doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.S1.062

拖拉机电液耦合转向试验平台设计与硬件在环试验

徐广飞[1,2]　逄焕晓[1]　陈美舟[1]　宋志才[1]　赵殿报[1]　刁培松[1]

(1.山东理工大学农业工程与食品科学学院,淄博 255049;2.聊城市农业科学研究院,聊城 255000)

摘要:针对电液耦合转向方案转向特性尚不明晰、转向数据采集和记录困难等问题,提出一种硬件在环拖拉机电液耦合转向试验平台设计方案。平台参数设计过程主要考虑功率损耗,为了满足电液耦合转向系统的性能要求,进行精度设计与量程设计。通过总体参数设计,得到电动助力、液压助力和阻力加载系统的参数计算模型,并基于 AMESim 建立电液耦合转向系统的控制与机械模型仿真进行了参数优化。通过基于 dSPACE 以及 PXI 的硬件在环控制方案,进行了各类转向工况试验验证,验证结果表明:阻力加载模拟系统能根据不同的地面条件、行驶工况等参数实现动态加载,响应速度和控制精度均能实现田间阻力模拟要求;电液助力转向系统能够产生较好的平滑助力,具有良好的转向路感;控制系统能与各传感器硬件协同配合,使拖拉机电液耦合转向试验平台具有良好的响应特性,能够真实还原拖拉机转向过程。

关键词:拖拉机;电液耦合转向系统;阻力模拟;液压调控;硬件在环试验

中图分类号:S219.033　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2020)S1-0525-10

Design of Hardware in Loop Tractor Electro-hydraulic Coupling Steering Test Platform

XU Guangfei[1,2]　PANG Huanxiao[1]　CHEN Meizhou[1]　SONG Zhicai[1]　ZHAO Dianbao[1]　DIAO Peisong[1]

(1. *School of Agricultural Engineering and Food Science*, *Shandong University of Technology*, *Zibo* 255049, *China*
2. *Liaocheng Academy of Agricultural Sciences*, *Liaocheng* 255000, *China*)

Abstract: Due to low cost and high maneuverability and the reserve of original hydraulic system, the electric hydraulic coupling steering system is widely applied in tractor automated driving, but it is still unclear about the steering scheme characteristics which is existing in the process of the steering system. In the research process of the steering system, the technicians have some problems, such as the acquisition of experimental data subject to the current experimental conditions, the difficulty of the acquisition and recording of steering data, and the cost of manpower and material resources in the field debugging and installation of the tractor steering device. Based on this, a hardware in the loop of electric hydraulic coupling tractor steering test platform was designed. The design process of the platform parameters mainly considered the power loss, and in order to meet the performance requirements of the electro-hydraulic coupling steering system, the precision design and range design were carried out. Through the overall parameter design, the parameter calculation model of the electro-hydraulic booster and the resistance loading system was obtained, and the control and mechanical model simulation of the electro-hydraulic coupling steering system were established based on AMESim to optimize the parameters. The test platform can realize simulation of steering resistance moment under different soil conditions, automatic compensation control of active resetting torque of steering system and the response characteristic analysis and experimental verification of the electro-hydraulic coupling steering system of tractor and the automatic driving test, including path tracking. Through the hardware in-loop control scheme based on dSPACE and PXI, all kinds of steering condition tests were carried out. The results showed that the resistance loading simulation system can realize dynamic loading according to different driving conditions

收稿日期:2020-08-04　修回日期:2020-09-16

基金项目:国家重点研发计划项目(2018YFD0300606-04)、山东省农业重大应用技术创新项目(SD2019NJ005)、山东省重大科技创新工程项目(2018JZZYY020615)和山东省现代农业产业体系玉米创新团队机械加工岗位专家项目

作者简介:徐广飞(1991—),男,博士生,聊城市农业科学研究院助理农艺师,主要从事智能化农业机械装备研究,E-mail:gfxu@sdut.edu.cn

通信作者:刁培松(1962—),男,教授,博士生导师,主要从事现代农业机械装备研究,E-mail:dps2003@163.com

and other parameters, and the response speed and control accuracy can meet the requirements of field resistance simulation and electro-hydraulic power steering system can produce better smooth power with a good sense of steering. Furthormore, the control system can cooperate with each sensor hardware, so that the tractor electro-hydraulic coupling steering test platform had a good response characteristics, which can truly restore the tractor steering process, and provide a good reference for technical personnel.

Key words: tractor; electro-hydraulic coupling steering system; resistance simulation; hydraulic control; hardware in loop

0 引言

拖拉机作为田间作业的动力来源,其作业环境复杂,经常在崎岖不平的田间工作,会把转向轴的力矩传递给驾驶员,令长时间操作的驾驶员及试验人员产生疲劳感。而且,复杂的作业环境采集到的相关试验数据存在较多的各类噪声,甚至可能出现失真,增加数据处理分析的难度。另外,驾驶员不熟练或不规范操作,可能会直接引发安全问题。设计开发拖拉机的转向试验平台,使其直接与驾驶员进行人机交互,成为解决在进行复杂田间作业的驾驶员减轻疲劳感、提高作业安全与试验数据精确性的关键[1-3]。近年来,拖拉机转向试验台成为国内外研究热点,但由于拖拉机本身作业的复杂环境和试验台发展的不成熟,导致拖拉机实际测试数据不准确。国内外拖拉机对转向系统的研究,最主要的是基于液压助力与电动助力控制两种方式[4-5]。

目前,关于转向助力系统的研究主要集中在液压助力与电动助力方面上,如金月等[6]进行了拖拉机线控液压转向的电液加载试验台的设计与试验,FAN 等[7]进行了汽车电动助力转向系统控制器的设计,KIM 等[8]设计了电动助力转向系统的控制逻辑,李忠利等[9]进行了拖拉机电动线控转向系统的控制分析。以上研究都取得了较为理想的控制效果,但其动力性能表现较差,使方向盘出现抖动、动力滞后等现象,很容易导致司机疲劳和驾驶失控[9]。

针对上述问题,本文提出一种拖拉机电液耦合转向系统,且建立硬件在环控制平台,弥补软件算法仿真不能处理硬件实际执行过程中的不确定性[10-12],通过该硬件在环控制平台进行有效的验证。该系统结合传统转向系统的功能[13],利用其具有跟随助力[14]的特点,根据相应的工作环境,提供不同的转向助力,克服现有转向系统存在转向控制不及时、不稳定、跟随性差的问题,以实现转向感的协调,并提高拖拉机的整体性能,为转向系统的设计提供参考和借鉴。

1 拖拉机电液耦合转向系统总体设计

拖拉机电液耦合转向系统硬件在环试验台,是以拖拉机液压助力转向系统为底层结构,将液压与助力电机在转向轴上进行耦合,其能够模拟拖拉机在实际工况下的转向情况。

图 1 为拖拉机电液耦合转向系统结构图。该拖拉机电液耦合转向系统主要由两个单元组成:直接作用在转向柱上的助力电机;与转向齿条相连的液

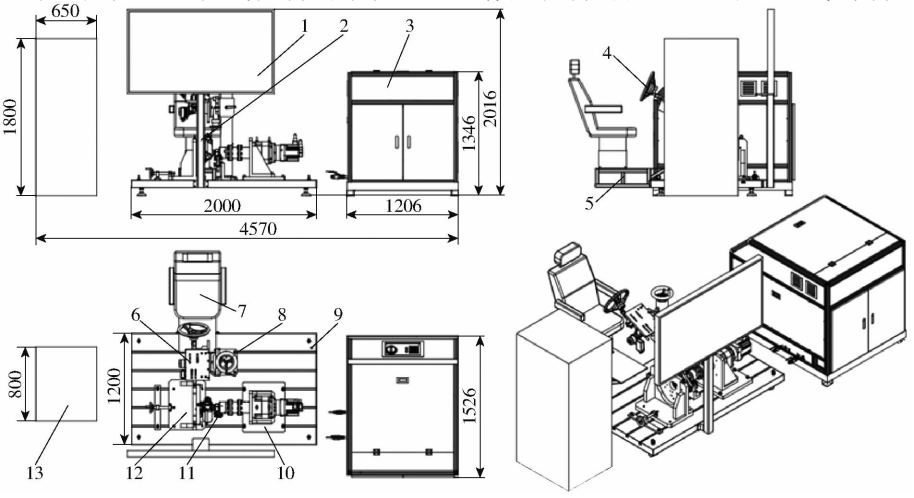


图 1 拖拉机电液耦合转向系统结构图

Fig. 1 Structure drawing of electro-hydraulic coupling steering system of tractor

1. 显示器 2. 显示器支架 3. 助力泵站总成 4. 方向盘 5. 座椅支架 6. 管柱夹具总成 7. 座椅 8. 标准立柱模组 9. 底座 10. 输出加载装置 11. 弹力组件 12. 工装夹具 13. 配电箱

压助力系统。电液耦合转向系统根据传感器发送的信号，判断车辆的转向状况，并分配电动液压辅助动力的比例。通常，两个单元在低速下同时工作，液压单元提供大的转向助力，从而减少助力电机的能耗损失。

电液耦合转向系统结构参数的设计对转向性能有很大的影响。因此，通过合理的结构设计、模型构建和参数优化来获得理想参数是研究的重点。

1.1　总功率损耗(功率设计)

拖拉机在转向过程中，通过分析各子系统的功率损耗，可以得出电液耦合转向系统的整体能量损耗[15-16]，如图 2 所示。

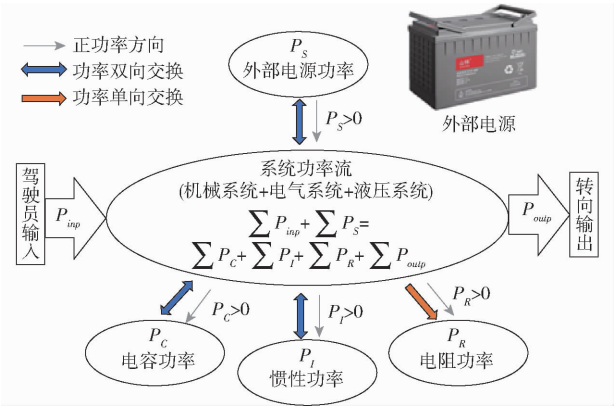


图 2　系统功率流

Fig. 2　Power flow of system

$$\sum P_{inp}+\sum P_S=\sum P_C+\sum P_I+\sum P_R+\sum P_{outp} \tag{1}$$

式中　P_{inp}——驾驶员输入能量，W

P_S——外部电源功率，W

P_C——电容功率，W

P_I——惯性功率，W

P_R——电阻功率，W

P_{outp}——转向输出功率，W

电阻功率主要包括机械系统中的摩擦损失或阻尼损失，电气系统中的焦耳效应等。惯性功率主要由具有质量的物体运动、旋转所产生的电容功率与电路中存在的电容器相关，在液压系统中，电容功率主要与弹簧或流体体积之类的弹性元件相关。

1.1.1　机械功率损耗

电液耦合转向系统的机械转向结构由转向柱、扭杆、蜗轮、齿轮、转向节、弹簧、减震器和车轮等组成。其机械功率损耗可表示为

$$P_R=F_f v_f=c_d v_f^2 \tag{2}$$

$$P_I=F_I v_I \tag{3}$$

式中　F_f——摩擦力，N

v_f——与 F_f 之间的相对速度，m/s

c_d——阻尼系数

F_I——施加到固体上的总力，N

v_I——物体速度，m/s

1.1.2　电动机能耗

为了满足试验台架良好的助力转向要求，电液耦合转向系统使用电池驱动液压马达和助力电机，电池的能量损耗为

$$P_C=UI \tag{4}$$

$$P_{RS}=I^2R \tag{5}$$

$$P_S=d_h=(U-U_{ocv})/r \tag{6}$$

式中　U——电动势，V

I——电流，A

P_{RS}——电阻源功率，W

R——理想电阻，Ω

U_{ocv}——开路电压，V

r——内部电阻，Ω

d_h——热损耗，W

由于永磁同步电动机具有效率高的优势，因此电液耦合转向系统的助力电机和液压泵电动机中使用了永磁同步电动机。永磁同步电动机功率计算公式为

$$\begin{cases}\dfrac{\mathrm{d}I_{sd}}{\mathrm{d}t}=\dfrac{U_{sd}-R_sI_{sd}+L_{sq}\omega_eI_{sq}}{L_{sd}}\\[2ex]\dfrac{\mathrm{d}I_{sq}}{\mathrm{d}t}=\dfrac{U_{sq}-R_sI_{sq}-L_{sd}\omega_eI_{sd}-\sqrt{\dfrac{3}{2}}\omega_e\varphi_{fl}}{L_{sq}}\end{cases} \tag{7}$$

$$P_S=d_h=R_sI_{sq}^2+R_sI_{sq}^2 \tag{8}$$

式中　I_{sd}、I_{sq}——$d-q$ 坐标下的定子电流，A

U_{sd}、U_{sq}——$d-q$ 坐标下的定子电压，V

R_s——定子绕组电阻，Ω

L_{sq}、L_{sd}——$d-q$ 坐标下的定子线圈电感，H

φ——磁通量，Wb

ω_e——转子角速度，rad/s

1.1.3　液压功率能耗

对于液压动力转向系统，液压系统的稳定性和响应速度尤为重要。为满足其工作的动态响应，保证系统的可靠性，取负载流量 q_L 的 1.1 ~ 1.3 倍作为液压系统实际工作中的供油流量 q_s，其计算式为

$$q_L=\dot{x}_pA_p \tag{9}$$

其中

$$A_p=\frac{T_{hz}}{r_i\eta p_L} \tag{10}$$

式中　A_p——液压缸活塞的有效工作面积，m^2

T_{hz}——方向盘上的等效阻力矩，N·m

r_i——转向器小齿轮的分度圆半径，m

η——液压系统的效率

p_L——负载压降，Pa

$\dot{x}_p$——活塞的运动速度，m/s

因此,液压系统的功率 P_y 可由最大供油流量和泵的出口压力进行计算,即

$$P_y = q_s p_s \tag{11}$$

式中 p_s——系统的额定工作压力,Pa

q_s——实际供油流量,m^3/s

1.2 电液助力系统结构参数设计

硬件在环拖拉机电液耦合转向试验平台需根据研究的目的、试验技术要求以及需要达到的精度要求等因素进行整体的结构设计。

本文设计的硬件在环拖拉机电液耦合转向试验平台主要包括:电液转向系统、转向阻力模拟总成、传感器、电源系统以及其他一些辅助设备,如图 3 所示。

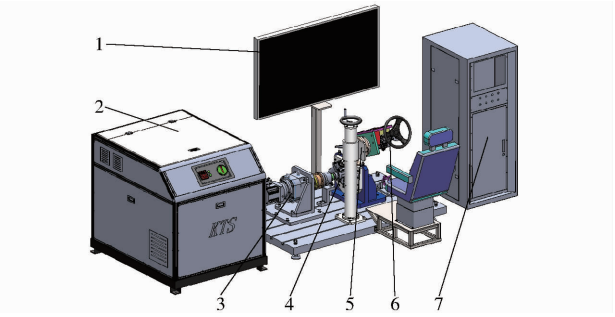


图 3 试验台模型设计

Fig. 3 Model design of test bed

1. 显示屏 2. 液压站 3. 阻力模拟装置 4. 液压助力装置 5. 电动助力装置 6. 方向盘 7. 控制柜

1.2.1 精度设计

电液耦合助力系统受系统精度的影响很大,因此需要对该系统精度进行确定,系统精度可表示为

$$E_f = E_{Df} + E_{Nf} \tag{12}$$

式中 E_f——系统精度

E_{Df}——动力系统试验测量精度

E_{Nf}——能源系统试验测量精度

动力系统试验(包括电动助力和液压助力)受到机械和电气参数影响,机械参数主要包括转速、转矩等。电气参数主要包括电动机的电压、电流等。动力系统试验精度为

$$E_{Df} = \frac{[1-(1-E_{Tf})(1-E_{nf})][1-(1-E_{uf})(1-E_{if})]}{2-(1-E_{Tf})(1-E_{nf})-(1-E_{uf})(1-E_{if})} \tag{13}$$

式中 E_{Tf}——转矩参数测量精度

E_{nf}——转速参数测量精度

E_{uf}——电压参数测量精度

E_{if}——电流参数测量精度

能源系统试验精度受到电源的电压、电流、温度和 SOC 等因素影响,即

$$E_{Nf} = \max(E_{if}, E_{tf}, E_{uf}, E_{Sf}) \tag{14}$$

式中 E_{tf}——温度参数测量精度

E_{Sf}——SOC 测量精度

1.2.2 量程设计

根据电液耦合转向系统的性能要求及电动机峰值功率确定能源模块的最大输出电压,即

$$E_{\max} = \sqrt{\frac{4R'P_{\max}}{\eta_k \eta_d}} \tag{15}$$

式中 $P_{\max}$——电动机峰值功率,kW

R'——电池组内阻,Ω

η_k——电机控制器效率

η_d——电动机效率

2 模块化设计

2.1 液压助力系统

液压转向系统整体结构如图 4 所示,根据电子控制单元 ECU 采集的各传感器信号进行运算,采用 PID 控制电磁比例阀产生所需的溢流压力,使液压助力系统获得准确的转向助力。

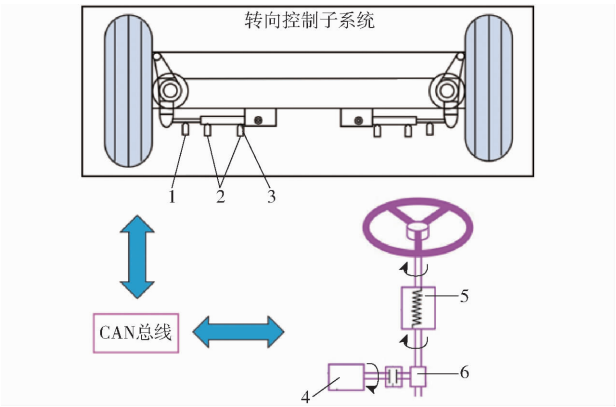


图 4 液压转向系统整体结构图

Fig. 4 Overall structure diagram of hydraulic steering system

1. 直线位移传感器 2. 油缸压力传感器 3. 转向液压缸 4. 回正力矩电机 5. 转向盘转角传感器和扭矩传感器 6. 减速机构

图 5 为执行机构简图,作用在转向液压缸活塞杆的推力为

$$F_{\max} = \frac{M_{\max}}{L\sin\alpha} \tag{16}$$

式中 $F_{\max}$——油缸的最大负荷,N

L——转向连杆的长度,m

$M_{\max}$——最大转向力矩,N·m

α——执行机构夹角,(°)

考虑到导向轮各种工况,得到油缸的最大负载。

根据油缸的最大负荷,选取合适的液压系统,而液压系统的总流量起到至关重要的作用。总流量计算式为

$$Q_{\text{total}} = K(Q_1 - Q_2) \tag{17}$$

式中 Q_1——液压机构所需总流量,L/min,由各油缸流量累加

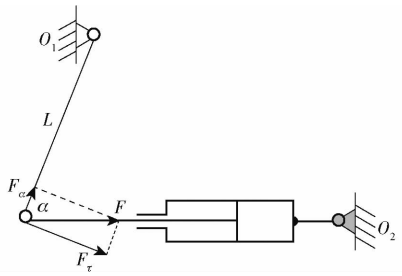


图 5　执行结构简图

Fig. 5　Steering actuator

Q_2——蓄能器流量，L/min

K——系统泄漏系数，依据液压设计手册取 1.3

油液经过电液泵被压缩进入液压缸，使活塞两端存在压力差，利用压力差产生助力。

$$\begin{cases} F_{\max} = Ap \\ Av = Q \end{cases} \tag{18}$$

式中　p——液压缸油压差，Pa

Q——液压缸内流量，m^3/s

v——活塞的直线运动速度，m/s

A——液压缸活塞的横截面积，m^2

2.2　电动助力系统

为了测量驾驶员施加在转向轴上的转向扭矩 T_S，分别在转向扭杆的两端（方向盘端和转向轴端）安装扭矩传感器[17]。在细长的扭杆中会发生相对较大的角位移 $\Delta\theta$，计算式为

$$\Delta\theta = \theta_{sw} - \theta_{ss} \tag{19}$$

式中　θ_{sw}——方向盘角位移，rad

θ_{ss}——转向轴角位移，rad

通过编码器可以测量其角度位移，作用在转向柱上的转向转矩 T_S 与角位移成正比，即

$$T_S = k\Delta\theta = k(\theta_{sw} - \theta_{ss}) \tag{20}$$

式中　k——扭杆的扭转刚度

助力电机转向系统的助力符合助力特性曲线，其可以根据车速和转向盘力矩计算出助力电机所应提供的转向助力[18]。而且在不同的车速下，都可以通过计算得到不同的助力。阻力特性曲线如图 6 所示。

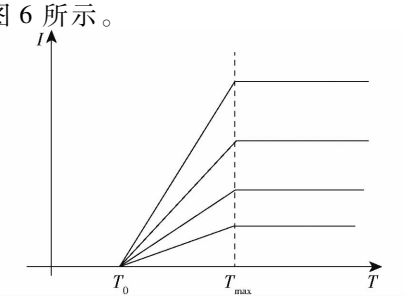


图 6　助力特性曲线

Fig. 6　Power characteristic curve

助力电流表达式为

$$I = \begin{cases} 0 & (0 \leqslant T < T_0) \\ K_i(T_{\max} - T_0) & (T_0 \leqslant T < T_{\max}) \\ I_{\max} & (T_{\max} \leqslant T) \end{cases} \tag{21}$$

式中　T——转向盘力矩，N·m

$I_{\max}$——最大助力电流，A

T_0——助力开始时的转向盘力矩，N·m

$T_{\max}$——最大转向助力时的转向盘力矩，N·m

K_i——助力电流增益系数

根据助力电机的助力特性曲线，计算电动机电压方程

$$L\frac{\mathrm{d}i}{\mathrm{d}t} + R_2 i + E = U' \tag{22}$$

其中

$$E = K_v\frac{\mathrm{d}\theta_m}{\mathrm{d}t} \tag{23}$$

式中　L——电动机线圈电感，H

i——电机端子电流，A

R_2——电机电阻，Ω

E——电机反电动势，V

U'——电机端子电压，V

K_v——电机反电动势系数

θ_m——电机角位移，rad

为满足助力电机转向助力力矩，建立转向管柱动力学模型为

$$T = J_h\ddot{\theta}_1 + C_1\dot{\theta}_1 + K_1(\theta_1 - \theta_2) + T_{f1} \tag{24}$$

式中　J_h——转向盘转动惯量，$kg\cdot m^2$

C_1——转向盘阻尼系数

K_1——转向扭杆刚度，N·m/rad

θ_1——转向盘输入转角，rad

θ_2——转向管柱输出轴转角，rad

T_{f1}——转向管柱摩擦转矩，N·m

通过控制助力电机电流来控制助力力矩，进而达到电液耦合转向系统预期的转向管柱输出轴转角。因此，该转向管柱输出轴转角方程为

$$\theta_2 = \frac{G}{r_{sen}}x_r \tag{25}$$

式中　G——电机减速机构减速比

x_r——齿轮齿条的位移输出量，rad

r_{sen}——小齿轮半径，m

确定转向齿轮齿条模型为

$$m_r\ddot{x}_r + b_r\dot{x}_r = \frac{K_{sen}}{r_{sen}}\left(\theta_{sw} - \frac{x}{r_{sen}}\right) + \frac{K_r}{r_{sen}}\left(\theta_m - \frac{x}{r_{sen}}G\right) - f_r \tag{26}$$

式中　m_r——齿轮齿条和车轮的等效质量，kg

K_{sen}——传感器扭转刚度，N·m/rad

r_{sen}——小齿轮半径，m

x——电机轴角位移,rad

K_r——电机扭转刚度,N·m/rad

G——电机减速机构减速比

f_r——转向系统阻力,N

2.3 阻力模拟系统

转向试验台阻力模拟系统采用电液比例加载方案,其优点为试验台可以模拟拖拉机不同工况下的转向阻力矩。该阻力模拟系统利用输出轴上的转角传感器,进行转角信号采集,并将信号传给工控机。工控机把电压电流信号发送到电液比例阀[19],通过电液比例阀的控制来实现液压缸的左右缸油压差,进而产生扭矩。其原理图如图 7 所示。

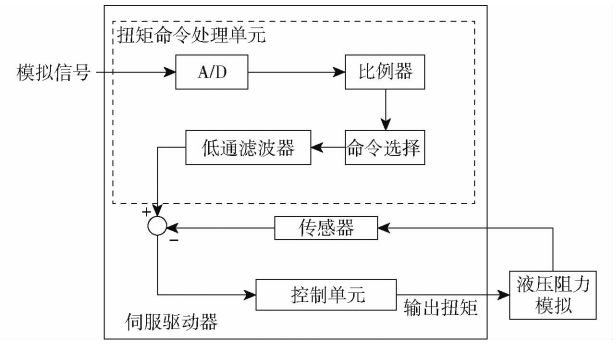


图 7 阻力加载控制框图

Fig. 7 Control frame diagram of resistance loading

输出端液压加载装置使用模拟电压作为命令指令,控制扭矩,以实现液压加载装置的动态加载。

试验台的转向阻力模拟系统是为模拟拖拉机在工作时不同工况下的转向阻力矩。由于拖拉机在实际工作中,受到硬地面和软地面两种情况引起的路面冲击,所需要克服的阻力不同,因而需要分别计算与校核。拖拉机参数如表 1 所示。

表 1 拖拉机参数

Tab. 1 Tractor parameters

参数	数值
总体结构质量/kg	1 000
发动机功率/kW	51.5
前轴距离 a/mm	3 106
后轴距离 b/mm	2 524
横摆转动惯量 I_Z/(kg·m^2)	30 782.4
侧倾转动惯量 I_x/(kg·m^2)	7 695.6
行驶速度/(km·h^{-1})	1.77 ~ 35.76
前轮胎直径/m	0.37 ~ 0.80
后轮胎直径/m	0.56 ~ 1.00
外形尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm)	4 340×1 990×2 650

2.3.1 硬地面转向力矩的计算

拖拉机在硬地面转向时,由于轮胎与土壤的相互作用,使双方产生弹性变形,因而在转向时,需要克服与地面之间的侧向力作用。

根据工程机械设计[20]可知

$$M_{R1}=\frac{1}{\eta}G_1\xi\sqrt{e^2+k^2} \tag{27}$$

其中 $k=B/3$

式中 M_{R1}——摩擦转向阻力矩,N·m

η——转向系统的传动效率

G_1——前桥垂直负荷,N

ξ——综合摩擦系数

e——轮胎中心与地面接触点至销与地面交点的距离,mm

k——当量半径,m

B——轮胎宽度,m

2.3.2 软地面转向系统的计算

拖拉机在较软的田间土壤中工作时,土壤受到重力的影响,会使拖拉机的车轮下陷,因而在此工作状态下转向,必然要克服破坏土壤结构的力。

由莫尔-库仑定理可知

$$q_u=2C\tan\left(45°+\frac{\varphi}{2}\right) \tag{28}$$

式中 q_u——土壤的剪切强度

C——土壤的黏结力

φ——土壤的内摩擦角

$$M_{R2}=q_uA_uL_u\cos\theta_u \tag{29}$$

式中 M_{R2}——剪切转向阻力矩,N·m

A_u——轮胎剪切土壤的接触面积,m^2

L_u——轴距,m

θ_u——车轮转角,rad

为与实际车辆保持一致,需根据实际车辆参数与台架模型进行配置,然后搭建相关算法,将转向轮胎的转向力矩进行换算,得到加载的目标阻力,最后写入 dSPACE 实时仿真系统中。

3 电液耦合试验台助力转向系统仿真

3.1 仿真模型与验证

基于电液耦合转向系统的结构原理,在 AMEsim 中建立的仿真模型如图 8 所示,电液耦合转向仿真模型可以根据驾驶员扭矩调节电动助力和液压助力的大小,从而实现转向经济性与转向路感的协调[21]。

电液耦合助力转向系统的基本助力形态如图 9 所示。其动力输出主要是通过齿轮齿条转向模块与液压模块叠加输出。可以看出,电动耦合助力转向系统能够根据驾驶员输入的力矩,动态进行调节电动助力与液压助力,其中助力马达提供的力矩小于驾驶员的力矩,液压输出占总动力的 75%,即电液耦合比为 3∶1。并且从助力特性曲线可知,电液耦

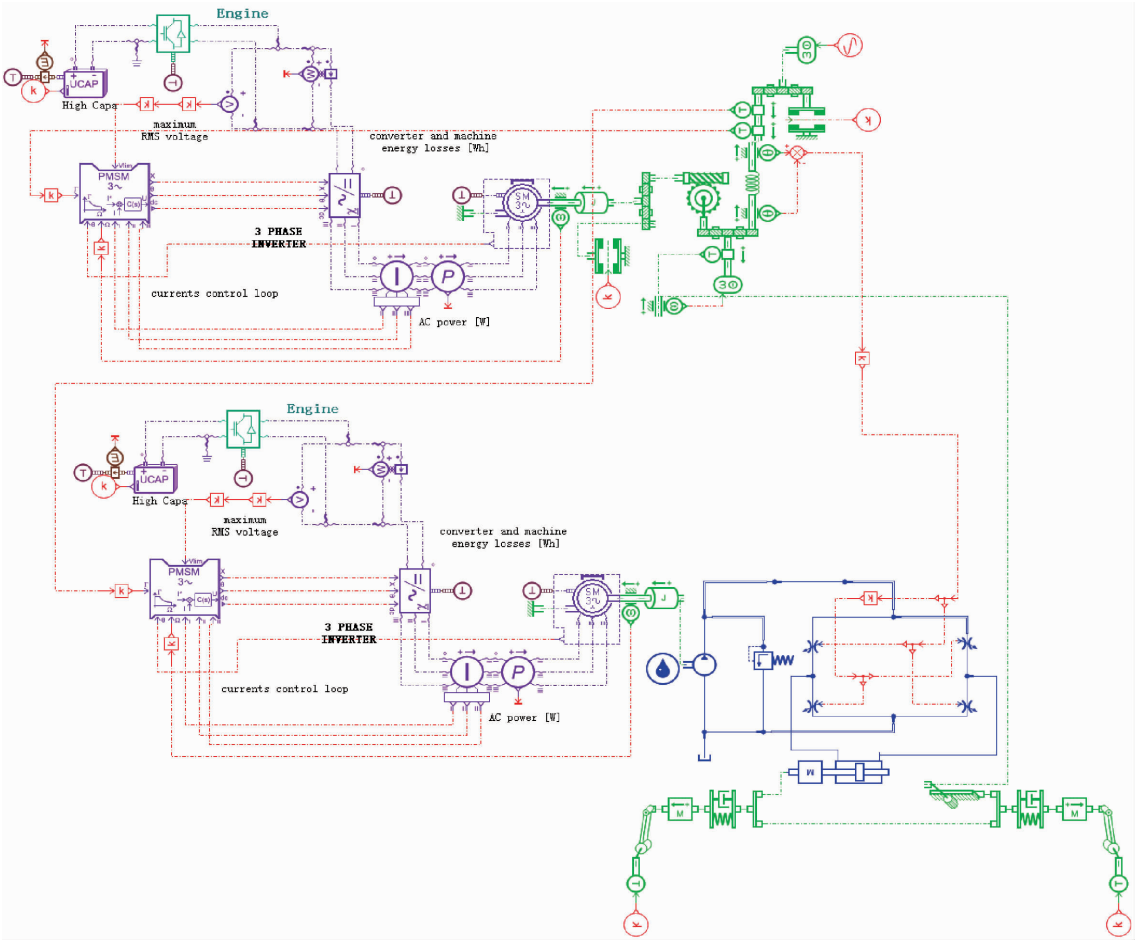


图 8　助力转向系统的 AMEsim 模型

Fig. 8　AMEsim model of power steering system

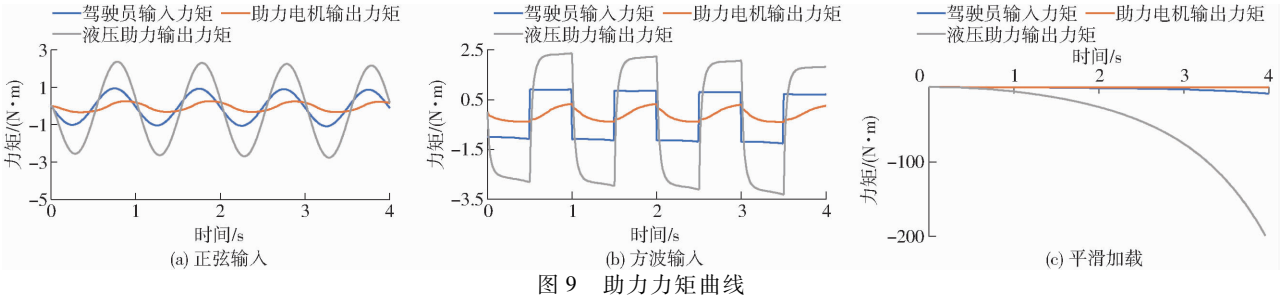


图 9　助力力矩曲线

Fig. 9　Power moment curves

合助力转向具有很好的跟随性，从而实现转向经济性与转向路感的协调。

3.2　助力控制系统仿真分析

在进行助力控制仿真分析时，无论是电动助力，还是液压助力，首先需要分析电机的输出结果。在电动助力方面，助力电机直接与助力转向系统的机械结构相连。在液压助力方面，液压泵中的电机部分与叶片泵同轴联动，因此在分析电动机扭矩与角速度时，同时也分析了助力控制系统的扭矩和角速度。

本文采用的电机为永磁同步电机，该电机主要优势是电动机角转速与其定子电流频率之间存在着固定的关系[22]。三相电流与电动机的三相绕组相接产生的旋转磁场与转子励磁绕组产生的转子磁场相互作用，通过定子的旋转磁场来带动转子，达到同步旋转。同步电机的角速度为

$$n = n_s = \frac{60 f_s}{p_n} \tag{30}$$

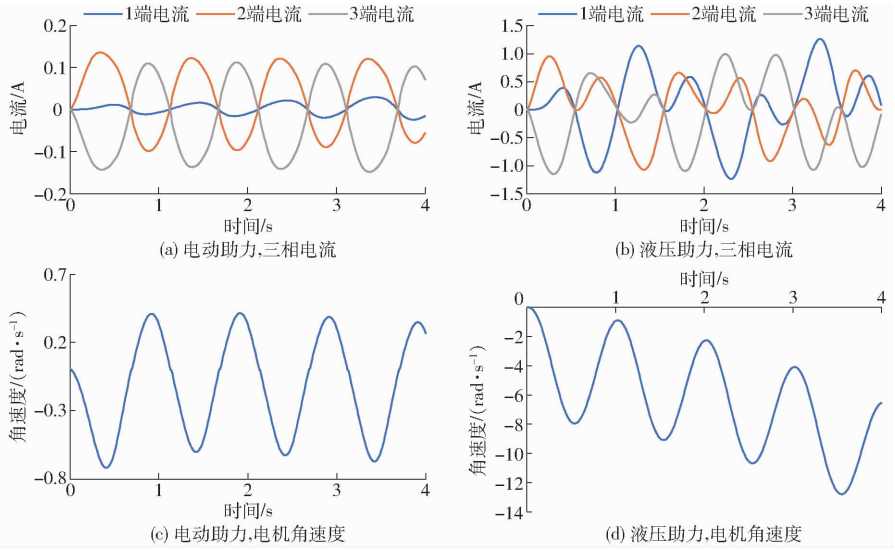
式中　n_s——电机同步角速度，rad/s

f_s——电源频率，Hz

p_n——电动机的极对数

由永磁同步电机的特性可知，电机的电流与力矩之间存在正比关系。图 10a、10b、11a、11b、12a、12b 为各输入状态定子绕组三相电流 i_a、i_b、i_c 的变

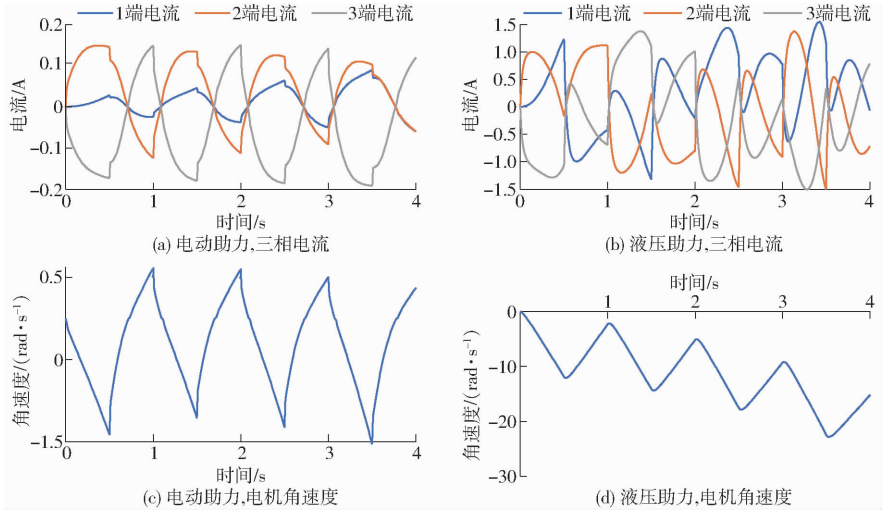
化曲线,在正弦输入(图 10)与方波输入(图 11)下,定子绕组三相电流的幅值均维持在稳定状态,且响应迅速。图 12a、12b 为驾驶员输入扭矩逐渐平滑增大状态,从中可以看出,定子绕组三相电流以正弦波逐渐平缓加大。同时,两组图之间对比印证了电机电流与转矩两者的变化关系。



(a) 电动助力,三相电流 (b) 液压助力,三相电流
(c) 电动助力,电机角速度 (d) 液压助力,电机角速度

图 10 正弦输入下的三相电流与变化曲线

Fig. 10 Three-phase current and speed at sine-input



(a) 电动助力,三相电流 (b) 液压助力,三相电流
(c) 电动助力,电机角速度 (d) 液压助力,电机角速度

图 11 方波输入下的三相电流与变化曲线

Fig. 11 Three-phase current and speed at square wave input

图 10c、10d、11c、11d、12c、12d 为电机角速度仿真变化曲线,电机启动后,响应速度快,角速度超调量小,无较大波动,且电机运行速度过渡平滑,系统的动态响应效果好。

4 试验

为进一步验证电液耦合转向系统的有效性,搭建了测试平台。如图 13 所示,该硬件在环控制平台主要基于 dSPACE 软件以及 PXI 测控系统的硬件在环控制方案,进行了各类转向工况试验验证。其可以根据不同的试验需要,为试验人员营造不同的道路以及环境,如可以设置路面信息(直线行走、路面转向、不平度等),同时驾驶员可以对转向盘进行操作,这些信号通过系统的处理分析,产生不同的助力,验证此工况下的控制效果。

电液耦合试验台利用输入不同的路径曲线,模拟拖拉机在田间工作下不同工况转向助力的实际情况。利用一次函数输入,控制助力转向系统,使其模拟拖拉机在田间受到的路面冲击与应急转向等情况。利用正弦信号的输入,模拟拖拉机在工作时所受到的侧向力情况。同时利用油压传感器,对模拟阻力加载系统进行信号反馈,使阻力的加载更加稳定、准确。

图 14、15 分别是两种不同输入路径下的响应曲线。从图 14b、15b 可以看出,真实转角与目标转角之间跟随性良好,存在很小的滞后,超调情况不明

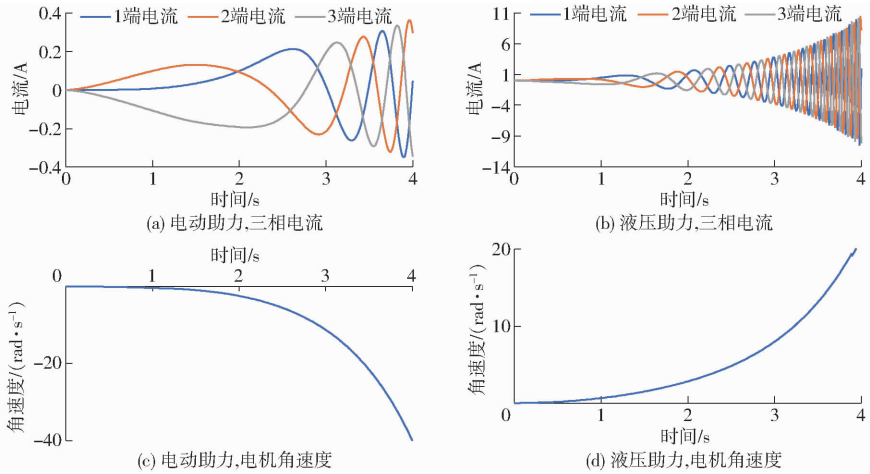


图 12　平滑加载下的三相电流与角速度变化曲线

Fig. 12　Three-phase current and speed at smooth loading

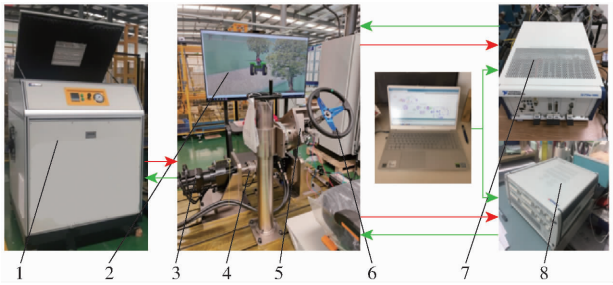


图 13　硬件在环控制平台

Fig. 13　Hardware in loop control platform

1. 液压站　2. 显示屏　3. 阻力加载系统　4. 液压助力系统
5. 电动助力系统　6. 方向盘　7. PXI 软件　8. dSPACE 测控系统

显，且能够稳定在期望值附近。当输入发生变化时，转角会有小幅度波动，之后曲线平滑稳定跟随。

图 14、15 中电机的电流与力矩之间存在正相关关系，比较图 14c、15c 可以看出，力矩随电流变化，两者均在 200 ms 左右到达峰值，然后出现小幅度的过载现象，随即到达稳定值，保证电流响应的快速性，又能保证波动小，表明其助力转向系统优化良好，可使驾驶员获得延时更少的路感和光滑的手感，并能够在短时间内使电机达到预定力矩。

该试验台的转向阻力模拟总成的阻力是直接加

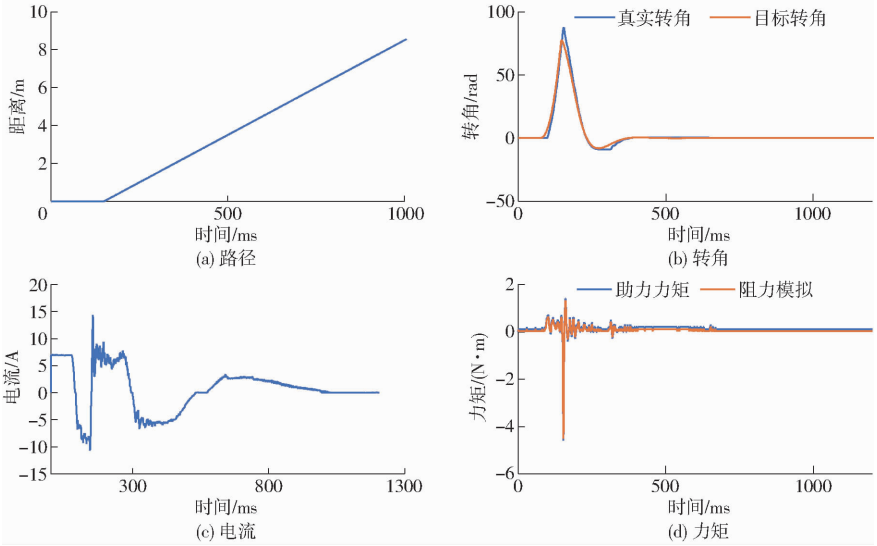


图 14　一次函数下的响应曲线

Fig. 14　Response curves under linear function

载到转向器的齿条一端的，通过图 14d、15d 可以看出，该试验台架的助力跟随性良好，在 PID 闭环调节控制下，滞后现象几乎消除。

从总体试验结果来看，助力转向力矩与目标路径之间滞后性很小，说明该系统的灵敏度很好。在实际转角与目标转角对比图中，曲线过渡平缓，基本没有出现不平滑现象，表明该助力转向系统在实际田间工作时，不会出现转向抖动现象。

5　结束语

根据电液耦合助力转向系统工作原理建立了系统的 AMEsim 仿真模型并分析，设置实际台架参数

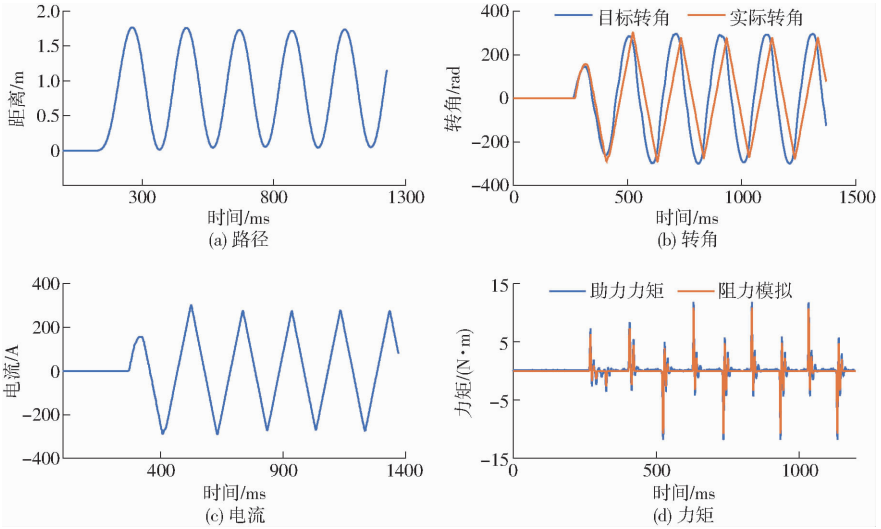


图 15 正弦波下的响应曲线

Fig. 15 Response curves under sine wave

进行仿真。仿真结果表明:电液耦合助力转向系统的响应时间短,系统的跟随性良好,且系统稳定,滞后性小,符合转向系统的稳定性要求。对电液耦合转向台架进行试验,通过路径的模拟进行助力转向实际分析,结果表明,该液压助力转向台架试验性能与 AMEsim 仿真结果相近,具有较好的跟随性和稳定性,且滞后现象很小。在各项试验中,不同路径之间的试验数据作为对照组,提高了仿真分析和试验结果之间的准确性和全面性,能够对电液耦合转向系统台架进行全面和深入的分析评价。

参 考 文 献

[1] 马建斌. 拖拉机自动转向控制系统设计[J]. 科协论坛(下半月),2013(10):121 - 122.
MA Jianbing. Design of automatic steering control system for tractors [J]. Science & Technology Association Forum, 2013(10): 121 - 122. (in Chinese)

[2] REID J F, ZHANG Q, NOGUCHI N, et al. Agricultural automatic guidance research in North America[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2000, 25(1 - 2): 155 - 167.

[3] ZHANG Q, REID J F, WU D. Hardware-in-the-loop simulator of an off-road vehicle electrohydraulic steering system[J]. Transactions of the ASAE, 2000, 43(6): 1323 - 1330.

[4] XUE M, XU G, FENG J, et al. Control strategy of automotive electric power steering system based on generalized internal model control [J/OL]. Journal of Algorithms & Computational Technology, 2020. https: // doi. org/10. 1177/1748302620931312.

[5] WU H, XU G, WU J, et al. EPS current tracking method research based on hybrid sensitivity H_∞ control algorithm[J]. Journal of Electrical & Computer Engineering, 2018, 2018(1): 1 - 10.

[6] 金月,鲁植雄,李文明. 拖拉机线控液压转向的电液加载试验台的设计与试验[J]. 中国农机化学报,2014,35(3):124 - 129.
JIN Yue, LU Zhixiong, LI Wenming. Design and test of electro-hydraulic hoading test bed for tractor wire controlled hydraulic steering[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2014, 35(3): 124 - 129. (in Chinese)

[7] FAN Changsheng, GUO Yanling. Design of the auto electric power steering system controller[J]. Procedia Engineering, 2012, 29: 3200 - 3206.

[8] KIM J, SONG J. Control logic for an electric power steering system using assist motor[J]. Mechatronics, 2002(12): 447 - 459.

[9] 李忠利,乔冬冬. 拖拉机电动线控转向系统的控制分析[J]. 现代制造技术与装备,2019(4):40 - 41.
LI Zhongli, QIAO Dongdong. Control analysis of electric line-controlled steering system of tractor[J]. Modern Manufacturing Technology and Equipment, 2019(4): 40 - 41. (in Chinese)

[10] 张为,王伟达,丁能根,等. 基于 dSPACE 的 ASR 硬件在环仿真平台开发及 ECU 性能试验[J]. 汽车技术,2009(10):4 - 8.
ZHANG Wei, WANG Weida, DING Nenggen, et al. Development and ECU performance test of ASR hardware based on dSPACE on ring simulation platform [J]. Automobile Technology, 2009(10):4 - 8. (in Chinese)

[11] 曹景胜,李刚,段敏,等. 基于驾驶模拟器硬件在环的 EPS 助力特性研究[J]. 中国科技论文,2018,13(16):1864 - 1870.
CAO Jingsheng, LI Gang, DUAN Min, et al. EPS power enhancement based on driving simulator hardware in loop[J]. China Sciencepaper, 2018, 13(16): 1864 - 1870. (in Chinese)

[12] 袁传义, 刘成晔, 王奎洋. 基于模糊控制的 EPS 车辆操稳性仿真与台架试验[J]. 中国科技论文,2012,7(11):813 - 817.
YUAN Chuanyi, LIU Chengye, WANG Kuiyang. Simulation and bench test of EPS vehicle stability based on fuzzy control[J]. China Sciencepaper, 2012, 7(11): 813 - 817. (in Chinese)

(下转第 549 页)

35(8):109 – 117.
HUA Bo, ZHAO Jianjun, LIU Changqing, et al. Performance simulation and test of plug-in proportional raising valve of electro-hydraulic hitch for heavy tractor[J]. Transactions of the CSAE, 2019,35(8):109 – 117. (in Chinese)
[20] 李明生,宋正河,迟瑞娟,等. 大功率拖拉机电液提升器比例下降阀仿真与优化[J/OL]. 农业机械学报, 2012,43(增刊):1 – 5.
LI Mingsheng, SONG Zhenghe, CHI Ruijuan, et al. Simulation analysis on proportional lowering valve for high-power tractor [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012,43(Supp.):1 – 5. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 2012s01&journal_id = jcsam DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2012.S0.001 (in Chinese)
[21] 李明生,朱忠祥,毛恩荣,等. 大功率拖拉机电液提升器比例提升阀设计[J/OL]. 农业机械学报, 2012, 43(10):31 – 35.
LI Mingsheng, ZHU Zhongxiang, MAO Enrong, et al. Design of proportional raise valve in electro-hydraulic lifting mechanism of big-power tractor[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(10):31 – 35. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20121006& journal_id = jcsam DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.10.006. (in Chinese)
[22] 王艾萌,温云. 田口法在内置式永磁同步电机优化设计中的应用[J]. 华北电力大学学报(自然科学版),2016,43(3):39 – 44.
WANG Aimeng, WEN Yun. Application for optimal designing of interior permanent magnet synchronous machines by using Taguchi method[J]. Journal of North China Electric Power University (Natural Science Edition), 2016, 43(3):39 – 44. (in Chinese)
[23] KACKA R, RAGHU N. Off-line quality control, parameter design, and the Taguchi method [J]. Journal of Quality Technology, 1985, 17(4):176 – 188.
[24] LIN M C, QIU Guopeng, ZHOU Xuehua, et al. Using Taguchi and neural network approaches in the optimum design of product development process[J]. International Journal of Computer Integrated Manufacturing, 2020, 33(4):343 – 359.
[25] 张硕,李臻,朱忠祥,等.多因素影响下拖拉机侧向稳定性模型实验[J/OL].农业机械学报,2017,48(10):358 – 363.
ZHANG Shuo, LI Zhen, ZHU Zhongxiang, et al. Scale model experiment on lateral stability of tractor affected by multi-factors [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(10):358 – 363. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20171046&journal_d = jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.10.046. (in Chinese)

(上接第 534 页)

[13] LIU Y, LIU Q,LÜ C, et al. A study on objective evaluation of vehicle steering comfort based on driver's electromyogram and movement trajectory[J]. IEEE Transactions on Human-Machine Systems, 2017,48: 41 – 49.
[14] KEMMETMÜLLER W, MÜLLER S, KUGI A. Mathematical modeling and nonlinear controller design for a novel electrohydraulic power-steering system[J]. IEEE/ASME Trans. Mechatronics, 2007(12): 85 – 97.
[15] ZHAO Wanzhong, ZHOU Xiaochuan, WANG Chunyan, et al. Energy analysis and optimization design of vehicle electro-hydraulic compound steering system[J/OL]. Applied Energy, 2019. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.113713.
[16] HAN Jionggang, SHEN Rongwei, TAI Xiaohong, et al. Research on assist characte-ristic of electric power steering system based on adaptive neuro-fuzzy control[J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 2560(347):357 – 361.
[17] YAMAMOTO K, NISHIMURA H. Control system design of electric power steering for a full vehicle model with active stabilizer [J]. J. Syst. Des. Dyn., 2011(5): 789 – 804.
[18] 郑太雄,周花,古宏鸣. 无传感器式交流电动助力转向系统直接转矩控制[J/OL]. 农业机械学报,2014,45(3):7 – 12.
ZHENG Taixiong, ZHOU Hua, GU Hongming. Direct torque control of sensorless AC electric power steering system [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(3):7 – 12. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20140302&journal_id = jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.03.002. (in Chinese)
[19] 李明生,朱忠祥,毛恩荣,等. 大功率拖拉机电液提升器比例提升阀设计[J/OL]. 农业机械学报,2012,43(10):31 – 35,89.
LI Mingsheng, ZHU Zhongxiang, MAO Enrong, et al. Design of proportional lift valve for electro-hydraulic elevator of high-power tractor [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(10): 31 – 35. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20121006&journal_id = jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.10.006. (in Chinese)
[20] 唐世经. 工程机械底盘学[M]. 北京:西南交通大学出版社,2002.
[21] NA Xiaoxiang, COLECOLE D J. Application of open-loop stackelberg equilibrium to modeling a driver's interaction with vehicle active steering control in obstacle avoidance[J]. IEEE Transactions on Human-Machine Systems, 2017, 47: 673 – 85.
[22] 韩清振,何仁. 车用永磁同步电机稳定性分析[J/OL]. 农业机械学报,2016,47(11):363 – 368.
HAN Qingzhen, HE Ren. Stability analysis of permanent magnet synchronous motor for vehicles[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(11): 363 – 368. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20161149&journal_id = jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.11.049. (in Chinese)