

基于水力-机械组合的自走式挖藕机设计与试验

周 勇^{1,2} 刘 冉^{1,2} 张国忠^{1,2} 陶国瑛^{1,2} 王永乐^{1,2} 唐楠锐^{1,2}

(1. 华中农业大学工学院, 武汉 430070; 2. 农村农业部长江中下游农业装备重点实验室, 武汉 430070)

摘要: 针对人工水力挖藕劳动强度大、雇佣成本高,以及现有采藕机存在无自走功能、采挖效率低等问题,本文设计了一种基于水力-机械组合的自走式挖藕机,设计了履带底盘、水力冲刷系统、水力-机械组合式采挖装置、液压与动力系统关键部件。建立了螺旋输送机与泥土间相互作用的力学模型,明晰了影响螺旋输送机清泥效果的因素主要为叶片升角、叶片高度、螺旋输送机有效长度、螺旋输送机轴径、螺旋输送机转速、螺旋输送机前进速度和入泥深度,利用 EDEM 仿真开展了单因素试验和正交试验,结果表明,当叶片升角为 25°、螺旋输送机转速为 125 r/min、螺旋输送机前进速度为 0.05 m/s 时,螺旋输送机清泥效果最佳。基于台架开展了以莲藕挖净率 A 为试验指标,以喷嘴相对螺旋输送机高度 h_1 、喷嘴射流角 θ_1 、水泵吸水深度 h_2 、台架前进速度 v_2 、螺旋输送机入泥深度 d 和转速 n 为试验因素的单因素试验和以喷嘴射流角 θ_1 、台架前进速度 v_2 、喷嘴相对螺旋输送机的高度 h_1 为试验因素的 Box - Behnken 中心组合试验,台架试验结果表明:当喷嘴射流角为 24°、台架前进速度为 0.048 m/s、喷嘴相对螺旋输送机高度为 55 mm 时,莲藕挖净率最佳,优化与验证结果分别为 97% 和 95%。田间试验结果表明,基于水力-机械组合的自走式挖藕机挖净率为 93.9%,损伤率为 2.7%,作业效率为 340 m²/h。相比于人工水力挖藕,挖净率提升 8.3 个百分点,作业效率提升近 6 倍。

关键词: 挖藕机; 螺旋输送机; 水力冲刷; 组合; 自走式

中图分类号: S225.92 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2026)14-0204-10 OSID: 

Design and Test of Self-propelled Lotus Root Digger Based on Hydraulic - Mechanical Combination

Zhou Yong^{1,2} Liu Ran^{1,2} Zhang Guozhong^{1,2} Tao Guoying^{1,2} Wang Yongle^{1,2} Tang Nanrui^{1,2}

(1. College of Engineering, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070, China

2. Key Laboratory of Agricultural Equipment in Mid-lower Yangtze River, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Wuhan 430070, China)

Abstract: In response to the high labor intensity and high labor costs associated with manual hydraulic lotus root harvesting, as well as the lack of self-propulsion and low harvesting efficiency of existing lotus root harvesters, a design for a self-propelled lotus root harvester was presented based on a hydraulic - mechanical combination. Key components included a tracked undercarriage, a hydraulic flushing system, a hydraulic-mechanical combined harvesting device, and hydraulic and power systems. A mechanical model of the interaction between the screw conveyor and the soil was established, clarifying that the factors primarily affecting the screw conveyor's mud-clearing performance were the blade angle of attack, blade height, effective length of the screw conveyor, screw conveyor shaft diameter, screw conveyor rotational speed, screw conveyor forward speed, and penetration depth. Single-factor and orthogonal experiments were conducted using EDEM simulation. The results indicated that the best mud-cleaning performance was achieved when the blade pitch angle was 25°, the screw conveyor rotational speed was 125 r/min, and the screw conveyor travel speed was 0.05 m/s. Based on a test rig, single-factor experiments were conducted by using lotus root cleaning efficiency A as the test indicator, with the relative height of the nozzle to the screw conveyor h_1 , nozzle jet angle θ_1 , water pump suction depth h_2 , test rig feed rate v_2 , screw conveyor mud penetration depth d , and rotational speed n as experimental factors. Additionally, Box - Behnken central composite experiments were conducted with nozzle jet angle

收稿日期: 2025-04-15 修回日期: 2025-04-30

基金项目: 国家特色蔬菜产业技术体系专项(CARS-24-D-02)和湖北省高等学校优秀中青年科技创新团队计划项目(T201934)

作者简介: 周勇(1976—),男,副教授,博士,主要从事现代农业装备设计与测控研究,E-mail: zhyong@mail.hzau.edu.cn

θ_1 , the test bench feed rate v_2 , and the height h_1 of the nozzle relative to the screw conveyor as experimental factors. The results indicated that the lotus root cleaning rate of the test bench was optimal when the nozzle jet angle was 24° , the test bench feed rate was 0.048 m/s, and the height of the nozzle relative to the screw conveyor was 55 mm, with optimization and validation results of 97% and 95%, respectively. Field trial results indicated that the self-propelled lotus root harvester, based on a hydraulic – mechanical combination, achieved a harvesting rate of 93.9%, a damage rate of 2.7%, and an operational efficiency of 340 m²/h. Compared with manual hydraulic harvesting, the harvesting rate was increased by 8.3 percentage points, and operational efficiency was improved nearly sixfold.

Key words: lotus root digging machine; screw conveyor; hydraulic scour; combination; self-propelled type

0 引言

莲藕(Lotus root)生长在厚 15 ~ 50 cm 的泥土下,单支最长可达 200 cm 以上,是我国种植面积最大、产量最多的特色水生蔬菜,广泛种植于湖北、江苏及山东等地区,总种植面积已超 4×10^5 hm² 且年增长约 23.6%^[1]。2022 年我国莲藕出口量为 2.55×10^4 t,出口额为 0.42 亿美元^[2-4]。我国莲藕机械化收获环节极其薄弱,目前仍以人工水力挖藕方式为主,存在劳动强度大、雇佣成本高且劳动力短缺等问题,严重制约了莲藕产业的可持续发展。

目前国内外挖藕机械大多将水泵、柴油机及喷嘴组件等搭载在浮筒^[5-6]、轮式手扶车^[7]、机耕船^[8]、履带底盘^[9-11]、螺旋推进底盘^[12-13]等行走装置上,采用单一水力冲刷采挖原理进行莲藕收获。普遍采用浮筒式挖藕机,该机体积小且操作简单,但存在无自走功能、采收效率低等缺陷。部分大型莲藕种植基地开始引进履带自走式挖藕机,解决了自走问题,但存在莲藕损伤率高和漏挖等问题。

本文设计一种基于水力-机械组合的自走式挖藕机。采用螺旋输送机清泥与水力冲刷相组合的采挖原理,通过螺旋输送机预先清理荷杆和部分表层泥土,减少高压水流破土时间,以提高采收效率;同时采用液压驱动的履带底盘,以适应藕田泥泞环境且易于田间转场作业,以期为莲藕机械化收获技术改进提供参考。

1 总体结构与工作原理

1.1 总体结构

如图 1 所示,整机主要由履带底盘、水力冲刷系统、水力-机械组合式挖藕装置、液压系统与柴油机组成。其中水力冲刷系统包括汽油机、水泵、高压水管、分水器及喷嘴等,水力-机械组合式挖藕装置包括螺旋输送机、分水器多轴运动装置及平行四杆机构等,液压系统包括液压缸、马达、液压泵、换向阀及

油箱等。履带底盘采用液压马达驱动,可实现整机前进、后退及原地转向等作业要求。水力-机械组合式挖藕装置、分水器及喷嘴等部件,通过平行四杆机构安装于底盘前方,可利用前置液压缸调节作业高度。水泵、汽油机等部件,通过槽钢滑道和 L 形承重架安装于底盘后方,可利用后置液压缸调节水泵吸水深度。柴油机、液压泵、换向阀及液压油箱等部件安装于底盘上方,柴油机和汽油机可实现液压泵与水泵独立驱动。

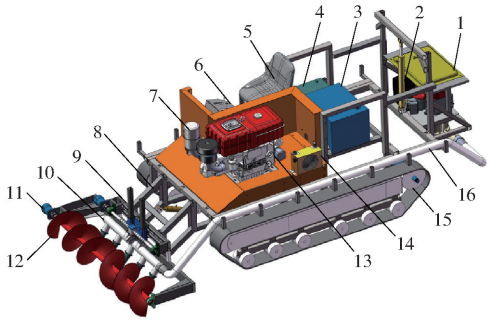


图 1 整机总体结构

Fig. 1 General structure of whole machine

1. 汽油机和水泵机组 2. 液压缸 3. 液压油箱 4. 电瓶 5. 座椅
6. 换向阀操纵台 7. 柴油机 8. 平行四杆机构 9. 分水器多轴运动装置 10. 分水器及喷嘴 11. 液压马达 12. 螺旋输送机
13. 液压泵 14. 液压油风冷扇 15. 履带底盘 16. 高压水管

1.2 工作原理

作业前,根据藕田泥脚深度和水位等情况,通过液压阀块操纵台调节前、后置液压缸伸缩长度,使螺旋输送器和水泵分别达到适宜的入泥深度和吸水深度,并调整分水器多轴运动装置的方管销孔位置,以调节喷嘴适宜射流高度和角度。作业时,行走液压马达驱动履带底盘在藕田中行走,2 个小型液压马达分别驱动螺旋输送器和往复丝杠,其中螺旋输送器预先将荷杆和表层泥土清理至两侧,往复丝杠带动分水器 and 喷嘴作往复摆动。汽油机驱动水泵从底部吸水并加压,高压水流经高压水管输送至分水器,最终喷嘴执行往复冲刷作业,以清除莲藕上方剩余的泥土层,直至莲藕靠自身浮力浮出水面后进行人工收集。整机作业原理如图 2 所示,图中 I 为无藕

层,Ⅱ为含藕层,Ⅲ为硬底层,主要性能参数如表 1 所示。

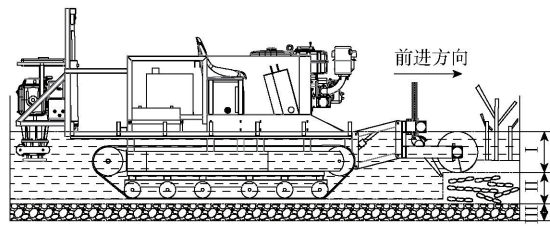


图2 作业原理图
Fig.2 Operating principle diagram

表 1 整机主要性能参数

Tab.1 Main performance parameters of whole machine

参数	数值
整机尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm)	2 400×1 500×1 250
质量/kg	1 410.7
行驶速度/(m·s ⁻¹)	0~0.8
作业幅宽/mm	2 000
柴油、汽油机功率/kW	23.5、17.1
水泵功率/kW	12

2 关键部件设计

2.1 履带底盘

设计的履带底盘主要由机架、驱动轮、支重轮及橡胶履带等组成,履带底盘较轮式底盘更适于湿软地面^[14]。利用 Solidworks 计算整机质量 m 为 1 410.7 kg,履带宽度 b 计算式为^[15]

$$b = (0.9 \sim 1.3) \times 209 \sqrt[3]{10^{-3} m} \tag{1}$$

可得 b 为 211~305 mm。考虑到藕田土壤含水率高且坚实度低,可适当增加履带宽度以降低接地比压^[16],最终确定履带宽度 b 为 320 mm。

接地比压 p 与履带接地面积间关系为

$$p = \frac{mg}{2lb} \tag{2}$$

式中 g ——重力加速度,取 9.8 m/s²
 l ——履带接地长度,mm

履带底盘在水田中接地比压 p 为 15~25 kPa^[17],将各参数代入计算可得履带接地长度 l 为 882~1 469 mm,可适当增加履带接地长度以降低接地比压,提高防陷能力和通过性,最终确定履带接地长度 l 为 1 600 mm。

履带接地长度与轨距比值对履带底盘直线和转向性能有重要影响,比值过大会导致转向困难,比值过小则行驶稳定性较差^[18-19]。水田环境下两者比值为 1.15~1.39,最终确定轨距为 1 320 mm。

履带接近角和离去角会影响底盘越障性能,两者数值越大,越障通过性越好,接近角一般取 45°,离去角一般略小于接近角^[20],最终确定接近角和离

去角为 45°和 40°。

经实地调研知,深水藕田水深为 300~500 mm,考虑整机作业时会有下陷现象,最终确定底盘离地间隙为 700 mm。

2.2 水力冲刷系统

如图 3 所示,水力冲刷系统主要由 L 形承重机架、汽油机、水泵、高压水管、水管快接头、喷嘴及分水器等组成。L 形承重机架可沿两侧槽钢上下滑动,通过液压缸调节水泵吸水深度(0~500 mm)。高压水管两端采用消防快接头与水泵、分水器连接,通过小型 L 形支架对其进行托举,防止水管被底盘卷入。采用射流效果较好的圆锥柱形喷嘴,出水口内径为 15 mm,入水口内径 57 mm。基于整机作业幅宽要求,设计分水器总长度为 1 000 mm,从侧端单口进水并设有 5 个间隔为 250 mm 的出水口。为减少水路水力能量损失,设计分水器进水口、水泵出水口、高压水管三者内径一致,在分水器出水口内径和喷嘴进水口外径加工 DN50 螺纹,以方便两者快速连接。

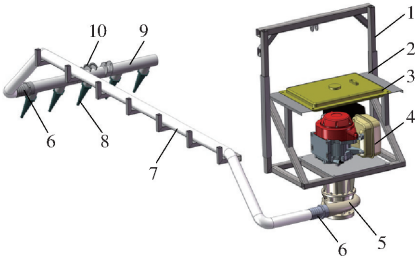


图3 水力冲刷系统结构
Fig.3 Structure of hydraulic flushing system

1. L 形承重机架 2. 汽油箱安装板 3. 汽油箱 4. 汽油机 5. 水泵 6. 消防快接头 7. 高压水管 8. 喷嘴 9. 喷嘴射流角调节装置 10. 分水器

经实地调研知,人工水力挖藕所用水泵大多为扬程 20 m 的污水泵,考虑到水路水力能量损失且藕田中荷秆等杂物较多,最终选定扬程 30 m 绞刀式污水泵,流量为 80 m³/h、功率为 12 kW、出水口直径为 75 mm,吸水口还装有防止杂物堵塞的旋转刀片。配套动力选定隆鑫 2P77F 型汽油机,额定功率为 17.1 kW,转速为 3 000 r/min,最大转矩为 48 N·m。

2.3 水力-机械组合式挖藕装置

2.3.1 结构设计

如图 4 所示,水力-机械组合式挖藕装置主要由螺旋输送器、分水器多轴运动装置、平行四杆机构、液压马达、联轴器及轴承座等组成,其中分水器多轴运动装置主要由液压马达、联轴器、往复丝杠、连接板、直线导轨、高度及角度调节方管等组成。通过液压缸控制平行四杆机构升降,调节螺旋输送器清泥深度。往复丝杠螺母与直线导轨滑块采用螺栓固定

连接,高度调节方管通过销轴与连接板、分水器连接,以调节喷嘴的冲刷高度。角度调节方管通过销轴与高度调节方管、分水器角度盘连接,以调节喷嘴冲刷角度。根据整机作业幅宽要求,将往复丝杠设计为直径 25 mm、行程 1 000 mm、螺距 25 mm、总长 1 400 mm。

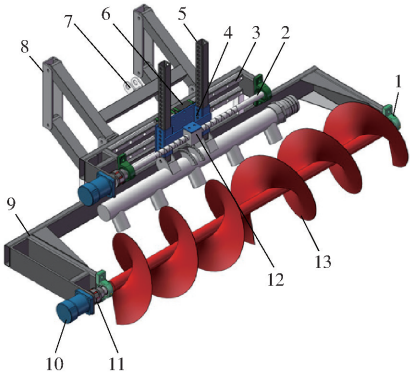


图 4 水力-机械组合式挖藕装置结构

Fig. 4 Structure of hydro - mechanical combined root digging device

1. 轴承座 2. 往复丝杠 3. 直线导轨 4. 连接板 5. 高度调节方管 6. 导轨滑块 7. 液压缸底座 8. 平行四杆机构 9. 机架 10. 液压马达 11. 联轴器 12. 丝杠螺母 13. 螺旋输送机

2.3.2 螺旋输送机与土壤间相互作用力学模型

螺旋输送机主要对表层不含莲藕土壤快捷去除,以提高水力系统冲刷清除土壤效率,故对其与土壤相互作用过程进行分析。螺旋输送机作业时所受阻力主要来源于:土壤对叶片的旋转摩擦阻力转矩(旋转阻力转矩 M)和土壤对螺旋输送机前进方向的阻力(前进阻力 F),两者可作为评价螺旋输送机清泥性能的重要指标^[21-22]。

螺旋输送机结构如图 5 所示,叶片螺距 P 与叶片升角 η 关系为

$$\begin{cases} P = \pi(b_1 + r) \tan \eta \\ b_1 = r + h \end{cases} \quad (3)$$

式中 b_1 ——叶片顶径,mm
 r ——螺旋输送机轴径,mm
 h ——叶片高度,mm

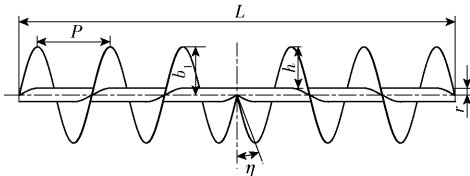


图 5 螺旋输送机结构示意图

Fig. 5 Schematic of a screw conveyor

对螺旋输送机清泥时所受的旋转阻力转矩和前进阻力进行计算,需先将叶片划分成若干小区间,然后采用积分原理求解。如图 6 所示,取叶片上任一

点 $P(\rho, \theta)$ 的邻域,其对土壤作用的合速度 v 在坐标轴方向上分量为

$$\begin{cases} v_x = 2\pi n \rho \sin(\theta + 2\pi n t) \\ v_y = 2\pi n \rho \cos(\theta + 2\pi n t) \\ v_z = 2\pi n \rho \tan \eta \end{cases} \quad (4)$$

式中 t ——螺旋输送机对土壤的作用时间,s
 n ——螺旋输送机转速,r/s
 ρ ——点 P 极径,mm
 θ ——点 P 极角,(°)

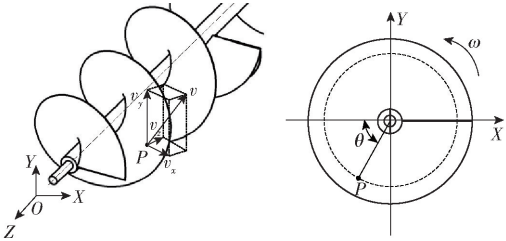


图 6 螺旋输送机运动示意图

Fig. 6 Schematic of a screw conveyor in operation

点 P 对土壤作用的合速度 v 与坐标轴夹角为

$$\begin{cases} A_x = \arctan \frac{\sqrt{v_y^2 + v_z^2}}{v_x} \\ A_y = \arctan \frac{\sqrt{v_x^2 + v_z^2}}{v_y} \\ A_z = \arctan \frac{\sqrt{v_x^2 + v_y^2}}{v_z} \end{cases} \quad (5)$$

螺旋输送机作恒转速运动情况下,点 P 对土壤作用的应力 τ 表达式为^[23]

$$\tau = \frac{v}{\lambda k} \left[(1 - e^{-k_1 \lambda k t}) \left(1 - \frac{1}{k k_1} \right) + \lambda t \right] \quad (6)$$

式中 k, k_1, λ ——土壤流变常数

点 P 邻域 $S(I)$ 与土壤产生的相互作用力 $\Delta H(I)$ 表达式为

$$\Delta H(I) = S(I) \tau(I) \quad (7)$$

将 $\Delta H(I)$ 分解到坐标轴方向得到土壤对点 P 邻域作用力微元 $\Delta F_x(I), \Delta F_y(I), \Delta F_z(I)$ 计算式为

$$\begin{cases} \Delta F_x(I) = \Delta H(I) \cos A_x \\ \Delta F_y(I) = \Delta H(I) \cos A_y \\ \Delta F_z(I) = \Delta H(I) \cos A_z \end{cases} \quad (8)$$

对 X 轴方向上作用力微元 $\Delta F_x(I)$ 在螺旋输送机有效长度 L 上求和,可得螺旋输送机清泥时所受的前进阻力 F 计算式为

$$F = \sum \Delta F_x(I) = \Delta H(I) \cos A_x \quad (9)$$

螺旋输送机在作业过程受到的旋转阻力转矩 M 主要来源于叶片与土壤接触面产生的法向压力,为了计算该法向压力,需将土壤对点 P 邻域的作用力微元,投影到叶片微元面的法线方向并求和,从而得

到土壤对叶片微元的法向压力 $\Delta F(I)$ 为

$$\Delta F(I) = \Delta F_x(I) \sin \eta + \Delta F_y(I) \sin \eta + \Delta F_z(I) \cos \eta$$

(10)

微元正压力产生沿螺旋面的微元摩擦力,进而产生微元摩擦阻力转矩 $\Delta M(I)$, 对其在螺旋输送机有效长度 L 上求和可得螺旋输送机清泥时所受的旋转阻力转矩 M 为

$$M = \sum \Delta M(I) = \sum \mu \Delta F(I) \cos \eta p$$

(11)

式中 μ ——土壤摩擦因数

综上,螺旋输送机清泥时所受的旋转阻力转矩和前进阻力受结构参数、运动参数及土壤物理特性的影响,其中结构参数主要有:叶片升角 η 、叶片高度 h 、螺旋输送机有效长度 L 、螺旋输送机轴径 r 等,运动参数主要有:螺旋输送机转速 n 、螺旋输送机前进速度 v_1 、螺旋输送机入泥深度 d 等。根据整机作业幅宽和实地调研情况,可确定影响因素参数取值:螺旋输送机有效长度 L 为 2 000 mm、叶片高度 h 为 125 mm、螺旋输送机轴径 r 为 25 mm。

2.3.3 EDEM 仿真试验

为进一步优化各影响因素,利用 EDEM 软件对螺旋输送机清泥过程开展仿真试验。如图 7 所示,在 EDEM 软件中建立长 5 000 mm、宽 2 500 mm、高 400 mm 的土槽,将螺旋输送机模型导入 EDEM 并为其添加转动和平动参数。EEPA 接触模型是考虑颗粒弹性-塑性接触变形的非线性滞后弹簧模型^[24],能较好模拟藕田土壤在受挤压后的状态,故土壤-土壤间采用 EEPA 接触模型。JKR 接触模型是考虑颗粒间范德华力影响和黏性接触的模型^[24],可模拟土壤黏附在螺旋输送机表面状态,故土壤-螺旋输送机间采用 JKR 接触模型。由于后期需要在室内土槽开展仿真验证试验,故土壤和材料本征和接触仿真参数均选用课题组前期学者对该室内土槽已标定的参数取值^[26]。

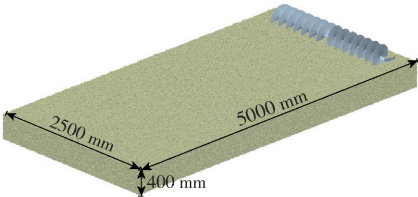


图 7 螺旋输送机与土壤仿真模型

Fig.7 Screw conveyor and soil simulation model

(1)单因素仿真试验

为确定剩余因素对旋转阻力转矩 M 和前进阻力 F 的影响规律,以叶片升角 η 、螺旋输送机转速 n 、螺旋输送机前进速度 v_1 和螺旋输送机入泥深度 d

为试验因素,开展单因素仿真试验。试验因素水平如表 2 所示,试验时固定因素取中间水平,试验结果如图 8 所示。

表 2 单因素试验水平
Tab.2 One-way test level

水平	因素			
	$\eta/(^{\circ})$	$n/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	$v_1/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	d/mm
1	10	50	0.04	100
2	15	75	0.05	125
3	20	100	0.06	150
4	25	125	0.07	175
5	30	150	0.08	200

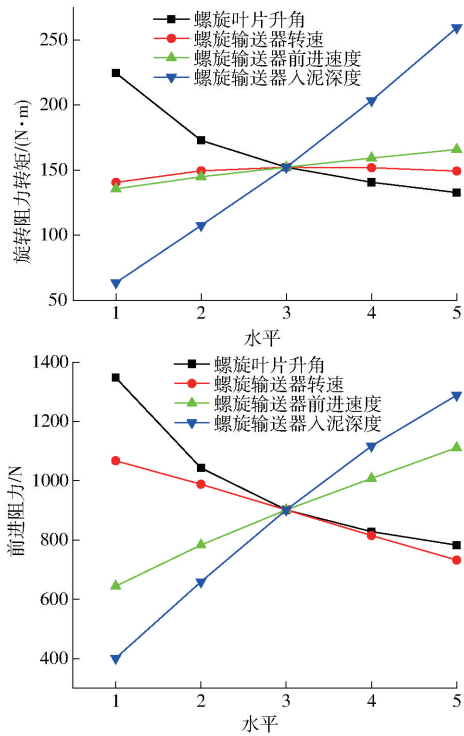


图 8 单因素仿真试验结果

Fig.8 Results of one-factor simulation experiments

由图 8 可知,旋转阻力转矩 M 随螺旋输送机转速 n 、螺旋输送机前进速度 v_1 和螺旋输送机入泥深度 d 的增大而增大,随叶片升角 η 的增大而减小;前进阻力 F 随螺旋输送机前进速度 v_1 和螺旋输送机入泥深度 d 的增大而增大,随叶片升角 η 和螺旋输送机转速 n 的增大而减小。考虑到螺旋输送机入泥深度 d 受藕田莲藕种植深度影响较大,故后续优化试验仅对其余 3 个因素进行优化。

(2)正交仿真试验

为探究叶片升角 η 、螺旋输送机转速 n 和螺旋输送机前进速度 v_1 对旋转阻力转矩 M 和前进阻力 F 影响的最优参数,开展 $L_9(3^4)$ 正交仿真试验。因素水平如表 3 所示,试验方案与结果如表 4 所示,表中 A 、 B 、 C 为因素水平,极差分析如表 5 所示。

表 3 正交试验因素水平
Tab.3 Orthogonal test factor

水平	因素		
	叶片升角	螺旋输送机转速	螺旋输送机前进
	$\eta/(^{\circ})$	$n/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	速度 $v_1/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$
1	15	75	0.05
2	20	100	0.06
3	25	125	0.07

表 4 正交仿真试验方案及结果

Tab.4 Orthogonal simulation test programme and results

试验序号	因素			$M/(\text{N}\cdot\text{m})$	F/N
	A	B	C		
1	1	1	1	164.1	1 020.6
2	1	2	2	172.8	1 043.2
3	1	3	3	180.1	1 066.6
4	2	1	3	155.6	1 097.1
5	2	2	1	144.2	779.1
6	2	3	2	152.4	820.0
7	3	1	2	141.8	929.1
8	3	2	3	149.5	938.6
9	3	3	1	125.5	604.5

表 5 极差分析

Tab.5 Extreme variance analysis

指标		A	B	C
旋转阻力转矩 $M/(\text{N}\cdot\text{m})$	K_1	517.0	461.5	433.8
	K_2	452.2	466.5	467.0
	K_3	416.8	458.0	485.2
	k_1	172.3	153.8	144.6
	k_2	150.7	155.5	155.7
	k_3	138.9	152.7	161.7
	R	33.4	2.8	17.1
	因素主次	$A > C > B$		
	最优方案	$A_3B_3C_1$		
前进阻力 F/N	K_1	3 130.4	3 046.8	2 404.2
	K_2	2 696.2	2 760.9	2 792.3
	K_3	2 472.2	2 491.1	3 102.3
	k_1	1 043.7	1 015.6	801.4
	k_2	898.7	920.3	930.7
	k_3	824.1	830.4	1 034.1
	R	219.6	185.2	232.7
	因素主次	$C > A > B$		
	最优方案	$A_3B_3C_1$		

由表 5 可知,影响旋转阻力转矩 M 因素主次顺序为:叶片升角 η 、螺旋输送机前进速度 v_1 、螺旋输送机转速 n 。影响前进阻力 F 因素主次顺序为:螺旋输送机前进速度 v_1 、叶片升角 η 、螺旋输送机转速 n 。旋转阻力转矩 M 随叶片升角 η 增加而减小,随螺旋输送机转速 n 增加呈先增加后减小,随螺旋输送机前进速度 v_1 增加而增加;前进阻力 F 随叶片升角 η 、螺旋输送机转速 n 增加而减

小,随螺旋输送机前进速度 v_1 增加而增加。综上,优选方案为 $A_3B_3C_1$,即当叶片升角为 25° 、螺旋输送机转速为 125 r/min、螺旋输送机前进速度为 0.05 m/s 时,旋转阻力转矩和前进阻力最小,此时清泥性能最佳。

2.4 液压系统与柴油机

液压原理如图 9 所示,柴油机驱动单、双联齿轮泵将油路分成 3 条支路。单齿轮泵支路为并联,液压油流经压力表和 4 个三位四通手动换向阀,以驱动螺旋输送器和往复丝杠液压马达,以及前后置液压缸。双联齿轮泵,液压油分别流经各自支路压力表和三位四通手动换向阀,以用于驱动底盘行走马达。节流阀可对各支路液压马达转速进行调节,并利用激光测速仪对马达转速测量,可实现螺旋输送机、往复丝杠、底盘行走作业速度控制。经计算液压泵选用 2CBN - E310/310 型双联齿轮泵和 CBN - E306 型单齿轮泵,输入功率分别为 10.54 kW 和 3.95 kW,经计算得柴油机所需功率为 18.8 kW,最终选定常柴 L32M 型单缸柴油机用以驱动液压泵,额定功率为 23 kW,额定转速为 2 200 r/min。

3 台架设计与试验

3.1 台架结构

为获得水力-机械组合挖藕实际采挖性能,以得到各影响因素的最优参数组合,根据整机部件位置布局,设计试验台架(图 10)并开展试验。台架液压系统采用三相电机驱动,替代整机柴油机驱动。水力-机械组合式挖藕装置安装于台架前方,可通过液压缸对作业高度调节。液压泵站安装于台架上方,作为液压马达和液压缸动力源。汽油机和水泵安装在台架后方,通过液压缸对吸水深度调节。台架底部安装有轨道滑轮,通过电动绞盘牵引在土槽轨道上实现不同前进速度。台架两侧还安装有圆盘耙覆土器,配合螺旋输送机反转将两侧泥土推至原来位置,以便多次试验。

3.2 试验条件

如图 11 所示,台架搭建于华中农业大学室内土槽上方,该土槽长 10 m、宽 2.5 m、深 1.8 m,槽内为黏重水田土壤,对其充分浸泡并灌水至 300 mm 水深,以模拟真实藕田环境。经实际测量得到土槽平均泥脚深度为 183 mm,泥面下 400 mm 处土壤平均坚实度和含水率分别为 386 kPa 和 57%。试验莲藕品种选用“鄂莲 6 号”早藕,经测量,平均长度和直径为 500.4 mm 和 87.1 mm,每次试验在泥下深度 250 mm 处预埋 30 支莲藕。

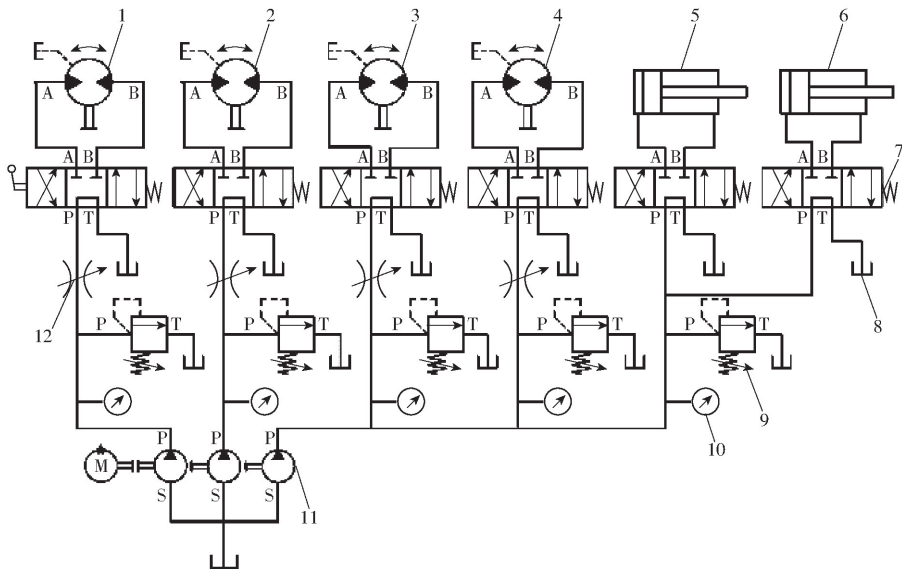


图9 液压原理图

Fig.9 Hydraulic schematic

1. 左侧履带行走马达 2. 右侧履带行走马达 3. 螺旋输送机驱动马达 4. 往复丝杠驱动马达 5. 前置液压缸
6. 后置液压缸 7. 三位四通手动换向阀 8. 油箱 9. 溢流阀 10. 压力表 11. 单齿轮泵 12. 节流阀

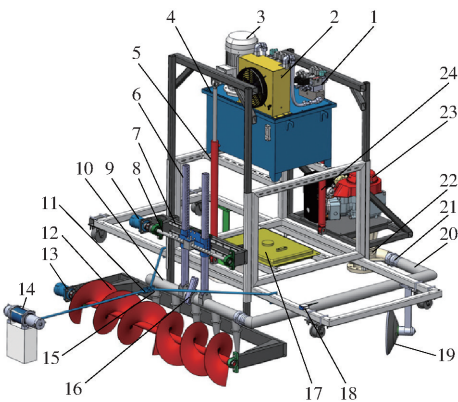


图10 台架结构示意图

Fig.10 Schematic of rack structure

1. 换向阀 2. 液压油风冷扇 3. 电机 4. 液压油箱 5. 前置液压缸 6. 分水器高度调节方管 7. 直线滑块导轨 8. 往复丝杠
9. 液压马达 10. 分水器 11. 拉力传感器 12. 螺旋输送机 13. 液压马达 14. 电动绞盘 15. 喷嘴 16. 分水器角度调节方管 17. 汽油箱 18. 位移激光传感器 19. 圆盘耙覆土器 20. 高压水管 21. 消防水管快接头 22. 水泵 23. 汽油机
24. 后置液压缸



图11 试验土槽

Fig.11 Test soil tank

3.3 单因素试验

以喷嘴相对螺旋输送机的高度 h_1 、喷嘴射流角 θ_1 、水泵吸水深度 h_2 、台架前进速度 v_2 、螺旋输送机入泥深度 d 和螺旋输送机转速 n 为试验因素,以莲藕挖净率为试验指标,开展单因素试验。因素水平如表6所示,试验时固定因素取中间水平,莲藕挖净率 A 计算式为

$$A = \frac{m}{m_1} \times 100\% \tag{12}$$

式中 m ——台架挖出莲藕总质量,g

m_1 ——预埋莲藕总质量,g

表6 因素水平

Tab.6 One-way test level

水平	因素					
	h_1 / mm	$\theta_1 / (^\circ)$	h_2 / mm	$v_2 / (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	d / mm	$n / (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$
1	0	0	50	0.04	100	75
2	30	15	100	0.05	125	100
3	60	30	150	0.06	150	125
4	90	45	200	0.07	175	150
5	150	60	250	0.08	200	175

试验结果如图12所示,挖净率随喷嘴相对螺旋输送机高度 h_1 和喷嘴射流角 θ_1 增大呈先增大后减小。分析原因为:当 h_1 较小,即喷嘴紧贴泥土表面,水射流坑内泥土不易被冲刷出来;当 h_1 较大,即喷嘴远离泥土表面,水射流能量损失严重,难以产生显著冲刷作用;当 θ_1 较小,水射流冲刷泥土后会出现泥土回填现象;当 θ_1 较大,水射流冲刷泥土的能力会显著降低。

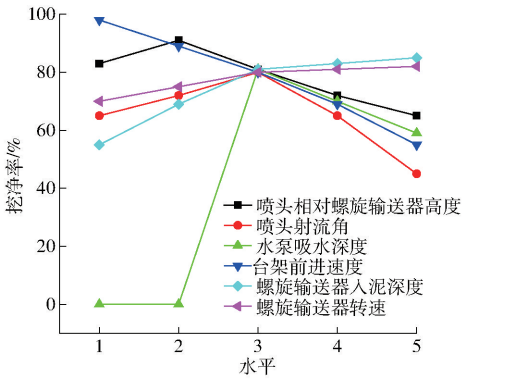


图 12 单因素试验结果
Fig. 12 Results of one-way test

挖净率随台架前进速度 v_2 增大而减小。原因 为:当 v_2 越小,喷嘴对单位面积泥土的冲刷时间越 长。挖净率随水泵吸水深度 h_2 增大呈先突增后减 小。分析原因 为:当 h_2 较小,高速旋转的绞刀会产 生水旋涡,使水泵无法正常吸水;当 h_2 较大,水泵吸 水口紧贴泥土表面吸入大量泥沙,水射流冲刷能力 显著降低。另外发现,当水泵吸水深度 h_2 约为藕田 水深 60% 时,水泵吸水性能最佳。

挖净率随螺旋输送机入泥深度 d 和转速 n 增大 而增大,但增大至一定数值后趋势变缓。原因 为: 在不损伤莲藕前提下,当 d 越大,螺旋输送机清泥 厚度越厚,但最大厚度为螺旋输送机半径,即螺旋 输送机顶径。当 d 超过该数值后,螺旋输送机会 继续扰动泥土,也可提高水力冲刷效率;当 n 较 大,螺旋输送机对单位面积泥土清理效率越高;当 n 过大,即超过某一数值时,螺旋输送机清理效率 达峰值。

3.4 Box – Behnken 中心组合试验

根据单因素试验结果,以喷嘴射流角 θ_1 、台架 前进速度 v_2 、喷嘴相对螺旋输送机高度 h_1 为试验因 素,以莲藕挖净率为指标,开展 Box – Behnken 中心 组合试验。因素编码如表 7 所示,试验方案与结果 如表 8 所示,表中 x_1 、 x_2 和 x_3 为因素编码值。

表 7 试验因素编码

Tab. 7 Experimental factors and codes

编码	因素		
	喷嘴射流角	台架前进速度	喷嘴相对螺旋输送
	$\theta_1/(^{\circ})$	$v_2/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	器高度 h_1/mm
-1	15	0.04	0
0	30	0.05	30
1	45	0.06	60

利用 Design-Expert 13 建立挖净率与各因素的 回归模型,显著性检验结果如表 9 所示。由表 9 知, 回归模型极显著($P<0.01$)且失拟项不显著($P>$

表 8 Box – Behnken 中心组合试验方案与结果

Tab. 8 Box – Behnken simulation test programme and results

试验序号	因素			莲藕挖净率
	x_1	x_2	x_3	$A/\%$
1	-1	-1	0	90
2	1	-1	0	54
3	-1	1	0	23
4	1	1	0	6
5	-1	0	-1	36
6	1	0	-1	24
7	-1	0	1	90
8	1	0	1	60
9	0	-1	-1	38
10	0	1	-1	7
11	0	-1	1	93
12	0	1	1	33
13	0	0	0	49
14	0	0	0	50
15	0	0	0	54
16	0	0	0	47
17	0	0	0	49

表 9 莲藕挖净率方差分析

Tab. 9 Analysis of variance for lotus root surfacing rate

来源	平方和	自由度	均方	F	P
模型	10 757. 01	9	1 195. 22	67. 45	<0. 000 1 **
x_1	1 128. 24	1	1 128. 24	63. 66	<0. 000 1 **
x_2	5 304. 50	1	5 304. 50	299. 33	<0. 000 1 **
x_3	3 655. 24	1	3 655. 24	206. 25	<0. 000 1 **
x_1x_2	90. 36	1	90. 36	5. 09	0. 058 6
x_1x_3	81. 11	1	81. 11	4. 57	0. 069 8
x_2x_3	210. 36	1	210. 36	11. 86	0. 010 8 *
x_1^2	10. 78	1	10. 78	0. 608 2	0. 461 0
x_2^2	279. 67	1	279. 67	15. 78	0. 005 4 **
x_3^2	5. 09	1	5. 09	0. 287 5	0. 608 4
失拟项	97. 25	3	32. 42	4. 84	0. 080 9
误差	26. 8	4	6. 7		
总和	10 881. 06	16			

注: ** 表示影响极显著 ($P<0.01$); * 表示影响显著 ($0.01\leq P<0.05$)。

0.05),表明回归方程拟合度较好, x_1 、 x_2 、 x_3 和 x_2^2 对 挖净率影响极显著($P<0.01$), x_2x_3 对挖净率影响显 著($0.01\leq P<0.05$),其余项均不显著($P>0.05$)。 各因素影响挖净率的主次顺序为:台架前进速度 v_2 、 喷嘴相对螺旋输送机高度 h_1 、喷嘴射流角 θ_1 ,剔除 回归模型中的不显著项后得到各因素与挖净率 A 之间的二次回归方程为

$$A=54.8-11.87x_1-25.75x_2+21.38x_3-7.25x_2x_3-8.15x_2^2$$

(13)

显著交互作用对挖净率的影响曲面如图 13 所

示。由图 13 可知,当台架前进速度 v_2 固定时,挖净率随喷嘴相对螺旋输送机高度 h_1 增大而增大;当喷嘴相对螺旋输送机高度 h_1 固定时,挖净率随台架前进速度 v_2 增大而减小。

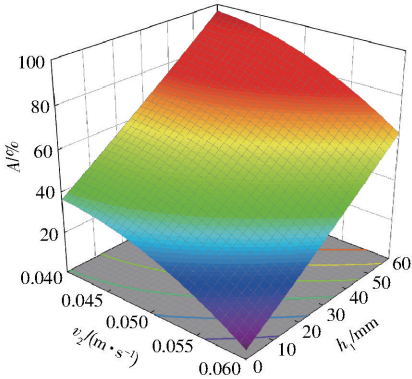


图 13 交互作用响应曲面($\theta_1=30^\circ$)

Fig. 13 Response surface

为获取莲藕挖净率最高时各因素的最优参数组合,以莲藕挖净率最高为目标函数,即

$$\begin{cases} \max A \\ \text{s. t.} \begin{cases} 15^\circ \leq \theta_1 \leq 45^\circ \\ 0.04 \text{ mm/s} \leq v_2 \leq 0.06 \text{ mm/s} \\ 0 \text{ mm} \leq h_1 \leq 60 \text{ mm} \end{cases} \end{cases} \quad (14)$$

借助 Design-Expert 13 对所建立的二次回归模型优化求解,得到最优参数组合为:当喷嘴射流角 θ_1 为 24° 、台架前进速度 v_2 为 0.048 m/s 、喷嘴相对螺旋输送机高度 h_1 为 55 mm 时,莲藕挖净率最高为 97% 。为验证优化参数可靠性,开展 3 次重复验证试验,得到平均莲藕挖净率为 95% 。

4 田间试验

4.1 试验条件

为验证最优参数组合下整机田间挖藕性能,并与人工水力挖藕进行对比,2024 年 12 月在湖北省武汉市金水祺良莲藕种植基地开展田间试验。如图 14a 所示,经测量试验藕田平均水深约 260 mm ,平均泥脚深度约 265 mm ,深度 200 mm 处土壤平均坚实度和含水率分别为 405 kPa 和 48.6% ,与台架试验土壤条件差别不大,栽种品种为“鄂莲 6 号”,平均入泥深度约 200 mm 。



图 14 田间试验场景

Fig. 14 Field trial scenarios

4.2 试验方法

试验前在同一藕田规划 2 组面积为 $50 \text{ m} \times 3 \text{ m}$ 的作业区域,采用基于水力-机械组合的自走式挖藕机和人工水力挖藕进行采收。根据台架试验优化结果,整机设置喷嘴相对螺旋输送机高度 55 mm 、喷嘴射流角 24° 、水泵吸水深度 150 mm 、前进速度 0.048 m/s 、螺旋输送机入泥深度 100 mm 、螺旋输送机转速 125 r/min 。以莲藕挖净率 B 、损伤率前用速和作业效率 D 为试验指标,计算式为

$$B = \frac{m_2}{m_2 + m_3} \times 100\% \quad (15)$$

$$C = \frac{m_4}{m_2} \times 100\% \quad (16)$$

$$D = \frac{w}{t_1} \quad (17)$$

式中

m_2 ——采收莲藕质量,g

m_3 ——漏采莲藕质量,g

m_4 ——采收莲藕中表面划伤或藕节折断的质量,g

w ——采收面积, m^2

t_1 ——工作时间,h

4.3 试验结果与分析

田间试验结果如表 10 所示,基于水力-机械组合的自走式挖藕机莲藕挖净率为 93.9% ,与台架优化结果相差 1.1 个百分点,损伤率为 2.7% ,工作效率为 $340 \text{ m}^2/\text{h}$ 。相较于人工水力挖藕,挖净率提升 8.3 个百分点,作业效率提升近 6 倍,损伤率稍高,原因:由于螺旋输送机清理表层泥土后,喷嘴紧贴含藕泥土层冲刷时,强大水压冲击藕体出现划伤;该藕田有极少数莲藕的生长深度较浅,使螺旋输送机转动后对其产生折断,但以上问题可通过及时调整前置作业部件的升降高度解决。

表 10 田间试验结果

Tab. 10 Results of field trials

项目	挖净率/%	损伤率/%	作业效率/ $(\text{m}^2 \cdot \text{h}^{-1})$
对照组	85.6	0.9	60
试验组	93.9	2.7	340

5 结论

(1)设计了一种基于水力-机械组合的自走式挖藕机,整机作业幅宽为 2 m ,设计了履带底盘、水力冲刷系统、水力-机械组合式挖藕装置与液压系统等关键部件。

(2)通过单因素台架试验得到了各因素对莲藕挖净率的影响规律;Box - Behnken 中心组合试验结果表明,当喷嘴射流角为 24° 、台架前进速度

为 0.048 m/s、喷嘴相对螺旋输送机高度为 55 mm 时,莲藕挖净率最高,优化与验证结果分别为 97% 和 95%。

自走式挖藕机莲藕挖净率为 93.9%,与台架优化结果相差 1.1 个百分点,损伤率为 2.7%,作业效率为 340 m²/h。相比于传统人工水力采藕,挖净率提升 8.3 个百分点,作业效率提升近 6 倍。

(3) 田间试验结果表明,基于水力-机械组合的

参 考 文 献

[1] 玉苏甫江·艾米都力,郭辉,潘江如,等. 莲藕生长环境及物料特性试验研究[J]. 农机化研究,2023,45(6):171-176.
Yu Sufujiang · Aimidouli, Guo Hui, Pan Jiangru, et al. Experimental study on the growth environment and material characteristics of lotus root[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2023, 45(6): 171-176. (in Chinese)

[2] 李如霞,谢佳琪,郭秀琪,等. 中国莲藕出口贸易市场格局及形势分析[J]. 长江蔬菜,2024(2):1-6.
Li Ruxia, Xie Jiaqi, Guo Xiuqi, et al. Analysis of market pattern and situation of chinese lotus root export trade[J]. Journal of Changjiang Vegetables, 2024(2): 1-6. (in Chinese)

[3] 吴茜,刘智勇,李国文,等. 莲藕的功能特性及其产品开发前景分析[J]. 食品与发酵科技,2020,56(6):108-112.
Wu Qian, Liu Zhiyong, Li Guowen, et al. Functional characteristics of lotus root and analysis of its product development prospects[J]. Food and Fermentation Science and Technology, 2020, 56(6): 108-112. (in Chinese)

[4] 刘春菊,钱旻,宋江峰,等. 速冻莲藕片贮藏过程中品质变化动力学模型[J]. 农业工程学报,2017,33(6):301-308.
Liu Chunju, Qian Min, Song Jiangfeng, et al. Establishment of dynamic model for quality change in frozen lotus root slices during storage[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(6): 301-308. (in Chinese)

[5] 焦俊. 基于 EDEM-FLUENT 耦合的莲藕主藕体水力冲刷过程仿真与试验[D]. 武汉:华中农业大学,2021.
Jiao Jun. Simulation and experiment of hydraulic scour process of lotus root based on EDEM-FLUENT coupling[D]. Wuhan: Huazhong Agricultural University, 2021. (in Chinese)

[6] 吴昊,夏俊芳,张国忠,等. 基于 EDEM-Fluent 仿真的自旋射流式挖藕机的设计与试验[J]. 农业工程学报,2018,34(5):9-14.
Wu Hao, Xia Junfang, Zhang Guozhong, et al. Design and experiment of spin-jet flow type lotus root digging machine based on EDEM-Fluent[J]. Transactions of the CSAE, 2018, 34(5): 9-14. (in Chinese)

[7] 刘向军,王艾伦,李世杰,等. 一种新型手扶挖藕机的结构设计与研究[J]. 安徽农业科学,2018,46(10):179-182.
Liu Xiangjun, Wang Ailun, Li Shijie, et al. Research and design on an automatic walking dig lotus root machine[J]. Journal of Anhui Agricultural Sciences, 2018, 46(10): 179-182. (in Chinese)

[8] 郭洋民. 水田莲藕采挖机设计与研究[D]. 武汉:华中农业大学,2015.
Guo Yangmin. The research and design of lotus digging machine for paddy field[D]. Wuhan: Huazhong Agricultural University, 2015. (in Chinese)

[9] 王洪昌,陈龙,李正博,等. 履带浮筒式挖藕机滑橇支承装置设计与试验[J]. 农业工程学报,2024,40(10):44-54.
Wang Hongchang, Chen Long, Li Zhengbo, et al. Design and test of the skateboard support device for crawler float-type lotus root excavator[J]. Transactions of the CSAE, 2024, 40(10): 44-54. (in Chinese)

[10] 高雪峰,洪占勇,姚友丹. 大功率莲藕采收机的研制[J]. 农机化研究,2021,43(2):94-98.
Gao Xuefeng, Hong Zhanyong, Yao Youdan. Development of high-power lotus root harvesting machine[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2021, 43(2): 94-98. (in Chinese)

[11] 张翔. 射流挖掘式挖藕机关键部件设计与性能试验[D]. 武汉:华中农业大学,2022.
Zhang Xiang. Design and performance test of key components of jet digging lotus root digger[D]. Wuhan: Huazhong Agricultural University, 2022. (in Chinese)

[12] 冯闯闯,周勇,涂鸣,等. 螺旋推进式挖藕机的设计与试验[J]. 甘肃农业大学学报,2020,55(4):191-199.
Feng Chuangchuang, Zhou Yong, Tu Ming, et al. Design and experiment of screw-propelled type lotus root digging machine[J]. Journal of Gansu Agricultural University, 2020, 55(4): 191-199. (in Chinese)

[13] Liu Y, Zhou Y, Lü W, et al. Design and experiment of hydraulic scouring system of wide-width lotus root digging machine[J]. Agriculture, 2021, 11: 1110.

[14] 丁肇,李耀明,唐忠. 轮式和履带式车辆行走对农田土壤的压实作用分析[J]. 农业工程学报,2020,36(5):10-18.
Ding Zhao, Li Yaoming, Tang Zhong. Compaction effects of wheeled vehicles and tracked on farmland soil[J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(5): 10-18. (in Chinese)

[15] 刘莫尘,梁文倩,肖化超,等. 履带式自走水力采藕机设计与试验[J]. 农业机械学报,2023,54(增刊2):61-70.
Liu Mochen, Liang Wenqian, Xiao Huachao, et al. Design and experiment of crawler-type self-propelled hydraulic lotus root harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(S2): 61-70. (in Chinese)

[16] 吕凯,穆希辉,郭浩亮,等. 橡胶履带轮履带周长建模与试验[J]. 农业机械学报,2016,47(11):329-340.
Lü Kai, Mu Xihui, Guo Haoliang, et al. Modeling and testing on track perimeter of conversion rubber track assembly[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(11): 329-340. (in Chinese)

[17] 何焯亮. 水田船型拖拉机船体结构与工作参数优化试验[D]. 杭州:浙江大学,2018.
He Chaoliang. Experiment of structures and working parameters optimization for paddy field boat-type tractor[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2018. (in Chinese)

agricultural machinery transfer platform[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(12): 170 – 179. (in Chinese)

[24] 倪子健, 李文强, 杨世香. 模糊 PID 控制策略研究及规则库的构建与应用[J]. 机械设计, 2026, 43(1): 11 – 20.
Ni Zijian, Li Wenqiang, Yang Shixiang. Research on fuzzy PID control strategies as well as construction and application of rule base[J]. Journal of Machine Design, 2026, 43(1): 11 – 20. (in Chinese)

[25] 邱长龙, 马程宏, 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.
Qiu Changlong, Ma Zenghong, Du Xiaoqiang, et al. Adaptive leveling control of rotary tillage equipment based on BAS fuzzy PID algorithm[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(9): 385 – 394. (in Chinese)

[26] Nie J, Luo H, Zhou Y, et al. Design and test of a low-loss soybean header based on synchronous profiling[J]. Agriculture-Basel, 2023, 13(8): 1580.

[27] Qin H, Wang L, Wang S, et al. A fuzzy adaptive PID coordination control strategy based on particle swarm optimization for auxiliary power unit[J]. Energies, 2024, 17(21): 5311.

[28] 丁征亮, 马少春, 霍鹏, 等. 甘蔗收获机入土切割深度控制系统研究[J]. 农业机械学报, 2023, 54(增刊 2): 121 – 127.
Ding Zhengliang, Ma Shaochun, Huo Peng, et al. Research on under-the-ground basecutting control system of sugarcane harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(S2): 121 – 127. (in Chinese)

[29] 付作立, 宫志超, 褚青昕, 等. 高速免耕玉米播种单体镇压力主动调控系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(11): 273 – 284.
Fu Zuoli, Gong Zhichao, Chu Qingxin, et al. Design and test of active control system for soil compaction of high speed no-tillage maize planter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(11): 273 – 284. (in Chinese)

[30] 安晓飞, 周雨来, 李立伟, 等. 玉米免耕播种机镇压力精准调控系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2025, 56(4): 72 – 80.
An Xiaofei, Zhou Yulai, Li Liwei, et al. Design and experiment of precision control system for compaction pressure force of corn no-tillage planter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(4): 72 – 80. (in Chinese)

(上接第 213 页)

[18] 王德成, 赵彦瑞, 尤泳, 等. 履带自走式缓坡地王草收获机底盘设计与试验[J]. 农业机械学报, 2023, 54(9): 178 – 187.
Wang Decheng, Zhao Yanrui, You Yong, et al. Design and experiment of self-propelled tracked chassis of king grass harvester for gentle sloping fields[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(9): 178 – 187. (in Chinese)

[19] 孙景彬, 楚国评, 潘冠廷, 等. 遥控全向调平山地履带拖拉机设计与性能试验[J]. 农业机械学报, 2021, 52(5): 358 – 369.
Sun Jingbin, Chu Guoping, Pan Guanting, et al. Design and performance test of remote control omnidirectional leveling hillside crawler tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(5): 358 – 369. (in Chinese)

[20] 张兆国, 王媛, 温博, 等. 自走式三七联合收获机设计与行驶通过性试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(11): 306 – 319.
Zhang Zhaoquo, Wang Yuan, Wen Bo, et al. Design and trafficability experiment of self-propelled *Panax notoginseng* combine harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(11): 306 – 319. (in Chinese)

[21] 戚江涛, 蒙贺伟, 坎杂, 等. 基于 EDEM 的双螺旋奶牛饲喂装置给料性能分析与试验[J]. 农业工程学报, 2017, 33(24): 65 – 71.
Qi Jiangtao, Meng Hewei, Kan Za, et al. Analysis and test of feeding performance of dual-spiral cow feeding device based on EDEM[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(24): 65 – 71. (in Chinese)

[22] 付建伟, 张国忠, 谢干, 等. 双通道喂入式再生稻收获机研制[J]. 农业工程学报, 2020, 36(3): 11 – 20.
Fu Jianwei, Zhang Guozhong, Xie Gan, et al. Development of double-channel feeding harvester for ratoon rice[J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(3): 11 – 20. (in Chinese)

[23] 樊启洲, 邵耀坚. 螺旋滚筒在粘土上推进力的研究[J]. 拖拉机与农用运输车, 1998(4): 20 – 24.
Fan Qizhou, Shao Yaojian. A mathematical model for study the tractive force of screws on saturated clay soil[J]. Tractor & Farm Transporter, 1998(4): 20 – 24. (in Chinese)

[24] Thakur C S, Morrissey P J, Sun J, et al. Micromechanical analysis of cohesive granular materials using the discrete element method with an adhesive elasto-plastic contact model[J]. Granular Matter, 2014, 16(3): 383 – 400.

[25] 向伟, 吴明亮, 吕江南, 等. 基于堆积试验的黏壤土仿真物理参数标定[J]. 农业工程学报, 2019, 35(12): 116 – 123.
Xiang Wei, Wu Mingliang, Lü Jiangnan, et al. Calibration of simulation physical parameters of clay loam based on soil accumulation test[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(12): 116 – 123. (in Chinese)

[26] 莫泓滔. 船式拖拉机叶轮-土壤相互作用仿真与试验[D]. 武汉: 华中农业大学, 2024.
Mo Hongtao. Simulation and experiment on impeller – soil interaction of boat-tractor[D]. Wuhan: Huazhong Agricultural University, 2024. (in Chinese)