

DOI:10.3969/j.issn.1003-5060.2025.03.004

阀控全液压折腰转向系统建模及随动性能分析

石琴^{1,2}, 任志勇^{1,2,3}, 赵远^{3,4}, 闫凯^{3,4}

(1. 合肥工业大学汽车与交通工程学院, 安徽合肥 230009; 2. 安徽省智慧交通道路协同工程研究中心, 安徽合肥 230009; 3. 中国煤炭科工集团太原研究院有限公司, 山西太原 030006; 4. 煤矿采掘机械装备国家工程实验室, 山西太原 030006)

摘要:针对当前主流阀控全液压折腰转向系统,文章首先对其机理进行阐述和分析,并利用模块化思想建立包含转向动力模块、转向控制模块和转向执行模块在内的阀控全液压转向系统数学模型,搭建阀控全液压折腰转向系统 AMESim-ADAMS/View 联合仿真平台,对折腰随动性能进行仿真分析。结果表明:阀控全液压折腰转向系统一旦存在泄露,则在整个动态转向过程中都是不稳定的,且随着泄露系数的增加,临界速度逐渐减少,车辆运动状态会越来越不稳定,相反,在蛇形运动模式时,随着泄露系数的增加,稳定裕度不断增加,稳定性会得到提高;降低阀控全液压折腰转向系统油压,能够减弱系统振荡,但会导致车辆横向刚度变弱,抵抗外部干扰变弱,转向响应变差,滞后严重,车辆转向过程中容易出现转向不足、失稳和蛇形运动加剧等问题,影响铰接车辆的转向稳定性和驾驶安全性。

关键词:铰接车辆; 阀控; 全液压; 折腰转向; 响应; 稳定性

中图分类号: TD525

文献标志码: A

文章编号: 1003-5060(2025)03-0310-10

Modeling and servo performance analysis of valve controlled full hydraulic bending steering system

SHI Qin^{1,2}, REN Zhiyong^{1,2,3}, ZHAO Yuan^{3,4}, YAN Kai^{3,4}

(1. School of Automobile and Traffic Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China; 2. Engineering Research Center for Intelligent Transportation and Cooperative Vehicle-Infrastructure of Anhui Province, Hefei 230009, China; 3. CCTEG Taiyuan Research Institute Co., Ltd., Taiyuan 030006, China; 4. National Engineering Laboratory for Coal Mining Machinery, Taiyuan 030006, China)

Abstract: This paper first elaborates and analyzes the mechanism of the current mainstream valve controlled full hydraulic bending steering system, and uses modular thinking to establish a mathematical model of the valve controlled full hydraulic steering system, including the steering power module, steering control module, and steering execution module. Then, an AMESim-ADAMS/View joint simulation platform for the valve controlled full hydraulic bending steering system is built to simulate and analyze the bending servo performance. The results show that once there is a leakage in the valve controlled full hydraulic bending steering system, it is unstable throughout the entire dynamic steering process, and as the leakage coefficient increases, the critical speed gradually decreases, and the motion state of the vehicle becomes increasingly unstable; on the contrary, in the serpentine motion mode, as the leakage coefficient increases, the stability margin continues to increase, and the stability will be improved. Reducing the oil pressure of the valve controlled full hydraulic bending steering system can reduce system oscillation, but it will lead to weakened lateral stiffness of the vehicle, weakened resistance to external interference, poor steering response, severe lag, and problems such as understeer, instability, and increased serpentine motion during vehicle steering, which affects the steering stability and driving safety of articulated vehicles.

Key words: articulated vehicle; valve controlled; full hydraulic; bending steering; response; stability

收稿日期: 2024-10-08; 修回日期: 2024-12-02

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52204173); 山西省基础研究计划资助项目(20210302124118)和山西省科技成果转化成果专项基金资助项目(202104021301067)

作者简介: 石琴(1963—), 女, 安徽合肥人, 博士, 合肥工业大学教授, 博士生导师, 通信作者, E-mail: shiqin@hfut.edu.cn.

阀控全液压折腰转向系统利用机械装置或电液方式传递转向信号到转向器,并以此控制来自驱动油泵的高压油液的循环过程,进而控制位于铰接体两侧的转向油缸动作,推动前后车体产生一定的折腰角度,实现转向^[1-3]。阀控全液压折腰转向系统得益于高功率密度、传动平稳以及无级调速等优势,其在迎合重载车辆转向以及车架整体折叠转向等方面优势突出,一经推出,即受到各类大型工程机械和矿山领域的青睐^[4-7]。

国外针对全液压力转向系统无论在非线性系统建模还是在转向响应特性调校方面,研究均较为完善,理论、实践经验丰富^[8-9]。在全液压力转向静态特性研究方面,文献[10]利用 AMESim 和 GT Suite 进行联合仿真,对负载反馈液压转向系统静态特性进行深入研究;文献[11]以装载机为研究对象,建立液压系统模型和转向机构运动学模型,并利用 Simulink-Adams 联合仿真对其转向静态特性进行分析;文献[12]搭建带应急转向装置的全液压力转向系统仿真模型和机械式液压助力转向系统仿真模型,对两者的静态特性进行对比分析。全液压力转向系统动态特性研究方面,文献[13-14]在对液压转向系统动态特性分析时发现,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之一,泄漏增加时,车辆有趋于“折叠”而背离“蛇行”的趋势;文献[15-17]建立全液压力铰接转向系统动态模型,推导方向盘转向角度与液压油缸作用力间的关系;文献[18]分析车辆液压力转向系统快速转向过程中的响应滞后问题,阐明响应滞后的机理,并找到减小响应滞后、压力扰动和振动的途径;文献[19]采用 12 个状态变量的状态方程对铰接摆杆式拖拉机转向液压系统进行描述,分析原地转向的动态特性;文献[20]以铲运机为研究对象,在兼顾液压自身可压缩的特性下,建立包含全液压力转向系统的铰接式车辆动力学模型,并分别在时域和频域上进行实车验证,验证系统存在迟滞和滞环问题。

综上所述,阀控全液压力折腰转向系统已得到较为深入的研究,且在传统工程机械领域应用广泛。然而,受闭环系统反馈精度低、油液泄漏等自身物理结构的限制,阀控全液压力折腰转向系统在转向响应、转向稳定性、转向能量消耗和转向性能调控等方面难以真正获得最佳综合性能,很难兼顾车辆低速时的转向轻便性和高速时的转向稳定性。关于对折腰转向系统机动快速折腰和安全稳定操控问题的研究很少,也未能提出有效遏制摆

荡行为的转向构型及快稳调控方法。本文通过对折腰随动性能进行仿真分析,以提高铰接车辆折腰转向过程的操控机动性和稳定性,为同类底盘实现线控化和智能化提供理论和方法支撑。

1 阀控全液压力折腰转向系统机理

阀控全液压力折腰转向系统原理如图 1 所示,主要由全液压力转向器、负载敏感泵、流量放大阀和转向油缸等组成。阀控全液压力折腰转向系统左转时的等效阻尼示意图,如图 2 所示。

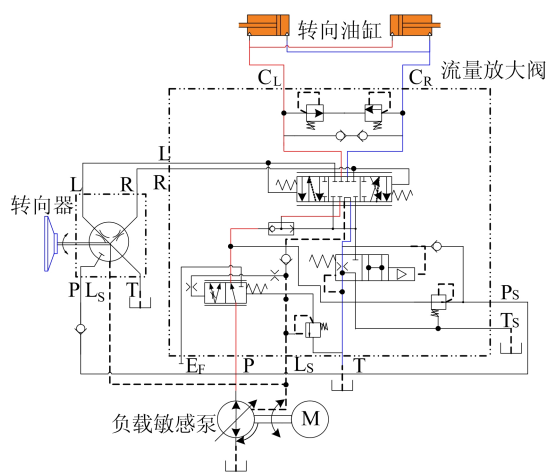


图 1 阀控全液压力折腰转向系统

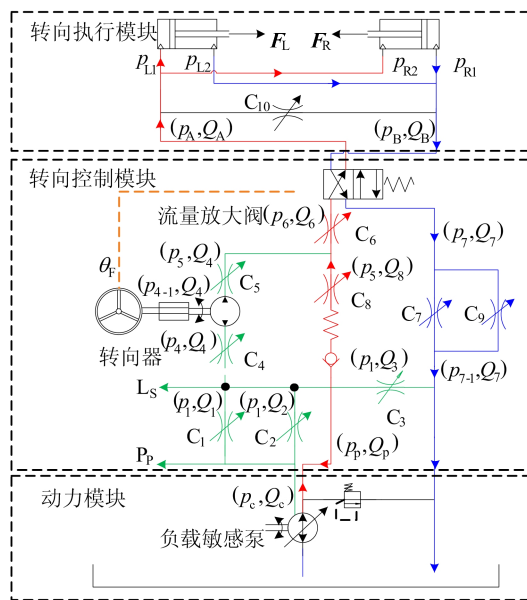


图 2 等效阻尼示意图

图 2 中: F_L 为左侧油缸的拉力; F_R 为右侧油缸的推力。可变节流口 C_1 是负载敏感变节流孔组,即转向器在转动过程中 P_p 口与 L_s 口的变节流口,该节流口的开口面积与通过流量成正比,与方向盘转速成正比。可变节流口 C_2 是负载敏感变节流孔组, C_1 、 C_2 可变节流口是在未转动方向

盘时,即转向器的阀芯与阀套无相对转动,使 L_S 油口保持低压。 C_3 节流口在转向器转动和中位时开口会处于不同状态,当转向器处于中位时,即阀芯阀套没有相对位移, C_1 口关闭, C_2 、 C_3 打开,起节流作用;当转向器处于转动状态时, C_3 节流口关闭,此时不考虑 C_3 的作用,认为 C_3 所处的油路处于断路状态。 C_4 、 C_5 可变节流口是转向器在转动过程中油液进入和流出计量马达的节流口组。 C_6 、 C_7 可变节流口转向时流入和流出转向油缸必须经过的节流口组。 C_8 可变节流口是用于流量放大作用的可变节流孔,是在转动方向盘时,通过主放大阀芯的移动向转向油缸补充流量时设置的流量放大节流口,其开度与节流口 C_5 的开度同步变化,与控制油路并联的流量放大油路。 C_9 可变节流口表示阀芯油液内泄露。 C_{10} 可变节流口用于削弱转向过程中左右轮胎冲击,吸收转向油缸左右两腔的压力尖峰,缓解左右腔压力差,改善转向特性,由于节流口面积比较小,通过该节流口的流量与进入转向油缸的流量可忽略不计。

2 数学模型

2.1 4-DOF 车体动力学模型

铰接车辆采用阀控全液压折腰转向系统,通过两个转向液压油缸推动前、后车体实现转向,本文通过引入系数为 K_ϕ 的角弹簧和系数为 C_ϕ 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、后车体的质心位置,定义为 O_1 和 O_2 , x_1 轴平行于车辆无转向状态的前车体纵向轴线,车辆的前进方向为正; y_1 轴指向沿 x_1 轴观察前车体的右侧。同理,建立 $O_2x_2y_2$ 坐标系,运动分别为前车体的横向运动、纵向运动、横摆运动以及后车体的横摆运动,分别表示为 u_1 、 v_1 、 γ_1 、 γ_2 , 结构参数与平面受力情况,如图 3 所示。图 3 中: C_0 为铰接处阻尼; K_0 为铰接弹簧刚度; 1、2、3、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、后车体的力是铰接销轴的反作用力、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,前车体的动力学方程为:

$$\begin{cases} m_1(\dot{u}_1 - v_1\gamma_1) = (X_{w1} + X_{w2}) + R_x, \\ m_1(\dot{v}_1 + u_1\gamma_1) = (Y_{w1} + Y_{w2}) + R_y, \\ I_1\dot{\gamma}_1 = T_1 + T_{a1} + aY_1 + t_a(X_{w1} - X_{w2}) - R_y b \end{cases} \quad (1)$$

其中: m_1 为前车体质量; u_1 为前车体的纵向速度; v_1 为前车体的侧向速度大小; γ_1 为前车体的横摆角速度大小; X_{wi} 为轮胎 i 上的纵向轮胎力; R_x 、 R_y 为铰接销反作用力; Y_{wi} 为轮胎 i 上的横向轮胎力; I_1 为前车体关于质心 O_1 的横摆惯量; T_1 为前车体的转向转矩; T_{a1} 为前桥总的回正力矩; a 为前车体质心 O_1 到前桥的距离; t_a 为前轴和后轴长度的 $1/2$; b 为前车体质心到铰接点距离。其中 $i=1,2,3,4$ 分别表示左前、右前、左后、右后轮。

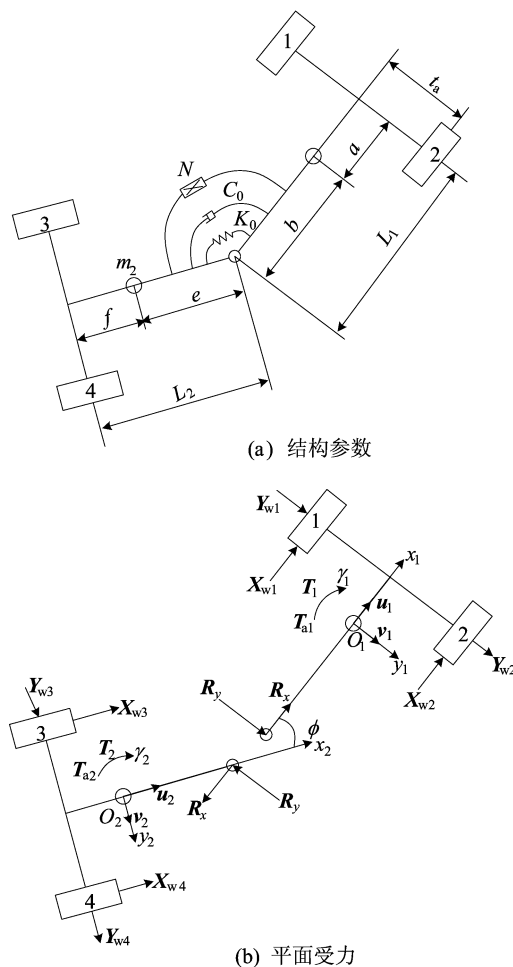


图 3 结构参数定义及平面受力情况

同理,得到后车体的运动方程为:

$$\begin{cases} m_2(\dot{u}_2 - v_2\gamma_2) = (X_{w3} + X_{w4}) - R_x \cos \phi - R_y \sin \phi, \\ m_2(\dot{v}_2 + u_2\gamma_2) = (Y_{w3} + Y_{w4}) + R_x \sin \phi - R_y \cos \phi, \\ I_2\dot{\gamma}_2 = T_2 + T_{a2} - fY_2 + t_a(X_{w3} - X_{w4}) + R_x e \sin \phi - R_y e \cos \phi \end{cases} \quad (2)$$

其中: m_2 为后车体质量; u_2 为后车体的纵向速度; v_2 为后车体的侧向速度; γ_2 为后车体的横摆角速度; ϕ 为铰接角度; I_2 为后车体关于质心 O_2

的横摆惯量; T_2 为后车体的转向转矩; T_{a2} 为后桥总的回正力矩; f 为后车体质心 O_2 到后桥的距离; e 为后车体质心到铰接点的距离。

前、后车体之间的铰接角度定义为:

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

其中: ϕ_0 为铰接角的初始值; t 为时间。

前、后车体通过铰接销轴连接,因此任一坐标系下销轴的速度必须兼容,则有:

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

加速度可表示为:

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

将 u_2 、 v_2 、 \dot{u}_2 和 \dot{v}_2 代入方程组(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:

$$\begin{cases} m_0 \dot{u}_1 = m_0 v_1 \gamma_1 - m_2 b \dot{\gamma}_1^2 - m_2 e \dot{\gamma}_2^2 \cos \phi - \\ m_2 e \dot{\gamma}_2 \sin \phi + F_1, \\ m_0 \dot{v}_1 = -m_0 u_1 \gamma_1 + m_2 b \dot{\gamma}_1 - m_2 e \dot{\gamma}_2^2 \sin \phi + \\ m_2 e \dot{\gamma}_2 \cos \phi + F_2, \\ (I_1 + m_2 b^2) \dot{\gamma}_1 = T_1 + T_{a1} + aY_1 + t_a \Delta X_1 - \\ bX_2 \sin \phi - bY_2 \cos \phi + m_2 b(u_1 \gamma_1 + \\ e\dot{\gamma}_2^2 \sin \phi) - m_2 b(e\dot{\gamma}_2 \cos \phi - \dot{v}_1), \\ (I_2 + m_2 e^2) \dot{\gamma}_2 = T_2 + T_{a2} - m_2 e(\dot{u}_1 \sin \phi - \\ \dot{v}_1 \cos \phi + b\dot{\gamma}_1 \cos \phi) + m_2 e \gamma_1 (u_1 \cos \phi + \\ v_1 \sin \phi - b\dot{\gamma}_1 \sin \phi) + t_a \Delta X_2 - L_2 Y_2 \end{cases} \quad (6)$$

其中: $m_0 = m_1 + m_2$; $F_1 = X_1 + X_2 \cos \phi - Y_2 \sin \phi$; $F_2 = Y_1 + X_2 \sin \phi - Y_2 \cos \phi$ 。

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:

$$\begin{cases} T_1 = K_\phi \phi + C_\phi \dot{\phi}, \\ T_2 = -K_\phi \phi - C_\phi \dot{\phi} \end{cases} \quad (7)$$

2.2 转向系统数学建模

根据图1和图2可知,基于模块化建模思想,将阀控全液压折腰转向系统分别按模块功能分为转向动力模块、转向控制模块和转向执行模块进行数学建模。

2.2.1 转向动力模块

阀控全液压折腰转向系统动力模块主要是内部集成了远程压力控制的负载敏感泵,泵内部设置负载敏感阀和压力限制阀,共同组成补偿阀组,

当泵口压力与负载压力作用于负载敏感阀两侧控制端时,稳态下的力平衡方程为:

$$\frac{\pi d^2}{4} (p_c - p_p) = k(x_{v0} + x_v) \quad (8)$$

其中: x_v 为变量比例控制阀芯位移; x_{v0} 为主阀芯弹簧预压缩量; k 为反馈弹簧刚度; p_c 为主阀的入口压力; p_p 为主阀的出口压力; d 为主阀阀芯的直径。

转向过程中,泵内负载敏感阀阀芯位移量 Δx 很小,阀口前后压差 $\Delta p = p_c - p_p$ 可以等效为一个常数,其大小主要由弹簧刚度 k 决定。根据流量连续方程,泵输出流量可表示为:

$$\begin{aligned} Q_p &= C_q A_p \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_c - p_p)} = \\ &C_q A_p \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} = K_p A_p \end{aligned} \quad (9)$$

其中: C_q 为节流阀阀口的流量系数; A_p 为小变量缸有效作用面积; K_p 为频率变转速增益系数; ρ 为油液密度。

主阀芯运动微分方程为:

$$\begin{aligned} \frac{\pi d^2}{4} (p_c - p_p) &= k(x_{v0} + x_v) + \\ &m_v \ddot{x}_v + \beta_v \dot{x}_v + k_v x_v \end{aligned} \quad (10)$$

其中: m_v 为阀芯质量; β_v 为有效体积弹性模量; k_v 为主阀弹簧刚度。

泵内设置有安全阀,使转向系统控制油路压力保持恒定,主阀的出口压力可表示为:

$$p_c = \frac{k_y (k_{y0} + x_{y\max})}{A_y} + \frac{k_{yr} x_{yr0}}{A_{yr}} \quad (11)$$

其中: k_y 为先导级弹簧刚度; k_{y0} 为先导级弹簧预压缩量; $x_{y\max}$ 为主阀最大阀口开度; A_y 为先导阀阀芯的有效作用面积; k_{yr} 为主阀级弹簧刚度; x_{yr0} 为主阀级弹簧预压缩量; A_{yr} 为主阀阀芯的有效作用面积。

流量方程可表示为:

$$Q_c = C_q \omega_y x_y \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_p - p_c)} \quad (12)$$

其中: ω_y 为主阀芯上节流口等效面积梯度; x_y 为主阀芯的位移量。

2.2.2 转向控制模块

转向控制模块液压元件主要包含液压转向器和流量放大阀,其性能直接影响转向系统的操作感受。转向器工作时,方向盘与转向器阀芯刚性连接,方向盘转角等于阀芯转角,记为 θ_r ; 阀套与计量马达转子刚性连接,定义阀套转角等于计量马达转子转角,记为 θ_m 。

阀芯与阀套的最大相对转角为 0.14 rad, 相对转角 θ_r 表示为:

$$\theta_r = \begin{cases} |\theta_F - \theta_m|, & \theta_r < 0.14; \\ 0.14, & \theta_r \geq 0.14 \end{cases} \quad (13)$$

计量马达转角可表示:

$$\theta_m = \int \frac{Q_1 - Q_{d1}}{D_m} \quad (14)$$

其中: Q_1 为流入转向油缸总的流量; Q_{d1} 为节流口的流量。

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黏性阻力矩, 鉴于黏性阻力矩相对摩擦阻力矩可忽略不计, 则计量马达力平衡方程为:

$$T_1 = D_m(p_5 - p_4) \quad (15)$$

其中: D_m 为计量马达排量; p_5 、 p_4 分别为计量马达阻尼孔前、后压力。从转向器输出口到先导口进入主阀控制端的流量表示为:

$$Q_4 = C_q A_0(x_z) \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_c - p_1)} = C_q \omega_r x_z \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_c - p_1)} \quad (16)$$

其中: C_q 为主阀节流孔流量系数; $A_0(x_z)$ 为主阀芯两端与主阀位移相关的节流孔开口面积; x_z 为主阀芯的位移量; ω_r 为主阀芯上节流口等效面积梯度; p_c 为流量放大器控制级流体流入阻尼孔的压力; p_1 为流量放大器控制级流体流出阻尼孔的压力。

流量放大阀两工作油口的流量, 设 A 口为出

$$Q_a = \frac{Q_A \omega_r}{\omega_z \sqrt{p_p - p_A}} \sqrt{\frac{k_z(x_{z0} + \frac{Q_A}{C_q \omega_z \sqrt{2(p_p - p_A)/\rho}}) + \frac{0.43 Q_A}{C_q \sqrt{2(p_p - p_A)/\rho}}(p_p - p_A)}{A_z}} \quad (22)$$

分析动态转向过程, 主阀芯处于连续运动状态, 本文分析时忽略流体的压缩性以及液动力, 且假设回油压力为 0, 即 $p_B = 0$, 则此时主阀芯的动态平衡方程可表示为:

$$p_A A_z - k_z(x_{z0} + x_z) - B_{zc} \dot{x}_z = m_z \ddot{x}_z \quad (23)$$

其中: B_{zc} 为活塞黏性阻尼系数; m_z 为主阀芯的质量。

联立上述方程(22)得到控制流量 Q_a 与主阀芯位移 x_z 之间的关系为:

$$Q_a = C_q \omega_r x_z \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{k_z(x_{z0} + x_z) + 0.43 \omega_z x_z (p_p - p_A)}{A_z}} \quad (24)$$

由式(24)可知, 当主阀芯进出口的压差一定时,

油口, B 口为回油口, 则 A 口和 B 口的流量可表示为:

$$Q_A = C_q A_0(x_z) \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_p - p_A)} = C_q \omega_z x_z \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_p - p_A)} \quad (17)$$

$$Q_B = C_q A_0(x_z) \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_B - p_0)} = C_q \omega_z x_z \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_B - p_0)} \quad (18)$$

其中: p_p 为系统泵的出口压力或主阀芯的进口压力; p_A 为左侧油缸有杆腔和右侧油缸无杆腔的流体压力或者主阀芯出口压力; ω_z 为流量放大器主阀口面积梯度; p_B 为左侧油缸无杆腔和右侧油缸有杆腔的流体压力或者主阀芯回口压力; p_0 为系统回油的压力。

不考虑泄漏量, 则有:

$$Q_A + Q_4 = Q_B \quad (19)$$

流量放大阀主阀的静态受力平衡方程:

$$(p_A - p_B)A_z - k_z(x_{z0} + x_z) - F_{sz} = 0 \quad (20)$$

其中: x_{z0} 为主阀芯弹簧的预压缩量; k_z 为主阀芯的弹簧刚度; A_z 为主阀芯的面积。

作用于主阀芯的液动力为:

$$F_{sz} = 0.43 A_0(x_z)(p_p - p_A) = 0.43 \omega_z x_z (p_p - p_A) \quad (21)$$

联立方程(16)~(18)、方程(20)、(21)得到控制流量 Q_a 与放大流量 Q_A 之间的关系为:

控制流量与主阀芯位移正相关, 但为非线性关系。

2.2.3 转向执行模块

阀控全液压负载敏感型转向系统的执行部件为转向液压油缸。依据图 2 和图 3 可知, 左、右两侧液压转向油缸的压力可表示为:

$$p_{L1} = p_{R2} = \begin{cases} p_A, & \dot{\theta}_F > 0; \\ p_B, & \dot{\theta}_F < 0 \end{cases} \quad (25)$$

$$p_{L2} = p_{R1} = \begin{cases} p_B, & \dot{\theta}_F > 0; \\ p_A, & \dot{\theta}_F < 0 \end{cases} \quad (26)$$

考虑油缸活塞处的泄露和油液压缩, 通过节流孔 C_4 流入左、右油缸的总流量可表示为:

$$Q_A = Q_{L1} + Q_{R2} = A_p \dot{x}_L + A_r \dot{x}_R + \frac{V_{L1}}{\beta_c} \dot{p}_{L1} + \frac{V_{R2}}{\beta_c} \dot{p}_{R2} + C_{ip}(p_3 - p_4) + C_{ip}(p_3 - p_4) \quad (27)$$

同理,推导出通过节流孔 C_4 流出左、右油缸的总流量可表示为:

$$Q_B = Q_{L2} + Q_{R1} = A_r \dot{x}_L + A_p \dot{x}_R - (V_{L2}/\beta_c) \dot{p}_{L2} - (V_{R1}/\beta_c) \dot{p}_{R1} + C_{ip}(p_3 - p_4) + C_{ip}(p_3 - p_4) \quad (28)$$

其中: 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; β_c 为液压油体积弹性模量; x_L 为左侧活塞杆位移; x_R 为右侧活塞杆位移; C_{ip} 为液压缸泄露系数; Q_{L1} 为左侧转向油缸有杆腔的流量; Q_{L2} 为左侧转向油缸无杆腔的流量; Q_{R1} 为右侧转向油缸有杆腔的流量; Q_{R2} 为右侧转向油缸无杆腔的流量; V_{L1} 为左侧转向油缸有杆腔的容积; V_{L2} 为左侧转向油缸无杆腔的容积; V_{R1} 为右侧转向油缸有杆腔的容积; V_{R2} 为右侧转向油缸无杆腔的容积。

在推导油缸压力微分方程时,假设零位处于油缸的中间行程(即铰接角为 0 位置),油缸压缩行程方向为油缸位移、速度的正向,反之为负,如图 4 所示。

油缸压力的微分方程可表示为:

$$\dot{p}_A = (Q_A + A_p \dot{x} - Q_{li} - Q_r) / C_{HA} \quad (29)$$

其中: 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; x 为油缸位移大小; Q_{li} 为转向油缸内部泄漏流量; Q_r 为安全阀流量; C_{HA} 为活塞室的液容。 C_{HA} 可表示为:

$$C_{HA} = \frac{1}{K} \left[\left(\frac{H}{2} - x_i \right) A_A + V_{dead} + V_{LA} \right] \quad (30)$$

其中: K 为流体体积模量; H 为油缸的总行程; V_{dead} 为油缸体内的死区容积; V_{LA} 为活塞侧传输管路的体积。

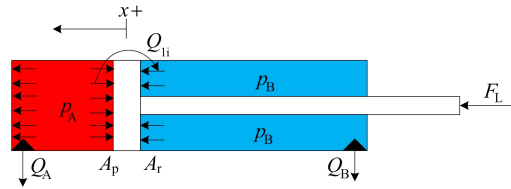


图 4 转向油缸压力流量图

同理推导出:

$$\dot{p}_B = \frac{1}{C_{HB}} (-Q_B - A_r \dot{x} + Q_{li} - Q_r) \quad (31)$$

$$C_{HB} = \frac{1}{K} \left[\left(\frac{H}{2} + x \right) A_r + V_{dead} + V_{LB} \right] \quad (32)$$

3 转向系统随动性能分析

本文基于铰接车辆 4-DOF 车体动力学模型和阀控全液压折腰转向系统数学模型,同时使用文献[21]推导的动态轮胎模型,通过调整前后轮侧向力系数来调整侧向力的大小,搭建阀控全液压折腰转向系统 AMESim-ADAMS/View 联合仿真平台,如图 5 所示。

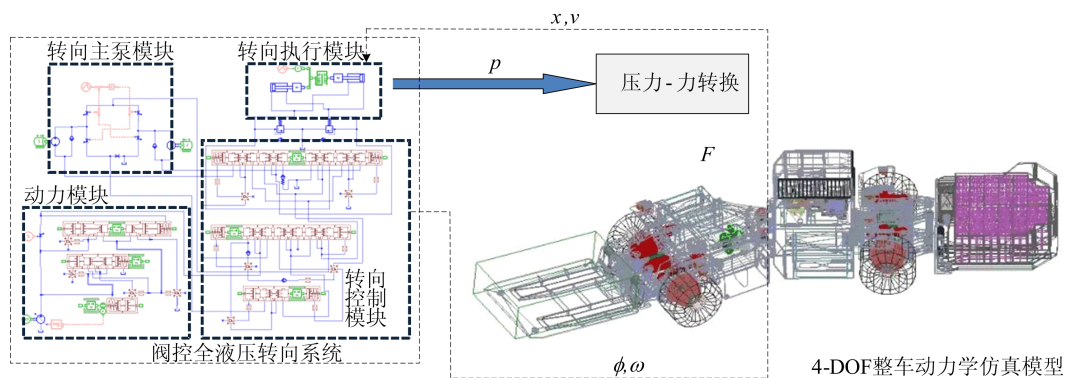


图 5 联合仿真系统框图

仿真平台将阀控全液压折腰转向系统输出的液压油压力转化为油缸的推力以及转向力矩,作为铰接车辆整车动力学模型的输入,阀控全液压转向系统输出的压力由整车模块求解的载荷确定,该载荷主要是由轮胎与地面产生的相反载荷以及系统背压决定。

整车模块输出折腰角、折腰角速度、横摆角和横摆角速度等^[22]。

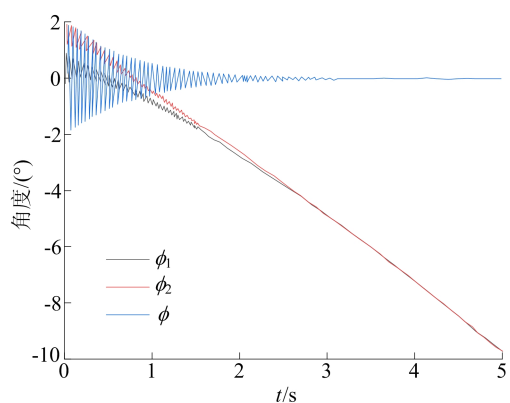
3.1 转向响应分析

当前,铰接车辆转向响应突出问题为方向盘转角角度与车体折腰不同步,存在响应滞后现象,其表现为:方向盘回正至零位时,车体铰接角未回正至零点,不能快速、准确地跟踪驾驶员期望值,使得驾驶员很难寻找一个合适的方向盘位置与车体铰接角逐一映射,需要不断地调节方向盘,容易产生转向响应不足、过度转向及蛇形运行振荡问

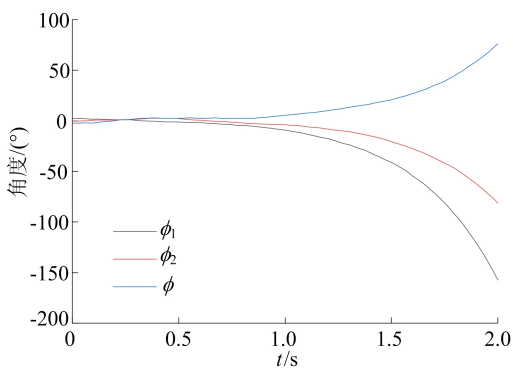
题。本文主要针对阀控液压折腰转向过程中的响应问题进行分析。

根据李雅普诺夫稳定性条件,矿山铰接车辆的稳定性与状态方程各特征值的实部有关。分析时基于轮边驱动铰接矿车阀控全液压转向系统数学模型矩阵的特征值,研究相应车辆模型的横向稳定性,找到相关模型的固有频率和振型。状态方程各特征值的实部为负(正)时,车辆处于稳定(不稳定)状态。接下来按照不同运动模式通过曲线进行特征值分析,主要分析特征值实部与轮边驱动铰接矿车前进速度之间的关系。

为获得前车体横摆角 ϕ_1 、后车体横摆角 ϕ_2 和车体铰接角 $\phi(\phi=\phi_2-\phi_1)$ 的时间响应特性,基于联合仿真平台,仿真时设定初始条件 $[v \ \gamma_1 \ \gamma_2 \ \phi \ \phi_1 \ \phi_2]^T = [0 \ 0 \ 0 \ -5 \ 5 \ 0]^T$,前轮胎或后轮胎的侧向力系数 $C_{y1}=8.0$ 、 $C_{y2}=4.0$,折腰刚度分别设定 3×10^8 、 $3 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$,车辆的行驶速度略高于临界速度($u=20 \text{ km}/\text{h}$)。仿真得到不同折腰刚度下前、后车体横摆角以及铰接角的时间响应曲线如图 6 所示。



(a) 折腰刚度为 $3 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$



(b) 折腰刚度为 $3 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$

图 6 铰接角度和前、后车体横摆角的时间响应曲线

由图 6a 可知,在初始激励之后,铰接角、前车

体横摆角和后车体横摆角均以高频振荡,随着时间的推移,振幅逐渐变小趋于稳定,使得前车体横摆角和后车体横摆角逐渐相同,整车的铰接角随着时间的推移逐渐变为 0,整车趋于稳定。

由图 6b 可知,当降低折腰刚度后,在初始扰动之后,铰接角、前车体横摆角和后车体横摆角基本不存在振荡,但随着时间的推移, ϕ 、 ϕ_1 和 ϕ_2 均出现振荡,且分歧越来越大。随着折腰刚度的减小,车体出现了折腰失控现象。当前在不改变现有折腰随动结构的前提下,降低折腰刚度最有效途径就是降低转向油缸油压。

基于仿真模型,研究分析转向系统不同压力下的转向响应情况,系统压力分别设定为 5、10、15、20 MPa,车辆运行车速设定为 20 km/h,路面选择良好的水泥路面,附着系数为 0.7,按照方向盘快转慢回和慢转快回 2 种模式作为输入,前面 2 个周期方向盘为快转慢回转动,中间保持方向盘转角为 0° 状态,后 2 个周期为慢转快回转动,输入信号型式均为斜坡信号,快转和快回周期均为 0.5 s 内方向盘转角由 0° 匀速增至 100° ,慢转和慢回周期均为 1.0 s。在以上输入条件下,分别对车体折腰角度、前车体横摆角速度响应进行了仿真研究,仿真结果如图 7 所示。

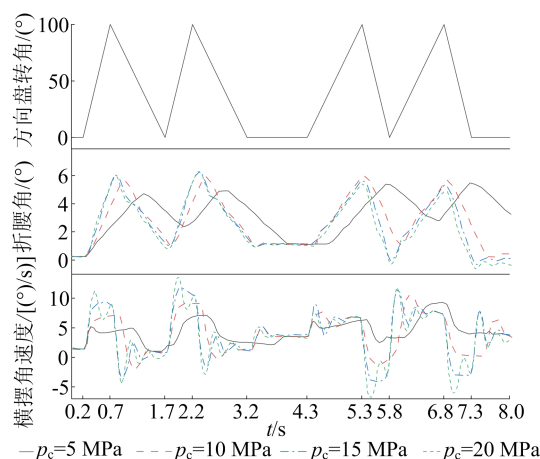


图 7 转向系统不同压力对转向响应的影响

由图 7 可知,按照预设方向盘输入条件下,转向系统输入油压对铰接车辆的转向响应、转向跟随影响较大,存在明显的响应滞后和转向偏差问题,但随着多次的反复调节,车辆均能回到零点。随着转向系统输入油压的降低,转向跟随误差越来越大,响应滞后时间也越来越长,车体不足转向问题越来越严重,出现了转向过程无法及时跟随驾驶员转向要求的情况,影响车辆的操纵性能,但

降低转向系统油压却能够减弱系统振荡。

铰接车辆实际行驶过程中,驾驶员无法如此快速、反复调整方向盘,使得在较低频率调节方向盘情况下,较低的转向系统压力时,车辆会形成较大转向误差和响应滞后,驾驶员根本无法按照期望路径行驶,影响车辆的行驶安全性。

3.2 转向稳定性分析

分析研究阀控全液压转向系统相关参数对铰接车辆稳定性的影响,研究时选取 2 种典型工况:第 1 种工况选择前轮胎或后轮胎的侧向力系数 $C_{y1}=8.0$ 、 $C_{y2}=4.0$,车辆模型具有稳态过度转向行为,其定义为“过度转向工况”;第 2 种工况选择前轮胎或后轮胎的侧向力系数 $C_{y1}=8.0$ 、 $C_{y2}=8.0$,其定义为“中性转向工况”。

基于上述 2 种工况,基于联合仿真平台,重点研究转向油缸泄漏常数 K_{L0} 变化对铰接车辆稳定性的影响。按照第 1 种工况“转向过度”模式,选取泄漏常数 K_{L0} 分别为 0、0.001、0.010、0.100,仿真得到特征值实部曲线如图 8 所示。

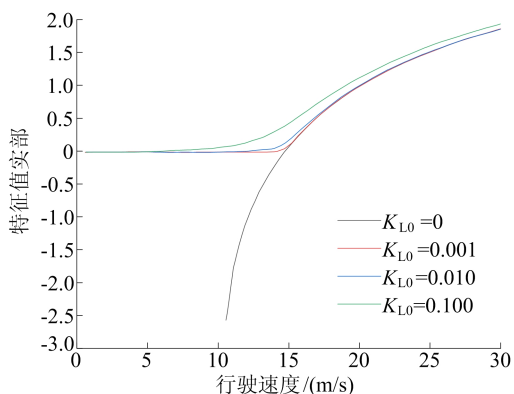


图 8 K_{L0} 变化对转向过度车辆稳定性的影响

由图 8 可知,当阀控全液压折腰转向系统无泄露的情况下,铰接车辆转向模式与 2 自由度刚性车辆过度转向模式接近,在转向过度的情况下,临界速度为 14.85 m/s。但系统一旦存在泄露,则在整体行驶速度范围内都是不稳定的,且随着泄露系数的增加,临界速度逐渐减小,车辆运动状态也越来越不稳定。

按照第 2 种工况“中性转向”模式,选取泄漏常数 K_{L0} 分别为 0 和 0.01 时,选取 7 种阻尼最小的运动模式,模式 1 对应于以 30.0 Hz 的固有频率振荡的蛇形运动模式,得到特征值实部如图 9 所示。

从图 9 可以看出,以 30.0 Hz 的固有频率振

荡的蛇形运动在整个行驶速度范围内,阻尼衰减率近似为 0,引入泄露后,特征值的实部曲线整体下移,绝对值增大,稳定性提升。同时可知随着泄露系数 K_{L0} 的增加,蛇形运动模式的稳定裕度增加,在中性转向运动(或转向不足运动)时,在阀控全液压转向系统中引入流体泄漏,能够降低蛇形振荡的幅值,可提高车辆在蛇形运动模式的稳定性。

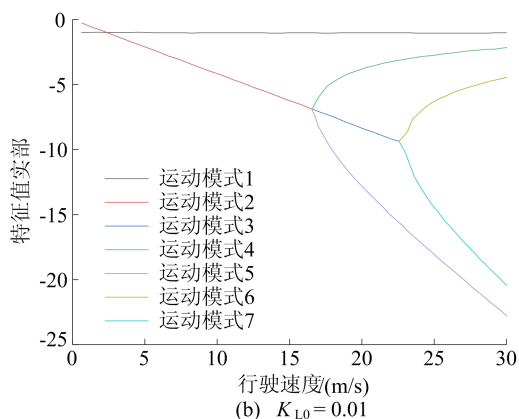
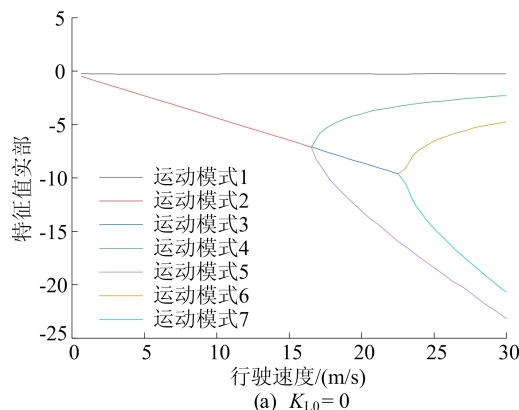


图 9 K_{L0} 为 0、0.01 时特征值相对于行驶速度的实部

实际中阀控全液压转向系统泄露是无法避免的,且调整折腰刚度的途径也有限,而影响泄露系数变化的因素主要有油液温度、压力和部件结构等。鉴于本文的研究对象,以及影响折腰刚度和泄露系数的主要因素,重点研究油液压力变化对铰接矿车稳定性的影响,降低系统油液压力,能够有效降低系统油液泄露系数,也能够降低系统折腰刚度,同时降低了转向油缸的输出力,减少了油液介质的压缩,在外部激励作用时容易产生振荡。

为定量研究折腰随动系统不同压力输入时对铰接车辆存在外部激励时稳定性的影响,设计了一种方向盘输入信号来分析车体振荡状态,模型输入如图 10 所示。车辆按照车速 20 km/h 匀速行驶,方向盘输入一组三角形波状信号,0~

<0.2 s 方向盘处于零点位置, $0.2 \sim <0.7$ s 方向盘角度由 0° 匀速增加至 100° , 随后在 $0.7 \sim <1.2$ s 方向盘角度由 100° 匀速减小至 0° 。当方向盘回正后, 车辆进入稳定行驶状态后, 在 2.5 s 时给车辆左侧轮胎施加一个持续 0.1 s、幅值为 300 kN 的轮胎地面激励。

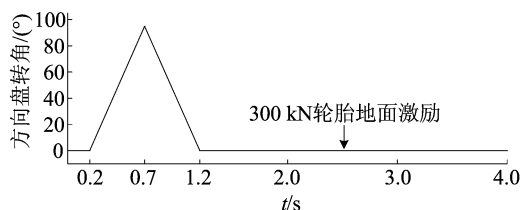


图 10 方向盘输入信号及外部激励输入

同时, 为进一步研究折腰随动系统不同压力下转向系统油压特性对整车转向稳定性的影响, 基于以上仿真输入条件, 转向系统油压分别选择 5 、 10 、 15 、 20 MPa, 基于联合仿真平台, 仿真得到转向油缸的进、出口压力变化曲线如图 11 所示, 整车折腰角度及车体横摆角速度变化曲线如图 12 所示。

由图 11、图 12 可知, 铰接车辆整个转向过程中, 转向油缸内部油压随着输入油压的减小而降低, 转向后期的残存转向惯性力降低, 车体振荡行为变轻、振荡变弱。但是, 铰接车体回正无法与方向盘回正逐一映射, 存在着严重的转向滞后现象, 且压力越低, 滞后误差越大, 同时随着油压的降低, 偏差值越来越大。铰接车辆在面对外界干扰时, 系统输入油压越低, 铰接车辆阀控全液压折腰转向系统的转向油缸压力振荡越严重, 抵抗外界干扰的能力越弱, 车体振荡幅值越大。究其主要原因是较低的转向系统油压使得转向液压系统的等效弹性模量变低, 导致铰接车辆横向刚度不足, 且其不足特性随着转向系统油压的降低而增大, 一旦出现外界干扰时, 不足的转向刚度更容易引起车辆振荡, 影响车辆的转向稳定性。

通过上述转向响应分析和稳定性分析, 为了有效遏制和改善阀控全液压折腰转向系统暴露出的问题, 分布式驱动构型类折腰转向可以采用基于差动转矩补偿的阀控折腰随动转向系统, 利用驱动各轮可独立控制的特点, 调节轮边驱动轮输出差动力矩, 对其固有阀控折腰随动转向性能进行综合调控, 降低转向过程中对阀控全液压转向方式的依赖, 该方案在不改变固有硬件的情况下, 单纯通过软件升级即可完成折腰性能提升。同时

也可以将阀控全液压折腰转向系统闭式化、线控化和电动化, 考虑采用电液闭式直驱线控铰接转向控制系统, 在省去了阀控全液压转向系统中流量放大阀、蓄能器、各种阀等系统部件, 减少了液压管路的数量, 为整车节省较大的空间。还可以考虑采用电动缸替代阀控液压缸折腰转向等构型的研究。

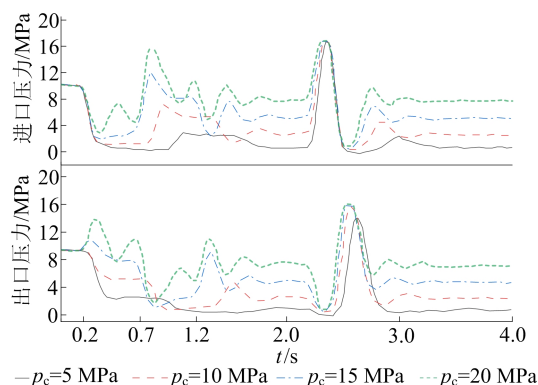


图 11 转向系统不同压力下油压变化曲线

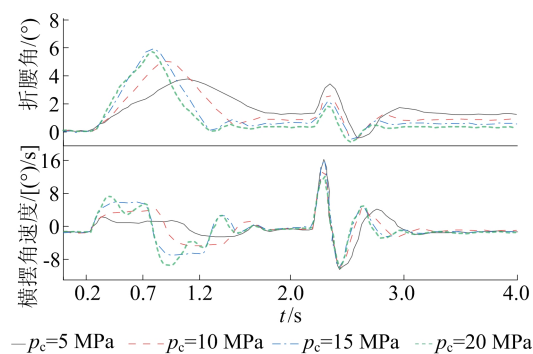


图 12 转向系统不同压力下车体稳定性对比曲线

4 结 论

本文在对阀控全液压折腰转向系统机理进行分析的基础上, 建立了典型铰接车辆 4-DOF 车体动力学模型, 并基于李雅普诺夫稳定性条件, 创新性地提出了一种利用特征值曲线与车辆运动参数曲线相结合来判断折腰转向稳定性的判定方法。采用模块化思想建立了阀控全液压折腰转向系统数学模型, 同时搭建了联合仿真平台, 通过仿真分析得知: 阀控全液压折腰转向系统一旦存在泄露, 则在整个动态转向过程中都是不稳定的, 且随着泄露系数的增加, 临界速度逐渐减少, 车辆运动状态越来越不稳定; 相反, 在蛇形运动模式时, 随着泄露系数的增加, 稳定裕度不断增加, 稳定性得到提高。同时, 发现阀控全液压折腰转向系统油压

对铰接车辆转向响应和转向稳定性具有重要影响,降低系统压力能够提升车辆蛇形运动模式的稳定性、减弱系统振荡、提升转向过程中能效,并降低转向系统元部件性能要求,提升产业化前景。但是,降低转向系统油压会导致车辆横向刚度和抵抗外部干扰变弱、转向响应变差,转向滞后严重,影响铰接矿车的转向稳定性和驾驶安全性。

[参 考 文 献]

- [1] 徐涛. 分布驱动铰接车辆差动辅助液压转向控制研究[D]. 北京:北京科技大学,2019.
- [2] 田晋跃,贾会星. 大型工程机械全液压转向流量放大阀的技术特点分析[J]. 中国工程机械学报,2006,4(1):43-46.
- [3] 周鑫,李阁强,雷贤卿,等. 集成能量再生模块的全液压转向系统分析[J]. 中国机械工程,2022,33(18):2227-2233.
- [4] 任志勇,石琴,沈杰,等. 基于混合寻优的矿车车辆重载牵引实心轮胎模型参数辨识[J]. 煤炭学报,2023,48(10):3937-3946.
- [5] 任志勇,石琴,赵远,等. 矿用双电机双轴驱动铰接车辆转矩协调控制[J]. 工程科学与技术,2021,53(3):173-179.
- [6] 李蓉,殷晨波,马伟,等. 基于面部信息的挖掘机驾驶员疲劳特征提取[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版),2020,43(10):1341-1345,1409.
- [7] 王家钥,常九健. 基于线控转向的差动转向控制策略研究[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版),2023,46(8):1064-1069,1108.
- [8] 梅炜炜,高晓程,赵林峰,等. 综合质心侧偏角和横摆角速度反馈主动转向控制[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版),2020,43(12):1601-1607.
- [9] 唐查强,陈奇,侯庆伟,等. 集成式电子液压线控制动系统建模与仿真[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版),2024,47(4):472-478.
- [10] JOY D,SEKARAN K. Electronic pump control and benchmarking of simulation tools AMESim and GT suite[D]. Linkping;Linkping University,2011.
- [11] DAHER N,IVANTYSYNOVA M. A virtual yaw rate sensor for articulated vehicles featuring novel electro-hydraulic steer-by-wire technology[J]. Control Engineering Practice,2014(30):45-54.
- [12] 柳琼璞. 70 t 矿用自卸车转向液压系统设计与仿真研究[D]. 西安:长安大学,2013.
- [13] 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):28-59.
- [14] 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.
- [15] NAYI T,NIKOLAKOPOULOS G,GUSTAFSSON T. Effect of kinematic parameters on MPC based on-line motion planning for an articulated vehicle[J]. Robotics and Autonomous Systems,2015,70:16-24.
- [16] YIN Y,RAKHEJA S,YANG J,et al. Effect of articulated frame steering on the transient yaw responses of the vehicle[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D-Journal of Automobile Engineering,2018,232(3):384-399.
- [17] YIN Y,RAKHEJA S,BOILEAU P. EMulti-performance analyses and design optimisation of hydro-pneumatic suspension system for an articulated frame-steered vehicle[J]. Vehicle System Dynamics,2019,57(1):108-133.
- [18] NISHIMURA S,MATSUNAGA T. Analysis of response lag in hydraulic power steering system[J]. JSAE Review,2000,21(1):41-46.
- [19] 张广庆,朱思洪,李伟华. 铰接摆杆式大功率拖拉机原地转向仿真与实验[J]. 农业机械学报,2012,43(10):25-30.
- [20] 邱林宾,曹鑫,金纯. 高精度地下铰接式车辆全液压转向动力学建模[J]. 矿山机械,2021,49(4):18-24.
- [21] 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.
- [22] 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.

(责任编辑 吴亮)