doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.10.068

高地隙喷雾机全液压多轮转向控制系统设计与试验

傅梁起[1,2]　王龙龙[1,2]　毛恩荣[1,2]　宋正河[1,2]　李　臻[1,2]　李　平[3]

(1.中国农业大学工学院,北京 100083;2.智能农业动力装备全国重点实验室,北京 100083;
3.塔里木大学机械电气化工程学院,阿拉尔 843300)

摘要:针对高地隙自走式喷雾机大型化易导致转向不便、易碾压作物等问题,设计了一种可实现四轮转向与蟹行的全液压负载敏感型多轮转向控制系统。其中前轮转向液压缸无杆腔串联,并接入可自行补油或卸油的补偿油路,后轮各转向液压缸独立运动,以满足不同转向模式下的阿克曼转向特性。建立了转向液压系统数学模型、转向系统控制模型和 Matlab/Simulink 仿真模型,并搭建了实车试验平台。在四轮转向补偿控制对比试验中,开启补偿控制后前轮最大阿克曼转角偏差为 1.87°,关闭后则达 6.08°。在蟹行模式下,自动控制试验中前轮最大转角偏差为 2.09°,后轮为 2.71°。在补偿控制情况下,前后轮转角偏差均小于阈值 3°。试验结果表明,所设计转向控制系统可实现四轮转向和蟹行行驶,满足不同转向模式下的阿克曼转向特性,提高了大型自走式喷雾机在复杂工况下的转向灵活性。

关键词:高地隙喷雾机;转向控制;液压系统;多轮转向

中图分类号:S224.3　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2025)10-0746-12　　**OSID**:

Design and Test of Full Hydraulic Multi-wheel Steering Control System for High Ground Clearance Sprayer

FU Liangqi[1,2]　WANG Longlong[1,2]　MAO Enrong[1,2]　SONG Zhenghe[1,2]　LI Zhen[1,2]　LI Ping[3]

(1. *College of Engineering*, *China Agricultural University*, *Beijing* 100083, *China*
2. *State Key Laboratory of Intelligent Agricultural Power Equipment*, *Beijing* 100083, *China*
3. *College of Mechanical and Electronic Engineering*, *Tarim University*, *Alar* 843300, *China*)

Abstract: In response to the inconvenience and crop trampling issues caused by the large-scale of high clearance self-propelled sprayer, a full hydraulic load-sensitive steering control system that can achieve four-wheel steering and crab steering was designed. In this system, the rodless chambers of the front wheel steering hydraulic cylinders were connected in series and connected to a compensation oil circuit that can replenish or unload oil automatically. Each rear wheel steering hydraulic cylinder operated independently. Such a design met the Ackermann steering characteristics under different steering modes. Mathematical models of the steering hydraulic system, steering system control models and Matlab/Simulink simulation models were established, and a real vehicle test platform was constructed. In the comparative experiments of four-wheel steering compensation control, the maximum Ackermann steering angle deviation of the front wheels was 1.87° with compensation control activated, whereas it reached 6.08° when deactivated. In crab steering mode, during automatic control experiments, the maximum steering angle deviation of the front wheels was 2.09°, and for the rear wheels, it was 2.71°. With compensation control intervention, the steering angle deviation of both front and rear wheels was less than the 3° threshold. Experimental results demonstrated that the designed steering control system can achieve four-wheel steering and crab steering, meeting the Ackermann steering principles under different steering modes and improving the maneuverability of high clearance self-propelled sprayers in complex operating conditions.

Key words: high ground clearance sprayer; steering control; hydraulic system; multi-wheel steering

收稿日期:2024-06-13　修回日期:2024-07-13

基金项目:兵团财政科技计划项目(2022DB001)和拼多多-中国农业大学研究基金项目(PC2023B01005)

作者简介:傅梁起(1999—),男,硕士生,主要从事液压系统与智能控制技术研究,E-mail:KikyFuleung@foxmail.com

通信作者:李臻(1988—),男,副教授,博士生导师,主要从事农机装备智能传感与控制技术研究,E-mail:zhenli@cau.edu.cn

0　引言

高地隙自走式喷雾机以其离地间隙高、载药量大、喷药覆盖面积广等诸多优点，被广泛用于高秆作物的土壤消毒和病虫害治理等植保作业中[1]。然而，高地隙自走式喷雾机质量与尺寸普遍较大，运动灵活性相对较差，且田间密布的作物与农业设施在很大程度上限制了喷雾机的活动范围[2]。

近年来，国内外学者针对上述问题展开了大量研究。其中，多种转向模式可减小喷雾机转向半径[3]，并使其具备斜向行驶功能，极大提升了喷雾机通过性和机动性[4-5]，同时减轻对作物的碾压[6]。大型喷雾机转向时转向系统所需转向功率大，全液压转向系统具有功率大、响应速度快的特点[7]。因此，全液压多轮转向系统是高地隙喷雾机转向系统的主要研究方向[8-9]。窦玲静[10]根据高地隙自走式喷雾机特点，设计了轮距可调的转向系统，减轻了喷雾机在不同转向模式下的轮胎磨损。夏长高等[11]设计了一种可实现两轮转向、四轮转向和蟹行的全液压转向系统，AMESim 仿真和试验结果表明所设计转向系统可有效改善转向不灵活、前后轮转向不同辙的问题。扈凯等[12]分析了转向动力学，设计了一种高地隙自走式喷雾机多模式液压转向系统，通过 2 个对称液压缸分别控制前、后轮转向，采用负载敏感油路和 PID 算法实现了前、后转向轮同步转动，有效提升了喷雾机机动性。李伟等[13]针对不同转向模式下阿克曼转向需求设计了喷雾机多模式全液压转向系统，实现了自动控制和人工驾驶下的多轮转向，并结合转向过程各轮转速耦合问题展开滑移控制研究，提升了喷雾机操纵稳定性。林立恒等[14]设计了可调前束角的自走式喷雾机转向系统，提升了喷雾机对不同工况的适应能力；童钦[15]设计的液压多轮转向系统增添了原地转向功能，极大提升了喷雾机小场地转向性能；周志艳等[16]采用四轮四电机独立转向机构实现了稻田喷雾机的平行移动，并基于该构型研究了导航算法，提高了导航性能。

分析研究现状可知，关于自走式喷雾机全液压多轮转向系统研究主要集中在前后轮协调转向方面，基本实现了四轮转向，部分研究考虑了蟹行和原地转向的需求。尽管多数研究中分析了不同转向模式的阿克曼转向特性，但转向机构设计基本针对前轮转向展开。因此，在实际转向控制中，四轮转向不符合阿克曼转向几何关系，造成严重的轮胎侧滑和磨损[13]。

针对上述问题，本研究设计可实现多轮转向的高地隙自走式喷雾机负载压力传感全液压转向系统，以四轮转向和蟹行模式为主要研究内容，建立转向控制系统数学模型，通过 Matlab/Simulink 仿真分析和田间转向控制试验验证所设计转向系统的控制精度和阿克曼转向特性。

1　转向控制系统设计

1.1　转向模式

喷雾机转向时，转角的耦合关系与转向模式相关。各轮转角应符合阿克曼转向原理，即各轮仅发生纵向纯滚动，不发生纵向滑转与侧向滑移[3]。如图 1 所示，四轮转向模式下，各轮除绕轮胎自身轮心轴线自转外，还应绕同一转向轴线公转，此时内轮转角大于外轮转角。蟹行时转角大小及方向均相等，如图 2 所示，此时各轮轴线相互平行[17]。

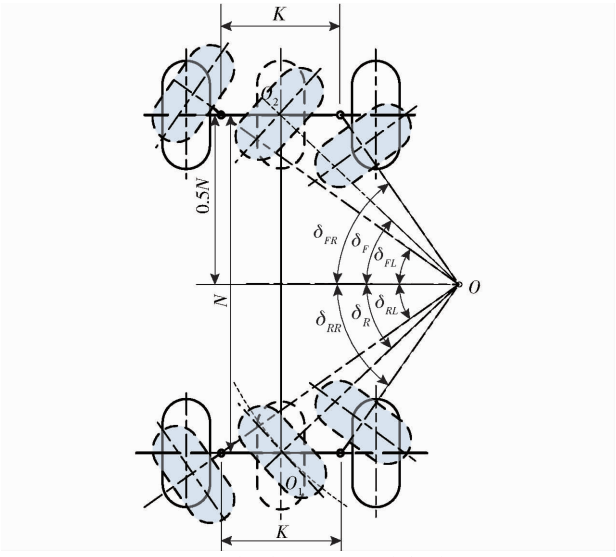


图 1　四轮转向阿克曼转角关系

Fig. 1　Four-wheel steering angle relationship

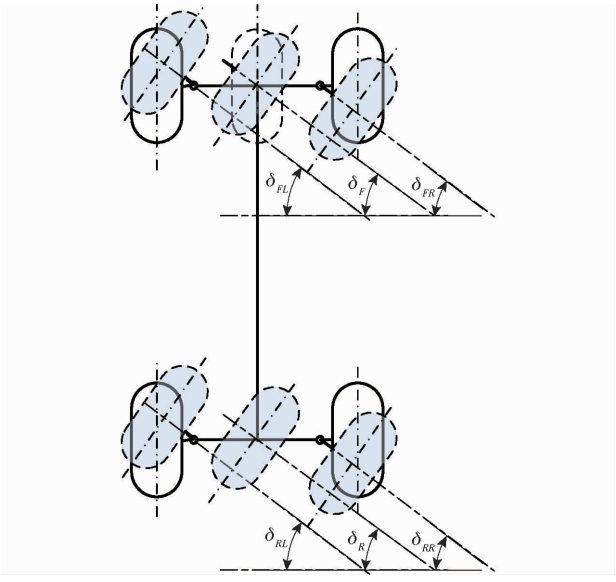


图 2　蟹行转角关系

Fig. 2　Crab crawling steering angle relationship

四轮转向模式下,前轴理想内外轮转角为

$$\begin{cases}\delta_{FR}=\operatorname{arccot}\left(\cot\delta_F-\dfrac{K}{N}\right)\\ \delta_{FL}=\operatorname{arccot}\left(\cot\delta_{FR}+\dfrac{2K}{N}\right)\end{cases}\tag{1}$$

式中 K——轮距,m

N——轴距,m

δ_F——将四轮车辆简化为两轮车模型时前轮等效转向角,左转时为正值,rad

δ_{FL}、δ_{FR}——由转向机构实现的左转向轮、右转向轮实际转向角,rad

后轮理想转向角为

$$\begin{cases}\delta_R=-\delta_F\\ \delta_{RL}=-\delta_{FL}\\ \delta_{RR}=-\delta_{FR}\end{cases}\tag{2}$$

式中 δ_{RL}、δ_{RR}——左后转向轮、右后转向轮实际转向角,rad

δ_R——将四轮车辆简化为两轮车模型时后轮等效转向角,rad

蟹行运动模式下,各轮理想转角为

$$\delta_F=\delta_{FL}=\delta_{FR}=\delta_R=\delta_{RL}=\delta_{RR}\tag{3}$$

实际农业机械转向系统中,受四轮定位参数[18-19]和轮胎材料、结构影响,各轮轴线并不处在同一水平面,转向时各轮转角与理想阿克曼转角存在一定偏差。一般认为各轮与理想转角偏差在 3°内即可认为符合阿克曼转向理论[20]。

1.2 液压油路设计

传统全液压转向系统多采用开心式全液压转向系统或闭心式全液压转向系统,常由恒流泵或恒压变量泵配套供油,在负载波动频繁的工况下容易出现流量或压力不稳定问题。负载敏感型转向系统采用负载传感转向器,配合优先流量分流阀,可使输出流量和压力与负载相匹配,具有工作效率高的优点[21-23]。为实现多轮转向,确保油路更节能、流量更稳定,设计了如图 3 所示的负载敏感型全液压转向控制油路,对应的转向机构布置示意图如图 4 所示。

为了保证车辆能够安全、可靠地实现转向,在该油路中采用优先流量分流阀 16 优先保障全液压转向器的供油流量,并使其流量不受负载压力变化的影响。在优先保障全液压转向器流量的基础上,优先流量分流阀 15 保障转向控制阀块流量。在转向控制阀块中,各液压缸控制阀的进油道上均串联定差减压阀进行串联压力补偿,使各比例阀控制节流口压差基本不变,从而保证各油路的供油流量不受负载压力变化影响。

2 个前轮转向液压缸 25 和 26 的无杆油腔串联

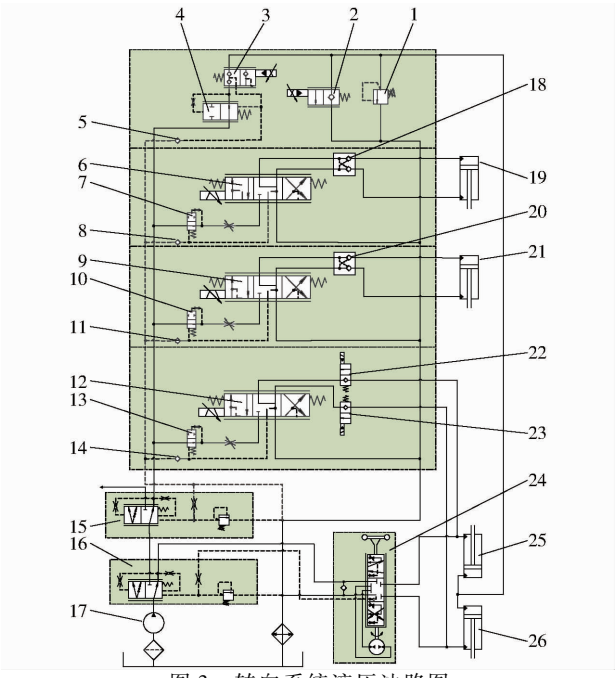


图 3 转向系统液压油路图

Fig. 3 Steering system hydraulic circuit diagram

1. 溢流阀 2. 两位两通比例排油换向阀 3. 两位三通比例补油换向阀 4、7、10、13. 定差减压阀 5、8、11、14. 负载压力传感单向阀 6、9、12. 三位五通比例换向阀 15、16. 负载传感优先流量分流阀 17. 液压泵 18、20. 双向液控单向阀 19、21、25、26. 转向液压缸 22、23. 两位两通电磁换向阀 24. 负载传感闭心式全液压转向器

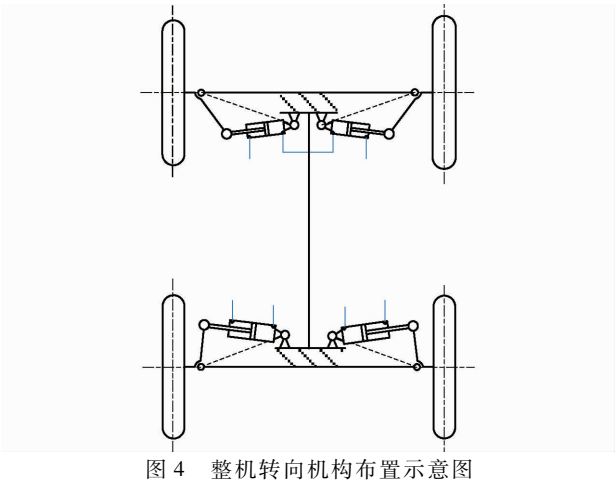


图 4 整机转向机构布置示意图

Fig. 4 Diagram of steering mechanism layout

连接,由全液压转向器或前转向轮控制阀块控制前轮转向液压缸的供油量。前转向液压缸无杆串联腔容积由补偿控制阀块控制,转向补偿控制阀块通过向液压缸串联油路补油或将串联油路的油液适量排出,既可用于调节前轮前束角,也可在四轮转向或蟹行时使左右前导向轮的转向角变化符合阿克曼转向特性。为避免串联油腔失压,仅在转向角发生变化时打开比例排油换向阀。

2 个三位五通比例换向阀 6 和 9 分别用来控制 2 个后转向液压缸,以实现左右后转向轮转向。

所采用的三位五通比例换向阀中位机能为 Y 型，为避免失压，后转向控制阀块中分别采用 2 个双向液控单向阀 18 和 20 用以锁紧后轮转向液压缸 19 和 21；前转向轮控制阀块中采用座阀 22、23 用于锁紧前轮转向液压缸。

参考同类机型液压系统负载需求[12-13]，查阅国内液压厂商液压泵技术手册，确定液压泵为 2ZGPA0D30S1L1－R 型齿轮泵，出口额定压力为 16 MPa，额定流量为 75 L/min，将转向液压系统额定压力定为 16 MPa。参照拖拉机设计手册，结合转向机构参数，确定液压油缸为 WG3A－70－45－01 型。由流量需求确定螺纹插装阀基准通径为 10 mm，在 HydraForce 产品手册中选择所需螺纹插装阀。液压元件型号见表 1。

表 1　主要液压元件明细

Tab.1　Main hydraulic components list

名称	型号
两位两通比例换向阀	HydraForceSP10－20
两位三通比例换向阀	HydraForceSPCL10－32
定差减压阀	HydraForceEC10－32
三位五通比例换向阀	HydraForceSP10－57
齿轮泵	赞恩达 2ZGPA0D30S1L1－R
转向液压缸	WG3A－70－45－01

2　系统建模与控制器设计

2.1　转向液压系统建模

为分析转向液压系统特性、便于在仿真中验证所设计转向控制油路的控制逻辑，同时进行控制参数优化，建立所设计的转向控制系统数学模型。建模过程对液压油路进行如下假设：①忽略管道内的摩擦损失、元器件泄漏；在液压缸腔内不会出现饱和或空穴现象，在每个管道和液压缸腔内各点压力相同，温度和密度均为常数，且回油道压力等于大气压。②阀具有理想的响应能力，控制电流变化立刻引起阀芯位移；定差减压阀对电液比例换向阀的压力补偿为定值；开关阀简化为逻辑元件；液压油流经比例阀的过程视作孔口出流，油液在液压缸油腔内的运动简化为受压缩从而产生压力。

理想简化后补偿阀流量方程为

$$q_{F1}=\begin{cases}K_{sv1}(u_{svFm2}-u_{svFm1}) & (u_{svF}>u_{svFm2})\\ K_{sv1}(u_{svF}-u_{svFm1}) & (u_{svFm1}\leqslant u_{svF}\leqslant u_{svFm2})\\ 0 & (-u_{svFm1}<u_{svF}<u_{svFm1})\\ K_{sv2F1}(u_{svF}+u_{svFm1}) & (-u_{svFm2}\leqslant u_{svF}\leqslant -u_{svFm1})\\ K_{sv2F1}(u_{svFm1}-u_{svFm2}) & (u_{svF}<-u_{svFm2})\end{cases} \tag{4}$$

其中

$$\begin{cases}K_{sv2j}=C_d k_{sv}\sqrt{\dfrac{2\Delta p_j}{\rho}}\\ K_{sv1}=C_d k_{sv}\sqrt{\dfrac{2\Delta p_L}{\rho}}\end{cases} \tag{5}$$

式中　q_{F1}——补偿控制阀块对左右前轮液压缸无杆串联腔的补偿流量，油液进入油腔为正，排出油腔为负，m^3/s

K_{sv1}——比例换向阀供油流量增益，$m^3/(V\cdot s)$

K_{sv2j}——比例换向阀排油流量增益，$m^3/(V\cdot s)$

Δp_j——比例换向控制阀排油时液压缸排油腔与回油道之间压降，Pa

k_{sv}——比例换向控制阀供油节流口通流面积增益，m^2/V

u_{svF}——比例换向阀控制信号电压，V

u_{svFm1}——比例换向控制阀 2、3 控制信号不灵敏区电压，V

u_{svFm2}——比例换向控制阀 2、3 节流孔最大开度控制信号电压，V

C_d——比例换向控制阀供油口流量系数

ρ——油液密度，kg/m^3

Δp_L——定差减压阀串联压力补偿的设置控制压降，Pa

其中 j 可取为 F_1、FR_2、FL_2 等，分别对应前轮液压缸无杆串联腔、右前缸有杆腔、左前缸有杆腔等。前转向轮控制阀块中三位五通比例换向阀数学模型建模过程类似补偿阀，流量方程为

$$q_{FL2}=\begin{cases}K_{sv1}(u_{svm2}-u_{svm1}) & (u_{sv}\geqslant u_{svm2})\\ K_{sv1}(u_{sv}-u_{svm1}) & (u_{svm1}\leqslant u_{sv}<u_{svm2})\\ 0 & (-u_{svm1}<u_{sv}<u_{svm1})\\ K_{sv2FL2}(u_{sv}+u_{svm1}) & (-u_{svm2}<u_{sv}\leqslant -u_{svm1})\\ K_{sv2FL2}(u_{svm1}-u_{svm2}) & (u_{sv}\leqslant -u_{svm2})\end{cases} \tag{6}$$

$$q_{FR2}=\begin{cases}K_{sv2FR2}(u_{svm1}-u_{svm2}) & (u_{sv}\geqslant u_{svm2})\\ K_{sv2FR2}(u_{svm1}-u_{sv}) & (u_{svm1}\leqslant u_{sv}<u_{svm2})\\ 0 & (-u_{svm1}<u_{sv}<u_{svm1})\\ -K_{sv1}(u_{sv}+u_{svm1}) & (-u_{svm2}<u_{sv}\leqslant -u_{svm1})\\ K_{sv1}(u_{svm2}-u_{svm1}) & (u_{sv}\leqslant -u_{svm2})\end{cases} \tag{7}$$

式中　u_{svm1}——三位五通比例换向阀控制信号不灵敏区电压，V

u_{svm2}——三位五通比例换向阀节流孔最大开度控制信号电压，V

u_{sv}——比例换向控制阀控制信号电压，V

q_{FL2}、q_{FR2}——比例换向控制阀流向左、右前转向液压缸有杆腔流量，m^3/s

结合转向液压缸的流量连续性方程和负载平衡方程，比例阀控制前轮转向液压缸状态方程为

$$\begin{cases} \dot{x}_{pFL} = v_{pFL} \\ \dot{x}_{pFR} = v_{pFR} \\ \dot{v}_{pFL} = (A_1 p_{F1} - A_2 p_{FL2} - F_{LFL})/M_t \\ \dot{v}_{pFR} = (A_1 p_{F1} - A_2 p_{FR2} - F_{LFR})/M_t \\ \dot{p}_{FL2} = \dfrac{\beta_e (A_2 v_{pFL} + q_{FL2})}{V_{20} - A_2 x_{pFL}} \\ \dot{p}_{FR2} = \dfrac{\beta_e (A_2 v_{pFR} + q_{FR2})}{V_{20} - A_2 x_{pFR}} \\ \dot{p}_{F2} = \dfrac{\beta_e [q_{F1} - A_1 (v_{pFL} + v_{pFL})]}{2V_{10} + A_1 (x_{pFL} + x_{pFR})} \end{cases} \tag{8}$$

式中 β_e——油液等效体积弹性模量，Pa

x_{pFL}、x_{pFR}——左、右前轮转向液压缸相对于车辆直行位置的活塞位移，伸出为正向，缩回为负向，m

v_{pFL}、v_{pFR}——左、右前轮转向液压缸活塞相对于缸筒运动速度，m/s

A_1、A_2——液压缸无杆腔活塞、有杆腔活塞有效作用面积，m^2

V_{10}、V_{20}——液压缸在车辆直行位置时无杆腔、有杆腔总容积，m^3

F_{LFL}、F_{LFR}——左前车轮、右前车轮轮胎所受负载在液压缸上等效负载力，N

M_t——车轮质量和转动惯量等效到转向液压缸上总质量，kg

p_{F1}——左、右前轮液压缸无杆串联腔压力，Pa

p_{FL2}、p_{FR2}——左、右前转向液压缸有杆腔压力，Pa

左、右后轮转向液压缸尺寸相同，转向机构布置对称，故此处仅以左后轮转向液压缸控制系统为例，分析和建立液压控制系统数学模型。在后转向轮控制阀块中，三位五通比例换向阀为核心控制部件，建模过程与前转向轮控制阀块中三位五通比例换向阀类似，此处不再赘述。

左后轮转向液压缸状态方程为

$$\begin{cases} \dot{x}_{pRL} = v_{pRL} \\ \dot{v}_{pRL} = (A_1 p_{RL1} - A_2 p_{RL2} - F_{LRL})/M_t \\ \dot{p}_{RL1} = \dfrac{\beta_e (q_{RL1} - A_1 v_{pRL})}{V_{10} + A_1 x_{pRL}} \\ \dot{p}_{RL2} = \dfrac{\beta_e (q_{RL2} + A_2 v_{pRL})}{V_{20} - A_2 x_{pRL}} \end{cases} \tag{9}$$

式中 q_{RL1}、q_{RL2}——比例换向控制阀流向后轮转向液压缸无杆腔、有杆腔流量，m^3/s

p_{RL1}、p_{RL2}——左后转向液压缸无杆腔、有杆腔压力，Pa

x_{pRL}——左后液压缸相对于车辆直行位置的活塞位移，伸出为正向，缩回为负向，m

v_{pRL}——左后液压缸活塞相对于缸筒运动速度，m/s

F_{LRL}——左后车轮轮胎所受负载在液压缸上的等效负载力，N

2.2 控制器设计

前转向轮控制策略主要由两部分组成：①由前转向轮控制阀块或全液压转向器进行两前转向轮整体方向的调控。②由补偿阀进行的补偿控制。由于转向机构仅针对单一转向模式设计，因此需补偿阀对两前轮转角进行微调使两前轮转角符合阿克曼转向原理。首先判断两转向轮中的内、外转向轮，以内转向轮转角作为整体方向的调控依据；外转向轮转角为补偿控制的调控依据。例如，右转时，转向系统根据导航系统的两轮车模型等效转向角解算出各轮目标转角。由前转向轮控制阀块控制右前轮转角，由补偿阀控制左前轮转角。右转时前转向轮控制系统组成框图如图 5 所示。

为避免转向机构加工精度不足和比例阀死区导致的稳态偏差，采用 PID 算法控制转向系统[24]。前转向轮主控系统控制器数学模型为

$$\begin{cases} \Delta\varepsilon_{FL} = \delta_{FLi} - \delta_{FL} \\ \Delta\varepsilon_{FR} = \delta_{FRi} - \delta_{FR} \end{cases} \tag{10}$$

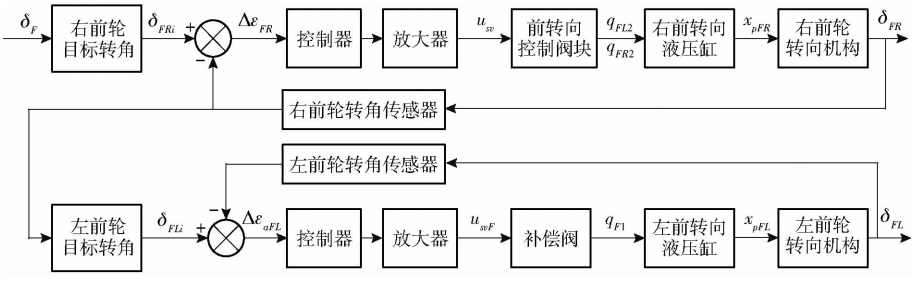


图 5 前转向轮控制系统框图(右转)

Fig. 5 Block diagram of front steering wheel control system while turning right

$$u_F=\begin{cases}u_{FL} & (\delta_F\geqslant 0\ \text{rad})\\ u_{FR} & (\delta_F<0\ \text{rad})\end{cases} \tag{11}$$

其中
$$\begin{cases}u_{FL}=K_{pF}\Delta\varepsilon_{FL}+K_{iF}\int\Delta\varepsilon_{FL}\mathrm{d}t+K_{dF}\Delta\dot{\varepsilon}_{FL}\\ u_{FR}=K_{pF}\Delta\varepsilon_{FR}+K_{iF}\int\Delta\varepsilon_{FR}\mathrm{d}t+K_{dF}\Delta\dot{\varepsilon}_{FR}\end{cases} \tag{12}$$

式中　K_{pF}——前转向轮控制系统 PID 比例系数，V/rad

K_{iF}——前转向轮控制系统 PID 积分系数，V/(rad·s)

K_{dF}——前转向轮控制系统 PID 微分系数，V·s/rad

δ_{FLi}、δ_{FRi}——基于阿克曼转向特性解算的左、右前轮目标转角，rad

$\Delta\varepsilon_{FL}$——左前转向轮转角与根据中心轮转角解算的左前轮目标转角间偏差，rad

$\Delta\varepsilon_{FR}$——右前转向轮转角与根据中心轮转角解算的右前轮目标转角间偏差，rad

u_F——前轴内转向轮转角偏差信号经 PID 处理后的主阀原始控制电压，V

u_{FL}——左前转向轮转角偏差信号经 PID 处理后的主阀原始控制电压，V

u_{FR}——右前转向轮转角偏差信号经 PID 处理后的主阀原始控制电压，V

补偿控制系统控制器数学模型为

$$\begin{cases}\Delta\varepsilon_{aFL}=\delta_{FLi}-\delta_{FL}\\ \Delta\varepsilon_{aFR}=\delta_{FRi}-\delta_{FR}\end{cases} \tag{13}$$

$$u_{Fa}=K_p\Delta\varepsilon_a \tag{14}$$

其中
$$\Delta\varepsilon_a=\begin{cases}-\Delta\varepsilon_{aFL} & (\delta_F\geqslant 0\ \text{rad})\\ \Delta\varepsilon_{aFR} & (\delta_F<0\ \text{rad})\end{cases} \tag{15}$$

式中　K_p——补偿控制系统阿克曼偏差-电压转换系数

$\Delta\varepsilon_{aFL}$——左前转向轮转角与根据右前轮转角解算的左前轮目标转角间偏差，即左前轮阿克曼偏差，rad

$\Delta\varepsilon_{aFR}$——右前转向轮转角与根据左前轮转角解算的右前轮目标转角间偏差，即右前轮阿克曼偏差，rad

$\Delta\varepsilon_a$——前转向轮阿克曼偏差，rad

u_{Fa}——放大器的补偿输出电压，V

由于没有弹性负载，电液位置控制系统一般为欠阻尼Ⅰ型系统。系统受相对稳定性的限制，开环增益无法进一步提高，导致系统精度不高。对系统采用串联滞后校正办法来提高系统精度。系统串联校正控制放大器数学模型为

$$G_c(s)=\frac{U_F(s)}{U_{sv}(s)}=K_c\frac{\dfrac{s}{\omega_{rc}}+1}{\dfrac{\alpha s}{\omega_{rc}}+1} \tag{16}$$

其中
$$\omega_{rc}=0.2\omega_c \tag{17}$$

式中　ω_{rc}——滞后环节转折频率，rad/s

α——滞后超前比，取 10

K_c——串联滞后校正放大器放大系数

ω_c——开环系统幅值穿越频率，rad/s

由于后转向轮中液压缸独立受控，系统惯性小于前转向控制油路，响应速度大于前转向控制系统，为确保前后轮转角相协调，后转向轮控制策略为跟踪前轮转角[25]。四轮转向模式下，后轮转角对前轮转角进行等值反相追踪；蟹行时则为等值同相追踪。以左后轮转向控制系统为例展开分析，后转向轮控制系统框图如图 6 所示。

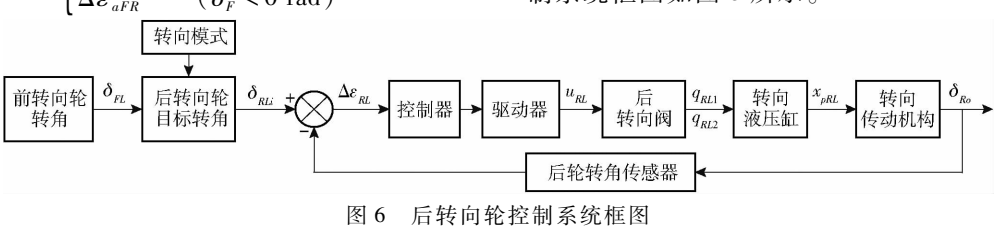


图 6　后转向轮控制系统框图

Fig. 6　Block diagram of rear steering wheel control system

后转向轮控制同样采用 PID 控制，后转向轮控制系统控制器数学模型为

$$u_{RL}=K_{pR}\Delta\varepsilon_{RL}+K_{iR}\int\Delta\varepsilon_{RL}\mathrm{d}t+K_{dR}\Delta\dot{\varepsilon}_{RL} \tag{18}$$

其中
$$\Delta\varepsilon_{RL}=\delta_{RLi}-\delta_{RL} \tag{19}$$

$$\delta_{RLi}=\begin{cases}-\delta_{FL} & (\text{四轮转向})\\ \delta_{FL} & (\text{蟹行})\end{cases} \tag{20}$$

式中　K_{pR}——后转向轮控制系统 PID 比例系数，V/rad

K_{iR}——后转向轮控制系统 PID 积分系数，V/(rad·s)

K_{dR}——后转向轮控制系统 PID 微分系数，V·s/rad

δ_{RLi}——左后轮目标转角，rad

$\Delta\varepsilon_{RL}$——左后转向轮转角与左后轮目标转角间偏差，rad

u_{RL}——左后转向轮转角偏差经 PID 处理后的原始控制电压，V

3 转向性能仿真

为探究转向控制系统的控制性能，基于上述数学模型在 Matlab/Simulink 中建立液压自动转向控制系统仿真模型，分别在四轮转向和蟹行两种模式下进行转向系统功能和有效性的仿真分析。

3.1 四轮转向模式

在四轮转向模式下，对图 1 中喷雾机二自由度模型前中心轮转向角 δ_f 施加方波激励。其中，方波信号周期为 20 s，幅值为 20°，定义向左转动时转向角为正值。根据阿克曼转向原理，向左转动时，左转向轮转动幅度大，右转向轮轮转向幅度小；右转则反之。故左右轮目标转角存在差异。图 7 为左前轮和右前轮仿真结果。在未开启补偿控制时，左前轮右转和右前轮左转时稳态偏差均为 7.31°，而开启补偿后偏差降至 0.29°。

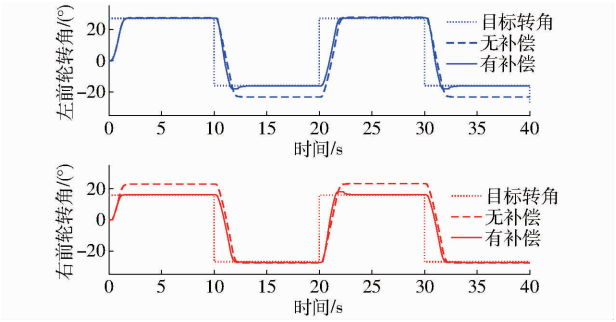


图 7 四轮转向补偿控制方波激励前轮响应特性曲线

Fig. 7 Four-wheel steering compensation control square wave excitation front wheel response characteristic

中心轮输入频率为周期 10 s、幅值 20°的正弦激励，图 8 为仿真响应特性曲线和阿克曼转角偏差对比曲线。以内转向轮为基准计算阿克曼转角偏差。如左转时以左前轮为基准求出右前轮的目标阿克曼转角，此时右前轮阿克曼转角偏差为右前轮目标阿克曼转角与右前轮转角间偏差，左前轮阿克曼转角偏差为 0°。转向幅度较小时，外转向轮转角与内转向轮转角差异较小。受转向机构影响，该差值随转向幅度增大而增大。在输入的正弦激励信号达到峰值时，前转向轮阿克曼转角偏差达到最大值，约 6.93°，大于 3°；开启补充控制后，前转向轮最大阿克曼转角偏差为 1.02°，小于阈值 3°，符合设计要求。

为探究转向系统在四轮转向模式时的鲁棒性，对各轮转角施加噪声干扰。噪声平均幅值为 10 000 N，范围为(−10 000，30 000) N，噪声频率为 2 Hz，通过施加白噪声的方式模拟作业过程负载变化扰动，如过坑、过坎或撞击石块田垄等一般随机负载。

取多个控制周期内的数据分析偏差，转角和各轮转角偏差如图 9 所示。

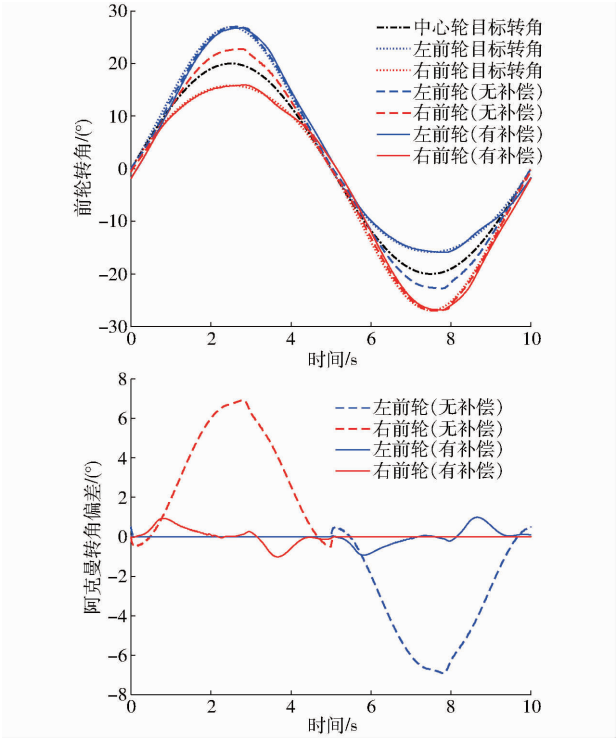


图 8 四轮转向补偿控制正弦激励前轮响应特性曲线

Fig. 8 Four-wheel steering compensation control sinusoidal excitation front wheel response characteristic

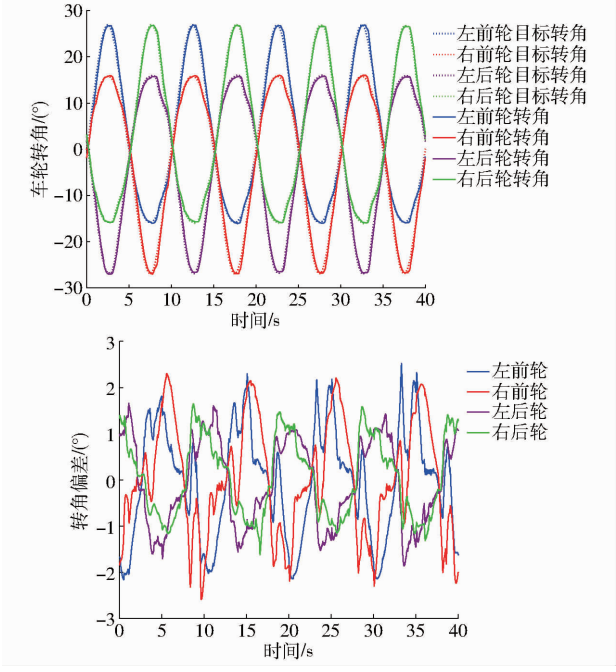


图 9 四轮转向扰动负载正弦激励仿真结果

Fig. 9 Simulation results of four-wheel steering disturbance load sinusoidal excitation

由图 9 可知，随机负载放大了各轮转角偏差，前轮最大转角偏差为 2.74°，后轮最大转角偏差为 1.91°，均维持在 3°内，符合阿克曼转角特性。仿真结果表明所设计转向控制系统在四轮转向模式下具有较高控制精度和一定抗干扰能力。

3.2　蟹行模式

如图 10 所示，在蟹行模式下施加方波激励，在不开启补偿控制时，左前轮右转和右前轮左转时稳态偏差均为 2.28°，而开启补偿后偏差降至 0.08°。

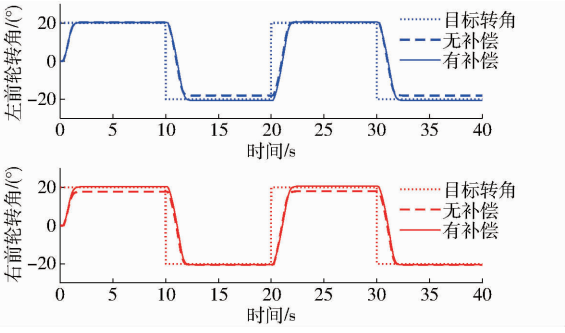


图 10　蟹行补偿控制方波激励前轮响应特性曲线

Fig. 10　Crab compensation control square wave excitation front wheel response characteristic

设置各轮转角进行正弦运动。图 11 为对转向控制系统输入频率为 0.1 Hz 正弦激励时，未开启补偿控制和开启补偿控制下前轮仿真响应曲线和阿克曼转角偏差曲线。在未开启补偿控制情况下，前轮最大阿克曼转角偏差约 2.53°，基本符合阿克曼转向特性；但在开启补偿控制情况下，左、右前轮偏差显著减小，最大阿克曼转角偏差为 0.51°，可有效避免轮胎磨损。

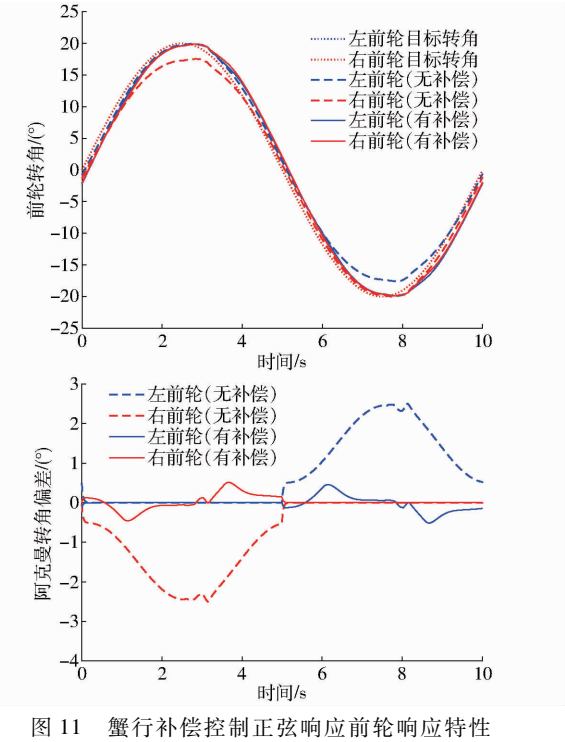


图 11　蟹行补偿控制正弦响应前轮响应特性

Fig. 11　Crab compensation control sinusoidal response front wheel response characteristics

为探究转向系统在蟹行模式的鲁棒性，设置各轮转角进行正弦运动，其车轮转角及其偏差曲线如图 12 所示。在随机载荷激励下，前轮转角偏差最大值为 2.66°，后轮转角最大偏差为 1.70°。总体偏差仍在允许范围内（<3°），表明所设计转向系统在蟹行模式下具有一定抗干扰能力，喷雾机在非铺装道路也能实现蟹行。

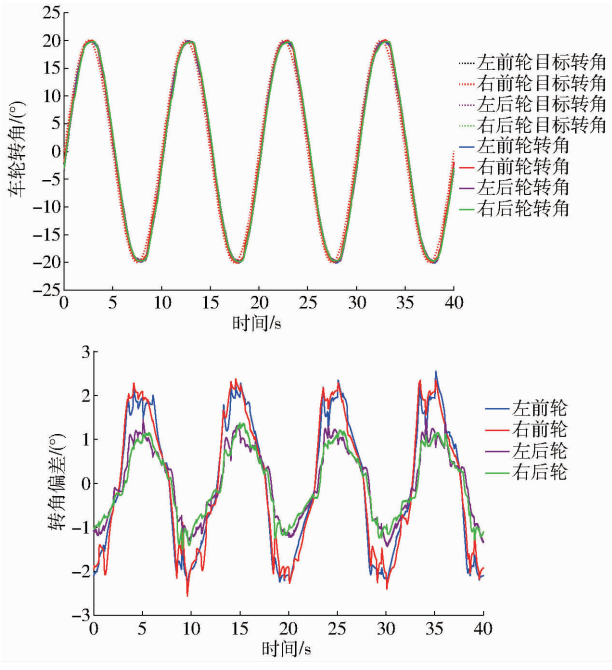


图 12　蟹行扰动负载正弦激励仿真结果

Fig. 12　Simulation results of crab-like disturbance load sinusoidal excitation

4　实车转向试验

为进一步探究所设计转向控制系统控制性能，搭建了转向控制系统实车试验平台，在类田间路面上试验验证多轮转向控制系统控制效果。实车试验在河北某试验场开展，为模拟真实田间路况，由土壤深松机对试验路面进行深松处理。

4.1　转向控制系统设计

根据设计的转向油路对试验样机进行改造，实车试验平台如图 13 所示，相关技术参数如表 2 所示。喷雾机转向控制系统组成如图 14 所示，主要包括转向控制阀块、北斗导航定位设备、上位机、USB－CAN 适配器、比例阀线圈放大器、数据采集模块、转角传感器和转向液压缸等，控制系统各元器件型号见表 3。角度传感器用于测量各轮转向角，输出 0～5 V 模拟信号；转角模拟信号由数据采集模块挂载的 A/D 转换器转换为数字信号后通过 CAN 总线发送至上位机；上位机计算出不同转向阀所需的控制电流并通过 CAN 总线向比例阀放大器下达控制指令；比例阀放大器可接收 CAN 总线信号，根据控制指令改变输出电流，进而控制转向油路中不同回路流量，使转向轮转角向预设转角收敛。RTK－GNSS 设备用于记录试验过程中航迹及航向角。



图 13 喷雾机转向控制系统试验样机

Fig. 13 Sprayer steering control system test prototype

表 2 喷雾机主要参数

Tab. 2 Main specifications of sprayer

参数	数值/形式
整车质量/kg	8 500(空载)
外型尺寸/(mm × mm × mm)	7 000 × 3 500 × 3 900
行驶速度/(km·h^{-1})	0 ~ 32
轴距/mm	3 600
轮距/mm	2 800 ~ 3 300(可调)
驱动方式	液压驱动(4 × 4)
悬架形式	被动空气弹簧独立悬架

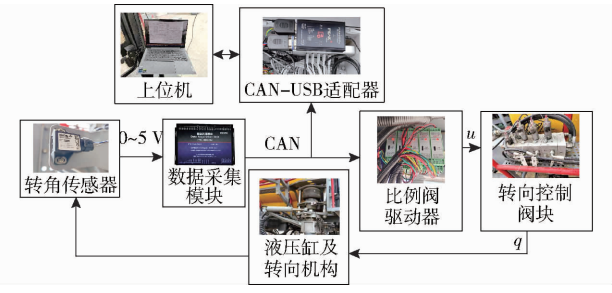


图 14 喷雾机转向控制系统结构框图

Fig. 14 Sprayer steering control system structure diagram

表 3 转向控制系统元器件型号

Tab. 3 Component models of steering control system

元器件	型号
转角传感器	Elobau 424A
数据采集模块	筑想智能 FTK - HD8012
USB - CAN 适配器	PCAN - USB Pro FD IPEH
上位机	ThinkBook 14 G5 + IRH
比例阀放大器	乔存科技 AEE - 12A
GNSS 导航定位设备	北云 A1 - L

上位机安装了采用 C + + 语言编写的控制软件,通过该软件输入各转向轮目标转角,或根据测试模式自动生成目标转角,如正弦响应试验或进行自动导航时,控制软件自行生成目标转角。控制软件调用 CAN - USB 设备 API 实现 CAN 报文收发。其中,数据采集模块定时器周期为 20 ms,控制软件定时器周期为 50 ms;CAN 总线帧格式为标准帧,波特率为 250 Bd。

4.2 结果与讨论

4.2.1 原地补偿控制对比试验

将转向模式设置为四轮转向;目标转角设置为幅值 15°、周期 20 s 的正弦信号。此时内轮目标转角幅值为 18.7°,外轮目标转角幅值为 12.50°,试验结果如图 15 所示。

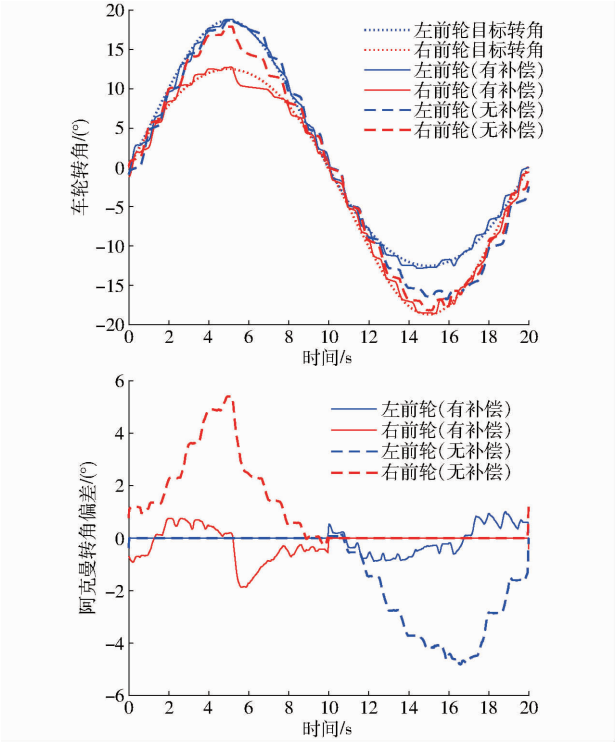


图 15 原地补偿控制对比试验结果

Fig. 15 Compensation control comparison test results

试验结果与仿真结果相类似,在正弦响应过程中,若不开启补偿控制,随着转向角增大,外侧轮与其理想转角偏差增大,得不到有效控制,左前轮最大阿克曼转角偏差为 5.42°,右前轮最大阿克曼转角偏差为 6.08°,无法满足阿克曼转向原理要求。开启补偿控制后,左前轮最大阿克曼转角偏差为 1.01°,右前轮最大阿克曼转角偏差为 1.87°,阿克曼转角偏差显著减小,符合阿克曼转向特性。

4.2.2 自动转向田间实车试验

上述喷雾机原地试验中未考虑车轮转动惯量、行驶过程驱动力、路面条件等因素对转向系统造成的干扰。为进一步探究实际驾驶中转向控制系统性能,展开自动转向田间实车试验。在喷雾机行驶速度为 5 km/h 时对喷雾机施加正弦激励,记录各轮转向数据和喷雾机位置信息。试验结果如图 16 所示。

在图 16b 中,前轮偏差最大值为 2.08°,后轮偏差最大值为 2.46°。由图 16d 可知,航向角随时间

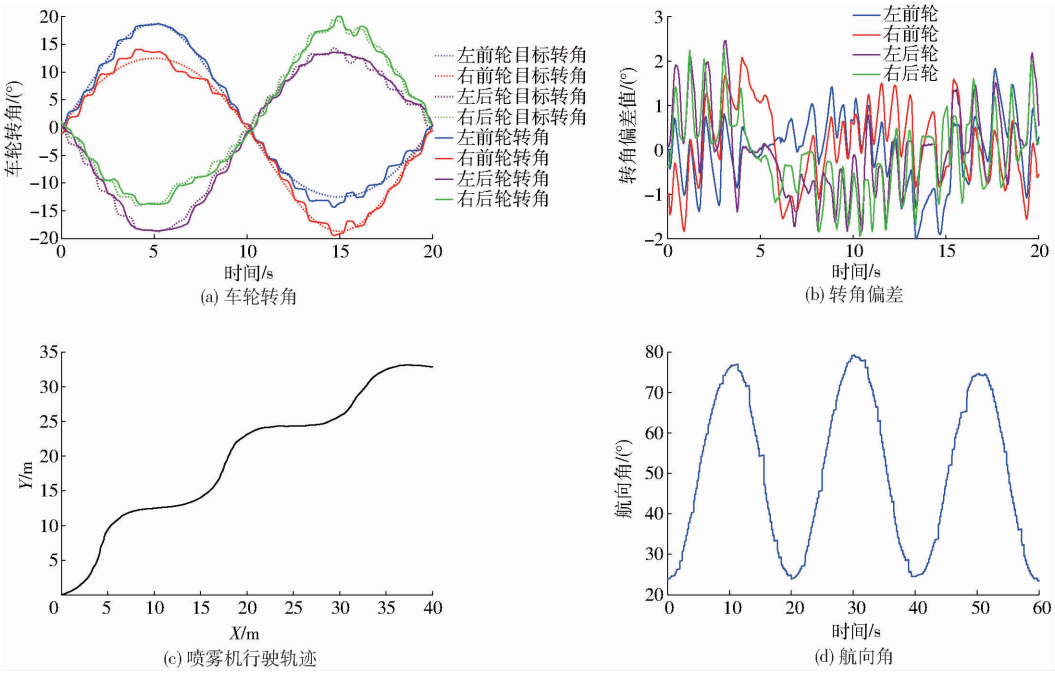


图 16　自动转向田间实车试验结果

Fig. 16　Automatic steering field vehicle test results

变化曲线形状基本符合车辆运动学规律，表明转向系统在喷雾机航向控制方面表现良好。试验过程中，各轮阿克曼转角偏差最大值均在阈值 3°内，各轮转角可近似认为符合阿克曼转角原理。

4.2.3　蟹行自动驾驶试验

在时速为 5 km/h 时对喷雾机转向系统施加正弦激励，蟹行自动驾驶轨迹如图 17 所示，试验结果如图 18 所示。图 17 所示的实车运行轨迹和图 18c 所示由 GNSS 设备记录、经坐标变换后的位置轨迹均呈正弦曲线，各个周期内轨迹形状基本一致。由图 18d 可知，蟹行时喷雾机整体航向变化幅度小，可判断喷雾机蟹行模式下运动基本为平移运动，符合蟹行定义。通过分析图 18a 可知，各轮均可实现对目标转角的追踪。蟹行田间试验试验过程中，前轮最大阿克曼转角偏差为 2.09°，后轮为 2.71°，符合设计要求。



图 17　蟹行行驶喷雾机实车轨迹

Fig. 17　Crab walking trajectory of sprayer

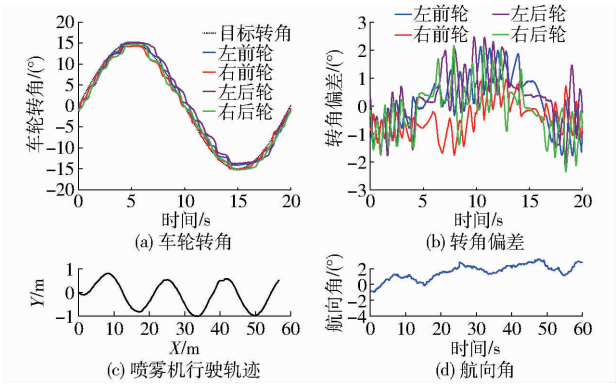


图 18　蟹行自动驾驶试验结果

Fig. 18　Crab autonomous driving test results

5　结论

(1)设计了一种具备四轮转向和蟹行能力的全液压负载敏感型多轮转向系统。该转向系统中前轮转向液压缸串联，通过补偿阀对串联油腔进行微调；后轮转向液压缸相对独立运动，根据转向模式追踪前轮转角，从而实现两种模式下的阿克曼转向。

(2)基于电磁阀电压-流量方程、流量连续性方程和负载平衡方程建立了转向液压控制系统数学模型，采用 PID 控制方法构建了前后轮转向控制策略。四轮转向和蟹行模式仿真结果表明，所设计转向控制系统具有良好准确性和鲁棒性。

(3)搭建了转向控制系统实车试验平台，开展了四轮转向和蟹行实车试验。四轮转向模式试验中，无补偿控制时前转向轮最大转角偏差为 6.08°，

开启控制后前轮最大转角偏差为 1.87°,后轮转角偏差也维持在 3°内。蟹行模式试验中,前轮最大阿克曼转角偏差为 2.09°,后轮为 2.71°,且航向角基本维持不变。试验结果进一步验证了所设计转向控制系统维持阿克曼转角的能力,可满足喷雾机四轮转向和蟹行需求。

参 考 文 献

[1] 冯耀宁, 裴亮晔, 李晔, 等. 自走式喷杆喷雾机行业现状与发展趋势[J]. 中国农机化学报,2019,40(6):56 - 59,66.
FENG Yaoning, PEI Liangye, LI Ye, et al. Industry status and development trend of self-propelled boom spray[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization,2019,40(6):56 - 59,66. (in Chinese)

[2] 陈黎卿, 许鸣, 柏仁贵, 等. 高地隙植保机辅助驾驶系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2019, 50(9): 25 - 32.
CHEN Liqing, XU Ming, BAI Rengui, et al. Design and test of auxiliary driving system for high-gap plant protection machine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2019,50(9):25 - 32. (in Chinese)

[3] 瞿济伟, 李鸿基, 张瑞宏, 等. 农业轮式机器人底盘转向运动控制及试验[J]. 中国农机化学报,2023,44(5):140 - 147,160.
QU Jiwei, LI Hongji, ZHANG Ruihong, et al. Research on steering motion control and experiments of agricultural wheeled robot chassis[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2023, 44(5): 140 - 147. (in Chinese)

[4] BURNS K C. Multi-position track width sensor for self-propelled agricultural sprayers: US,7163227[P]. 2007 - 01 - 16.

[5] BEAN A J, BLUMBERG M J, LIVDAHL R J, et al. Vehicle with offset extendible axles and independent four-wheel steering control: US, 6827176 B2[P]. 2004 - 12 - 07.

[6] MILLER M A, STEWARD B L, WESTPHALEN M L. Effects of multi-mode four-wheel steering on sprayer machine performance[J]. Transactions of the ASABE, 2004, 47(2):385 - 395.

[7] 施国标, 林逸, 张昕. 动力转向技术及其发展[J]. 农业机械学报,2006, 37(10):179 - 182.
SHI Guobiao,LIN Yi,ZHANG Xin. Power steering of car and its development[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(10):179 - 182. (in Chinese)

[8] LONG Youneng. Research status of high clearance sprayer and its steering system at home and abroad[J]. Applied Science and Innovative Research, 2021, 5(2): 60 - 69.

[9] 窦玲静, 方宪法, 杨学军, 等. 自走式喷雾机转向技术应用与发展动态分析[J]. 农机化研究,2013,35(3):1 - 6.
DOU Lingjing,FANG Xianfa,YANG Xuejun, et al. The situation and direction of steering technology on self-propelled sprayer all over the world[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research,2013,35(3):1 - 6. (in Chinese)

[10] 窦玲静. 高地隙自走式喷雾机轮距可调式转向系统的设计与研究[D]. 北京:中国农业机械化科学研究院,2012.
DOU Lingjing. Development and research on wheel track adjustable steering system of high clearance self-propelled[D]. Beijing:Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences,2012. (in Chinese)

[11] 夏长高, 罗汞伟. 喷雾机全液压四轮转向系统设计与分析[J]. 重庆理工大学学报(自然科学),2016,30(11):65 - 70.
XIA Changgao,LUO Gongwei. Design and analysis of sprayer with full hydraulic four wheel steering system[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science),2016,30(11):65 - 70. (in Chinese)

[12] 扈凯, 张文毅. 高地隙自走式喷雾机多模式液压转向系统设计与试验[J]. 农业机械学报,2020,51(9):366 - 373.
HU Kai, ZHANG Wenyi. Design and experiment of multi-mode hydraulic steering system of high clearance self-propelled sprayer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2020,51(9):366 - 373. (in Chinese)

[13] 李伟, 薛涛, 毛恩荣, 等. 高地隙自走式喷雾机多轮转向系统设计与试验[J]. 农业机械学报,2019,50(1):141 - 151.
LI Wei, XUE Tao, MAO Enrong, et al. Design and experiment of multifunctional steering system for high clearance self-propelled sprayer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2019,50(1):141 - 151. (in Chinese)

[14] 林立恒, 侯加林, 吴彦强, 等. 高地隙自走式喷雾机电控液压转向系统设计[J]. 农机化研究,2018,40(6):91 - 96.
LIN Liheng, HOU Jialin, WU Yanqiang, et al. Design of electro-hydraulic steering system for high clearance self-propelled sprayer[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research,2018,40(6):91 - 96. (in Chinese)

[15] 童钦. 高地隙自走式喷药机液压控制系统研究[D]. 青岛: 青岛理工大学, 2014.
TONG Qin. Research for hydraulic control system of high clearance self-propelled sprayer[D]. Qingdao:Qingdao University of Technology,2014. (in Chinese)

[16] 周志艳, 余鑫, 梁乐彬, 等 四轮转向喷杆喷雾机平移换行导航控制系统设计与试验[J]. 农业机械学报,2023,54(7):68 - 78,143.
ZHOU Zhiyan, YU Xin, LIANG Lebin, et al. Design and experiment of translation and line feed navigation control system for four wheel steering sprayer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2023,54(7):68 - 78,143. (in Chinese)

[17] 张佩, 孙文新, 胡杰, 等. 四轮转向车辆后轮转角控制方法研究[J]. 汽车工程,2023,45(12):2242 - 2250.
ZHANG Pei, SUN Wenxin, HU Jie, et al. Research on rear wheel angle control method of 4WS vehicle[J]. Automotive Engineering, 2023, 45(12): 2242 - 2250. (in Chinese)

[18] 马骏, 钱立军. 前轮定位参数优化设计和试验的研究[J]. 汽车工程,2014,36(2):231 - 235,242.
MA Jun, QIAN Lijun. Optimization design and experimental study on alignment parameters[J]. Automotive Engineering,

2014,36(2):231 – 235,242. (in Chinese)

[19] 杨一洋, 谢敏松. 转向主销定位参数和接地点偏距的解析研究[J]. 汽车工程,2021,43(5):692 – 696.
YANG Yiyang,XIE Minsong. An analytical study of alignment parameters and ground intersection offset of steering kingpin [J]. Automotive Engineering, 2021,43(5):692 – 696. (in Chinese)

[20] 李伟. 高地隙自走式喷雾机多模式转向系统设计与控制方法研究[D]. 北京:中国农业大学,2021.
LI Wei. Study on the design and control methods of multi-mode steering system for high clearance self-propelled sprayer[D]. Beijing:China Agricultural University,2021. (in Chinese)

[21] 王刚, 陶柳. 负载敏感液压系统节能设计及 AMESim 仿真分析[J]. 机床与液压,2021,49(22):164 – 168.
WANG Gang, TAO Liu. Energy-saving design and AMESim simulation analysis of load sensitive hydraulic system [J]. Machine Tool & Hydraulics,2021,49(22):164 – 168. (in Chinese)

[22] 赵小龙, 赵丁选, 王建涛, 等. 定量泵负载敏感系统卸荷压力冲击抑制研究[J]. 农业机械学报,2020,51(9):408 – 417,407.
ZHAO Xiaolong, ZHAO Dingxuan, WANG Jiantao, et al. Suppression of unloading pressure shock in load sensitive system of constant displacement pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2020,51(9):408 – 417,407. (in Chinese)

[23] 汪浒江, 王振宇, 王涛, 等. 负载敏感泵流量控制精度及变量机构节流损耗特性[J]. 北京理工大学学报, 2023, 43(1): 70 – 80.
WANG Hujiang, WANG Zhenyu, WANG Tao, et al. Flow control accuracy of load sensing pump and energy loss of displacement control mechanism[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2023, 43(1): 70 – 80. (in Chinese)

[24] 杨凯, 张宝成, 黄家海,等 考虑阀口压差和阀芯运动方向的比例方向阀死区补偿[J]. 液压与气动, 2023(2): 18 – 25.
YANG Kai, ZHANG Baocheng, HUANG Jiahai, et al. Dead-zone compensation of proportional directional valve considering differential pressure at valve port and direction of spool movement[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2023(2): 18 – 25. (in Chinese)

[25] 李伟, 杨帆, 毛恩荣, 等. 大型高地隙自走式喷雾机转向系统结构设计及优化[J]. 中国农机化学报, 2023, 44(11): 50 – 56.
LI Wei, YANG Fan, MAO Enrong,et al. Design and optimization of steering system structure of high clearance self-propelled sprayer[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2023, 44(11): 50 – 56. (in Chinese)

(上接第 634 页)

[20] 袁杰,张迎港,加尔肯别克,等. 基于 AFD 融合算法的运输机器人路径规划方法[J]. 农业机械学报,2025,56(6):594 – 607.
YUAN Jie, ZHANG Yinggang, ERKENBIEKE Jia, et al. Path planning of transportation robots based on AFD fusion algorithm [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2025,56(6):594 – 607. (in Chinese)

[21] 陈成, 何玉庆, 卜春光, 等. 基于四阶贝塞尔曲线的无人车可行轨迹规划[J]. 自动化学报,2015,41(3):486 – 496.
CHEN Cheng, HE Yuqing, BU Chunguang, et al. Feasible trajectory generation for autonomous vehicles based on quartic Bézier curve[J]. Acta Automatica Sinica, 2015,41(3):486 – 496. (in Chinese)

[22] JOEL M, RIKU A, JUUSO A, et al. Using digital twin documents to control a smart factory: simulation approach with ROS, Gazebo, and Twinbase[J]. Machines,2022,10(4):225 – 225.

[23] BARATH K G, RAJAVELU K, BINDU B, et al. Robot arm visual environment development using ROS, Solidworks, RVIZ & URDF generation[J]. Natural Volatiles & Essential Oils,2021,8(5):3531 – 3541.

[24] ABDELRASOUL Y, SAMAN A B S H M, SEBASTIAN P. A quantitative study of tuning ROS gmapping parameters and their effect on performing indoor 2D SLAM [C] // 2016 2nd IEEE International Symposium on Robotics and Manufacturing Automation (ROMA). Ipoh: IEEE,2016:1 – 6.

[25] 劳彩莲, 李鹏, 冯宇. 基于改进 A* 与 DWA 算法融合的温室机器人路径规划[J]. 农业机械学报,2021,52(1):14 – 22.
LAO Cailian, LI Peng, FENG Yu. Greenhouse robot path planning based on the fusion of improved A* and DWA algorithms [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2021,52(1):14 – 22. (in Chinese)