

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.06.011

高地隙液压四轮驱动喷雾机转向防滑控制系统*

毛罕平¹ 倪静¹ 韩绿化¹ 左志宇¹ 顾建² 张晓东¹

(1. 江苏大学现代农业装备与技术省部共建教育部重点实验室, 镇江 212013;

2. 江苏大学工程训练中心, 镇江 212013)

【摘要】 建立了高地隙四轮驱动喷雾机转向过程中的线性2自由度模型,以前轮转向为例计算出了实际转向角,设计了一种以实际转速比与理论转速比差值为控制对象的转向防滑控制系统。构建了转向电液防滑系统试验装置,分别在转角为5°、10°、15°、20°、25°、30°以及转角在0°~30°连续变化时对控制系统进行了试验验证。结果表明,高地隙四轮驱动喷雾机的转向防滑控制效果良好,控制平均误差最大为2.01%,均值为1.25%。

关键词: 喷雾机 四轮驱动 转向防滑 PID 试验

中图分类号: S219.1; S49 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)06-0058-05

Turning Anti-slip Control System of Hydraulic Four-wheel Drive High Clearance Sprayer

Mao Hanping¹ Ni Jing¹ Han Lühua¹ Zuo Zhiyu¹ Gu Jian² Zhang Xiaodong¹

(1. Key Laboratory of Modern Agricultural Equipment and Technology, Ministry of Education & Jiangsu Province, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China 2. Engineering Training Center, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract

A linear 2-DOF model of steering for the four-wheel drive high clearance spray chassis was established. Taking front-wheel turning for example, the actual steering angle was calculated. A steering anti-slip control system by using absolute difference of the actual speed ratio and theoretical speed ratio as control object was designed. The device of steering anti-slip electro-hydraulic system was constructed and by experiment the designed system was verified when the turning angel were at 5°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30° respectively and turning angle changed in continuous between 0° ~ 30°. The results show that the turning anti-slip control effect for four-wheel drive high clearance sprayer is excellent, the maximum control error is 2.01% and the average value is 1.25%.

Key words Sprayer, Four-wheel drive, Turning anti-slip, PID, Test

引言

高地隙自走式底盘,作为高地隙喷雾机的支承和动力部件,采用全液压四轮驱动。转向行驶中,如果地面附着系数较小或两侧附着系数不等,常常会使轮子驱动力矩超过轮胎与地面间的附着极限,产生驱动轮过度滑转,出现侧滑、激转、侧翻和转向反应迟钝等丧失稳定性和方向性的危险局

面,有必要进行防滑控制。所以合理地调节轮胎与地面间的作用力即进行防滑控制,对提高作业机械的主动安全性和经济性、提高喷药效率等都具有重要的意义^[1-4]。目前的研究大都针对转向时车辆的快速响应和稳定性,未见专门针对转向防滑研究的相关报道^[5-8]。为此,本文针对高地隙喷雾机进行转向电液防滑控制设计,以确保机械作业时的精量、安全。

收稿日期: 2011-06-15 修回日期: 2011-12-16

* 国家高技术研究发展计划(863计划)资助项目(2008AA100901)和江苏高校优势学科建设工程资助项目(苏财教(2011)8号)

作者简介: 毛罕平,教授,博士生导师,主要从事机械系统监测与控制研究, E-mail: maohp@ujs.edu.cn

1 转向模型分析

转向模式有前轮转向、后轮转向和前后轮转向等。以前轮转向为例,将考虑了车轮横向力的四轮车辆转换为两轮的力学模型,该模型忽略了左、右车轮轮胎由于载荷变化而引起轮胎特性的变化以及轮胎回正力矩的作用,如图1所示^[9-10]。

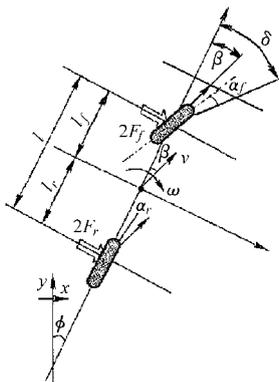


图1 两轮力学模型

Fig. 1 Two-wheel mechanical model

力学模型可表示为

$$mv(\dot{\beta} + \gamma) = 2F_f + 2F_r \quad (1)$$

$$I\dot{\gamma} = 2l_f F_f - 2l_r F_r \quad (2)$$

其中 $F_f = -k_f \alpha_f \quad (3)$

$$F_r = -k_r \alpha_r \quad (4)$$

式中 m ——整机质量 v ——行驶速度

β ——横向滑移角

I ——水平面绕重心回转惯性矩

F_f, F_r ——前、后轮转向力

k_f, k_r ——前、后轮转向系数

l_f, l_r ——前、后轴到重心距离

γ ——车体回转角速度

α_f, α_r ——前、后轮横向滑移角

由式(1)~(4)可推导得出前、后轮滑移角计算公式为

$$\alpha_f \approx \delta - \beta - \frac{l_f \omega}{v} \quad (5)$$

$$\alpha_r \approx \beta - \frac{l_r \omega}{v} \quad (6)$$

式中 δ ——导航角

ω ——车体回转角速度

高地隙喷雾机 l_f, l_r 分别为 1.3、1.1 m, 计算出前、后轮的横向滑移角以及车辆的实际转角 θ , 如表1所示。

以前轮转向为例,图2是基于阿卡曼转向几何学的轮式车辆转向半径示意图^[11],根据几何关系可分别得出四轮的转向半径 R_1, R_2, R_3, R_4 为

表1 前、后轮横向滑移角以及整机实际转角

Tab.1 Lateral slip angle of front and rear wheel and angle of actual machine (°)

参数	导航角 $\delta / (^\circ)$					
	5	10	15	20	25	30
α_f	0.22	0.80	1.66	2.71	3.92	5.23
α_r	0.001	0.006	0.030	0.031	0.040	0.070
θ	4.78	9.20	13.34	17.29	21.08	24.77

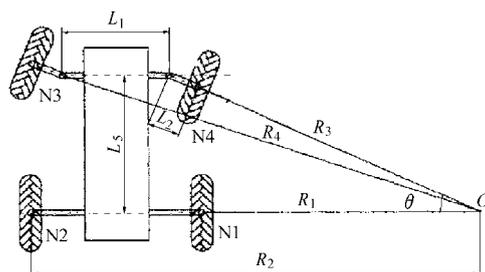


图2 转向半径示意图

Fig. 2 Turning radius diagram

$$R_1 = \frac{L_s}{\tan\theta} - L_2 \quad (7)$$

$$R_2 = \frac{L_s}{\tan\theta} + L_1 + L_2 \quad (8)$$

$$R_3 = \frac{L_s}{\sin\theta} - L_2 \quad (9)$$

$$R_4 = \sqrt{\left(\frac{L_s}{\tan\theta} + L_1\right)^2 + L_s^2} + L_2 \quad (10)$$

式中 L_1 ——前轮实际间距

L_2 ——前轮到转向节点距离

L_s ——前、后轮轴距

由转向半径得出理论转速比 C_i :

左后轮 C_2 为

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{L_s + (L_1 + L_2) \tan\theta}{L_s - L_2 \tan\theta} \quad (11)$$

右前轮 C_3 为

$$\frac{R_3}{R_1} = \frac{L_s \sec\theta - L_2 \tan\theta}{L_s - L_2 \tan\theta} \quad (12)$$

右后轮 C_4 为

$$\frac{R_4}{R_1} = \frac{\sqrt{(L_s \tan\theta)^2 + (L_s + L_1 \tan\theta)^2} + L_2 \tan\theta}{L_s - L_2 \tan\theta} \quad (13)$$

高地隙喷雾机 L_1, L_2 和 L_s 实际值分别为 2.6、0 和 2.4 m, 计算得出各轮理论转速比如表2所示。

表2 理论转速比

Tab.2 Theoretical speed ratio

理论 转速比	转向角 $\theta / (^\circ)$					
	5	10	15	20	25	30
C_2	1.091	1.175	1.257	1.337	1.418	1.500
C_3	1.003	1.013	1.028	1.047	1.072	1.101
C_4	1.094	1.185	1.280	1.372	1.469	1.569

2 控制器设计

2.1 信号采集模块设计

四轮转速通过 SMGC25-1KR-P1-O4/F1 型转速传感器采集,输出信号为 0~5 V 电压,经 ISO 4014 高精度模拟量输入数据采集模块转换为数字量,控制器编制串口通信协议读取四轮转速信息。利用 ZX-HS 型转向传感器检测转向信息,经 A/D 转换器转换为数字量,控制器直接读取。

2.2 控制器设计

预先计算出不同转向角下各轮所对应的理论转速比,然后采集转速、转向共 5 路信号,计算出实际转速比和转速比差值 Δ_i (实际转速比与理论转速比的偏差的绝对值)。

定义实际转速比为

$$A_i = \frac{n_i}{n_1} \quad (i=2,3,4) \quad (14)$$

式中 n_1 ——转速最低轮的转速(又称目标转速)

n_i ——其他轮的转速

采集完成后首先判断打滑情况。若有打滑,将打滑车轮的转速比差量信号进行 D/A 转换并进行

信号放大,利用多路开关导通打滑车轮的 PID 回路进行调节,使其转速比差值控制在要求的小于 5% 范围内。完成调节后,关闭 PID 调节回路。控制器原理如图 3 所示。选用 STC89C52RC 单片机作为 PID 控制的处理芯片,可以实现本系统的信号读取及 PID 调节。离散 PID 控制的形式为

$$u(k) = K_p \left[e(k) + \sum e(k) \frac{T}{K_I} + (e(k) - e(k-1)) \frac{K_D}{T} \right] =$$

$$K_p e(k) + K_I \sum e(k) + K_D (e(k) - e(k-1)) \quad (15)$$

其中

$$K_I = \frac{K_p T}{T_I}$$

$$K_D = \frac{K_p T_D}{T}$$

式中 $u(k)$ ——第 k 次采样时控制器的输出

k ——采样序号, $k=0,1,2,\dots$

$e(k-1)$ 、 $e(k)$ ——第 $k-1$ 、 k 次采样时的偏差值

T ——采样周期

T_I 、 T_D ——积分、微分时间常数

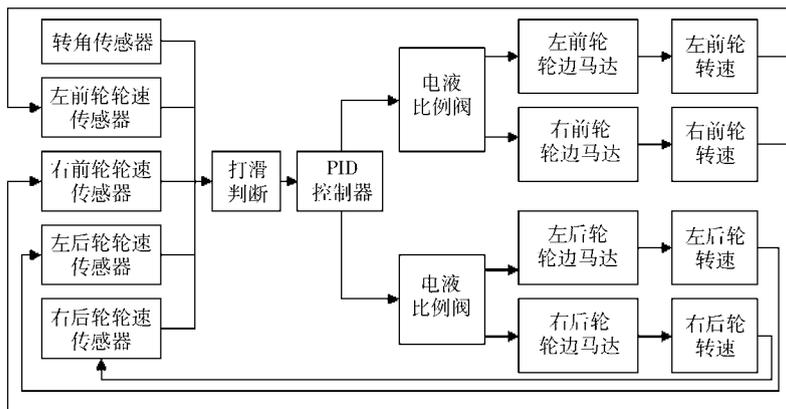


图3 控制器原理

Fig. 3 Controller schematic

在实际应用中,通常采用工程整定方法确定 PID 控制器各参数,以满足控制精度的要求。PID 调节回路如图 4 所示,控制程序流程图如图 5 所示。

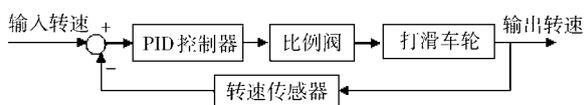


图4 PID调节回路

Fig. 4 PID control loop

3 试验分析

C_2 与 C_4 相差不大(表2),选取轮3和轮4进行防滑调节控制试验,车辆模拟试验台由转速传感器

(SMGC25-1KR-P1-O4/F1)、转向传感器(ZX-HS)、液压泵(VP-12-F)、电动机(YS8034)、比例阀(PDLG-3-T-40-L1-18/Y20)和液压马达(5MCM14-1B)组成。试验台的核心部分防滑控制系统选用单片机作为算法的开发载体。试验台采用液压泵作为动力源,带动装有转速传感器的液压马达旋转,光电传感器测量齿圈信号计算出转速,模拟车轮转动时的状态,然后进行采样试验。

图6为试验装置液压原理图。比例阀将流量一分为二,加载液压泵通过调节节流阀实现模拟加载,控制器将检测到的转速传感器和转向传感器的信号通过计算转速比差值来判断是否产生滑转,当打滑

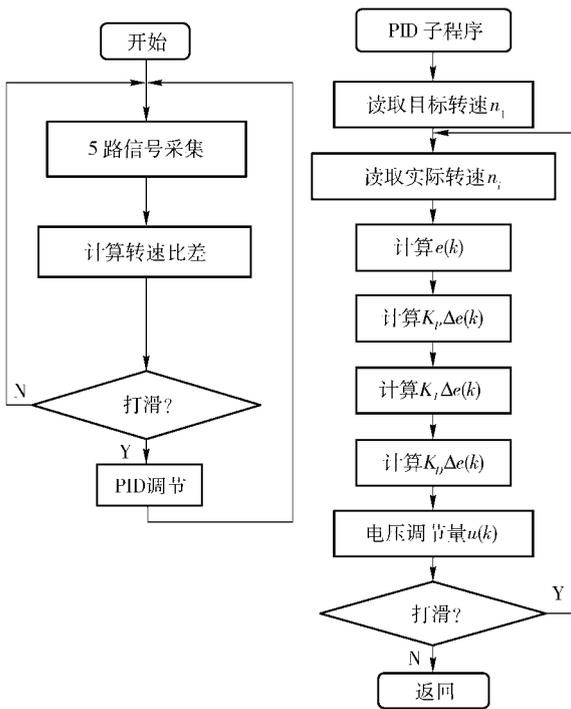


图 5 控制程序流程

Fig. 5 Flowchart of control procedures

时控制器发出控制信号控制比例阀阀芯开口大小，实现防滑控制。以目标转速为 36 r/min 在不同转角下分别进行试验，采集周期为 500 ms。

从图 7(转速上、下限是按照 $\Delta_i < 5\%$ 计算得出的)可以得出，按照 $|A_i - C_i| < 0.05$ 进行调节控制，能够使转角为 5° 、 10° 、 15° 、 20° 、 25° 、 30° 时转速调控达到设定的计算范围内，控制响应时间均在 2 s 以内，能够满足防滑控制系统快速响应的要求。整个调节过程中存在波动，主要是由液压回路造成的，但调控平均值能够满足设计的防滑控制系统要求。依

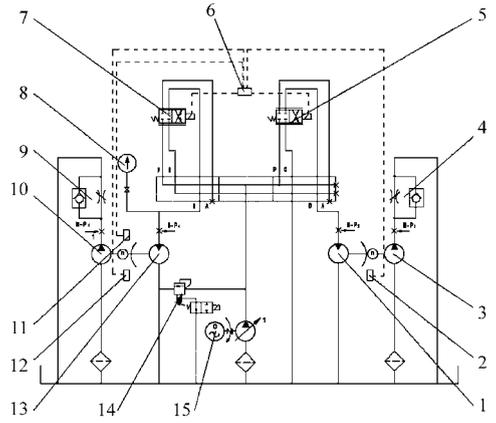


图 6 试验装置原理图

Fig. 6 Schematic of test equipment

1、13. 液压马达 2、12. 转速传感器 3、10. 加载液压泵 4、9. 节流阀 5、7. 电液比例流量阀 6. 控制器 8. 压力表 11. 转向传感器 14. 溢流阀 15. 电动机

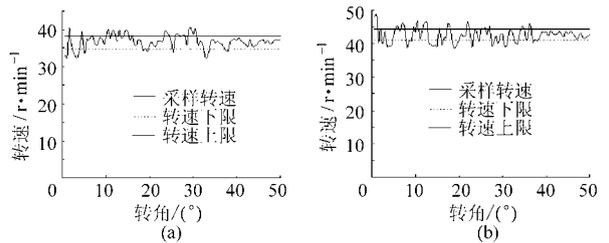


图 7 10° 转角防滑控制效果

Fig. 7 Slip control effect of 10° angle

(a) C_3 控制 (b) C_4 控制

据上述的转向防滑控制判据，定义平均误差

$$\varepsilon = \left| \frac{A - C}{A} \right| \times 100\% \quad (16)$$

式中 A ——实际转速均值 C ——转速理论值
由表 3 可知，设计的防滑控制系统的平均误差最大为 2.01%，满足小于 5% 的控制要求。

表 3 转向防滑控制平均误差

Tab. 3 Average error of steering slip control

理论转速比	转向角 $\theta/(^\circ)$						
	5	10	15	20	25	30	
C_3	实际值/ $r \cdot \min^{-1}$	36.222	36.618	37.654	37.436	37.912	39.043
	理论值/ $r \cdot \min^{-1}$	36.108	36.468	37.008	37.692	38.592	39.636
	平均误差 $\varepsilon/\%$	1.42	0.41	1.75	0.68	1.76	1.50
C_4	实际值/ $r \cdot \min^{-1}$	38.591	41.885	45.414	49.157	52.711	55.685
	理论值/ $r \cdot \min^{-1}$	39.384	42.660	46.081	49.392	52.884	56.484
	平均误差 $\varepsilon/\%$	2.01	1.82	1.45	0.48	0.33	1.41

图 8 中 C_3 由于理论转速比随着转角增加基本保持不变，因此转速调控在一近似固定值上下波动； C_4 与转角呈线性关系，随着转角增大而增大，转速调

控过程呈递增曲线。由此可见，所设计的防滑控制系统能满足在 $0^\circ \sim 30^\circ$ 连续转向时的防滑控制。

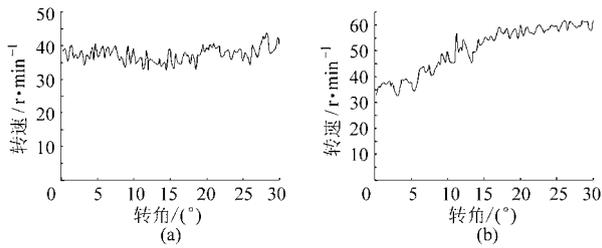


图8 $0^{\circ} \sim 30^{\circ}$ 转角连续变化转速调控效果

Fig.8 Speed control effect of continuously variable angle between $0^{\circ} \sim 30^{\circ}$
(a) C_3 (b) C_4

4 结束语

对四轮液压驱动喷雾机底盘转向防滑控制系统进行了设计,提出了基于转速比差值的控制策略。通过试验对转向防滑系统进行了验证,控制系统能够在设定值范围内准确判断是否发生打滑,能正常启动调控系统进行防滑控制,系统调控平均误差为1.25%,满足转速比差值为0.01~0.05的控制要求,能够有效消除高地隙喷雾机转向时打滑现象。

参 考 文 献

- 1 杨磊,马彪,李和言. 静液驱动履带车辆转向神经网络PID控制仿真[J]. 农业机械学报, 2010, 41(7):15~20.
Yang Lei, Ma Biao, Li Heyan. Steering neural network PID control for tracked vehicle with hydrostatic drive [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(7):15~20. (in Chinese)
- 2 林程,孟祥,陈思忠,等. 四轮转向车辆转向特性分析及试验研究[J]. 北京理工大学学报, 2004, 24(3):218~221.
Lin Cheng, Meng Xiang, Chen Sizhong, et al. Steering characteristics of four-wheel-steering vehicle and relevant tests [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2004, 24(3):218~221. (in Chinese)
- 3 Song J, Che W S. Comparison between braking and steering yaw moment controllers considering ABS control aspects [J]. Mechatronics Special Issue on Hardware-in-the-loop Simulation, 2009, 19(7): 1126~1133.
- 4 Wang J, Wang Q, Jin L, et al. Independent wheel torque control of 4WD electric vehicle for differential drive assisted steering [J]. Mechatronics, 2011, 21(1): 63~76.
- 5 张智刚,罗锡文,李俊岭. 轮式农业机械自动转向控制系统研究[J]. 农业工程学报, 2005, 21(11): 77~80.
Zhang Zhigang, Luo Xiwen, Li Junling. Automatic steering control system of wheeled model farming machinery [J]. Transactions of the CSAE, 2005, 21(11): 77~80. (in Chinese)
- 6 程军伟,高连华,王红岩. 基于打滑条件下的履带车辆转向分析[J]. 机械工程学报, 2006, 42(增刊): 192~195.
Cheng Junwei, Gao Lianhua, Wang Hongyan. Steering analysis of tracked vehicles based on skid condition [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(Supp.): 192~195. (in Chinese)
- 7 张小江,高秀华,王云超. 车辆转向统一动力学模型及模型跟踪控制[J]. 农业工程学报, 2009, 25(11):173~177.
Zhang Xiaojiang, Gao Xiuhua, Wang Yunchao. Unified dynamical model of vehicle steering and model-following control [J]. Transactions of the CSAE, 2009, 25(11): 173~177. (in Chinese)
- 8 杨财,宋健,周艳霞. 车辆转向时牵引力控制系统前轮滑转率算法[J]. 农业机械学报, 2008, 39(8): 38~40.
Yang Cai, Song Jian, Zhou Yanxia. Algorithm for front wheel slip ratio in the traction control system when turning [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(8):38~40. (in Chinese)
- 9 Kececi E F, Tao Gang. Adaptive vehicle skid control [J]. Mechatronics Journal, 2006, 16(5):243~302.
- 10 近藤直,门田充司,野口伸. 农业机器人I. 基础与理论[M]. 乔军,陈兵旗,译. 北京:中国农业大学出版社,2009: 145~146.
- 11 张久林. 工程机械液压行走系统的设计及理论研究[D]. 上海:同济大学,2007.
Zhang Jiulin. Design and theory of hydraulic driving system in engineering machinery [D]. Shanghai: Tongji University, 2007. (in Chinese)