

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.01.015

高地隙自走式喷雾机多轮转向系统设计与试验

李伟^{1,2} 薛涛^{1,2} 毛恩荣^{1,2} 杜岳峰^{1,2} 李臻^{1,2} 何雄奎³(1. 中国农业大学工学院, 北京 100083; 2. 现代农业装备优化设计北京市重点实验室, 北京 100083;
3. 中国农业大学理学院, 北京 100193)

摘要: 大型高地隙自走式喷雾机在田间作业过程中, 由于整车地隙高、质量以及体积较大, 导致换行及转场作业困难, 影响作业效率。为提高喷雾机的机动性能和作业效率, 设计了一套全液压多轮转向系统, 并提出了基于 PID 控制方法的四轮转向系统控制方法。在建立全液压转向系统数学模型的基础上, 应用 Matlab/Simulink 进行了转向系统仿真分析。仿真结果表明: 四轮转向过程中后轮转角对前轮转角的跟随存在 0.04 s 的滞后, 最大转角跟随误差为 2.82°, 误差在阿克曼转向理论允许范围之内, 满足转向要求。基于研发的 3WPG-3000 型大型高地隙自走式喷雾机, 搭建了多轮转向系统实车试验平台, 进行了后轮对前轮转向角的跟随控制试验, 试验结果表明: 在田间随机转向试验过程中, 最大转角跟随误差为 2.60°, 满足四轮转向要求, 验证了所设计的多轮转向系统的响应性、准确性和稳定性。

关键词: 高地隙喷雾机; 全液压转向系统; 四轮转向; 数学模型; Matlab/Simulink; 田间试验

中图分类号: S49 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2019)01-0141-11

Design and Experiment of Multifunctional Steering System for High Clearance Self-propelled Sprayer

LI Wei^{1,2} XUE Tao^{1,2} MAO Enrong^{1,2} DU Yuefeng^{1,2} LI Zhen^{1,2} HE Xiongkui³

(1. College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China

2. Beijing Key Laboratory of Optimized Design for Modern Agricultural Equipment, Beijing 100083, China

3. College of Science, China Agricultural University, Beijing 100193, China)

Abstract: During the field operation of high clearance self-propelled sprayer, due to the high ground clearance, large quality and volume of whole vehicle, leading to difficulties in line changing and transfer operations that affects the efficiency of operation. In order to improve the operating efficiency of the sprayer, a steering mechanism and hydraulic steering system was designed, a control method of four wheel steering system based on PID was also proposed. Based on the mathematical model of the full hydraulic steering system, the simulation analysis of the steering system was carried out by Matlab/Simulink, the simulation result showed that: during the four wheel steering (4WS) process, the rear wheel followed the front wheel with a hysteresis of 0.04 s, the maximum angle following error was 2.82°, the error was within the allowable range of Ackerman's steering theory which satisfied the steering requirements. Then based on the developed 3WPG-3000 high clearance self-propelled sprayer, a multi-wheel steering system real vehicle test platform was built, and the tracking control test of the rear wheel to the front wheel angle was carried out, the result showed that during the random steering test in the field, the maximum angle following error was 2.60°, meeting the requirements of 4WS, verification of the responsiveness, accuracy and stability of the designed multi-wheel steering system. The research results provided a theoretical basis for the development of multi-wheel steering system of high clearance self-propelled sprayer.

Key words: high-clearance sprayer; full-hydraulic steering system; four wheel steering; mathematical modeling; Matlab/Simulink; field experiment

收稿日期: 2018-07-25 修回日期: 2018-09-10

基金项目: 国家重点研发计划项目(2017YFD0700903)和山东省泰山产业领军人才项目(LJNY2015012)

作者简介: 李伟(1992—),男,博士生,主要从事车辆电子控制及智能化技术研究,E-mail: liwei1428@cau.edu.cn

通信作者: 毛恩荣(1961—),男,教授,博士生导师,主要从事车辆人机工程、系统动力学及智能化技术研究,E-mail: gxy15@cau.edu.cn

0 引言

随着农业生产的机械化和智能化,现代农业逐渐向“高效、低耗、持续”的精细化农业转型,病虫害防治作为现代农业生产中极为重要的环节,得到了越来越广泛的关注^[1-3]。大型高地隙自走式喷雾机是一种大型高效植保类农业机械,可以大规模地用于高秆作物播前、苗前土壤处理以及生长中后期的病虫害防治。其适用范围广、工作效率高、喷雾均匀、药量施用合理、喷药成本低,是一种理想的大田植保类机械^[4-5]。但是由于地隙高、整车质量和体积较大,使其在作业过程中换行、转场以及小地块作业过程中转向困难,或因转弯半径过大而导致作物损伤严重进而影响其作业效率和作业质量。因此,研究高地隙自走式喷雾机的多轮转向系统对于提高其作业效率具有重要意义。

国外高地隙自走式喷雾机研究起步较早,液压转向技术应用较为广泛,大多机型都配备了两轮、四轮液压转向系统,且四轮转向系统的设计、优化及控制方法的研究也较为成熟^[6-12]。近年来,国内针对高地隙自走式喷雾机的研究逐步开展,但现有四轮转向技术大多应用于工程机械^[13-18],针对高地隙喷雾机多轮转向系统的研究较少,高地隙喷雾机大多停留于配备两轮转向系统阶段,四轮转向系统尚处于仿真试验阶段。罗秉伟^[19]设计了一种适用于小型高地隙自走式喷雾机的全液压四轮转向系统,并进行了仿真和实车试验研究;窦玲静^[20]设计了一种带轮距调节的负荷传感型两轮转向液压系统,并通过实车试验验证了其稳定性;张国远^[21]在分析阿克曼转向原理的基础上设计了一种适用于农业机械的四轮转向液压系统,通过仿真和试验验证了系统的转向性能。

本文在综合考虑大型高地隙自走式喷雾机作业需求的基础上,设计一种适用于大型高地隙自走式喷雾机的负载传感型全液压转向系统,可以实现两轮、四轮转向的协调配合;同时基于全液压转向系统工作原理,建立全液压转向系统数学模型和 Simulink 仿真模型,分析其转向工作特性;最后,以课题组研发的 3WPG-3000 型高地隙自走式喷雾机为平台,搭建多轮转向系统实车试验平台,验证所设计系统的稳定性和准确性。

1 转向传动机构建模

针对高地隙自走式喷雾机复杂的作业特点,设计了一种转向传动机构,主要包括转向液压缸、转向臂、空气弹簧支撑座、立轴、马达保护壳和轮胎等。

假设轮胎为刚性,忽略轮胎的弹性侧偏以及车轮定位参数的影响,建立实际转角关系模型,其转向传动机构分析简图如图 1 所示。

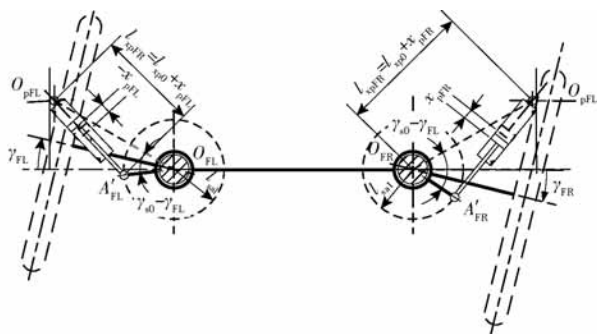


图 1 喷雾机右转时前轮转向机构位置

Fig. 1 Position of front wheel steering mechanism at right turn of sprayer

喷雾机在两轮或四轮转向时,由于左、右前轮转向液压缸通过有杆腔串联,若忽略液压缸泄漏和油液压缩性,则有

$$\gamma_{FL} = \gamma_{s0} - \arccos\left(\frac{l_{sa1}^2 + l_s^2 - (2l_{xp0} - \sqrt{l_{sa1}^2 + l_s^2 - 2l_{sa1}l_s \cos(\gamma_{s0} + \gamma_{FR})})^2}{(2l_{sa1}l_s)}\right) \quad (1)$$

$$\gamma_{FR} = \arccos\left(\frac{l_{sa1}^2 + l_s^2 - (2l_{xp0} - \sqrt{l_{sa1}^2 + l_s^2 - 2l_{sa1}l_s \cos(\gamma_{s0} - \gamma_{FL})})^2}{(2l_{sa1}l_s)}\right) - \gamma_{s0} \quad (2)$$

式中 l_s ——转向液压缸缸筒与喷雾机体连接点与相应转向柱轴心的距离, m

l_{sa1} ——转向臂长度, m

l_{xp0} ——车辆直线行驶时转向液压缸缸筒铰接点与活塞杆铰接点的距离, m

γ_{s0} ——车辆直线行驶时转向液压缸缸筒铰接点和活塞杆铰接点连线 $O_{FL}O_{pFL}$ 与转向臂 $O_{FL}A_{FL}$ 间的夹角, rad

γ_{FL} 、 γ_{FR} ——左、右前轮相对于车辆直线行驶位置的偏转角,顺时针旋转为正方向, ($^\circ$)

2 多功能全液压转向系统设计

2.1 液压系统原理

根据高地隙自走式喷雾机工作环境及其转向需求设计了一种负载传感型全液压转向系统,其原理图如图 2 所示。

所设计的全液压转向系统主要由液压泵、负载感应流量优先控制阀块、制动控制阀、制动器、转向盘、负载感应闭心式全液压转向器、后轮转向液压控制阀块以及前后轮转向液压缸等组成。该油路为负载压力感应式闭心油路,即全液压转向器及各控制

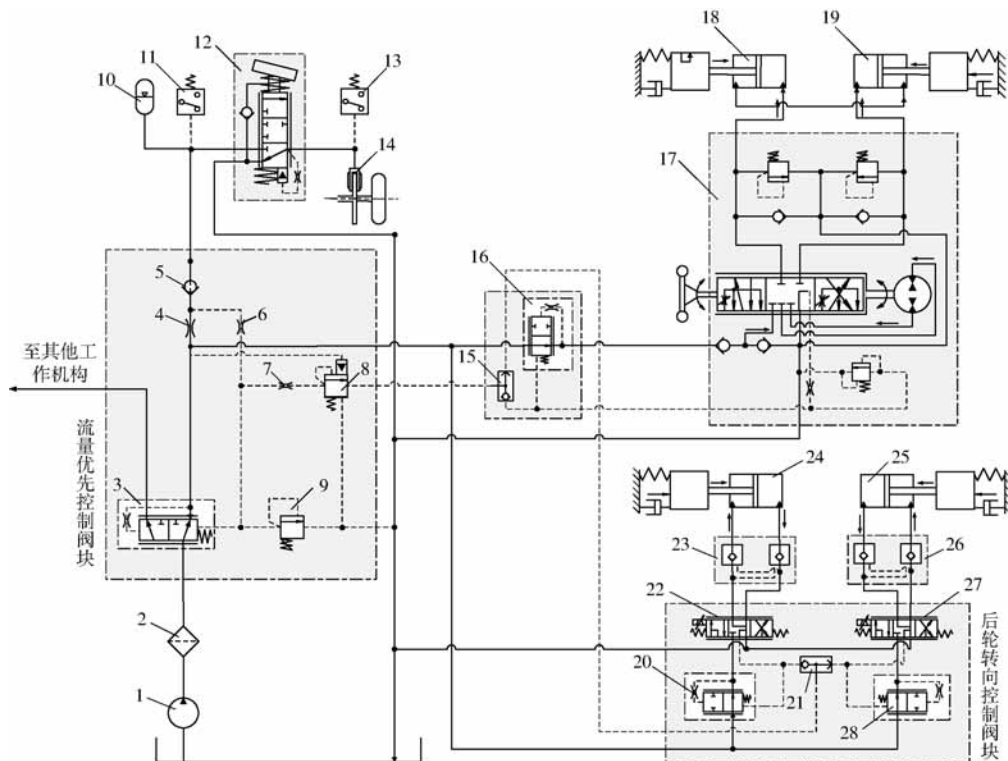


图 2 全液压转向系统原理图

Fig. 2 Schematic of full hydraulic steering system

1. 转向液压泵 2. 转向系统滤油器 3. 负载感应压力补偿流量优先阀 4、6、7. 固定节流孔 5. 单向阀 8. 外控顺序卸荷阀 9. 溢流阀 10. 制动系统蓄能器 11. 行车低压报警开关 12. 脚踏式制动控制阀 13. 行车制动灯开关 14. 液压制动器 15、21. 球形梭阀 16、20、28. 压力补偿定差减压阀 17. 负载感应闭心式全液压转向器 18. 左前轮转向液压缸 19. 右前轮转向液压缸 22、27. 三位五通负载感应电液比例换向阀 23、26. 双向液控单向阀 24. 左后轮转向液压缸 25. 右后轮转向液压缸

阀处于中位或常位时供油口截止,不与回油路相通;转向时,传感油路将各转向液压缸中的最大负载压力传感至液压泵,使液压泵的工作压力随最大负载压力的变化而变化;不转向时,全液压转向器及各控制阀处于中位或常位,传感油路与回油路相通,液压泵在卸荷压力下工作。

全液压转向系统工作过程为:当喷雾机启动时,转向液压泵输出的液压油经滤清器进入负载感应压力补偿流量优先阀、负载感应闭心式全液压转向器和制动系统油路。判断制动系统蓄能器的充液压力是否低于预设值(即外控顺序卸荷阀开启压力),若低于预设压力,则外控顺序卸荷阀关闭,负载感应压力补偿流量优先阀优先对制动系统蓄能器进行充液。若制动系统蓄能器压力高于预设值,则外控顺序卸荷阀打开,负载感应压力补偿流量优先阀优先保证负载感应闭心式全液压转向器的需求,其流量由负载感应闭心式全液压转向器开度决定。两轮转向过程中两个三位五通负载感应电液比例换向阀处于中位,且两个双向液控单向阀锁死;当喷雾机处于四轮转向模式时,三位五通负载感应电液比例换向阀打开,两后轮转向液压缸的负载压力通过球形梭

阀、外控顺序卸荷阀传递到负载感应压力补偿流量优先阀的控制油腔,此时负载感应压力补偿流量优先阀输出的油液优先保证全液压转向器与后轮转向液压缸的油液需要。由于采用压力补偿定差减压阀分别对三位五通负载感应电液比例换向阀的控制油孔进行串联压力补偿,因此,流入转向液压缸的油液流量不受其负载变化的影响。固定节流孔的作用是使负载感应压力补偿流量优先阀、压力补偿定差减压阀的运动更加平稳。

2.2 液压系统数学模型的建立

上述液压系统选用 102S-5T 型负载感应闭心式全液压转向器,主要由计量马达和随动转阀构成,转向液压控制系统框图如图 3 所示。

全液压转向器控制阀套与控制阀芯配合面各控制油孔和控制油槽相对位置如图 4 所示(以右转为例,按角度展开),转向系统液压油路简化图如图 5 所示。

(1) 转向器控制阀压力-流量特性方程

阀芯相对阀套的转角范围(按拨销处计算)为

$$\theta_v = \theta_i - \theta_m \quad (-\theta_{vmax} \leq \theta_v \leq \theta_{vmax}) \quad (3)$$

其中

$$\theta_{vmax} = (\theta_{d4} - \theta_{d3}) / 2$$

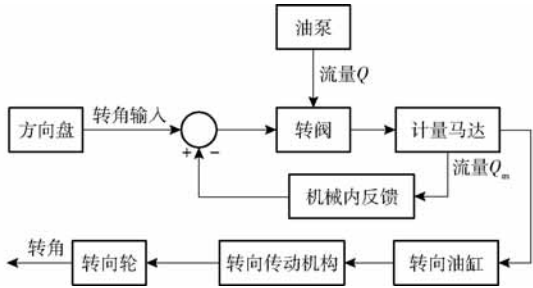


图3 转向液压控制系统框图

Fig.3 Block diagram of hydraulic steering control system

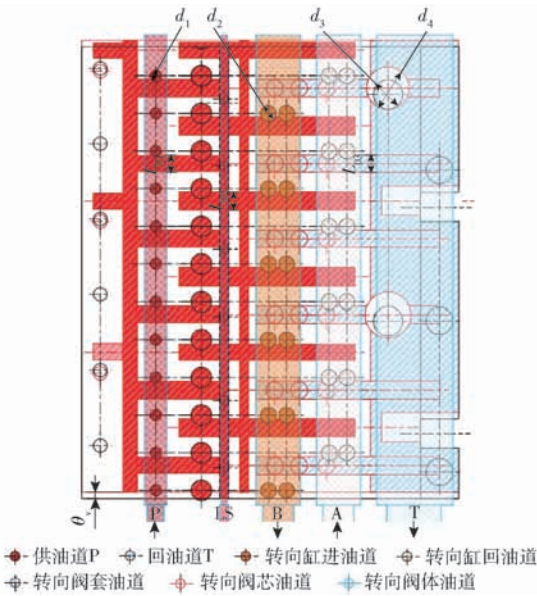


图4 “右转”位置阀芯和阀套各油孔、油槽连通情况示意图

Fig.4 Schematic of connection of oil holes and oil groove between spool and valve sleeve of right position

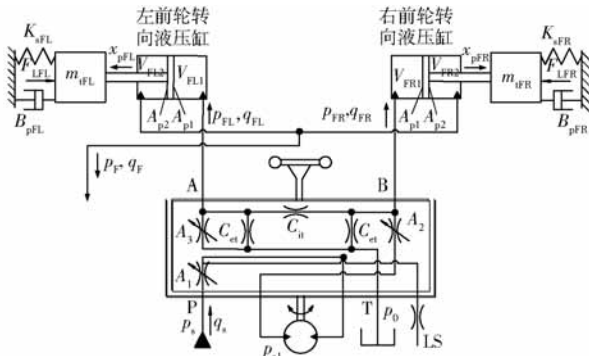


图5 右转位置转向油路图

Fig.5 Hydraulic diagram of turn right position

$$\theta_{d3} = 2\arcsin \frac{d_3}{D_1} \quad \theta_{d4} = 2\arcsin \frac{d_4}{D_1}$$

式中 θ_v ——控制阀阀芯相对阀套的转角,rad
 θ_i ——控制阀阀芯转角,rad
 θ_m ——控制阀阀套转角(计量马达转子转角),rad
 θ_{vmax} ——控制阀相对阀套最大转角,rad
 D_1 ——控制阀阀芯直径,取 3.2×10^{-2} m

d_3 ——计量马达输出轴与控制阀阀套连接销孔直径,取 6.5×10^{-3} m
 d_4 ——控制阀阀芯的马达输出轴与控制阀阀套连接销限位孔直径,取 1.1×10^{-2} m
 θ_{d3} —— d_3 所对应阀套轴心的圆心角,rad
 θ_{d4} —— d_4 所对应控制阀芯轴心的圆心角,rad

(2) 转向控制阀供油节流口压力-流量特性方程
 转向控制阀供油节流口压力-流量特性方程为

$$q_s = \begin{cases} C_d A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_s} & (|\theta_v| > \theta_{T11}) \\ 0 & (-\theta_{T11} \leq \theta_v \leq \theta_{T11}) \end{cases} \quad (4)$$

其中 $\theta_{T11} = \frac{1}{2} \left(\frac{\pi}{6} - \theta_{d1} - \theta_{L01} \right)$

$$\theta_{d1} = 2\arcsin \frac{d_1}{D_1} \quad \theta_{L01} = 2\arcsin \frac{L_{01}}{D_1}$$

$$\Delta p_s = p_s - p_{s1}$$

式中 q_s ——供油流量, m^3/s
 C_d ——节流口流量系数,取 0.61
 ρ ——油液密度,取 900 kg/m^3
 Δp_s ——全液压转向器供油节流孔压差,Pa
 p_s ——全液压转向器进口压力,Pa
 p_{s1} ——计量马达进排油油道压力,Pa
 A_1 ——控制阀转向时供油节流口通流截面积, m^2

θ_{T11} ——控制阀阀套供油节流口负开口重叠区对应阀套轴心的圆心角,rad
 d_1 ——控制阀阀套供油节流孔直径,m
 L_{01} ——控制阀阀芯上对应供油节流口的油槽宽度,m
 θ_{d1} ——控制阀阀套供油节流口对应阀套轴心的圆心角,rad
 θ_{L01} ——控制阀阀芯对应供油节流口对应阀芯轴心的圆心角,rad

控制阀阀套结构如图6所示,供油节流口面积 A_1 计算式为

$$A_1 = \frac{3}{2} d_1^2 \left[\arccos \left(1 - 2 \frac{|\theta_v| - \theta_{T11}}{\theta_{d1}} \right) - 2 \left(1 - 2 \frac{|\theta_v| - \theta_{T11}}{\theta_{d1}} \right) \cdot \sqrt{\frac{|\theta_v| - \theta_{T11}}{\theta_{d1}} - \left(\frac{|\theta_v| - \theta_{T11}}{\theta_{d1}} \right)^2} \right] \quad (5)$$

其中 $\theta_{T12} = \frac{1}{2} \left(\frac{\pi}{6} + \theta_{d1} - \theta_{L01} \right)$
 式中 θ_{T12} ——控制阀供油节流口最大开度所对应控制阀阀芯与阀套最大相对转角,rad
 控制阀转向时液压缸进排油节流口流量方程为

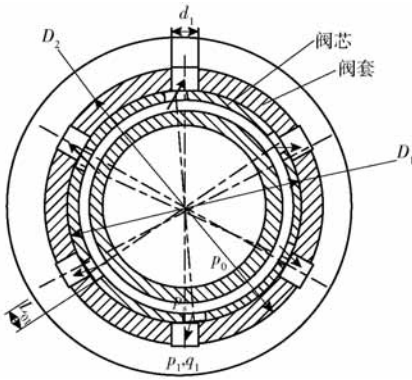


图 6 计量马达进排油口结构示意图

Fig. 6 Schematic of structure of inlet and outlet of metering motor

$$q_{FL} =$$

$$\begin{cases} \text{sign}(p_{s1} - p_{FL}) C_d A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{s1} - p_{FL}|} & (\theta_v > \theta_{T21}) \\ 0 & (|\theta_v| \leq \theta_{T21}) \\ -\text{sign}(p_{FL} - p_0) C_d A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{FL} - p_0|} & (\theta_v < -\theta_{T21}) \end{cases} \quad (6)$$

$$q_{FR} =$$

$$\begin{cases} \text{sign}(p_{FR} - p_0) C_d A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{FR} - p_0|} & (\theta_v > \theta_{T21}) \\ 0 & (|\theta_v| \leq \theta_{T21}) \\ -\text{sign}(p_{s1} - p_{FR}) C_d A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{s1} - p_{FR}|} & (\theta_v < -\theta_{T21}) \end{cases} \quad (7)$$

式中 q_{FL} 、 q_{FR} ——转向液压缸控制阀进、回油口流量, m^3/s

p_{FL} 、 p_{FR} ——转向液压缸进、回油腔压力, Pa

A_2 ——控制阀转向液压缸进油节流口通流截面积, m^2

A_3 ——控制阀转向液压缸排油节流口通流截面积, m^2

θ_{T21} ——控制阀阀套液压缸进油控制口负开口重叠区对应阀套轴心圆心角, rad

控制阀套上各有 2 排共 12 个圆形进油节流孔和排油节流孔, 进、排油节流孔相间分布, 控制阀中转向液压缸进、排油孔通流截面积 A_2 、 A_3 分别为

$$A_2 = 3d_2^2 \left[\arccos \left(1 - 2 \frac{|\theta_v| - \theta_{T21}}{\theta_{d2}} \right) - 2 \left(1 - 2 \frac{|\theta_v| - \theta_{T21}}{\theta_{d2}} \right) \sqrt{\frac{|\theta_v| - \theta_{T21}}{\theta_{d2}} - \left(\frac{|\theta_v| - \theta_{T21}}{\theta_{d2}} \right)^2} \right] \quad (\theta_{T21} < |\theta_v| < \theta_{T22}) \quad (8)$$

$$A_3 = 6d_2^2 \left[\arccos \left(1 - 2 \frac{|\theta_v| - \theta_{T21}}{\theta_{d2}} \right) - 2 \left(1 - 2 \frac{|\theta_v| - \theta_{T21}}{\theta_{d2}} \right) \sqrt{\frac{|\theta_v| - \theta_{T21}}{2\theta_{d2}} - \left(\frac{|\theta_v| - \theta_{T21}}{2\theta_{d2}} \right)^2} \right] \quad (\theta_{T21} < |\theta_v| < \theta_{T22}) \quad (9)$$

其中 $\theta_{T21} = \frac{1}{2} \left(\frac{\pi}{6} - \theta_{L02} - \theta_{d2} \right)$

$$\theta_{T22} = \frac{1}{2} \left(\frac{\pi}{6} + \theta_{d2} - \theta_{L02} \right)$$

$$\theta_{d2} = 2 \arcsin \frac{d_2}{D_1} \quad \theta_{L02} = 2 \arcsin \frac{L_{02}}{D_1}$$

式中 d_2 ——控制阀阀套上转向液压缸控制口节流孔直径, m

L_{02} ——控制阀阀芯上对应转向液压缸控制油口的进油槽宽度, m

θ_{d2} ——控制阀阀套上转向液压缸控制口节流孔直径所对应的圆心角, rad

θ_{L02} ——控制阀阀芯上对应转向液压缸控制油口的进油槽宽度对应阀芯轴心的圆心角, rad

θ_{T21} 、 θ_{T22} ——控制阀阀套液压缸进油控制口最大开度所对应的控制阀阀芯与阀套最大相对转角, rad

(3) 转向计量马达流量连续性方程

控制阀至计量马达两腔容积较小, 故忽略油液压缩性对流量的影响。且由于计量马达轴负载很小, 两腔压力近似相等, 故忽略计量马达内泄漏, 可得计量马达流量与转角关系方程为

$$\frac{D_m}{2\pi} \dot{\theta}_m = q_s = \begin{cases} q_{FL} & (\theta_v > \theta_{T11}) \\ 0 & (|\theta_v| \leq \theta_{T11}) \\ -q_{FR} & (-\theta_{T11} < \theta_v) \end{cases} \quad (10)$$

式中 D_m ——转向器计量马达的排量, m^3/r

由液压油路可得

$$p_{s1} = \begin{cases} \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \Delta p_s + p_{FL} & (\theta_v > \theta_{T11}) \\ p_{FL} & (\theta_{T21} < \theta_v < \theta_{T11}) \\ p_0 & (-\theta_{T21} \leq |\theta_v| \leq \theta_{T21}) \\ p_{FR} & (-\theta_{T11} < \theta_v < -\theta_{T21}) \\ \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \Delta p_s + p_{FR} & (\theta_v < -\theta_{T11}) \end{cases} \quad (11)$$

(4) 后轮转向控制阀控制油口压力-流量方程

左右后轮转向控制阀结构尺寸完全相同, 均为三位五通比例换向阀, 其结构如图 7 所示。

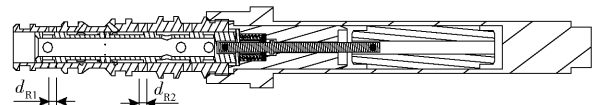


图 7 三位五通比例换向阀结构示意图

Fig. 7 Schematic of structure of three-position five-passage proportional reversing valve

假定阀的响应很快,外界负载压力以及阀芯位移的变化不会影响系统压力和流量的变化;在采用两轮转向时锁死液压缸,防止其因三位五通比例阀的泄漏而偏离其直线行驶位置,故不考虑后轮转向液压缸进、排油道上的双向液控单向阀对动态性能的影响,但考虑其所产生的油液压差的影响。左、右后轮转向液压缸控制阀与液压缸相连的工作油口的流量方程为

$$q_{RL1} = \begin{cases} C_d A_4 (x_{iRL} - x_{im1}) \sqrt{\frac{2\Delta p_{sRL}}{\rho}} & (x_{iRL} > x_{im1}) \\ 0 & (-x_{im2} \leq x_{iRL} \leq x_{im1}) \\ -C_d A_5 (-x_{iRL} - x_{im2}) \sqrt{\frac{2(p_{RL1} - \Delta p_{eRL1} - p_0)}{\rho}} & (x_{iRL} < -x_{im2}) \end{cases} \quad (12)$$

$$q_{RL2} = \begin{cases} C_d A_5 (x_{iRL} - x_{im2}) \sqrt{\frac{2(p_{RL2} - \Delta p_{eRL2} - p_0)}{\rho}} & (x_{iRL} > x_{im2}) \\ 0 & (-x_{im1} \leq x_{iRL} \leq x_{im2}) \\ -C_d A_4 (-x_{iRL} - x_{im1}) \sqrt{\frac{2\Delta p_{sRL}}{\rho}} & (x_{iRL} < -x_{im1}) \end{cases} \quad (13)$$

$$q_{RR1} = \begin{cases} C_d A_4 (x_{iRR} - x_{im1}) \sqrt{\frac{2\Delta p_{sRR}}{\rho}} & (x_{iRR} > x_{im1}) \\ 0 & (-x_{im2} \leq x_{iRR} \leq x_{im1}) \\ -C_d A_5 (-x_{iRR} - x_{im2}) \sqrt{\frac{2(p_{RR1} - \Delta p_{eRR1} - p_0)}{\rho}} & (x_{iRR} < -x_{im2}) \end{cases} \quad (14)$$

$$q_{RR2} = \begin{cases} C_d A_5 (x_{iRR} - x_{im2}) \sqrt{\frac{2(p_{RR2} - \Delta p_{eRR2} - p_0)}{\rho}} & (x_{iRR} > x_{im2}) \\ 0 & (-x_{im1} \leq x_{iRR} \leq x_{im2}) \\ -C_d A_4 (-x_{iRR} - x_{im1}) \sqrt{\frac{2\Delta p_{sRR}}{\rho}} & (x_{iRR} < -x_{im1}) \end{cases} \quad (15)$$

式中 q_{RL1} ——左后轮转向液压缸控制阀流入有杆腔油液流量(流入为正,流出为负), m^3/s
 q_{RL2} ——左后轮转向液压缸控制阀流出无杆腔油液流量(流出为正,流入为负), m^3/s

腔油液流量(流出为正,流入为负), m^3/s

q_{RR1} ——右后轮转向液压缸控制阀流入有杆腔油液流量(流入为正,流出为负), m^3/s

q_{RR2} ——右后轮转向液压缸控制阀流出无杆腔油液流量(流出为正,流入为负), m^3/s

p_{RL1} 、 p_{RL2} ——左后轮转向液压缸有杆、无杆腔油液压力, Pa

p_{RR1} 、 p_{RR2} ——右后轮转向液压缸有杆、无杆腔油液压力, Pa

Δp_{sRL} 、 Δp_{sRR} ——左后轮、右后轮转向液压缸三位五通比例换向阀的供油口压差,其值由控制阀进油道上串联的压力补偿减压阀设定, $\Delta p_{sRL} = \Delta p_{sRR} = 5.5 \times 10^5$ Pa

Δp_{eRL1} 、 Δp_{eRL2} ——左后轮转向液压缸有杆腔、无杆腔油道液控单向阀的压差, Pa

Δp_{eRR1} 、 Δp_{eRR2} ——右后轮转向液压缸有杆腔、无杆腔油道液控单向阀的压差, Pa

x_{iRL} 、 x_{iRR} ——左后轮、右后轮转向液压缸三位五通比例换向阀阀芯位移量, m

x_{im1} 、 x_{im2} ——三位五通比例换向阀通向转向液压缸进、出口的单侧重叠量, m

(5) 转向液压缸流量连续性方程

高地隙自走式喷雾机前轮转向液压系统采用两个单活塞杆双作用液压缸分别驱动左右两个转向轮,两前轮转向液压缸有杆腔串联连接,设无杆腔活塞有效面积为 A_{p1} ,有杆腔活塞有效作用面积为 A_{p2} 。两个前轮转向液压缸腔的连续性方程分别为

$$q_{FL} - C_{it}(p_{FL} - p_{FR}) - C_{et}(p_{FL} - p_0) = A_{p1} \frac{dx_{pFL}}{dt} + \frac{V_{FL1}}{\beta_e} \frac{dp_{FL}}{dt} \quad (16)$$

$$q_{FR} + C_{it}(p_{FL} - p_{FR}) - C_{et}(p_{FR} - p_0) = A_{p1} \frac{dx_{pFR}}{dt} + \frac{V_{FR1}}{\beta_e} \frac{dp_{FR}}{dt} \quad (17)$$

左、右前轮转向液压缸串联油腔(即两个有杆腔串联油路)的连续性方程分别为

$$A_{p1} \left(\frac{dx_{pFL}}{dt} + \frac{dx_{pFR}}{dt} \right) - q_F = \frac{V_{FL2} + V_{FR2}}{\beta_e} \frac{dp_F}{dt} \quad (18)$$

式中 C_{it} 、 C_{et} ——全液压转向器中两个转向液压缸控制口间以及控制口到回油腔的泄漏系数, $m^3/(Pa \cdot s)$

β_e ——油液的体积弹性模量, 近似取 7.0×10^8 Pa

q_F ——车辆蟹行移动前轮控制油液流量, 当车辆采用两轮或四轮转向时取 $0, m^3/s$

x_{pFL} 、 x_{pFR} ——左、右前轮转向液压缸活塞相对于车辆直行位置的位移量, 向外伸出为正方向, m

p_0 ——回油压力, Pa

V_{FL1} 、 V_{FL2} 、 V_{FR1} 、 V_{FR2} ——前轮左、右转向液压缸无杆、有杆腔的油液体积, m^3

后轮转向液压缸进、排油道都装有双向液控单向阀, 所以忽略液压缸进、排油道在控制阀处的泄漏影响。后轮转向液压缸有杆腔和无杆腔的连续性方程为

$$q_{RL1} = A_{p1} \frac{dx_{pRL}}{dt} + \frac{V_{RL1}}{\beta_e} \frac{dp_{RL1}}{dt} \quad (19)$$

$$-q_{RL2} = -A_{p2} \frac{dx_{pRL}}{dt} + \frac{V_{RL2}}{\beta_e} \frac{dp_{RL2}}{dt} \quad (20)$$

$$q_{RR1} = A_{p1} \frac{dx_{pRR}}{dt} + \frac{V_{RR1}}{\beta_e} \frac{dp_{RR1}}{dt} \quad (21)$$

$$-q_{RR2} = -A_{p2} \frac{dx_{pRR}}{dt} + \frac{V_{RR2}}{\beta_e} \frac{dp_{RR2}}{dt} \quad (22)$$

式中 V_{RL1} 、 V_{RL2} ——左后轮转向液压缸无杆、有杆腔的油液体积, m^3

V_{RR1} 、 V_{RR2} ——右后轮转向液压缸无杆、有杆腔的油液体积, m^3

x_{pRL} 、 x_{pRR} ——左、右后轮转向液压缸活塞杆相对于车辆直行位置的位移, 活塞杆向内缩回方向为正, m

(6) 转向液压缸活塞力平衡方程

4 个车轮转向液压缸活塞力位移方程为

$$A_{p1}p_{FL} - A_{p2}p_F = m_{iFL} \frac{d^2x_{pFL}}{dt^2} + B_{pFL} \frac{dx_{pFL}}{dt} + \text{sign} \left(\frac{dx_{pFL}}{dt} \right) F_{iFL} + K_{sFL}x_{pFL} + F_{LFL} \quad (23)$$

$$(-L_p + x_{pm} \leq x_{pFL} \leq x_{pm})$$

$$A_{p1}p_{FR} - A_{p2}p_F = m_{iFR} \frac{d^2x_{pFR}}{dt^2} + B_{pFR} \frac{dx_{pFR}}{dt} + \text{sign} \left(\frac{dx_{pFR}}{dt} \right) F_{iFR} + K_{sFR}x_{pFR} + F_{LFR} \quad (24)$$

$$(-L_p + x_{pm} \leq x_{pFR} \leq x_{pm})$$

$$A_{p1}p_{RL1} - A_{p2}p_{RL2} = m_{iRL} \frac{d^2x_{pRL}}{dt^2} + B_{pRL} \frac{dx_{pRL}}{dt} + \text{sign} \left(\frac{dx_{pRL}}{dt} \right) F_{iRL} + K_{sRL}x_{pRL} + F_{LRL} \quad (25)$$

$$(-L_p + x_{pm} \leq x_{pRL} \leq x_{pm})$$

$$A_{p1}p_{RR1} - A_{p2}p_{RR2} = m_{iRR} \frac{d^2x_{pRR}}{dt^2} + B_{pRR} \frac{dx_{pRR}}{dt} + \text{sign} \left(\frac{dx_{pRR}}{dt} \right) F_{iRR} + K_{sRR}x_{pRR} + F_{LRR} \quad (26)$$

$$(-L_p + x_{pm} \leq x_{pRR} \leq x_{pm})$$

式中 m_{iFL} 、 m_{iFR} 、 m_{iRL} 、 m_{iRR} ——四轮转向液压缸等效质量(包括活塞和活塞杆的质量、转向机构杆件和导向轮的等效质量), 取 $m_{iFL} = m_{iFR} = m_{iRL} = m_{iRR} = m_i$, kg

B_{pFL} 、 B_{pFR} 、 B_{pRL} 、 B_{pRR} ——四轮转向液压缸等效阻尼系数, 取 $B_{pFL} = B_{pFR} = B_{pRL} = B_{pRR} = B_p$, N·s/m

K_{sFL} 、 K_{sFR} 、 K_{sRL} 、 K_{sRR} ——四轮转向液压缸的等效弹簧刚度, 取 $K_{sFL} = K_{sFR} = K_{sRL} = K_{sRR} = K_s$, N/m

F_{iFL} 、 F_{iFR} 、 F_{LFL} 、 F_{LFR} ——四轮转向液压缸活塞运动的总等效动摩擦力, 取 $F_{iFL} = F_{iFR} = F_{LFL} = F_{LFR}$, N

F_{LFL} 、 F_{LFR} 、 F_{LRL} 、 F_{LRR} ——四轮转向液压缸上的随机负载力(包括导向轮轮胎阻力以及车轮运动产生的惯性力), N

L_p ——前轮转向液压缸的活塞运动行程, m

x_{pm} ——转向液压缸活塞从车辆直行位置到向外伸出至转向行程终点的最大位移, m

(7) 转向控制系统数学模型

车辆采用两轮转向模式时, 取 θ_m 、 p_{FL} 、 p_{FR} 、 p_F 、 θ_{m1} 、 x_{pFR} 、 x_{pFL} 作为状态变量, 根据式(10)、(16)、(17)、(23)、(24) 可得喷雾机两轮转向液压系统状

态方程组

$$\begin{cases} \dot{\theta}_m = \begin{cases} \text{sign}(\theta_i - \theta_m) \frac{2\pi C_d A_1}{D_m} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_s} & (\theta_{T11} < |\theta_i - \theta_m| \leq \theta_{T12}) \\ 0 & (|\theta_i - \theta_m| \leq \theta_{T11}) \end{cases} \\ \dot{p}_{FL} = \frac{\beta_e}{V_{p10} + A_{p1} x_{pFL}} [q_{FL} - C_{it}(p_{FL} - p_{FR}) - C_{et}(p_{FL} - p_0) - A_{p1} x_{pFL}] \\ \dot{p}_{FR} = \frac{\beta_e}{V_{p10} + A_{p1} x_{pFR}} [q_{FR} + C_{it}(p_{FL} - p_{FR}) - C_{et}(p_{FR} - p_0) - A_{p1} x_{pFR}] \\ \dot{p}_F = \frac{\beta_e [A_{p1}(x_{pFL} + x_{pFR}) - q_F]}{V_{FL2} + V_{FR2}} \\ \dot{x}_{pFL} = x_{pFL} \\ \dot{x}_{pFL1} = \frac{1}{m_{iFL}} (A_{p1} p_{FL} - A_{p2} p_F - B_{pFL} x_{pFL1} - \text{sign}(x_{pFL1}) F_{fFL} - K_{sFL} x_{pFL} - F_{LFL}) \\ \dot{x}_{pFR} = x_{pFR} \\ \dot{x}_{pFR1} = \frac{1}{m_{iFR}} (A_{p1} p_{FR} - A_{p2} p_F - B_{pFR} x_{pFR1} - \text{sign}(x_{pFR1}) F_{fFR} - K_{sFR} x_{pFR} - F_{LFR}) \end{cases} \quad (27)$$

式中 V_{p10} ——喷雾机直线行驶时转向液压缸无杆腔油液体积, m^3

边界条件:如果 $\theta_m < \theta_i - \theta_{T12}$, 则 $\theta_m = \theta_i - \theta_{T12}$; $\theta_m > \theta_i + \theta_{T12}$, 则 $\theta_m = \theta_i + \theta_{T12}$; 如果 $x_{pFL} < -L_p + x_{pm}$, 则 $x_{pFL} = -L_p + x_{pm}$; 如果 $x_{pFL} > x_{pm}$, 则 $x_{pFL} = x_{pm}$; 如果 $x_{pFL} = -L_p + x_{pm}$ 且 $x_{pFL1} < 0$ 或 $x_{pFL} = x_{pm}$ 且 $x_{pFL1} > 0$, 则 $x_{pFL1} = 0$; 如果 $x_{pFR} < -L_p + x_{pm}$, 则 $x_{pFR} = -L_p + x_{pm}$; 如果 $x_{pFR} > x_{pm}$, 则 $x_{pFR} = x_{pm}$; 如果 $x_{pFR} = -L_p + x_{pm}$ 且 $x_{pFR1} < 0$ 或 $x_{pFR} = x_{pm}$ 且 $x_{pFR1} > 0$, 则 $x_{pFR1} = 0$ 。

当车辆采用四轮转向模式时,前轮转向液压缸油路与前轮转向模式相同,同侧前后车轮沿同一瞬心以相同转向半径行驶,所采用控制方案为通过左、右后轮转向液压缸控制系统,使左、右后轮液压缸位移跟踪其同侧前轮转向液压缸活塞位移。

选取 p_{RL1} 、 p_{RL2} 、 x_{pRL} 、 x_{pRL1} 作为状态变量,根据式(19)、(20)、(25)、(26)可得四轮转向模式驾驶时液压转向系统的状态方程组(以左后轮为例)

$$\begin{cases} \dot{p}_{RL1} = \frac{\beta_e}{V_{p10} + A_{p1} x_{pRL}} (q_{RL1} - A_{p1} x_{pRL1}) \\ \dot{p}_{RL2} = \frac{\beta_e}{V_{p20} - A_{p2} x_{pRL}} (A_{p2} x_{pRL1} - q_{RL2}) \\ \dot{x}_{pFL} = x_{pRL1} \\ \dot{x}_{pRL1} = \frac{1}{m_{iRL}} (A_{p1} p_{RL1} - A_{p2} p_{RL2} - B_{pRL} x_{pRL1} - \text{sign}(x_{pRL1}) F_{fRL} - K_{sRL} x_{pRL} - F_{LRL}) \end{cases} \quad (28)$$

式中 V_{p20} ——喷雾机直线行驶时转向液压缸有杆腔油液体积, m^3

边界条件:如果 $x_{pRL} < -L_p + x_{pm}$, 则 $x_{pRL} = -L_p + x_{pm}$; 如果 $x_{pRL} > x_{pm}$, 则 $x_{pRL} = x_{pm}$; 如果 $x_{pRL} = -L_p + x_{pm}$ 且 $x_{pRL1} < 0$ 或 $x_{pRL} = x_{pm}$ 且 $x_{pRL1} > 0$, 则 $x_{pRL1} = 0$ 。

3 多轮转向控制算法

3.1 转向系统控制策略

高地隙喷雾机田间作业过程中,当喷雾机处于四轮转向模式时,后轮对前轮的转动跟随性能主要受车速、田间路面等因素的影响。若后轮对前轮转向的跟随误差过大,则会导致轮胎侧滑严重,磨损加剧;此外,转向误差过大会使得前后轮转向半径不同,导致施药作业过程中的重喷漏喷,影响作业质量,同时转向过程中可能会对作物造成损害,因此需设计合理的转向系统控制策略。

所设计的高地隙自走式喷雾机多轮转向系统采用两轮、四轮转向相配合的方式。当喷雾机处于运输及作业工况下采用两轮转向模式时,三位五通比例阀关闭,后轮转向液压缸锁死;当喷雾机处于换行及转场作业时采用四轮转向方式,此时控制器通过安装于前轮转向油缸上的位移传感器测量液压缸活塞杆位移,并以此为输入控制量,控制后轮转向阀,使后侧轮转向液压缸移动相应的位移,从而使得前后轮转角相同,进而实现喷雾机的四轮转向控制。以左后轮转向液压缸控制系统为例,其控制系统框图如图8所示。

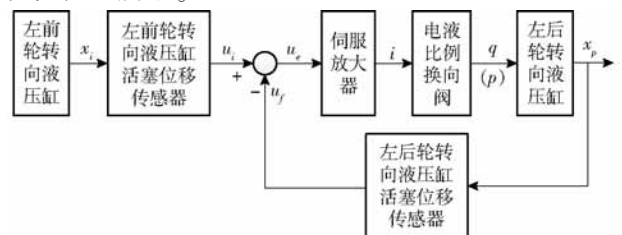


图8 车辆左后轮转向液压缸控制系统框图
Fig. 8 Block diagram of control system for left rear wheel steering hydraulic cylinder of vehicle

3.2 转向系统控制器设计

PID 控制是一种根据系统误差,利用比例单元(P)、积分单元(I)、微分单元(D)计算得到控制量的控制方法,以其结构简单、稳定可靠得到了广泛的应用,其控制规律可表示为

$$u = k_p x_1 + k_i \int x_1 dt + k_d \dot{x}_1 \quad (29)$$

式中 u ——控制器输出电压, V

k_p, k_i, k_d ——比例、积分、微分系数

x_1 ——跟随误差

在分析多轮转向系统控制原理的基础上,本控制系统选用经典 PID 控制方法对多轮转向系统进行控制,即:采用对后轮转向液压缸对相应前轮液压缸位移的跟随误差 x_1 进行比例、积分和微分变换,从而得到液压缸位移控制量的方法,其控制原理图如图 9 所示。

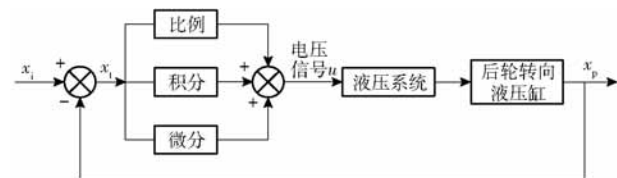


图 9 PID 控制器原理图

Fig. 9 Schematic of PID controller

4 仿真验证及分析

基于 Matlab/Simulink 建立了多轮转向系统,仿真过程中,设置转向轮随机负载为 0,分析转向系统在正弦信号激励下的响应特性。仿真模型中各参数如表 1 所示。

表 1 系统仿真参数

Tab. 1 Values of simulation parameters

参数	数值
L_p/m	0.20
x_{pm}/m	0.10
A_{p1}/m^2	3.316×10^{-3}
A_{p2}/m^2	2.154×10^{-3}
$\Delta p_s/Pa$	5.5×10^5
$C_{et}/(m^3 \cdot (Pa \cdot s)^{-1})$	1×10^{-11}
$C_{it}/(m^3 \cdot (Pa \cdot s)^{-1})$	2×10^{-11}
m_t/kg	10
$B_p/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	74.01
$K_s/(N \cdot m^{-1})$	0
V_{p10}/m^3	3.231×10^{-4}
V_{p20}/m^3	4.67×10^{-4}
$D_m/(m^3 \cdot r^{-1})$	2×10^{-4}

通过仿真得到喷雾机两轮转向以及四轮转向时的车轮转角变化图,如图 10、11 所示。

如图 10 所示,当喷雾机进行两轮转向时,方向

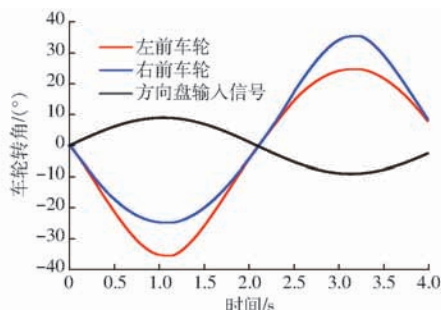


图 10 正弦信号下两前轮转角变化曲线

Fig. 10 Changing curves of front wheel angle with sinusoidal signal

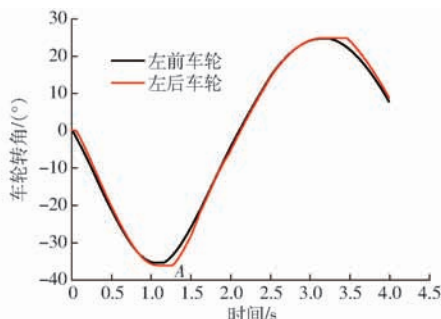


图 11 四轮转向左后轮转角随左前轮转角变化曲线

Fig. 11 Changing curves of left rear wheel angle with left front wheel angle during four wheel steering

盘激励信号为正弦信号时,设定内轮转角最大值为 36° 时,外轮转角为 25° ,由阿克曼转向理论可知^[19],该变化曲线近似符合阿克曼转角变化曲线,满足两轮转向要求。

当喷雾机进行四轮转向时,采用图 8 所示的控制策略,采用所设计的 PID 控制器对后轮转向液压缸进行控制。如图 11 所示,由于三位五通比例换向阀存在电压不灵敏区,左后轮转向液压缸存在 0.04 s 的滞后,0.04 s 后左后轮开始跟随左前轮进行转动,后轮转角对前轮转角跟随过程中最大误差出现于 A 点,仿真最大跟随误差为 2.82° ,转角跟随误差均在阿克曼转向理论允许的 3° 以内,因此,满足车辆的四轮转向要求。

试验测得,车辆进行四轮转向时的转向半径由两轮转向时的 6.72 m 减小到了 5.81 m,转向半径减小幅度达 13.55%,较明显地提高了喷雾机的通过性。

5 实车试验

5.1 实车试验平台搭建

为验证分析所设计的多轮转向系统的性能,以研发的 3WPG-3000 型大型高地隙自走式喷雾机为平台^[22-25],搭建了多功能转向系统试验平台,如图 12 所示。

选用米朗 MPS-XS 型拉线式位移传感器测量转



图12 多功能转向系统实车测试平台

Fig. 12 Performance testing platform for multi-function steering system

1. 拉线式位移传感器
2. 测控系统(包括控制器、采集卡、计算机、信号发生器和电源)
3. 转向系统试验平台
4. 转向液压缸
5. 后轮转向阀



图13 转向系统田间试验

Fig. 13 Field test of steering system

向液压缸位移,量程为 $0 \sim 400$ mm,输出信号 $0 \sim 5$ V电压信号,精度为 ± 1.2 mm;选用USB-6341型采集卡,用于采集位移传感器传来的电压信号,采样频率为50 Hz。液压缸位移信号通过NI采集卡实时传送到PC机中,通过LabVIEW采集界面进行实时位移信号变化曲线的显示和存储。

5.2 田间试验

喷雾机以 3 km/h的速度行驶在具有高低起伏的试验场地,如图13所示,将喷雾机四轮转向开关打开,驾驶员开始进行随机转向,利用位移传感器实时采集转向液压缸位移变化量,以试验时间为横坐标,以液压缸位移变化量为纵坐标,得到喷雾机四轮转向系统后轮液压缸位移对前轮液压缸位移跟踪试验曲线,经式(1)、(2)转换得到后轮转角对前轮转角的跟随曲线,如图14所示。

由图14可知,喷雾机在田间进行转向过程中,

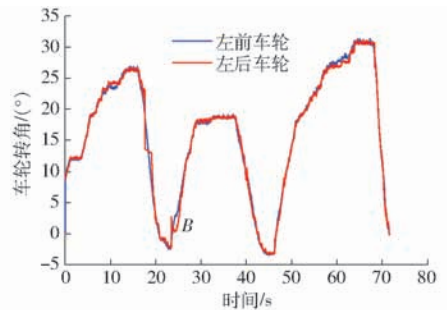


图14 转向系统田间试验曲线

Fig. 14 Field test curves of steering system

左后轮转向液压缸对左前轮转向液压缸的跟随误差均保持在 $0^\circ \sim 3^\circ$ 范围之内,最大误差出现于 26 s的B点,试验中最大转角跟随误差为 2.60° ,满足四轮转向过程中的四轮协调转向要求,通过田间试验可以证明本文所设计的高地隙自走式喷雾机多轮转向系统可以满足喷雾机在小地块作业过程中进行小半径转向需求。

6 结论

(1)在分析高地隙喷雾机转向需求的基础上,设计了一种适用于高地隙喷雾机的转向传动机构,并建立了转向传动机构的数学模型;设计了基于负载传感的全液压转向系统,根据全液压转向器、转向液压缸的流量连续性、压力流量特性方程、活塞杆力平衡方程,建立了基于边界条件的全液压转向系统数学模型,该模型可以更加准确地描述转向系统的工作特性。

(2)在研究多轮转向系统控制特点的基础上,提出了喷雾机多轮转向控制策略以及一种基于PID的控制方法。通过两轮、四轮转向系统Matlab/Simulink仿真验证,结果表明:两轮转向系统满足阿克曼转向理论,四轮转向过程中,后轮对前轮转角的跟随误差均小于 3° ,最大转角跟随误差为 2.82° ,满足四轮转向要求。

(3)田间四轮转向试验结果表明:后轮转角对相应前轮转角的跟随误差均小于 3° ,试验最大转角跟随误差为 2.60° ,验证了所设计液压系统的实用性及其控制方法的稳定性和准确性。

参 考 文 献

- [1] 林立恒,侯加林,吴彦强,等.高地隙喷杆喷雾机研究和发展趋势[J].中国农机化学报,2017,38(2):38-42.
LIN Liheng, HOU Jialin, WU Yanqiang, et al. Review and development trend of high clearance boom sprayer [J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2017,38(2):38-42. (in Chinese)
- [2] 邹雪健,藏秀法,王晓勇.我国植保机械与施药技术现状及发展措施[J].农业科技与装备,2014(12):49-50.
ZOU Xuejian, ZANG Xiufa, WANG Xiaoyong. Status and development measures of plant protection machinery and pesticide application technique [J]. Agricultural Science & Technology and Equipment, 2014(12):49-50. (in Chinese)
- [3] 杨国旭.我国农业机械发展现状及对策分析[J].吉林农业C版,2010(11):154.
- [4] 刘斌.高架喷雾机车架设计方法研究[D].北京:中国农业大学,2016.
LIU Bin. Study on the design methods for high clearance sprayer frame [D]. Beijing: China Agricultural University, 2016. (in Chinese)

- [5] 毛罕平,倪静,韩绿化,等.高地隙液压四轮驱动喷雾机转向防滑控制系统[J/OL].农业机械学报,2012,43(6):58-65. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20120611&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.06.011.
MAO Hanping, NI Jing, HAN Lühua, et al. Anti-slip control system of hydraulic four-wheel drive high clearance sprayer[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(6):58-65. (in Chinese)
- [6] 贾卫东,张磊江,燕明德,等.喷杆喷雾机研究现状及发展趋势[J].中国农机化学报,2013,34(4):19-22.
JIA Weidong, ZHANG Leijiang, YAN Mingde, et al. Current situation and development trend of boom sprayer[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2013, 34(4):19-22. (in Chinese)
- [7] 耿爱军,李法德,李陆星.国内外植保机械及植保技术研究现状[J].农机化研究,2007,29(4):189-191.
GENG Aijun, LI Fade, LI Luxing. The plant protection machinery and technology at home and abroad[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2007, 29(4):189-191. (in Chinese)
- [8] 刘金锁,王进华,贾晶霞.国外自走式喷雾机发展概况[J].农业工程,2015,5(4):29-31.
LIU Jinsuo, WANG Jinhua, JIA Jingxia. Development situation of foreign self-propelled sprayer[J]. Agricultural Engineering, 2015, 5(4):29-31. (in Chinese)
- [9] SHINJI N, TSUGIHARU M. Analysis of response lag in hydraulic power steering system[J]. JSAE Review, 2000, 21: 447-459.
- [10] HANIFAH R A, TOHA S F, HASSAN M K, et al. Power reduction optimization with swarm based technique in electric power assist steering system[J]. Energy, 2016, 102:444-452.
- [11] SONG J G, YOON Y S. Feedback control of four-wheel steering using time delay control[J]. International Journal of Vehicle Design, 1998, 19(3):282-298.
- [12] KAMINAGA M, HEDRICK J K. Adaptive sliding mode control in the presence of saturating tire forces[J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, 1999, 64(2):281-286.
- [13] 刘水章,卢云杰.叉车四轮转向机构的研制[J].叉车技术,2001(3):3-6.
- [14] 梁春明,李晓骞.四轮转向系统在万向叉车上的应用[J].煤矿机械,2009,30(8):186-187.
LIANG Chunming, LI Xiaohuo. Application of four-wheel steering on multidirectional forklift[J]. Coal Mine Machinery, 2009, 30(8):186-187. (in Chinese)
- [15] 罗灯明,鲍远通,林海.多轴重型全挂车机械液压全轮转向装置设计[J].机械科学与技术,2013,30(6):86-89.
LUO Dengming, BAO Yuanrong, LIN Hai. Design of mechanical-hydraulic full-wheel steering device for multi-axle heavy-duty full trailer[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2013, 30(6):86-89. (in Chinese)
- [16] 赵人财,马旭,齐龙,等.拖拉机同轴转向机构的设计与试验[C]//中国农业工程学会学术年会,2011.
- [17] 黄妙华,程勇.四轮转向前后梯形优化设计[J].武汉理工大学学报(信息与管理工程版),2015,37(3):315-317.
HUANG Miaohua, CHENG Yong. Optimization design on steering linkage of 4WS[J]. Journal of Wuhan University of Technology (Information & Management Engineering), 2015, 37(3):315-317. (in Chinese)
- [18] 郑凯峰.四轴重型车辆电控液压全轮转向系统研究[D].北京:北京理工大学,2014.
ZHENG Kaifeng. Study on electric-hydraulic all-wheel steering system for four-axle heavy truck[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2014. (in Chinese)
- [19] 罗秉伟.高地隙自走式喷雾机全液压四轮转向系统的设计与分析[D].镇江:江苏大学,2016.
LUO Gongwei. Design and analysis of the highland self-propelled sprayer with full hydraulic four-wheel steering system[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2016. (in Chinese)
- [20] 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 sprayer[D]. Beijing: Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences, 2012. (in Chinese)
- [21] 张国远.高地隙自走式平台四轮转向系统的研究和设计[D].杨凌:西北农林科技大学,2016.
ZHANG Guoyuan. Research and design of four wheel steering system of high clearance self-propelled platform[D]. Yangling: Northwest A&F University, 2016. (in Chinese)
- [22] 武秀恒,秦嘉浩,杜岳峰,等.高地隙喷雾机主动空气悬架减振控制与实验[J/OL].农业机械学报,2018,49(6):60-67. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20180607&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.06.007.
WU Xiuheng, QIN Jiahao, DU Yuefeng, et al. Experiments of vibration control for active pneumatic suspension system in high clearance self-propelled sprayer[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(6):60-67. (in Chinese)
- [23] 陈雨.高地隙喷雾机独立式立轴空气悬架设计方法与特性研究[D].北京:中国农业大学,2017.
CHEN Yu. Research on design methods and characteristics of independent strut type air suspension system for high clearance sprayer[D]. Beijing: China Agricultural University, 2017. (in Chinese)
- [24] 陈随英.高地隙自走式喷雾机全工况滑转率控制方法研究[D].北京:中国农业大学,2017.
CHEN Suiying. Research on slip-ratio control method for high clearance self-propelled sprayer over all operating conditions[D]. Beijing: China Agricultural University, 2017. (in Chinese)
- [25] 薛涛.大型高地隙喷雾机喷杆悬架设计与控制方法研究[D].北京:中国农业大学,2018.
XUE Tao. Study on the design and control methods of spray boom suspension for large high clearance sprayer[D]. Beijing: China Agricultural University, 2018. (in Chinese)