doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.12.022

基于超螺旋滑模自抗扰的移栽机调平控制系统研究

常　贺[1,2]　刘立晶[1,2]　崔　巍[1,2]　刘芳建[1,2]　张学东[1,2]　王春喆[3]

(1.中国农业机械化科学研究院集团有限公司,北京 100083;2.农业装备技术全国重点实验室,北京 100083;
3.北京达特集成技术有限责任公司,北京 100083)

摘要:为提高移栽机在丘陵山地的作业适应性,提高坡地作业质量和工作稳定性,基于已开发的丘陵山地移栽机,提出了一种基于超螺旋滑模自抗扰的移栽机调平控制系统,可对沿等高线作业的移栽机整机进行实时横向水平控制。根据移栽机整体结构和调平控制原理建立伺服电缸控制数学模型,以描述和分析系统动态性能指标。在为移栽机整机调平提供驱动力的伺服电缸数学模型基础上设计超螺旋滑模自抗扰控制器,并结合所建立的被控系统对所设计超螺旋滑模自抗扰控制器进行李雅普诺夫稳定性分析。搭建 Matlab/Simulink - ADAMS 联合仿真平台,在静态工况下对比超螺旋滑模自抗扰(STSMC - ADRC)与经典 PID 控制算法、自抗扰控制(ARDC)性能,结果表明在静态调平时,ADRC 控制的调平时间比 PID 缩短了约 29.5%;而 STSMC - ADRC 策略相较于 PID 控制,调平时间缩短约 46.3%。最后开展单边桥静态试验对比与实地动态试验对比,动态试验结果表明,STSMC - ADRC 控制算法在 0.2、0.3、0.4 m/s 试验中表现均为最佳,均方根误差分别为 0.77°、1.94°和 2.32°,优于 ADRC 和 PID 控制算法。

关键词:移栽机;自动调平;控制算法;超螺旋滑模自抗扰控制;丘陵山地

中图分类号:S219;S22　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2025)12-0247-12　　**OSID**:

Study of Leveling Control System for Transplanters Based on Super-twisting Sliding Mode Active Disturbance Rejection

CHANG He[1,2]　LIU Lijing[1,2]　CUI Wei[1,2]　LIU Fangjian[1,2]　ZHANG Xuedong[1,2]　WANG Chunzhe[3]

(1. *Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences Group Co., Ltd., Beijing* 100083, *China*
2. *State Key Laboratory of Agricultural Equipment Technology, Beijing* 100083, *China*
3. *Beijing Dater Integrated Technology Co., Ltd., Beijing* 100083, *China*)

Abstract: Aiming to enhance the operational adaptability of transplanters in hilly and mountainous terrain, as well as improve the quality and stability of their performance on slopes, a leveling control system based on super-twisting sliding mode active disturbance rejection control (STSMC - ADRC) was proposed for a previously developed transplanter. This system enabled real-time lateral leveling control of the transplanter operating along contour lines. A mathematical model of the servo-electric cylinder control was established according to the overall structure and leveling control principle of the transplanter to describe and analyze the dynamic performance indicators of the system. Based on the mathematical model of the servo-electric cylinder, which provided the driving force for leveling the transplanter, a super-twisting sliding mode active disturbance rejection controller was designed. Lyapunov stability analysis was conducted for the designed controller in combination with the established control system. A co-simulation platform using Matlab/Simulink and ADAMS was constructed to compare the performance of the proposed STSMC - ADRC with classical PID control and active disturbance rejection control (ADRC) under static conditions. The results indicated that under static leveling conditions, the leveling time with ADRC was approximately 29.5% shorter than that with PID control, while the STSMC - ADRC strategy reduced the leveling time by approximately 46.3% compared with PID control. Finally, static single-side bridge tests and field dynamic tests were conducted. The dynamic test results demonstrated that the STSMC - ADRC control algorithm performed the best in experiments conducted at speeds of 0.2 m/s, 0.3 m/s, and

收稿日期:2025 - 06 - 02　修回日期:2025 - 07 - 09

基金项目:中国烟草总公司烟草农机研发与应用领域"揭榜挂帅"项目(110202301003)

作者简介:常贺(1999—),男,助理工程师,主要从事农业机械装备与技术研究,E-mail:changhe0228@163.com

通信作者:崔巍(1984—),女,研究员,博士,主要从事农业机械装备研究,E-mail:cuiwei607@163.com

0.4 m/s, with root mean square errors of 0.77°, 1.94°, and 2.32°, respectively, outperforming both ADRC and PID control algorithms.

Key words: transplanter; automatic levelling; control algorithm; super-twisting sliding mode active disturbance rejection control; hilly and mountainous terrain

0 引言

丘陵山地是我国经济与战略作物的重要生产地,根据全国第三次国土资源调查结果显示,坡度在6°以上的耕地占全国耕地总面积的22.75%,约3×10^7 hm^2[1]。丘陵山地阳光充足、照射时间长且早晚温差大,使蔬菜品质更为优良。但丘陵山区耕地坡度大、地势高低起伏不平,常规移栽机作业时行走稳定性差,侧倾严重致使投苗、导苗和栽植等环节作业稳定性和可靠性差,影响移栽机械作业质量。而自动调平系统在该地区的移栽作业中意义重大,有助提升效率。因此,亟需研发具备调平功能的移栽机械。

国外在丘陵山地农机动力底盘车身调平装置方面的研究起步较早,技术更新换代速度快,其技术性能较为成熟。美国 Knudson 公司生产的 hillside 山地专用拖拉机[2],可通过机身调平实现沿坡体等高线作业。意大利 LAVERDA 公司的 AL QUATTRO EVO 轮式小麦收割机可实现坡度小于21.8°的横向调平和坡度小于16.7°的纵向调平[3]。日本久保田设计的全喂入式履带联合收获机,采用手动或自动的方式,可实现机体倾斜调整及机体与割台自动水平控制,两侧履带可以同时或单独提升110 mm。

国内对丘陵山地自主调平控制系统研究较多,PID 控制算法简单易实现[4-5],广泛应用于农机调平系统,但易受信号噪声干扰,常结合卡尔曼滤波或前馈控制提升性能[6-8]。增量式 PID 计算量较小,常用于平台调平系统,但参数整定仍依赖经验公式或试凑法[9-11]。前馈控制能提前补偿扰动,提高系统响应速度和稳定性[12]。文献[13-15]在调平设计中均采用模糊 PID 控制,与传统 PID 相比,实现了参数的在线调整。文献[16-17]设计了拖拉机调平控制系统。文献[18]针对神经元连接权值难以确定的缺点,将 Q 学习与 BP 神经网络相结合来对 PID 参数进行整定。以上调平控制算法大多基于模型、经验或优化的控制方法,且适应移栽机调平的控制算法较少。随着技术进步和移栽机调平作业需求,亟需开发新的调平控制算法,以支持移栽机在复杂地形下的作业适应性。

为提高移栽机在丘陵山地的作业适应性,本文设计基于超螺旋滑模自抗扰的控制方法,以提高移栽机调平系统的抗干扰能力与控制精度。并与经典 PID 控制及自抗扰控制(ADRC)算法进行对比,通过理论推导、仿真试验及实际试验验证所设计的超螺旋滑模自抗扰控制(STSMC-ADRC)方法的收敛性、合理性及应对起伏地面的适应性。

1 移栽机姿态调整机构与工作原理

1.1 移栽机调平动作原理

与传统移栽机相比,丘陵山地移栽机应具有横向角姿态调整能力。图1为移栽机姿态调整机构简图,该移栽机以传统移栽机为基础,对其后桥进行改进,改进后的移栽机具备横向水平姿态调整能力。

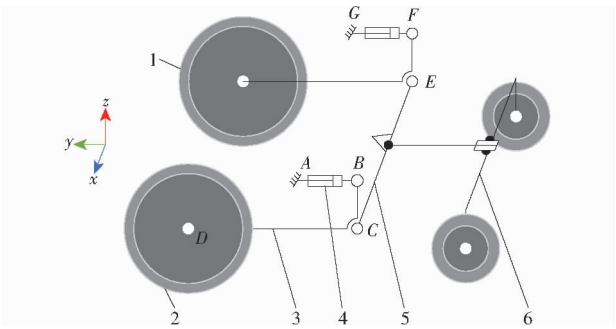


图1 移栽机姿态调整机构简图

Fig. 1 Diagram of transplanting machine's attitude adjustment mechanism

1. 左驱动轮 2. 右驱动轮 3. 调平摆动机构 4. 伺服电缸 5. 后桥轴 6. 前桥姿态调整机构

移栽机姿态调整机构主要由左驱动轮、右驱动轮、调平摆动机构、伺服电缸、后桥轴、前桥姿态调整机构组成,其调平动力由伺服电缸提供。后桥轴 CE 与车身相固定,摆动机构 BCD 可绕后桥轴旋转,伺服推杆一端固定在车体上的点 A,另一端与摆动机构的点 B 铰接,摆动机构的另一端点 D 为后轮的轮心。通过机电控制系统驱动伺服电缸推杆的伸缩运动,从而推动点 B 绕后桥轴转动,同时摆动机构的另一端点 D 以相同的角速度绕后桥轴反向转动,从而改变轮心与后桥轴在世界坐标系下的 z 轴方向的竖直位置,调整车身姿态。前桥姿态调整方式为随动调整,如图2所示,由前轮、前桥及前桥转动关节组成,前轮与前桥相连接,前桥可绕前桥转动关节转动,可根据地面情况随动调整,保证前轮与斜坡始终垂直,该调整方式可减小对后桥调整动作时的影响,避免产生虚腿现象。

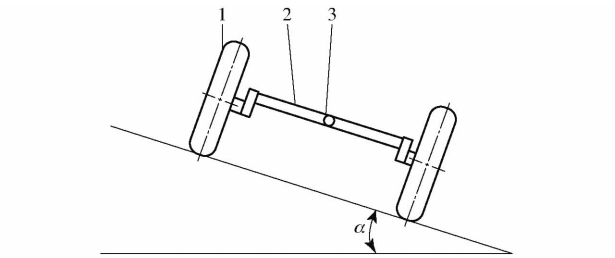


图 2　前桥姿态调整机构

Fig. 2　Front axle attitude adjustment mechanism

1. 前轮　2. 前桥　3. 前桥转动关节

当移栽机处于具有一定倾斜角度的坡面上时，如图 3a 所示，采用图 1 所定义的坐标系，沿 y 轴负方向观察，调平前车身为倾斜状态，调平后车身处于水平状态。图 3b、3c 分别为右调平摆动机构与左调平摆动机构，图中虚线为未调平时的初始位置。当移栽机处在斜坡上启动调平后，右摆动机构的伺服电缸 AB 伸长，带动右摆动机构绕后桥轴顺时针转动，左摆动机构的伺服电缸 GF 收缩，带动左摆动机构绕后桥轴逆时针转动，以此来保证对移栽机整机横向倾角的控制。

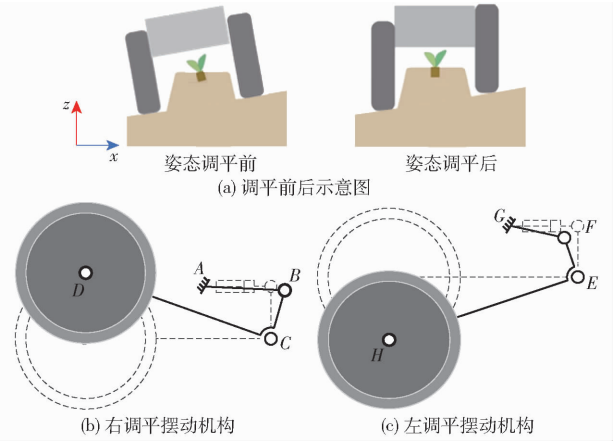


图 3　调平摆动机构侧视图

Fig. 3　Lateral views of leveling and oscillating mechanism

1.2　移栽机调平控制系统原理

移栽机调平控制系统主要由嵌入式控制器、倾角传感器及伺服系统组成。移栽机调平控制系统原理如图 4 所示。当移栽机行走在坡面的等高线时，固定在车身上的倾角传感器实时采集车身横向倾角信息，并将倾角传感器检测到的倾角数据传输至嵌入式控制器，经超螺旋滑模自抗扰控制算法对倾角数据进行计算处理，输出至伺服电缸的控制信号，通过机身两侧的伺服电缸伸缩带动机身双侧调平摆动机构的摆动，实现对移栽机横向姿态的调平。

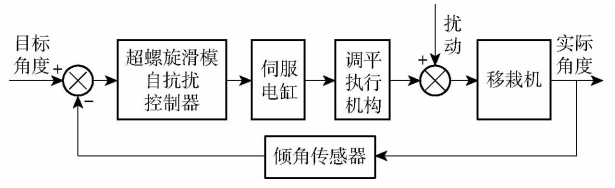


图 4　调平控制原理图

Fig. 4　Schematic of leveling control system

伺服系统主要由机械部分、驱动部分与控制部分组成，如图 5 所示，其中机械部分主要由电机、减速器、电缸导向推杆、电缸外壳等组成。驱动部分主要由伺服电机驱动器组成。控制部分主要由嵌入式控制器组成。伺服控制系统工作原理为：嵌入式控制器通过 IO 交互接口将电机控制信号发送给驱动器，驱动器驱动电机转动，编码器采集电机的转动速度与旋转角度反馈给驱动器，形成电机驱动的完整闭环。机械部分使电机的旋转运动转换为推杆的直线运动，从而推动调平执行机构运动。

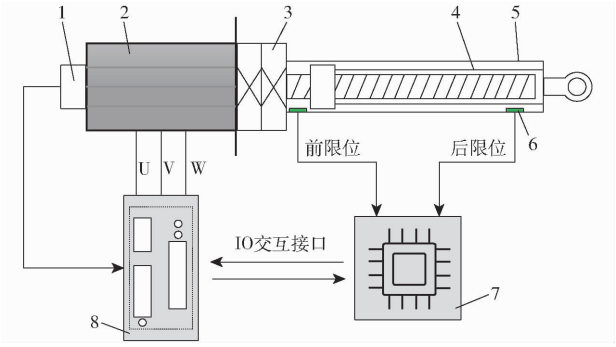


图 5　伺服系统组成与工作原理图

Fig. 5　Composition and operational principle diagram of servo system

1. 编码器　2. 电机　3. 减速器　4. 电缸导向推杆　5. 电缸外壳　6. 限位传感器　7. 嵌入式控制器　8. 伺服电机驱动器

2　调平伺服电缸控制模型建立

伺服电缸是调平驱动力来源，为准确反映伺服电缸的运动和力学特性[19-20]，建立调平伺服电缸的数学模型，以描述和分析系统动态性能指标，实现对伺服电缸伸缩量和伸缩速度的控制。伺服电缸的模型建立包含伺服电机数学模型与传动系统数学模型的建立。

2.1　伺服电机数学模型

驱动系统中采用低压直流伺服电机作为执行驱动，伺服电机的输入电压为

$$U = L\frac{\mathrm{d}i}{\mathrm{d}t} + Ri + K_e\omega \tag{1}$$

式中　L——伺服电机电枢电感，mH

i——电枢电流，A

R——电枢电阻，Ω

K_e——反电动势常数，V·s/rad

ω——电机角速度，rad/s

伺服电机的机械模型通常基于转动惯量和运动方程

$$J\frac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}t}=T-B\omega-T_L \tag{2}$$

式中 J——电机转子转动惯量,kg·m^2

T——电机扭矩,N·m

B——摩擦系数,N·m·s/rad

T_L——负载扭矩,N·m

电机扭矩与电机中的电流成正比,电流越大,产生的电磁扭矩也越大,有

$$T=K_t i \tag{3}$$

式中 K_t——伺服电机扭矩常数,N·m/A

电机角速度与角位移之间的关系为

$$\omega=\frac{\mathrm{d}\theta_m}{\mathrm{d}t} \tag{4}$$

式中 θ_m——电机角位移,rad

电机驱动系统的输入为 U,外部干扰变量为负载扭矩 T,电机角位移 θ_m 作为输出,对式(1)~(4)进行拉普拉斯变换得

$$\begin{cases}U(s)=Lsi(s)+Ri(s)+K_e\omega(s)\\ Js\omega(s)=T(s)-B\omega(s)-T_L(s)\\ T(s)=K_t i(s)\\ s\theta_m(s)=\omega(s)\end{cases} \tag{5}$$

2.2 传动系统数学模型

以伺服电机的角位移作为传动系统的输入,经过减速器后输入到丝杠轴上的角位移 θ_{BS} 为

$$\theta_{BS}=\theta_m/n \tag{6}$$

式中 n——减速器减速比

丝杠轴角位移经直线轴承转化为电动缸推杆的直线位移 L_x,即

$$L_x=\frac{p_h\theta_{BS}}{2\pi} \tag{7}$$

式中 p_h——丝杆导程,mm

对式(6)、(7)进行拉普拉斯变换得

$$\begin{cases}\theta_{BS}(s)=\dfrac{\theta_m(s)}{n}\\ L_x(s)=\dfrac{p_h\theta_{BS}(s)}{2\pi}\end{cases} \tag{8}$$

联合式(5)、(8)进行化简得到伺服电缸控制框图如图 6 所示。

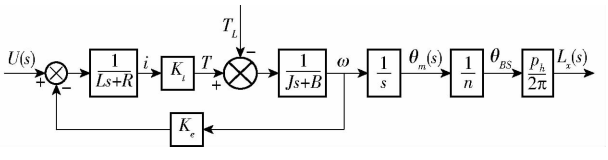


图 6 伺服电缸控制框图

Fig. 6 Control block diagram for servo electric cylinder

由图 6 可知,当不计外部干扰时,伺服电缸传递函数 $G(s)$ 为

$$G(s)=\frac{L_x(s)}{U(s)}=\frac{K_t p_h}{2n\pi s[LJs^2+(RJ+BL)s+BR+K_eK_t]} \tag{9}$$

3 超螺旋滑模自抗扰控制器设计

3.1 超螺旋滑模自抗扰系统数学模型

自抗扰控制(ADRC)主要用于处理系统建模不确定性和外部干扰问题[21]。通过设计跟踪微分器(TD)及扩张状态观测器(ESO)来构建自抗扰控制器。其核心理念是在控制过程中通过扩张状态观测器来主动识别和估计系统中的扰动,并对扰动进行补偿,进而实现对动态系统扰动的有效抑制。两者的结合能够有效抑制扰动并保证系统快速收敛。超螺旋滑模控制的设计包含滑模面和控制律两部分[22],其中控制律的设计通常通过幂次项来驱动系统状态趋向滑模面,实现有限时间内的快速收敛。移栽机在调平工作过程中出现的所有扰动都可归结为总扰动,采用 STSMC-ADRC 控制器对总扰动进行实时估计并进行提前补偿,以此降低未知扰动对移栽机横向姿态的影响。

3.1.1 跟踪微分器设计

跟踪微分器(TD)用于安排系统的过渡过程,基于时间最优控制理论设计,以最短的时间得到控制信号的跟踪信号及微分信号,其数学表达式为

$$\begin{cases}v_1=\dot{v}_2\\ v_2=-r\mathrm{sat}\left(v_1-\theta_e+\dfrac{v_2|v_2|}{2r},\delta\right)\end{cases} \tag{10}$$

式中 θ_e——输入的期望角度

v_1——输入期望信号的跟踪信号

v_2——输入期望信号的微分信号

r——速度因子

sat( )——对称分段线性饱和函数

δ——fal 函数线性区间宽度

$$\mathrm{sat}(z,\delta)=\begin{cases}\dfrac{z}{\delta} & (|z|\leqslant\delta)\\ \mathrm{sgn}(z) & (|z|>\delta)\end{cases} \tag{11}$$

式中 z——对称分段线性饱和函数输入信号

$$\mathrm{fal}(x,a,\delta)=\begin{cases}\mathrm{sign}(x)|x|^a & (|x|>\delta)\\ \dfrac{x}{\delta^{(1-a)}} & (|x|\leqslant\delta)\end{cases} \tag{12}$$

式中 a——fal 函数参数,取 0~1

3.1.2 扩张状态观测器设计

扩张状态观测器(ESO)是自抗扰控制的核心部分,用于在线实时估计系统的总扰动,移栽机调平控制系统可以简化为二阶系统,因此扩张状态观测器采用三阶形式,将其第 3 状态 z_3 用于估计系统的总

扰动，其数学表达式为

$$\begin{cases} e = z_1 - \theta_a \\ \dot{z}_1 = z_2 - \beta_1 \mathrm{fal}(e,\alpha_1,\delta) \\ \dot{z}_2 = z_3 - \beta_2 \mathrm{fal}(e,\alpha_2,\delta) + b_0 u_3 \\ \dot{z}_3 = -\beta_3 \mathrm{fal}(e,\alpha_3,\delta) \\ \beta_1 = 3\omega_0 \\ \beta_2 = 3\omega_0 \\ \beta_3 = \omega_0 \end{cases} \tag{13}$$

式中　e——估计角度与实际角度误差

θ_a——被控对象输出角度

u_3——被控对象的输入

z_1——系统输出观测值

z_2——系统输出微分观测值

z_3——系统总扰动观测值

β_1、β_2、β_3——观测器反馈增益

ω_0——观测器带宽

b_0——增益参数

α_1、α_2、α_3——fal 函数参数

3.1.3　超螺旋滑模控制器设计

为保证系统收敛，在设计滑模面时应结合误差状态函数，当系统状态到达滑模面后，系统在滑模面上的运动遵守降阶的动态方程，这样即可将控制问题从高维复杂系统转化为在滑模面上的低维系统，简化分析和控制设计。为此需定义一个线性滑模面 s

$$s = ce_1 + e_2 \tag{14}$$

其中 $c>0$，为滑模面系数。在设计控制率时 u_s 中第 1 项为连续非线性项，以提供快速且平滑的收敛，第 2 项具有积分作用，以抑制高频振荡，控制滑模面导数。同时加入 u_c，引入自抗扰控制中扩张状态观测器的扰动估计输出，计算式为

$$\begin{cases} u = u_s + u_c \\ u_s = -k_1 \sqrt{|s|}\,\mathrm{sign}(s) + v \\ u_c = -\dfrac{z_3}{b_0} \\ \dot{v} = -k_2 \mathrm{sign}(s) \end{cases} \tag{15}$$

式中　k_1、k_2——增益参数

实现扰动补偿控制，从而提升滑模控制对不确定性、外部干扰的抗干扰能力和鲁棒性。对移栽机调平设计超螺旋滑模自抗扰控制器，如图 7 所示。

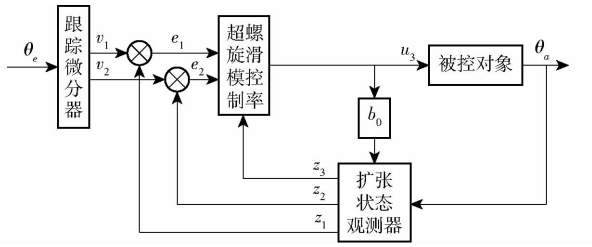


图 7　移栽机调平控制器框图

Fig. 7　Block diagram of leveling control system for transplanting machine

3.2　稳定性分析

超螺旋滑模自抗扰控制器由滑模控制与自抗扰控制组合，发挥各自优势所组成的控制器，自抗扰控制器的核心为扩张状态观测器。为验证所设计的超螺旋滑模自抗扰控制器的稳定性，同时为其参数选择提供依据，对扩张状态观测器与超螺旋滑模控制率进行稳定性分析。

3.2.1　扩张状态观测器稳定性分析

本系统为一个二阶系统，因此扩张状态观测器为三阶 ESO，根据式(12)，其扩张状态观测器误差动态方程表示为

$$\begin{cases} \dot{z}_1 = z_2 - \beta_1 \mathrm{fal}(e,\alpha_1,\delta) \\ \dot{z}_2 = z_3 - \beta_2 \mathrm{fal}(e,\alpha_2,\delta) \\ \dot{z}_3 = -\beta_3 \mathrm{fal}(e,\alpha_3,\delta) - h(x,t) \end{cases} \tag{16}$$

式中　$h(x,t)$——总扰动导数

为证明扩张状态观测器输出有界，假设系统的输出收敛，将除扩张状态观测器以外的系统作为总扰动，假设其总扰动导数有界，即存在常数 H，使得 $|h(x,t)|\leqslant H$ 成立。

定义李雅普诺夫函数

$$V = \frac{1}{2}z_1^2 + \frac{1}{2}z_2^2 + \frac{1}{2}z_3^2 \tag{17}$$

对式(17)求导得

$$\dot{V} = z_1\dot{z}_1 + z_2\dot{z}_2 + z_3\dot{z}_3 = z_1z_2 - z_1\beta_1\mathrm{fal}(e,\alpha_1,\delta) + z_2z_3 - z_2\beta_2\mathrm{fal}(e,\alpha_2,\delta) - z_3\beta_3\mathrm{fal}(e,\alpha_3,\delta) - z_3h(x,t) \tag{18}$$

对非线性函数 fal 的性质进行探究，当 $|e|>\delta$ 时有

$$\mathrm{fal}(e,\alpha_i,\delta) = \mathrm{sign}(e)|e|^{\alpha_i} \tag{19}$$

满足　$$e\mathrm{fal}(e,\alpha_i,\delta) = |e|^{1+\alpha_i} \geqslant 0 \tag{20}$$

当 $|e|\leqslant\delta$ 时

$$\mathrm{fal}(e,\alpha_i,\delta) = \frac{e}{\delta^{1-\alpha_i}} \tag{21}$$

满足　$$e\mathrm{fal}(e,\alpha_i,\delta) = \frac{e^2}{\delta^{1-\alpha_i}} \geqslant 0 \tag{22}$$

因此存在误差 $e\in\mathbf{R}$，使得 $e\mathrm{fal}(e,\alpha_i,\delta)\geqslant 0$ 均成立，式(18)中的非线性项对稳定性有积极贡献。

采用杨氏不等式的放缩处理式(18)的交叉项与扰动项，由杨氏不等式得

$$\begin{cases} |z_1 z_2| \leqslant \dfrac{1}{2}z_1^2 + \dfrac{1}{2}z_2^2 \\ |z_2 z_3| \leqslant \dfrac{1}{2}z_2^2 + \dfrac{1}{2}z_3^2 \\ -e_3 h(t) \leqslant |e_3| h(t) \leqslant \dfrac{1}{2}e_3^2 + \dfrac{1}{2}H^2 \end{cases} \tag{23}$$

代入式(18)中,可得

$$\dot{V} \leqslant \frac{1}{2}z_1^2 + z_2^2 + z_3^2 - \sum_{i=1}^{3} \beta_i |z_i| |e|^{\alpha_i} + \frac{1}{2}H^2 \tag{24}$$

根据李雅普诺夫稳定性原理可知,当 V 为正定,$\dot{V}$ 为负定时在原点渐进稳定。为确保 $\dot{V} \leqslant 0$,在式(24)中只有负数项系数 β_1、β_2、β_3 足够大时成立,此时扩张状态观测器的输出收敛且稳定。

3.2.2 超螺旋滑模控制率输出稳定性分析

联立式(1)、(2),将电机动力学模型写为状态空间形式

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = a_0 u - a_1 x_2 - d(x,t) \end{cases} \tag{25}$$

式中 $d(x,t)$——总扰动

a_0——扭矩常数与转动惯量之比

a_1——摩擦系数与转动惯量之比

将系统中除电机外的所有扰动均定义为总扰动 $d(x,t)$,式(25)中 $a_0 = K_t/J$,$a_1 = B/J$。

定义跟踪误差为

$$\begin{cases} e_1 = \theta_e - x_1 \\ e_2 = \dot{e}_1 = \dot{\theta}_e - x_2 \end{cases} \tag{26}$$

为方便进行理论分析,将跟踪微分器的输出分别等同于目标角度 θ_e 与微分形式 $\dot{\theta}_e$,由对扩张状态观测器的证明结果可知,在输入有界的条件下 z_1、z_2 的输出为稳定有界,在以下证明中可将 z_1、z_2 分别等同于 x_1、x_2。

联合式(14)、(25)、(26)得

$$s = c(\theta_e - x_1) + (\dot{\theta}_e - x_2) \tag{27}$$

对 s 求导有

$$\dot{s} = c(\dot{\theta}_e - \dot{x}_1) + (\ddot{\theta}_e - \dot{x}_2) \tag{28}$$

采用链式法则求解滑模面导数,并结合系统动力学方程将整个系统的动态反应映射到滑模变量上,为此联立式(25)、(26)、(28)并整理有

$$\dot{s} = c(\dot{\theta}_e - x_2) + \ddot{\theta}_e - (a_0 u - a_1 x_2 - d(x,t)) \tag{29}$$

式(15)与式(29)联合有

$$\begin{aligned} \dot{s} &= c\dot{\theta}_e - cx_2 + \ddot{\theta}_e - a_0 u + a_1 x_2 + d(x,t) = \\ &\ddot{\theta}_e + c\dot{\theta}_e + (a_1 - c)x_2 + \\ &a_0 k_1 \sqrt{|s|}\,\mathrm{sign}(s) - a_0 v + \frac{a_0 z_3}{b_0} + d(x,t) \end{aligned} \tag{30}$$

为了后续分析方便,假设参考信号 θ_e 及其导数有界,且式(30)中的 $\ddot{\theta}_e + c\dot{\theta}_e + (a_1 - c)x_2$ 项的影响可以看作已知的有限扰动,利用扩张状态观测器的动态扰动补偿作用将扰动约去,从而使得系统的主动态依赖于设计参数和滑模面上的状态。留存项可以看作系统中满足具有正则性条件的有界的扰动项,在李雅普诺夫证明中可以利用其界来证明稳定性,这样就重点讨论控制设计对滑模面 s 和 v 的影响。

由此可将式(30)简化为

$$\dot{s} = a_0 k_1 \sqrt{|s|}\,\mathrm{sign}(s) - a_0 v \tag{31}$$

由于系统中除 s 以外还有积分动态变量 v,构造一个关于 s 和 v 的联合李雅普诺夫正定函数,其时间导数若在整个状态空间或某个区域内是负定或半负定,则根据李雅普诺夫稳定性理论(Lyapunov stability)可以证明系统的稳定性,构造的李雅普诺夫函数为

$$V(s,v) = \frac{2}{3}|s|^{\frac{3}{2}} + \frac{1}{2}v^2 \tag{32}$$

对式(32)求导有

$$\dot{V}(s,v) = |s|^{\frac{1}{2}}\mathrm{sign}(s)\dot{s} + v\dot{v} \tag{33}$$

联合式(31)~(33)得

$$\dot{V}(s,v) = a_0 k_1 |s| - a_0 v |s|^{\frac{1}{2}}\mathrm{sign}(s) - k_2 v\,\mathrm{sign}(s) \tag{34}$$

杨氏不等式为

$$|s|^{\frac{1}{2}} v\,\mathrm{sign}(s) \leqslant \frac{1}{2}|s| + \frac{1}{2}v^2 \tag{35}$$

根据李雅普诺夫稳定性证明,只需证明 $\dot{V}(s,v) < 0$ 即可,联合式(34)、(35)可得

$$a_0 k_1 |s| - k_2 v\,\mathrm{sign}(s) < \frac{1}{2}|s| + \frac{1}{2}v^2 \tag{36}$$

由于 v 的微分结果为式(15)中的一项,为此可以通过选择合适的参数 c、k_1、k_2 使式(36)成立。根据证明结果得构造的李雅普诺夫函数的微分小于零即为半负定,系统为渐进稳定,其滑模面 s 最终收敛到零,从而实现对目标轨迹的跟踪。

4 仿真试验

4.1 仿真模型建立

为验证超螺旋滑模自抗扰控制器在移栽机调平控制系统中的性能,本文采用 ADAMS 与 Matlab 联合仿真方法。ADAMS 用于构建移栽机整机及地面模型,基于调平摆动机构与伺服电缸、后桥轴及车轮的运动关系施加约束,以模拟真实调平运动。Matlab 则用于建立调平控制系统,通过 ADAMS/

controls 接口将模型导入，搭建联合仿真平台，并在 Matlab 中实现超螺旋滑模自抗扰控制器及伺服电缸模型。其相关参数设置如表 1 所示。

表 1　伺服电缸仿真参数

Tab. 1　Simulation parameters of servo actuator

参数	数值
扭矩常数 K_t/(N·m·A^{-1})	0.13
丝杆导程 p_h/mm	10
减速器减速比 n	7
电机电枢电感 L/mH	0.17
转子转动惯量 J/(kg·m^2)	2.2×10^{-4}
电枢电阻 R/Ω	0.05
摩擦系数 B/(N·m·s·rad^{-1})	4.33×10^{-6}
反电动势常数 K_e/(V·rad^{-1})	8×10^{-3}

联合仿真模型结构如图 8 所示，移栽机整机处于一个初始倾角为 10°的坡面上，如图 3a 姿态调平前示意图，在移栽机车体设置横向倾角传感器，实时输出的机身横向倾角数据作为反馈输入到超螺旋滑模自抗扰控制器中，超螺旋滑模自抗扰控制器经对横滚角信号进行运算处理，输出的角度信号转换成两个电压控制信号，分别输入到左、右伺服电缸传递函数得到伺服电缸的位移信号，之后输入到 adams_sub 模块，两个电缸运动带动调平摆动机构运动，使机身横滚角误差趋近于 0°，实现移栽机调平的联合仿真。

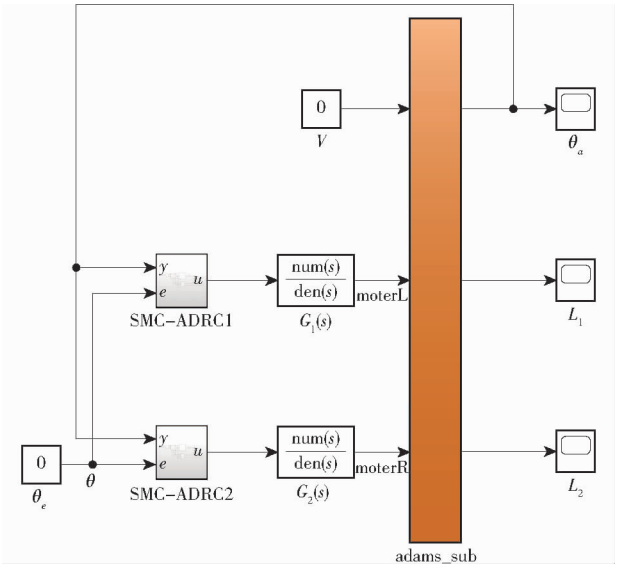


图 8　移栽机调平控制系统仿真模型

Fig. 8　Simulation model of transplanter leveling control system

图中：θ_e 为车身输入的目标角度；θ_a 为车身输出的实际角度；L_1 为车辆左伺服电缸的伸长量输出；L_2 为车辆右伺服电缸的伸长量输出；STSMC－ADRC1 与 STSMC－ADRC2 分别为具有相同控制结构的左伺服电缸超螺旋滑模自抗扰控制器与右伺服电缸超螺旋滑模自抗扰控制器，$G_1(s)$ 与 $G_2(s)$ 为伺服电缸数学模型。

4.2　仿真结果分析

为验证超螺旋滑模自抗扰对移栽机调平性能的提高效果，在 ADAMS 中建立 10°横坡，将 PID 控制、自抗扰控制、超螺旋滑模自抗扰控制 3 种控制方式进行对比。初始状态时，移栽机停留于横坡上，图 9 为移栽机在静止状态下 3 种控制方式在初始倾角为 10°调节至 0°的响应曲线。经多次参数调试，由图可知，在 PID 控制方式下，车辆调平时间为 6.22 s，其稳态误差约为 0.08°。在 ADRC 控制方式下，车辆调平时间为 4.38 s，稳态误差约为 0.02°。在 STSMC－ADRC 控制方式下，车辆调平时间为 3.34 s，稳态误差约为 0.001°。

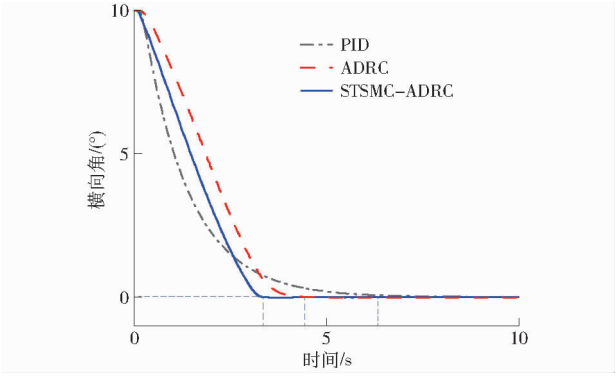


图 9　移栽机横向角响应曲线

Fig. 9　Lateral angular response curve of transplanting machine

由图 10、11 可知移栽机在静态调平过程中，在 PID 控制下移栽机达到稳态时的左推杆收缩量约为 18.64 mm，右推杆的伸长量约为 15.42 mm。在 ADRC 控制下移栽机达到稳态时的左推杆收缩量约为 18.72 mm，右推杆的伸长量约为 15.47 mm。在 STSMC－ADRC 控制下移栽机达到稳态时左推杆收缩量约为 18.76 mm，右推杆伸长量约为 15.49 mm。

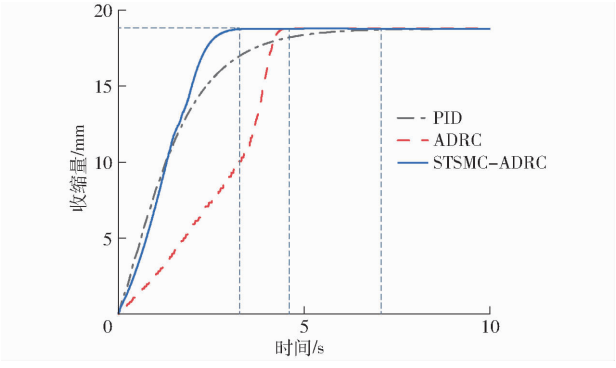


图 10　左推杆收缩量变化曲线

Fig. 10　Leftpush rod contraction displacement curves

图 12 分别是扩张状态观测器倾斜角度估计值、角度变化率估计值及所受干扰估计值。所估计角度

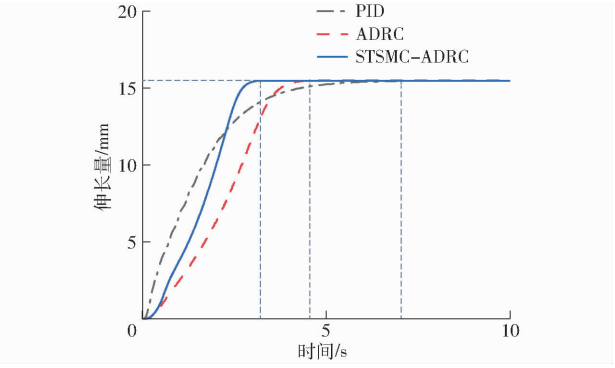


图 11 右推杆伸长量变化曲线

Fig. 11 Right push rod elongation variation curves

值在 0.24 s 时迅速达到最大值 11.15°，且在稳态条件下，估计误差稳定在 ±0.001°内。所估计的角度变化率在 0.9 s 时达到最大值 327.92(°)/s，稳态值为 0.027(°)/s。对系统总扰动的输出估计值在 3.34 s 时达到稳态，稳态值保持在 −103 898(°)/s^2。

根据试验结果，在静态调平时，3 种控制策略在移栽机从初始 10°倾角调节至 0°过程中均表现出不同程度的性能改善。ADRC 控制的调平时间和稳态误差分别比 PID 提高了约 29.5% 和 75%；而在 STSMC − ADRC 策略相较于 PID 控制，调平时间缩短约 46.3%，稳态误差的降低幅度较为明显。

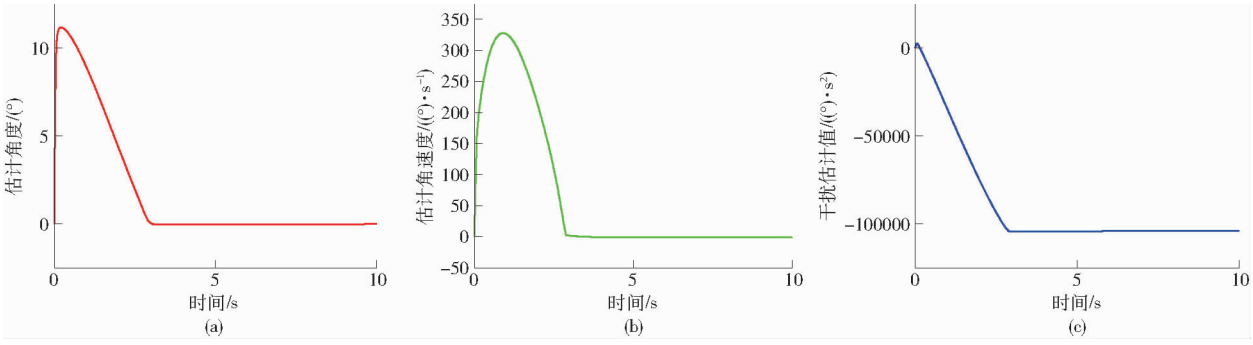


图 12 ESO 输出结果

Fig. 12 ESO output results

此外，从左右机构的伸缩情况分析可知，在系统达到稳态时，PID、ADRC 和 STSMC − ADRC 3 种控制策略下的左推杆伸缩量及右推杆伸长量差距较小，3 种控制方式在仿真条件下的稳态误差较小，但细微数值差异同样验证了 STSMC − ADRC 在系统响应速度和稳态精度上的优势。

扩张状态观测器(ESO)的输出结果在稳态条件下均稳定在一个较小的范围内，未出现持续偏移或发散的现象。表明自抗扰控制的扩张状态观测器在估计系统状态和扰动方面具有较高的准确性和稳定性。

综上所述，采用 STSMC − ADRC 控制策略在调平响应和稳态精度方面均表现出更优的性能，与 PID 相比缩短约 46% 的调平时间和稳态误差近乎消除的效果，同时保持了与 PID 和 ADRC 控制相似的左右伸缩量分布，而扩张状态观测器的输出结果也有力地证明了扩张状态观测器对干扰估计的有效性和可靠性，为系统动态性能的优化提供了有力支持。

5 整机试验

5.1 试验设备与条件

样机采用 48 V 锂电池作为行驶系统和调平系统的动力来源。样机苗盘架上方装有维特智能三轴倾角传感器 WT91PC，用于实时检测移栽机横向倾角信息，测量精度为 0.05°。移栽机调平系统的执行动力机构由 2 个 QDA75 − L100 型卧式伺服电缸组成，其中包括 ACL801000S5 − 2500M − 48 − 19 − BK 型伺服电机。机电系统总控制器采用 STM32F103ZET6 型芯片，采用串口通信接口实时读取传感器检测到的倾角信息，通过编写 C 语言程序实现倾角信息实时处理，并生成伺服电机脉宽控制信号输入到伺服电缸，实现推杆伸缩运动，带动调平执行机构运动实现车身横向调平。样机及相关设备组成如图 13 所示。

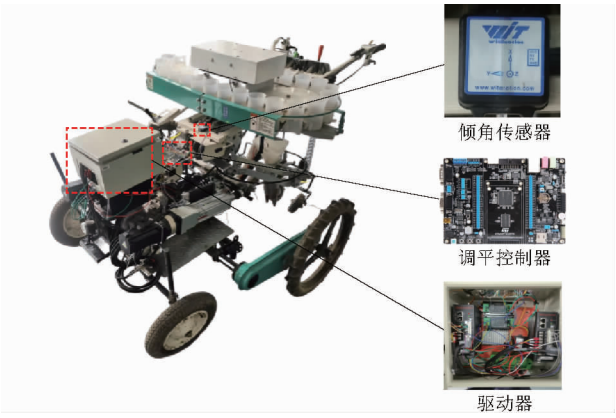


图 13 样机实物图

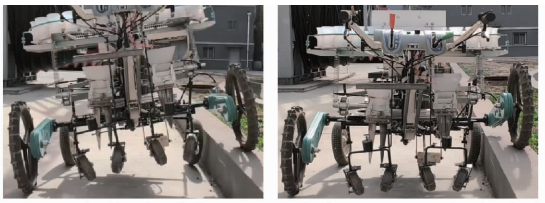
Fig. 13 Prototype physical diagram

试验采用静态和动态两种工况，其中静态工况分别采用 PID、ADRC 与超螺旋滑模自抗扰调平控制程序，使机身倾角自动调节为 0°，并分别记录移栽机车身横向倾角变化。动态工况下移栽机分别以

速度 0.2、0.3、0.4 m/s 行驶在所建立的单边桥路面，分别记录在未加入调平控制程序，以及加入上述 3 种控制程序后的移栽机横向倾角变化。

5.2　静态调平试验

将样机右轮处于单边桥上，左轮处于单边桥下，驱动轮轮距为 140 cm，单边桥高度为 26 cm，此时车体倾斜角度约为 10°，静态试验场景如图 14a 所示，图 14b 为启动 STSMC－ADRC 调平程序后的单边桥试验图。



(a) 启动调平程序前　　(b) 启动STSMC-ADRC调平程序后

图 14　静态调平试验场景

Fig. 14　Static leveling test scenario

图 15 为单边桥条件下，启用自动调平程序，分别采用 PID、ADRC 与 STSMC－ADRC 3 种控制算法的静态调平试验结果。

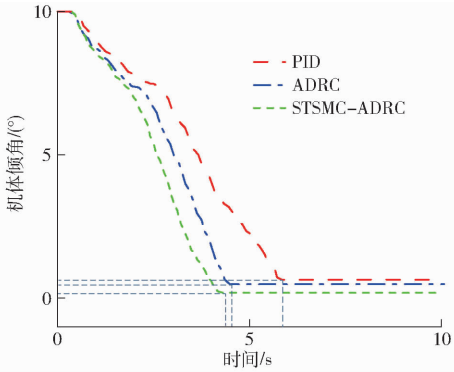


图 15　静态调平曲线

Fig. 15　Static leveling curves

在 PID 控制下，横向调平稳定时间约为 5.94 s，稳态误差约为 0.64°。在 ADRC 控制下，横向调平稳定时间约为 4.50 s，稳态误差约为 0.49°。在 STSMC－ADRC 控制下，横向调平稳定时间约为 4.20 s，稳态误差约为 0.20°。STSMC－ADRC 相比于 PID 与 ADRC，稳定时间分别减小了 1.74 s 与 0.30 s，稳态误差分别减小了 0.44°与 0.29°。由试验结果可知，STSMC－ADRC 控制算法在静态调平控制下调平精度与调平速度均优于 PID 与 ADRC 控制，且满足调平要求。表 2 为移栽机在 10°横向调平仿真与试验结果，与仿真结果相比，稳态时间均有小幅误差，主要由于仿真中并未考虑各部件之间的摩擦阻力及系统响应误差。而稳态误差的仿真与试验结果有差异，除上述原因外还存在未考虑倾角传感器在信号采集、放大或转换过程中出现偏差或噪声。

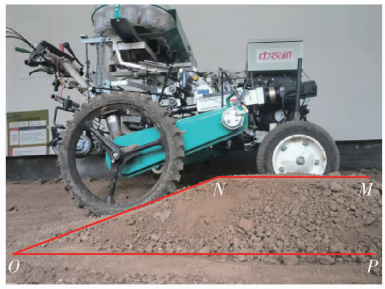
表 2　横向调平仿真与试验结果

Tab. 2　Simulation and experimental results of lateral leveling

项目	稳态时间/s	稳态误差/(°)
PID 仿真	6.22	0.08
PID 试验	5.94	0.64
ADRC 仿真	4.38	0.02
ADRC 试验	4.50	0.49
STSMC－ADRC 仿真	3.34	0.001
STSMC－ADRC 试验	4.20	0.20

5.3　动态调平试验

图 16 所示为动态测试现场图，试验场地为农业装备技术全国重点实验室，图 16a 所示动态调平侧向示意图显示了右侧单边桥为梯形形状，水平线 *OP* 与图 16b 中的水平线 *QS* 在同一地表水平面，左侧车轮始终处于水平面，右侧车轮由点 *O* 过点 *N* 到达 *NM* 的过程中实时动态调平，图 16b 的 θ 为动态行走过程中因单边桥高度差变化所产生的倾角变化。移栽机分别采用 PID、ADRC 与 STSMC－ADRC 3 种控制算法，采用移栽机的 3 种常用作业速度，以速度 0.2、0.3、0.4 m/s 行驶在所建立的单边桥，模拟等高线丘陵山地坡度。



(a) 动态调平侧向图



(b) 动态调平横向图

图 16　动态调平试验场景

Fig. 16　Dynamic leveling test scenario

启动调平程序后，0.2 m/s 试验结果如图 17 所示，图中为基于 3 种不同的算法，在相同的速度条件下的调平效果对比。经计算可得，在 PID 控制算法下，车身横向倾角最大误差约为 3.34°，平均绝对误差约为 0.84°，均方根误差约为 1.49°。在 ADRC 控制算法下，车身横向倾角最大误差约为 2.84°，平均

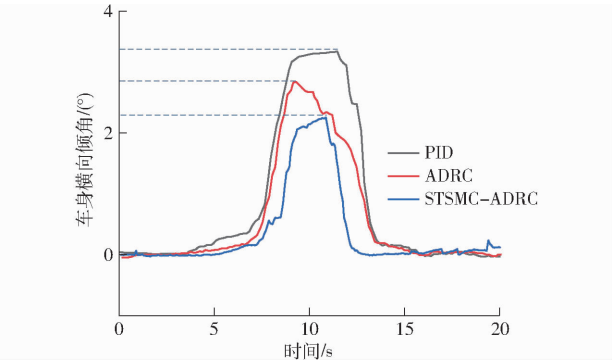


图 17 0.2 m/s 动态试验曲线

Fig. 17 0.2 m/s dynamic test curves

绝对误差约为 0.61°,均方根误差约为 1.11°。在 STSMC - ADRC 控制算法下,车身横向倾角最大误差约为 2.26°,平均绝对误差约为 0.34°,均方根误差约为 0.77°。

0.3 m/s 试验结果如图 18 所示,在 PID 控制算法下,车身横向倾角最大误差约为 6.97°,平均绝对误差约为 1.35°,均方根误差约为 2.31°。在 ADRC 控制算法下,车身横向倾角最大误差约为 6.09°,平均绝对误差约为 1.27°,均方根误差约为 2.27°。在 STSMC - ADRC 控制算法下,车身横向倾角最大误差约为 5.76°,平均绝对误差约为 0.99°,均方根误差约为 1.94°。

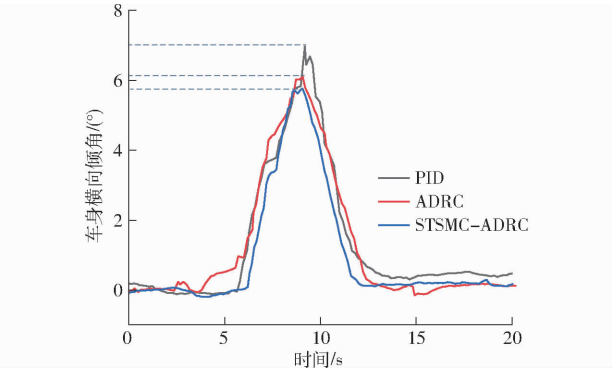


图 18 0.3 m/s 动态试验曲线

Fig. 18 0.3 m/s dynamic test curves

0.4 m/s 试验结果如图 19 所示,在 PID 控制算法下,车身横向倾角最大误差约为 8.28°,平均绝对误差约为 1.63°,均方根误差约为 3.00°。在 ADRC 控制算法下,车身横向倾角最大误差约为 7.67°,平均绝对误差约为 1.413°,均方根误差约为 2.67°。在 STSMC - ADRC 控制算法下,车身横向倾角最大误差约为 7.00°,平均绝对误差约为 1.19°,均方根误差约为 2.32°。

经对比可知,在不同速度条件下,3 种控制算法的调平性能表现存在差异。如表 3 所示,STSMC - ADRC 控制算法在 0.2、0.3、0.4 m/s 的试验中均表现出最优的控制效果,其均方根误差分别为 0.77°、

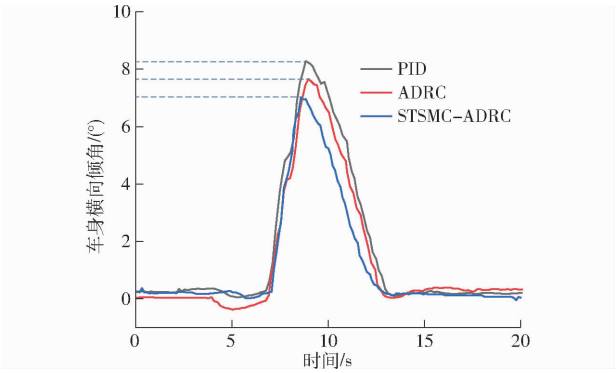


图 19 0.4 m/s 动态试验曲线

Fig. 19 0.4 m/s dynamic test curves

表 3 实际试验结果

Tab. 3 Actual test results

行驶速度/(m·s⁻¹)	控制方式	最大倾角/(°)	平均绝对误差/(°)	均方根误差/(°)
0.2	PID	3.34	0.84	1.49
	ADRC	2.84	0.61	1.11
	STSMC - ADRC	2.26	0.34	0.77
0.3	PID	6.97	1.35	2.31
	ADRC	6.09	1.27	2.27
	STSMC - ADRC	5.76	0.99	1.94
0.4	PID	8.24	1.63	3.00
	ADRC	7.67	1.41	2.67
	STSMC - ADRC	7.00	1.19	2.32

1.94°和 2.32°,低于 ADRC 和 PID 控制算法的对应指标。相比之下,ADRC 控制算法在低速条件下表现较好,但随着速度的增加,其调平精度有所下降,尤其在 0.4 m/s 时,其均方根误差达到 2.67°,高于 STSMC - ADRC 的 2.32°。PID 控制算法在所有速度条件下均表现为最大误差和均方根误差最高,在 0.4 m/s 时,其均方根误差高达 3.00°,表明 PID 在高速调平任务中的稳定性和精度较差。数据结果表明,速度的增加对控制算法的稳定性和响应能力提出更高要求,STSMC - ADRC 算法通过其优化误差抑制能力,在高速条件下仍能保持较低的均方根误差,显示出优势。综合对比来看,STSMC - ADRC 控制算法在调平性能和抗干扰能力上具有明确的优势,是当前试验条件下最优选择。

6 结论

(1)提出了一种基于超螺旋滑模自抗扰控制算法的移栽机自动调平控制系统,将超螺旋滑模控制与自抗扰控制相结合,发挥滑模控制的快速收敛性与自抗扰控制的扰动估计优势,将两者优势相结合,得到超螺旋滑模自抗扰控制器,并通过理论分析验证超螺旋滑模自抗扰控制器的收敛性。

(2)运用 ADAMS 建立移栽机坡面模型,并在

Matlab 中进行仿真并对系统仿真结果进行数值分析，与 PID、ADRC 控制算法对比，验证 3 种算法在移栽机静态调平时的收敛性能和稳定性。

（3）台架试验表明，采用超螺旋滑模自抗扰控制算法静态时移栽机横向调平稳定时间约为 4.2 s，稳态误差约为 0.2°。在不同速度下动态时的最大倾角，绝对误差与均方根误差均小于 PID 控制与 ADRC 控制，表明超螺旋滑模自抗扰控制算法在移栽机调平系统的应用上具有较好的抗干扰能力和较快的收敛性。

参 考 文 献

[1] 国务院第三次全国国土调查领导小组办公室，自然资源部，国家统计局. 第三次全国国土调查主要数据公报[J]. 自然资源通讯，2021(17)：7－8.

[2] SCHILLINGER W F, PAPENDICK R I, MCCOOL D K. Soil and water challenges for Pacific Northwest agriculture[J]. Soil and Water Conservation Advances in the United States, 2010, 60: 47－79.

[3] MCCOOL W A D K, WILLIAM F, LIN D, et al. Land management and water conservation research[J]. Soil and Water Conservation Advances in the United States, 2010, 60: 47.

[4] 刘平义，王春燕，李海涛，等. 丘陵山区农用仿形行走动态调平底盘设计与试验[J]. 农业机械学报，2018，49(2)：74－81.
LIU Pingyi, WANG Chunyan, LI Haitao, et al. Terrain adaptive and dynamic leveling agricultural chassis for hilly area[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(2): 74－81. (in Chinese)

[5] 刘平义，柯呈鹏，柯婷，等. 丘陵山区农用预检测主动调平底盘设计与试验[J]. 农业机械学报，2020，51(3)：371－378.
LIU Pingyi, KE Chengpeng, KE Ting, et al. Design and experiment of pre-detection active leveling agricultural chassis for hilly area[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(3): 371－378. (in Chinese)

[6] 杨洋，程尚坤，齐健，等. 基于人机工效学的农机座椅自动调平系统设计与试验[J]. 农业机械学报，2022，53(6)：434－442.
YANG Yang, CHENG Shangkun, QI Jian, et al. Design and test of automatic leveling system for agricultural machinery seat based on ergonomics[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(6): 434－442. (in Chinese)

[7] SOMEFUN O A, AKINGBADE K, DAHUNSI F. The dilemma of PID tuning[J]. Annual Reviews in Control, 2021, 52: 65－74.

[8] 吕昊暾，胡召田，于泳超，等. 果园高位作业平台自动调平前馈 PID 控制方法[J]. 农业工程学报，2021，37(18)：20－28.
LÜ Haotun. HU Zhaotian, YU Yongchao, et al. Feedforward PID control method for the automatic leveling of an orchard high-position operation platform[J]. Transactions of the CSAE, 2021, 37(18): 20－28. (in Chinese)

[9] 高龙伟. 车载平台随动自调平系统研发[D]. 西安：长安大学，2022.
GAO Longwei. Development of on-board platform servo self-leveling system[D]. Xi'an: Chang'an University, 2022. (in Chinese)

[10] 刘威. 水稻秧棚苗床精平机自动调平控制系统设计与试验研究[D]. 大庆：黑龙江八一农垦大学，2023.
LIU Wei. Design and experimental research on an automatic leveling control system for precision leveling machines in rice seedling beds[D]. Daqing: Heilongjiang Bayi Agricultural University, 2023. (in Chinese)

[11] 车刚，刘威，万霖，等. 水稻秧棚苗床精平机自动调平系统设计与试验[J]. 农业工程学报，2023，39(22)：9－17.
CHE Gang, LIU Wei, WAN Lin, et al. Design and experiment of the automatic leveling system for the seedbed precision leveler in rice seedling nursery[J]. Transactions of the CSAE, 2023, 39(22): 9－17. (in Chinese)

[12] 蔡增宾. 高地隙植保机车身姿态调节系统设计与试验[D]. 合肥：安徽农业大学，2023.
CAI Zengbin. Design and experiment of attitude adjustment system for high ground gap plant protection machine[D]. Hefei: Anhui Agricultural University, 2023. (in Chinese)

[13] 张富贵，吕小莲，杨华兵，等. 基于模糊 PID 的山地拖拉机调平控制系统的设计[J]. 湖南农业大学学报(自然科学版)，2023，49(1)：121－126.
ZHANG Fugui, LÜ Xiaolian, YANG Huabing, et al. Design of leveling system for mountain tractor based on fuzzy PID[J]. Journal of Hunan Agricultural University(Natural Sciences), 2023, 49(1): 121－126. (in Chinese)

[14] 柯超，谢守勇，邓成志，等. 丘陵山地移栽机自动调平系统设计与试验[J]. 中国农机化学报，2023，44(8)：17－26.
KE Chao, XIE Shouyong, DENG Chengzhi, et al. Design and test of automatic leveling system for transplanter in hilly and mountainous areas[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2023, 44(8): 17－26. (in Chinese)

[15] 诸奇杰. 设施蔬菜自主移栽平台设计及控制方法研究[D]. 杭州：浙江理工大学，2023.
CHU Qijie. Research on design and control method of autonomous transplanting platform for facility vegetables[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2023. (in Chinese)

[16] 张锦辉，李彦明，齐文超，等. 基于神经网络 PID 的丘陵山地拖拉机姿态同步控制系统[J]. 农业机械学报，2020，51(12)：356－366.
ZHANG Jinhui, LI Yanming, QI Wenchao, et al. Synchronous control system of tractor attitude in hills and mountains based on neural network PID[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(12): 356－366. (in

Chinese)

[17] 齐文超,李彦明,张锦辉,等. 丘陵山地拖拉机车身调平双闭环模糊 PID 控制方法[J]. 农业机械学报,2019,50(10):17 - 23, 34.
QI Wenchao, LI Yanming, ZHANG Jinhui, et al. Double closed loop fuzzy PID control method of tractor body leveling on hilly and mountainous areas[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(10): 17 - 23, 34. (in Chinese)

[18] 孙泽宇,夏长高,蒋俞,等. 基于 QBP - PID 的履带式作业机全向调平控制研究[J]. 农业机械学报,2023,54(12):397 - 406.
SUN Zeyu, XIA Changgao, JIANG Yu, et al. Omnidirectional leveling control of crawler machine based on QBP - PID[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(12): 397 - 406. (in Chinese)

[19] 王万里,张宏,周旭,等. 适用于变工况的锚杆电动缸建模及数值模拟[J]. 机床与液压,2024,52(22):180 - 186.
WANG Wanli, ZHANG Hong, ZHOU Xu, et al. Modeling and numerical simulation of anchor electric cylinders for variable working conditions[J]. Machinetool & Hydraulics, 2024,52(22):180 - 186. (in Chinese)

[20] 汪若尘,蒋亦勇,丁仁凯,等. 基于 BP 神经网络 PID 的机电式作业机全向调平控制[J]. 农业工程学报,2024,40(23):52 - 62.
WANG Ruochen, JIANG Yiyong, DING Renkai, et al. Omnidirectional levelling control of electromechanical machine using BP neural network PID[J]. Transactions of the CSAE, 2024,40(23):52 - 62. (in Chinese)

[21] 高志强. 自抗扰控制思想探究[J]. 控制理论与应用,2013,30(12):1498 - 1510.
GAO Zhiqiang. On the foundation of active disturbance rejction control[J]. Control Theory & Applications,2013,30(12): 1498 - 1510. (in Chinese)

[22] SHTESSEL Y B, MORENO J A, PLESTAN F, et al. Super-twisting adaptive sliding mode control: a Lyapunov design[C]// 49th IEEE Conference on Decision and Control (CDC). IEEE, 2010: 5109 - 5113.