

犁耕作业大马力拖拉机驱动轮滑转率控制方法

张 硕¹, 武仲斌², 陈 军¹, 李 臻^{2*}, 朱忠祥², 宋正河², 毛恩荣²

(1. 西北农林科技大学机械与工程学院, 杨凌 712100;

2. 中国农业大学工学院现代农业装备优化设计北京市重点实验室, 北京 100083)

摘 要: 针对犁耕作业时大马力拖拉机驱动轮易产生过度滑转的问题, 该研究以大马力拖拉机电液悬挂机组为研究对象, 考虑“拖拉机-农具-土壤”系统的强非线性特征, 在建立大马力拖拉机犁耕作业机组非线性系统动力学模型的基础上, 提出基于滑模变结构控制的大马力拖拉机驱动轮滑转非线性控制方法; 并以模糊 PID 控制为对比, 采用 Matlab/Simulink 验证本文动力学模型的正确性和控制算法的有效性; 以 Lovol-TG1254 型大马力拖拉机为载体, 搭建犁耕作业大马力拖拉机驱动轮滑转控制平台, 开展田间对比试验, 并分析不同控制方法下的滑转控制效果, 验证滑模变结构控制算法的控制精度和稳定性。试验结果表明: 在 2.17 m/s 的犁耕作业工况下, 与模糊 PID 控制算法相比, 滑模变结构控制算法将拖拉机驱动轮滑转率有效控制最优值 0.2, 平均绝对值偏差为 0.008, 减小了约 27%, 最大偏差为 0.028, 减小了约 49%; 耕深、液压缸位移和水平牵引力调节变化量分别减小了 27%、36%、42%。该研究提出的基于滑模变结构的大马力拖拉机驱动轮滑转控制方法可实现犁耕作业驱动轮滑转最优目标控制。

关键词: 农业机械; 试验; 拖拉机; 犁耕作业; 滑转控制; 滑模变结构控制

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2020.15.006

中图分类号: S219.032.4; TP273+2

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2020)-15-0047-09

张硕, 武仲斌, 陈军, 等. 犁耕作业大马力拖拉机驱动轮滑转率控制方法[J]. 农业工程学报, 2020, 36(15): 47-55. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2020.15.006 <http://www.tcsae.org>

Zhang Shuo, Wu Zhongbin, Chen Jun, et al. Control method of driving wheel slip rate of high-power tractor for ploughing operation[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2020, 36(15): 47-55. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2020.15.006 <http://www.tcsae.org>

0 引 言

大马力拖拉机电液悬挂机组的犁耕作业是北方大田作物田间生产的重要农艺环节, 拖拉机驱动轮的滑转程度极大地影响作业机组的作业效率和耕地质量^[1-2]。随着农艺农机融合对土壤保护要求和大中型拖拉机智能化程度的不断提高^[3-4], 大马力拖拉机田间作业的驱动防滑逐渐成为电液悬挂作业机组自动控制领域的研究热点^[5]。

目前, 国内外针对大马力拖拉机电液悬挂自动控制系统的研究主要涉及耕深或牵引力-耕深控制等^[6-8], 少部分研究引入滑转率作为控制参量, 采用 PID^[9]、模糊控制等方法^[10-11], 其本质仍是依靠耕深调节实现将滑转率限定在某一阈值或区间的等效控制。不同于汽车等道路行驶车辆, 犁耕作业时拖拉机驱动轮的过度滑转主要来源于“拖拉机-农具-土壤”系统的耦合作用, 具有非常明显的非线性特征^[12-13]。铧式犁等农具在与土壤接触、摩擦并发生剪切的过程中, 受耕深变化和地面附着条件影响负载较大波动, 加之地面附着条件不能产生足够支

撑驱动轮前进的附着力, 驱动轮就会发生过度滑转。在现有研究中, 大多以线性化方法近似描述拖拉机、电液悬挂系统或作业机组的非线性特征, 部分涉及非线性建模的研究也做出了较多假设和简化, 普遍适用性不够^[13-14]。也有部分研究建立作业机组数学模型以及应用非线性控制方法开展更为精确的驱动轮滑转控制, 但是并没有充分考虑大马力拖拉机作业机组系统的强非线性特征, 控制精度较低。

滑模变结构控制 (Sliding Mode Variable Structure Control, SMVSC) 是现代控制理论中一种较为成熟的非线性控制方法^[15-16], 在农业机械自动控制领域已有效解决拖拉机主动减振^[17]、路径跟踪控制^[18]和自动导航^[19]等非线性控制问题, 提高了系统抵抗不确定参数扰动和外界激励的鲁棒性; 也在电动车辆^[20]、月球车^[21]和特种装备^[22]的驱动防滑中得到了较为成熟的应用。本文以“拖拉机-农具-土壤”系统为研究对象, 在建立作业机组非线性系统动力学模型的基础上, 提出了一种基于滑模变结构的大马力拖拉机犁耕作业驱动轮滑转控制方法实现面向犁耕作业工况的拖拉机驱动轮防滑控制, 以提高大马力拖拉机电液悬挂机组的作业效率和耕地质量。

1 大马力拖拉机电液悬挂作业机组动力学建模

在大马力拖拉机电液悬挂作业机组数学建模过程中, 考虑拖拉机在田间作业多为直线运动, 且北方平原地区田间地势相对平坦, 将其简化为沿拖拉机前进方向

收稿日期: 2020-04-16 修订日期: 2020-08-13

基金项目: 中国博士后基金面上项目 (2019M653764); 国家重点研发计划项目 (2017YFD0700403)

作者简介: 张硕, 博士, 讲师, 主要从事车辆智能控制、智能农机装备的相关研究。Email: zhangshuo@nwfafu.edu.cn

*通信作者: 李臻, 博士, 副教授, 主要从事农业机械的设计、仿真, 以及自动控制研究。Email: zhenli@cau.edu.cn

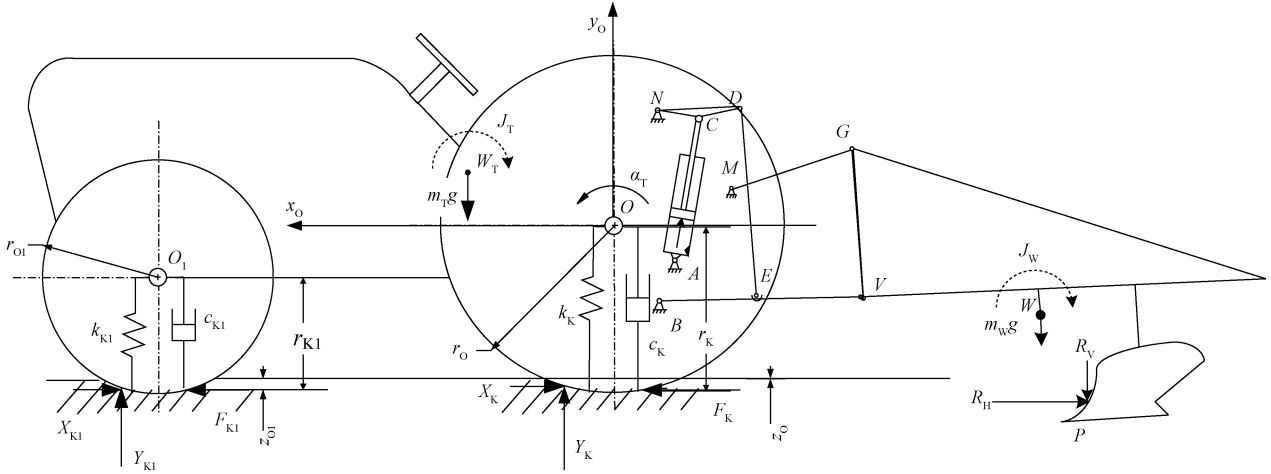
上的直线运动, 忽略拖拉机前进过程中的侧滑、侧倾等侧向运动。如图 1 所示, 以拖拉机后轮轴心 O 点为坐标原点, 建立拖拉机电液悬挂作业机组运动坐标系 x_0-O-y_0 。将大马力拖拉机电液悬挂作业机组的运动简化分解为 2 部分: 一部分为拖拉机随基点 O 沿前进方向上的平移运动, 另一部分为拖拉机悬挂机构绕基点 O 的转动运动, 并以拖拉机在水平地面行驶时的相对位置关系来表达拖拉机各主要点的相对位置。由刚体平面运动学的基本理论可知, 对于拖拉机及其悬挂机构杆件的各主要节点, 其速度可表达为该点与基点 O 在连线方向上的速度投影

分量, 其加速度可表达为基点 O 的加速度与该点绕 O 点的转动加速度的矢量和。

分别对各主要节点进行运动学分析, 可得到拖拉机各主要节点的运动学关系。其中, 后轮驱动拖拉机的驱动轮滑转率 δ_k 如式 (1) 所示。

$$\delta_k = \frac{v_{Ot} - v_O}{v_{Ot}} = \frac{r_O \omega_k - r_k \omega_k}{r_O \omega_k} = 1 - \frac{r_k}{r_O} \quad (1)$$

式中 v_{Ot} 、 v_O 分别为驱动轮沿水平前进方向的理论速度和瞬时速度, m/s; r_O 、 r_k 分别为驱动轮的几何半径和动力半径, m; ω_k 为驱动轮角速度, rad/s。



注: x_0-O-y_0 为拖拉机运动坐标系; O 为后轮轴心; O_1 为前轮轴心; A 为提升液压缸与拖拉机的铰接点, M 、 B 分别为上、下拉杆与拖拉机的铰接点, C 为提升液压缸活塞杆末端, D 、 E 为提升杆的铰接点, N 为提升液压缸的提升轴轴心, G 、 V 为农具的上下挂接点, P 为五铧犁的犁尖, W_T 为拖拉机的质心, W 为农具质心; α_T 为拖拉机俯仰角, rad; β_G 为 GV 连线与垂直方向的夹角, rad; r_{O1} 、 r_O 为前、后轮的几何半径, m; r_{K1} 、 r_K 为前、后轮的动力半径, m; z_{O1} 、 z_O 为垂直载荷引起的前、后轮着地点处土壤沉陷量, m; k_{K1} 、 k_K 分别为前、后轮轮胎的弹簧刚度, N·mm⁻¹; c_{K1} 、 c_K 分别为前、后轮轮胎的阻尼系数, N·(m·s⁻¹)⁻¹; J_T 为拖拉机相对其质心的转动惯量, N·m²; J_W 为农具相对其质心的转动惯量, N·m²; m_Tg 为拖拉机的重力, N; m_Wg 为农具的重力, N; Y_K 、 X_K 、 F_{K1} 分别为后轮所受的垂直地面反作用力、水平滚动阻力和驱动力, N; Y_{K1} 、 X_{K1} 、 F_{K1} 分别为前轮所受的垂直地面反作用力、水平滚动阻力和驱动力, N; R_H 、 R_V 分别为农具在水平和垂直方向上所受的土壤阻力, N。

Note: x_0-O-y_0 is the tractor motion coordinate system; O is the axis of the rear wheel; O_1 is the axis of the front wheel; A is the hinge point between the lifting hydraulic cylinder and the tractor; M 、 B is the hinge point between the upper and lower pull rods and the tractor; C is the end of the piston rod of the lifting hydraulic cylinder; D 、 E is the hinge point of the lift lever; N is the lifting shaft axis of the lifting hydraulic cylinder; G 、 V is the upper and lower contact of the plough; P is the tip of the five-furrow plough; W_T is the centroid of the tractor; W is the center of mass of agricultural tools; α_T is the pitching angle of tractor, rad; β_G is the angle between GV and the vertical direction, rad; r_{O1} 、 r_O are the geometric radius of the front and rear wheels, m; r_{K1} 、 r_K are the power radius of the front and rear wheels, m; z_{O1} 、 z_O are the soil subsidence caused by vertical loading at front and rear wheel locations, m; k_{K1} 、 k_K are the spring stiffness of the front and rear tires respectively, N·mm⁻¹; c_{K1} 、 c_K are the damping coefficients of front and rear tires, N·(m·s⁻¹)⁻¹; J_T is the moment of inertia of the tractor around the center of mass, N·m²; J_W is the moment of inertia of the plough around the center of mass, N·m²; m_Tg is the force of gravity on the tractor, N; m_Wg is the force of gravity on the farm tools, N; Y_K 、 X_K 、 F_{K1} are the vertical ground reaction force, horizontal rolling resistance and driving force of the rear wheel respectively, N; Y_{K1} 、 X_{K1} 、 F_{K1} are the vertical ground reaction force, horizontal rolling resistance and driving force of the front wheel respectively, N; R_H 、 R_V are soil resistance of farm tools in horizontal and vertical directions respectively, N.

图 1 拖拉机电液悬挂作业机组运动学及动力学分析简图

Fig.1 Simple diagram of kinematic and dynamic analysis for high-power tractor

在图 1 中, 对拖拉机电液悬挂作业机组进行受力分析可知, 拖拉机 (包括悬挂机构) 所受外力主要有: 拖拉机的重力 m_Tg (g 为重力加速度, m/s²), 农具的重力 m_Wg , 前轮所受的垂直地面反作用力 Y_{K1} 、水平滚动阻力 X_{K1} 和驱动力 F_{K1} , 后轮所受的垂直地面反作用力

Y_K 、水平滚动阻力 X_K 和驱动力 F_K , 农具所受的土壤阻力 R_H 和 R_V , 农具对悬挂机构在上、下悬挂点处的作用力 F_G 、 F_{Vx} 和 F_{Vy} 。因此, 以后驱动轮几何中心 O 为中心, 可得到水平和垂直方向的力平衡方程和力矩平衡方程, 如式 (2) 所示。

$$\begin{cases} Y_K + Y_{K1} - R_V = m_T(g + a_{Ty}) + m_W(g + a_{Wy}) \\ F_K + F_{K1} - X_K - X_{K1} - R_H = m_T a_{Tx} + m_W a_{Wx} \\ R_H(r_K - y_P - s_{RH}) - R_V(x_P + s_{RV}) - (F_K + F_{K1})r_K + X_{K1}y_{O1} - Y_{K1}x_{O1} + \\ m_T(g + a_{Ty})x_T - m_T a_{Tx}y_T - m_W(g + a_{Wy})x_W + m_W a_{Wx}y_W = J_T \ddot{\alpha}_T + J_W \ddot{\beta}_G \end{cases} \quad (2)$$

式中 α_{Tx} 、 α_{Ty} 分别为拖拉机俯仰角在水平和垂直方向上的分量, rad; a_{Wx} 、 a_{Wy} 分别为农具质心加速度在水平和垂

直方向上的分量, m·s⁻²; x_P 、 y_P 分别为 P 点到后轮轴心的水平和垂直距离, m; s_{RV} 、 s_{RH} 为犁体受力点到 P 点处的

水平和竖直距离, m ; x_{O1} 、 y_{O1} 前轮轴心到后轮轴心的水平和垂直距离, m ; x_T 为拖拉机质心到后轮轴心的水平距离, m ; x_W 、 y_W 为农具质心到后轮轴心在水平和垂直方向上的距离, m 。

根据以上分析, 并参考前期研究成果和建模方法^[17,23], 将拖拉机车体、车轮、悬挂机构和农具等各子系统方程带入式 (2), 可得到大马力拖拉机电液悬挂作业机组动力学微分方程组, 如式 (3) 所示。

$$\begin{cases}
 \ddot{x}_L = \frac{1}{m_{x_{Le}}} \left[P_L A_L + i_{x_{LF_K}} (F_K + F_{K1}) + i_{x_{LR_H}} R_H - i_{x_{LY_K}} Y_K - i_{x_{LY_{K1}}} Y_{K1} - i_{x_{LR_V}} R_V - m_{x_{Lg}} g - J'_{x_{La_{Le}}} a_T^2 - m_{x_{La_{Le}}} \dot{x}_L \dot{a}_T - m'_{x_{Le}} \dot{x}_L^2 \right] \\
 \dot{\delta}_K = (1 - \delta_K) \left(\frac{\dot{\omega}_K}{\omega_K} - \frac{\dot{s}_O}{r_O - s_O} \right) + \frac{1}{\omega_K (r_O - s_O) (m_T + m_W)} \left\{ \frac{m_{x_{OL}}}{m_{x_{Le}}} P_L A_L + \left(i_{x_{OR_H}} + i_{x_{LR_H}} \frac{m_{x_{OL}}}{m_{x_{Le}}} \right) R_H + \left(i_{x_{OK}} - i_{x_{LY_K}} \frac{m_{x_{OL}}}{m_{x_{Le}}} \right) Y_K \right. \\
 + \left(i_{x_{OK1}} - i_{x_{LY_{K1}}} \frac{m_{x_{OL}}}{m_{x_{Le}}} \right) Y_{K1} + \left(l_{x_{OT}}^{-1} y_T m_T - m_{x_{Lg}} \frac{m_{x_{OL}}}{m_{x_{Le}}} \right) g - \left(i_{x_{OF_K}} - i_{x_{LF_K}} \frac{m_{x_{OL}}}{m_{x_{Le}}} \right) (F_K + F_{K1}) - \left(i_{x_{OR_V}} + i_{x_{LR_V}} \frac{m_{x_{OL}}}{m_{x_{Le}}} \right) R_V \\
 \left. + \left(m'_{x_{OL}} - m'_{x_{Le}} \frac{m_{x_{OL}}}{m_{x_{Le}}} \right) \dot{x}_L^2 - \left(J_{y_{OL}} + J'_{x_{La_{Le}}} \frac{m_{x_{OL}}}{m_{x_{Le}}} \right) a_T^2 + \left(m_{y_{OL} a_T} - m_{x_{La_{Le}}} \frac{m_{x_{OL}}}{m_{x_{Le}}} \right) \dot{x}_L \dot{a}_T \right\} \\
 \ddot{y}_K = \ddot{y}_{OR} + \frac{1}{m_T + m_W} \left\{ \frac{m_{y_{OL}}}{m_{x_{Le}}} P_L A_L - \left(i_{y_{OR_H}} - i_{x_{LR_H}} \frac{m_{y_{OL}}}{m_{x_{Le}}} \right) R_H - \left(i_{y_{OK}} + i_{x_{LY_K}} \frac{m_{y_{OL}}}{m_{x_{Le}}} \right) Y_K - \left(i_{y_{OK1}} + i_{x_{LY_{K1}}} \frac{m_{y_{OL}}}{m_{x_{Le}}} \right) Y_{K1} \right. \\
 + \left(i_{y_{OF_K}} + i_{x_{LF_K}} \frac{m_{y_{OL}}}{m_{x_{Le}}} \right) (F_K + F_{K1}) + \left(i_{y_{OF_K}} + i_{x_{LF_K}} \frac{m_{y_{OL}}}{m_{x_{Le}}} \right) (F_K + F_{K1}) + \left(i_{y_{OR_V}} - i_{x_{LR_V}} \frac{m_{y_{OL}}}{m_{x_{Le}}} \right) R_V + \left(m_{y_{OG}} - m_{x_{Lg}} \frac{m_{y_{OL}}}{m_{x_{Le}}} \right) g \\
 \left. + \left(m'_{y_{OL}} - m'_{x_{Le}} \frac{m_{y_{OL}}}{m_{x_{Le}}} \right) \dot{x}_L^2 + \left(J_{y_{OT}} - J'_{x_{La_{Le}}} \frac{m_{y_{OL}}}{m_{x_{Le}}} \right) a_T^2 + \left(m_{y_{OL} a_T} - m_{x_{La_{Le}}} \frac{m_{y_{OL}}}{m_{x_{Le}}} \right) \dot{x}_L \dot{a}_T \right\} \\
 \ddot{y}_{AK} = \ddot{y}_{OR} - \ddot{y}_{O1R} + \frac{x_{O1}}{J_{a_T}} \left\{ \frac{m_{a_T}}{m_{x_{Le}}} P_L A_L - \left(l_{a_T R_H} - i_{x_{LR_H}} \frac{m_{a_T}}{m_{x_{Le}}} \right) R_H - \left(l_{a_T Y_K} + i_{x_{LY_K}} \frac{m_{a_T}}{m_{x_{Le}}} \right) Y_K - \left(l_{a_T Y_{K1}} + i_{x_{LY_{K1}}} \frac{m_{a_T}}{m_{x_{Le}}} \right) Y_{K1} \right. \\
 + \left(l_{a_T F_K} + i_{x_{LF_K}} \frac{m_{a_T}}{m_{x_{Le}}} \right) (F_K + F_{K1}) + \left(y_T m_T + m_{x_{Lg}} \frac{m_{a_T}}{m_{x_{Le}}} \right) g + \left(l_{a_T R_V} - i_{x_{LR_V}} \frac{m_{a_T}}{m_{x_{Le}}} \right) R_V + \left(m'_{a_T} - m'_{x_{Le}} \frac{m_{a_T}}{m_{x_{Le}}} \right) \dot{x}_L^2 \\
 \left. + \left(J_{a_T} + J_{a_T} \frac{y_{O1}}{x_{O1}} - J'_{x_{La_{Le}}} \frac{m_{a_T}}{m_{x_{Le}}} \right) a_T^2 + \left(m_{a_T x_T} - m_{x_{La_{Le}}} \frac{m_{a_T}}{m_{x_{Le}}} \right) \dot{x}_L \dot{a}_T \right\} \\
 \dot{s}_O = \frac{1}{f_K} \left[A_K (k_c / B_K + k_\phi) z_O^n - k_K s_O \right] \\
 \dot{s}_{O1} = \frac{1}{f_{K1}} \left[A_{K1} (k_c / B_{K1} + k_\phi) z_{O1}^n - k_{K1} s_{O1} \right] \\
 z_O = y_K - s_O \\
 z_{O1} = y_K - y_{AK} - s_{O1}
 \end{cases} \quad (3)$$

式中 y_K 、 y_{AK} 为中间变量; x_L 为提升液压缸位移, m ; s_{O1} 、 s_O 为前、后轮胎压缩变形量, m ; z_{O1} 和 z_O 为垂直载荷引起的前、后轮着地点处土壤沉陷量, m ; A_{K1} 、 A_K 为前、后轮胎接地面积, m^2 ; B_{K1} 、 B_K 为前、后轮胎接地宽度, m 。 $m_{x_{Le}}$ 、 $i_{x_{LY_K}}$ 、 $J'_{x_{La_{Le}}}$ 、 $l_{a_T F_K}$ 等系数为方程组求解过程中出现的中间等效质量、等效转动惯量和其他等效系数, 均可表示为已知变量或常量的表达式; 拖拉机作业机组的主要尺寸和结构参数, 参考文献[17]和[23]。

2 滑模变结构控制算法

2.1 总体方案

在建立的大马力拖拉机电液悬挂作业机组驱动轮滑转非线性系统动力学模型中, 存在部分难以准确获得的时变运动参数和不确定项, 且系统方程存在强非线性。

当以最优滑转率为控制目标, 实现大马力拖拉机犁耕作业驱动轮滑转自动控制时, 需采用一种适应强非线性特点、对外界扰动不敏感的非线性控制方法。在运动控制系统的非线性控制方法中, 滑模变结构控制方法对模型的不确定性和外界随机具较高的可靠性和鲁棒性和^[15-16]。如图 2 所示, 采用滑模变结构控制方法设计了最优目标滑转率控制系统。

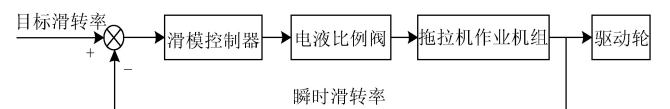


图 2 基于滑模变结构控制的驱动轮滑转控制原理简图
Fig.2 Control principle diagram of driving wheel sliding control based on sliding mode variable structure control

2.2 滑模控制器设计

在北方平原地区小麦、玉米等大田作物田间犁耕作业时, 在麦茬、玉米茬轮耕地块土壤条件下, 当驱动轮滑转率维持在 0.2 附近时, 拖拉机作业机组工作效率和耕地质量均能较好地满足农艺要求^[24-25]。因此, 本文以最优滑转率 $\delta_{\text{opt}}=0.2$ 作为控制目标, 定义控制系统输出误差如式 (4) 所示。

$$e = \delta_K - \delta_{\text{opt}} \quad (4)$$

滑模变结构控制方法是控制输出误差 e 趋近 0, 由式 (3) 可知, 滑转控制系统动力学模型为一阶非线性系统, 将滑模变结构控制关于时间 t 的切换函数定义为

$$m(t) = Ce = C(\delta_K - \delta_{\text{opt}}) \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}(t) = (1 - \delta_K) & \left(\frac{\dot{\omega}_K}{\omega_K} - \frac{\dot{s}_O}{r_O - s_O} \right) + \frac{1}{\omega_K(r_O - s_O)(m_T + m_W)} \left\{ \frac{m_{x_O x_L}}{m_{x_L e}} P_L A_L + \left(i_{x_O R_H} + i_{x_L R_H} \frac{m_{x_O x_L}}{m_{x_L e}} \right) R_H - \right. \\ & \left(i_{x_O R_V} + i_{x_L R_V} \frac{m_{x_O x_L}}{m_{x_L e}} \right) R_V - \left(i_{x_O F_K} - i_{x_L F_K} \frac{m_{x_O x_L}}{m_{x_L e}} \right) F_K + \left(i_{x_O Y_K} - i_{x_L Y_K} \frac{m_{x_O x_L}}{m_{x_L e}} \right) Y_K + \left(i_{x_O Y_{K1}} - i_{x_L Y_{K1}} \frac{m_{x_O x_L}}{m_{x_L e}} \right) Y_{K1} - \\ & \left. m_{x_L g} \frac{m_{x_O x_L}}{m_{x_L e}} g + \left(m'_{x_O x_L} - m'_{x_L e} \frac{m_{x_O x_L}}{m_{x_L e}} \right) \dot{x}_L^2 + \left(m_{x_O \alpha_T x_L} - m_{x_L \alpha_T e} \frac{m_{x_O x_L}}{m_{x_L e}} \right) \dot{x}_L \dot{\alpha}_T - \left(J_{x_O \alpha_T} + J'_{x_L \alpha_T e} \frac{m_{x_O x_L}}{m_{x_L e}} \right) \dot{\alpha}_T^2 \right\} \end{aligned} \quad (7)$$

控制系统从任意初始状态不断趋近滑模面时, 采用指数趋近律来改善趋近运动的动态效果。同时, 在 $m(\delta)$ 持续接近 0 时, 引入等速趋近律, 确定趋近速度为某一非 0 等速度, 以保证控制系统以某一速度尽快到达滑模面。所采用的指数趋近律如式 (8) 所示。

$$\begin{aligned} P_L A_L = \omega_K(r_O - s_O)(m_T + m_W) & \frac{m_{x_L e}}{m_{x_O x_L}} (-\varepsilon \operatorname{sgn}(m(t)) - km(t)) - \omega_K(r_O - s_O)(m_T + m_W) \frac{m_{x_L e}}{m_{x_O x_L}} (1 - \delta_K) \left(\frac{\dot{\omega}_K}{\omega_K} - \frac{\dot{s}_O}{r_O - s_O} \right) - \\ & \left(i_{x_L R_H} + i_{x_O R_H} \frac{m_{x_L e}}{m_{x_O x_L}} \right) R_H + \left(i_{x_L R_V} + i_{x_O R_V} \frac{m_{x_L e}}{m_{x_O x_L}} \right) R_V + \left(i_{x_O F_K} \frac{m_{x_L e}}{m_{x_O x_L}} - i_{x_L F_K} \right) F_K + \left(i_{x_L Y_K} - i_{x_O Y_K} \frac{m_{x_L e}}{m_{x_O x_L}} \right) Y_K + \\ & \left(i_{x_L Y_{K1}} - i_{x_O Y_{K1}} \frac{m_{x_L e}}{m_{x_O x_L}} \right) Y_{K1} + m_{x_L g} g + \left(m'_{x_O x_L} \frac{m_{x_L e}}{m_{x_O x_L}} - m'_{x_L e} \right) \dot{x}_L^2 - \left(m_{x_O \alpha_T x_L} \frac{m_{x_L e}}{m_{x_O x_L}} - m_{x_L \alpha_T e} \right) \dot{x}_L \dot{\alpha}_T + \left(J_{x_O \alpha_T} \frac{m_{x_L e}}{m_{x_O x_L}} + J'_{x_L \alpha_T e} \right) \dot{\alpha}_T^2 \end{aligned} \quad (9)$$

由式 (9) 可知, 等效控制量即提升液压缸油腔内活塞压力 $P_L A_L$ 的表达式极为复杂, 根据电液悬挂系统的动态特性和滑模变结构控制理论的特点, 做出如下假设: 拖拉机田间犁耕作业近似为匀速作业, 即滑转率以较小波动保持在最优值附近。当土壤比阻阶跃扰动等外界干扰导致滑转率突变时, 才认为拖拉机的实际前进速度发生突变。在实际每个控制周期中, 近似考虑拖拉机为匀速运动, 拖拉机发动机转速恒定, 即 $\dot{\omega}_K=0$ 。拖拉机在前进方向上的俯仰运动较小, 认为液压缸推杆伸出近匀速, 经仿真分析和计算可知 (9) 式右边后四项相对较小, 由此进一步整理可得:

$$P_L A_L = k_1 (-\varepsilon \operatorname{sgn}(m(t)) - km(t)) + k_2 v_O + k_3 R_H + k_4 R_V + k_5 F_K + k_6 Y_K + k_7 Y_{K1} \quad (10)$$

式中 k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 、 k_5 、 k_6 、 k_7 为拖拉机结构参数相关的系数, 其计算如式 (11) 所示。

式中 C 为滑模系数, 且 $C>0$, 通过多次仿真确定 $C=1$ 。

在由滑转率及其 1 阶导数构成的滑模控制相平面中, 切换线是以 $-C$ 为斜率, 并且过 $(\delta_{\text{opt}}, 0)$ 的直线。滑模变结构控制可通过选取等效控制量, 使得拖拉机在作业切换线滑动趋近控制目标 $(\delta_{\text{opt}}, 0)$ 。

对式 (5) 求导, 根据广义滑模条件可知:

$$\begin{cases} \dot{m}(t) = C\dot{e} = \dot{\delta}_K \leq 0, & m(t) \geq 0 \\ \dot{m}(t) = C\dot{e} = \dot{\delta}_K > 0, & m(t) < 0 \end{cases} \quad (6)$$

将式 (3) 中驱动轮滑转率的 1 阶微分方程表达式代入式 (6) 可得:

$$\dot{m}(t) = -\varepsilon \operatorname{sgn}(m(t)) - km(t) \quad (8)$$

式中 ε 表示系统的运动点的等速趋近律, 且 $\varepsilon>0$; k 表示指数趋近律, 且 $k>0$; $\operatorname{sgn}(m(t))$ 表示符号函数。

联立式 (7) 和式 (8), 并选取提升液压缸所需油腔内活塞压力 $P_L A_L$ 作为等效控制量, 可得到:

$$\begin{cases} k_1 = \omega_K r_K (m_T + m_W) \frac{m_{x_L e}}{m_{x_O x_L}} \\ k_2 = r_K \dot{s}_O \frac{m_{x_L e}}{m_{x_O x_L}} (m_T + m_W) \\ k_3 = -i_{x_L R_H} - i_{x_O R_H} \frac{m_{x_L e}}{m_{x_O x_L}} \\ k_4 = i_{x_L R_V} + i_{x_O R_V} \frac{m_{x_L e}}{m_{x_O x_L}} \\ k_5 = i_{x_O F_K} \frac{m_{x_L e}}{m_{x_O x_L}} - i_{x_L F_K} \\ k_6 = i_{x_L Y_K} - i_{x_O Y_K} \frac{m_{x_L e}}{m_{x_O x_L}} \\ k_7 = i_{x_L Y_{K1}} - i_{x_O Y_{K1}} \frac{m_{x_L e}}{m_{x_O x_L}} \end{cases} \quad (11)$$

根据指数趋近律即 (8), 采用正定函数作为 Lyapunov

函数 V , 具体可表达为

$$V=m^2/2 \quad (12)$$

式中 m 表示滑模控制器的滑模面。

对式 (12) 求时间导数有:

$$\dot{V} = \frac{1}{2} \frac{d}{dt} m^2 = m\dot{m} \leq -\eta |m| \leq 0 \quad (13)$$

式中 η 为任意小的正整数, $\eta > 0$ 。

根据 Lyapunov 稳定性理论可知, 在平衡点的邻域内, Lyapunov 函数 V 为正定, 且其时间导数为负定, 则系统局部渐进稳定, 所设计的控制系统是稳定的。

当系统进入滑模运动并沿着滑模面不断切换时, 为减少系统“抖动”的影响, 采用连续饱和函数 $\text{sat}(m/\psi)$ 代替传统等速趋近率不连续的符号函数 $\text{sgn}(m(t))$, 其定义如式 (14) 所示。

$$\text{sat}(m/\psi) = \begin{cases} m/\psi, & |m| \leq \psi \\ \text{sgn}(m/\psi), & \text{else} \end{cases} \quad (14)$$

式中 ψ 表示边界层厚度。

2.3 控制量的等效转换

在滑模变结构控制算法的设计过程中, 推导了等效控制量 $P_L A_L$ 的表达式。电液悬挂自动控制系统的控制执行机构采用自行研发的螺纹插装式比例控制阀 (包括比例提升阀和比例下降阀, 最高工作压力 25 MPa, 额定流量为 80 L/min), 通过比例放大器 (驱动器) 的驱动电压, 实现阀芯开度和流量调节, 最终达到等效控制量即提升液压缸所需油腔活塞压力的理想值。在室内试验中, 根据比例控制阀的动静态特性, 调节连接比例控制阀出油口的比例溢流阀开启压力来模拟负载变化, 改变比例放大器 (驱动器) 的输入电压, 得到不同驱动电压下比例控制的稳态流量。根据试验结果进行回归分析, 可得到控制电压与输出流量的拟合关系如式 (15) ~ (16) 所示。

$$U_{\text{up}} = \begin{cases} \frac{Q_{\text{up}}}{0.475 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}} + 3.87, & 0 \leq \frac{Q_{\text{up}}}{\sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}} \leq 0.312 \\ \frac{Q_{\text{up}}}{0.475 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}} + 4.27, & \frac{Q_{\text{up}}}{\sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}} > 0.312 \end{cases} \quad (15)$$

$$U_{\text{down}} = \begin{cases} 1.73 - \frac{Q_{\text{down}}}{0.48 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_L - p_0)}}, & 0 \leq \frac{Q_{\text{down}}}{\sqrt{\frac{2}{\rho} (p_L - p_0)}} \leq 0.304 \\ 1.27 - \frac{Q_{\text{down}}}{0.48 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_L - p_0)}}, & \frac{Q_{\text{down}}}{\sqrt{\frac{2}{\rho} (p_L - p_0)}} > 0.304 \end{cases} \quad (16)$$

式中 U_{up} 为比例提升阀的驱动电压, V; U_{down} 为比例下降阀的驱动电压, V; Q_{up} 为液压缸提升过程中, 从比例提升阀流进液压缸的液压油流量, m^3/s ; Q_{down} 为液压缸下降过程中, 从液压缸流入比例下降控制阀的流量, m^3/s ;

Δp 为比例换向阀两端压差, 取值 1.5 MPa; p_L 为液压缸负载压力, Pa; p_0 为回油压力, 取值 0; ρ 为液压油液的密度, kg/m^3 。

提升液压缸的流量连续性方程如式 (17) 所示。

$$\dot{p}_L = \frac{\beta_e}{V_L} (q_L - A_L \dot{x}_L - C_{\text{IL}} p_L) \quad (17)$$

式中 β_e 为油液的体积弹性模量, Pa; A_L 为提升液压缸油腔活塞的有效作用面积, m^2 ; V_L 为提升液压缸油腔及油路中的油液容积, m^3 ; C_{IL} 为提升液压缸的外泄漏系数, $\text{m}^3/(\text{Pa} \cdot \text{s})$ 。

联立式 (10) 和式 (16) 求得 q_L 。提升阀开启时 $q_L = Q_{\text{up}}(U)$; 下降阀开启时 $q_L = -Q_{\text{down}}(U)$ 。综合式 (15) ~ (16), 最终得到控制系统输入信号即电液比例控制阀的控制电压 U 。

3 控制算法仿真分析

为了验证所建立的非线性动力学模型的准确性和所设计的控制算法的有效性, 在 Matlab/Simulink 中建立犁耕作业大马力拖拉机驱动轮滑转控制系统仿真模型, 如图 3 所示。在仿真模型中, 根据北方平原地区小麦、玉米等大田土壤条件^[24-25], 采用滤波白噪声法并根据拖拉机运动过程中前后轮的时间延迟关系, 建立处于 E 级与 F 级标准路面之间的田间随机路面激励。

为了验证控制算法有效性, 以最优滑转率 $\delta_{\text{opt}} = 0.2$ 为控制目标, 分别采用 SMVSC 和模糊 PID 控制算法进行仿真, 分析滑转控制系统对外界扰动即土壤比阻输入变化的消扰特性和动态响应特性。经过多次调整, 确定 SMVSC 相关控制参数为 $\varepsilon = 1.2$ 、 $k = 0.01$ 、 $\psi = 0.01$, 模糊 PID 控制初始参数为 $K_P = 12$ 、 $K_I = 0.5$ 、 $K_D = 1.5$ 。仿真初始条件设置为拖拉机车速 2.2 m/s, 液压缸活塞杆的初始位移量 8.83 cm, 初始耕深 20 cm, 仿真时间 50 s。将土壤比阻的变化作为外界输入扰动, 设定土壤比阻稳态值为 30 000 $\text{N}/\text{m}^{2[9,24]}$ 。仿真开始时, 加入为幅值 8 000 N/m^2 、周期 10 s、占空比 50% 的土壤比阻扰动脉冲信号, 仿真结果如图 4 所示。

当仿真开始时, 土壤比阻从 30 000 N/m^2 阶跃变化到 38 000 N/m^2 , 随后以 10 s 周期方波持续变化。由图 4a 可知, 采用模糊 PID 控制时, 当土壤比阻每隔 5 s 阶跃变化时, 系统响应时间为 1.5 s 左右, 虽然能将滑转率控制在 0.2 附近, 但滑转率波动较大, 最大误差达到 0.02; SMVSC 控制下的系统响应时间约为 0.5 s, 在控制初期超调量几乎为 0, 在 0.5 s 后能持续稳定追踪控制目标 0.2, 能较好地抵抗土壤比阻扰动变化的影响。另外, 在土壤比阻处在 30 000 N 周期内时, 由于加入幅值为 8 000 N/m^2 的随机路面土壤比阻激励扰动, 模糊 PID 控制根据偏差的大小时刻进行调整, 驱动轮滑转率的稳态误差达到 0.015, 最大超调量 0.018; 而 SMVSC 控制下的驱动轮滑转率始终在滑模面附近, 稳态误差 0.002, 对外界扰动的鲁棒性较好, 能持续稳定在 0.2, 最大超调量 0.008。

由图 4b、图 4c、图 4d 可知, 在 SMVSC 控制系统中,

土壤比阻阶跃变化时, 液压缸活塞杆位移量由 8.99 cm 伸出至 9.56 cm, 耕深由 21 cm 减小至 16.21 cm, 通过减小耕深来抑制滑转率增大的趋势, 水平牵引力稳定在

7 056.54 N 左右; 模糊 PID 控制系统的液压缸活塞杆位移瞬间增大, 直接导致耕深变化和滑转率控制的超调量均较大, 响应时间较长。

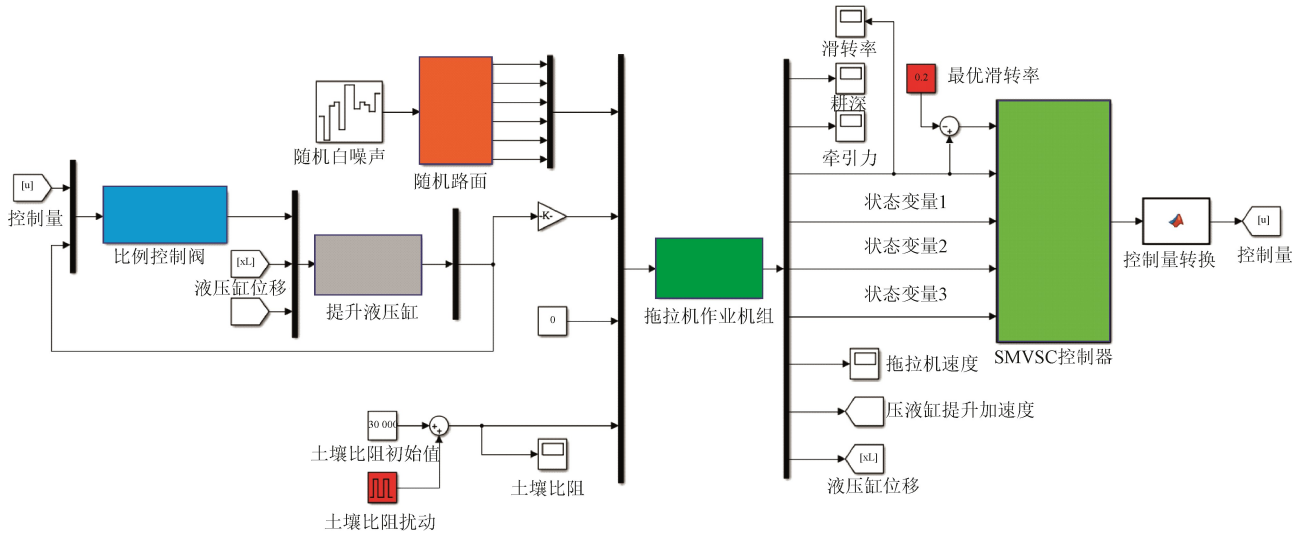


图 3 大马力拖拉机犁耕作业驱动轮滑转控制系统仿真模型

Fig.3 Simulation model of driving wheel sliding control system of high-power tractor for ploughing

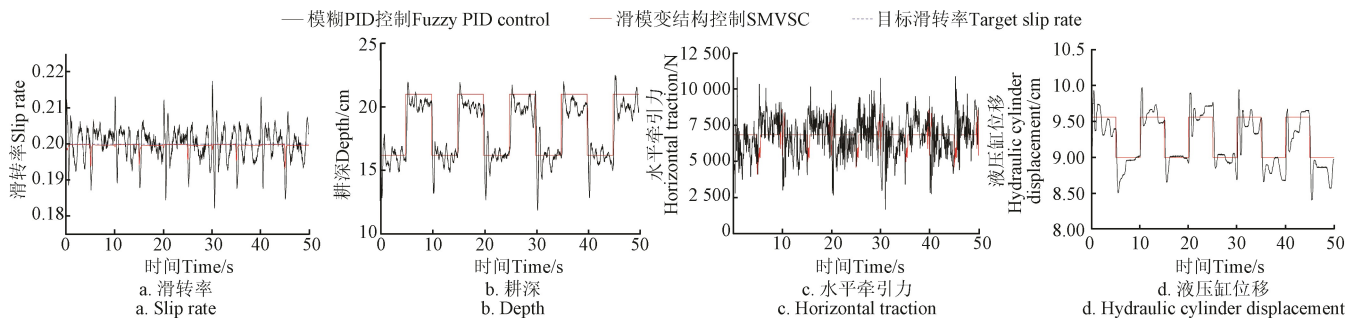


图 4 大马力拖拉机犁耕作业驱动轮滑转控制仿真结果

Fig.4 Simulation results of driving wheel sliding control of high-power tractor for ploughing

由此可见, 在土壤条件发生改变时, 和模糊 PID 控制相比, 滑模变结构控制对外界扰动的消扰特性较好, 响应相对较快, 验证了其控制的有效性和优越性。

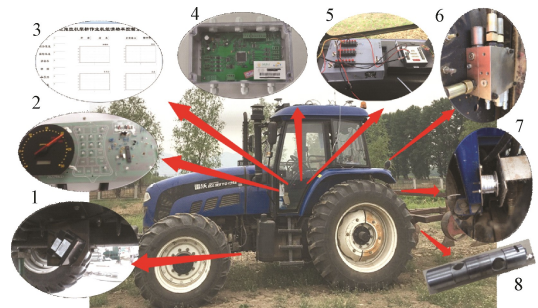
4 田间试验

4.1 试验平台与试验方案

综合大马力驱动轮滑转控制系统的实际应用需求, 以 Lovol-TG1254 型大马力拖拉机为载体, 挂接东方红 1LH-535 型五铧犁搭建田间试验平台, 如图 5 所示。采用 Radar III 型地面多普勒雷达测量拖拉机实际前进速度, 脉冲计数式发动机转速传感器测量理论车速, 并通过计算得到驱动轮实时滑转率; 采用 Wittower RE-38 型绝对值型角度传感器测量提升臂转角, 依据悬挂机构杆件关系计算得到耕深^[9]; 将应变片式牵引力传感器安装在两侧下拉杆与拖拉机的铰接点处, 测量农具在水平和竖直方向上所受到的牵引阻力; 采用文献[24-25]的经验公式, 通过实时滑转率估算驱动力系数并计算驱动力。

2019 年 5 月, 在中国农业大学上庄试验站内典型北方大田轮种地块机型田间试验。试验地块大小 60 m × 350 m, 地表以下 20 cm 土壤坚实度平均约为 130.5 kPa,

拖拉机车速为 B2 挡、2.17 m/s。地块土壤硬度变化较大且地表杂草较多, 在播种期浇水后的犁耕作业过程中, 拖拉机驱动轮易产生过渡滑转。基于所搭建的田间试验平台, 分别开展 SMVSC 和模糊 PID 控制算法下的犁耕作业大马力拖拉机驱动轮滑转控制对比试验。



1.多普勒雷达 2.发动机转速传感器 3.上位机控制界面 4.控制器 5.供电系统和驱动器 6.电液比例控制阀 7.耕深传感器 8.牵引力传感器
1.Doppler radar 2.Engine speed sensor 3.Upper computer control interface 4.Controller 5.Power supply system and actuators 6.Proportional control valve 7.Soil depth sensor 8.Force sensor

图 5 大马力拖拉机驱动轮滑转自动控制田间试验平台
Fig.5 Field test platform for driving wheel sliding control of high-power tractor for ploughing

4.2 试验结果与分析

在试验过程中, 首先由驾驶员操纵电液悬挂液压输出操纵杆, 迫使犁具从地面以上以一定角度快速入土, 在拖拉机作业机组开始犁耕作业以后, 打开滑转自动控制系统。以 0.2 为最优控制目标, 分别开展了基于 SMVSC 控制算法和模糊 PID 控制算法的驱动轮滑转控制对比试验, 试验结果如图 6 所示。

由图 6a 可知, SMVSC 控制下的滑转率平均值为 0.2013, 最大偏差为 0.028, 平均绝对值偏差为 0.008, 方差为 0.000 1; 模糊 PID 控制下的滑转率平均值为 0.2045, 最大偏差为 0.055, 平均绝对值偏差为 0.011, 方差为 0.002。SMVSC 控制下的滑转率平均绝对值偏差减小了

27%, 最大偏差减小约 49%, 滑转率方差也显著减小。虽然 2 种控制方法都能将滑转率控制在最优目标 0.2 附近, 但是 SMVSC 控制控制下的滑转率波动幅度和控制偏差均相对较小, 稳定性更好。

由图 6b、图 6c、图 6d 可知, SMVSC 控制下的耕深调节的变化量为 5.26 cm, 远小于模糊 PID 控制的 7.21 cm, 减小了约 27%; 液压缸位移调节变化量为 1.15 cm, 小于模糊 PID 控制的 1.8 cm, 减小了约 36%; 水平牵引力的调节变化量为 1 293.35 N, 小于模糊 PID 控制的 2 217 N, 减小了约 42%。由此可见, 基于滑模变结构的驱动轮滑转控制方法将滑转率稳定控制在 0.2 的同时, 拖拉机作业过程中的调整量更小, 作业状态更加平稳。

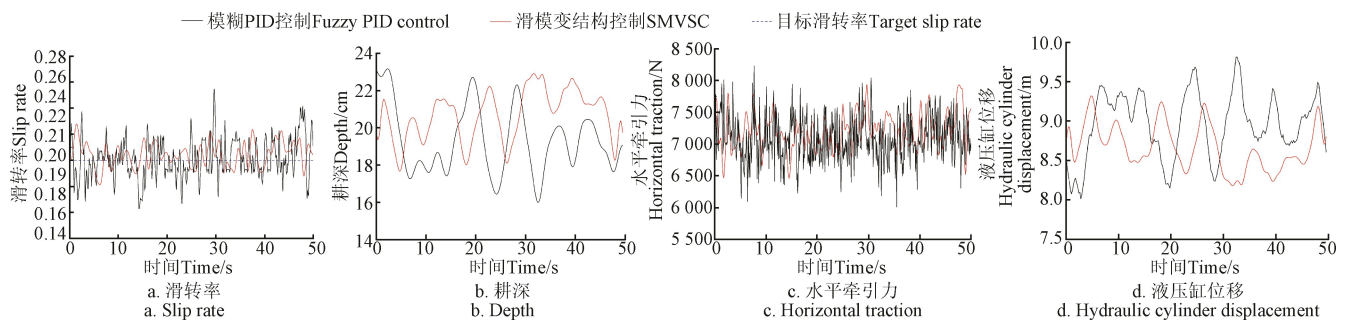


图 6 大马力拖拉机犁耕作业驱动轮滑转控制试验结果

Fig.6 Experimental results of driving wheel sliding control of high-power tractor for ploughing

对比仿真和试验结果可知, 在耕深 20 cm 的田间犁耕作业工况下, 采用本文所设计的基于滑模变结构控制的大马力拖拉机驱动轮滑转控制方法, 能够有效将拖拉机驱动轮滑转率控制在最优目标 0.2。与模糊 PID 控制方法相比, 控制超调量较小, 达到稳定状态以后控制偏差较小, 作业过程中的耕深调整量更小, 控制精度和稳定性更高。

5 结 论

1) 面向犁耕作业工况, 以大马力拖拉机电液悬挂作业机组为研究对象, 考虑“拖拉机-农具-土壤”复杂系统的强非线性特征, 建立了适用于的大马力拖拉机驱动轮滑转的非线性系统动力学模型; 在对动力学微分方程组和液压系统进行有效简化的基础上, 选取提升液压缸油腔内活塞压力作为等效控制量, 采用滑模变结构控制理论设计了驱动轮滑转非线性控制算法。

2) 以最优滑转率 0.2 为控制目标, 以模糊 PID 控制作为对比算法, 应用 Matlab/Simulink 进行土壤比阻阶跃变化激励下的仿真分析; 并搭建了滑转控制系统田间试验平台, 开展大马力拖拉机犁耕作业驱动轮滑转控制田间对比试验。仿真和田间试验结果表明, 基于滑模变结构控制的驱动轮滑转控制方法的控制误差更小, 控制精度和稳定性更高。

该文提出的基于滑模变结构控制的大马力拖拉机犁耕作业驱动轮滑转控制方法, 在实现滑转率最优目标稳定控制的同时, 拖拉机电液悬挂系统调整幅度较小, 作业过程更加平稳, 对于提高田间犁耕作业质量和作业效率具有一定的实际生产指导意义。

[参 考 文 献]

- [1] 张向前, 杨文飞, 徐云姬. 中国主要耕作方式对旱地土壤结构及养分和微生态环境影响的研究综述[J]. 生态环境学报, 2019, 28(12): 2464-2472.
Zhang Xiangqian, Yang Wenfei, Xu Yunji. Effects of main tillage methods on soil structure, nutrients and micro-ecological environment of upland in China: A review[J]. Ecology and Environmental Sciences, 2019, 28(12): 2464-2472. (in Chinese with English abstract)
- [2] 关劼兮, 陈素英, 邵立威, 等. 华北典型区域土壤耕作方式对土壤特性和作物产量的影响[J]. 中国生态农业学报, 2019, 27(11): 1663-1672.
Guan Jiexi, Chen Suying, Shao Liwei, et al. Soil tillage practices affecting the soil characteristics and yield of winter wheat and summer maize in North China[J]. Chinese Journal of Eco-Agriculture, 2019, 27(11): 1663-1672. (in Chinese with English abstract)
- [3] 赵建军. 重型拖拉机电液提升器比例控制阀设计与特性研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2015.
Zhao Jianjun. The Design and Characteristics Research of Proportional Control Valve for the Electro-hydraulic Hitch of Heavy Tractor[D]. Beijing: China Agricultural University, 2015. (in Chinese with English abstract)
- [4] 丁肇, 李耀明, 唐忠. 轮式和履带式车辆行走对农田土壤的压实作用分析[J]. 农业工程学报, 2020, 36(5): 10-18.
Ding Zhao, Li Yaoming, Tang Zhong. Compaction effects of wheeled vehicles and tracked on farmland soil[J].

- Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2020, 36(5): 10-18. (in Chinese with English abstract)
- [5] 倪向东, 梅卫江. 国外大功率拖拉机新技术新结构和发展趋势的研究[J]. 农机化研究, 倪向东, 梅卫江. 国外大功率拖拉机新技术新结构和发展趋势的研究[J]. 农机化研究, 2007, 1: 25-27.
- Ni Xiangdong, Mei Weijing. Research on the new structure and technology of the development trend for the foreign large power tractor[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2007, 1: 25-27. (in Chinese with English abstract)
- [6] 李立. 拖拉机后悬挂电液控制系统的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2012.
- Li Li. Research on the Electro-hydraulic System in Tractor Rear Suspension[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2012. (in Chinese with English abstract)
- [7] 王会明, 侯加林, 赵耀华, 等. 拖拉机液压悬挂机构自动控制系统[J]. 农业机械学报, 2006, 37(10): 42-45.
- Wang Huiming, Hou Jialin, Zhao Yaohua, et al. Study on automatic control system for hydraulic hitch equipment of tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(10): 42-45. (in Chinese with English abstract)
- [8] Chanchal Gupta, Tewari V K, Ashok Kumar A, et al. Automatic tractor slip-draft embedded control system[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2019, 165: 1-11.
- [9] 张硕, 杜岳峰, 朱忠祥, 等. 后轮驱动大功率拖拉机牵引力-滑转率联合自动控制方法[J]. 农业工程学报, 2016, 32(12): 47-53.
- Zhang Shuo, Du Yuefeng, Zhu Zhongxiang, et al. Integrated control method of traction & slip ratio for rear-driving high-power tractors[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2016, 32(12): 47-53. (in Chinese with English abstract)
- [10] 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, 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, 9: 146-149, 156. (in Chinese with English abstract)
- [11] 殷新东, 鲁植雄. 基于滑转率的四轮驱动拖拉机防滑模糊控制算法仿真研究[J]. 农业装备与车辆工程, 2010, 12: 6-10.
- Yin Xindong, Lu Zhixiong. Simulation research on acceleration slip regulation system for four-wheel drive tractor using fuzzy control method[J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2010, 12: 6-10. (in Chinese with English abstract)
- [12] Mirko Simikic, Nebojsa Dedovic, Lazar Savin, et al. Power delivery efficiency of a wheeled tractor at oblique drawbar force[J]. Soil & Tillage Research, 2014, 141:32-43.
- [13] 高大水, 余群, 喻谷源. 驱动轮滑转沉陷及其对牵引性能的影响[J]. 北京农业机械化学学院学报, 1984(3): 4-27.
- Gao Dashui, Yu Qun, Yu Guyuan. Research of slip-sinkage of tractor driving wheels and its effect on tractor performance[J]. Journal of Beijing Agricultural Mechanization College, 1984(3): 4-27. (in Chinese with English abstract)
- [14] Porteš P, Bauer F, Čupera J. Laboratory-experimental verification of calculation of force effects in tractor's three-point hitch acting on driving wheels[J]. Soil & Tillage Research, 2013, 128: 81-90.
- [15] 刘金琨, 孙富春. 滑模变结构控制理论及其算法研究与进展[J]. 控制理论与应用, 2007, 24(3): 407-418.
- Liu Jinkun, Sun Fuchun. Research and development on theory and algorithms of sliding mode control[J]. Control Theory & Applications, 2007, 24(3): 407-418.
- [16] 张丰. 滑模变结构控制理论在非线系统中的应用[D]. 沈阳: 沈阳理工大学, 2013.
- Zhang Feng. The Application of Sliding-Mode Variable Structure Control Theory in Nonlinear Systems[D]. Shenyang: Shenyang Ligong University, 2013. (in Chinese with English abstract)
- [17] 承鉴, 迟瑞娟, 毛恩荣. 悬挂农具对电液悬挂系统拖拉机振动的影响[J]. 农业工程学报, 2015, 31(7): 24-32.
- Cheng Jian, Chi Ruijuan, Mao Enrong. Influence of hanging farm implement on vibration of tractor with electro-hydraulic hitch system[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(7): 24-32. (in Chinese with English abstract)
- [18] 牛雪梅, 高国琴, 鲍智达, 等. 基于滑模变结构控制的温室喷药移动机器人路径跟踪[J]. 农业工程学报, 2013, 29(2): 9-16.
- Niu Xuemei, Gao Guoqin, Bao Zhida, et al. Path tracking of mobile robots for greenhouse spraying controlled by sliding mode variable structure[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(2): 9-16. (in Chinese with English abstract)
- [19] 赵翾, 杨珏, 张文明, 等. 农用轮式铰接车辆滑模轨迹跟踪控制算法[J]. 农业工程学报, 2015, 31(10): 198-203.
- Zhao Xuan, Yang Jue, Zhang Wenming, et al. Sliding mode control algorithm for path tracking of articulated dump truck[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(10): 198-203. (in Chinese with English abstract)
- [20] 武仲斌, 谢斌, 迟瑞娟, 等. 基于滑转率的双电机双轴驱动车辆转矩协调分配[J]. 农业工程学报, 2018, 34(15): 66-76.
- Wu Zhongbin, Xie Bin, Chi Ruijuan, et al. Active modulation of torque distribution for dual-motor front and rear-axle drive type electric vehicle based on slip ratio[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering

- (Transactions of the CSAE), 2018, 34(15): 66-76. (in Chinese with English abstract)
- [21] 黄郁馨, 王彤宇, 林琳, 等. 基于滑模变结构控制的移动系统滑转率控制[J]. 兵工学报, 2014, 35(10): 1707-1715. Huang Yuxin, Wang Tongyu, Lin Lin, et al. Slip ratio control of locomotion system based on sliding mode variable structure control[J]. Acta Armamentarii, 2014, 35(10): 1707-1715. (in Chinese with English abstract)
- [22] 周兵, 徐蒙, 袁希文, 等. 基于滑模极值搜索算法的车辆驱动防滑控制策略[J]. 农业机械学报, 2015, 46(2): 307-311. Zhou Bing, Xu Meng, Yuan Xiwen, et al. Acceleration slip regulation based on extremum seeking control with sliding mode[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(2): 307-311. (in Chinese with English abstract)
- [23] 张硕. 基于滑模变结构的重型拖拉机犁耕作业滑转率控制方法研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2018. Zhang Shuo. Study on Slip Rate Control of Heavy Tractor for Ploughing Based on Sliding Mode Variable Structure Control[D]. Beijing: China Agricultural University, 2018. (in Chinese with English abstract)
- [24] 周志立, 方在华. 拖拉机机组牵引动力学[M]. 北京: 科学出版社, 2010.
- [25] 吴起亚, 高行方. 拖拉机与农业机械牵引力学[M]. 北京: 中国农业机械出版社, 1985.

Control method of driving wheel slip rate of high-power tractor for ploughing operation

Zhang Shuo¹, Wu Zhongbin², Chen Jun¹, Li Zhen^{2*}, Zhu Zhongxiang², Song Zhenghe², Mao Enrong²

(1. College of Mechanical and Electronic Engineering, Northwest A&F University, Yangling 712100, China; 2. Beijing Key Laboratory of Optimized Design for Modern Agricultural Equipment, College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: In north China, the ploughing operation of high-power tractor based on electro-hydraulic suspension system is the most common and important agricultural process in the field agricultural production. Due to the complex field working environment, the change of tillage depth and the fluctuation of soil specific resistance, the working load of tractor unit fluctuates greatly during ploughing operation, which is easy to cause excessive sliding of driving wheel, and seriously affects the traction efficiency and traction of the operation unit. In order to solve the problem of excessive driving wheel slip of high-power tractor for ploughing, taking the high-power tractor ploughing unit with electro-hydraulic hitch system as the research object, a sliding rate control method based on sliding mode variable structure control was proposed. Firstly, in view of the strong nonlinear characteristics of the complex system of “tractor-farm tools-soil”, the nonlinear dynamics model of tractor driving wheel sliding for ploughing was established based on tractor motion characteristics and the theories of vehicle dynamics. Then, the exponential reaching law was used to design the sliding rate nonlinear control algorithm based on sliding mode variable structure control theory. Especially, taking the hydraulic pressure of hydraulic cylinder as the equivalent control quantity, the control law of sliding mode variable structure control was derived after simplifying the hydraulic system. Through MATLAB/Simulink simulation, the reliability of the nonlinear dynamic model and control algorithm in the step change of soil specific resistance was verified. According to the soil data obtained from a specific site, the soil specific resistance was set as pulse signal, and the stable value was 30 000 N/m². At the beginning of the simulation, a soil specific resistance with an amplitude of 8 000 N/m², a period of 10 s and a duty cycle of 50% was added to block the impulse signal. The results showed that the slip rate of the driving wheel was always near the sliding surface, the steady-state error was 0.002, and the control overshoot was 0.008. Furthermore, the field test platform for automatic slip rate control system was built on Lovol-TG1254 tractor, and the field comparison tests between SMVSC control and Fuzzy PID control were carried out under the tractor speed of 2.17 m/s. The test results showed that compared with the fuzzy PID control, the mean absolute deviation of slip rate under the SMVSC control decreased by 27%, the maximum deviation decreased by about 49%, and the fluctuation range and control deviation of slip rate were smaller. The change of depth was 5.26 cm, which decreased by about 27% compared with that of the fuzzy PID control, the change of hydraulic cylinder displacement was 1.15 cm, which decreased by about 36%, and the adjustment change of traction was 1 293.35 N, which decreased by about 42%. The control deviation of the driving wheel sliding control method proposed in this paper was small, it can provide theoretical basis and technical support for improving the quality of ploughing operation.

Keywords: agricultural machinery; experiments; tractor; ploughing operation; slip control; sliding mode variable structure control