doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2026.04.003

基于压力稳定与限深减振的双调控免耕播种单体控制系统设计与试验

贺　栋[1,2]　王　超[1,2]　曹鑫鹏[3]　王庆杰[1,2]　李洪文[1,2]　卢彩云[1,2]
何　进[1,2]　贾　麟[1,2]　吴正阳[1,2]

(1. 中国农业大学工学院, 北京 100083; 2. 农业农村部保护性耕作农业装备重点实验室, 北京 100083;
3. 山东农业大学机械与电子工程学院, 泰安 271018)

摘要: 针对免耕播种单体在高速作业下单体振动影响播种质量的问题,本文设计了一种基于压力稳定控制和开沟限深减振控制的双调控减振免耕播种单体,通过融合倾角传感器、轴销压力传感器、角度传感器数据,对仿形机构仿形角度、下压液压缸推力及限深轮支臂旋转角度进行实时检测,实现了下压液压缸压力和减振液压缸位移闭环调控,通过下压液压缸压力稳定输出和减振液压缸限制单体碰撞,降低了免耕播种单体振动,实现了下压力和播深主动调节。通过 AMESim 和 Simulink 软件建立了基于液压控制的双调控减振控制耦合仿真模型,仿真试验结果表明,PID 控制、模糊 PID 控制和滑模控制对于下压液压缸压力控制性能相近;但滑模控制对于减振液压缸位移控制,较常规 PID 控制和模糊 PID 控制,最大超调量分别减小 5.56、2.01 个百分点,稳态时间分别缩短 1.27、1.45 s。搭建了免耕播种单体双调控减振测试台,建立了融合仿形倾角、压力的播种下压力测量模型,开展双调减振控制模型试验。试验结果表明,在不同油液压力和四连杆仿形倾角设置下,决定系数为 0.944 63,校正决定系数为 0.938 19,对播种下压力具有较好的控制准确性。研究结果为免耕播种单体减振控制提供了理论基础。

关键词: 免耕播种单体; 压力稳定; 限深减振; 双调控减振控制系统; 电液控制

中图分类号: S223.2　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2026)04-0019-09　　**OSID**:

Design and Experiment of Dual-regulation Control System for No-tillage Seeding Units Based on Pressure Stabilization and Depth-limiting Vibration Reduction

HE Dong[1,2]　WANG Chao[1,2]　CAO Xinpeng[3]　WANG Qingjie[1,2]　LI Hongwen[1,2]
LU Caiyun[1,2]　HE Jin[1,2]　JIA Lin[1,2]　WU Zhengyang[1,2]

(1. *College of Engineering*, *China Agricultural University*, *Beijing* 100083, *China*
2. *Key Laboratory of Agricultural Equipment for Conservation Tillage*, *Ministry of Agriculture and Rural Affairs*, *Beijing* 100083, *China*
3. *College of Mechanical and Electronic Engineering*, *Shandong Agricultural University*, *Taian* 271018, *China*)

Abstract: Aiming to address the issue that high-speed operation induces excessive vibrations of no-till seeding units, thereby deteriorating seeding quality, a dual-regulation vibration-reduction no-till seeding unit was developed based on downforce stabilization control and furrow-depth attenuation control. By integrating multiple sensors, including an inclinometer, a pin-shaft force sensor, and an angular displacement sensor, the system enabled real-time acquisition of the profiling angle, downforce cylinder thrust, and depth-limiting wheel arm rotation. Consequently, closed-loop regulation of the downforce hydraulic cylinder pressure and the damping cylinder displacement was achieved. Stable downforce output and impact-limiting damping control effectively suppressed unit vibration, enabling active regulation of downforce and seeding depth. A coupled co-simulation model of the dual-regulation hydraulic control system was constructed by using AMESim and Simulink. Simulation results indicated that PID, fuzzy-PID, and sliding-mode control (SMC) exhibited comparable performance in regulating the downforce cylinder force. However, for damping-cylinder displacement control, SMC demonstrated clear advantages

收稿日期: 2025-10-22　修回日期: 2025-11-24

基金项目: 国家重点研发计划项目(2024YFD1500405)

作者简介: 贺栋(1997—),男,博士生,主要从事保护性耕作技术与装备研究,E-mail: hedongd1997@163.com

通信作者: 王庆杰(1979—),男,教授,博士生导师,主要从事保护性耕作技术与装备研究,E-mail: wangqingjie@cau.edu.cn

over conventional PID and fuzzy-PID control, reducing the maximum overshoot by 5.56 percentage points and 2.01 percentage points, and shortening the settling time by 1.27 s and 1.45 s, respectively. A dual-regulation vibration-reduction test bench for the no-till seeding unit was built, and a downforce measurement model integrating profiling angle and hydraulic pressure was established. Experimental validation of the proposed control strategy showed that under different hydraulic pressures and four-bar linkage inclination settings, the coefficient of determination reached 0.944 63 with an adjusted value of 0.938 19, demonstrating high control accuracy of the seeding downforce. The findings can provide a theoretical foundation for vibration-reduction control of no-till seeding units.

Key words: no-tillage seeding unit; pressure stabilization; depth-limited vibration damping; dual-regulation vibration damping control system; electric and hydraulic control

0 引言

保护性耕作通过减少传统耕作,采用少耕、免耕和秸秆覆盖,可减少土壤侵蚀,提高土壤肥力和抗旱性[1-4]。免耕播种机是实行保护性耕作的关键装备,播种单体是免耕播种机基本组成单元,仿形机械弹簧可为单体提供或减小下压力,但机械弹簧难以适应高速情况下田间复杂地形,通过采用液压缸、气弹簧等主动式部件对免耕播种机进行主动式下压力控制,为开沟深度变化提供阻尼作用,降低了播种振动,提升了播种质量[5-9]。同时,需要对液压缸压力进行稳定控制,从而减弱地表起伏、秸秆等因素引起的冲击振动,降低播种单体振动,提升播种质量[10-11]。机械播深限位机构增加了单体碰撞,造成单体振动增大[12],因此,需研究主动限位机构,在减少单体振动的同时保证播深一致性。

免耕播种单体下压力控制需要合理选择下压力,并通过有效的控制方法实现压力稳定调节[13-15]。NIELSEN 等[16-18]设计了一种基于传感器检测和 PID 控制的低成本液压深度控制系统,通过液压缸调节弹簧长度,进而调节播种单体下压力,检测播种机架摆动角度以分析播种深度变化和振动情况,实现了播种深度调整。付卫强等[19-20]设计了一种基于力反馈的播种单体下压力控制系统,较下压力机械弹簧调节方式播种深度合格率显著提高。荆慧荣等[10,21]设计了一种用于播种机行单元的电液下压力控制系统,通过 PID 闭环控制算法,根据土壤条件变化实时控制施加在限深轮上的下压力,提高了合格指数。HE 等[12]研究发现限深轮支臂与播种单体机架的碰撞会加剧播种单体振动,通过限制开沟限深机构运动,可以减小单体振动。综上所述,目前采用控制下压力减少播种单体振动,而对开沟限深机构主动减振控制,以及与下压力控制的协同控制研究鲜有报道。

为使下压控制机构能稳定提供下压力,减振控制机构能限制单体碰撞、准确调节播种深度,本文提出一种压力稳定和限深减振的双调控减振控制系统,基于 AMESim 和 Simulink 软件耦合建立液压伺服控制的双调控减振控制耦合仿真模型,对比 PID、模糊 PID 和滑模控制 3 种控制方法在下压液压缸压力控制和减振液压缸位移控制上的有效性;搭建免耕播种单体双调控减振测试台,建立基于角度传感器的减振液压缸播深测量模型和基于倾角传感器和油液压力下压力测量模型,以验证设计方案可行性。

1 系统结构及原理

双调控减振免耕播种单体主要由破茬清秸机构、四连杆仿形机构、下压液压缸、单体机架、减振液压缸、限深轮延长臂、限深轮支臂、镇压轮、限深轮、双圆盘开沟器等结构组成,整体结构如图 1 所示。通过下压液压缸压力稳定输出和减振液压缸限制单体碰撞,降低免耕播种单体振动,实现下压力和播深主动调节。

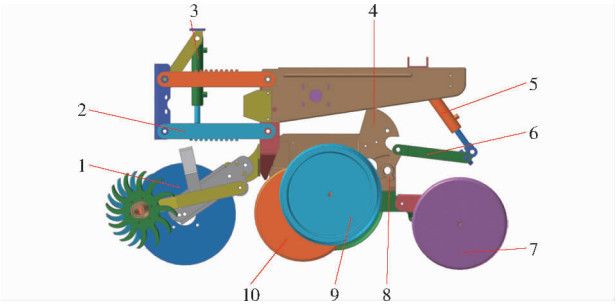

图 1 双调控减振免耕播种单体整体结构

Fig. 1 Structure diagram of dual-regulation vibration control no-tillage seeding unit

1. 破茬清秸机构 2. 四连杆仿形机构 3. 下压液压缸 4. 单体机架 5. 减振液压缸 6. 限深轮延长臂 7. 镇压轮 8. 限深轮支臂 9. 限深轮 10. 双圆盘开沟器

对下压液压缸进行压力控制为主的控制策略,通过设定液压缸压力与压力传感器实时采集的实际压力进行对比,获得偏差,对偏差进行 PID 控制处理获得电信号,通过放大器放大作为比例减压阀控制信号,进而控制下压液压缸输出稳定压力;区别于下压液压缸控制系统,减振液压缸控制系统基于液压

缸位移进行控制，实现免耕播种单体下压力稳定和限位双重调控减振。

液压系统主要由比例减压阀、电磁换向阀、液控单向阀、单向节流阀、蓄能器、压力传感器、下压液压缸和减振液压缸等组成，如图 2 所示。采用 2 个相同规格的双作用液压缸，一个作为下压液压缸，另一个作为减振液压缸，2 个液压缸具有独立的液压系统。下压液压缸和减振液压缸液压控制原理一致。通过控制比例减压阀阀口开度以调节油路工作压力，电磁换向阀控制液压缸活塞杆伸出与缩回，蓄能器用于保护液压缸受到过大的负载冲击，并提供一定的背压保护功能；油液压力传感器安装在液压缸进油口管路上，测量液压缸工作时的油液压力。叠加式单向节流阀和叠加式液控单向阀串联使用可精确控制液压缸运行速度，并在动作完成后锁住液压缸位置，靠近液压缸布置单向节流阀也能减少液控单向阀开启和关闭时造成的冲击和反复启停现象。

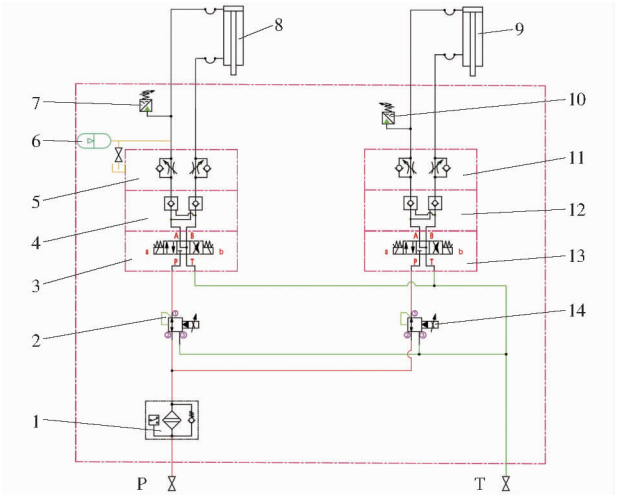

图 2　双调控减振控制液压系统原理图

Fig. 2　Principle diagram of dual-regulation vibration damping control hydraulic system

1. 高压过滤器　2、14. 比例减压阀　3、13. 电磁换向阀　4、12. 液控单向阀　5、11. 单向节流阀　6. 蓄能器　7、10. 压力传感器　8. 下压液压缸　9. 减振液压缸

2　压力稳定和限深减振双调节减振控制系统设计

2.1　系统传递函数

由于设计的双调控减振控制系统，主要通过调节比例减压阀和电磁换向阀方向控制液压缸活塞杆伸出和收缩，从而分别实现液压缸压力和位移控制。为了实现液压缸输出推力稳定及位移快速响应调节，首先需建立基于比例减压阀的液压缸压力控制和位移控制数学模型。

对液压缸进行力学分析可得

$$F_h = A_1 p_L = A_1 p_1 - A_2 p_2 = m_0 \ddot{x}_h + K_h x_h + C_h \dot{x}_h + f \tag{1}$$

式中　F_h——液压缸输出力

p_L——负载压力

p_1、p_2——无杆室和有杆室压力

K_h——弹性刚度

C_h——运动阻尼系数

x_h——液压缸位移

A_1、A_2——无杆腔和有杆腔有效面积

m_0——运动部件质量

f——扰动力，包括活塞运动过程中的摩擦力和其他未知的外部扰动力

可得液压缸无杆腔和有杆腔负载流量方程为

$$\begin{cases} Q_1 = A_1 \dot{x}_h + \dfrac{V_1}{\beta_e} \dot{p}_1 + c_{ic}(p_1 - p_2) + c_{ec} p_1 \\ Q_2 = A_2 \dot{x}_h + \dfrac{V_2}{\beta_e} \dot{p}_2 + c_{ic}(p_1 - p_2) + c_{ec} p_2 \end{cases} \tag{2}$$

式中　Q_1、Q_2——流入无杆腔和流出有杆腔流量

V_1、V_2——液压缸无杆腔和有杆腔容积

c_{ic}、c_{ec}——内部和外部泄漏系数

β_e——液压油有效体积弹性模量

根据式(2)可得液压缸流动连续性方程为

$$Q_L = A_1 \dot{x}_h + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{\mathrm{d}p_L}{\mathrm{d}t} + c_{tc} p_L \tag{3}$$

其中

$$c_{tc} = c_{ic} + \frac{1}{2} c_{ec}$$

式中　Q_L——液压缸有杆/无杆腔内流量

V_t——液压缸有杆/无杆腔内容积

c_{tc}——总泄漏系数

参照文献[22]，可得比例减压阀流量方程为

$$q_l = K_q x_v - K_c p_L \tag{4}$$

式中　q_l——比例减压阀流量

K_q——比例减压阀的流量增益

x_v——比例减压阀阀芯位移

K_c——比例减压阀流量-压力系数

为简化系统模型，将比例减压阀控制电流与阀芯位移之间近似视为比例环节，其关系为

$$\frac{x_v}{u} = K_v \tag{5}$$

式中　u——比例减压阀控制信号

K_v——比例减压阀增益

对式(1)、(3)～(5)进行拉普拉斯变换，可得液压缸位置传递函数为

$$\frac{X_h(s)}{U(s)} = \frac{K}{\left(\dfrac{s^2}{\omega_h^2} + \dfrac{2\zeta_h s}{\omega_h} + 1\right) s} \tag{6}$$

其中 $$K=\frac{K_v K_q}{A_1}$$

式中 K——液压缸位置控制系统开环增益

ω_h——液压固有频率

ζ_h——液压阻尼比

同时,可得液压缸输出力传递函数为

$$\frac{F_h(s)}{U(s)}=\frac{Km_0 s^2}{\frac{s}{\omega_h^2}\left(\frac{s^2}{\omega_h^2}+\frac{2\zeta_h s}{\omega_h}+1\right)} \tag{7}$$

2.2 传感器设计与选型

2.2.1 轴销和压力传感器设计与选型

如图 3 所示,下压液压缸安装在四连杆仿形机构上,输出稳定推力;减振液压缸安装在开沟限深装置间,可限制限深轮运动,减少单体碰撞。忽略铰接处摩擦力对四连杆运动影响,根据四连杆转矩平衡定理,可得下压液压缸对单体作用下压力为

$$F_d=\frac{F_h L_5\cos(\sigma-\alpha)}{L_3\cos\sigma} \tag{8}$$

其中 $$F_h=\frac{\pi}{4}D^2 p$$

式中 F_d——下压液压缸对单体产生的下压力

L_5——下压液压缸安装架长度

σ——四连杆仿形倾角

α——下压液压缸相对初始位置旋转角

L_3——四连杆上下臂长度

D——下压液压缸活塞直径

p——下压液压缸工作油压

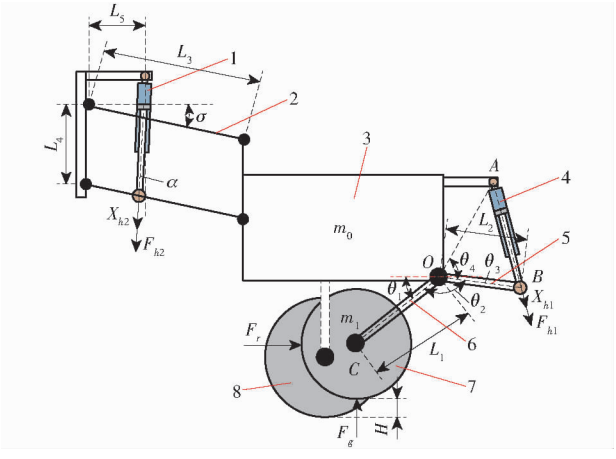

图 3 下压力及限深控制系统工作原理图

Fig. 3 Working principle diagram of system

1. 下压液压缸 2. 四连杆仿形机构 3. 单体机架 4. 减振液压缸 5. 限深轮延长臂 6. 限深轮支臂 7. 限深轮 8. 双圆盘开沟器

在四连杆仿形机构处施加目标下压力为 500 ~ 2 000 N[23],由于 α 比较小,下压力 F_d 与下压液压缸推力近似成比例,与 L_3、L_5 相关,经测量 L_3 为 345 mm,L_5 为 126 mm,因此,可初选工作压力为 8 MPa,下压液压缸活塞直径为 32 mm,活塞杆直径为 22 mm,选择 MQPPM22 - 160 - G24/WD - HB4.5 型先导式比例减压阀,搭配万福乐 PD2301D80 - AA 型比例放大器,可实现压力 0 ~ 16 MPa 调节。最终,轴销压力传感器量程选择为 1 T;压力传感器型号为易福门公司的 PT5500 + EVC810,可测量压力 0 ~ 40 MPa。

2.2.2 角度传感器设计与选型

播深与限深轮支臂夹角线性相关,关系式为

$$\mathrm{d}H=L_1\sin\mathrm{d}\theta_1 \tag{9}$$

式中 H——播深

θ_1——限深轮支臂与机架水平线夹角

L_1——限深轮支臂长度

由图 3 可得

$$\begin{cases}\theta_1+\theta_2+\theta_3=180^\circ\\ \theta_5=\theta_3+\theta_4\end{cases} \tag{10}$$

式中 θ_2——限深轮支臂与延长臂夹角,(°)

θ_3——限深轮延长臂与机架水平线夹角,(°)

θ_4——OA 与机架水平线夹角,(°)

θ_5——OA 与 OB 夹角,(°)

基于余弦定理可得减振液压缸行程为

$$x_{h1}=\sqrt{L_{OA}^2+L_2^2-2L_{OA}L_2\cos\theta_5} \tag{11}$$

式中 L_{OA}——限深轮支臂旋转轴心和减振液压缸上端点长度

L_2——限深轮延长臂长度

由式(10)、(11)可知,液压缸行程和 L_{OA}、L_2 以及 θ_1、θ_2、θ_3、θ_4 相关,同时,θ_2、θ_4 已知,θ_3 可由 θ_1 计算获得,减振液压缸位置控制可通过角度传感器检测信号进行闭环反馈控制。对限深轮支臂旋转角进行测量,其范围为 21° ~ 47°,因此选择 WOA - C1 - 90 - A 型角度传感器。

2.3 控制器设计

为使系统输出尽可能跟踪期望压力和液压缸位置,进行相应的控制器设计,以便后续 AMESim 和 Simulink 软件的耦合仿真。

2.3.1 PID 控制

为了保证下压力调控系统和播深调控系统工作效果,分别对下压力调控算法和播深调控算法进行研究[24]。首先采用 PID 控制算法进行研究,PID 控制器数学模型为

$$u(t)=K_p e(t)+K_i\int_o^t e(t)\,\mathrm{d}t+K_d\frac{\mathrm{d}e(t)}{\mathrm{d}t} \tag{12}$$

式中 $u(t)$——t 时刻控制器输出

K_p——比例系数 K_i——积分系数

K_d——微分系数

$e(t)$——实际信号与目标信号误差

采用 SIMATIC S7－200 SMART 型内置 PID 控制器对比例减压阀进行控制，需使用离散化增量式 PID 公式，即

$$u(k)=K_p e(k)+K_i\sum_{j=0}^{k}e(j)+K_d(e(k)-e(k-1)) \tag{13}$$

式中　$e(j)$——第 j 个采样时刻误差

$e(k)$——第 k 个采样时刻误差

由于免耕播种单体田间作业时机械系统和控制系统容易受到地表状况和秸秆等不确定因素的影响，传统 PID 控制算法参数均为定值，抗干扰能力较差[25]，为进一步提高下压液压缸压力控制和减振液压缸位移控制精度和响应速度，同时采用模糊 PID 和滑模控制算法，对比 3 种控制方法的有效性。

2.3.2　模糊 PID 控制

模糊 PID 控制是基于传统 PID 控制，结合模糊参数自整定控制器而形成的控制方法。模糊 PID 控制器引入误差变化率，可满足不同时刻误差和误差变化率对 PID 参数自整定的要求，自动实时改变 PID 控制的 3 个参数[26]，其工作原理如图 4 所示。

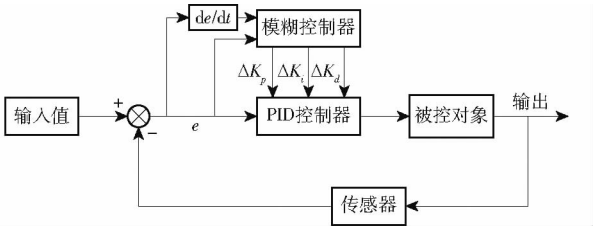

图 4　模糊 PID 控制系统

Fig. 4　Fuzzy PID control system

对下压液压缸和减振液压缸分别采用基于压力和位置控制的模糊自适应 PI 控制器，均以误差 e 和误差变化率 de 作为输入，调整系数，整定后 PID 参数 K_p 和 K_i，计算式为

$$\begin{cases}K_p=K_{p0}(1+a_p m_p)\\K_i=K_{i0}(1+a_i m_i)\end{cases} \tag{14}$$

式中　K_{p0}——PI 控制器初始 K_p 参数

K_{i0}——PI 控制器初始 K_i 参数

a_p——比例参数模糊调整强度

a_i——积分参数模糊调整强度

m_p——K_p 调整系数

m_i——K_i 调整系数

输入变量 e 和 de 采用三角形隶属度函数，并将输入变量论域划分为 7 个模糊子集：NB（负大）、NM（负中）、NS（负小）、Z0（零）、PS（正小）、PM（正中）和 PB（正大），量化为 7 个等级，模糊论域取｛－3，－2，－1，0，1，2，3｝。偏差 e 和偏差变化率 de 基本论域为［－0.05，0.05］和［－10，10］，通过模糊推理输出系数 m_p 和 m_i 基本论域为［－1，1］，因此，误差 e 和误差变化率 de 量化因子为 20 和 0.1。

采用 7×7 模糊规则，其中矩阵 $\boldsymbol{T}$ 整定 $\boldsymbol{K}_p$，矩阵 $\boldsymbol{T}_i$ 整定 $\boldsymbol{K}_i$，矩阵 $\boldsymbol{T}$ 的模糊规则如表 1 所示，矩阵 $\boldsymbol{T}_i$ 和矩阵 $\boldsymbol{T}$ 相反，并通过加权平均法对所有被激活的规则进行解模糊化，得到调整系数 m_p 和 m_i，从而实现 PI 参数非线性自适应调整。当误差 e 较大时，m_p 较大（绝对值）以快速消除误差；当误差 e 较小而误差变化率 de 较大时，需要减小 m_p 防止控制系统超调。

表 1　模糊控制规则

Tab. 1　Fuzzy control of rules

e	de						
	NB	NM	NS	Z0	PS	PM	PB
NB	－3	－3	－2	－2	－1	0	0
NM	－3	－2	－2	－1	0	0	0
NS	－2	－2	－1	0	0	0	1
Z0	－2	－1	0	0	0	1	1
PS	－1	0	0	1	1	2	2
PM	0	0	1	1	2	2	2
PB	0	1	1	2	2	3	3

2.3.3　滑模控制

采用位移环滑膜控制器，针对需高精度和强抗干扰能力的系统，使用 tanh 函数代替传统的 sign 函数减少抖振，设置较宽的边界层 phi 为 0.6 保证稳态平滑，以及加入反算抗饱和机制实现“稳态优先、低抖振”的目标。通过等效控制（PI）保证稳态性能，光滑切换控制（tanh）提供鲁棒性，抗饱和机制（反算）确保安全性。

设计为一阶滑模面，滑模面为

$$s=c_1 e_n+c_2 \mathrm{d}e_n \tag{15}$$

式中　c_1、c_2——滑模面参数

c_1 和 c_2 分别为 0.7 和 3，较大的 c_2 提供更大的阻尼，抑制误差变化趋势，有助于减少超调和振荡，使系统响应更平稳。

考虑到收敛速度和平滑度，phi 取为 0.6。考虑到 AMESim 液压系统中采用的比例减压阀信号输入范围为－40～40 mA，因此对滑模控制器输出进行限幅；同时，为防止下压液压缸和减振液压缸饱和，在输出控制信号 u_{unsat} 超出限幅 u 时，采用反算项 $a_w(u-u_{unsat})$ 按比例反向修正积分项，其中抗饱和系数 a_w 为 0.28，防止积分器饱和，加快系统退出饱和区的恢复速度。

3　控制系统联合仿真

3.1　双调控减振控制耦合仿真模型

为了比较 PID、模糊 PID 和滑模控制 3 种控制

方法在下压液压缸下压力控制和减振液压缸位移控制上的有效性,基于 AMESim 和 Matlab/Simulink 软件构建液压控制系统的双调控减振控制耦合仿真模型。

将实际液压系统采用比例减压阀和三位四通 Y 型电磁换向阀,在 AMESim 软件中替换为子模型为 HSV34_12 的电磁换向阀,其实现的功能一致,其他液压元件与实际一致。同时,为模拟下压液压缸运动对压力控制的影响,通过“XVLC01”子模型实现下压液压缸位移输入,输入函数前 6.18 s 为振幅为 0.1 m,每频率为 0.15 rad/s 的正弦函数,后 3.82 s 为固定值 0.08 m 的阶跃信号。

在 Matlab/Simulink 软件中建立关于位置/力液压系统控制策略模型,并基于 PID 控制、模糊 PID 控制和滑模控制方法搭建关于下压液压缸和减振液压缸控制器,对下压液压缸进油口压力和减振液压缸位移进行控制。同时,基于“Matlab Function”模块生成下压液压缸位移干扰信号,模拟四连杆仿形过程。通过“Constant”模块分别输入下压液压缸目标压力(5 MPa)和减振液压缸目标位移(0.061 m),验证仿真有效性。

在 AMESim 软件的“Create interface block”模块选择“Simulink(co-simulation)- AME2SLCosim”功能,定义输入和输出量,输入输出关系如图 5 所示;在 Matlab/Simulink 软件中“Simcenter Amesim Interfaces”模块选择“AME2SLCoSim”功能,实现 2 个软件耦合功能。

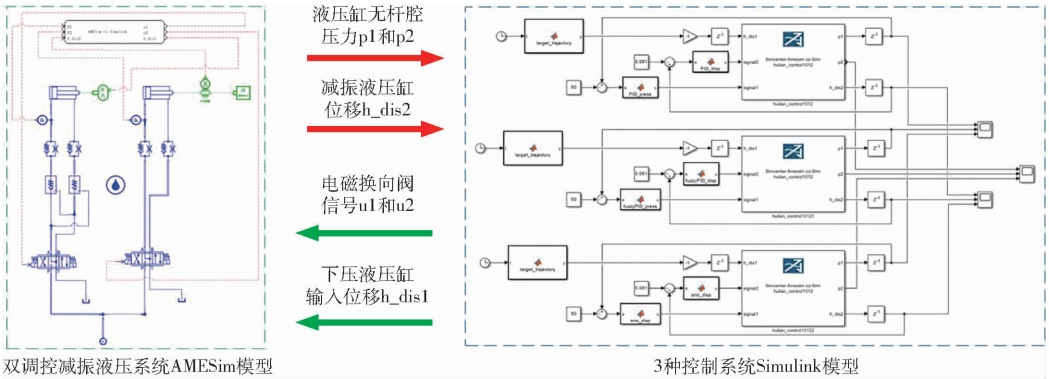

图 5 基于 AMESim 和 Simulink 软件的双调控减振控制耦合系统模型

Fig. 5 Dual-regulation vibration reduction control coupling system model based on AMESim and Simulink software

3.2 仿真设置

同时对比下压液压缸 PID、模糊 PID 和滑模 3 种控制方法下无杆腔压力;对比减振液压缸 PID、模糊 PID 和滑模 3 种控制方法下位移。

3.3 仿真结果分析

PID、模糊 PID 和滑模 3 种控制方法效果如图 6 和表 2 所示。由图 6 和表 2 可知,针对下压液压缸压力控制,常规 PID、模糊 PID 和滑模控制系统变化过程平稳,无超调,稳态时间相近,表明 3 种控制方法对下压液压缸压力控制方面的性能相近,在实际应用可考虑成本最低且易于实现的常规 PID 控制。针对减振液压缸位移控制,常规 PID、模糊 PID 和滑模控制最大超调量分别为 15.75%、12.20% 和 10.19%,但滑模控制稳态时间较 PID 控制和模糊 PID 控制分别缩短 1.27、1.45 s,因此,滑模控制方法有一定的优越性。

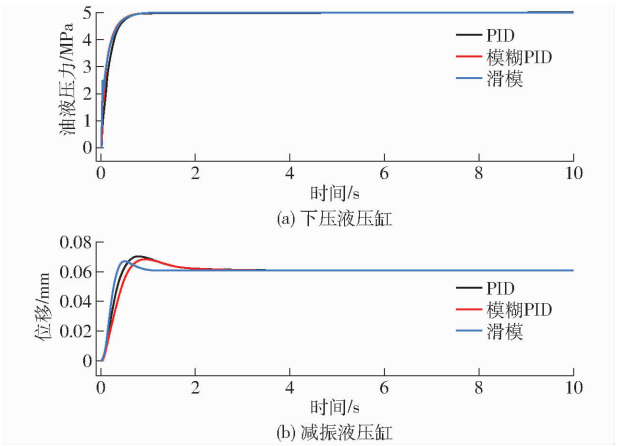

图 6 PID、模糊 PID 和滑模 3 种控制方法效果

Fig. 6 Effect curves of three control methods: PID, fuzzy PID and SMC mode

表 2 仿真结果

Tab. 2 Simulation results

控制参数	控制器	目标参数	最大超调量/%	稳态时间/s
油液压力	PID	5 MPa		1.16
	模糊 PID			1.16
	滑模			1.18
液压缸位移	PID	0.061 m	15.75	2.45
	模糊 PID		12.20	2.63
	滑模		10.19	1.18

4 台架测试

4.1 试验台架搭建

为提高模型通用性和准确性,在不同仿形倾角下,通过改变下压液压缸压力,测量实际下压力,以

建立多传感器融合的实际播种下压力测量模型。试验装置选用黑龙江德沃科技开发有限公司的免耕播种单体，搭建基于免耕播种单体的双调控减振控制系统测试试验台，下压液压缸安装在四连杆仿形装置上，替换仿形机械弹簧，减振液压缸替换机械播深调整座，安装位置如图 7 所示，在济南悦创液压有限公司开展相关测试试验。为准确测量实际下压力，在升降平台下端固定布置大洋悬臂梁压力称量传感器，搭配大洋称量压力显示仪表，可实现下压力实时显示。

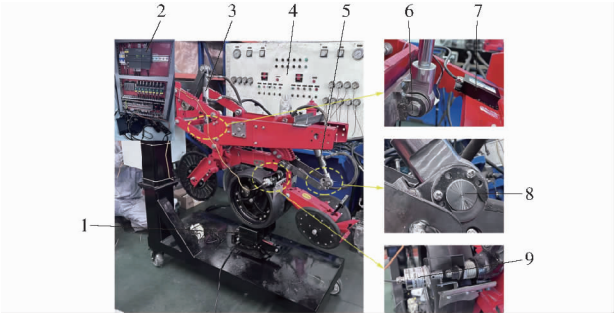

图 7　双调控减振测试试验台

Fig. 7　Dual-regulation vibration damping test bench

1. 升降架　2. 控制箱　3. 下压液压缸　4. 液压试验站　5. 减振液压缸　6. 下压轴销压力传感器　7. 倾角传感器　8. 减振轴销压力传感器　9. 角度传感器

双调控减振控制系统试验台主要包括液压阀组、液压缸、控制系统和试验小车等，控制系统输出不同的电信号至比例减压阀和电磁换向阀，确定下压液压缸的活塞杆处于伸出状态，减振液压缸活塞杆处于缩回状态，实时检测轴销压力传感器信号、角度传感器信号、倾角传感器信号，建立四连杆仿形倾角、下压液压缸和减振液压缸推力、下压力和限深轮支臂旋转角之间的数学模型，尤其是下压液压缸和减振液压缸进口压力、流量之间的关系。

4.2　试验设计

4.2.1　角度传感器标定试验

通过减振比例减压阀调节减振液压缸工作压力，减振电磁换向阀调节液压缸位置，实现播种单体播深调节。为实现播种单体播深精准控制，控制程序需要同时采集限深轮支臂旋转角度、减振液压缸压力，并手动采集限深轮支臂角度和减振液压缸工作位移，通过建立开沟限深机构播深调控模型，实现对减振液压缸位置精确控制，同时，为后续减振液压缸位置 PID 控制提供参考。

开展角度传感器标定试验，拆卸播种单体播深调整座，并在升降架支撑板上焊接 2 个 80 mm × 80 mm 的方管以保证不影响最大播深测量；通过控制系统输出不同的电信号至减振比例减压阀和电磁换向阀，在压力为 6 MPa 下调节减振液压缸活塞杆伸出不同长度，标定梯度为 20 mm，手动测量活塞杆位移 0 ~ 120 mm 下的限深轮支臂与单体机架的角度、播深（开沟器与限深轮底部高度差），并实时采集角度传感器和轴销压力传感器 2 的信号，建立角度传感器信号与限深轮支臂角度、减振液压缸位移和播深之间数学模型。

使用 Origin 软件对减振液压缸位移、限深轮支臂角度和播深进行线性拟合，拟合曲线如图 8 所示。由图 8 可知，减振液压缸行程、限深轮支臂角度和播深与角度传感器信号呈线性关系，验证了上述提到的控制方案中对减振液压缸位移 PID 控制的可行性。传感器性能测试结果表明，角度传感器信号为 23.52° ~ 43.6°，在 WOA - C1 - 90 - A 型角度传感器量程内；通过主动调节减振液压缸活塞杆位移，可实现播深为 2.2 ~ 10.9 cm。

4.2.2　下压力控制模型试验

比例减压阀在低开度（0 ~ 1 MPa）下存在死区，因此通过控制下压比例减压阀开度，将液压泵输出压力设置为 2、3、4、5、6、7、8 MPa，同时输出电信号至电磁换向阀左位，实现下压液压缸活塞杆伸出；并通过升降平台调节四连杆仿形倾角，基于下压液压缸初始安装位置和行程，选定四连杆仿形倾角为 -10° ~ 20°，向下仿形角度为正值，标定梯度为 5°，通过升降平台调节四连杆仿形倾角。为减小单体自重对控制模型的影响，每次调节稳定后对悬臂梁压力称重传感器进行操作，实时采集实际下压力信号和倾角传感器信号，测试结果如表 3 所示。

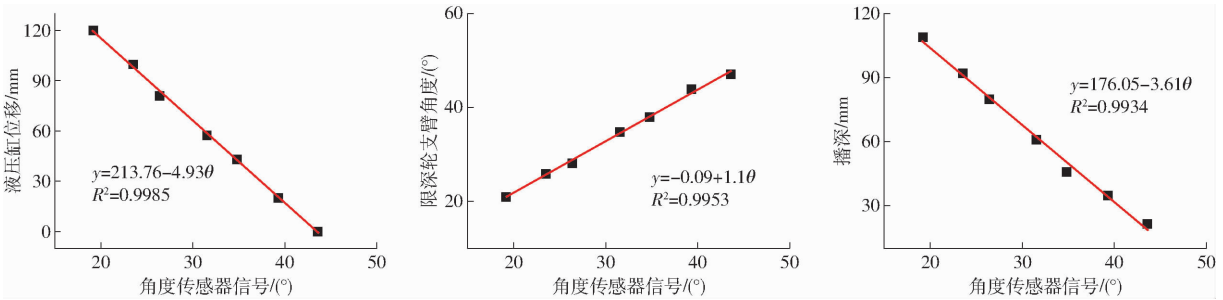

图 8　角度传感器标定试验及回归曲线

Fig. 8　Angle sensor calibration test and regression curves

表 3 试验结果

Tab. 3 Experimental results

压力/MPa	四连杆仿形倾角/(°)	输出下压力/kg	压力/MPa	仿形四连杆倾角/(°)	输出下压力/kg
	20.00	10.0		20.00	146.5
	15.20	40.4		14.60	211.0
	9.45	41.0		10.28	221.7
2	5.20	48.1	6	5.10	226.2
	0	50.5		0.15	224.2
	-4.80	62.5		-4.98	227.9
	-9.50	114.5		-9.74	254.2
	19.70	39.9		20.00	165.4
	15.00	24.1		14.89	199.1
	10.10	62.4		9.98	250.7
3	5.03	61.8	7	4.87	222.7
	0.50	63.9		0	254.5
	-4.90	80.0		-4.98	259.1
	-9.70	131.3		-9.86	307.3
	20.00	103.5		20.36	237.2
	14.90	126.0		15.35	225.5
	10.09	162.4		9.85	289.0
4	5.25	166.1	8	4.92	293.7
	0	163.6		0	297.4
	-4.80	167.1		-5.09	300.7
	-9.71	175.0		-9.80	372.8
	20.00	111.8			
	14.89	137.2			
	9.98	182.5			
5	4.87	187.4			
	0	184.1			
	-4.89	187.2			
	-9.89	206.5			

使用 Origin 软件非线性曲面拟合功能对四连杆仿形倾角、下压液压缸工作压力和实际下压力进行拟合，选用二元二次方程进行拟合[27]，建立仿形倾角、压力与播种下压力测量模型为

$$F_g = -40.18 - 1.57\sigma + 50.93P - 0.02\sigma^2 - 0.1P^2 - 0.24\sigma P \quad (16)$$

式中 F_g——下压液压缸施加的附加下压力，kg

P——液压系统工作压力，MPa

二元二次方程拟合后 $R^2 = 0.944\,63$，调整后 $R^2 = 0.938\,19$，拟合效果好，对播种下压力具有较好的控制准确性。

由表 3 可知，随着四连杆仿形倾角减小，实际下压力逐渐增大，然而，随着四连杆仿形倾角减小，下压液压缸输出推力力臂逐渐增大，从而使下压液压缸对单体的作用下压力增大。在仿真试验中模拟下压液压缸运动对压力控制影响，仿真结果表明下压液压缸运动并不影响对液压缸压力控制的效果，由图 9 可知，工作压力 2 ~ 8 MPa 可满足目标下压力需求。

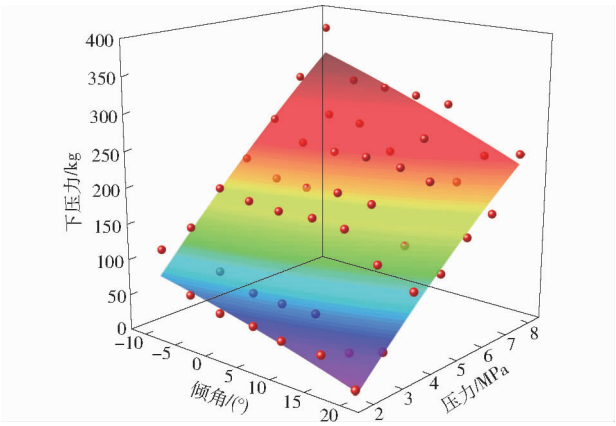

图 9 下压力控制模型拟合曲线

Fig. 9 Downforce control model fitting curve

5 结论

(1)提出了一种基于免耕播种单体的双调控减振控制系统，通过对下压液压缸的推力和限深轮支臂旋转角度进行实时检测，实现了下压液压缸下压力和减振液压缸位移闭环调控。

(2)以液压缸压力和位移作为被控参数，基于 PID、模糊 PID 和滑模控制方法建立了双调控减振控制系统，并通过 AMESim 和 Simulink 软件建立了基于液压控制的双调控减振控制耦合仿真模型，仿真试验结果表明，PID 控制、模糊 PID 控制和滑模控制对于下压液压缸力控制性能相近；但滑模控制对于减振液压缸位移控制，较常规 PID 控制和模糊 PID 控制，最大超调量分别减小 5.56、2.01 个百分点，稳态时间分别缩短 1.27、1.45 s。

(3)搭建了免耕播种单体的双调控减振测试台，并开展下压力检测模型试验，试验结果表明，在不同油液压力和四连杆仿形倾角设置下，建立了融合仿形倾角、压力与播种下压力测量模型，决定系数为 0.944 63，校正决定系数为 0.938 19，对播种下压力具有较好的控制准确性。

参 考 文 献

[1] 何进，李洪文，陈海涛，等. 保护性耕作技术与机具研究进展[J]. 农业机械学报，2018，49(4)：1 - 19.
HE Jin, LI Hongwen, CHEN Haitao, et al. Research progress of conservation tillage technology and machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(4): 1 - 19. (in Chinese)

[2] LIN Wensheng, HUANG Jikun. Impacts of agricultural incentive policies on land rental prices: new evidence from China[J]. Food Policy, 2021, 104: 102125.

[3] KASSAM A, FRIEDRICH T, DERPSCH R, et al. Overview of the worldwide spread of conservation agriculture[J]. Field Actions Science Reports, 2015(8): 1 – 11.

[4] YANG Qi, ZHANG Daojun. The influence of agricultural industrial policy on non-grain production of cultivated land: a case study of the "one village, one product" strategy implemented in Guanzhong Plain of China[J]. Land Use Policy, 2021, 108: 105579.

[5] 杨丽,颜丙新,张东兴,等. 玉米精密播种技术研究进展[J]. 农业机械学报, 2016, 47(11): 38 – 48.
YANG Li, YAN Bingxin, ZHANG Dongxing, et al. Research progress on precision planting technology of maize[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(11): 38 – 48. (in Chinese)

[6] SHARIPOV G M, PARAFOROS D S, PULATOV A S, et al. Dynamic performance of a no-till seeding assembly[J]. Biosystems Engineering, 2017, 158: 64 – 75.

[7] SHARIPOV G M, PARAFOROS D S, GRIEPENTROG H W. Implementation of a magnetorheological damper on a no-till seeding assembly for optimising seeding depth[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2018, 150: 465 – 475.

[8] 高原源,翟长远,杨硕,等. 播种单体对地下压力测量方法和数学模型[J]. 农业工程学报, 2020, 36(5): 1 – 9.
GAO Yuanyuan, ZHAI Changyuan, YANG Shuo, et al. Measurement method and mathematical model for the seeding downforce of planter row unit[J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(5): 1 – 9. (in Chinese)

[9] 姜业元,崔涛,张东兴,等. 基于下压力与镇压力联合控制的玉米播种机播深控制系统研究[J]. 农业机械学报, 2025, 56(9): 83 – 93.
JIANG Yeyuan, CUI Tao, ZHANG Dongxing, et al. Seeding depth control system of maize planter based on combined control of downforce and firming pressure[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(9): 83 – 93. (in Chinese)

[10] JING Huirong, ZHANG Dongxing, WANG Yunxia, et al. Development and performance evaluation of an electro-hydraulic downforce control system for planter row unit[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2020, 172: 105073.

[11] 衣淑娟,李怡凯,李衣菲,等. 玉米高速免耕播种机液压主动仿形机构设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(12): 110 – 120.
YI Shujuan, LI Yikai, LI Yifei, et al. Design and test of hydraulic active profiling mechanism for high-speed no-till corn planter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(12): 110 – 120. (in Chinese)

[12] HE Dong, LI Hongwen, HE Jin, et al. Research on vibration characteristics of no-tillage seeding unit based on the MBD – DEM coupling[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2025,230:109877.

[13] BRUNE P F, RYAN B J, TECHNOW F, et al. Relating planter downforce and soil strength[J]. Soil and Tillage Research, 2018, 184: 243 – 252.

[14] PONCET A M, FULTON J P, MCDONALD T P, et al. Effect of heterogeneous field conditions on corn seeding depth accuracy and uniformity[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2018, 34(5): 819 – 830.

[15] 陈海涛,喻晨鹏,王宇,等. 基于气动下压力控制的高速轻型免耕播种机播深调控系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2025, 56(8): 229 – 238.
CHEN Haitao, YU Chenpeng, WANG Yu, et al. Design and experiment of sowing depth regulation system for high-speed lightweight no-till planter based on pneumatic downforce control[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(8): 229 – 238. (in Chinese)

[16] NIELSEN S K, MUNKHOLM L J, LAMANDÉ M, et al. Seed drill depth control system for precision seeding[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2018, 144: 174 – 180.

[17] 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.

[18] NIELSEN S K, MUNKHOLM L J, LAMANDÉ M, et al. Seed drill instrumentation for spatial coulter depth measurements[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2017, 141: 207 – 214.

[19] 付卫强. 玉米免耕精密播种质量控制关键技术研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2018.
FU Weiqiang. Study on key technology of quality control for maize no-tillage drilling machinery[D]. Beijing: China Agricultural University, 2018. (in Chinese)

[20] 付卫强,董建军,梅鹤波,等. 玉米播种单体下压力控制系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2018, 49(6): 68 – 77.
FU Weiqiang, DONG Jianjun, MEI Hebo, et al. Design and test of maize seeding unit downforce control system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(6): 68 – 77. (in Chinese)

[21] 荆慧荣. 播种单体下压力自动控制系统的研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2019.
JING Huirong. Study on an electro-hydraulic downforce control system for planter row unit[D]. Beijing: China Agricultural University, 2019. (in Chinese)

[22] 娄尚易. 秸秆覆盖地深松深度监测控制关键技术研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2022.
LOU Shangyi. Research on key technology of subsoiling depth monitoring and control under straw covering[D]. Beijing: China Agricultural University, 2022. (in Chinese)

(下转第 49 页)

[17] 张春岭，刘涛，郑子浩，等. 交错凸齿式宽苗带小麦精量排种器设计与试验[J]. 农业工程学报，2024,40(5):47－59.
ZHANG Chunling, LIU Tao, ZHENG Zihao, et al. Design and experiment of staggered-tooth precision seed-metering device for wheat wide-belt sowing[J]. Transactions of the CSAE, 2024,40(5):47－59. (in Chinese)

[18] 赵鹏飞，邓敏，王孟盛，等. 气力斜盘式小麦宽苗带匀播排种器设计与试验[J]. 农业机械学报，2025,56(7):38－47.
ZHAO Pengfei, DENG Min, WANG Mengsheng, et al. Design and experiment of pneumatic inclined-plate uniform seed-metering device for wheat wide-belt sowing[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025,56(7):38－47. (in Chinese)

[19] ŁUKASZ G, PIOTR M, DARIUSZ C, et al. Effect of using deflector in the distributor head of a pneumatic seed drill on the oat seed sowing unevenness[J]. Scientific Reports, 2023,13(1):15471.

[20] AHMAD F, ADEEL M, QIU B, et al. Sowing uniformity of bed-type pneumatic maize planter at various seedbed preparation levels and machine travel speeds[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2021,14(1):165－171.

[21] LIU L, YANG H, MA S. Experimental study on performance of pneumatic seeding system[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2016,9(6):84－90.

[22] 祝清震，武广伟，陈立平，等. 小麦宽苗带撒播器弹籽板结构设计与优化[J]. 农业工程学报，2019,35(1):1－11.
ZHU Qingzhen, WU Guangwei, CHEN Liping, et al. Design and optimization of elastic plate structure for wide-belt wheat broadcast seeder[J]. Transactions of the CSAE, 2019,35(1):1－11. (in Chinese)

[23] 吕鹏，鞠正春，高瑞杰，等. 山东省大田条件下小麦宽幅精播适宜播种量研究[J]. 山东农业科学，2018,50(5):34－37.
LÜ Peng, JU Zhengchun, GAO Ruijie, et al. Study on suitable seeding rate for wide-row precise wheat sowing under field conditions in Shandong Province[J]. Shandong Agricultural Sciences, 2018,50(5):34－37. (in Chinese)

[24] 赵晓顺，于华丽，张晋国，等. 槽缝气吸式小麦精量排种器[J]. 农业机械学报，2013,44(2):48－51,74.
ZHAO Xiaoshun, YU Huali, ZHANG Jinguo, et al. Slot-type pneumatic precision seed-metering device for wheat[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013,44(2):48－51,74. (in Chinese)

[25] 王勇，李建东，杨薇，等. 小麦种子物理特性参数测定及在播种机排种器设计中的应用[J]. 农业工程，2021,11(6):109－114.
WANG Yong, LI Jiandong, YANG Wei, et al. Measurement of physical characteristics of wheat seeds and their application in the design of seed metering devices for planters[J]. Agricultural Engineering, 2021,11(6):109－114. (in Chinese)

[26] 陈玉龙，韩杰，兰玉彬，等. 精密排种器组合式导种管设计与试验[J]. 农业工程学报，2022,38(24):14－24.
CHEN Yulong, HAN Jie, LAN Yubin, et al. Design and experiment of combined seed guide tube for precision seed meter[J]. Transactions of the CSAE, 2022,38(24):14－24. (in Chinese)

[27] WANG C, LU C, LI H, et al. Preliminary bench experiment study on working parameters of pneumatic seeding mechanism for wheat in rice-wheat rotation areas[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2020,13(1):66－72.

[28] GU F, ZHAO Y, WU F, et al. Simulation analysis and experimental validation of conveying device in uniform crushed straw throwing and seed-sowing machines using CFD－DEM coupled approach[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2022, 193:106720.

[29] 王龙宝，杨翰瑜，王庆杰，等. 小麦气流辅助直线投种装置设计与试验[J]. 农业机械学报，2024,55(6):111－120.
WANG Longbao, YANG Hanyu, WANG Qingjie, et al. Design and experiment of airflow-assisted linear seed placement device for wheat[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024,55(6):111－120. (in Chinese)

(上接第 27 页)

[23] 梁方，雷淇奥，郑思远，等. 玉米播种机播深和压实度综合控制系统设计与试验[J]. 农业工程学报，2019，35(21)：1－8.
LIANG Fang, LEI Qi'ao, ZHENG Siyuan, et al. Design and experiment of electro-hydraulic profiling system with consistent pressure for drilling depth of furrow opener[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(21): 1－8. (in Chinese)

[24] 何芝强. PID 控制器参数整定方法及其应用研究[D]. 杭州：浙江大学，2005.
HE Zhiqiang. Parameters tuning of PID controller and its application[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2005. (in Chinese)

[25] 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.
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. (in Chinese)

[26] 黄友锐，陆森，韩涛，等. 基于 GOHBA－Fuzzy－PID 算法的施肥系统控制优化研究[J]. 农业机械学报，2025,56(11)：320－328.
HUANG Yourui, LU Sen, HAN Tao, et al. Optimization of fertilization control system using GOHBA－Fuzzy－PID algorithm[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025,56(11):320－328. (in Chinese)

[27] 曹鑫鹏. 东北黑土区免耕播深控制关键技术与装置研究[D]. 北京：中国农业大学，2023.
CAO Xinpeng. Research on key technology and device of no-tillage seeding depth control in northeast black soil region of China[D]. Beijing: China Agricultural University, 2023. (in Chinese)