

轮式联合收获机电控液压转向特性测试与分析

彭靖叶 夏中州 李作栋 王绪坪 何志博 丁幼春

华中农业大学工学院/农业农村部长江中下游农业装备重点实验室, 武汉 430070

摘要 针对轮式联合收获机自动驾驶中需要对电控液压转向特性进行测试与分析等问题, 设计了转向轮转角测量装置, 构建了电控液压转向测试系统, 通过电液转向控制器实现了转向轮转角的实时控制与同步测量, 对电控液压转向过程中的稳态转向速率、瞬态响应过程等线性与非线性特征开展了分析与测试。由路面静态试验验证得到收获机转向轮转向中位左右 15° 范围内, 转向轮转角对应转向液压缸活塞杆伸缩量关系线性拟合决定系数 $R^2 > 0.99$, 均方根误差 $RMSE = 0.25$ 。田间动态试验显示: 电控液压转向存在的非对称死区电压区间占控制电压范围的 32%; 转向轮稳态动作时的转向轮转向速率与转向控制电压线性度显著; 在不同方波信号激励下, 转向轮瞬态响应过程平均滞后时间 90 ms、调整时间 150~200 ms、调整转角 $0.21^\circ \sim 2.77^\circ$ 、滞留时间 25~77 ms、滞留转角 $0.10^\circ \sim 1.24^\circ$ 。

关键词 轮式联合收获机; 转向角测量装置; 转向测试系统; 转向特性; 瞬态响应

中图分类号 S 216.2 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2019)06-0147-09

自动驾驶可以降低联合收获机驾驶人员劳动强度, 提高作业质量与效率^[1-3]。自动驾驶误差主要由定位误差和控制误差构成, 提高导航控制精度能够有效降低控制误差, 而高精度导航控制器的设计主要受收获机自身转向特性影响^[4-5]。当前, 对现有联合收获机传统液压转向系统进行电控液压转向改装是实现联合收获机自动驾驶的前提条件^[6-10]。受土壤条件、粮仓容积变化以及喂入量变化等田间复杂工况条件影响, 经过改装后的联合收获机电控液压转向系统难以用单一的系统传递函数或动力学模型来描述, 不利于导航控制器的精准设计^[11-15]。因此, 开展轮式联合收获机在田间作业工况下的电控液压转向响应速度和滞后特性等的测试与分析, 对设计高精度的联合收获机导航控制器具有重要的现实意义。

国内众多研究学者对农机全液压转向系统进行了设计、改装及测试。部分自动驾驶公司采用专用方向盘作为导航系统的驱动执行机构, 该控制方式由于存在方向盘游动间隙, 自由行程随不同机型及其使用时间发生变化, 容易造成控制上的缺陷, 调校过程比较繁琐^[16-18]。采用电液比例阀替代传统的全

液压转向器可以提供更大的流量输出及更为快速、精确、舒适的转向性能^[19-21]。如张美娜等^[22-24]采用多线程编程技术, 制定了 CAN 总线通信协议, 实现导航数据的实时采集, 并通过建立车辆运动模型与转向系统闭环模型确立了系统开环传递函数。鲁植雄等^[25]、刁秀永等^[26]针对拖拉机线控液压转向系统开展联合仿真, 建立了液压系统模型及整车模型, 通过整定 PID 参数闭环控制转向轮进行了阶跃信号动态响应测试。贾全等^[27-28]通过研制拖拉机导航液压控制阀测试平台, 对伺服阀及比例阀的流量、速度特性进行了功能性试验。常江雪等^[29-30]设计了拖拉机线控液压转向系统, 利用 SimMechanics 建立线控液压转向模型, 得到模糊控制油缸位移阶跃信号响应曲线。上述研究主要针对拖拉机转向系统进行了建模与测试, 得到了基于不同控制策略的系统阶跃信号响应, 关于轮式联合收获机田间作业工况下电液转向控制响应速度、滞后特性的测试与分析较少。

本研究针对轮式联合收获机自动驾驶过程中的电液转向控制特性, 进行了电控液压转向系统的改装, 设计了适用于联合收获机后轮转向的转向轮转

收稿日期: 2019-04-17

基金项目: 国家重点研发计划项目(2017YFD0700400; 2017YFD0700405)

彭靖叶, 硕士研究生. 研究方向: 现代农业装备设计与测控. E-mail: 519656610@qq.com

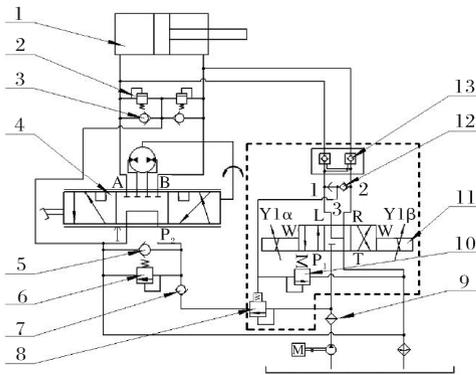
通信作者: 丁幼春, 博士, 教授. 研究方向: 油菜机械化生产智能化技术与装备. E-mail: kingbug163@163.com

角测量装置,构建了电控液压转向测试系统,测试并分析了转向液压缸活塞杆伸缩量与转向轮转角关系、控制电压与转向轮转向速率关系、瞬态响应过程等,旨在为后续联合收获机导航控制器的设计及参数优化提供依据。

1 测试系统设计

1.1 电控液压转向系统改装

为实现快速、精确的联合收获机转向控制,对现有联合收获机的传统液压转向系统进行电控液压转向改装,如图 1 所示,虚线框外为原手动方向盘控制的全液压转向系统,虚线框内为加装的电控液压转向阀组。当电液比例阀不工作时, P_1 口处于闭合状态,可通过方向盘控制全液压转向器使转向轮动作;当电液比例阀上电工作后, P_1 口开启,梭阀选择高压,逻辑控制阀内锥阀两端压力平衡、阀口闭合,由电液比例阀按输入电信号大小连续控制液压系统的液流方向、流量和压力,进而通过控制阀口开度大小控制液压缸伸缩速率,其中逻辑控制阀设定压差高于油缸负载压力 1.2 MPa,溢流阀的调定压力为 15 MPa,双向液压锁用于系统保压和锁定油缸位置。在保留原转向油路结构不变(即保留原手动方向盘控制功能)的情况下,通过外接电控液压转向旁路的方式,



1. 双作用单活塞杆式液压缸 Double-acting single-piston hydraulic cylinder; 2. 溢流阀 Overflow valve; 3. 单向阀 Non-return valve; 4. 开芯无反应式全液压转向器 Open core non-reactive full hydraulic steering gear; 5. 人力转向单向阀 Manpower steering check valve; 6. 安全阀 Safety valve; 7. 入口单向阀 Inlet check valve; 8. 逻辑控制阀 Logic control valve; 9. 过滤器 Filter; 10. 溢流阀 Overflow valve; 11. 三位四通电液比例阀 Three-position four-way liquid proportional valve; 12. 梭阀 Shuttle valve; 13. 双向液压锁 Two-way hydraulic lock.

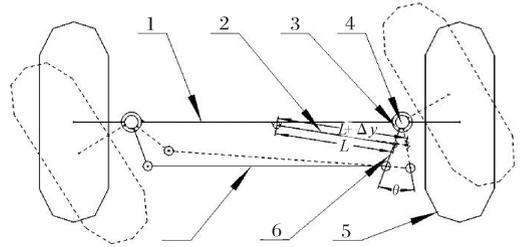
图 1 电控液压转向油路

Fig.1 Electronically controlled hydraulic steering circuit

式,实现了联合收获机转向轮的电液控制。

1.2 转向角测量装置设计

本研究选用的试验平台为雷沃谷神 GE70 型谷物联合收获机,该自走式联合收获机采用后轮转向,其转向轮位置信息可采用转向轮转角(转向角)的测量值表示。收获机后轮转向机构如图 2 所示,转向轮及转向后桥由转向销轴铰接在转向桥支撑管上,转向桥支撑管由限位螺栓固定在转向桥上;转向销轴由转向节轴承轴向固定在转向桥支撑管中,并与转向轮及转向摇臂固定连接;转向控制时转向液压缸伸缩带动转向摇臂及转向横拉杆动作,使得转向轮与转向销轴同轴转动。理想情况下收获机保持直线行驶时,转向轮所在位置即为转向中间位置,对应转向液压缸活塞杆中间位置。



实线部分为转向轮转向中间位置,虚线部分为转向轮由转向中间位置转动 θ 后所在位置, θ 为转向轮转角, L 为转向液压缸中间位置初始长度, Δy 为转向液压缸伸缩量。其中 1 与 3 固定连接,4 与 5 固定连接。Solid part of the figure is the middle position of steering wheel, and the dashed part is the steering wheel by turning θ after the middle position. θ is the steering angle of steering wheel, L is the initial length of steering hydraulic cylinder in middle position, Δy is the expansion of the steering hydraulic cylinder. 1. 转向后桥 Steering bridge; 2. 转向液压缸 Steering hydraulic cylinder; 3. 转向桥支撑管 Support column of steering bridge; 4. 转向销轴 Steering hinge pin; 5. 转向轮 Steering wheel; 6. 转向摇臂 Steering rocker arm; 7. 转向横拉杆 Steering track rod.

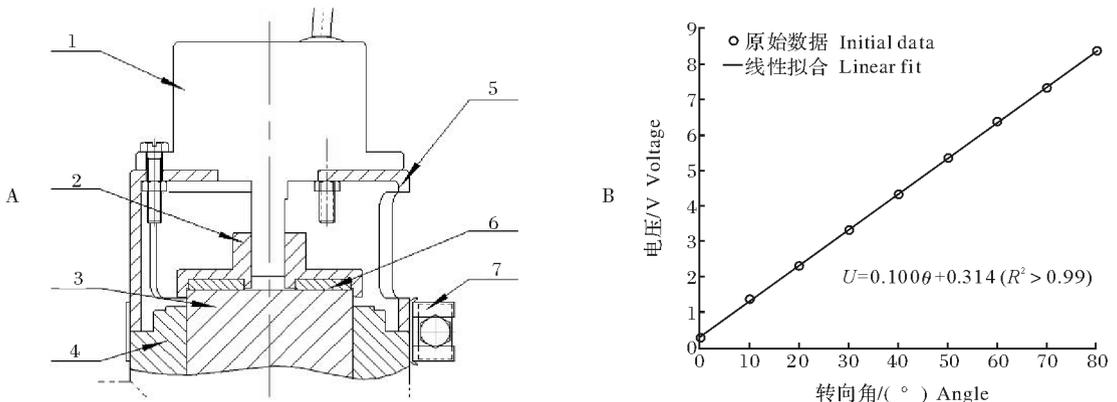
图 2 轮式联合收获机转向机构简图

Fig.2 Schematic of wheel steering mechanism for wheel combine harvester

在收获过程中,转向角的测量会受到田间扬尘、秸秆粉碎抛洒、车身震动和转向桥摇摆等因素的影响,为获取转向角信息并确保角度传感器测量的稳定性,设计了一种转向角测量装置。该装置为中心对称结构,采用同心测量方式,独立地通过螺栓连接和磁钢吸附进行安装固定,校准方便。如图 3A 所示,角度传感器主体部分由连接圆筒及紧固圆环组合固定在收获机转向桥支撑管上,角度传感器测量轴与连接底座中心孔过盈配合,并通过嵌入连接底座的

钵磁钢与转向销轴保持同轴转动,可实时测量收获机的转向角并转化为相对应的模拟电压信号输出。

筒壁上的方孔用于人为手动旋转连接底座——标定角度传感器或调节转向轮转向中位电压值。



A:转向角测量装置结构原理图 Structure schematic diagram of steering angle measuring device; 1.角度传感器 Angular transducer; 2.连接底座 Connecting base; 3.转向销轴 Steering hinge pin; 4.转向桥支撑管 Support column of steering bridge; 5.连接圆筒 Connecting cylinder; 6.磁钢 Magnetic steel; 7.紧固圆环 Snap ring; B:转角变化量与输出电压值线性拟合 Fitting linear of steering angle and output voltage.

图 3 转向角测量装置及其标定

Fig.3 Measuring device of steering angle and calibration

为确保转向角测量值满足高精度的要求,开展了实际转向角与转向角测量装置模拟输出电压值对应关系的标定实验。为覆盖车轮转角范围,选用的DWQCAB-V-CH型高精度角度传感器标称转角测量范围 $0^{\circ}\sim 90^{\circ}$,对应输出模拟电压值区间 $0\sim 9\text{ V}$,分辨率 0.022° 。首先在实验室条件下对角度传感器静态测量值精密度进行测试,静态电压跳动极差小于 0.003 V ;再将转向角测量装置安装于转向轮桥上,在原地怠速的情况下,静态电压跳动极差同样小于 0.003 V ,通过人为旋转预先标记有刻度间距为 10° 的连接底座,每个刻度重复测量3次,记录对应输出电压的平均值,得到转向角与输出电压值线性关系方程如图3B所示。拟合方程为 $U=0.100\theta+0.314$,线性度决定系数 $R^2 > 0.99$,均方根误差 $\text{RMSE}=0.025$ 。拟合结果表明,实际转向角与模拟电压值对应关系线性显著,且转向角测量装置测量精度高,并能将转向角信息以十分之一大小的模拟电压值稳定输出,满足高精度转向角测量的需求。

1.3 电控液压转向测试系统设计

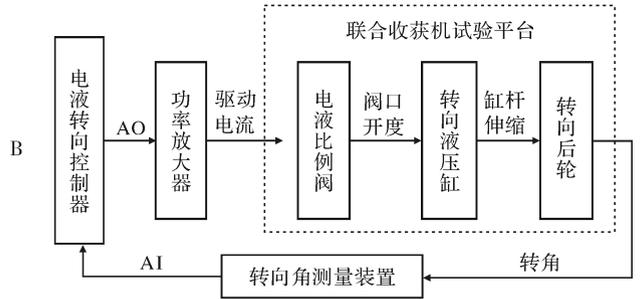
构建的测试系统的田间试验现场如图4所示,主要由转向角测量装置、电控液压转向阀组、控制箱及工控电脑组成。本测试系统构建时重点关注测试精度与多信号的时间同步性。本测试系统中的电液转向控制器由工控电脑、采样位数为16的NI USB-

6212型数据采集卡以及对应的系统测试程序组成,软件程序使用数据采集卡提供的API以同一时钟启动模拟输入和输出实现信号的同步。测试系统输出模拟控制电压信号AO的范围为 $0\sim \pm 10\text{ V}$,经RT-PVDA-0X-D2型功率放大器V/I变换后输出转向驱动电流为 $240\sim 1\,000\text{ mA}$,控制电液比例阀阀口开度进而改变油液流动方向和输出流量,转向液压缸活塞杆进行往复直线移动并带动转向轮转动,实现电控液压转向控制。转向角测量装置安装于联合收获机转向机构的转向轮桥上,测量转向角信息并以模拟电压信号形式输出给电液转向控制器。

系统测试程序具有转角信息采集、数据显示与保存、转向中位标定及转向控制等功能,该软件程序以VS2015为平台使用C/C++编写,运行环境为Windows 10操作系统,软件界面设计采用OpenCV的GUI库(图形用户界面),如图5A。测试基本流程如图5B所示:运行程序对数据采集卡进行基本参数配置,并采用设置滤波窗的方式对采集到的模拟电压数据进行均值滤波处理,对变化较快的信号,设置较小的滤波窗,测试程序运行过程中,操作者通过软件界面获知转向轮位置信息,并由键盘按键操作实时控制转向轮动作与数据存储。转向中位标定功能为转向轮提供转向中位值(收获机处于转向中间位置时转向轮的转角),具体操作设计为:设定采

样频率为 10 kHz,调整合适的滤波窗大小为 100 ms,驾驶联合收获机按正常作业速度沿直线平稳行驶 50 s,去掉前后各 10 s 的数据,得到 300 个转向角

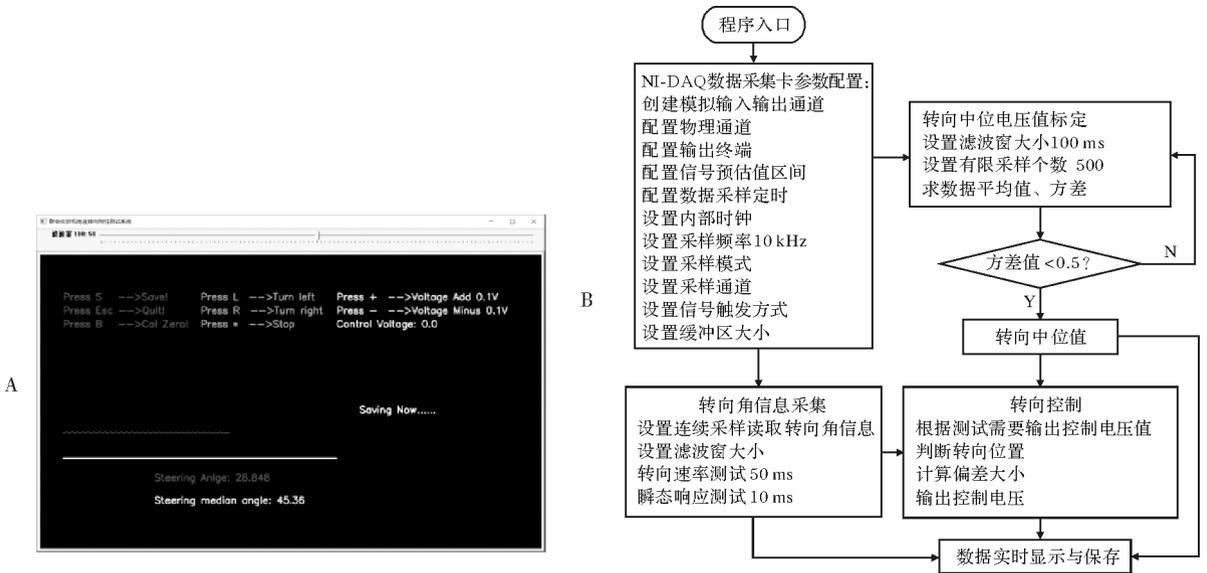
数据,当方差小于 0.5 时标定有效,用其平均值作为转向中位值。



A:测试系统田间试验现场 Live scene of steering test system;1.控制箱及工控电脑 Control box and computer; 2.电控液压阀组 Electronically controlled hydraulic group valve; 3.转向角测量装置 Steering angle measuring equipment; B:测试系统框图 Block diagram of test system.

图 4 联合收获机电控液压转向测试系统

Fig.4 Combine harvester electromechanical hydraulic steering test system



A:测试系统界面 Human-computer interface of test system; B:测试流程 Testing process.

图 5 系统测试程序

Fig.5 System test program

2 电控液压转向特性测试

联合收获机电控液压转向特性测试主要分为路面静态试验和田间动态试验两个部分,通过路面静态试验得到转向液压缸伸缩量与转向角的函数关系,确定田间电控液压转向特性试验的转向角测试范围。田间动态试验则是通过电控液压转向测试系统人为地控制正在进行收获作业的联合收获机以得到不同控制作用下的转向角变化曲线。

2.1 路面静态试验

将联合收获机停放于水平硬路面上,采用转向角测量装置与电子游标卡尺等获取转向液压缸伸缩量与转向角大小,其中电子游标卡尺分辨率 0.01 mm,测量误差±0.02 mm,量程为 150 mm。

经联合收获机转向中位标定得到转向中位值,设置 0°为转向中位角,转向液压缸中位伸缩长度记为 0 mm。人为通过电液控制转向轮转至左右转向极限位置得到转向角范围为 -29.76°(极

右)~30.23°(极左),对应液压缸活塞杆伸缩范围为-55.06~66.28 mm,在此范围内测量 65 组液压缸活塞杆伸长量对应的转向角信息,并进一步拟合得到液压缸活塞杆伸缩量与转向角之间的关系如图 6 所示,全区间线性拟合直线方程为: $\theta_1 = 0.48L - 0.61$ (决定系数 $R^2 > 0.99$,均方误差根 $RMSE = 0.76$)。直线跟踪导航过程中,转向轮的纠偏多在转向中位 $\pm 15^\circ$ 的范围内进行调节^[31],在该转向角范围内,再次对测试数据进行了线性拟合,直线方程为: $\theta_2 = 0.47L - 0.12$ (决定系数 $R^2 > 0.99$,均方误差根 $RMSE = 0.25$)。试验数据表明,在转向轮中位 $\pm 15^\circ$ 范围内,转向液压缸伸缩量与转向角线性关系更为显著,即单位伸缩量对应转向角变化为 0.47° ,相对于非线性关系而言具有更好的转向角度控制效果。

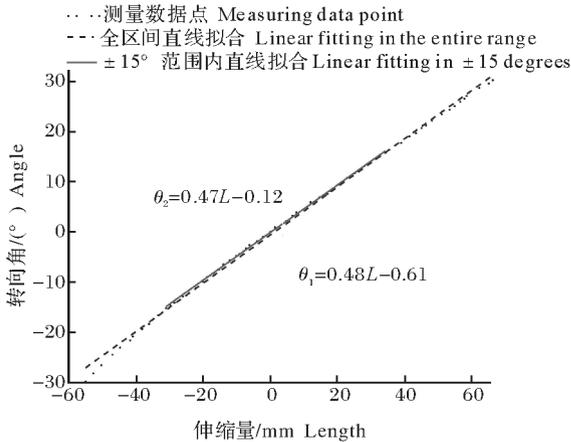


图 6 液压缸伸缩量与转向角的曲线关系测试

Fig.6 Fitting curve relationship between hydraulic cylinder expansion and steering angle

2.2 田间动态试验

为测得田间作业工况下的电控液压转向特性曲线,于 2018 年 9 月 7 日至 14 日在荆州市监利县五联农业机械专业合作社的试验示范基地开展了田间试验。采用环刀法与土壤紧实度仪对大小为 140 m×40 m 的中稻田块进行五点采样,得到表层 0~200 mm 的土壤样品,测得土壤含水率 25.4%、土壤紧实度 476.8 kPa。

1)控制电压与转向轮转向速率的关系测定。在联合收获机导航作业过程中,转向角度和速度是导航跟踪控制器输出的重要参数,因此,需要测定转向系统中转向控制电压与转向轮稳态转向速率的对应关系。

由于水稻产量高于 600 kg/667 m² 且平均株高

超过 100 cm,联合收获机以 2.4~2.8 km/h 的行驶速度进行田间水稻收获作业。作业途中使转向轮处于转向中间位置,通过软件输出控制电压从 0 V 按照 0.1 V 步距递增至 10 V(按照 -0.1 V 步距递减至 -10 V),根据转向轮的动作特征得到左右转向起始电压分别为 +3.7 V 与 -3.0 V,由此得到控制电压死区区间为 $[-3.0 V, 3.7 V]$,占总控制电压区间的 32%。随后在非死区电压区间测得控制电压越大,转向角变化速率越快,但是过大的电压导致液压冲击严重,并出现液压饱和现象,还伴随着异响发生。因此,进一步设置转向控制电压测试区间为 -6.0~-3.0 V(转向轮左转),+3.7~+6.0 V(转向轮右转)。

根据路面试验结果,设定转向轮左右极限角度为 $\pm 15^\circ$,设置转向角采集的滤波窗大小为 50 ms。首先人为驾驶联合收获机进行沿边收割作业,待收获机保持直线平稳行驶作业后,通过人机交互界面人为按键输入转向控制负电压值,使转向轮转至 $+15^\circ$ 位置,随后通过人为给定某一待测正电压值驱动转向轮转向至 -15° 位置,得到转向角变化时序点集,截取控制电压持续输出下转向角稳定变化时段,对采样点进行线性拟合,拟合方程的一阶导数即是该转向控制电压下联合收获机转向轮的稳态转向速率。图 7 所示为输入转向控制电压 5.2 V 下转向角变化的时序采样点,线性拟合直线方程为: $\theta = -10.09t + 24.23$ (决定系数 $R^2 > 0.99$,均方误差根 $RMSE = 0.026$),线性关系显著,此时转向轮稳态转向速率为 $10.09^\circ/s$,重复 3 次取平均值得到该控制电压下的稳态转向速率。

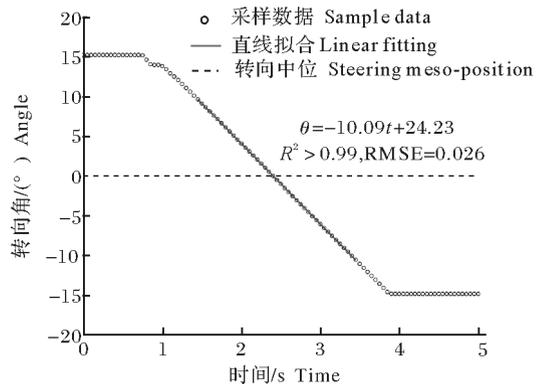


图 7 5.2 V 控制电压下转向角变化时序曲线

Fig.7 Time series curve of steering angle under control of voltage at 5.2 V

将转向控制电压测试区间内的不同控制电压值

间隔 0.1 V, 重复上述试验, 经数据处理后以控制电压为自变量, 其中负电压值的测试方式与正电压值相反。得到转向控制电压与转向轮转向速率的关系 (图 8), 转向控制电压范围 $-6.0 \sim -3.0$ V, $3.7 \sim 6.0$ V 对应的转向轮转向速率分别为 $16.53^\circ/\text{s} \sim 0.19^\circ/\text{s}$, $0.43^\circ/\text{s} \sim 16.49^\circ/\text{s}$ 。经直线拟合得到函数关系如下。

转向控制电压区间为 $-6.0 \sim -3.0$ V:

$$S_L = -5.60 U_C - 17.40 \quad (R^2 > 0.99, \text{RMSE} = 0.22)$$

转向控制电压区间为 $3.7 \sim 6.0$ V:

$$S_R = 7.05 U_C - 26.35 \quad (R^2 > 0.99, \text{RMSE} = 0.37)$$

由上述线性关系得到该电控液压转向系统具有良好的线性控制区间, 并为联合收获机导航控制器控制周期的设定、转向控制量与转向速率的确立提供了依据。

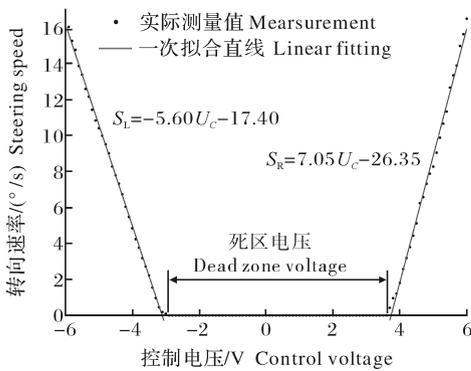


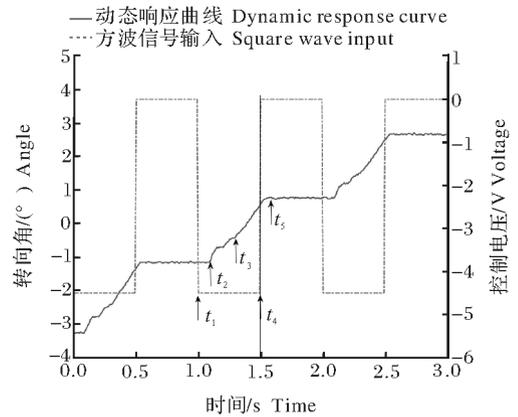
图 8 不同控制电压对应的转向速率关系

Fig.8 The different control voltage corresponding to the steering speed

2) 瞬态响应过程。由不同转向控制电压下转向角变化时序曲线的测试结果可知, 当控制信号变化时, 转向轮转向过程中存在一个瞬态响应过程, 不同控制电压下转向轮的瞬态响应时间分布与对应转角也不同。为此采用方波信号作为输入进一步分析电控液压转向瞬态响应特征, 田间动态测试方式与上述相同, 选用的方波信号周期为 1 s, 低电平为 0 V, 根据实际测量情况, 由转向控制电压区间间隔 0.5 V 选取电压值作为高电平, 调整滤波窗大小为 10 ms。

测试主要考察在方波信号激励下转向轮滞后时间、调整时间、滞留时间及调整转角、滞留转角的大小, 其中滞后时间为转向轮转向启动所需时间, 调整时间为转向轮启动后达到稳态转向速率的时间, 滞留时间为转向轮无控制电压作用后转向结束所需时

间, 调整转角为调整时间内转向角变化大小, 滞留转角为滞留时间内转向角变化大小。如图 9 所示, 高电平为 -4.5 V 的方波信号输入下转向角的瞬态响应时序曲线, 在 t_1 时刻输入高电平, 至 t_4 时刻输入低电平, $t_1 \sim t_2$ 时段为转向滞后阶段, 由系统信号传输速率决定; $t_2 \sim t_3$ 时段电液比例阀阀口开启, 转向轮开始动作, 转向系统处于转向轮转速调整阶段; $t_3 \sim t_4$ 时段阀口开度恒定, 转向轮匀速转动, 为稳态阶段; $t_4 \sim t_5$ 时刻阀口关闭, 转向轮由于阀芯回中位和惯性力的影响发生滞留现象, 为转向滞留阶段; t_5 时刻至下次高电平输入期间转向角基本保持不变, 无回弹现象发生。



t_1 时刻为控制电压信号初始输入, t_2 时刻为转向轮转向启动, t_3 时刻转向轮转向速率稳定, t_4 时刻控制输入电压信号截止, t_5 时刻转向轮转向结束; t_1-t_2 为滞后时间, t_2-t_3 为调整时间, t_3-t_4 为转向轮在控制电压恒定的情况下匀速转动时间, t_4-t_5 为滞留时间; $\theta(t_3)-\theta(t_2)$ 为调整转角, $\theta(t_5)-\theta(t_4)$ 为滞留转角。 t_1 is the initial input of the control voltage signal, t_2 is the start action of the steering wheels, the steering speed of wheels is stable at t_3 , the input voltage signal is off at t_4 , and the steering wheels end at t_5 . t_1-t_2 is retardation time, t_2-t_3 is transition time, t_3-t_4 is the uniform rotation time of the steering wheel under the control of constant voltage, t_4-t_5 is the residence time. $\theta(t_3)-\theta(t_2)$ is the transition angle, $\theta(t_5)-\theta(t_4)$ is the stagnant angle.

图 9 瞬态响应时序曲线

Fig.9 Time-series curve of transient state response

对不同方波信号重复上述试验, 每次对 3~5 个连续的周期进行分析取平均值, 测试结果如表 1 所示, 系统瞬态响应平均滞后时间为 90 ms, 调整时间范围为 150~200 ms, 滞留时间范围为 25~77 ms, 调整转角范围为 $0.21^\circ \sim 2.77^\circ$, 滞留转角范围为 $0.10^\circ \sim 1.24^\circ$ 。测试结果表明: 在不同控制电压实际作用下, 转向滞后时间基本保持不变; 转速调整时间

波动范围在 50 ms 以内;滞留时间、调整转角与滞留转角随稳态转向速率的增大而增高。由于转向速率与控制电压值成线性关系,且左右稳态转向速率范

围大小相同为 $0\sim 16.5\text{ }^{\circ}/\text{s}$ 。因此,通过线性对应关系能够解决左右转向控制电压区间不对称的问题,进而提高导航控制器的控制精度。

表 1 不同电压下瞬态响应过程测量结果

Table 1 The measured results of transient response process at different voltages

控制电压/V Control voltage	稳态转向速率/($^{\circ}/\text{s}$) Steady steering speed	滞后时间/ms Retardation time	调整时间/ms Transition time	滞留时间/ms Residence time	调整转角/($^{\circ}$) Transition angle	滞留转角/($^{\circ}$) Stagnant angle
4.0	1.81	83	150	25	0.21	0.10
-4.0	4.85	97	150	42	0.34	0.18
4.5	5.12	90	190	45	0.36	0.22
-4.5	7.79	90	160	55	0.73	0.34
5.0	8.27	93	180	58	1.11	0.41
-5.0	10.40	90	160	62	1.41	0.53
5.5	12.66	87	200	68	1.92	0.62
-5.5	13.37	87	150	65	1.98	0.82
6.0	16.49	93	180	72	2.45	0.98
-6.0	16.54	90	160	77	2.77	1.24

3 讨论

针对轮式联合收获机自动驾驶中的电控液压转向特性,本研究以轮式联合收获机为平台,通过改装电控液压转向系统、设计中心对称式转向角测量装置,实现了收获机转向轮转角的实时控制与同步测量,构建了一种轮式联合收获机电控液压转向测试系统。在保证高精度采样的前提下,通过设置不同滤波窗大小,分别满足转向中位角、稳态转向速率、瞬态响应过程等的测试要求。

改装后的联合收获机电液转向系统本质上属于一个阀控缸系统,转向系统中的负载由轮地之间的相互作用产生的,主要由惯性负载、粘性摩擦负载等组成,在无弹性负载的情况下,其动态环节主要由比例、积分、二阶振荡环节组成。基于此,系统阶跃响应的稳态输出理论上是一个恒定的速度,即活塞的速度,依据本研究在转向中位附近的测试结果:活塞的伸长量与转向角具有极高的线性关系,即可得知阶跃响应的稳态输出对应着转向轮的恒定转向速率。通过本研究测试得到的不同控制电压对应的转向轮转向速率函数关系也证实了这一点。另外,二阶振荡环节的固有频率、阻尼比与惯性负载以及液压系统本身参数(如液压缸结构参数、油管参数等)有关,惯性负载与联合收获机整机质量有关。本研究通过方波信号的激励获得转向轮滞后时间、调整时间、滞留时间等的分布范围,在某种程度上是对难以获得的二阶振荡环节关键参数的间接测量。基于

响应速度、滞后特性的测试结果为联合收获机导航控制器的控制周期、控制量的设置、左右转向的差异控制提供重要依据。

由于非对称液压缸两腔有效活塞面积不同,电液转向控制系统存在非对称控制电压死区,在电液比例阀开口量相等即控制电压相同时,转向轮左右转向速率不同,同向转动速率与控制电压成近似线性关系。测试系统转向控制电压区间为 $[-6.0\text{ V}, -3.0\text{ V}] \cup [3.7\text{ V}, 6.0\text{ V}]$,阶跃响应稳态输出转向轮转向速率恒定,转向轮转向速率与控制电压大小呈正相关关系,转向轮稳态转向速率调节范围 $0\sim 16.5\text{ }^{\circ}/\text{s}$ 。不同方波信号激励下系统瞬态响应平均滞后时间 90 ms,调整时间 150~200 ms,调整转角 $0.21^{\circ}\sim 2.77^{\circ}$,滞留时间 25~77 ms,滞留转角 $0.10^{\circ}\sim 1.24^{\circ}$,电控液压转向测试系统具有良好的瞬态响应性能及线性控制区间。

后续还将进一步根据联合收获机电控液压转向特性开展高精度导航控制器的研究和试验,以更好地满足联合收获机自动驾驶作业的需要。

参 考 文 献

- [1] BECHAR A, VIGNEAULT C. Agricultural robots for field operations: concepts and components[J]. Biosystems engineering, 2016, 149: 94-111.
- [2] 李建平, 林妙玲. 自动驾驶技术在农业工程中的应用研究进展[J]. 农业工程学报, 2006, 22(9): 232-236.

- [3] 罗锡文,张泰岭,洪添胜.“精细农业”技术体系及其应用[J].农业机械学报,2001(2):103-106.
- [4] 张闻宇,丁幼春,廖庆喜,等.拖拉机液压转向变论域模糊控制器设计与试验[J].农业机械学报,2015,46(3):43-50.
- [5] 董胜,袁朝辉,谷超,等.基于多学科技术融合的智能农机控制平台研究综述[J].农业工程学报,2017,33(8):1-11.
- [6] 陈庆文,韩增德,崔俊伟,等.自走式谷物联合收割机发展现状及趋势分析[J].中国农业科技导报,2015,17(1):109-114.
- [7] 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.
- [8] 丁幼春,王书茂.联合收获机视觉导航控制系统设计与试验[J].农业机械学报,2010,41(5):137-142.
- [9] 丁幼春,杨军强,舒彩霞,等.油菜直播机组自动对厢作业控制器设计与试验[J].华中农业大学学报,2018,37(1):101-107.
- [10] 姬长英,周俊.农业机械导航技术发展分析[J].农业机械学报,2014,45(9):44-54.
- [11] 吴晓鹏,赵祚喜,张智刚,等.东方红拖拉机自动转向控制系统设计[J].农业机械学报,2009,40(增刊):1-5.
- [12] 梁学修,陈志,张小超,等.联合收获机喂入量在线监测系统设计与试验[J].农业机械学报,2013,44(增刊2):1-6.
- [13] 张成涛,谭彧,吴刚,等.谷物联合收割机电控全液压转向系统建模与仿真[J].农业工程学报,2013,29(20):11-17.
- [14] 罗锡文,张智刚,赵祚喜,等.东方红 X-804 拖拉机的 DGPS 自动导航控制系统[J].农业工程学报,2009,25(11):139-145.
- [15] 胡静涛,高雷,白晓平,等.农业机械自动导航技术研究进展[J].农业工程学报,2015,31(10):1-10.
- [16] 罗锡文,廖娟,邹湘军,等.信息技术提升农业机械化水平[J].农业工程学报,2016,32(20):1-14.
- [17] 张闻宇,丁幼春,王磊,等.拖拉机自动导航摩擦轮式转向驱动系统设计与试验[J].农业机械学报,2017,48(6):32-40.
- [18] 刘阳.拖拉机自动导航系统 CAN 总线的设计与实现[D].石河子:石河子大学,2012.
- [19] 何卿,高焕文,李洪文,等.基于 DSP 的拖拉机电液转向控制系统[J].农业机械学报,2007,38(5):1-6.
- [20] 鲁植雄,刁秀永,龚佳慧,等.轮式拖拉机线控液压转向系统路感特性与评价[J].农业工程学报,2015,31(12):57-63.
- [21] 田丰年,鲁植雄,赵兰英,等.基于 PID 神经网络算法的新型电控液压力转向系统[J].公路交通科技,2010,27(8):137-142.
- [22] 张美娜,尹文庆,钱燕,等.联合收获机导航数据采集系统设计[J].农业机械学报,2011,42(增刊):117-121.
- [23] 张美娜,林相泽,丁永前,等.基于性能指标的农用车辆路径跟踪控制器设计[J].农业工程学报,2012,28(9):40-46.
- [24] 张美娜,吕晓兰,陶建平,等.农用车辆自主导航控制系统设计与试验[J].农业机械学报,2016,47(7):42-47.
- [25] 鲁植雄,龚佳慧,鲁杨,等.拖拉机线控液压转向系统的双通道 PID 控制仿真与试验[J].农业工程学报,2016,32(6):101-106.
- [26] 刁秀永,鲁植雄,姜春霞,等.基于力矩反馈一位置差型线控液压转向系统控制[J].中国机械工程,2016,27(10):1404-1407.
- [27] 贾全.拖拉机自动导航系统自适应控制方法研究[D].北京:中国农业机械化科学研究院,2018.
- [28] 贾全,张小超,伟利国.导航专用液压控制阀测试平台设计及性能试验[J].农机化研究,2013(11):148-152.
- [29] 常江雪,鲁植雄,白学峰.拖拉机新型线控液压转向系统的研究与仿真[J].江西农业学报,2012,24(8):109-112.
- [30] 常江雪.拖拉机线控液压转向系统的转向控制策略研究[D].南京:南京农业大学,2012.
- [31] 刘兆祥,刘刚,籍颖.基于自适应模糊控制的拖拉机自动导航系统[J].农业机械学报,2010,41(11):148-152.

Electronically controlled hydraulic test and analysis on steering characteristic of wheel-combine harvesters

PENG Jingye XIA Zhongzhou LI Zuodong WANG Xuping HE Zhibo DING Youchun

College of Engineering, Huazhong Agricultural University/

Key Laboratory of Agricultural Equipment

in Mid-Lower Yangtze River, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Wuhan 430070, China

Abstract The automatic navigation of the combine harvester can reduce intensity of drivers and improve the quality and efficiency of harvester operation. Converting the traditional hydraulic steering system of existing combine harvester into electronic control hydraulic steering system is the prerequisite to realize the automatic navigation of combine harvester. However, after the refit of electronic control hydraulic circuit. It has the characteristic of complex structure of steering system, time delay of electronic control dynamic response and non-linearity of control system, which is not conducive to the accurate design of follow-up navigation controller. In order to realize automatic navigation control and steering characteristic test of the wheeled combine harvester, an electrically controlled hydraulic steering test system

has been set up in this thesis. The above-mentioned system is mainly composed of electrically controlled hydraulic steering valve set, industrial control computer, control box and steering angle measuring equipment. To further obtain the steering characteristic test of the wheeled combine harvester, the static test on the concrete and curve fitting are carried out for the relation between the expansion of hydraulic cylinder and the angle of steering wheel which determined the steering control voltage range of electrically controlled hydraulic steering. The different control voltages correspond to the steering velocity of wheel and the dynamic response process of square wave control signal. The relationship between input signal amplitude and retardation time, steady-state response time, residence time is analyzed. After the combined harvesting electromechanical control hydraulic steering characteristic test, the modified combine harvester realized fast and stable electro-hydraulic steering control. The electro-hydraulic steering control system has an asymmetric control voltage dead zone. When the proportional valve opening amount is equal, that is, the control voltage is the same, the steering wheel has different steering speeds, and the one-way rotation speed is approximately linear with the valve opening increment. The transient response process of the electronically controlled hydraulic steering consists of a delay link, an integral link and a second-order oscillating link. It is mainly affected by the internal friction damping of the valve core, the spool return spring and the response delay of the electrical signal, and its transient response characteristics and power. The control hydraulic steering speed relationship basically conforms to the characteristics of the electro-hydraulic proportional valve-controlled asymmetric hydraulic cylinder system. Static test on the concrete revealed: the steering angle of the steering wheel is approximately linear with the expansion of hydraulic cylinder, the regression determination coefficient is greater than 0.99 and the root mean square error is 0.25. The steering angle of the steering wheel is from -29.76° to 30.23° . Dynamic test in the field revealed: the dead zone voltage range accounts for 32% of the control voltage range; When the steering wheel is in steady motion, the steering rate of steering wheel is approximately linear with steering control voltage; the system has a transient state response process, and the average retardation time is 90 ms, steady-state response time is from 150 ms to 200 ms, steady-state response angle is from 0.21° to 2.77° , the residence time is from 25 ms to 77 ms, the stagnant angle is from 0.10° to 1.24° . The design of the subsequent navigation controller is usually carried out by establishing the transfer function or dynamic model of the steering system. However, due to the combined operation of the combine harvester in the field, the hydraulic cylinder load force is affected by the total weight of the harvester and the relationship between the tire and the soil. The influence of spring stiffness variation and different viscous damping forces, the establishment of complex and unique system models often can not meet the actual needs, so the approximate linearization of the combined harvesting electromechanical hydraulic steering system and the test of the transient response time distribution in each period can provides practical parameter support and adaptability research basis for the design of the combine harvester navigation controller.

Keywords wheel combine harvester; steering angle measuring device; steering test system; steering characteristic; transient state response

(责任编辑:陆文昌)