响应时间在0.2 s以内,完全满足煤矿低速运行车辆转向适应性,主动控制系统的触发阈值为3°~5°。

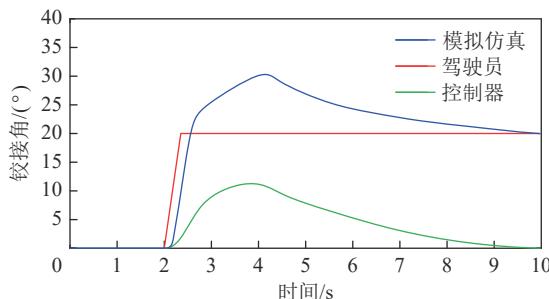


图6 铰接角校正

Fig.6 Articulation angle contributions

模拟主动控制系统系统开启和关闭状态下的理想横摆角速度、实际横摆角速度变化曲线如图7和图8所示。

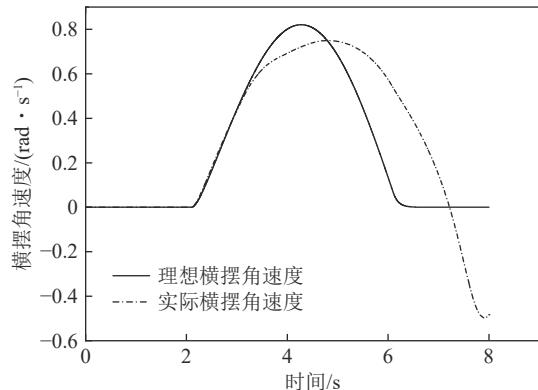


图7 横摆角速度仿真结果(未控制)

Fig.7 Simulation results of yaw rate (No control)

由图7和图8可知,转向过程中,未控制时,实际横摆角速度与理想横摆角速度相差较远,且转向后期的实际横摆角速度均比理想横摆角速度要大,甚至出现负值,出现车辆已经失稳;主动控制后,实际横摆角速度与理想横摆角速度比较接近,且在整个转向过程中实际横摆角速度均小于理想横摆角速度,最后能够将其收敛至0,虽然在控制后的横摆角速度出现短暂

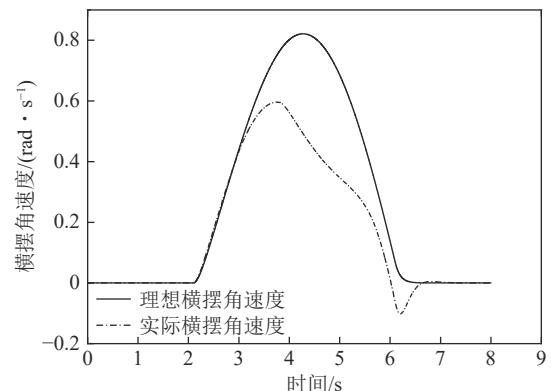


图8 横摆角速度仿真结果(控制)

Fig.8 Simulation results of yaw rate (control)

的负值-0.1 rad/s,但在0.5 s内能够快速回调为0,为正常的超调范围,不会导致车辆实际运行过程中失稳,能够保证车辆的稳定行驶。

#### 4 实验验证

整车实验选用中国煤炭科工集团太原研究院有限公司研发的WXJ25分布式四轮驱动重型铲板式支架搬运车进行道路测试,测试设备布置如图9所示。

测试样机采用的4个驱动电机提供相同的转矩,未对电机扭矩进行控制,不产生附加的横摆力矩,只是基于阿克曼转向原理进行了转速控制,根据铰接角度实时计算内外轮转速比例,是目前分布式驱动铰接车辆应用较为广泛、效率较高的一种模式,鉴于本文着重研究主动电液转向控制问题,对独立驱动协同转向稳定性控制不做详细论述,且将主动电液转向与差动协同控制作为下一阶段重点研究方向。

样车按照20 km/h的速度进行实验,同时为了能够触发实验样车的横向不稳定性,需要低附着系数的路面进行实验。本文测试时选择了中国北方(山西太原冬季)的冰雪路面进行测试,测试的路面为混凝土路面被冰雪覆盖形成,冰雪覆盖平均厚度不小于15 mm,如图10所示。实验时转向控制完全依赖于“转向操纵跟随-横摆稳定补偿”控制系统,实时判断车辆稳定性,实时调整控制铰接角度,实现车辆预期转向,而4个驱动电机提供相同的驱动转矩,根据实时铰接角度调整内外轮转速比例,仅仅实现电子差速控制。

鉴于该类车辆运行在比较恶劣的环境条件,必须选择可靠性较高的系统,且算法具有较好的经济效益。本文基于Hirschmann/T2840可编程控制器、DynaCOR/40-34高性能快速硬件平台以及dSPACE/DS1007半实物仿真平台,开发该类车辆稳定性实车控制器,实现算法与控制器计算能力的最佳匹配,如图11所示,其中,Hirschmann/T2840运行车辆横摆稳定性控制算

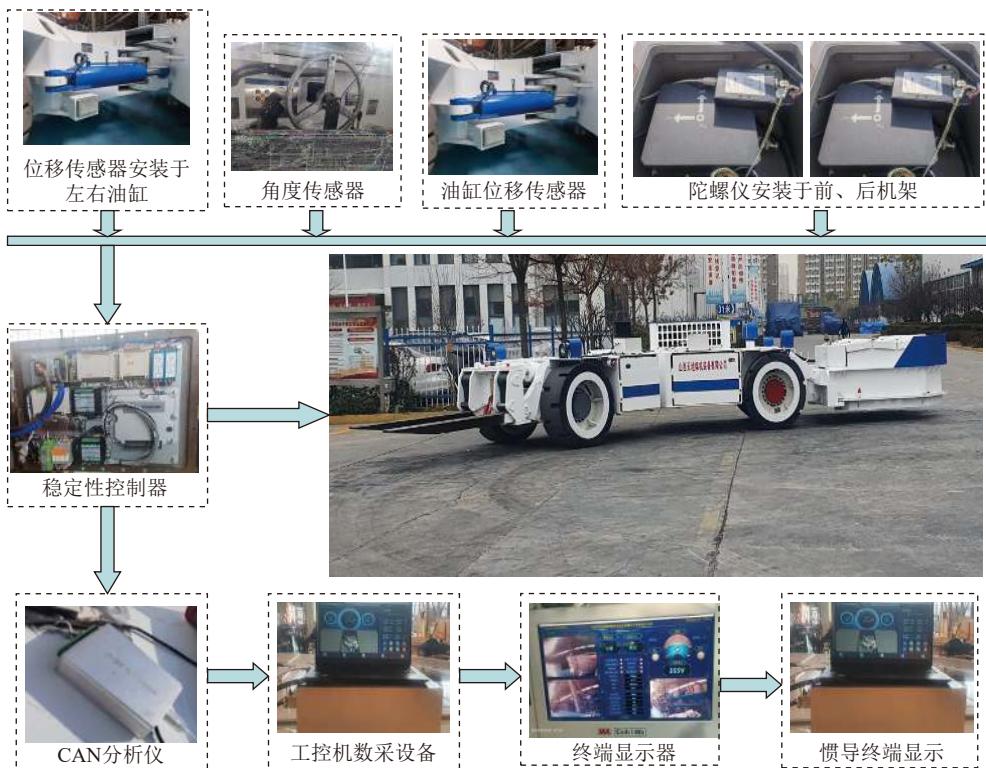


图 9 实验样机及设备布置

Fig.9 Experimental prototype and equipment layout

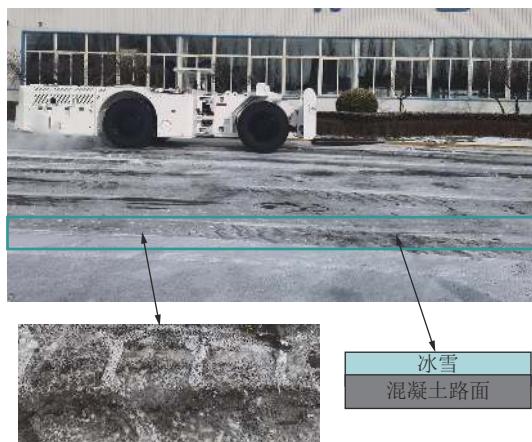


图 10 低附着系数路面

Fig.10 Low-friction surface composition

法, DynaCOR40-34 负责为整车横摆稳定性控制算法实时地提供折腰目标, dSPACE/DS1007 负责实现整车动力学模型的实时解算与行为状态模拟。控制算法在 MATLAB/ Simulink 环境中开发和编译, 并作为可

执行文件上传到控制器。

实验时, 首先在 0~4 s 将车辆加速至 20 km/h 恒速行驶, 然后迅速将铰接角由 0°增加至 20°, 按照恒定的车速、恒定的铰接角进行转向运动, 依据是否进行主动控制各实验 3 次, 实验结果如图 12 所示。

由图 12 可知, 未进行控制时, 转向过程中车辆会发生侧向偏移, 运行的路径半径变大, 偏离预期路径; 而控制后, 车辆运行的转弯半径较小, 能够较好地跟随驾驶员的预期路径。主动控制系统对于驾驶员的驾驶感觉没有改变, 主动控制干预后能够及时、安全、平稳地将车辆的驾驶权交给驾驶员。通过该实验进一步验证了本文提出的控制算法和控制系统的可行性和有效性。

## 5 结 论

(1) 建立了包含前车体纵向、侧向、横摆及后车体横摆运动在内的铰接车辆 4 自由度车体动力学模型



图 11 横摆稳定性控制器系统构成

Fig.11 Constitution of the yaw stability controller system

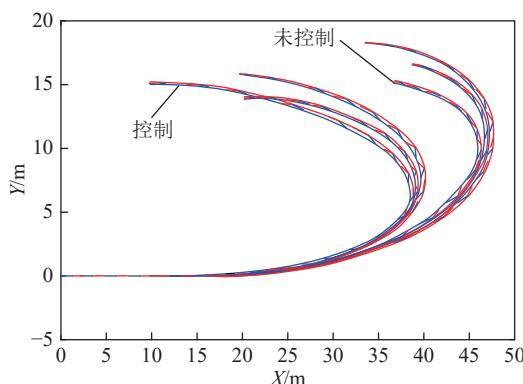


图 12 J型转弯试验结果

Fig.12 J-Turn maneuver experimental results

以及电液转向系统数学模型,在解耦动力学模型横摆角速度与横向加速度的基础上,设计了“转向操纵跟随-横摆稳定补偿”双通道铰接转向控制策略,其中,转向操纵跟随通道可实现前后车体铰接角对驾驶员的转向操控输入的实时跟踪,而横摆稳定补偿通道则通过主动调节车体铰接角以确保实际横摆角速度逼近理想横摆角速度。

(2) 设计了主动控制系统控制算法,通过衰减积分器和前置滤波器的设置,确保主动控制与驾驶员控制二者不干涉,主动控制能够短时间内快速激活,控制干预后能够及时、安全、平稳地将驾驶权交还给驾驶员,驾驶感觉不发生变化。

(3) 通过模拟仿真和实验测试验证了本文提出的车辆动力学模型、控制算法以及主动控制系统,可有效提高铰接车辆在低附着路面工况下的横摆稳定性。

### 参考文献(References):

- [1] 刘峰,曹文君,张建明,等.我国煤炭工业科技创新进展及“十四五”发展方向[J].煤炭学报,2021,46(1): 1–15.  
LIU Feng, CAO Wenjun, ZHANG Jianming, et al. Current technological innovation and development direction of the 14<sup>th</sup> Five-Year Plan period in China coal industry[J]. Journal of China Coal Society, 2021, 46(1): 1–15.
- [2] 王国法,任世华,庞义辉,等.煤炭工业“十三五”发展成效与“双碳”目标实施路径[J].煤炭科学技术,2021,49(9): 1–8.  
WANG Guofa, REN Shihua, PANG Yihui, et al. Development achievements of China's coal industry during the 13th Five Plan period and implementation path of “dual carbon” target[J]. Coal Science and Technology, 2021, 49(9): 1–8.
- [3] 葛世荣,胡而已,裴文良.煤矿机器人体系及关键技术[J].煤炭学报,2020,45(1): 455–463.  
GE Shirong, HU Eryi, PEI Wenliang. Classification system and key technology of coal mine robot[J]. Journal of China Coal Society, 2020, 45(1): 455–463.
- [4] 黄曾华,王峰,张守祥.智能化采煤系统架构及关键技术研究[J].煤炭学报,2020,45(6): 1959–1972.  
HUANG Zenghua, WANG Feng, ZHANG Shouxiang. Research on the architecture and key technologies of intelligent coal mining system[J]. Journal of China Coal Society, 2020, 45(6): 1959–1972.
- [5] FUE K, PORTER W, BARNES E, et al. Autonomous navigation of a center-articulated and hydrostatic transmission rover using a modified pure pursuit algorithm in a cotton field[J]. Sensors, 2020, 20(16): 4412.
- [6] 张旭辉,杨文娟,薛旭升,等.煤矿远程智能掘进面临的挑战与研究进展[J].煤炭学报,2022,47(1): 579–597.  
ZHANG Xuhui, YANG Wenjuan, XUE Xusheng, et al. Challenges and developing of the intelligent remote control roadheaders in coal mine[J]. Journal of China Coal Society, 2022, 47(1): 579–597.
- [7] GAO Y, CAO D P, SHEN Y H. Path-following control by dynamic virtual terrain field for articulated steer vehicles[J]. Vehicle System Dynamics, 2020, 58(10): 1528–1552.
- [8] 胡兴涛,朱涛,苏继敏,等.煤矿巷道智能化掘进感知关键技术[J].煤炭学报,2021,46(7): 2123–2135.  
HU Xingtao, ZHU Tao, SU Jimin, et al. Key technology of intelligent drivage perception in coal mine roadway[J]. Journal of China Coal Society, 2021, 46(7): 2123–2135.
- [9] 熊璐,杨兴,卓桂荣,等.无人驾驶车辆的运动控制发展现状综述[J].机械工程学报,2020,56(10): 127–143.  
XIONG Lu, YANG Xing, ZHUO Guirong, et al. Review on motion control of autonomous vehicles[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(10): 127–143.
- [10] DOU F Q, HUANG Y J, LIU L, et al. Path planning and tracking for autonomous mining articulated vehicles[J]. International Journal of Heavy Vehicle Systems, 2019, 26(3/4): 315.
- [11] YIN Y M, RAKHEJA S, YANG J, et al. Design optimization of an articulated frame steering system[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2018, 232(10): 1339–1352.
- [12] WU J Q, WANG G Q, ZHAO H Y, et al. Study on electromechanical performance of steering of the electric articulated tracked vehicles[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2019, 33(7): 3171–3185.
- [13] XU T, SHEN Y H, HUANG Y J, et al. Study of hydraulic steering process for articulated heavy vehicles based on the principle of the least resistance[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2019, 24(4): 1662–1673.
- [14] 李宁,周陈,周子豪,等.二阶段在线迭代时滞补偿方法及试验验证[J].振动与冲击,2020,39(17): 31–38.  
LI Ning, ZHOU Chen, ZHOU Zihao, et al. A two-stage online iteration time-delay compensation method for real time hybrid testing: simulation and test verification[J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39(17): 31–38.
- [15] CHAI M, ZHANG W C, WANG D Y, et al. Ride and roll/yaw stability analysis of articulated frame steer vehicle with torsion-elastic suspension[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2020, 234(7): 1958–1971.
- [16] 寇伟,刘昕晖,陈伟.2自由度铰接车体车辆越障偏移饱和控制[J].

- 哈尔滨工业大学学报, 2016, 48(1): 66–71.
- KOU Wei, LIU Xinhui, CHEN Wei. Obstacle negotiation yawing control of a 2-DOF articulated vehicle with actuator saturation[J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2016, 48(1): 66–71.
- [17] CROLLA D. The steering behaviour of articulated body steer vehicles[C]//Road Vehicle Handling, I Mech E Conference Publications. 1983.
- [18] HE Y, KHAJEPOUR A, MCPHEE J, et al. Dynamic modelling and stability analysis of articulated frame steer vehicles[J]. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 2005, 12(1): 28.
- [19] LASHGARIAN AZAD N, KHAJEPOUR A, MCPHEE J. Robust state feedback stabilization of articulated steer vehicles[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2007, 45(3): 249–275.
- [20] IIDA M, FUKUTA M, TOMIYAMA H. Measurement and analysis of side-slip angle for an articulated vehicle[J]. *Engineering in Agriculture, Environment and Food*, 2010, 3(1): 1–6.
- [21] IIDA M, NAKASHIMA H, TOMIYAMA H, et al. Small-radius turning performance of an articulated vehicle by direct yaw moment control[J]. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2011, 76(2): 277–283.
- [22] DAHER N, IVANTYSYNOVA M. Yaw stability control of articulated frame off-highway vehicles via displacement controlled steer-by-wire[J]. *Control Engineering Practice*, 2015, 45: 46–53.
- [23] BARTNICKI A, DĄBROWSKA A, ŁOPATKA M J, et al. Experimental research on directional stability of articulated tractors[J]. *Solid State Phenomena*, 2013, 210: 77–86.
- [24] MARUMO Y, YOKOTA T, AOKI A. Improving stability and lane-keeping performance for multi-articulated vehicles using vector follower control[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2020, 58(12): 1859–1872.
- [25] LIU Z Y, YUE M, GUO L, et al. Trajectory planning and robust tracking control for a class of active articulated tractor-trailer vehicle with on-axle structure[J]. *European Journal of Control*, 2020, 54: 87–98.
- [26] GÜVENÇ L, ZHANG W M, YANG Y D, et al. Modelling, verification and analysis of articulated steer vehicles and a new way to eliminate jack-knife and snaking behaviour[J]. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 2019, 26(3/4): 375.
- [27] GAO Y, SHEN Y H, XU T, et al. Oscillatory yaw motion control for hydraulic power steering articulated vehicles considering the influence of varying bulk modulus[J]. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2019, 27(3): 1284–1292.
- [28] 鲍久圣, 章全利, 葛世荣, 等. 煤矿井下无人化辅助运输系统关键基础研究及应用实践[J]. 煤炭学报, 2023, 48(2): 1085–1098.
- BAO Jiusheng, ZHANG Quanli, GE Shirong, et al. Basic research and application practice of unmanned auxiliary transportation system in coal mine[J]. *Journal of China Coal Society*, 2023, 48(2): 1085–1098.
- [29] 葛世荣, 胡而已, 李允旺. 煤矿机器人技术新进展及新方向[J]. 煤炭学报, 2023, 48(1): 54–73.
- GE Shirong, HU Eryi, LI Yunwang. New progress and direction of robot technology in coal mine[J]. *Journal of China Coal Society*, 2023, 48(1): 54–73.
- [30] 马宏伟, 王岩, 杨林. 煤矿井下移动机器人深度视觉自主导航研究[J]. 煤炭学报, 2020, 45(6): 2193–2206.
- MA Hongwei, WANG Yan, YANG Lin. Research on depth vision based mobile robot autonomous navigation in underground coal mine[J]. *Journal of China Coal Society*, 2020, 45(6): 2193–2206.
- [31] 陈先中, 刘荣杰, 张森, 等. 煤矿地下毫米波雷达点云成像与环境地图导航研究进展[J]. 煤炭学报, 2020, 45(6): 2182–2192.
- CHEN Xianzhong, LIU Rongjie, ZHANG Sen, et al. Development of millimeter wave radar imaging and SLAM in underground coal mine environment[J]. *Journal of China Coal Society*, 2020, 45(6): 2182–2192.
- [32] HORTON D N L, CROLLA D A. Theoretical analysis of the steering behaviour of articulated frame steer vehicles[J]. *Vehicle System Dynamics*, 1986, 15(4): 211–234.
- [33] TABATABAEI OREH S H, KAZEMI R, AZADI S. Directional control of articulated heavy vehicles[J]. *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, 2013, 6(1): 143–149.