doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.09.014

高速免耕播种机播深机电液控仿形液压系统设计与试验

王　星[1]　陈明东[1]　刘立意[1,2]　杨浩源[1]　张睿峰[1]　陈海涛[1,2]
(1.东北农业大学工程学院,哈尔滨 150030;2.黑龙江东方学院机电工程学院,哈尔滨 150066)

摘要:针对免耕播种机高速作业时播深不稳定问题,设计一种播深电液控仿形液压系统,提高免耕播种机作业质量。播深控制系统主要包括机械系统、液压系统和控制系统,控制系统通过压力传感器实时采集电液比例减压阀的输出压力数据,将其与系统设定值进行对比,经过计算向 XMD-01 控制器输出一定占空比的 PWM 信号,进而调节电液比例减压阀线圈电流以控制阀芯位移,使液压油缸无杆腔压力保持恒定实现差动控制从而保证播深稳定性。基于一定播种深度对应的仿形轮压力确定系统液压回路结构、液压元件型号与参数,通过 AMESim 进行液压系统仿真,以液压油缸压力、流量以及位移为指标,确定液压系统响应频率可达 5 Hz。台架试验表明:在 18 MPa 压力输入下平均响应时间为 0.125 s,超调量为 0.50% ~12.24%,平均超调量为 6.18%,证明仿真结果真实可靠;田间性能对比试验结果表明:在 14 ~16 km/h 高速作业条件下,电液控仿形液压系统调控方式平均开沟深度合格率为 83%,标准差为 4.605 mm,变异系数平均为 12.88%,相较于机械弹簧调控方式平均开沟深度合格率提高了 27%。

关键词:免耕播种机;播深控制;液压系统;AMESim 仿真
中图分类号:S223.2　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2025)09-0164-13　　**OSID**:

Design and Experiment of Hydraulic System for Sowing Depth Control in High-speed No-till Planter

WANG Xing[1]　CHEN Mingdong[1]　LIU Liyi[1,2]　YANG Haoyuan[1]　ZHANG Ruifeng[1]　CHEN Haitao[1,2]
(1. *College of Engineering, Northeast Agricultural University, Harbin* 150030, *China*
2. *College of Mechanical and Electronic Engineering, East University of Heilongjiang, Harbin* 150066, *China*)

Abstract: Aiming to address the issue of unstable seeding depth during high-speed operation of no-till seeders, a hydraulic system for seeding depth stability control was designed to improve the operational quality of no-till seeders. The seeding depth stability control system mainly consisted of a mechanical system, a hydraulic system, and a control system. The control system collected real-time output pressure data of the electro-hydraulic proportional pressure reducing valve through a pressure sensor, it was compared with the system set value, a PWM signal with a certain duty cycle was calculated and output to the XMD-01 controller, and then the coil current of the electro-hydraulic proportional pressure reducing valve was adjusted to control the spool displacement. This enabled the pressure in the rodless cavity of the hydraulic cylinder to remain constant, achieving differential control to ensure the stability of seeding depth. Based on the pressure of the profiling wheel corresponding to a certain seeding depth, the structure of the hydraulic circuit, the types and parameters of hydraulic components were determined. The hydraulic system simulation was carried out through AMESim, and with the pressure, flow rate and displacement change of the hydraulic cylinder as indicators, it was determined that the response frequency of the hydraulic system can reach 5 Hz. Bench verification showed that under a pressure input of 18 MPa, the average response time was 0.125 s, the overshoot ranged from 0.50% to 12.24%, and the average overshoot was 6.18%, which proved that the simulation results were real and reliable. Field performance comparison test results indicated that under high-speed operation conditions of 14 ~16 km/h, the average qualified rate of furrowing depth in the electro-hydraulic controlled profiling hydraulic system regulation mode was 83%, with a standard deviation of 4.605 mm and an average coefficient of variation of

收稿日期:2025-06-30　修回日期:2025-07-20
基金项目:国家重点研发计划项目(2021YFD2000401)
作者简介:王星(1993—),男,博士生,主要从事保护性耕作技术与装备研究,E-mail:wangxing940629@163.com
通信作者:陈海涛(1962—),男,教授,博士生导师,主要从事农业装备及生物质材料研究,E-mail:htchen@neau.edu.cn

12.88%. Compared with the mechanical spring control method, the average qualification rate of trenching depth showed an increase of 27%.

Key words: no-till planter; sowing depth control; hydraulic system; AMESim simulation

0　引言

播种深度的精准性是精密播种机作业性能的核心指标之一，直接影响种子的萌发、出苗及后续生长发育，是保证作物高产稳产的重要因素。播种深度不均匀会导致作物生长存在差异[1]，播深过小表层土壤易蒸发失水，种子难以萌发或形成弱苗；播深过大土壤湿度较高，种子可能因氧气不足而消耗更多养分，降低出苗率或导致幼苗生长不良[2]。免耕播种机在高速作业时，地表大量秸秆覆盖易导致播种机触土部件被秸秆缠绕，造成堵塞，影响播种深度的稳定性[3]。播种深度稳定性问题成为制约免耕播种机高速作业主要瓶颈[4]。

国内外在播深控制技术方面已经取得了一定进展，按照下压力驱动方式分为气力式下压力播深调节器和液压式下压力播深调节器。国外 ExactEmerge Row Unit 系列播深控制技术和 SeedStar 播种深度监控系统对播种单体采用液压式平行四杆仿形机构调节下压力，压力传感器作为监测装置实时监测开沟深度，并对其进行精确控制；Ag Leader 研发的基于电液控制下压力播深调节装置安装在平行四杆仿形机构上，通过电液控制方式驱动，可根据免耕播种机不同的作业工况调节液压缸的位置，提供不同播种下压力保证播种深度。Precision Planting 公司研发的 AirForce 系统采用空气弹簧代替机械弹簧，通过对空气弹簧进行充放气调节播种下压力；DeltaForce 系统采用液压缸代替机械弹簧，通过液压缸伸缩对下压力进行调节。赵淑红等[5]设计了一种双向平行四杆仿形机构，并对仿形机构进行受力分析，确定了影响仿形性能的各参数，仿形机构可实现上下、左右 100 ~ 170 mm 仿形量；黄东岩等[6]提出了一种基于 PVDF 压电薄膜的免耕播种机播种深度自动控制系统，采用压电薄膜传感器将免耕播种机限深轮的胎面形变量转换为电压信号，控制安装在播种机机架与播种单体四连杆间的空气弹簧产生推力，使播种单体能够产生对地表的压力，从而保证播种深度的一致性；白慧娟等[7]对播种深度和覆土镇压过程进行分析，通过实时调节施加在四连杆仿形机构上的液压力调节下压力，实现播深的间接控制，通过实时调节镇压机构处的弹簧伸长量调节镇压力，从而间接控制压实度；梁方等[8]采用主动仿形方法设计开沟深度定压电液仿形控制系统，在 20 ~ 200 N 的开沟力、10 ~ 80 mm 的开沟深度时，系统的平均响应时间为 0.27 ~ 0.36 s。高原源等[9-11]提出了一种基于气囊压力和仿形四连杆倾角的播种单体下压力控制方法，设计了一种气动式下压力监控系统，在 10 km/h 高速作业时，播种深度标准差为 3.46 mm，变异系数为 6.97%，显著优于被动弹簧式下压力调节方式。传统播种采用弹簧和机械配重方式施加下压力，结构简单但响应滞后，适应地形起伏能力弱，现有液压播深调控系统多采用非差动式液压控制系统，靠换向阀调节液压缸动作，冲击力大，稳定性较差，响应频率低，难以适应高速作业。

本文设计一种基于电液比例控制的高速免耕播种机电液控仿形液压系统，采用理论分析、参数优化试验、液压系统 AMESim 仿真、台架验证试验以及田间试验等方法对电液控仿形液压系统开展研究。

1　系统组成与工作原理

1.1　系统组成

免耕播种机播深控制系统组成与原理图如图 1 所示，主要包括机械系统、液压系统和控制系统。

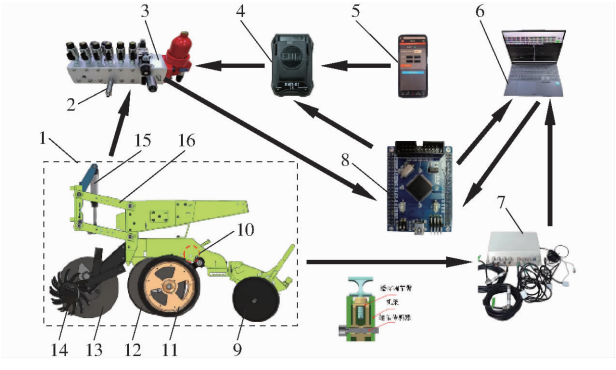


图 1　免耕播种机播深控制系统构成

Fig. 1　No-till seeder depth control system configuration

1. 2BMG－6 型免耕播种单体　2. 液压力传感器　3. 控制阀与阀块　4. XMD－01 控制器　5. 控制端　6. 车载计算机　7. 信息采集系统　8. STM32 单片机　9. 覆土镇压装置　10. 双向销轴传感器　11. 仿形轮　12. 开沟器　13. 双破茬圆盘　14. 清秸防堵装置　15. 液压油缸　16. 平行四杆仿形机构

机械系统主体为 2BGM－6 型免耕播种机播种单体，主要由清秸防堵装置、破茬圆盘、开沟器、仿形轮、覆土镇压装置和平行四杆仿形机构组成，原机构采用机械弹簧提供下压力，现采用液压油缸代替机械弹簧实现对播种深度的精准调控。液压系统由液压缸、电磁换向阀、电液比例减压阀、节流阀、溢流阀

组成,控制系统由液压力传感器、XMD－01 控制器、车载计算机、STM32 单片机、信息采集系统、双向销轴传感器组成。

1.2 工作原理

控制系统采用内外双回路的串级 PID 控制方案,外环负责系统主被控变量(即仿形轮下压力),它将仿形轮下压力的设定值与实际测量值进行比较,产生误差信号。内环负责控制中间过程变量(即电液比例减压阀的线圈电流),它将电流被控变量的设定值(由外环控制器输出提供)与其实际测量值进行比较,产生误差信号。内外环均采用增量式 PID 算法。内外双回路控制的优点是系统动态响应好,精度高,鲁棒性高,并能抑制比例减压阀死区、执行器饱和等非线性问题。播种作业前通过 EDEM 仿真试验建立作业速度、含水率、土壤类型、播种深度与仿形限深轮下压力关系模型,通过获得不同播种深度下对应的仿形限深轮下压力,结合田间播种试验之前进行的预试验,对模型进行修正。控制装置流程如图 2 所示,销轴传感器测得仿形限深轮的接地压力,传输到信息采集系统,车载计算机通过单片机实时采集液压力传感器信息(即电液比例减压阀的输出压力也是液压油缸无杆腔压力),并将压力信息传输至车载计算机单元进行实时显示,采集到的电液比例减压阀输出压力与测得的仿形轮下压力信息经车载计算机搭建的数学模型计算分析后实时传输至单片机,单片机计算出相应的 PWM 信号占空比并发送至 XMD－01 控制器;控制器根据接收到的信号向电液比例减压阀线圈输出相应电流,驱动电液比例减压阀阀芯移动,动态调节出口压力,使其与车载计算机实时计算出的设定值保持一致,确保液压油缸无杆腔压力稳定在设定值,从而实现播种深度的精准控制。

液压系统工作原理如图 3 所示。其中液压元器件主要包括液压快速接头、吸油过滤器、节流阀、两位两通电磁阀、电液比例减压阀、三位四通电磁换向阀、阀块、液压力传感器、液压油缸和液压油管。液压快速接头 1 与拖拉机液压系统进油口连接,液压快速接头 2 与拖拉机液压系统回油口连接。

播种机处于非工作状态时,电磁阀 8 左位工作,电磁阀 9 左位工作,电磁阀 4 右位工作,电液比例减压阀 12、13、14、15、16、17 不工作,电磁阀 7 中位工作。此时,播种单体作业液压油缸有杆腔通过进油管路与无杆腔通过回油管路相连接,液压油缸 10、11 处于可自由活动状态。同时,进油管路与回油管路通过电磁阀 9 相通,可防止非工作状态时,因操作失误对液压系统供油造成系统损伤。

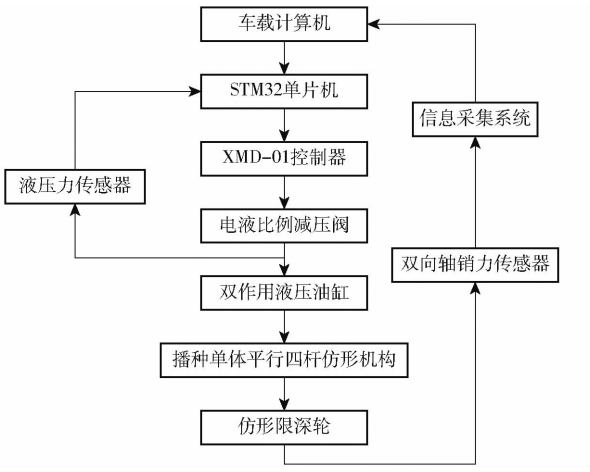


图 2 机电液控仿形液压系统控制装置工作流程图

Fig. 2 Work flow diagram of hydraulic system control device for electro-hydraulic shape

播种机处于准备工作状态时,电磁阀 8 右位工作,电磁阀 9 左位工作,电磁阀 7 左位工作,电磁阀 4 右位工作,拖拉机液压系统开始供油,液压油缸 10、11 油杆伸出,机架升至最高位,取出液压油缸护罩。电磁阀 7 右位工作,液压油缸 10、11 油杆缩回,机架降落至最低位,电磁阀 7 阀芯回到中位。播种机准备开始作业。

播种机开始工作时,电磁阀 8 左位工作,电磁阀 9 右位工作,电磁阀 7 中位工作,电磁阀 4 左位工作,电液比例减压阀 12、13、14、15、16、17 根据控制程序进行工作。工作时对油缸有杆腔和无杆腔同时供油,通过控制电液比例减压阀 12、13、14、15、16、17 阀芯位移进而控制油缸无杆腔压力,从而实现液压油缸差动控制。当液压油缸无杆腔压力大于程序设定值时,控制电液比例减压阀阀芯位移,阀口开度变小,液压油缸无杆腔压力减少,单体下压力减少。当液压油缸无杆腔压力小于程序设定值时,控制电液比例减压阀阀芯位移,阀口开度变大,液压油缸无杆腔压力增大,单体下压力增大。通过不断改变液压油缸输出的压力使其保持在设定值,进而为播种单体提供恒定附加下压力,从而保证播种深度稳定性。

2 液压系统设计与元件选型

2.1 液压系统执行元件设计与选型

根据设计要求电液控仿形液压系统在仿形轮上提供最大下压力应大于等于 3 000 N,同时提供的最大提升力应大于等于 1 500 N,折合到液压油缸上需要提供约 8 000 N 液压推力以及 4 000 N 左右的液压提升力[12]。

液压油缸参数计算式为

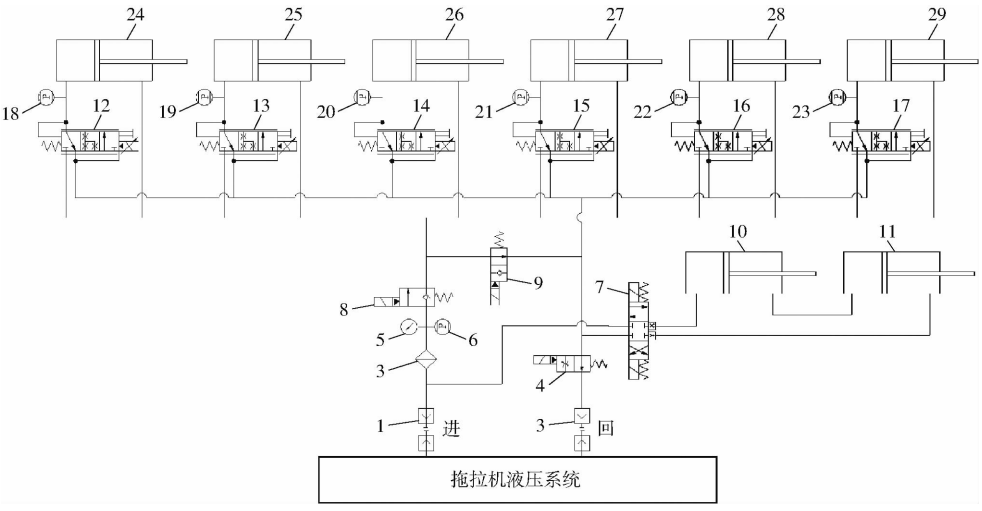


图 3　电液控仿形液压系统工作原理图

Fig. 3　Working principle of electro-hydraulic controlled form-following hydraulic system

1、2. 液压快速接头　3. 吸油过滤器　4. 两位两通节流阀　5. 压力表　6. 液压力传感器　7. 三位四通电磁换向阀　8、9. 两位两通电磁阀　10、11. 播种机升降液压油缸　12、13、14、15、16、17. 电液比例减压阀　18、19、20、21、22、23. 液压力传感器　24、25、26、27、28、29. 电液控仿形液压系统液压油缸

$$F_1 = A_1 p_1 \times 10^6 = \frac{\pi}{4} d_1^2 p_1 \times 10^6 \tag{1}$$

$$F_2 = A_2 p_2 \times 10^6 = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2) p_2 \times 10^6 \tag{2}$$

$$F_3 = F_1 - F_2 = \frac{\pi}{4} d_1^2 p_1 \times 10^6 - \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2) p_2 \times 10^6 \tag{3}$$

$$\varphi = \frac{A_1}{A_2} = \frac{\frac{\pi}{4} d_1^2}{\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2)} = \frac{d_1^2}{d_1^2 - d_2^2} \tag{4}$$

式中　F_1——液压油缸活塞杆伸出时理论推力，N

F_2——液压油缸活塞杆缩回时理论拉力，N

F_3——液压油缸活塞杆差动前进时理论推力，N

A_1——液压油缸活塞无杆侧面积，m^2

d_1——液压油缸缸筒内径，m

p_1——液压油缸无杆腔供油压力，MPa

A_2——液压油缸活塞有杆侧面积，m^2

d_2——液压油缸活塞杆直径，m

p_2——液压油缸有杆腔供油压力，MPa

φ——速比系数，取 1.46

由公式(1)～(4)得

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_3}{\frac{\pi\varphi}{4(\varphi - 1)}(p_1 - p_2) \times 10^6 + \frac{\pi}{4} p_2 \times 10^6}} \tag{5}$$

由于采取差动式连接方式，液压油缸有杆腔与无杆腔同时供油，且无杆腔油压由电液比例减压阀控制，两腔油压会不一致。当无杆腔油压达到电液比例减压阀可调节的最大油压时，液压油缸可提供最大推力，当电液比例减压阀阀口全关时，油缸无杆腔无油压，液压油缸可提供最大提升力。因此，由式(2)、(5)计算可得液压油缸活塞杆直径 d_2 = 24.21 mm，根据液压油缸活塞杆标准，需选取活塞杆直径为 25 mm 的液压油缸，经验证选用 25 mm 活塞杆后，系统仍能满足设计所需的推力和拉力要求。根据速比系数计算需选取缸筒内径为 40 mm 的液压油缸。再由式(2)计算有杆腔供油压力为 5.5 MPa。

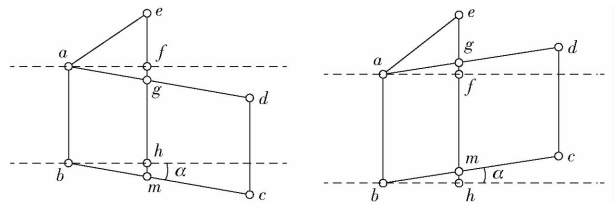
液压油缸无杆腔压力在 0～18 MPa 范围内，有杆腔压力在 12～16 MPa 之间，液压油缸输出压力可满足电液控仿形液压系统设计要求。

图 4 所示分别为平行四杆仿形机构下仿形和上仿形时液压油缸整体长度，通过平行四杆仿形机构所工作的两个极限位置来计算液压油缸活塞杆所需行程。其中，点 a、b、c、d 为平行四杆仿形机构与机架铰接点，点 e 为液压油缸与平行四杆仿形机构上挂接点，点 m 为液压油缸与平行四杆仿形机构下挂接点，点 f、g、h 为绘制虚拟点，角 α 为平行四杆仿形机构上下仿形时与水平方向夹角。对 2BMG－6 型免耕播种单体进行测量，可知点 a 与点 b 之间的距离 L_{ab} 为 200 mm，点 a 与点 d 之间的距离 L_{ad} 为 340 mm，角 α 在平行四杆仿形机构上下极限位置均为 20°。根据所需液压推力的需求确定点 m 位置，则点 b 与点 m 之间的距离 L_{bm} 为 116 mm。

建立液压油缸活塞杆行程计算公式

$$L_{em} = \begin{cases} L_{ef} + L_{fh} + L_{hm} & \text{（上仿形）} \\ L_{ef} + L_{fh} - L_{hm} & \text{（下仿形）} \end{cases} \tag{6}$$

由公式(6)可得



(a) 平行四杆仿形机构下仿形 (b) 平行四杆仿形机构上仿形

图 4 液压油缸安装位置简图

Fig. 4 Schematics of installation position of hydraulic cylinder

$$L_1 = 2L_{hm} \tag{7}$$

式中 L_1——液压油缸活塞杆行程,mm

由图 4 可知

$$L_{hm} = L_{bm}\sin\alpha \tag{8}$$

联立式(7)、(8)可得液压油缸活塞杆行程 L_1 为 79.35 mm,根据选型要求,选择活塞杆行程为 100 mm 的液压油缸。

根据设计要求,液压系统响应频率最低为 5 Hz,即液压系统至少可以每秒调节 5 次播种深度,每次调节范围为 0 ~ 10 mm,对应活塞杆伸出和缩回距离为 0 ~ 2.5 mm。因此油缸活塞杆最小伸出速度应大于等于 25 mm/s,活塞杆最小缩回速度也应大于等于 25 mm/s,因此液压油缸所需流量计算式为

$$Q_1 = A_1 v \times 10^3 = \frac{\pi}{4} d_1^2 v \times 10^3 \tag{9}$$

$$Q_2 = A_2 v \times 10^3 = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2) v \times 10^3 \tag{10}$$

$$Q_3 = Q_1 - Q_2 = \frac{\pi}{4} d_2^2 v \times 10^3 \tag{11}$$

式中 Q_1——液压油缸活塞杆伸出所需流量,L/min

Q_2——液压油缸活塞杆缩回时所需流量,L/min

Q_3——液压油缸活塞杆差动伸出时所需流量,L/min

v——液压油缸活塞杆运动速度,m/min

由公式(10)、(11)计算可得每行播种单体电液控仿形液压系统所需流量为 3.5 L/min。

综上所述,应选取内径 40 mm、杆径 25 mm、行程 100 mm 的液压油缸,每行播种单体电液控仿形液压系统所需流量为 3.5 L/min。

2.2 液压系统控制元件设计与选型

根据拖拉机所能提供的压力与流量范围、电液控仿形液压系统工作原理以及对电液比例减压阀响应速度和灵敏度的要求,电液比例减压阀需在额定流量和压力条件下具备良好的滞环特性,以确保线圈电流变化时系统压力能够快速响应。本文选用美国 Sun 液压公司的 PPDF6BN 型电液比例减压阀,其最大流量为 20 L/min,最大工作压力为 35 MPa,在颤振作用下滞环可控制在 6% 以内。

三位四通电磁换向阀采用阿托斯 Atos 公司的 SDHE 型电磁换向阀。其最大流量为 80 L/min,额定压力为 35 MPa,响应时间为 20 ~ 30 ms。两位两通电磁阀选用美国 Sun 液压公司 DFBEXHN 型常开换向阀和 DFBEXCN 型常闭换向阀。其额定流量在 40 L/min,最大工作压力为 35 MPa,响应时间为 50 ms,最大切换频率为 15 000 cycle/h。节流阀选用美国 Sun 液压公司 NFBCLCN 型节流阀。其额定流量在 28 L/min,最大工作压力为 35 MPa,从全开到全闭的逆时针最大调节圈数为 5。

PPDF6BN 型电液比例减压阀为插装式比例阀,需安装在阀块上才能使用。因电液控仿形液压系统需要安装在播种机上进行工作,且安装空间狭窄,阀块集成度较高,简化油路同时也便于安装。且所用拖拉机有两组液压系统输出接口,便于试验需求设计,阀块原理如图 5 所示[7]。

P 接口为阀块进油口,T 接口为阀块回油口。A1 ~ A6 接口通过液压油管分别连接至免耕播种单体作业液压油缸无杆腔,B1 ~ B6 接口通过液压油管连接至免耕播种单体作业液压油缸有杆腔。A1G ~ A6G 接口连接电液比例减压阀输出压力传感器,PG 接口连接阀块进油液压力传感器,TG 接口连接阀块回油液压力传感器。阀块进油口一路连接至电液比例减压阀进油口,另一路连接至 B1 ~ B6 接口。阀块回油口直接连接至电压比例减压阀溢流口。电液比例减压阀出油口连接至 A1 ~ A6 接口。在阀块进油口 P、阀块出油口 T 与液压油缸无杆腔连接的

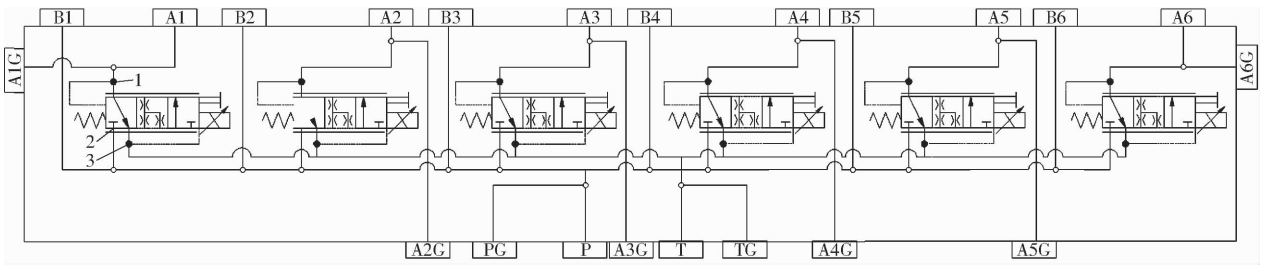
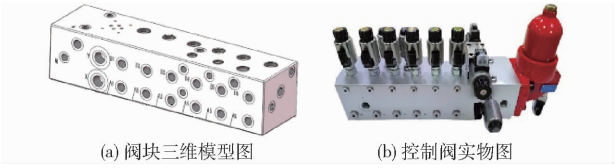


图 5 阀块原理图

Fig. 5 Valve block schematic

1. 电液比例减压阀出油口 2. 电液比例减压阀进油口 3. 电液比例减压阀溢流口

A1 ~ A6 口都装有液压力传感器。阀块与控制阀如图 6 所示。



(a) 阀块三维模型图　　(b) 控制阀实物图

图 6　阀块与控制阀

Fig. 6　Valve block and control valve

3　基于 AMESim 液压系统响应特性仿真与试验

3.1　仿真试验设计

3.1.1　电液控仿形液压系统仿真模型搭建

根据液压系统原理图在 AMESim 中建立仿真模型[14-16]。其模型结构如图 7 所示，主要参数如表 1 所示。

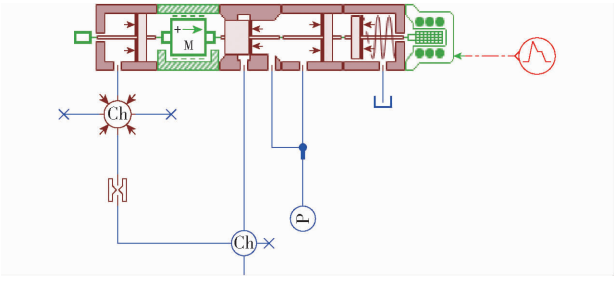


图 7　电液比例减压阀模型

Fig. 7　Electro-hydraulic proportional pressure reducing valve model

表 1　电液比例减压阀仿真参数

Tab. 1　Simulation parameters of electro-hydraulic proportional pressure reducing valve

参数	数值
固定式活塞直径/mm	12
固定式活塞杆直径/mm	0
质量块质量/kg	0.05
质量块位移/mm	0.6
带环形口阀芯活塞直径/mm	12
带环形口阀芯活塞杆直径/mm	6
活塞直径/mm	12
活塞杆直径/mm	6
带弹簧活塞直径/mm	10
带弹簧活塞杆直径/mm	0
弹簧初始预紧力/N	0
阻尼孔直径/mm	0.4

弹簧初始预紧力设置为 0，仅通过电磁力调控电液比例减压阀的输出压力，从而精确控制阀芯位移。

由于播种机各行的液压系统原理相同，因此仅需对单行液压回路进行建模与仿真分析。液压系统的动态响应特性仿真模型如图 8 所示。

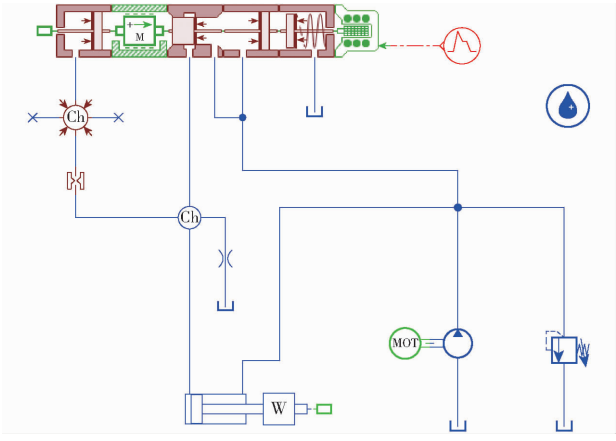


图 8　液压系统动态响应特性仿真模型

Fig. 8　Simulation model of hydraulic system dynamic response characteristics

通过定量泵和溢流阀调节液压系统的压力与流量。定量泵一路连接电液比例减压阀的进油口，减压阀出油口与液压油缸无杆腔相连；另一路直接连接液压油缸有杆腔。液压油缸未施加外部负载。液压系统响应特性仿真模型参数配置如表 2 所示。

表 2　液压系统响应特性仿真模型参数

Tab. 2　Pressure device response characteristics simulation model parameters

参数	数值
定量泵排量/(mL·r^{-1})	20
定量泵转速/(r·min^{-1})	1 000
溢流阀调定压力/MPa	12
节流阀调定压力/MPa	5.5
单体作业液压油缸内径/mm	40
单体作业液压油缸活塞杆直径/mm	25
单体作业液压油缸行程/mm	100

首先，将溢流阀出口压力设定为 12 MPa，以保持有杆腔压力稳定。随后，向电磁装置输入一定频率和幅值的正弦信号，驱动电液比例减压阀阀芯进行规律性位移，从而动态调节出口压力，使液压油缸无杆腔压力随之变化，最终实现活塞杆的往复运动。

通过记录电液比例减压阀出口压力的变化以及液压油缸活塞杆的运动规律，可以评估液压系统的响应频率是否满足设计要求。为了实现液压油缸活塞杆的往复运动，需使其理论推力在理论拉力附近波动。根据式(3)，当 F_3 为 0 时，理论推力与拉力相等，此时无杆腔的供油压力约为 7.95 MPa。通过向电磁装置输入规律性正弦信号，使电液比例减压阀出口压力围绕该值波动，即可有效驱动液压油缸活塞杆完成往复运动。

3.1.2　试验结果与分析

输入信号为正弦波信号，信号幅值为 8 V，仿真

时间长度 20 s。输入信号情况如图 9 所示。

1、2、5 Hz 正弦波信号输入时仿真结果如图 10、11、12 所示。

由图 10a、10b、11a、11b、12a、12b 可知，液压油

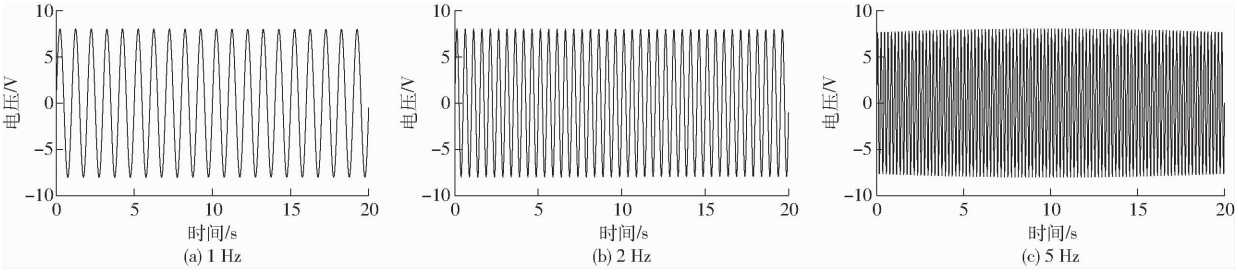


图 9 输入信号波形

Fig. 9 Input signal waveform

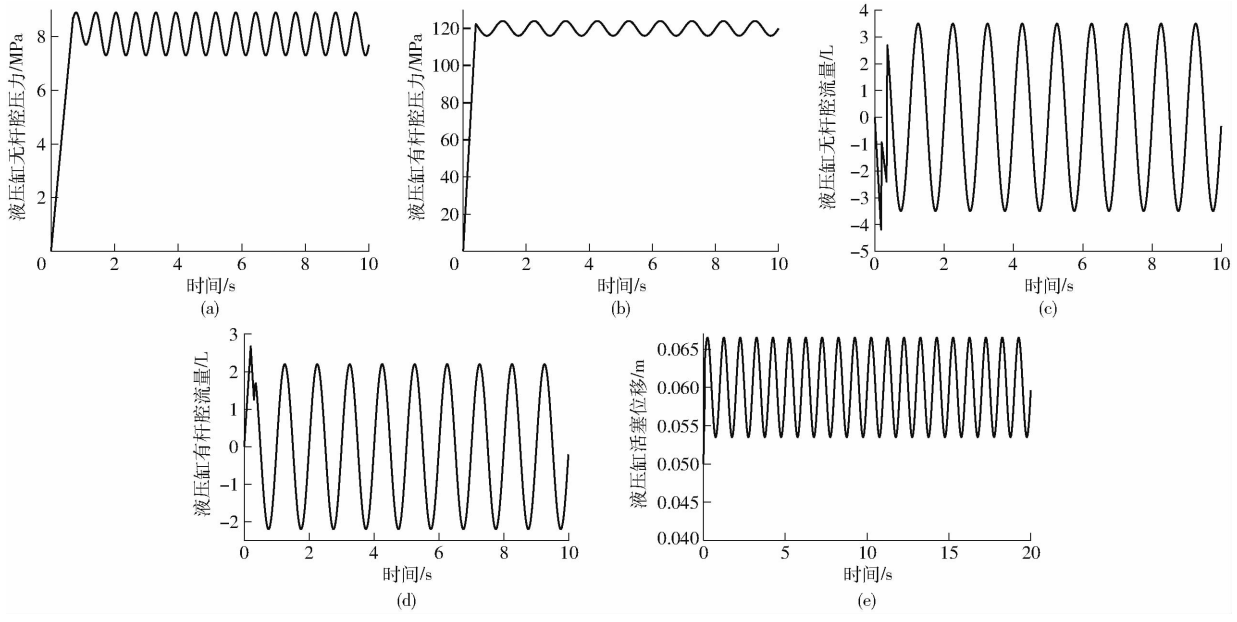


图 10 1 Hz 正弦波信号仿真结果

Fig. 10 Simulation results of 1 Hz sine wave signal

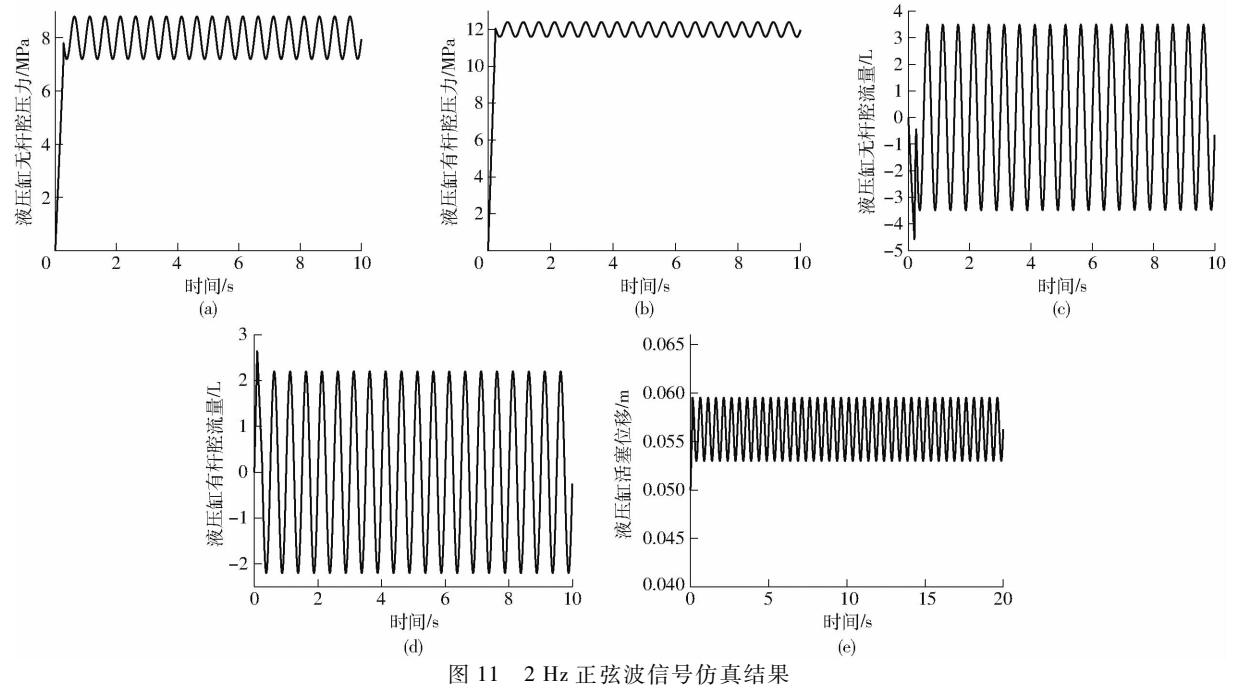


图 11 2 Hz 正弦波信号仿真结果

Fig. 11 Simulation results of 2 Hz sine wave signal

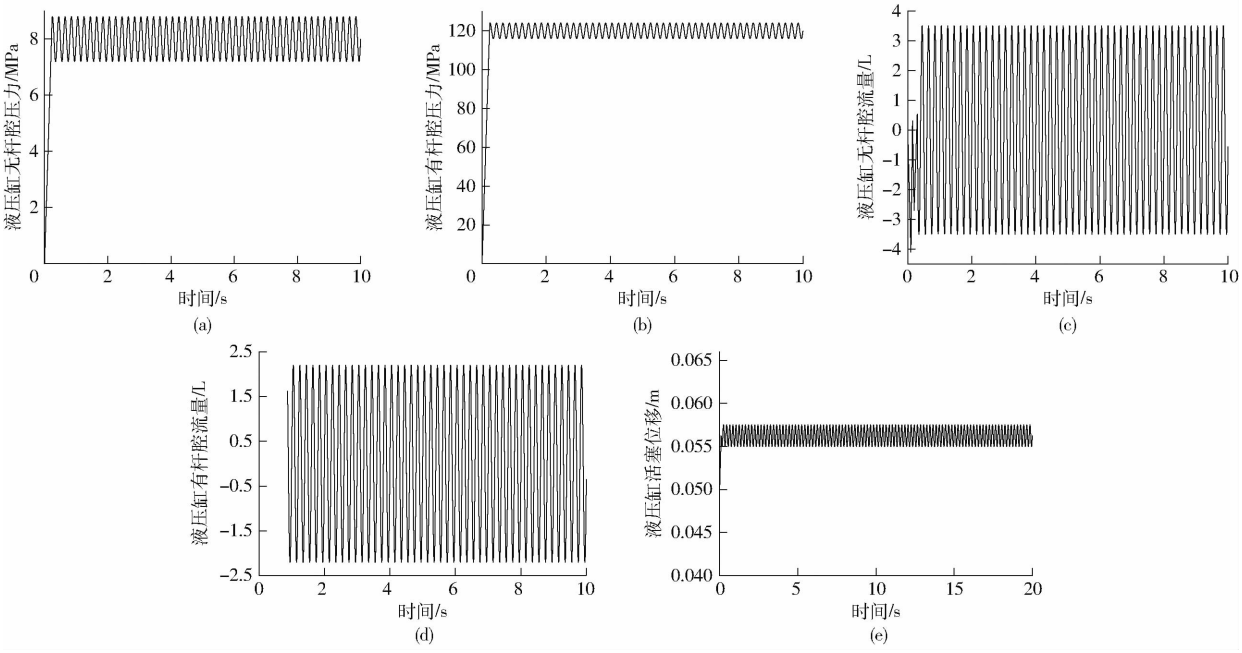


图 12　5 Hz 正弦波信号仿真结果

Fig. 12　Simulation results of 5 Hz sine wave signal

缸无杆腔压力会随着正弦信号波动而波动，峰值约为 8.8 MPa，有杆腔压力会受到小幅度波动影响，同样随输入信号频率变化。

由图 10c、10d、11c、11d、12c、12d 可知，随着输入信号频率的改变，液压油缸无杆腔和有杆腔流量幅值不变，且无杆腔最大流量约为 3.5 L/min，满足实际供油流量条件。

由图 10e、11e、12e 可知，液压油缸活塞杆会随着压力变化而进行规律运动，不同频率正弦信号输入会使液压油缸活塞杆以不同频率进行往复运动，但随着输入信号频率的增加，活塞杆往复运动位移在逐渐减小。1 Hz 信号输入时，液压油缸活塞杆往复运动频率 1 Hz，单程最大位移 12.7 mm。2 Hz 信号输入时，液压油缸活塞杆往复运动频率 2 Hz，单程最大位移 6.1 mm。5 Hz 信号输入时，液压油缸活塞杆往复运动频率 5 Hz，单程最大位移 2.5 mm，此时，播种深度调控范围约为 10 mm，满足播种深度稳定性调控要求。

由仿真结果分析可知，液压系统最大响应频率可达 5 Hz，满足电液控仿形液压系统的响应需求。

3.2　液压系统响应特性台架验证试验

3.2.1　试验条件与仪器设备

试验依据 GB/T 15623.3—2022《液压传动电调制液压控制阀 第 3 部分：压力控制阀试验方法》和 GB/T 23253—2009《液压传动电控液压泵 性能试验方法》于 2024 年 7 月 10 日在上海泰芬液压科技有限公司液压综合测控实验室实施，实验室环境温度为常温(20 ± 5)℃、空气相对湿度为 30% ~ 70%、大气压力为标准大气压(101.325 kPa)、液压油运动黏度为 ISO VG 32(28.8 ~ 35.2 mm^2/s)。试验仪器设备主要有美国 Sun hydraulics1138 型液压综合测控试验台、PPDF6BN 型电液比例减压阀、阀块、溢流阀、试验用液压油缸、XMD - 01 控制器、信号发生器、控制器参数调节终端、压力传感器、液压油管。

3.2.2　试验方法

(1)检查试验台是否能正常工作，确认液压元器件齐全且功能正常。检查数据采集系统是否正常运行。

(2)按照图 13 连接液压回路，调整液压系统输入压力为 18 MPa，通过信号发生器向 XMD - 01 控制器输入一个阶跃电压信号(阶跃幅值分别为 20%、40%、60%、80%、100%)，待输出压力稳定后再下降到 0 V，从而控制电液比例减压阀线圈电流的变化，实现其出口压力以一定规律不断变化。

(3)在信息系统采集界面点击开始采集数据，点击启动按钮后定量泵开始工作，信号发生器、XMD - 01 供电，电液比例减压阀阀芯开始位移，液压系统开始运转，试验装置实物图如图 14 所示。

(4)重复上述试验，验证不同阶跃信号对液压系统响应特性的影响，记录电液比例减压阀出口压力变化。

3.2.3　评价指标

试验选取超调量 ψ、响应时间 T_s 作为评价指标。超调量 ψ 是指阶跃响应过程中电液比例减压阀出口压力峰值超出稳态值的比例，反映响应过程中压力波动情况；响应时间 T_s 指电液比例减压阀出

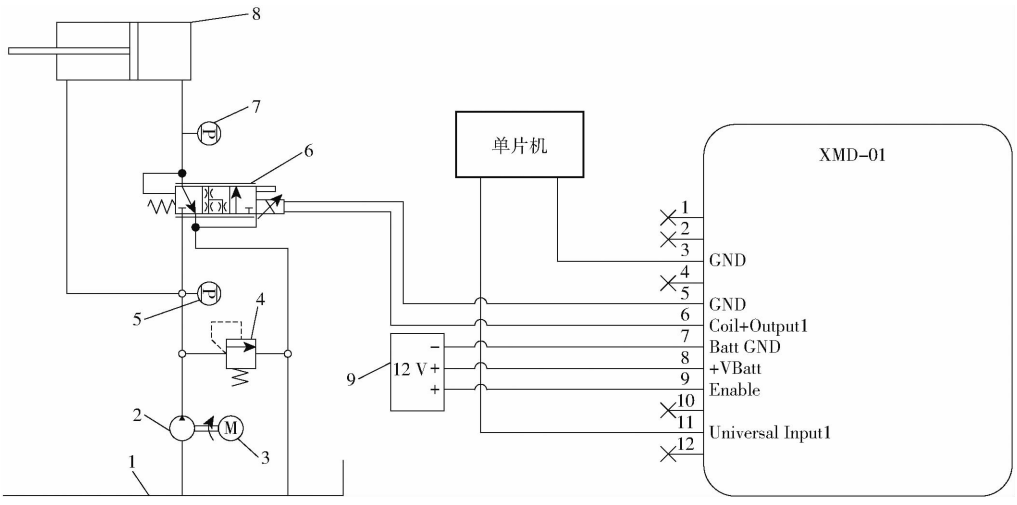


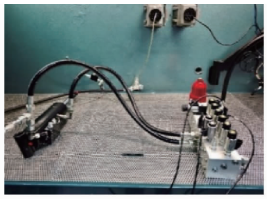
图 13 液压系统响应特性试验原理图

Fig. 13 Schematic of test for response characteristics of hydraulic system

1. 油箱 2. 定量泵 3. 电机 4. 溢流阀 5. 压力传感器 6. 电液比例减压阀 7. 压力传感器 8. 试验用液压油缸 9. 12 V 电源



(a) 液压系统响应特性试验



(b) 液压系统连接图

图 14 液压系统响应特性验证试验装置图

Fig. 14 Hydraulic system response characteristics veritication test setup diagram

口压力达到稳态值时所需时间。

3.2.4 试验结果与分析

如表 3 所示,当液压系统输入压力为 18 MPa,阶跃信号幅值百分比为 20%、40%、60%、80%、100%时,响应时间在 0.103 ~ 0.173 s 之间,平均响应时间为 0.125 s,超调量在 0.50% ~ 12.24%之间,平均超调量为 6.18%;说明电液比例减压阀的出口压力能根据阶跃信号的变化具有较快的动态响应速度。仿真结果可靠,满足实际播种作业需求。在不同的阶跃信号幅值百分比输入下,平均响应时间和平均超调量都会相应增加,这是因为较高入口压力下,流体动能增加,阀芯运动阻力增加,延长响应时间,同时高压流体在阀腔内的储能突然释放也会导致超调量增加。

表 3 电液控仿形液压系统响应特性试验结果

Tab. 3 Test result of step response when input pressure

阶跃信号幅值百分比/%	响应时间/s	稳态值/MPa	峰值/MPa	超调量/%
20	0.103	2.86	3.21	12.24
40	0.114	6.78	7.28	7.37
60	0.173	11.49	12.00	4.44
80	0.131	17.12	18.21	6.37
100	0.103	18.03	18.12	0.50
平均值	0.125			6.18

为进一步验证电液控仿形液压系统响应特性是否满足设计要求,调节定量泵的输出压力分别为 10、15、18 MPa。通过信号发生器向 XMD-01 控制器输出频率 5 Hz、幅值不断变化阶跃信号,从而控制电液比例减压阀线圈电流的变化,实现其出口压力以一定规律不断变化、液压油缸往复运动。

由图 15 可知,液压油缸有杆腔压力在 10 MPa 时,无杆腔压力变化范围为 5.5 ~ 7.5 MPa;液压油缸有杆腔压力在 15 MPa 时,无杆腔压力变化范围为

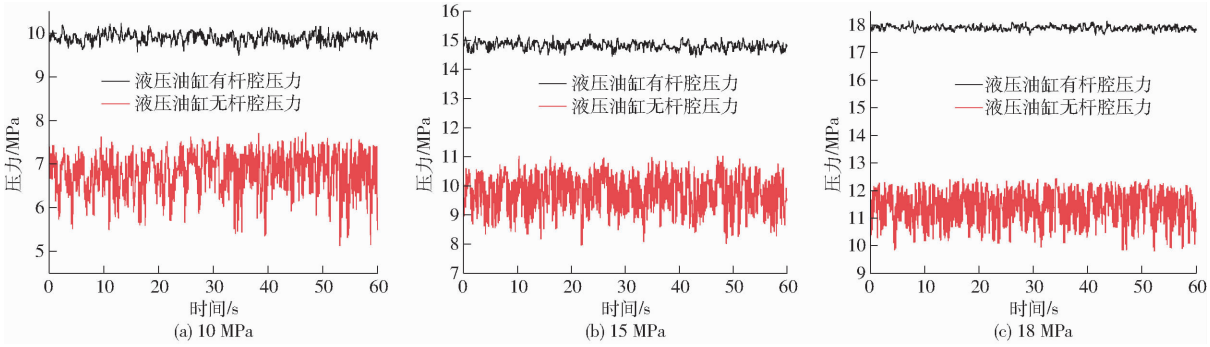
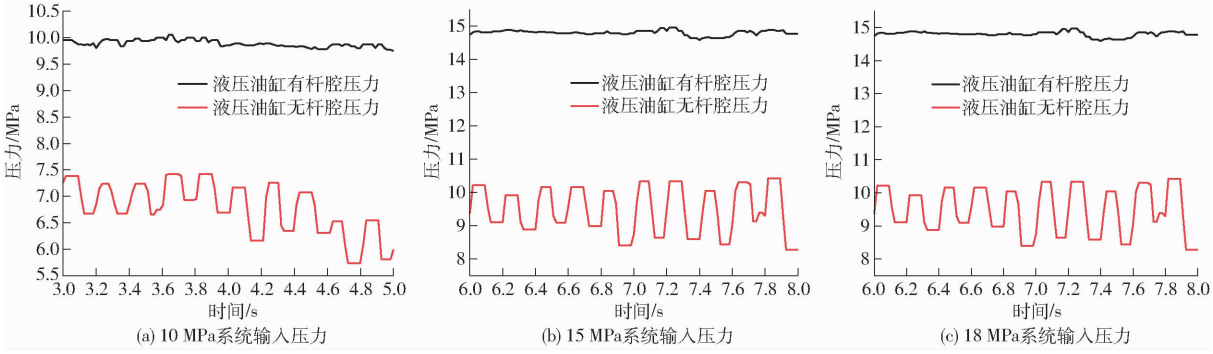


图 15 不同系统输入压力时电液控仿形液压系统响应特性试验结果

Fig. 15 Experimental results of electro-hydraulic control copying system response characteristics under varied input pressures

8.5～11 MPa；液压油缸有杆腔压力在 18 MPa 时，无杆腔压力变化范围为 10～12.5 MPa。有杆腔压力会随着活塞杆往复运动有轻微波动，无杆腔压力整体变化范围较为收缩，变化规律较为整齐。从各自试验结果中取 2 s 时间段绘制图像，分析压力和频率变化是否达标，试验结果如图 16 所示。



(a) 10 MPa系统输入压力　(b) 15 MPa系统输入压力　(c) 18 MPa系统输入压力

图 16　电液控仿形液压系统响应特性试验结果 2 s 时间段曲线

Fig. 16　Curves of electro-hydraulic control copying system response characteristics test results over 2 s period

由图 16 可知，电液比例减压阀出口压力会随着给定方波信号变化而发生变化，且变化形态接近于方波形式。该阀能够根据输入信号变化迅速做出响应，响应频率达到 5 Hz，并且在调控好压力后能保持出口压力稳定等待下次信号输入进行调控，可以满足电液控仿形液压系统实际播种作业调控需求。

4　田间试验

为了验证基于电液比控制的高速免耕播种机播深调控系统在不同作业速度条件下播深调控性能，以机械弹簧播深调控方式播种单体作为对照组，电液控仿形液压播深调控方式播种单体作为试验组，实施田间性能对比试验[17-19]。

4.1　试验条件与仪器设备

试验于 2024 年 10 月 23 日在黑龙江省哈尔滨市东北农业大学向阳基地实施。试验条件为机收后未经粉碎处理玉米原茬地，前茬作物种植模式为垄距 650 mm 标准垄玉米。采用五点取样法测得试验区域玉米残茬覆盖量为(2.14±0.15) kg/m^2，秸秆平均含水率为 28.03%，平均留茬高度为 325 mm，距地表 40 mm 土壤含水率平均为 19.23%，土壤坚实度平均为 19.25 kg/cm^2。选择地势平坦，无障碍物的代表性试验地，试验地长度 200 m，宽度 25 m。两端预留作业机具加速区长度不小于 10 m，宽度 5 m[20-22]。

试验仪器设备有 2BGM－2 型免耕播种机、东方红 MF604 型拖拉机、液压油缸、阀块、液压油管、液压快速接头、电液比例减压阀、两位两通换向阀、溢流阀、液压力传感器、XMD－01 控制器、STM32 单片机、12 V 电源、便携式计算机、车载电源、工具箱、不锈钢轧带、TZS－1 型土壤水分测定仪、PV6.08 贯穿阻力仪(Eijkelkamp 公司，荷兰)、TPJ－21 型土壤温度记录仪、ACS－30 电子秤(永康市华鹰衡器有限公司)、皮尺(量程：30 m，精度：1 cm)、卷尺(量程：5 m，精度：1 mm)、激光测距仪及数码相机等[23-26]。

4.2　试验方法

探究 8～16 km/h 作业速度下电液控仿形液压系统对播种深度的调控性能，并与机械弹簧被动式调控方式对比。每种速度下行驶 200 m，取中间 100 m 测量并记录开沟深度，每组试验重复 3 次取平均值，田间试验如图 17 所示。



(a) 液压油缸安装连接　(b) 液压阀组安装连接　(c) 控制装置　(d) 试验装置连接

图 17　田间试验

Fig. 17　Field trials

1. STM32 单片机　2. XMD－01 控制器　3. 计算机终端　4. 控制器参数调节终端　5. 德邦大为 2BGM－2 型免耕播种机　6. 东方红 MF604 型拖拉机

4.3　评价指标

根据农业行业标准 NY/T 1768—2009《免耕播种机质量评价技术规范》中合格播深上下浮动 10 mm 的判定标准，设定本试验 30～50 mm 为合格播深，以开沟深度平均值、开沟深度合格率、开

沟深度标准差、开沟深度变异系数为评价指标评判播深调控性能。

4.4 试验结果与分析

在不同速度条件下两种下压力调控方式开沟深度变化曲线如图 18 所示，随着播种作业速度的依次升高，两种下压力调控方式的开沟深度波动情况均明显上升，尤其在高速作业（14 ~ 16 km/h）条件下，开沟深度波动范围明显增大，在作业速度 14 km/h 时，仿形限深轮实时接地压力如图 19 所示。同时依次对比两种下压力调控方式在相同播种速度下的开沟深度情况，电液控仿形液压系统相较于机械弹簧调控方式，开沟深度的波动范围较小。

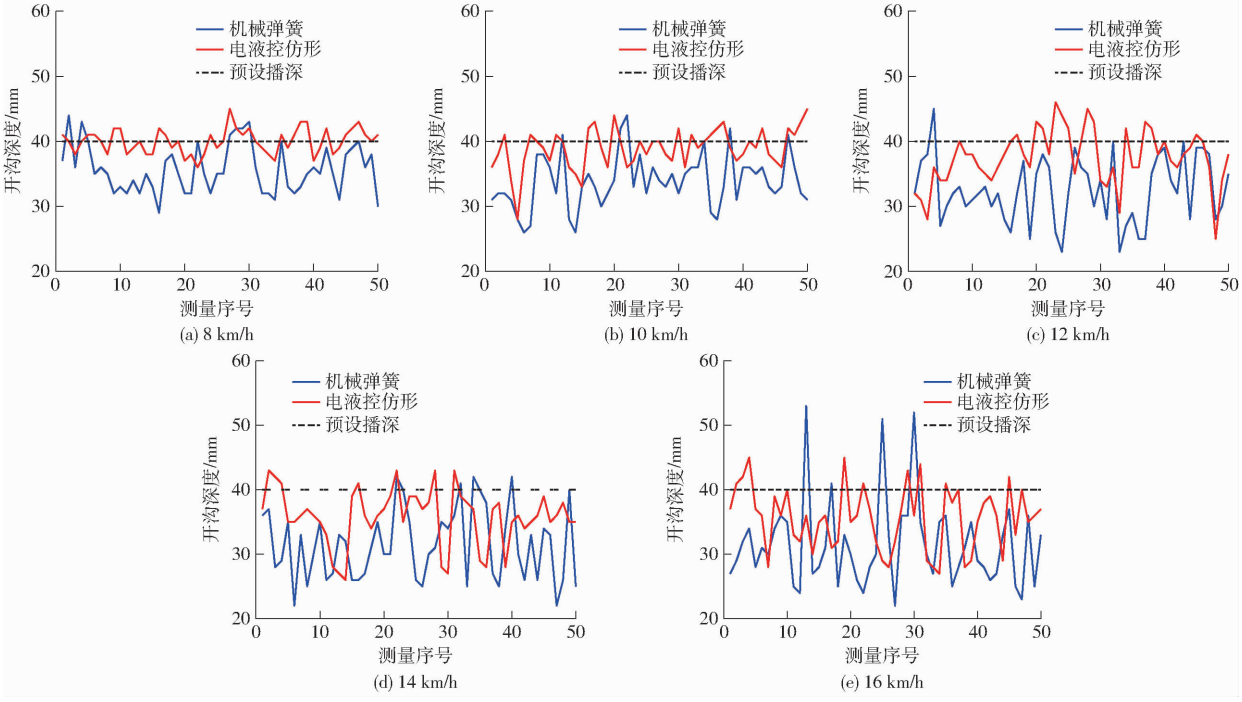


图 18 不同作业速度下两种下压力调控方式开沟深度变化曲线

Fig. 18 Variation curves of trenching depth under two downforce control methods at different operating speeds

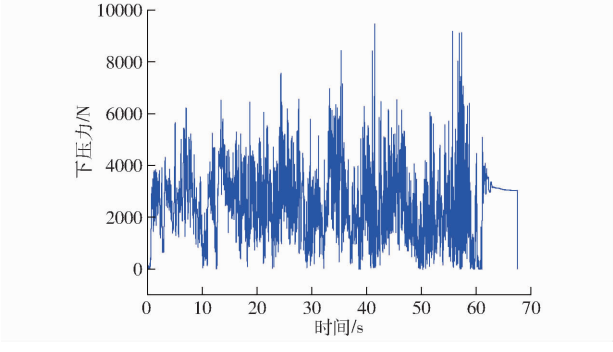


图 19 仿形限深轮实时接地压力变化曲线

Fig. 19 Curve of real-time ground contact pressure variation for contour-following depth-control wheel

开沟深度标准差和变异系数可以反映不同下压力调控方式下开沟深度的波动情况，根据试验数据计算两种下压力调控方式开沟深度平均值、合格率、标准差、变异系数，结果如表 4 所示。

由表 4 可知，不同作业速度下，电液控仿形液压系统开沟深度平均值与设定开沟深度值最大误差出现在 16 km/h 作业速度下，为 4.38 mm。与之相比，机械弹簧调控方式下开沟深度平均值最大误差为 8.50 mm。对比两种调控方式下的开沟深度合格率，随着开沟作业速度升高，两种开沟深度调控方式的开沟深度合格率均呈降低趋势，在最高 16 km/h 的作业速度下电液控仿形液压系统的开沟深度合格率在 80% 以上，满足国家标准要求。与之相比，机械弹簧调控方式在作业速度由 10 km/h 上升至 12 km/h 时开沟深度合格率大幅降低至 75% 以下，未能达到国家标准要求，当作业速度上升至 16 km/h 后，开沟深度合格率降低至 50%。在 5 种作业速度下电液控仿形液压系统比机械弹簧调控方式的开沟深度合格率分别提高了 2.04、13.95、30.56、35.48、

表 4 田间对比试验结果

Tab. 4 Results of field comparison experiment

评价指标	调控方式	作业速度/(km·h⁻¹)				
		8	10	12	14	16
开沟深度平均值/mm	A	35.72	33.86	32.52	31.52	31.50
	B	40.02	38.94	37.46	35.86	35.62
开沟深度合格率/%	A	98.00	86.00	72.00	62.00	50.00
	B	100.00	98.00	94.00	84.00	82.00
开沟深度标准差/mm	A	3.69	4.11	5.05	5.54	6.73
	B	1.88	3.06	4.26	4.36	4.85
开沟深度变异系数/%	A	10.32	12.15	15.54	17.58	21.37
	B	4.70	7.85	11.38	12.16	13.60

注：A 表示机械弹簧调控方式，B 表示电液控仿形调控方式。

64.00 个百分点，平均提高了 29.21 个百分点，由此可知：作业速度越高，电液控仿形液压系统对开沟深度合格率的提升效果越显著。

对比两种调控方式下的开沟深度标准差和变异系数，随着开沟作业速度的提高，两种调控方式的开沟深度标准差和变异系数均逐渐升高，开沟深度的标准差和变异系数反映开沟深度测量值相对于开沟深度均值的离散程度，标准差和变异系数越小，开沟深度的离散程度越低，开沟深度的差异越小，开沟深度越稳定。在 5 种作业速度下电液控仿形液压系统比机械弹簧调控方式的开沟深度标准差分别降低了 48.99%、25.72%、15.64%、21.32%、28.04%，平均降低了 27.94%；开沟深度变异系数分别降低了 54.47%、35.41%、26.76%、30.84%、36.36%，平均降低了 36.77%。这表明在高速作业下，电液控仿形液压系统开沟深度的稳定性显著优于机械弹簧调控方式，满足农业行业标准《免耕播种机质量评价技术规范》的要求。

5　结论

（1）设计一种播深控制液压系统，包括机械系统、液压系统和控制系统，可提高免耕播种机作业质量。

（2）通过 AMESim 进行液压系统仿真，以液压油缸压力、流量以及位移为指标，确定液压系统响应频率可达 5 Hz；台架验证试验表明，在 18 MPa 压力输入下平均响应时间为 0.125 s，超调量为 0.50% ~ 12.24%，平均超调量为 6.18%。

（3）电液控仿形液压系统田间性能对比试验结果表明，在 14 ~ 16 km/h 高速作业条件下，电液控仿形液压系统开沟深度合格率平均为 83%，相较于机械弹簧调控方式提高了 27%；开沟深度标准差平均为 4.605 mm，变异系数平均为 12.88%，相较于机械弹簧调控方式，分别降低 24.7%、33.6%。

参　考　文　献

[1] 齐智娟，宋芳，张忠学，等. 保护性耕作对寒地黑土土壤水热效应与玉米产量的影响[J]. 农业机械学报，2022，53(12)：380 - 389.
QI Zhijuan, SONG Fang, ZHANG Zhongxue, et al. Effects of conservation tillage on soil water and heat conditions and maize yield in cold black soil region[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(12): 380 - 389. (in Chinese)

[2] 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 of precision seeding technology for maize[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(11): 38 - 48. (in Chinese)

[3] 汪可欣，付强，张中昊，等. 秸秆覆盖与表土耕作对东北黑土根区土壤环境的影响[J]. 农业机械学报，2016，47(3)：131 - 137.
WANG Kexin, FU Qiang, ZHANG Zhonghao, et al. Effects of straw mulching and surface soil tillage on soil environment in root zone of northeast black soil[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(3): 131 - 137. (in Chinese)

[4] 赵永来，陈智，孙悦超，等. 作物残茬覆盖农田地表土壤抗风蚀效应试验[J]. 农业机械学报，2011，42(6)：38 - 42，37.
ZHAO Yonglai, CHEN Zhi, SUN Yuechao, et al. Experimental study on the effect of crop stubble covering on soil anti-erosion capacity at the field surface[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(6): 38 - 42, 37. (in Chinese)

[5] 赵淑红，蒋恩臣，闫以勋，等. 小麦播种机开沟器双向平行四杆仿形机构的设计及运动仿真[J]. 农业工程学报，2013，29(14)：26 - 32.
ZHAO Shuhong, JIANG Enchen, YAN Yixun, et al. Design and motion simulation of bidirectional parallel four-bar profile generator for wheat seeding machine[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(14): 26 - 32. (in Chinese)

[6] 黄东岩，朱龙图，贾红雷，等. 基于压电薄膜的免耕播种机播种深度控制系统[J]. 农业机械学报，2015，46(4)：1 - 8.
HUANG Dongyan, ZHU Longtu, JIA Honglei, et al. Seedbedding depth control system for no-tillage seeding machine based on piezoelectric film[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(4): 1 - 8. (in Chinese)

[7] 白慧娟，方宪法，王德成，等. 玉米播种机播深和压实度综合控制系统设计与试验[J]. 农业机械学报，2020，51(9)：61 - 72.
BAI Huijuan, FANG Xianfa, WANG Decheng, et al. Design and experiment of a comprehensive control system for seed depth and compaction degree of corn planters[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(9): 61 - 72. (in Chinese)

[8] 梁方，雷淇奥，郑思远，等. 开沟深度定压电液仿形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 pressure-regulated electro-hydraulic form-following control system for furrow depth[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(21): 1 - 8. (in Chinese)

[9] 高原源，王秀，杨硕，等. 播种机气动式下压力控制系统设计与试验[J]. 农业机械学报，2019，50(7)：19 - 29.
GAO Yuanyuan, WANG Xiu, YANG Shuo, et al. Design and experiment of air-powered underpressure control system for seeders[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(7): 19 - 29. (in Chinese)

[10] 高原源，王秀，杨硕，等. 基于 CAN 总线的播种深度监测评价系统研究[J]. 农业机械学报，2019，50(12)：23 - 32.

GAO Yuanyuan, WANG Xiu, YANG Shuo, et al. Research on the monitoring and evaluation system for seed depth based on CAN bus[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(12): 23 - 32. (in Chinese)
[11] 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. Seeding unit for underground pressure measurement method and mathematical model[J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(5): 1 - 9. (in Chinese)
[12] 尚家杰. 东北黑土区免耕播种机播深稳定关键技术研究与试验[D].哈尔滨:东北农业大学,2024.
SHANG Jiajie. Research and test of key technology of sowing depth stability of no-till planter in phaeozem region of northeast china[D]. Harbin: Northeast Agricultural University,2024. (in Chinese)
[13] 陈长远.液压集成阀块的优化设计及增材制造仿真[D].兰州:兰州交通大学,2023.
CHEN Changyuan. Optimization design and additive manufacturing simulation of hydraulic manifold blocks[D]. Lanzhou: Lanzhou Jiaotong University,2023. (in Chinese)
[14] 张松亭,陈新元,李邦,等.基于 AMESim 的先导式比例压力阀仿真与试验[J].液压气动与密封,2023,43(12):59 - 63.
ZHANG Songting, CHEN Xinyuan, LI Bang, et al. Simulation and experiment of pilot-type proportional pressure valve based on AMESim[J]. Hydraulics, Pneumatics and Seals, 2023, 43(12): 59 - 63. (in Chinese)
[15] 杜海清,惠相君.基于 AMESim 的减压阀的建模与分析[J].液压气动与密封,2020,40(7):1 - 4.
DU Haiqing, HUI Xiangjun. Modeling and analysis of relief valve based on AMESim[J]. Hydraulics, Pneumatics and Seals, 2020, 40(7): 1 - 4. (in Chinese)
[16] 王小军,孟利民,满辉.基于 AMESim 新型先导式减压阀设计与性能分析[J].机械工程与自动化,2022(5):26 - 27,30.
WANG Xiaojun, MENG Limin, MAN Hui. Design and performance analysis of a new pilot-type pressure reducing valve based on AMESim[J]. Mechanical Engineering and Automation, 2022(5): 26 - 27, 30. (in Chinese)
[17] 梁现民.基于压力传感器和超声波传感器协同的播深控制装置研究[D].淄博:山东理工大学,2024.
LIANG Xianmin. Research on a seeding depth control device based on the collaboration of pressure sensors and ultrasonic sensors[D]. Zibo: Shandong University of Technology,2024. (in Chinese)
[18] 朱毅.旋耕播种机种沟沟深自动调节装置试验研究与分析[D].长沙:湖南农业大学,2020.
ZHU Yi. Experimental research and analysis on the automatic adjustment device of seed groove depth of rotary tillage seeder [D]. Changsha: Hunan Agricultural University,2020. (in Chinese)
[19] 钱阳辉.基于电液比例阀控缸位置系统的控制策略及性能研究[D].上海:东华大学,2012.
QIAN Yanghui. Research of control strategy based on the electro-hydraulic proportional position control system[D]. Shanghai: Donghua University,2012. (in Chinese)
[20] 侯守印,陈海涛,邹震,等. 玉米原茬地侧向清茬刀设计与试验[J]. 农业工程学报,2020,36(2):59 - 69.
HOU Shouyin, CHEN Haitao, ZOU Zhen, et al. Design and test of lateral stubble cleaning blade for corn stubble field[J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(2): 59 - 69. (in Chinese)
[21] 王汉羊,陈海涛,纪文义. 2BMFJ - 3 型麦茬地免耕精播机防堵装置[J]. 农业机械学报,2013,44(4):64 - 70.
WANG Hanyang, CHEN Haitao, JI Wenyi. Anti-blocking mechanism of type 2BMFJ - 3 no-till precision planter for wheat stubble fields[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(4): 64 - 70. (in Chinese)
[22] 史乃煜,陈海涛,叶俊宏,等. 华东稻麦轮作区立旋自走电驱动式定角度清秸机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(8): 127 - 137.
SHI Naiyu, CHEN Haitao, YE Junhong, et al. Design and experiment of vertical rotating self-propelled fixed-angle straw cleaning machine in East China Rice and Wheat Crop Rotation Area[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(8): 127 - 137. (in Chinese)
[23] 刘会森,张玉莲,董全林.模糊 PID 在智能调节阀控制系统中的应用[J].机床与液压,2018,46(1):91 - 96.
LIU Huisen, ZHANG Yulian, DONG Quanlin. Application of fuzzy PID in intelligent regulating valve control system[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2018, 46(1): 91 - 96. (in Chinese)
[24] 侯守印,陈海涛,邹震,等. 原茬地种床整备侧向滑切清秸刀齿设计与试验[J]. 农业机械学报,2019,50(6):41 - 51,217.
HOU Shouyin, CHEN Haitao, ZOU Zhen, et al. Design and test of side-direction straw-cleaning blade for seedbed treatment of original stubble planter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(6): 41 - 51, 217. (in Chinese)
[25] 张海玉.大豆精播机电液仿形系统研究[D].大庆:黑龙江八一农垦大学,2010.
ZHANG Haiyu. Research on electro-hydraulic profiling system of soybean precision planter[D]. Daqing: Heilongjiang Bayi Agricultural University,2010. (in Chinese)
[26] 耿学强.精密液压播种机单体播种深度控制研究[D].沈阳:东北大学,2017.
GENG Xueqiang. Research on precision hydraulic sowingmachine unit depth control[D]. Shenyang: Northeastern University, 2017. (in Chinese)