doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.02.006

铰接摆杆式重型拖拉机线控转向系统仿真与试验*

张广庆[1,2]　朱思洪[1]　李伟华[2]　陈晓强[2]　陈　强[2]

(1.南京农业大学工学院,南京 210031;2.徐轮集团徐州凯尔机械有限公司,徐州 221000)

摘要:建立了拖拉机空间多体动力学机械系统与线控转向液压系统联合仿真模型,用 Matlab 编写了相应的模糊 PID 控制仿真程序,进行了拖拉机线控转向系统原地转向仿真。在平直水泥路面上进行了铰接摆杆式重型拖拉机线控原地转向试验与行驶试验。试验研究表明,所开发的线控转向系统能用于行驶速度小于 13 km/h 的作业工况。

关键词:铰接重型拖拉机　线控转向系统　原地转向　仿真　试验

中图分类号:S219.032.3;TP393.1　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2014)02-0028-06

引言

线控转向系统是拖拉机基于 CAN 的 PLC 联网控制系统中的重要组成部分,其控制方式[1-2]采用模糊自整定 PID 控制器。这种控制器广泛应用于工农业生产中,理论成熟、结构简单、鲁棒性强,且计算速率高、易于编程,占用资源少,适用于 PLC 控制器的编程及控制。在线查表法[3]是模糊控制方法中常采用的方式。

为实现铰接摆杆式重型拖拉机的数字化管理与控制[4-5],满足精准农业[6-10]的需求,本文利用控制局域网(CAN)总线技术[11-13]建立拖拉机线控转向系统。通过仿真与试验研究,确定线控转向系统的控制精度,验证线控转向系统的适用范围。

1　线控转向系统模型的建立

建立铰接摆杆式重型拖拉机的线控转向系统,如图 1 所示。

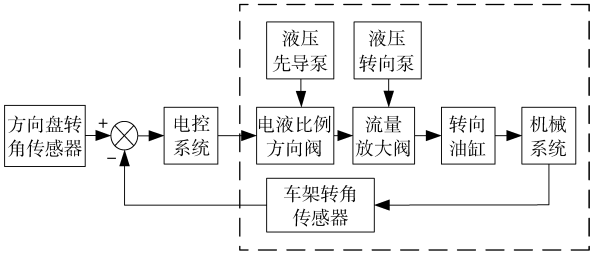

图 1　铰接摆杆式重型拖拉机线控转向系统

Fig.1　Steer-by-wire control system of tractor

系统主要由基于 CAN 的 PLC 联网控制系统、机械系统、液压系统、方向盘和前后车架转角传感器组成。虚框内为转向液压和机械系统,机械系统见文献[14]拖拉机多体动力学模型。

1.1　线控转向液压系统

转向液压系统及传感器布置如图 2 所示。用电液比例方向阀取代全液压转向器,其他部件,包括型号与布置方式,同文献[14]。由电控系统向液压系统电液比例方向阀两端输出 PWM 电压,实现线控转向的控制。

电液比例方向阀阀芯动力学方程为

$$m_d\ddot{x}_d + B_d\dot{x}_d + k_d x_d = F_d \tag{1}$$

式中　k_d——比例阀弹簧刚度,N/m

x_d——比例阀阀芯位移,$-0.0045 < x_d < 0.0045$,m

m_d——比例阀阀芯质量,kg

B_d——阻尼系数,N·s/m

F_d——电磁力,N

在线控转向系统中,式(1)可转换为

$$U_d = \theta_d U_0/\theta_0 = (\ddot{x}_d/w_d^2 + 2\xi_d\dot{x}_d/w_d + x_d)/k'_d \tag{2}$$

其中　$w_d = \sqrt{k_d/m_d}$　$\xi_d \approx B_d/(2\sqrt{m_d k_d})$

$k'_d = l_0/U_0$

式中　w_d——比例阀固有圆频率,rad/s

ξ_d——比例阀系统阻尼系数

U_d——比例阀输入电压,V

k'_d——比例阀增益,m/V

l_0——比例阀阀芯最大位移,m

U_0——比例阀最大输入电压,V

θ_d——动态差值,rad

收稿日期:2013-02-21　修回日期:2013-05-17

*江苏省科技成果转化专项资金资助项目(BA2010055)

作者简介:张广庆,博士生,徐轮集团高级工程师,主要从事车辆振动研究,E-mail:yulusu_2000@163.com

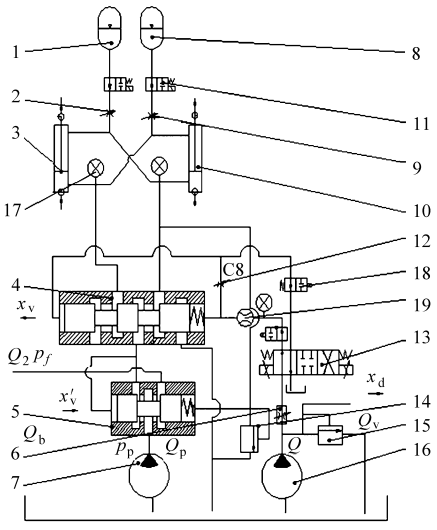

图 2　拖拉机线控转向液压系统

Fig. 2　Schematic of steer-by-wire hydraulic system

1. 蓄能器 A　2. 阻尼孔 A　3. 转向油缸 B　4. 流量放大主阀　5. 流量放大分流阀　6. 调速阀　7. 转向液压泵　8. 蓄能器 B　9. 阻尼孔 B　10. 转向油缸 A　11. 电控截止阀　12. 流量放大主阀 a 腔节流孔　13. 电液比例方向阀　14. 转向溢流阀　15. 先导控制溢流阀　16. 先导液压泵　17. 压力传感器　18. 限位阀　19. 流量传感器

θ_0——方向盘转角最大位移，rad

进入流量放大阀 a 腔的流量 Q_s 为

$$Q_s = C_d \omega_d x'_d \sqrt{2(p - p_a)/\rho} \tag{3}$$

其中 $x'_d = \begin{cases} 0 & (|x_d| < 0.000\,45) \\ x_d - 0.000\,45\,\mathrm{sign}(x_d) & (|x_d| \geqslant 0.000\,45) \end{cases}$

式中　p——比例阀进口压力，Pa

ω_d——比例阀阀口面积梯度，m

x'_d——比例阀进油阀口开度，m

通过流量放大主阀阀芯两端节流孔 C8 的流量为

$$Q_a = C_d \omega_3 |x_v| \sqrt{2|p_a - p_b|/\rho}\,\mathrm{sign}(p_a - p_b) \tag{4}$$

式中　Q_a——通过 C8 进入流量放大阀控制腔 b 的流量，m^3/s

p_a——流量放大阀控制口 a 腔压力，Pa

ω_3——流量放大主阀控制节流口等效面积梯度，m

p_b——流量放大阀控制口 b 腔压力，Pa

由流量连续性可知，电磁比例阀输出流量为

$$Q_s = Q_a + A_z \dot{x}_v + V_a \dot{p}_a / E \tag{5}$$

式中　E——液压油体积弹性模量，Pa

V_a——控制液压油体积，m^3

流量放大阀控制腔 b 回油的流量为

$$Q_b = Q_a + A_z \dot{x}_v - V_b \dot{p}_b / E =$$

$$C_d \omega_d x'_d \sqrt{2|p_b - p_0|/\rho}\,\mathrm{sign}(p_b - p_0)$$

电液比例方向阀的相关参数见表 1。

表 1　电液比例方向阀参数

Tab. 1　Parameters of proportional orientation valve

参数	数值	参数	数值
$w_d/(\mathrm{rad \cdot s^{-1}})$	62.8	ξ_d	0.6
$k'_d/(\mathrm{m \cdot V^{-1}})$	5×10^{-4}	l_0/m	4.5×10^{-3}
U_0/V	9	p/Pa	2.5

在文献[14]对全液压转向系统动态特性分析基础上，用描述电液比例方向阀动态特性的方程(式(1)～(5))替换全液压转向系统，用含 12 个状态变量的状态方程对线控转向液压系统进行描述。取状态变量为：转向油缸 A 工作腔压力 $z_1 = p_A$，转向油缸 B 工作腔压力 $z_2 = p_B$，蓄能器 A 的容积 $z_3 = V'_A$，蓄能器 B 的容积 $z_4 = V'_B$，主阀阀芯位移 $z_5 = x_v$，主阀阀芯速度 $z_6 = \dot{x}_v$，分流阀阀芯位移 $z_7 = x'_v$，分流阀阀芯速度 $z_8 = \dot{x}'_v$，比例阀阀芯位移 $z_9 = x_d$，比例阀阀芯速度 $z_{10} = \dot{x}_d$，比例阀输出压力 $z_{11} = p_a$，比例阀输出压力 $z_{12} = p_b$。所建立的状态方程为

$$\dot{z}_1 = \begin{cases} [\mathrm{sign}(p_1 - z_1) C_d \omega_2 z_5 \sqrt{2|p_1 - z_1|/\rho} + \dot{z}_3 - A_d \dot{L}_A + A_x \dot{L}_B - C_{ic}(z_1 - z_2)] E_p / V_A & (z_5 \geqslant 0) \\ [C_d \omega_2 z_5 \sqrt{2z_1/\rho} + \dot{z}_3 - A_d \dot{L}_A + A_x \dot{L}_B - C_{ic}(z_1 - z_2)] E_p / V_A & (z_5 < 0) \end{cases}$$

$$\dot{z}_2 = \begin{cases} [-C_d \omega_2 z_5 \sqrt{2z_2/\rho} + \dot{z}_4 - A_d \dot{L}_B + A_x \dot{L}_A - C_{ic}(z_2 - z_1)] E_p / V_B & (z_5 \geqslant 0) \\ [-\mathrm{sign}(p_1 - z_2) C_d \omega_2 z_5 \sqrt{2|p_1 - z_2|/\rho} + \dot{z}_4 - A_d \dot{L}_B + A_x \dot{L}_A - C_{ic}(z_2 - z_1)] E_p / V_B & (z_5 < 0) \end{cases}$$

$$\dot{z}_3 = \begin{cases} 0 & (z_3 \geqslant V'^0_A \text{ 且 } \dot{z}_3 \geqslant 0) \\ C_A (p'^0_A V'^0_A / z_3 - z_1) & (\text{其他}) \end{cases} \qquad \dot{z}_4 = \begin{cases} 0 & (z_4 \geqslant V'^0_B \text{ 且 } \dot{z}_4 \geqslant 0) \\ C_B (p'^0_B V'^0_B / z_4 - z_2) & (\text{其他}) \end{cases}$$

$$\dot{z}_5 = z_6$$

$$\dot{z}_6 = \begin{cases} 0 & (|A_z(z_{11} - z_{12})| < kx_0 \text{ 且 } z_5 = 0 \text{ 且 } z_6 = 0) \\ [A_z(z_{11} - z_{12}) - kx_0 \mathrm{sign}(z_{11} - z_{12})]/m & (|A_z(z_{11} - z_{12})| \geqslant kx_0 \text{ 且 } z_5 = 0 \text{ 且 } z_6 = 0) \\ [A_z(z_{11} - z_{12}) - k\,\mathrm{sign}(z_5)(x_0 + |z_5|) - B_c z_6]/m & (z_5 \neq 0) \\ [A_z(z_{11} - z_{12}) - kx_0 \mathrm{sign}(z_6) - B_c z_6]/m & (z_5 = 0 \text{ 且 } z_6 \neq 0) \end{cases}$$

$$\dot{z}_7=\begin{cases}0 & (z_7\leqslant 0 \text{ 且 } z_8<0)\\ 0 & (z_7\geqslant 0.014 \text{ 且 } z_8>0)\\ z_8 & (\text{其他})\end{cases}\qquad \dot{z}_8=\begin{cases}0 & (z_7\leqslant 0 \text{ 且 } \dot{z}_8\leqslant 0)\\ 0 & (z_7\geqslant 0.014 \text{ 且 } \dot{z}_8\geqslant 0)\\ [A_f(p_1-z_1)-k'(x_0'+z_7)-B_c'z_8]/m' & (0<z_7<0.014 \text{ 且 } z_1\geqslant z_2)\\ [A_f(p_1-z_2)-k'(x_0'+z_7)-B_c'z_8]/m' & (0<z_7<0.014 \text{ 且 } z_1<z_2)\end{cases}$$

$$\dot{z}_9=\begin{cases}0 & (z_9\geqslant 0.0045 \text{ 且 } z_{10}\geqslant 0)\\ 0 & (z_9\leqslant -0.0045 \text{ 且 } z_{10}\leqslant 0)\\ z_{10} & (\text{其他})\end{cases}\qquad \dot{z}_{10}=\begin{cases}0 & (z_9\geqslant 0.0045 \text{ 且 } \dot{z}_{10}\geqslant 0)\\ 0 & (z_9\leqslant -0.0045 \text{ 且 } \dot{z}_{10}\leqslant 0)\\ (k_d'\theta_s U_0/\theta_0-z_9-2\xi_d z_{10}/w_d)w_d^2 & (\text{其他})\end{cases}$$

$$\dot{z}_{11}=\begin{cases}[C_d\omega_d x_d'\sqrt{2|p-z_{11}|/\rho}\,\mathrm{sign}(p-z_{11})-C_d\omega_3|z_5|\sqrt{2|z_{11}-z_{12}|/\rho}\,\mathrm{sign}(z_{11}-z_{12})-A_z z_6]E/V_a & (x_d'>0 \text{ 且 } x_{wf1}=1)\\ [C_d\omega_d x_d'\sqrt{2|z_{11}-p_0|/\rho}\,\mathrm{sign}(z_{11}-p_0)-A_z z_6-C_d\omega_3|z_5|\sqrt{2|z_{11}-z_{12}|/\rho}\,\mathrm{sign}(z_{11}-z_{12})]E/V_a & (x_d'\leqslant 0 \text{ 且 } x_{wf1}=1)\\ [-C_d\omega_3|z_5|\sqrt{2|z_{11}-z_{12}|/\rho}\,\mathrm{sign}(z_{11}-z_{12})-A_z z_6]E/V_a & (x_{wf1}=0)\end{cases}$$

$$\dot{z}_{12}=\begin{cases}[-C_d\omega_d x_d'\sqrt{2|z_{12}-p_0|/\rho}\,\mathrm{sign}(z_{12}-p_0)+A_z z_6+C_d\omega_3|z_5|\sqrt{2|z_{11}-z_{12}|/\rho}\,\mathrm{sign}(z_{11}-z_{12})]E/V_b & (x_d'>0 \text{ 且 } x_{wf2}=1)\\ [-C_d\omega_d x_d'\sqrt{2|p-z_{12}|/\rho}\,\mathrm{sign}(p-z_{12})+C_d\omega_3|z_5|\sqrt{2|z_{11}-z_{12}|/\rho}\,\mathrm{sign}(z_{11}-z_{12})+A_z z_6]E/V_b & (x_d'\leqslant 0 \text{ 且 } x_{wf2}=1)\\ [C_d\omega_3|z_5|\sqrt{2|z_{11}-z_{12}|/\rho}\,\mathrm{sign}(z_{11}-z_{12})+A_z z_6]E/V_b & (x_{wf2}=0)\end{cases}$$

状态变量初始值取为(2×10^6,2×10^6,6.3×10^{-4},6.3×10^{-4},0,0,5.08×10^{-3},0,0,0,1.01×10^5,1.01×10^5)。

1.2 线控转向电控系统

线控转向系统采用在线模糊[15-16]自整定 PID 控制,控制器及控制策略如图 3 所示。

被控对象为拖拉机转向液压和机械系统,系统输入为方向盘转角 $x(t)$,系统输出为前、后车架相对转角 $y(t)$,系统输入、输出组成闭环控制系统。

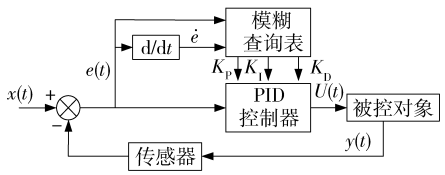

图 3 模糊自整定 PID 控制器模型

Fig. 3 Model of fuzzy self-tuning PID controller

根据系统控制误差与误差变化率的模糊化的取值,用查表法获取 PID 控制参数 K_P、K_D 和 K_I。模糊 PID 控制器[17]输出的控制电压 $U(t)$ 为电液比例方向阀两端电磁铁输入 PWM 电压。

2 线控转向系统仿真

基于欧拉四元数,利用含拉格朗日乘子的增广矩阵法建立铰接式拖拉机 12 自由度多体动力学仿真模型[18-19]。采用 12 个状态变量的状态方程对线控转向液压系统进行描述。用 Matlab 软件编写模糊 PID 控制器、液压系统与空间多体动力学联合仿真程序。仿真采用定步长形式,步长 $t_s=1\times10^{-5}$ s。状态变量、构件形位及速度控制精度[20]分别为 1×10^{-15}、1×10^{-36}及 1×10^{-24}。

为考察线控转向系统的控制精度和跟随性,进行斜坡输入和正弦输入的拖拉机原地转向仿真。当输入正弦信号时,得到的铰接摆杆式重型拖拉机前后车架转角、转角误差、转角误差变化率和放大阀主阀芯位移时间历程如图 4 所示。

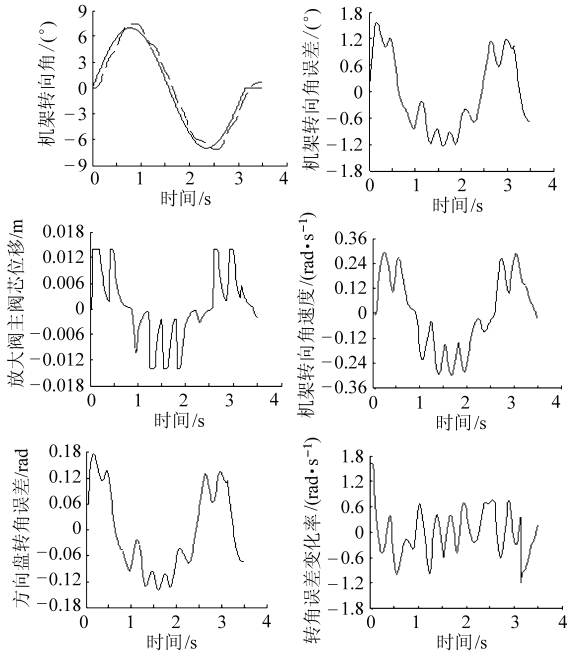

图 4 正弦输入时线控转向系统监测曲线

Fig. 4 Simulation curves of steer-by-wire system with sine signal input

从图 4 可以看出,在电液比例方向阀控制下流量放大阀主阀芯动态特性复杂,获得了较好的转向跟随性,最大控制误差为 2°。

当输入斜坡信号时,得到的铰接摆杆式重型拖拉机前后车架转角、转角误差、转角误差变化率和放大阀主阀芯位移时间历程如图 5 所示。

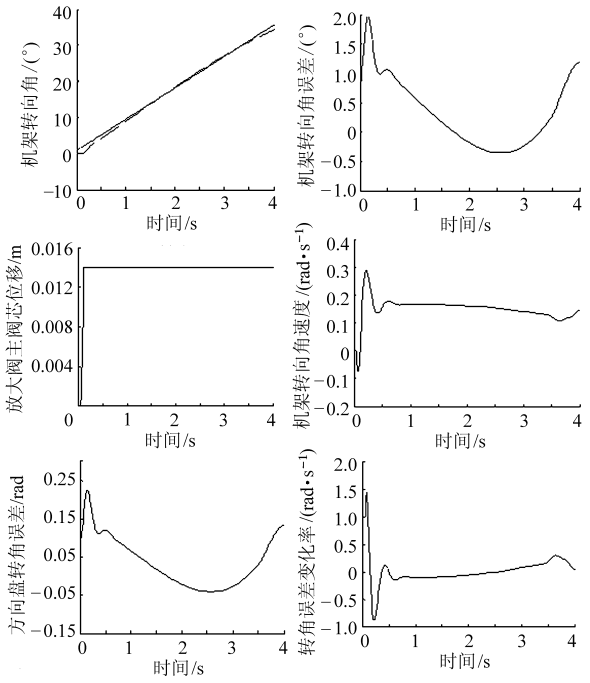

图 5　斜坡输入时系统监测曲线

Fig. 5　Simulation curves with ramp signal input

从图 5 可以看出：①放大阀主阀芯迅速达到并稳定在最大位移。②车架转角最大控制误差为 2°，出现在转向开始与结束区间。③整机转向过程中的惯性和轮胎与地面间的相互作用造成了机架转角速度的波动。④转向速度平均值为 7.6(°)/s。

3　拖拉机线控转向试验

为了验证铰接摆杆式重型拖拉机线控转向系统模型与控制策略，改善系统在整机上的使用效果，在平直水泥路面上进行铰接摆杆式重型拖拉机线控原地转向试验与行驶试验。

利用 CAN－USB 转换器将 PC 机接入拖拉机基于 CAN 的 PLC 控制网络，由 PC 机完成试验数据的采集。与线控转向系统试验相关的设备及技术参数如表 2 所示。为便于控制策略、控制参数的整理与对比分析，由 PLC 内置调试程序实现线控转向系统规则曲线的输入。

3.1　稳态误差试验

进行了拖拉机原地转向稳态误差试验，测试曲线如图 6 所示。

表 2　试验设备

Tab. 2　Test equipments

设备	型号	数量	项目	测量范围(精度)
线控转向 ECU	iFlexC3 PLC	1	控制与信号采集	42 通道
人机交互显示器	ICP6600－084TC	1	行车状态显示与开关量输入	8.4 寸、电容屏
方向盘智能节点	SASA11088656	1	方向盘转角、转速检测与联网通信	1 080°(分辨率 0.1°)
位移传感器	LS－10	1	前后车架转角	0～10 mm(1%)

由图 6 可知：①稳态误差控制在最大转向角的 2%。②拖拉机线控转向系统未出现系统振荡，系统稳定性较好。③拖拉机以最大速度转向，转向角随时间的变化基本呈线性。阶跃信号输入时，车架转角反馈信号的斜率反映了拖拉机转向的能力，取决于系统配置。

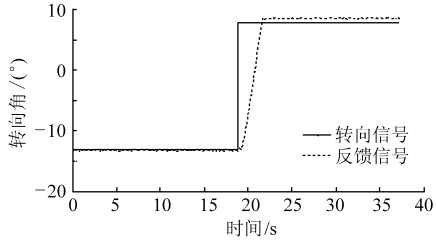

图 6　阶跃信号输入时转向角测试曲线

Fig. 6　Measuring curves of steering angle with step signal input

3.2　跟随性试验

为考察拖拉机线控转向系统的连续转向控制效果，进行了正弦波输入、三角波输入和随机输入拖拉机原地转向试验。其中三角波输入时整机测试曲线如图 7 所示。

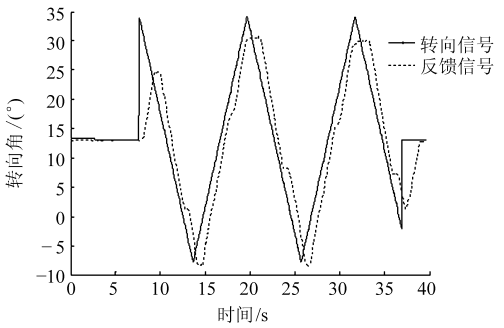

图 7　三角波信号输入时转向角测试曲线

Fig. 7　Measuring curves of steering angle with triangular signal input

由图 7 可知：①在连续转向过程中，线控转向系统均存在控制误差。②标准三角波的起始和结束阶段为阶跃信号，整机以最大转向速度进行跟踪。③中间连续转向阶段，整机转向跟踪平稳，响应迅速，仅在换向时出现曲线交叉。④跟踪过程中未出现转向振荡的现象。拖拉机线控转向系统具有较好的连续转向跟踪效果。

3.3　行驶试验

拖拉机行驶速度为 13 km/h 的工况下，进行了

拖拉机路面行驶试验,转向过程灵敏、流畅,测试曲线如图 8 所示。

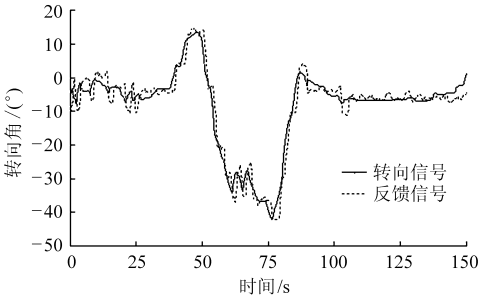

图 8 路试测试的转向角

Fig. 8 Road test curves of steering angle

由图 8 可知:①拖拉机线控转向系统响应快速,控制跟踪效果较好。②转向与直线行驶过程中均有控制误差,存在较小的整机转向波动。拖拉机线控转向系统可用于行驶速度小于 13 km/h 的作业工况。

4 结束语

建立了铰接摆杆式重型拖拉机线控转向系统数学模型,进行了原地转向仿真和线控转向试验。分析表明:拖拉机线控转向系统存在控制误差与微幅转向波动;拖拉机线控转向系统具有良好的稳定性与跟随性;基于查表法的模糊自整定 PID 控制器适用于拖拉机行驶速度小于 13 km/h 农田作业工况。

参 考 文 献

1 Qiu H, Zhang Q, Reid J F, et al. Nonlinear feedforward-plus-PID control for electrohydraulic steering systems[J]. Fluid Power Systems and Technology-1999 ASME Conference Proceedings,1999: 89 - 94.

2 Scott P. Development of a fuzzy logic speed and steering control system for an autonomous vehicle[D]. Cincinnati: University of Cincinnati,1999.

3 涂承宇. 模糊控制理论与实践[M]. 北京:地震出版社,1998.

4 侯占峰,鲁植雄,赵兰英,等. CAN 总线技术在拖拉机上的应用展望[J]. 农机化研究, 2006(10): 184 - 186.
Hou Zhanfeng, Lu Zhixiong, Zhao Lanying, et al. Application of CAN bus technology in tractor[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research,2006(10):184 - 186. (in Chinese)

5 王友权,周俊,姬长英,等. 基于自主导航和全方位转向的农用机器人设计[J]. 农业工程学报, 2008, 24(7):110 - 113.
Wang Youquan, Zhou Jun, Ji Changying, et al. Design of agricultural wheeled mobile robot based on autonomous navigation and omnidirectional steering[J]. Transactions of the CSAE,2008,24(7):110 - 113. (in Chinese)

6 Zhang Naiqian, Wang Maohua, Wang Ning. Precision agriculture—a world wide overview[J]. Computers and Electronics in Agriculture,2002,36(2/3):113 - 132.

7 刘爱民,封志明,徐丽明. 现代精准农业及我国精准农业的发展方向[J]. 中国农业大学学报, 2000,5(2): 20 - 25.
Liu Aimin, Feng Zhiming, Xu Liming. The modern precision agriculture and technological system[J]. Journal of China Agricultural University,2000,5(2):20 - 25. (in Chinese)

8 Alberto C. From wireless sensors to field mapping: anatomy of an application for precision agriculture[J]. Computers and Electronics in Agriculture,2007,58(1):25 - 36.

9 Adamchuk V I, Hummel J W, Morgan M T, et al. On-the-go soil sensors for precision agriculture[J]. Computers and Electronics in Agriculture,2004,44(1):71 - 91.

10 侯建平. 精准农业发展模式选择与评价研究[D]. 天津:天津大学,2007.
Hou Jianping. Study on choice of precision agriculture developing mode and evaluation[D]. Tianjin: Tianjin University,2007. (in Chinese)

11 安秋,姬长英,周俊,等. 基于 CAN 总线的农业移动机器人分布式控制网络[J]. 农业机械学报,2008,39(6):123 - 125.
An Qiu, Ji Changying, Zhou Jun, et al. Distributed control network for CAN-based autonomous agricultural robot[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2008,39(6):123 - 125. (in Chinese)

12 胡炼,罗锡文,张智刚,等. 基于 CAN 总线的分布式插秧机导航控制系统设计[J]. 农业工程学报, 2009, 25(12): 88 - 92.
Hu Lian, Luo Xiwen, Zhang Zhigang, et al. Design of distributed navigation control system for rice transplanters based on controller area network[J]. Transactions of the CSAE,2009,25(12):88 - 92. (in Chinese)

13 袁越阳,鲁植雄,鞠卫平,等. 基于控制局域网的拖拉机液压悬挂电控系统[J]. 农业机械学报,2009,40(1):9 - 13.
Yuan Yueyang, Lu Zhixiong, Ju Weiping, et al. Electro-hydraulic hitch system of tractors based on control area network[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2009,40(1):9 - 13. (in Chinese)

14 张广庆,朱思洪,李伟华,等. 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 - 30,18.
Zhang Guangqing, Zhu Sihong, Li Weihua, et al. Simulation and experiment of in-situ steering of large wheel tractor with hinge swing link[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2012,43(10):25 - 30, 18. (in Chinese)

15 陈杰平,冯武堂,郭万山,等. 整车磁流变减振器半主动悬架变论域模糊控制策略[J]. 农业机械学报,2011,42(5):7 - 13,19.
Chen Jieping, Feng Wutang, Guo Wanshan, et al. Whole vehicle magnet rorheological fluid damper semi-active suspension variable universe fuzzy control simulation and test[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2011,42(5):7 -

13,19. (in Chinese)

16 白学峰,鲁植雄,常江雪,等. 基于滑转率的拖拉机自动耕深模糊控制仿真[J]. 农业机械学报,2012,43(增刊):6 - 10.
Bai Xuefeng, Lu Zhixiong, Chang Jiangxue, et al. Fuzzy control algorithm simulation of automatic control of tilling depth for tractor based on slip rate[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(Supp.): 6 - 10. (in Chinese)

17 白学峰,鲁植雄,张广庆,等. 基于滑转率的拖拉机驱动防滑模糊 PID 控制算法仿真分析[J]. 江西农业学报,2012,24(9):146 - 149,156.
Bai Xuefeng, Lu Zhixiong, Zhang Guangqing, et al. Simulative analysis of fuzzy PID control algorithm for antiskid driving system of tractor based on slip ratio[J]. Acta Agriculturae Jiangxi, 2012, 24(9): 146 - 149, 156. (in Chinese)

18 洪嘉振. 计算多体系统动力学[M]. 北京: 高等教育出版社,1999: 289 - 319.

19 张广庆,朱思洪,李伟华,等. 铰接摆杆式大功率拖拉机单边越障动态特性仿真分析[J]. 农业机械学报,2011,42(12):67 - 73.
Zhang Guangqing, Zhu Sihong, Li Weihua, et al. Dynamic characteristics of large wheel tractor with hinge swing link during unilateral obstacle surmounting[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(12): 67 - 73. (in Chinese)

20 孔向东,钟万勰. 非线性系统动力学微分代数方程约束违约的自动修正[J]. 大连理工大学学报, 1991, 39(1):22 - 25.
Kong Xiangdong, Zhong Wanxie. Self-correction algorithm of constraint errors of differential algebraic equations for nonlinear system dynamics[J]. Journal of Dalian University of Technology, 1991, 39(1): 22 - 25. (in Chinese)

Simulation and Experiment of Steering by Wire System of Large Wheel Tractor with Hinge Swing Link

Zhang Guangqing[1,2]　Zhu Sihong[1]　Li Weihua[2]　Chen Xiaoqiang[2]　Chen Qiang[2]

(1. *College of Engineering*, *Nanjing Agricultural University*, *Nanjing* 210031, *China*
2. *Xuzhou KAT Machinery Co.*, *Ltd.*, *Xulun Group*, *Xuzhou* 221000, *China*)

Abstract: According to the structural characteristics of heavy articulated wheel tractor, a steer-by-wire system of the tractor was set up, consisted of electrical control system, angular displacement sensors, mechanical system and hydraulic steering system. The equivalent mathematical model of hydraulic steering system of the tractor was set up with nonlinear state space method by 12 parameters. Controlled by fuzzy self-tuning PID system, the articulated tractor simulation programs consisted of multi-body dynamics system and hydraulic system were developed, with help of Matlab software. The in-situ steering simulations of the tractor with the steering by wire system were carried out. Experiments on rigid road were carried out, and the results showed that the steering by wire system was suitable to the tractor operation condition when the speed was less than 13 km/h.

Key words: Large wheel articulated tractor　Steering by wire system　In-situ steering　Simulation　Experiment