浙江理工大学学报,第 55 卷,第 4 期,2026 年 7 月
Journal of Zhejiang Sci-Tech University
DOI:10.3969/j.issn.1673-3851(n).2026.04.011

水田除草机贴地随动仿形机构设计及控制研究

叶潘宇[a],孙　良[a,b],李云飞[a],李胥勇[a],陈建能[a,c]
(浙江理工大学,a.机械工程学院;b.浙江省农业智能感知与机器人全省重点实验室;
c.农业农村部东南丘陵山地农业装备重点实验室,杭州 310018)

摘　要:针对水田主动式机械除草机在复杂泥面环境下难以精准贴地作业的问题,提出了一种基于可感知横向倾斜度与纵向深度的多连杆贴地随动仿形机构。首先,通过构建感知解耦模型以及多连杆感知机构与调节机构运动学模型,解析其机构特性,并进行验证;其次,针对多连杆感知机构输入与输出非线性映射问题,引入粒子群优化算法(Particle swarm optimization, PSO)对其杆长参数进行优化,获得原动件输入与从动件输出之间的准线性映射关系;再次,针对控制系统信号传递的非线性问题与参数时变特性,引入模糊 PID 控制算法,通过 Simulink 与 Adams 联合仿真模型验证其性能;最后,搭建贴地随动仿形机构试验装置,基于 dSPACE 半物理仿真试验平台部署控制算法,将优化方法与传统方法进行对比分析。结果表明:所提方法的贴地随动仿形系统的稳态响应特性与稳态精度均优于传统方法,显著提升了系统的贴地随动仿形性能,作业部件横向倾斜度随动偏差标准差降低 56.56%,纵向深度随动偏差标准差降低 46.19%。该研究提出的感知解耦模型、机构优化方法以及控制策略提高了水田除草机贴地随动仿形性能,为水田除草机贴地随动仿形机构的优化设计提供了一种新思路。

关键词:除草机;贴地随动仿形;感知解耦;机构优化;模糊 PID 控制;半物理仿真
中图分类号:S224.1　　**文献标志码**:A　　**文章编号**:1673-3851 (2026) 07-0474-13
引文格式:叶潘宇,孙良,李云飞,等. 水田除草机贴地随动仿形机构设计及控制研究[J]. 浙江理工大学学报(自然科学),2026,55(4):474-486.
Reference Format: YE Panyu, SUN Liang, LI Yunfei, et al. Research on design and control of ground-following profiling mechanism for paddy field weeder[J]. Journal of Zhejiang Sci-Tech University, 2026, 55(4): 474-486.

Research on design and control of ground-following profiling mechanism for paddy field weeder

YE Panyu[a], *SUN Liang*[a,b], *LI Yunfei*[a], *LI Xuyong*[a], *CHEN Jianneng*[a,c]
(a. School of Mechanical Engineering; b. Zhejiang Provincial Key Laboratory of Agricultural Intelligent Perception and Robotics; c. Key Laboratory of Agricultural Equipment in Southeast Hilly and Mountainous Areas, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: To address the challenge of achieving precise ground-following operation in complex paddy field conditions for active mechanical weeders in paddy fields, this study proposed a multi-link ground-following profiling mechanism capable of sensing lateral inclination and longitudinal depth. First, by constructing a decoupled sensing model and kinematic models for both the multi-link sensing mechanism and the adjustment mechanism, the mechanism′s characteristics were analyzed, followed by verification. Second, to address the nonlinear mapping issue between the inputs and outputs of the multi-link sensing mechanism, a particle swarm optimization (PSO) algorithm was introduced to optimize its link length

收稿日期:2025-12-11　　网络出版日期:2026-03-30
基金项目:国家重点研发计划项目(2024YFD2000205);国家自然科学基金项目(52375275)
作者简介:叶潘宇(2001—),男,浙江绍兴人,硕士研究生,主要从事农业机械设计方面的研究。
通信作者:孙　良,E-mail:liangsun@zstu.edu.cn

parameters, achieving a quasi-linear mapping relationship between the input of the driving member and the output of the driven member. Third, to address the nonlinear signal transmission and time-varying parameter characteristics of the control system, a fuzzy PID control algorithm was introduced. Its performance was validated through a joint simulation model using Simulink and Adams. Finally, a ground-following profiling mechanism test apparatus was constructed. The control algorithm was deployed on a dSPACE semi-physical simulation test platform, enabling a comparative analysis between the optimized method and traditional approaches. Results demonstrate that the proposed method achieved superior steady-state response characteristics and accuracy compared to conventional approaches, significantly enhancing the system′s ground-following profiling performance. Specifically, the standard deviation of lateral tilt deviation was reduced by 56.56%, and the standard deviation of longitudinal depth deviation was reduced by 46.19%. The proposed perception decoupling model, mechanism optimization method, and control strategy enhance the ground-following profiling performance of paddy field weeders, offering a novel approach for optimizing the ground-following profiling mechanism design of such machinery.

Key words: weeder; ground-following profiling; mechanism decoupling; mechanism optimization; fuzzy PID control; semi-physical simulation

0　引　言

水田贴地随动仿形机构是水田主动式机械除草机的关键组成部分,其核心作用是控制除草、移栽等作业部件[1],使其在复杂水田环境下与泥面保持平行且作业深度相对稳定,进而提升作业质量[2]。若水田泥面出现较大横向倾斜,将直接影响作业部件两侧的受力状态与工作性能,如在除草过程中,除草部件的作业深度或倾斜度偏差过大,易损伤作物[3]。因此,提高机构的贴地随动性能,是确保水田机械除草等作业效果满足农艺要求的重要前提[4-5]。

目前,水田仿形机构研究侧重作业部件深度仿形和自平衡保持。陈高隆等[6]通过优化支撑杆与导航系统,提升了支撑式水田平地机的自适应调平控制精度。周俊等[7]研制了一种基于导航卫星系统(Global navigation satellite system, GNSS)的智能水田旋耕平地机,通过 GNSS 定位与模糊 PID(Fuzzy PID control, FPID)控制,实现了机具作业深度控制与自动调平。张秀芝等[8]设计了一种插秧机秧苗栽插深度控制仿形系统,通过结合力位切换控制策略与模糊 PID 算法,显著提升了插秧机对水田深度变化的适应性。尹修杰等[9]设计了一种基于浮船传感器的仿地形精确埋深控制系统,通过结合浮船机构设计与 PID 控制算法,实现了播种深度精确控制。齐龙等[10]研制了一种宽幅水田中耕除草机,通过弹簧张紧式除草轮单体仿形机构,有效实现了作业深度自适应控制。黄毅等[11]设计了一种收获机割台纵向高度-横向倾角协同仿形系统,通过结合纵向升降横向偏转结构与灰色预测 PID 算法,显著提升了割台深度自适应控制精度。然而,目前水田仿形机构研究仍缺乏针对纵向深度与横向倾斜度两个维度的协同感知调控研究,难以克服水田泥面起伏的不确定性问题,导致现有系统在复杂水田环境中适应性不足。

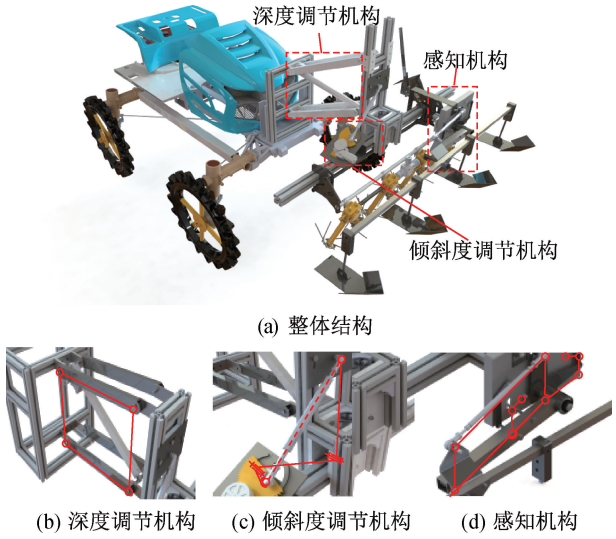
仿形系统感知机构是实现贴地随动仿形控制与调节的基础,其感知精度直接影响系统调控性能。目前水田仿形机构研究领域采用的感知方法主要有接触式与非接触式两种,其中接触式感知方法更加稳定可靠。王金武等[12]设计了一种基于单铰链的接触式仿形感知机构,通过调节弹簧伸长量来调整除草轮初始入土压力,实现了对水田泥面的感知。刘平义等[13]设计了一种基于倾角仪的非接触式仿形行走动态调平底盘,通过实时检测车身姿态并结合悬架调节算法,实现了底盘姿态的动态调平。自适应控制策略及其仿真技术的发展为水田仿形控制研究提供了重要支撑。陈学深等[14]针对水田对行控制需求,设计了基于线性自抗扰控制(Linear active disturbance rejection control, LADRC)算法的水田对行控制系统,并通过 Amesim 与 Simulink 联合仿真模型构建液压控制系统模型,验证了 LADRC 算法的性能。马悦琦等[15]提出了速度-滑转率联合控制算法,通过模糊 PI 控制动态调整控制器,实现了对滑转率的高精度控制,解决了插秧机作业中驱动轮滑转率的波动问题。当前水田仿形系统研究在感知与控制方面均取得了显著进展,多元化的感知技术为提高系统适应性提供了新思路,同时智能控制算法的应用增强了系统的动态响应精度与鲁棒性。

本文针对现有水田主动式机械除草机在复杂泥面下难以精准贴地作业的问题,构建了一种具备横向倾斜度与纵向深度协同感知调控的多连杆贴地随动仿形机构,该机构采用接触式感知方法,相比非接触式感知更加稳定可靠。首先,构建仿形装置的整体结构,分析其自适应反馈的工作原理,基于连杆机构原理构建倾斜度、深度感知解耦模型及运动学模型,解析其机构特性,从而验证机构能够独立感知调节倾斜度与深度信息;其次,为解决感知机构输入输出的非线性映射问题,建立线性关系目标函数以及传动角、杆长存在的约束函数,利用粒子群优化算法(Particle swarm optimization, PSO)对感知机构杆长参数进行优化;再次,为补偿控制系统的非线性特征及参数时变特性,引入模糊 PID 控制器,构建小船与泥面的接触力模型,并在 Simulink 与 Adams 联合仿真模型中进行初步验证;最后,搭建基于 dSPACE 的半物理仿真试验平台,通过实物样机试验对比分析机构优化与不同控制算法下的仿形性能,验证所提优化方法与控制策略的优越性。本文提出的多连杆贴地随动仿形机构,实现了在水田环境下的倾斜度与深度协同感知调控,解决了水田除草机难以精准贴地随动仿形作业的问题,也为水田除草机贴地随动仿形机构设计提供了一种新思路。

1 多连杆仿形机构优化设计

1.1 整体结构及工作原理

水田除草机贴地随动仿形装置的整体结构及主要部件如图 1 所示。该装置主要由深度调节机构、倾斜度调节机构和感知机构等 3 个功能模块组成,其中:深度调节机构采用平行四边形连杆机构,倾斜度调节机构采用空间 RSS′R 机构,感知机构集成了倾斜度与深度感知单元。

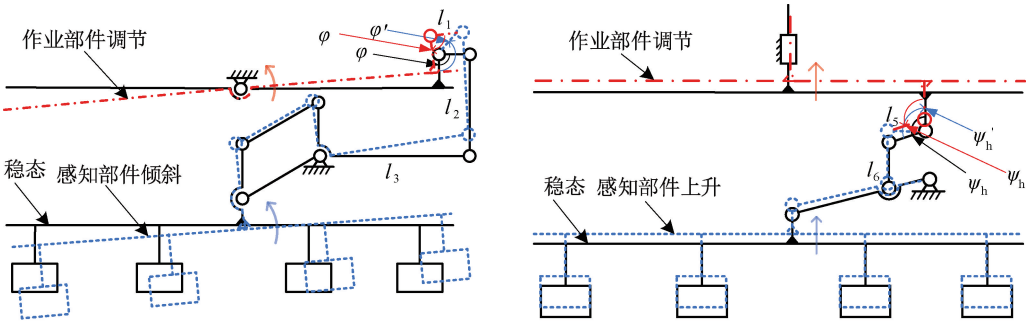


(a) 整体结构 (b) 深度调节机构 (c) 倾斜度调节机构 (d) 感知机构

图 1 贴地随动仿形装置整体结构及主要部件示意图

该仿形机构具有自适应反馈功能,仅需对从动连杆转角进行动态稳定调控就可以实现贴地随动仿形功能。倾斜度仿形原理示意图如图 2(a)所示。感知部件随地形发生逆时针偏转时(虚线所示状态),固连的从动杆 l_1 同步产生 φ' 角偏移,控制系统以此作为反馈信号,驱动主梁向同方向调节,通过主梁的主动转动补偿从动杆 l_1 的相对位移。当系统调节完成时(点划线所示状态),作业部件倾角与地形趋于一致,角度传感器读数归零,完成自适应补偿。

深度调节工作原理与倾斜度调节类似,其工作原理如图 2(b)所示。当泥面起伏引起深度变化时,深度感知机构通过连杆运动将深度变化转换为角度信号输出,控制系统动态调节作业部件的高度,确保作业深度的稳定性。



(a) 倾斜度仿形原理 (b) 深度仿形原理

图 2 贴地随动仿形工作原理示意图

1.2 激励输入与输出驱动数学模型

为确保仿形机构对深度与倾斜度信息的采集互不干扰,本文建立了感知解耦模型。感知机构原理如图 3 所示。解耦机制的核心在于采用平行四边形

机构将复合位移分解为独立运动。当感知部件主梁发生纵向深度与横向倾斜度的复合位移时,平行四边形机构的长杆与短杆的摆动运动相互独立,位移变化分别分解为短杆 l_{10} 和长杆 l_9 绕固定点的独立旋转运动。长杆绕 O_1 的摆动运动最终反映在 l_5 上,实现感知纵向深度信息;短杆绕 O_1 的摆动运动反映在 l_1 上,实现感知横向倾斜度信息。这一设计确保了深度与倾斜度两类信息采集通道的物理隔离,从结构上避免了相互干扰。

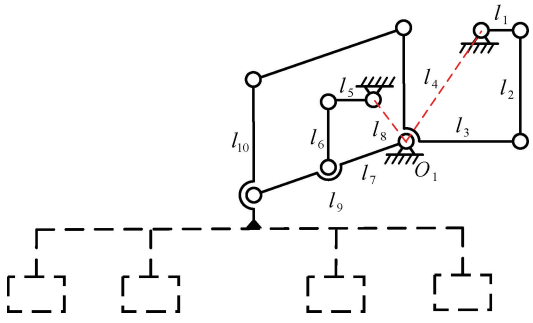


图 3　感知机构原理示意图

为建立倾斜度激励输入 φ_d 与传感角度 Ψ_d 的映射关系,构建如图 4 所示的倾斜度感知机构运动模型。当主梁发生横向倾斜时,原动件 l_3 绕铰点 O_1 旋转,使从动件 l_1 绕 O_4 旋转。

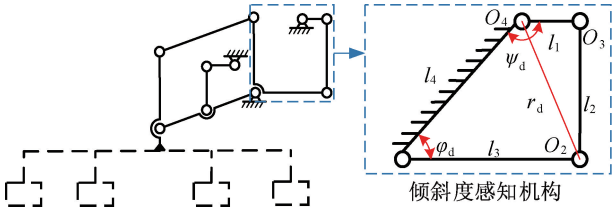


图 4　倾斜度感知机构运动模型示意图

基于四杆机构原理,构建倾斜度感知机构的运动学模型,该模型可用式(1)表示:

$$\begin{cases}\Psi_d = \arccos\dfrac{r_d^{\,2}+l_2^{\,2}-l_1^{\,2}}{2r_d l_2}+\arccos\dfrac{r_d^{\,2}+l_4^{\,2}-l_3^{\,2}}{2r_d l_4}\\ r_d=\sqrt{l_3^{\,2}+l_4^{\,2}-2l_4\cos(\varphi_d+\varphi_0)}\end{cases}\tag{1}$$

其中:Ψ_d 为输出角度,(°);r_d 为 O_2 与 O_4 连线的长度,mm;l_1 为从动件杆长,mm;l_2 为连杆杆长,mm;l_3 为原动件杆长,mm;l_4 为机架杆长,mm;φ_d 为原动件转角,(°);φ_0 为原动件初始转角,(°)。

基于感知机构采集的外界激励信息,调节机构须实时响应执行相应动作以完成闭环控制,为此设计了一种具备倾斜度姿态补偿功能的调节机构,倾斜度调节机构示意图如图 5 所示。该机构基于空间 RSS′R 机构建立,其动力传递路径为:驱动电机通过小齿轮动力输出与扇形齿轮轮齿啮合传动,带动 $z_1(z_4)$ 轴实现旋转运动,最终将运动传递至主梁轴 z_3,实现主梁的旋转运动。

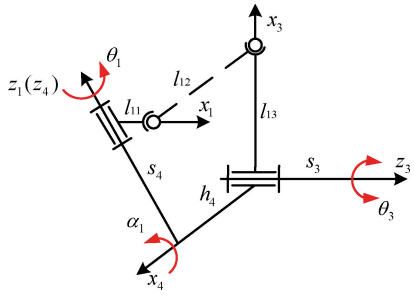


图 5　空间调节机构示意图

针对 RSS′R 空间机构运动过程中的多自由度特性,本文通过建立数学模型进行分析[16]。该模型将机构闭环回路在杆件 l_{12} 处断开,构造齐次变换矩阵以描述各关节间的位姿关系,进而得到输入角 θ_1 与输出角 θ_3 之间的映射关系。该模型可用式(2)表示:

$$\begin{cases}\theta_3 = 2\arctan\left(\dfrac{A\pm\sqrt{A^2+B^2-C^2}}{B-C}\right)\\ A=\cos\alpha_4\sin\theta_1-\dfrac{S_4}{l_{11}}\\ B=h_4/l_{11}-\cos\theta_1\\ C=\dfrac{l_{11}^{\,2}-l_{12}^{\,2}+l_{13}^{\,2}+h_4^{\,2}+S_3^{\,2}+S_4^{\,2}}{2l_{11}l_{12}}-\dfrac{2S_3S_4\cos\alpha_4}{2l_{11}l_{13}}\end{cases}\tag{2}$$

其中:θ_3 为从动件转角,(°);α_4 为沿 z_4 轴旋转角度,(°);θ_1 为原动件转角,(°);l_{11} 为扇形齿轮偏置距离,mm;l_{12} 为球铰杆杆长,mm;l_{13} 为机架杆长,mm;h_4 为 x_4 轴方向距离,mm;S_3 为 z_3 轴方向距离,mm;S_4 为 z_4 轴方向距离,mm。

深度感知机构运动模型如图 6 所示,当感知部件深度发生变化,深度信息转换为杆件 l_7 绕 O_1 旋转的角度值,转换为杆件 l_5 绕 O_8 旋转的角度值。

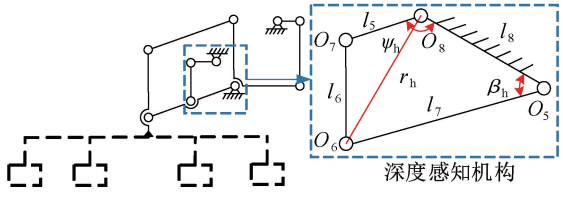


图 6　深度感知机构示意图

基于四杆机构原理,构建深度感知机构运动学模型,该模型可用式(3)表示:

$$\begin{cases}\Psi_{\mathrm{h}}=\arccos\dfrac{r_{\mathrm{h}}^{2}+l_{6}^{2}-l_{5}^{2}}{2r_{\mathrm{h}}l_{6}}+\arccos\dfrac{r_{\mathrm{h}}^{2}+l_{8}^{2}-l_{7}^{2}}{2r_{\mathrm{h}}l_{8}}\\ r_{\mathrm{h}}=\sqrt{l_{7}^{2}+l_{8}^{2}-2l_{8}\cos(\beta_{\mathrm{h}}+\varphi_{1})}\\ \beta_{\mathrm{h}}=\arcsin\left(\dfrac{h}{l_{9}}\right)\end{cases}\tag{3}$$

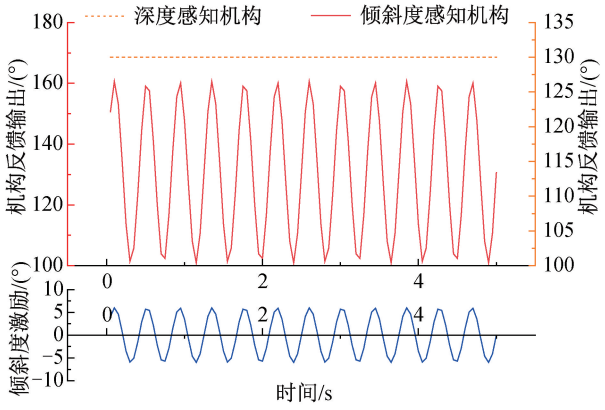
其中：Ψ_{h} 为输出角度，(°)；r_{h} 为 O_4 与 O_6 连线的长度，mm；l_5 为从动件杆长，mm；l_6 为连杆杆长，mm；l_7 为原动件杆长，mm；l_8 为机架杆长，mm；l_9 为深度感知杆杆长，mm；β_{h} 为原动件转角，(°)；φ_1 为原动件初始转角，(°)；h 为深度值，mm。

基于平行四边形机构原理的深度调节机构，其核心在于利用机构的几何特性将旋转运动精确转换为直线位移。该机构的运动输出模型可用式(4)表示：

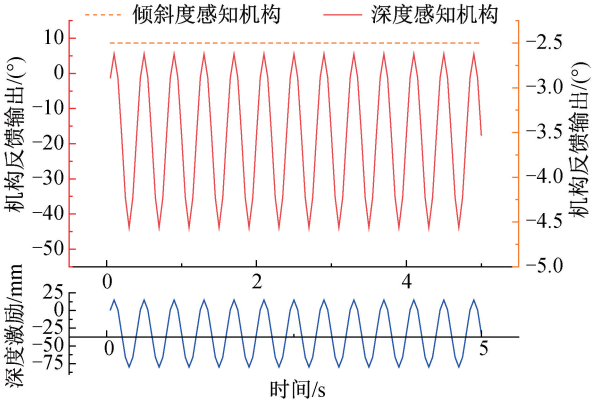
$$h=-h_{0}+l_{15}\sin\left[90^{\circ}+\varphi_{0}-\arccos\frac{l_{14}^{2}+l_{15}^{2}-(x_{0}-x)^{2}}{2l_{14}l_{15}}\right]\tag{4}$$

其中：h_0 为初始深度值，mm；l_{14} 为短杆杆长，mm；l_{15} 为长杆杆长，mm；φ_1 为原动件初始转角，(°)；x_0 为推杆初始值，mm；x 为推杆位移，mm。

为进一步验证仿形系统的工作原理，基于上述运动关系模型验证其自适应反馈补偿功能以及倾斜度、深度感知解耦关系。采用正弦激励信号作为输入信号，模拟水田作业中的周期性地形波动，通过对比分析两个感知机构在激励下的响应特性，分析机构的感知解耦特性。感知机构解耦模型激励输出运动关系图如图 7 所示。由图 7(a)可以发现，当引入倾斜度激励信号时，倾斜度感知机构获取响应信息，但是深度感知机构保持稳定状态，未出现明显响应。同理，由图 7(b)可以发现，当仅引入深度激励信号时，仅深度感知机构会获取响应信息，而倾斜度感知机构保持稳定。由此可知：a)仿形系统具有自适应反馈调节功能；b)深度与倾斜度检测互不干扰。因此，控制系统仅需对倾斜度与深度维度进行独立调节，就可以有效提升仿形精度与系统稳定性。



(a) 倾斜度感知机构解耦模型激励输出运动关系



(b) 深度感知机构解耦模型激励输出运动关系

图 7 感知机构解耦模型激励输出运动关系图

1.3 倾斜度-深度感知机构优化

为解决机构输入与输出间非线性映射问题，本文基于运动学模型，采用粒子群优化算法对杆长参数进行优化设计。首先确定设计变量，即感知机构杆长参数。为使设计的感知机构符合一定的函数关系式[17]，并减少其中的变量，原动件取单位长度，即 $l_3=1$，其余变量用参数表示，设计变量 $\boldsymbol{x}$ 可用式(5)表示：

$$\boldsymbol{x}=[x_1,x_2,x_3]^{\mathrm{T}}=[l_i,l_{i+1},l_{i+3}]^{\mathrm{T}},\quad i=1,5\tag{5}$$

其中：x_1、x_2、x_3 为杆长参数，mm。

目标函数 $f(x)$ 可用式(6)表示：

$$\begin{cases}f(x)=\min\sum_{i=0}^{s}(\Psi-\Psi_{i})\\ \Psi_{i}=\Psi_{0}+a\varphi\end{cases}\tag{6}$$

其中：Ψ 为实际输出角度值，(°)；Ψ_i 为目标函数角度值，(°)；Ψ_0 为初始转角，(°)；a 为目标函数斜率；φ 为输入角度，(°)。

在感知机构的优化设计中，需综合考虑杆长存在条件(满足机构组成与运动连续性)、传动角(确保传力性能)的几何与运动约束，感知机构约束函数 $g_1(x)$、$g_2(x)$ 可用式(7)表示：

$$\begin{cases}g_{1}(x)=-x_{1}^{2}-x_{2}^{2}+(x_{3}-1)^{2}+\sqrt{3}x_{1}x_{2}\geqslant 0\\ g_{2}(x)=-x_{1}^{2}+x_{2}^{2}-(x_{3}+1)^{2}+\sqrt{3}x_{1}x_{2}\geqslant 0\end{cases}\tag{7}$$

基于已知的倾斜度、深度取值范围以及角度传感器检测范围,倾斜度感知机构的检测范围[18]为 $\varphi_d\in(-6°, 6°)$,对应角度传感器的范围为 $\Psi_d\in(100°, 160°)$。根据上述要求确定倾斜度感知机构期望函数,该函数可用式(8)表示:

$$\Psi_d=130+5\varphi_d \tag{8}$$

同样设定检测机构的检测范围为 $h\in(-80\ \text{mm}, 15\ \text{mm})$,代入四杆机构公式可得角度的变化范围为 $\Psi_h\in(-45°, 5°)$。根据上述数据确定深度感知机构期望函数,该函数可用式(9)表示:

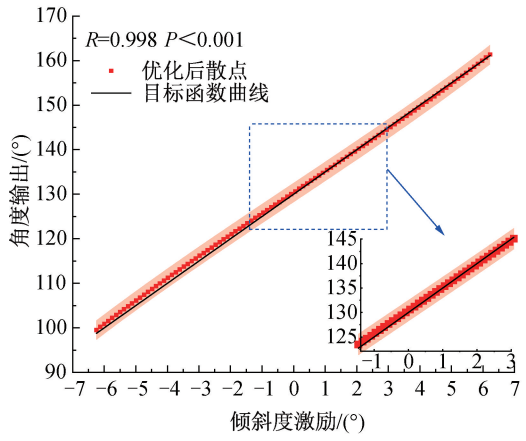
$$\Psi_h=-2.5+0.5h \tag{9}$$

在粒子群优化算法的目标函数构建中,本文引入了权重分配系数以平衡感知线性度与结构特性。设置主权重 $w_1=0.8$ 作用于均方根误差,确保输入输出映射的准线性;设置次权重 $w_2=0.2$ 作用于机构尺度因子,通过抑制杆长总和,引导算法向更紧凑的解空间收敛。同时,为适配水田除草机整机结构安装,本文在寻优模型中将感知机构的最大外伸长度 L_{max} 与垂直高度 H_{max} 严格限定在预设的安装包络区间内,设定杆长边界约束,引导搜索算法在有限的空间域内寻找全局最优解,该约束函数可用式(10)表示:

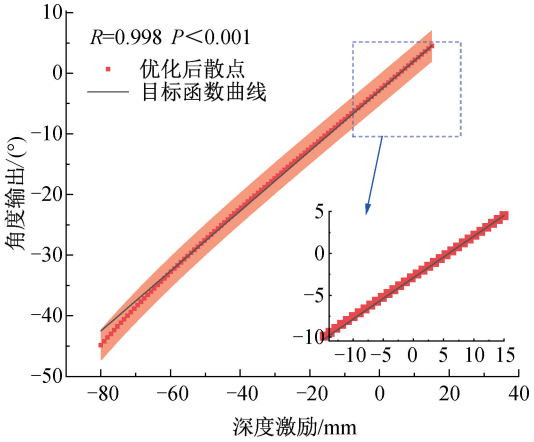
$$\boldsymbol{l}_b\leqslant\boldsymbol{x}\leqslant\boldsymbol{l}_u \tag{10}$$

其中:$\boldsymbol{l}_b$ 为杆长参数下界向量;$\boldsymbol{l}_u$ 为杆长参数上界向量。

为验证感知机构的杆长参数优化效果,本文对比分析了其优化前后的输入输出函数关系及关键统计指标。倾斜度感知机构优化后的激励与输出关系如图 8(a)所示,在倾斜度感知机构杆长参数寻优中,综合考虑线性度偏差与机构尺寸约束,设置粒子数为 200 个,最大迭代次数为 600 次,优化前 R 值为 0.85,优化后 R 值接近 1,P 值小于 0.001;深度感知机构优化后激励与输出关系如图 8(b)所示,深度感知寻优的搜索空间更广,因此设置粒子数为 600 个,最大迭代次数为 800 次,优化前 R 值为 0.79,优化后 R 值接近 1,P 值小于 0.001。由图 8 可知实测曲线与理想目标函数契合,误差带分布均匀,表明优化有效。



(a) 倾斜度感知机构优化后激励与输出关系



(b) 深度感知机构优化后激励与输出关系

图 8　感知机构优化后激励与输出关系图

经过粒子群优化算法迭代计算,感知机构杆长参数获得一组最优解,具体杆长参数见表 1。

表 1　感知机构杆长参数表

机构	参数	参数值/mm
倾斜度感知机构	l_1	28.01
	l_2	100.13
	l_3	133.50
	l_4	145.36
深度感知机构	l_5	45.05
	l_6	80.11
	l_7	145.92
	l_8	126.19
	l_9	385.50

上述优化分别建立了感知机构的倾斜度、深度与输出角度之间的准线性映射关系,简化后的转换关系降低了后续控制系统的设计难度。

2　基于模糊 PID 的仿形控制系统仿真

2.1　电机调节系统等效传递函数

仿形控制系统的核心在于实现对执行机构的精确控制,其非线性信号传递过程主要有两个环节:一是倾斜度调节,通过电动窗电机将输入电压转换为电机输出转速;二是深度调节,电推杆经齿轮螺杆传动,将输入电压转换为直线运动速度。

电动窗电机的传递函数[19]$G_1(s)$可用式(11)表

示(为计算方便忽略电感):

$$G_1(s)=\frac{K_{t1}}{R_{a1}Js+R_{a1}B_1+K_{e1}K_{t1}} \tag{11}$$

其中:K_{t1} 为转矩常数,N·m/A;R_{a1} 为电阻值,Ω;J 为转动惯量,kg·m^2;B_1 为黏性摩擦因数,N·s/m;K_{e1} 为反电动势常数,V·s/rad。

K_{e1} 可用式(12)表示:

$$K_{e1}=\frac{V_e}{\omega_{max}} \tag{12}$$

其中:V_e 为反电动势,V;ω_{max} 为最大角速度,rad/s。

K_{T1} 可用式(13)表示:

$$K_{T1}=\frac{T_{max}R_{a1}}{V_e} \tag{13}$$

其中:T_{max} 为最大转矩,N·m。

电推杆主要由电机、减速器和丝杠构成,其传递函数 $G_2(s)$ 可用式(14)表示:

$$G_2(s)=\frac{K_{t2}}{R_{a2}J_{eq}s+(R_{a2}B_{eq}+K_{e2}K_{t2})}\cdot\frac{Ki_1i_2i_3i_4}{J_2s^2+B_2s+K} \tag{14}$$

其中:K_{t2} 为转矩常数,N·m/A;R_{a2} 为电阻值,Ω;J_{eq} 为总转动惯量,kg·m^2;B_{eq} 为总黏性摩擦因数,N·s/m;K_{e2} 为反电动势常数,V·s/rad;K 为等效总刚度系数,N·m/rad;i_1、i_2、i_3、i_4 为传动比;J_2 为各轴折算到电机轴上总转动惯量,kg·m^2;B_2 为等效黏性摩擦因数,N·s/m。

传动比可用式(15)表示:

$$\begin{cases}i_1=\dfrac{z_2}{z_1}\\ i_2=\dfrac{z_4}{z_3}\\ i_3=\dfrac{z_6}{z_5}\\ i_4=\dfrac{2\pi}{p}\end{cases} \tag{15}$$

其中:z_1、z_2、z_3、z_4、z_5、z_6 为齿轮齿数;p 为螺距,mm。

式(10)和式(13)中以黏性摩擦因数为代表的参数受制于各种因素难以直接获取,导致仿形电机调节系统表现出明显的非线性特征与参数时变特性,不能等效为理想线性系统。

2.2 模糊控制器设计

针对控制系统信号传递的非线性问题与参数时变特性,传统 PID 控制在复杂工况下难以获得理想效果,为此本文引入模糊 PID 控制器,通过模糊推理机制补偿不确定因素,实现更加平稳和精准的控制。模糊控制不依赖于控制系统数学模型,适用于复杂控制系统,是一种智能控制方法[20]。模糊 PID 控制器将模糊控制与传统 PID 控制相结合,既能够处理控制系统非线性问题和参数时变特性,又能保留 PID 控制固有的稳定性和精确性[21]。PID 的 3 个参数通过模糊控制器以及初值来调控,可用式(16)表示:

$$\begin{cases}K_p=K_{p0}+\Delta K_p\\ K_i=K_{i0}+\Delta K_i\\ K_d=K_{d0}+\Delta K_d\end{cases} \tag{16}$$

其中:K_p、K_i、K_d 为实际值;K_{p0}、K_{i0}、K_{d0} 为初始值;ΔK_{p0}、ΔK_{i0}、ΔK_{d0} 为模糊输出值。

根据水田环境以及上述机构运动范围,确定模糊输入变量,倾斜度感知输入变量 e 和 e_c 范围为[−30°, 30°],高度感知输入变量 e 和 e_c 范围为[−25°, 25°],均划分为 7 个语言值(负大、负中、负小、零、正小、正中、正大),输出变量同样处理。模糊控制器隶属度函数形式有三角形、高斯型、S 型和 Z 型,相比于涉及指数运算的高斯型隶属度函数,考虑到三角形隶属度函数仅涉及线性运算,逻辑简单、计算开销低,能够显著降低控制器的计算负载与内存占用,更好地满足仿形系统实时的闭环调控需求,因此采用三角形隶属度函数。三角形隶属度函数可用式(17)表示:

$$\mu(x)=\begin{cases}(x-a)/(b-a), a\leqslant x\leqslant b\\ (d-x)/(d-c), b<x\leqslant d\\ 0, x<a\ \cup\ x>d\end{cases} \tag{17}$$

其中:a 为模糊集起始点;d 为模糊集终止点;b、c 为模糊集峰值;x 为模糊输入变量。

三角形隶属度函数曲线如图 9 所示,不同的三

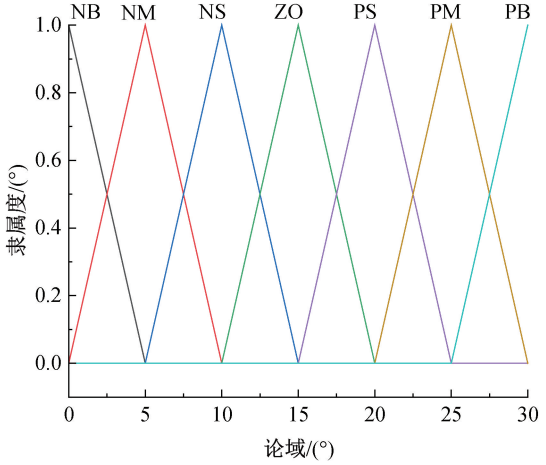


图 9 三角形隶属度函数曲线

角分别代表多个模糊集合,如 NB、NM、NS、ZO、PS、PM、PB,分别对应“负大”“负中”“负小”“零”“正小”“正中”“正大”。每个三角形的顶点对应隶属度为 1 的核心区域,两侧斜边则表示隶属度从 1 逐渐衰减至 0 的过程,体现了模糊集合的元素对集合的隶属程度是渐变的,而非传统集合非此即彼的二值逻辑。基于上述模糊子集划分方式,建立模糊控制规则,增益 K_p、K_i 和 K_d 模糊规则见表 2[22]。

表 2　增益 K_p、K_i 和 K_d 模糊规则表

e	e_c						
	NB	NM	NS	Z	PS	PM	PB
NB	NB/Z/PS	NB/Z/NS/NS	NB/Z/NB	NM/NM/NB	NS/Z/NB	NS/Z/NM	Z/Z/PS
NM	NB/NM/PS	NB/NB/NS	NM/NS/NB	NS/NS/NM	NS/NS/NM	Z/Z/NS	PS/PS/Z
NS	NM/NB/Z	NM/NM/NS	NS/NS/NM	NS/NS/NM	Z/Z/NS	PS/PS/NS	PS/PS/Z
Z	NM/NB/Z	NM/NM/NS	NS/NS/NS	Z/Z/NS	PS/PS/NS	PS/PM/NS	PM/PB/Z
PS	NS/NS/PS	NS/NS/Z	Z/Z/Z	PS/PS/Z	PS/PS/Z	PM/PM/Z	PM/PB/Z
PM	NS/Z/PB	Z/Z/NS	PS/PS/PS	PS/PS/PS	NM/NS/PS	PM/PM/PS	PB/PM/PB
PB	Z/Z/PB	PS/Z/PM	PM/Z/PM	PM/Z/PM	PM/Z/PS	PM/Z/PS	PB/Z/PB

最后使用重心法进行解模糊化,可用式(18)表示:

$$u=\frac{\sum_{i=1}^{n}\mu(x_i)\cdot x_i}{\sum_{i=1}^{n}\mu(x_i)} \tag{18}$$

其中:n 为离散点数量;$\mu(x)$为隶属度函数;x_i 为输入值。

2.3　接触力模型构建

为模拟仿形机构在水田环境下的受力状态,本文建立仿形小船与水田土壤接触模型,考虑到水田土壤的黏弹性特征,基于 Impact 模型建立接触关系,通过合理配置刚度系数与阻尼系数等参数,并根据库仑力模型确定摩擦力等相关参数,提高仿真模型的真实性。

根据赫兹接触理论,下压力 F_n 可用式(19)表示:

$$F_n=K\delta^n \tag{19}$$

其中:K 为等效刚度系数,N·mm$^{-3/2}$;δ 为两个物体之间的穿透深度,mm;n 为力指数。

ADAMS 中接触力模型主要有 Impact 模型、恢复系数模型两种。在连续型接触条件下使用 Impact 模型效果更好,因此本文选用 Impact 函数法定义小船与土壤间的接触力。Impact 模型的接触力可用式(20)表示:

$$F_{\text{contact}}=\begin{cases}K\delta^n-C\dot{\delta}\cdot\text{STEP}(\delta,0,0,d,1), & \delta>0\\ 0, & \delta\leqslant 0\end{cases} \tag{20}$$

其中:C 为最大阻尼系数,N·s/mm;$\dot{\delta}$ 为穿透速度,mm/s;d 为阻尼达到最大值时的全穿透深度,mm;STEP()为平滑函数。刚度 K 表示单位变形量下的力,可用式(21)表示:

$$K\approx k_s\cdot A \tag{21}$$

其中:k_s 为基床系数,N/mm^3;A 为仿形装置与土壤接触的有效受压面积,mm^2。

在 Impact 模型中,摩擦力 F_f 由库仑模型确定,可用式(22)表示:

$$F_f=\mu(v)\cdot F_n \tag{22}$$

其中:$\mu(v)$是摩擦因数;v 是相对滑动速度,mm/s。

小船与土壤接触力参数设置见表 3。

表 3　小船与土壤接触力参数表

参数	数值
刚度系数/(N·mm$^{-3/2}$)	310.00
力指数	1.80
阻尼系数/(N·s/mm)	30.00
穿透深度/mm	0.50
静摩擦因数	0.50
动摩擦因数	0.20

2.4　仿形模糊 PID 控制系统仿真

ADAMS 内置控制算法仅局限于经典 PID 控制,因此本文为有效验证模糊 PID 控制策略在仿形系统中的性能,构建了基于 Simulink 与 ADAMS 的联合仿真模型。该平台深度融合了 ADAMS 提供的机构动力学模型与 Simulink 搭建的模糊 PID 控制系统,通过双向数据交互可以实现从动力学模型到实时控制决策的闭环仿真[23]。

联合仿真控制的模型示意图如图 10 所示,具体运行流程如下:首先从 ADAMS 中导出联合仿真接口,与 Simulink 控制模型建立实时交互链路,ADAMS 实时将角度传感器角度值等关键状态变量反馈至 Simulink 控制模型端;在 Simulink 接收这些状态数据后,运行其内部的倾斜度、深度模糊 PID 控制器,该控制器根据预设的模糊规则库实时计算

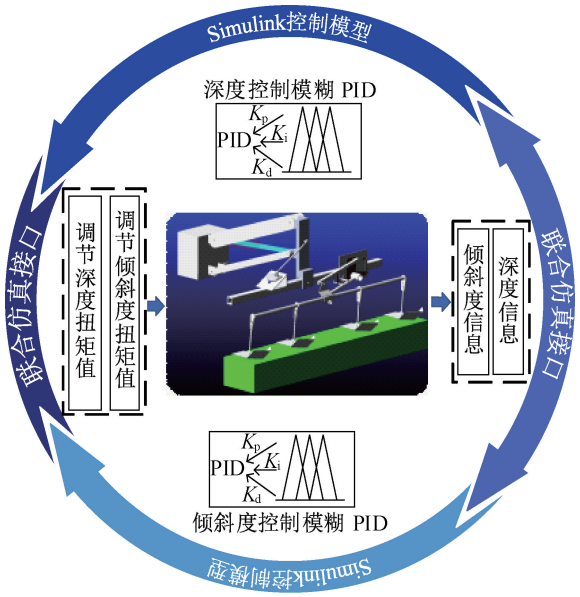
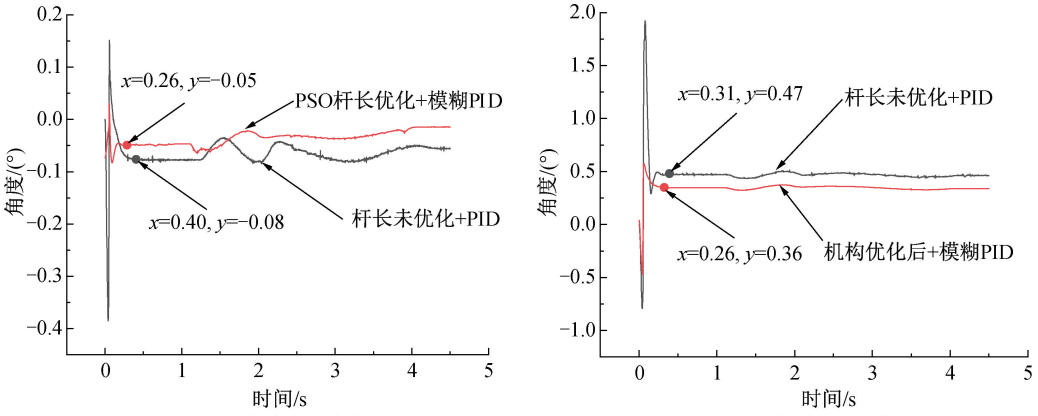


图 10 联合仿真控制模型示意图

并优化控制参数;最后生成电机转矩值等相应的控制量,并立即反馈给 ADAMS 模型中的执行器,完成一次"感知-决策-执行"的完整控制循环。该联合仿真技术有效克服了单一软件在复杂仿形系统研究中的局限性,为验证模糊 PID 算法在非线性、强耦合的仿形系统中的优越性提供了高可靠性的数字化试验环境。

倾斜度传感器响应曲线如图 11(a)所示,从图中可以看出,传统方法(机构未优化+PID 控制)的倾斜度角度传感器达到稳态所需时间为 0.40 s,本文方法(PSO 杆长优化+模糊 PID 控制)的角度传感器达到稳态所需时间为 0.26 s,表明本文方法能够保证角度传感器的数值更加接近 0,且波动更小。深度角度传感器响应曲线如图 11(b)所示,从图中可以看出,传统方法的深度角度传感器达到稳态所需时间为 0.31 s,本文方法的角度传感器达到稳态所需时间为 0.26 s。



(a) 倾斜度传感器响应曲线 (b) 深度传感器响应曲线

图 11 联合仿真传感器响应曲线

表 4 为联合仿真响应试验的稳态误差和稳态时间,从表中可知:倾斜度传感器稳态误差下降了 37.50%,稳态时间下降了 23.40%;深度传感器稳态误差下降了 35.00%,稳态时间下降了 16.13%。试验结果表明,相比传统方法,本文方法在各项性能方面表现更优。

表 4 联合仿真响应试验的稳态误差和稳态时间

仿真方案	稳态误差		稳态时间	
	倾斜度/(°)	深度/mm	倾斜度/s	深度/s
传统方法	−0.08	0.47	0.40	0.31
本文方法	−0.05	0.36	0.26	0.26
指标提升百分比/%	37.50	23.40	35.00	16.13

3 半物理仿真试验平台设计

3.1 平台构建

贴地随动仿形控制系统的半物理仿真试验平台采用 dSPACE 系统进行构建,其核心在于能够将 Simulink 中的控制算法部署到实时控制环境中,从而实现对物理执行机构的实时精确控制。半物理仿真试验平台构成如图 12 所示,该平台主要由上位机、上位机界面、dSPACE、物理模型、控制模型和 Control Desk 配置模块组成,其中 dSPACE 是核心部分[24]。

搭建半物理仿真试验平台时,需在 Configuration Desk 中定义硬件物理接口模型,经编译后生成对应的 Simulink 库模块,以实现底层硬件与控制算法的交互。试验台角度传感器的输出信号幅值为 3.3 V,分辨率为 4096(12 位),通过 ADC 模块转换为数字量供控制器读取;电机驱动器则接收幅值为 3.3 V 的脉宽调制(PWM)脉冲信号[25],通过调节 PWM 占空比实现速度控制,通过高低电平切换实现方向调节。在 Simulink 中精确设置各接口参数的映射关系,以确保数据交互的准确性与可靠性。

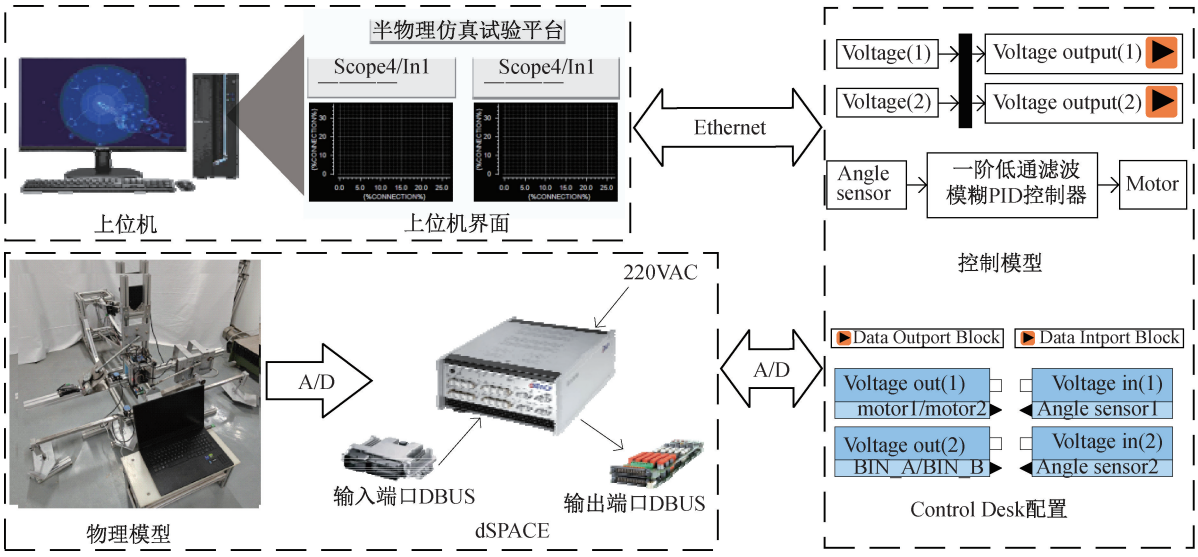


图 12　半物理仿真试验平台构成示意图

试验过程中发现传感器稳态输出存在小幅度随机波动,因此引入一阶滤波算法,该算法可用式(23)表示:

$$Y(n)=\alpha\cdot X(n)+(1-\alpha)\cdot Y(n-1) \quad (23)$$

其中:n 为数据序列号;$X(n)$为第 n 次原始值;$Y(n)$为第 n 次滤波输出值;α 为滤波系数。

将一阶滤波算法模块添加至传感器信号输入端,控制流程图如图 13 所示。对于水田作业中的角度微小波动,设置倾斜度控制死区为±0.01°,深度控制死区为±1 mm,当输入变量 e 处于该区间内时,控制器输出 $U=0$ V,系统保持当前状态。

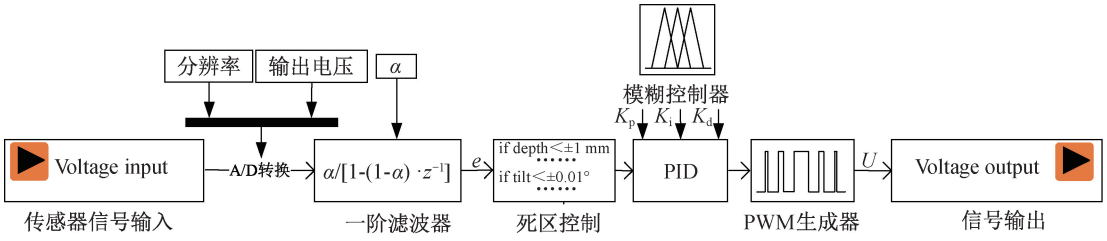


图 13　贴地随动仿形半物理仿真系统控制流程图

3.2　数据采集及评价指标

2 个倾角传感器分别安装在小船主梁和作业部件主梁的同一侧,2 个激光传感器分别安装在小船主梁下方和主梁支架下方。

在采集倾斜度信息之前,需保证小船主梁和工作部件主梁的一致性,根据上位机中倾斜度的信息调节两根球铰杆,保证误差在±0.01°以内。在深度信息采集过程中,由于 2 个传感器本身安装高度不同所产生的固有偏差,本文通过预先采集稳态时的传感器数值差值作为补偿值,以实现数据的一致性。

针对数据评价指标,仿形试验台的试验指标主要有:a)响应时间。仿形系统开机前将检测部件调整至相应状态,开机后记录主梁状态变化,获取的数据通过斜率监测方法得到开始时间与结束时间,记录响应时间。b)误差。向检测部件加入随机激励,记录主梁状态与检测部件之间的偏差,计算其相对误差以及标准差等评价指标。

相对误差可用式(24)—(25)计算:

$$E_t=\left|\frac{Y_t-X_t}{X_t}\right|\times 100\% \quad (24)$$

$$E_h=\left|\frac{Y_h-X_h}{X_h}\right|\times 100\% \quad (25)$$

其中:Y_t 为主梁倾斜度,(°);X_t 为感知部件倾斜度,(°);Y_h 为主梁深度,mm;X_h 为感知部件深度,mm。

误差的标准差 s 可用式(26)计算:

$$s=\sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(\bar{E}-E_i)^2} \quad (26)$$

其中:$\bar{E}$ 为误差平均值;E_i 为误差值。

4　试验验证

为精确评估仿形系统的作业性能,建立倾斜度与深度数据采集系统,利用倾角传感器和激光传感器分别实时监测倾斜度和高度信息,为仿形精度分析提供数据。搭建的仿形试验台如图 14 所示。

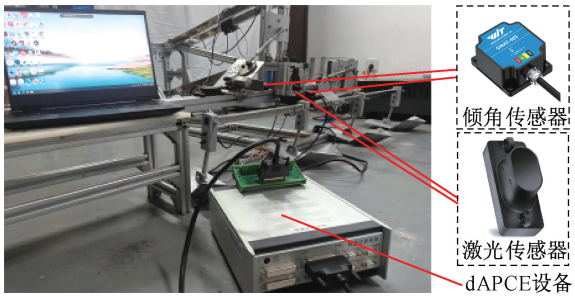


图 14 仿形试验台照片

为了更直观地评价仿形系统在复杂工况下的鲁棒性,引入了阶跃干扰激励试验,仿形系统阶跃试验响应曲线如图 15 所示。从图 15 中可以看出:本文方法在 0.72 s 时倾斜度控制达到稳态,其值为 0.12°,而传统方法在 0.90 s 达到稳态,其值为 0.22°;本文方法在 2.63 s 时深度控制达到稳态,其值为 6.35 mm,而传统方法在 2.75 s 达到稳态,其值为 6.40 mm。这表明本文方法在响应速度和稳态精度上均优于传统方法。

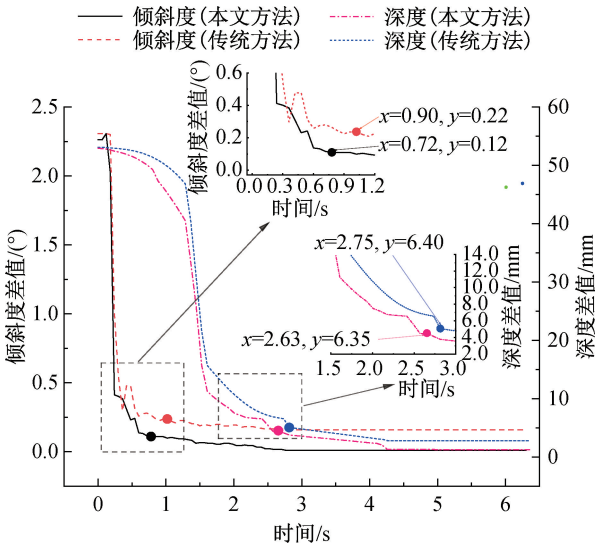


图 15 仿形系统阶跃试验响应曲线

性能提升 η 可用式(27)计算:

$$\eta=\frac{T_{\text{trad}}-T_{\text{fuzzy}}}{T_{\text{trad}}}\times 100\% \tag{27}$$

其中:T_{trad} 为传统方法获得的数据;T_{fuzzy} 为优化后获得的数据。

表 5 为仿形试验的稳态误差和稳态时间,从表中可以看出:本文方法在倾斜度、深度控制上稳态误差分别减少了 45.45%、0.78%,稳态时间上分别减少 20.00%、4.36%,这表明本文方法的系统稳态误差大幅降低且稳态时间缩短,验证了系统在受到外界扰动时具有良好的稳态响应特性与稳态精度。对比联合仿真数据,实测响应时间相较于仿真结果均有所延长。在倾斜度控制方面,实测响应时间的滞后主要归因于仿形系统机械结构加工装配误差、控制系统的信号延迟以及无法精准获取执行电机的具体参数而导致的模型偏差;在深度控制方面,联合仿真响应时间为 0.26 s,实测响应时间为 2.63 s,实测响应时间增加了 2.37 s,这一现象并非算法失效,而是受制于执行器物理特性,在实际工况下,为保证电推杆大推力值限制了最大速度值,而理想仿真环境中并未约束该因素。

表 5 仿形阶跃试验的稳态误差和稳态时间

仿形方案	稳态误差		稳态时间	
	倾斜度控制/(°)	深度控制/mm	倾斜度控制/s	深度控制/s
传统方法	0.22	6.40	0.90	2.75
本文方法	0.12	6.35	0.72	2.63
指标提升百分比/%	45.45	0.78	20.00	4.36

仿形系统随机激励试验响应曲线如图 16 所示,从图中可以看出:传统 PID 方法下的系统能够维持基本的贴地随动仿形作业,但其随动曲线表现出明显的滞后性与大幅度震荡,难以满足高精度作业需求;相比之下,采用本文方法的系统响应速度更快、稳态误差更小。

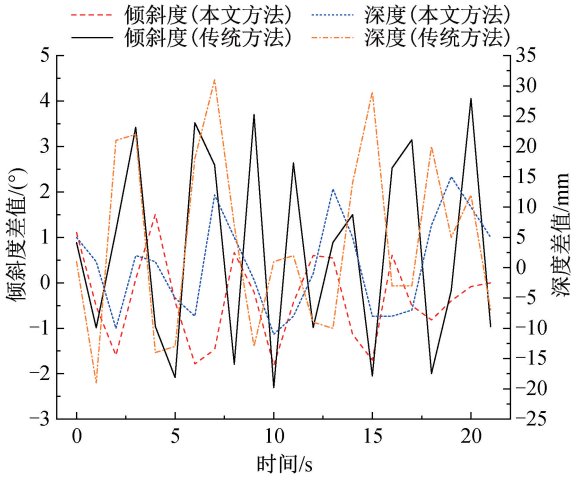


图 16 仿形系统随机激励试验响应曲线

表 6 为仿形系统随机激励试验的偏差平均值和偏差标准差,其中倾斜度偏差标准差降低了 56.56%,深度偏差标准差降低了 46.19%,本文的方法相比传统方法偏差值有所下降,系统在面对随机激励时也能够具备良好的性能。相比传统方法,本文方法的仿形系统性能更优,主要原因有两方面:a)粒子群优化算法优化后的感知机构具有良好的准线性特征,从结构层面消除了非线性感知带来的误差,降低了控制器的调节难度;b)模糊 PID 算法弥

补了传统 PID 参数固定的缺陷。传统 PID 参数固定,难以兼顾不同阶段调控的需求,而模糊 PID 算法能够根据误差及其变化率实时在线自整定 ΔK_{p0}、ΔK_{i0}、ΔK_{d0} 参数。在响应初期,较大的 K_p 值使得系统快速响应,缩短时间;在接近稳态时,调整参数 ΔK_{d0} 有效抑制了震荡,从而实现了更高的控制精度。

表 6　仿形随机激励试验的偏差平均值和偏差标准差

仿形方案	偏差平均值		偏差标准差	
	倾斜度/(°)	深度/mm	倾斜度/(°)	深度/mm
传统方法	0.71	4.18	2.21	14.85
本文方法	0.35	0.59	0.96	7.99
性能提升百分比/%	50.70	85.88	56.56	46.19

5　结　语

本文针对现有水田除草机无法实现精准贴地作业的问题,开展了贴地随动仿形机构的运动学建模、机构杆长参数优化以及控制策略研究。研究表明,本文提出的多连杆感知机构能够有效实现横向倾斜度、纵向深度信息的感知解耦。引入粒子群优化算法对感知机构杆长参数优化,优化后机构输入输出关系的非线性误差显著降低,线性拟合优度指标显著提升($R\approx1$,$P<0.001$),实现了机构输入输出关系准线性。联合仿真与 dSPACE 半物理试验结果一致,相较于传统方法,所提方法表现出更优的动态响应特性与稳态精度,系统性能得到显著提升,具体表现为,作业部件的倾斜度与深度随动偏差标准差分别降低了 56.56%和 46.19%。本文提出的感知解耦模型、优化方法及控制策略,提升了作业过程中的动态响应及稳态精度,为水田主动式机械除草机贴地随动仿形机构的设计提供一种新思路,有助于推动水田除草机优化设计的进程。

本文方法在台架试验下表现出较好的贴地随动仿形精度,但实际田间作业环境远比室内台架复杂,后续将进行田间试验验证系统实际作业性能。本文尚未模拟水田中高黏性泥浆对小船的吸附阻力、稻茬及漂浮杂物对多连杆机构的瞬时冲击力,以及地头转向时的剧烈姿态切换,后续将进行水田土壤参数测定以及离散元模型构建,进一步完善仿形系统的仿真与试验体系。

参考文献:

[1] Wang Q, Meng Z, Wen C, et al. Grain combine harvester header profiling control system development and testing[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2024,223: 109082.

[2] Chen J, Xiong L, Wang H H, et al. Collision analysis and motion control based on lift-type power catwalk[J]. Actuators, 2024, 13(12): 494.

[3] 韩豹, 杨亚楠, 王宏伟, 等. 苗间除草部件入土深度 PID 自动控制系统设计与台架试验[J]. 农业工程学报, 2018,34(11): 68-77.

[4] 祝露, 尤泳, 王德成, 等. 悬挂式割草机折叠机构优化与液压仿形系统研究[J]. 农业机械学报, 2022,53(9): 122-130.

[5] 孙晓旭,吕华伟,钱进,等.基于最优力位综合度的拖拉机耕深控制系统设计与试验[J].农业机械学报,2025,56(12):180-189.

[6] 陈高隆, 胡炼, 汪沛, 等. 支撑式水田平地机结构设计与试验[J]. 农业机械学报, 2025,56(2): 252-260, 274.

[7] 周俊, 许建康, 王耀羲, 等. 基于 GNSS 的智能水田旋耕平地机研究[J]. 农业机械学报, 2020,51(4): 38-43.

[8] 张秀芝, 贾全, 尚涛, 等. 高速水稻插秧机仿形系统控制方法[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2016,37(9): 1288-1292.

[9] 尹修杰, 黄启辰, 朱虹, 等. 宽幅水稻播种机精确埋深控制系统设计与试验[J]. 中国农机化学报, 2024,45(2): 20-26.

[10] 齐龙, 赵柳霖, 马旭, 等. 3GY-1920 型宽幅水田中耕除草机的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2017,33(8): 47-55.

[11] 黄毅, 周涛, 周志红, 等. 联合收获机割台纵向高度-横向倾角协同仿形系统设计与试验[J]. 中国机械工程, 2025,36(10): 2413-2422.

[12] 王金武, 马骁驰, 唐汉, 等. 曲面轮齿斜置式稻田行间除草装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2021,52(4): 91-100.

[13] 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.

[14] 陈学深, 方贵进, 马旭, 等. 基于线性自抗扰的稻田除草对行控制系统设计与试验[J]. 农业工程学报, 2020,36(6): 19-27.

[15] 马悦琦, 迟瑞娟, 付国辉, 等. 基于水田滚动阻力变化率辨识和模糊 PI 控制的水稻插秧机速度-滑转率联合控制算法[J]. 农业机械学报, 2025,56(8): 274-282.

[16] Rotzoll M, Regan M H, Husty M L, et al. Kinematic geometry of spatial RSSR mechanisms[J]. Mechanism and Machine Theory, 2023,185: 105335.

[17] 贺昊辰, 高贵军. 基于四杆机构的长距离柔性管道蠕动输送装置研究[J]. 机电工程, 2025,42(5): 845-855.

[18] 姬长英, 鲁植雄, 潘君拯. 有关强度和软泥层深度的水田土壤模糊聚类分析[J]. 南京农业大学学报, 2000,23(1): 101-104.

[19] 邱长龙, 马锃宏, 杜小强, 等. 基于 BAS 改进模糊 PID 算法的旋耕机具自适应调平控制研究[J]. 农业机械学报, 2025, 56(9): 385-394.

[20] Xiao M, Ma Y, Wang C, et al. Design and experiment of fuzzy-PID based tillage depth control system for a self-propelled electric tiller[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2023,16(4): 116-125.

[21] 周志艳, 周铭杰, 陈羽立, 等. 喷杆喷雾机旋翼悬浮式喷杆自动调平控制系统研究[J]. 农业机械学报, 2022,53(12): 70-79.

[22] Nielsen S K, Nørremark M, Green O. Sensor and control for consistent seed drill coulter depth[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2016,127: 690-698.

[23] Bencak P, Hercog D, Lerher T. Simulation model for robotic pick-point evaluation for 2-F robotic gripper [J]. Applied Sciences, 2023,13(4): 2599.
[24] Babes B, Latrèche S, Bouafassa A, et al. A dSPACE-based implementation of ANFIS and predictive current control for a single phase boost power factor corrector [J]. Scientific Reports, 2024, 14: 12775.
[25] 肖跃进, 凌琳, 孟志军, 等. 玉米双行交错种植播种机电机驱动控制系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2025,56(9): 73-82, 163.

团队介绍

孙良教授团队主要从事机构构型与尺度综合、机械仿真设计、智能农机等方面的研究工作。团队承担国家重点研发计划课题 1 项,国家自然基金项目 3 项,浙江省重点研发计划及基础公益项目等省级项目 6 项,以及多项企业合作课题。获黑龙江省科学技术发明一等奖 1 项、浙江省科学技术发明一等奖 1 项、教育部科学技术发明二等奖 1 项、浙江省科学技术进步二等奖 1 项。团队授权国家发明专利 30 余项,在 *Mechanism and Machine Theory*、*Computers and Electronics in Agriculture*、*Journal of Mechanisms and Robotics* 等各类机构学与农机领域权威期刊发表 SCI/EI 学术论文 40 余篇。

(责任编辑:康 锋)