

水稻育秧硬盘摆盘收盘机设计与试验

喻陈楠^{1,2} 方梓云¹ 张煜杰¹ 朱志远¹ 邹晓龙^{1,2} 陈建能^{1,2}

(1. 浙江理工大学机械工程学院, 杭州 310018; 2. 浙江省农业智能感知与机器人全省重点实验室, 杭州 310018)

摘要: 针对田间水稻育秧盘摆盘收盘装置功能单一、体积庞大和摆盘收盘效果不佳等问题,设计了一种体积较小、兼备摆盘和收盘功能的水稻育秧硬盘摆盘收盘机,由摆盘收盘一体机构、连杆式分盘机构、传送带和链式集盘机构组成,可实现摆盘收盘模式切换,高效完成摆盘和收盘。阐述了摆盘收盘一体机构和连杆式分盘机构的基本结构和工作原理,确定了关键机构的工作参数,并通过 ADAMS 验证机构可行性。设计并搭建样机进行试验,通过收盘试验表明,装置在 4~6 s/盘的收盘速度时,收盘成功率不低于 90%。以分盘高度、作业周期、秧盘数量作为试验因素,摆盘成功率为试验指标,进行三因素三水平正交试验,建立二次回归模型,得到因素影响显著主次排序为:分盘高度、秧盘数量、作业周期,最佳参数组合为分盘高度 5 cm,作业周期 5 s/盘,秧盘数量 8 盘/组,测得该参数下摆盘成功率为 93%,整机运行稳定,符合设计要求,能够实现快速有效的秧盘摆盘和收盘作业。

关键词: 水稻育秧盘; 摆盘收盘装置; 分盘机构

中图分类号: S223.9

文献标识码: A

文章编号: 1000-1298(2026)01-0191-12

OSID:



Design and Testing of Hard Disk Tray Placement and Removal Machine for Rice Seedling Cultivation

YU Chennan^{1,2} FANG Ziyun¹ ZHANG Yujie¹ ZHU Zhiyuan¹ HUAN Xiaolong^{1,2} CHEN Jianneng^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China

2. Zhejiang Key Laboratory of Intelligent Sensing and Robotics for Agriculture, Hangzhou 310018, China)

Abstract: In order to solve the problems of single function, large volume and poor effect of swing plate closing device for rice seedling raising tray in the field, a small integrated device of swing plate closing for rice seedling raising tray with both swing plate and closing function was designed. The device was composed of swing plate closing integrated mechanism, connecting rod plate splitting mechanism, conveyor belt and chain plate collecting mechanism, which could realize the switching of swing plate closing mode and complete swing plate and closing efficiently. The basic structure and working principle of the wobble plate closing mechanism and the connecting rod type plate mechanism were expounded, the working parameters of the key mechanism were determined, and the feasibility of the mechanism was verified by ADAMS. A prototype was designed and built for testing. The closing test showed that the closing success rate of the device was not less than 90% when the closing speed of the device was 4~6 s/tray. The orthogonal experiment of three factors and three levels was carried out with the height of the tray, the operation period and the number of initial trays as the experimental factors, and the success rate of the tray as the experimental index. The quadratic regression model was established, and the primary and secondary order of the influence significance was obtained: the height of the tray, the number of initial trays, and the operation period. The optimal parameter combination was the height of the tray was 5 cm, the operation period was 5 s/tray, and the number of initial trays was 8 trays/group. The success rate of the tray was 93% under these parameters. The whole machine ran stably and met the design requirements, which can realize fast and effective tray swing and closing operations.

Key words: rice seedling tray; plate-turning closing device; partition mechanism

收稿日期: 2025-05-07 修回日期: 2025-08-06

基金项目: 国家重点研发计划项目(2024YFD2000200)和全省农业智能感知与机器人重点实验室开放课题(2025QSZD2505)

作者简介: 喻陈楠(1995—),男,讲师,博士,主要从事农业机械装备与技术等研究,E-mail: yucn@zstu.edu.cn

通信作者: 陈建能(1972—),男,教授,博士,主要从事智能农机装备和农业机器人等研究,E-mail: jiannengchen@zstu.edu.cn

0 引言

目前水稻育苗模式主要是由工厂使用秧盘进行批量播种育秧^[1-3],这种方式下秧苗成活率高、秧苗质量好^[4]。目前已有自动化的水稻秧盘育秧播种生产线^[5-6],但在播种后的摆盘环节和育秧完成后的收盘环节机械化程度仍然较低,当前劳动力紧缺、人工成本增加等问题日益凸显^[7],为提高机械化水平减少用工成本,需设计一种兼备摆盘和收盘功能的装置。

目前,国内外对秧盘的摆盘和收盘作业进行了相关研究。西方国家的水稻种植目前主要以高机械化水平的直播为主,对于育秧盘的依赖较小,在蔬菜、花卉等穴盘育秧上有较多的成熟产品^[8-10],但整体效率较低。日本洋马公司研发的育秧盘收放箱体装载装置^[11],兼备摆盘和收盘功能,但其压紧棱边的输盘方式易造成育秧盘变形和破损,且完全依靠传送带输送实现,效果较差效率较低。黑龙江八一农垦大学研制的多行水稻秧盘起盘机^[12],装置布置于田间两侧的轨道上,装置较宽,体积较大,集盘的速度较慢。夏旭东等^[13]研制的双凸轮控制的工厂化铺盘机构,通过双凸轮有序推动两组拨片实现了秧盘分离,将分盘装置安装在龙门架上的铺盘小车中,通过控制铺盘小车水平竖直方向移动完成大规模的工厂秧盘铺设作业,装置规模较大,效率达360盘/h,适合大型工厂化作业,但凸轮磨损会对分盘精度产生影响,且装置无法兼备后续秧盘收盘功能且装置整体搬运困难,不适用于小规模的作业。杭州赛得林公司^[14]研制的水稻育秧播种自动供盘装置,通过电机驱动曲柄滑块机构与剪叉升降机构交替配合作业实现分盘作业,装置结构紧凑分盘速度快,但多机构配合作业对控制精度要求较高,工作效率不超过800盘/h。CHIU等^[15]研制了一种田间自走式自动托盘装载/卸载机器,装置工作可靠、效率高但装置摆盘收盘效果不佳,结构较为庞大,搬运装卸困难,存在一定局限性。

针对目前已有研究存在装置功能单一、机器结构庞大不灵活、摆盘收盘质量差等问题,本文设计一种基于摆盘收盘动作的摆盘收盘一体装置,正转时配合链式集盘机构与传送带完成收盘作业,反转时配合分盘机构完成摆盘作业,在保持较好的作业效果下,降低装置的体积与成本。分盘机构采用连杆连续分盘的形式,以避免凸轮式结构磨损带来的误差影响。

1 整机结构与工作原理

1.1 整机结构

研制的水稻育秧硬盘摆盘收盘机整机结构如

图1所示。主要由摆盘收盘一体机构、传送带、分盘机构和集盘机构组成。摆盘收盘一体机构安装在整机的前端,集盘机构和分盘机构根据使用场景进行模块替换,安装在装置的末端,前端后端通过传送带贯穿,输送育秧盘衔接配合两端的机构完成整机的摆盘和收盘作业。传送带分为两段传输段进行差速输送,且宽度小于育秧盘宽度,便于摆盘收盘一体机构的铲片从传送带的两侧完成育秧盘的取和放。整机控制系统由光电开关、行程开关、电控系统等组成。

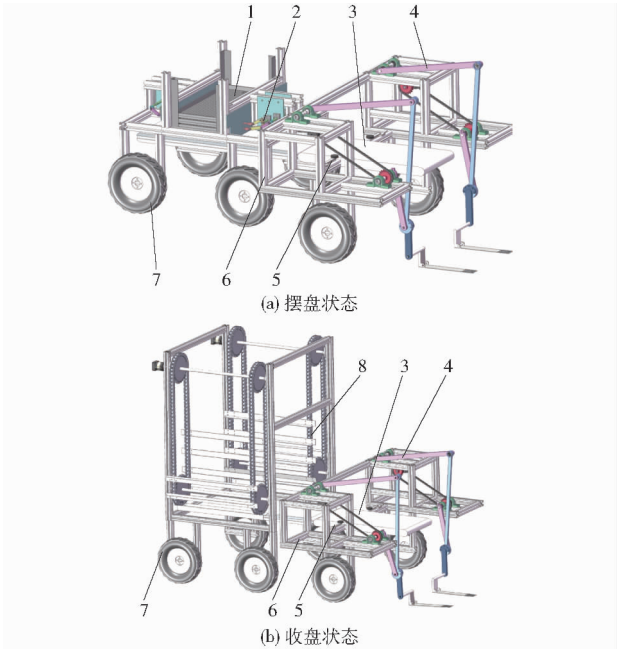


图1 水稻育秧摆盘收盘整机结构图
Fig.1 Rice seedling wobble plate closing machine structure diagrams

- 1. 育秧盘 2. 分盘机构 3. 传送带 4. 摆盘收盘一体机构
- 5. 摆正机构 6. 铝材机架 7. 移动轮 8. 链式集盘机构

1.2 工作原理

摆盘时,分盘机构安装在装置末端,将播种后的秧盘组放入分盘机构中,电机转动带动分盘杆有序伸缩运动完成秧盘组的逐一有序分盘,秧盘逐一落在传送带上,由传送带将秧盘向前端的摆盘收盘一体机构输送,差速输送扩大秧盘间距,防止机构取盘放盘时与后一块秧盘干涉,到达指定位置后,由机构从传送带两侧取盘完成摆盘作业,装置匀速后退完成后续摆盘作业;待育苗完成后,用集盘机构替换分盘机构,由铲片完成秧盘的单边侧起收盘动作,并收起带水稻秧苗的秧盘放在传送带上,由传送带输送至集盘机构,秧盘两两一组通过传送带差速输送变成零间距,在集盘区域被集盘机构竖立抬起,完成秧盘组的收盘作业,装置继续匀速前进完成后续的收盘作业。

2 关键部件设计

本文研究的育秧盘如图 2 所示,主要用于水稻播种至插秧阶段,秧盘在覆土前以及覆土后都可以紧密堆叠,便于批量运输。秧盘为市场化标准产品,参数准确且标准,对其标准参数进行测量,测量结果如表 1 所示。



图 2 育秧盘外形
Fig.2 Appearance of seedling tray

表 1 育秧盘参数

Tab.1 Seedling tray parameters

参数	数值
秧盘质量/g	580
晴朗天气带苗质量/kg	4.2(偏差 0.3)
雨天天气带苗质量/kg	4.5(偏差 0.4)
外形尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm)	600×300×30
槽口尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm)	190×11×16
底部穴数	14×29

2.1 摆盘收盘一体机构设计

2.1.1 摆盘收盘动作分析

为了得到摆盘收盘一体动作,需要明确正转实现摆盘、反转实现收盘。因此对摆盘、收盘动作进行研究分析,随机选取 4 组育苗完成的秧盘进行提拉和摆盘试验。提拉试验场景如图 3 所示。

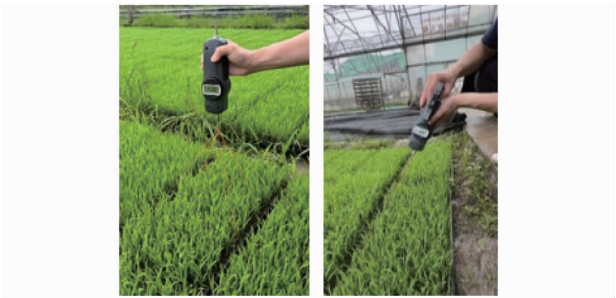


图 3 提拉试验
Fig.3 Pull test

在提拉试验中,秧盘的底部附着在土壤上,收盘时需要克服带土秧苗及秧盘自重,还需克服秧苗根系穿过底部穴孔与表层土壤产生的粘结力,通过提拉测量对比发现,侧向 60°提拉时拉力效果最佳,拉力曲线最平缓、峰值最小。拉力曲线如图 4、5 所示。育秧盘摆盘试验时,通过对比竖直掉落与单边落地的方式,发现在较小的高度单边先下落的方式可以减小秧盘落地时受到的冲击力,减少对盘内土壤

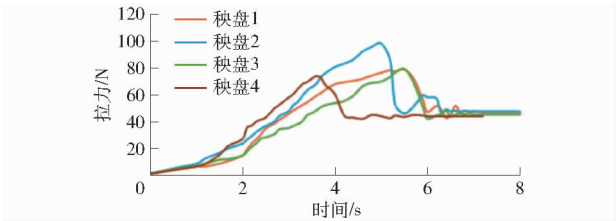


图 4 竖直提拉拉力曲线

Fig.4 Vertical pulling force curves

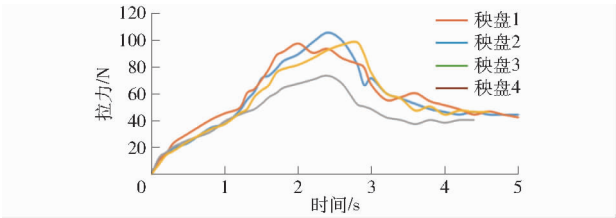


图 5 侧向 60° 提拉拉力曲线

Fig.5 Lateral 60° pulling force curves

与种子的扰动,也减少了在摆盘完成后发生拖曳秧盘的情况。摆盘试验结果如表 2 所示。

表 2 摆盘试验结果

Tab.2 Results of pendulum test

落地情况	第 1 次峰值 均值/N	第 2 次峰值 均值/N	发生弹跳情况
竖直掉落	515.0	0	否
单边落地	224.5	411.5	否

基于试验结果,提出了单边起、放式秧盘摆盘收盘一体动作,摆盘时,秧盘单边先落在地上,铲片改变倾斜角度向后抽离至完全分离,完成摆盘,动作如图 6 所示;收盘时,由铲片从底部侧向给予秧盘推力,完成秧盘与土壤的分离,随后抬起秧盘完成收盘,动作如图 7 所示。

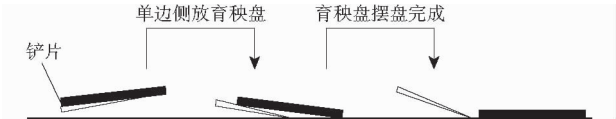


图 6 理想摆盘动作示意图

Fig.6 Schematic of ideal disc placement action

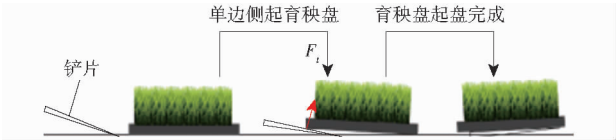


图 7 理想收盘动作示意图

Fig.7 Schematic of ideal closing action

摆盘收盘过程如图 8 所示。为满足秧盘摆盘收盘的轨迹和动作要求,结合秧盘摆盘收盘一体动作和秧盘与秧苗的特性,还需满足约束要求:①为避免铲片干涉秧盘,铲片入土的位置需与秧盘保持一定作业距离,需满足铲片前端入土点与铲片收盘末端的点距 $L_2 > 50\text{ mm}$ 。②为避免干涉其他的秧盘同

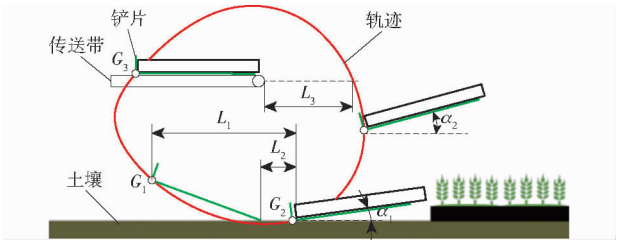


图 8 摆盘收盘过程示意图

Fig. 8 Schematic of closing process of market

时考虑到工作时装置的移动,需预留一定横向距离,故铲片需横向运动合适的距离,收盘段间距 L_1 需满足在 250 ~ 350 mm 间。③为避免与前一块秧盘发生碰撞,完成起盘位置的角度 α_1 需要大于 5.8° 。④为不影响土壤和种子的分布情况,送盘段过程中的最大偏转角 α_2 需小于 20° 。⑤为避免收盘过程中秧苗被卷入传送带,传送带与送盘段在传送带高度的相对距离 L_3 需不小于 50 mm。

2.1.2 摆盘收盘一体机构参数设计

为实现上述秧盘“摆盘收盘一体”动作与要求,可由铲片依次通过若干给定的关键位姿点实现,因此采用四杆机构引导铲片通过给定的 4 个精确位姿点的方式,完成秧盘的摆盘收盘一体动作。该四杆机构由 2 个 2R 开链杆组组合而成,因此基于解域综合方法,采用刚体平面位移矩阵法推导有限分离精确四位姿问题的布尔梅斯特曲线方程^[16-19]。用确定的任务位姿坐标求解活动铰链点(圆点 A_{ci})和固定铰链点(圆心点 A_0)坐标的方法为解域分析方法。

如图 9 所示,对于 2R 杆机构,已知圆心点 $A_0(x_0, y_0)$ 、圆点 $A_{c1}(x_{c1}, y_{c1})$,在连杆运动时,圆点坐标由 A_{c1} 运动至 $A_{ci}(x_{ci}, y_{ci})$,两者坐标关系为

$$\begin{bmatrix} A_{ci} \\ 1 \end{bmatrix} = D_{1i} \begin{bmatrix} A_{c1} \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中 D_{1i} ——位移变换矩阵

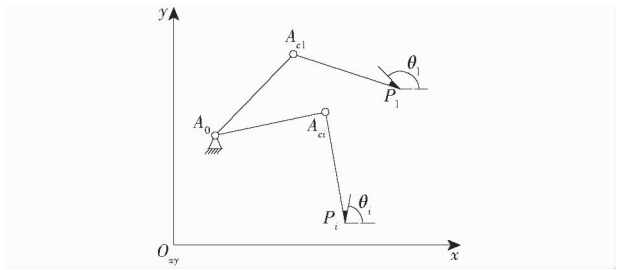


图 9 2R 杆机构运动示意图

Fig. 9 Schematic of 2R rod mechanism movement

$$D_{1i} = \begin{bmatrix} D_{11i} & D_{12i} & D_{13i} \\ D_{21i} & D_{22i} & D_{23i} \\ D_{31i} & D_{32i} & D_{33i} \end{bmatrix} \quad (2)$$

其中

$$\begin{aligned} D_{11i} &= \cos\theta_{1i} & D_{12i} &= -\sin\theta_{1i} \\ D_{13i} &= x_i - x_1 \cos\theta_{1i} + y_1 \sin\theta_{1i} \end{aligned}$$

$$D_{21i} = \sin\theta_{1i} \quad D_{22i} = \cos\theta_{1i}$$

$$D_{23i} = y_i - x_1 \sin\theta_{1i} - y_1 \cos\theta_{1i}$$

$$D_{31i} = 0 \quad D_{32i} = 0 \quad D_{33i} = 1$$

式中 θ_{1i} ——第 i 个位姿相较于第 1 个位姿的旋转角度

(x_1, y_1) ——给定的第 1 个位姿点的坐标

由刚体运动杆长固定不变条件得

$$[A_{ci} - A_0]^T [A_{ci} - A_0] = [A_{c1} - A_0]^T [A_{c1} - A_0] \quad (3)$$

将式(1)代入式(3)整理可得

$$C_i x_0 + E_i y_0 + F_i = 0 \quad (i = 2, 3, 4) \quad (4)$$

其中

$$C_i = A_{i1} x_{c1} - A_{i2} y_{c1} + A_{i3}$$

$$E_i = A_{i2} x_{c1} + A_{i1} y_{c1} + A_{i4}$$

$$F_i = A_{i5} x_{c1} + A_{i6} y_{c1} + A_{i7}$$

$$A_{i1} = 1 - D_{11i} \quad A_{i2} = D_{12i}$$

$$A_{i3} = -D_{13i} \quad A_{i4} = -D_{23i}$$

$$A_{i5} = D_{11i} D_{13i} + D_{21i} D_{23i}$$

$$A_{i6} = D_{12i} D_{13i} + D_{22i} D_{23i}$$

$$A_{i7} = (D_{13i}^2 + D_{23i}^2) / 2$$

将 x_0, y_0 视为未知数,则式(4)有解的条件为

$$\begin{vmatrix} C_2 & E_2 & F_2 \\ C_3 & E_3 & F_3 \\ C_4 & E_4 & F_4 \end{vmatrix} = 0 \quad (5)$$

将 C_i, E_i, F_i 代入式(5),并用三阶行列式形式展开为

$$\begin{aligned} & |A_{21} A_{32} A_{45}| (x_{c1}^3 + x_{c1} y_{c1}^2) + |A_{21} A_{32} A_{46}| (y_{c1}^3 + x_{c1}^2 y_{c1}) + \\ & (|A_{21} A_{32} A_{47}| + |A_{21} A_{34} A_{45}| + |A_{23} A_{32} A_{45}|) x_{c1}^2 + \\ & (|A_{21} A_{32} A_{47}| + |A_{24} A_{32} A_{46}| + |A_{23} A_{31} A_{46}|) y_{c1}^2 + \\ & (|A_{21} A_{34} A_{47}| + |A_{23} A_{32} A_{47}| + |A_{23} A_{34} A_{45}|) x_{c1} + \\ & (|A_{24} A_{32} A_{47}| + |A_{23} A_{31} A_{47}| + |A_{23} A_{34} A_{46}|) y_{c1} + \\ & (|A_{21} A_{34} A_{46}| + |A_{24} A_{32} A_{45}| + |A_{23} A_{31} A_{45}| + \\ & |A_{23} A_{32} A_{46}|) x_{c1} y_{c1} + |A_{23} A_{34} A_{47}| = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

为简化书写,式(6)中用行列式对角线元素表示整个行列式,如 $|A_{21} A_{32} A_{45}|$ 表示

$$\begin{vmatrix} A_{21} & A_{22} & A_{25} \\ A_{31} & A_{32} & A_{35} \\ A_{41} & A_{42} & A_{45} \end{vmatrix}$$

令

$$\begin{cases} H_1 = |A_{21} A_{32} A_{45}| \\ H_2 = |A_{21} A_{32} A_{46}| \\ H_3 = |A_{21} A_{32} A_{47}| + |A_{21} A_{32} A_{45}| + |A_{23} A_{32} A_{45}| \\ H_4 = |A_{21} A_{32} A_{47}| + |A_{24} A_{32} A_{46}| + |A_{23} A_{31} A_{46}| \\ H_5 = |A_{21} A_{34} A_{46}| + |A_{24} A_{32} A_{45}| + |A_{23} A_{31} A_{45}| + \\ \quad |A_{23} A_{32} A_{46}| \\ H_6 = |A_{21} A_{34} A_{47}| + |A_{23} A_{34} A_{45}| + |A_{23} A_{34} A_{45}| \\ H_7 = |A_{24} A_{32} A_{47}| + |A_{23} A_{31} A_{47}| + |A_{23} A_{34} A_{46}| \\ H_8 = |A_{23} A_{34} A_{47}| \end{cases} \quad (7)$$

最终得到布尔梅斯特圆点曲线方程

$$H_1x_{cl}^3 + H_2y_{cl}^3 + H_1x_{cl}y_{cl}^2 + H_2x_{cl}^2y_{cl} + H_3x_{cl}^2 + H_4y_{cl}^2 + H_5x_{cl}y_{cl} + H_6x_{cl} + H_7y_{cl} + H_8 = 0 \quad (8)$$

该曲线上任意一点都可以作为连杆的活动铰链点,与该点对应的圆心点曲线方程可以由式(4)求得,把 x_{cl} 和 y_{cl} 看作未知数即可得到圆心点曲线方程^[20-21]。结合摆盘收盘动作与轨迹要求确定4个精确位姿点如表3所示。

表 3 4 个精确位姿点信息

Tab.3 Four accurate pose point information

组别	角度/(°)	X/mm	Y/mm
1	-18	-285	-332
2	8	-50	-410
3	13	92	-20
4	0	-310	-30

将4个精确位姿点代入布尔梅斯特曲线方程,分别求出图10所示的2R开链杆组的解曲线。

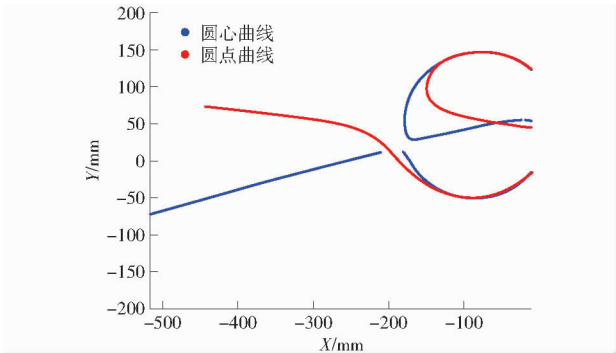


图 10 2R 开链杆组解曲线

Fig. 10 2R open chain linkage group unlinking curves

从图10中可以看出,2R开链杆组解的数量庞大,需剔除含有机构缺陷的解,根据杆长条件和坐标位置等要求筛选解、缩小解域,并剔除机构缺陷的解。为了既能保证工作行程的平稳性,又能通过加快空行程速度来提高效率,保证摆盘收盘的工作过程稳定可靠,令 $1.2 < K < 1.5$, K 为行程速度变化系数,可得极位夹角 $\theta \in (16.36^\circ, 36^\circ)$,由于关键作业阶段不能出现急回特性,急回段轨迹需位于 $P_4 \sim P_2$ 位姿点之间,根据具体位姿可得约束条件

$$\begin{cases} y(P_4) < y(t) < y(P_2) \\ x(P_4) < x(t) < x(P_2) \end{cases} \quad (9)$$

筛选后得到的众多可行解都可满足所要求,其中图11的铲片末端入土轨迹为入土深度最小的解所对应的轨迹,其最低点靠近秧盘外侧,出土位置距秧盘外侧边较近,可更有效完成盘土分离,且出土段的轨迹垂直分量较大,确保了收盘时铲片可快速脱离土壤,同时摆盘时快速侵入土壤,实际试验侵入最大深度在5 mm左右,且苗床会在机器作业后重新翻耕整平,不会存在破坏苗床的情况,同时运行轨迹

更利于摆盘收盘动作,不易发生铲盘拖带秧盘,最后观察是否满足约束要求。图12为选取的一组2R开链杆组4个位姿示意图。

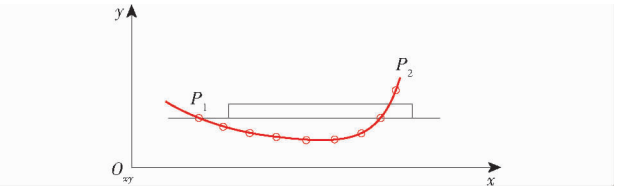


图 11 铲片末端入土轨迹

Fig. 11 Trajectory of end of shovel blade entering soil

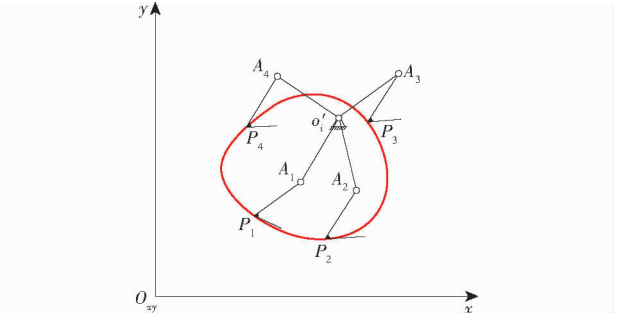


图 12 2R 杆组四位姿示意图

Fig. 12 Schematic of pose for 2R pole group

筛选得到杆长参数如表4所示。

表 4 四杆机构参数

Tab.4 Parameters of four-bar mechanism mm

构件名称	理论杆长	圆整后杆长
曲柄	299.93	300
连杆	636.53	637
连架杆	597.77	598
机架	563.84	564

建立的摆盘收盘一体机构的三维模型如图13所示。

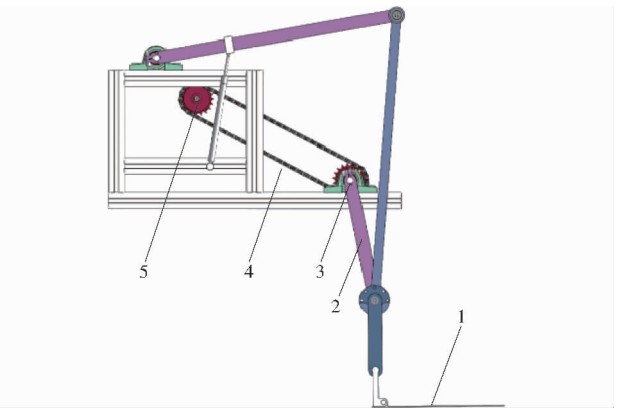


图 13 摆盘收盘一体机构三维图

Fig. 13 Wobble plate closing integrated mechanism three-dimensional diagram

1. 铲片 2. 杆件 3. 转轴 4. 传动链条 5. 链轮

2.2 育秧盘有序分盘机构设计

2.2.1 分盘机构工作原理与结构设计

分盘机构的工作流程为:秧盘组放置在分盘机

构上,分盘机构末端分布在秧盘两侧槽口位置,通过周期性的机构运动,分盘机构承托秧盘的高度由最底层逐渐变化到倒数第 2 层,最底层秧盘则失去承托因重力而下落,并由传送带输送,而后倒数第 2 层变化为最底层,秧盘组整体因重力下降一块秧盘的高度,开始新一周期的分盘作业,其工作过程如图 14 所示。

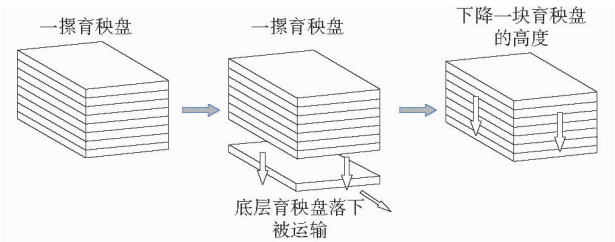


图 14 分盘过程示意图

Fig. 14 Schematic of disk splitting process

提出的连杆式分盘机构工作过程如图 15 所示,在完整周期的分盘工作过程中分为上限位、传递、下限位、放盘 4 个状态。

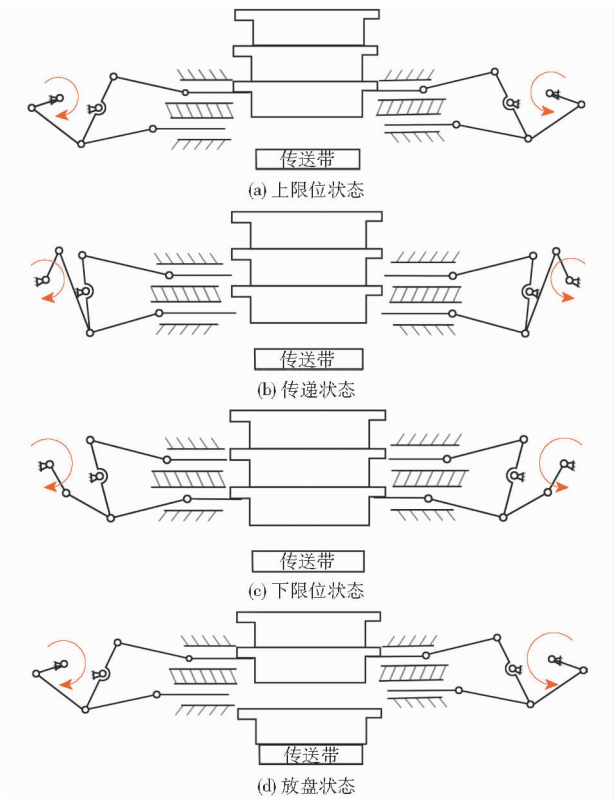


图 15 分盘机构放盘作业过程示意图

Fig. 15 Schematic of disc placement process of disc splitting mechanism

上限位状态:将秧盘组放入机构中,此时上端分盘杆伸出至极限位置,承托秧盘。

传递状态:电机启动,转轴转动带动杆件运动使得分盘杆做伸缩直线运动,上端分盘杆收缩,下端分盘杆伸出,秧盘组传递至由下端分盘杆承托。

下限位状态:上端分盘杆收缩至极限位置,下端

分盘杆伸出至极限位置,此时下端分盘杆承托秧盘。

放盘状态:上端分盘杆伸出承托倒数第 2 盘秧盘,下端分盘杆收缩,最下方秧盘因自身重力掉落,完成一次分盘作业,此时恢复上限位状态继续进行下一次分盘作业。

在 Solidworks 中建立分盘机构的三维模型,如图 16、17 所示。分盘机构主要由转轴、连杆、分盘杆、轴承、型材框架、铝板等组成。机构工作时,电机带动转轴转动,转轴带动杆件运动,通过杆件带动分盘杆做伸缩直线运动,上下两组分盘杆依次进出秧盘边缘的槽口,使得最底层秧盘因自身重力实现逐一脱离分盘动作。

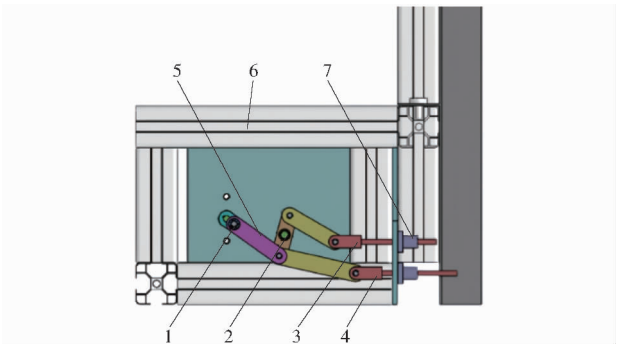


图 16 单边分盘机构三维图

Fig. 16 Single side disk splitting mechanism three-dimensional diagram

1. 转轴 I 2. 转轴 II 3. 上分盘杆 4. 下分盘杆 5. 分盘杆件
6. 铝材机架 7. 直线轴承

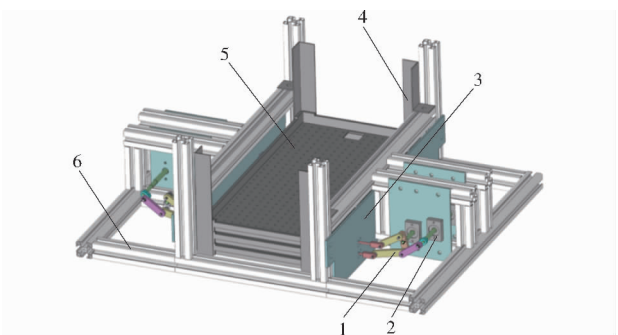


图 17 分盘机构三维图

Fig. 17 Three-dimensional diagram of disk splitting device

1. 分盘杆件 2. 座式轴承 3. 支撑铝板 4. 竖直限位板 5. 育秧盘 6. 铝材架

2.2.2 分盘机构关键参数设计

秧盘分盘机构由 1 组曲柄摇杆机构与 2 组曲柄滑块机构组合而成,分盘机构运动简图如图 18 所示。机构左右对称,因此展示一侧机构简图。

图 18 中: l_1 为主动曲柄 O_1A 的长度, l_2 为连杆 AB 的长度, l_3 为摇杆 O_2B 的长度, l_4 为机架 O_1O_2 的长度, l_5 为摇杆 O_2C 的长度, l_6 为连杆 BE 的长度, l_7 为连杆 CD 的长度, l_8 、 l_9 为分盘杆 DP_1 、 EP_2 的长度, $\varphi_1 \sim \varphi_6$ 表示对应各杆件的角位移。

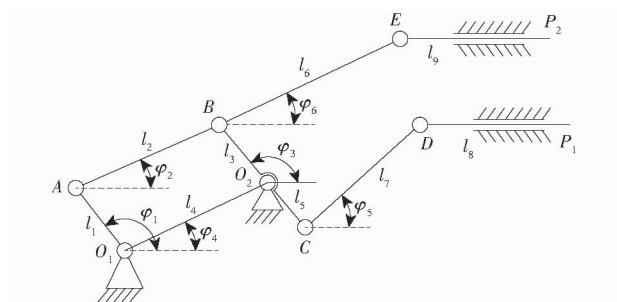


图 18 分盘机构运动简图

Fig. 18 Motion diagram of plate mechanism

水平方向为 x 轴, 竖直方向为 y 轴, 建立直角坐标系, 点 O_1 为坐标原点。

工作过程中主动杆 O_1A 转动, 点 A 位移方程为

$$\begin{cases} x_A = l_1 \cos(\varphi_{10} + \varphi_1) \\ y_A = l_1 \sin(\varphi_{10} + \varphi_1) \end{cases} \quad (10)$$

式中 φ_{10} ——主动曲柄 O_1A 的初始相位角

其中 B, O_2, C 在同一根杆上, 即三点共线, 则可得点 C 的位移方程

$$\begin{cases} x_c = x_{O_2} + l_5 \cos(\pi - \varphi_3) = x_{O_2} - l_5 \cos \varphi_3 \\ y_c = y_{O_2} + l_5 \sin(\pi - \varphi_3) = y_{O_2} + l_5 \sin \varphi_3 \end{cases} \quad (11)$$

式中 (x_{O_2}, y_{O_2}) ——固定铰链点 O_2 的坐标

点 B 位移方程为

$$\begin{cases} x_B = x_A + l_2 \cos \varphi_2 = x_{O_2} + l_3 \cos \varphi_3 \\ y_B = y_A + l_2 \sin \varphi_2 = y_{O_2} + l_3 \sin \varphi_3 \end{cases} \quad (12)$$

经过移项、平方后相加得到

$$2l_2(x_A - x_{O_2}) \cos \varphi_2 + 2l_2(y_A - y_{O_2}) \sin \varphi_2 + l_2^2 - l_3^2 + (x_A - x_{O_2})^2 + (y_A - y_{O_2})^2 = 0 \quad (13)$$

令 $a = 2l_2(x_A - x_{O_2})$ $b = 2l_2(y_A - y_{O_2})$

$$c = l_2^2 - l_3^2 + (x_A - x_{O_2})^2 + (y_A - y_{O_2})^2$$

则式(13)改写为

$$(c - a) \tan^2 \frac{\varphi_2}{2} + 2b \tan \frac{\varphi_2}{2} + a + c = 0 \quad (14)$$

求解式(14)可得 φ_2 为

$$\varphi_2 = 2 \arctan \frac{b \pm \sqrt{a^2 + b^2 - c^2}}{a - c} \quad (15)$$

将 φ_2 代入式(12)可求得点 B 坐标。

连杆 BC 的角位移为

$$\varphi_3 = \arctan \frac{y_B - y_{O_2}}{x_B - x_{O_2}} \quad (16)$$

点 D 的位移方程为

$$\begin{cases} x_D = x_C + l_7 \cos \varphi_5 \\ y_D = y_C + l_7 \sin \varphi_5 \end{cases} \quad (17)$$

点 E 的位移方程为

$$\begin{cases} x_E = x_B + l_6 \cos \varphi_6 \\ y_E = y_B + l_6 \sin \varphi_6 \end{cases} \quad (18)$$

则可得末端 P_1, P_2 的位移方程为

$$\begin{cases} x_{P_1} = x_C + l_7 \cos \varphi_5 + l_8 \\ y_{P_1} = y_C + l_7 \sin \varphi_5 \end{cases} \quad (19)$$

$$\begin{cases} x_{P_2} = x_B + l_6 \cos \varphi_6 + l_9 \\ y_{P_2} = y_B + l_6 \sin \varphi_6 \end{cases} \quad (20)$$

此外竖直方向坐标值为固定值, 即

$$y_D = y_{P_1} = y_C + l_7 \sin \varphi_5 = C_1 \quad (21)$$

$$y_E = y_{P_2} = y_B + l_6 \sin \varphi_6 = C_2 \quad (22)$$

式中 C_1, C_2 ——常数

根据秧盘的结构参数与分盘原理, 对分盘机构进行结构优化, 优化对象为杆件的杆长: $l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6, l_7, l_8, l_9$, 优化目标为分盘杆在承托收回状态时, 末端最小的传动角角度最大。约束条件为: 两分盘杆竖直方向间距需大于秧盘高度; 为保证分盘的可靠稳定, 要求末端点 P_1, P_2 位移最大最小值相近, 限制差值小于 2 mm; 秧盘边缘的承托槽的可承托宽度为 11 mm, 为避免对秧盘造成损坏并提高工作效率, 限制两分盘杆水平位移行程在 20 mm 以内; 为避免传递过程中秧盘脱离下端分盘杆支撑而竖直下落, 两分盘杆需满足在位移相等时, 仍保持秧盘组承托状态, 即位于 11 mm 承托宽度内; 为保证分盘过程平稳, 要求分盘末端速度曲线不存在明显的突变, 连续速度差值小于 5 mm/s; 约束杆件的长度 l_1, l_3, l_5 为 5 ~ 30 mm, l_2, l_4, l_6, l_7 为 30 ~ 100 mm, 由于机架为 4040 铝材, 为使机构有足够长的有效运动行程, 限制分盘杆长度 l_8, l_9 为 60 ~ 100 mm; 任意杆件长度 l_i, l_j 的比值不宜偏差过大, 要求最长最短杆长度比值小于 10; 为避免装置过大, 约束机构主体宽度小于 200 mm。

对应约束方程为

$$\begin{cases} 30 < |y_D - y_E| < 31 \\ |x_{P_1 \max} - x_{P_2 \max}| < 2 \\ |x_{P_1 \min} - x_{P_2 \min}| < 2 \\ ||x_{P_1}| - |x_{P_2}|| < 20 \\ (x_{P_1} - x_{P_2})^2 (x_{P_1 \max} - x_{P_1} - 11) \leq 0 \\ (x_{P_1} - x_{P_2})^2 (x_{P_2 \max} - x_{P_2} - 11) \leq 0 \\ |\dot{x}_{P_1(t+1)} - \dot{x}_{P_1(t)}| < 5 \\ |\dot{x}_{P_2(t+1)} - \dot{x}_{P_2(t)}| < 5 \\ 0.1 < l_i/l_j < 10 \\ l_4 \cos \varphi_4 - l_5 \cos \varphi_3 + l_7 \cos \varphi_5 < 200 \\ l_4 \cos \varphi_4 + l_3 \cos \varphi_3 + l_6 \cos \varphi_6 < 200 \end{cases} \quad (23)$$

目标函数为: $\max \{ \min \{ 90^\circ - \varphi_3, 90^\circ - \varphi_6 \} \}$ 。

根据优化函数以及约束条件, 使用 Matlab 库中

的遗传算法优化函数,设置适应度函数为: $P = \max \{ \min \{ 90^\circ - \varphi_5, 90^\circ - \varphi_6 \} \}$,种群大小 60,交叉率 0.8,变异率 0.01,迭代次数 50,进行杆长优化。将优化结果取整得到结果: $l_1 = 10\text{ mm}$ 、 $l_2 = 52\text{ mm}$ 、 $l_3 = 21\text{ mm}$ 、 $l_4 = 17\text{ mm}$ 、 $l_5 = 19\text{ mm}$ 、 $l_6 = 75\text{ mm}$ 、 $l_7 = 49\text{ mm}$ 、 $l_8 = 64\text{ mm}$ 、 $l_9 = 60\text{ mm}$ 。根据优化结果,该参数下最小传动角为 59.7° ,收敛过程如图 19 所示。

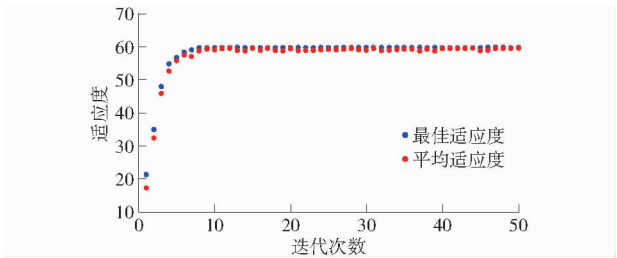


图 19 遗传算法收敛曲线

Fig. 19 Convergence curve of genetic algorithm

2.2.3 仿真验证分析

为验证计算参数的正确性,如图 20 所示,将该参数下的三维模型导入 ADAMS 进行仿真分析^[22],添加相应的运动副和动力源,并添加重力与摩擦力,对上、下分盘杆分别添加竖直向下的模拟力,在转轴处添加旋转驱动的动力源,旋转速度 $300(^{\circ})/\text{s}$,即完成一次分盘作业完整的周期 $T = 1.2\text{ s}$ 。

仿真结果如图 21、22 所示,根据仿真结果可知两分盘杆的水平运动行程均约为 17 mm ,并在位移约 9 mm 的位置处位移相等,秧盘侧边槽口的深度为 11 mm ,说明任意时刻均有分盘杆承托育秧盘,且最大行程大于 11 mm 小于 20 mm ,说明可以有效完成秧盘的承托、过渡和分盘动作。根据末端的速度曲线,末端速度并未发生明显的突变,说明装置运行平稳,可以平稳地进行分盘作业,验证了机构参数的正确性与可行性。

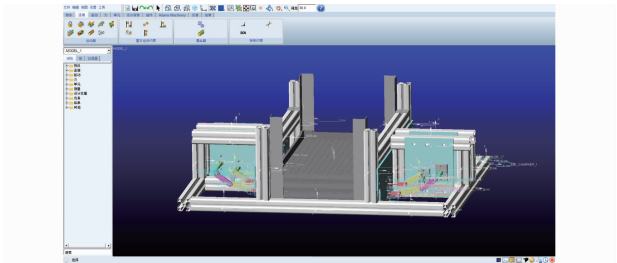


图 20 分盘机构的 ADAMS 模型

Fig. 20 ADAMS model of disc splitting mechanism

基于优化结果进行特性测量分析,与优化前的机构参数特性进行对比,结果如表 5 所示,分盘机构特性在各方面得到了明显的改善,验证了优化的有效性。

2.3 控制系统设计

为实现秧盘的有序摆盘与收盘作业,控制系统

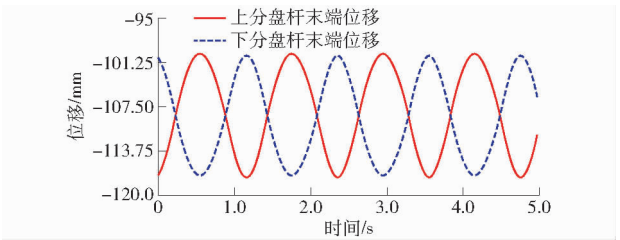


图 21 末端仿真位移曲线

Fig. 21 End simulation displacement curves

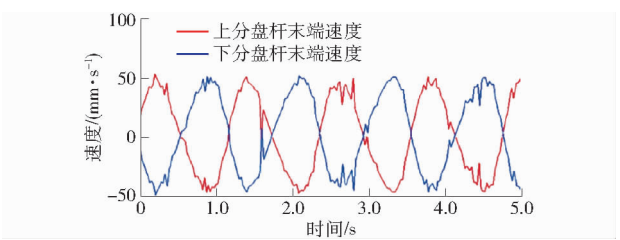


图 22 末端仿真速度曲线

Fig. 22 End simulation speed curves

表 5 优化前后性能对比

Tab.5 Performance comparison before and after optimization

参数	优化前	优化后
最小传动角/(°)	44	59.7
行程/mm	26	17
极限承托位置/mm	11	9
主体宽度/mm	220	140

采用西门子 S-200PLC,配合光电开关、行程开关控制电机的启停实现各模块有序配合作业。根据实际工况进行选型,使用 86BYG250D 型两相步进电机,MA860 型步进电机驱动器,BJN100-DNT-P 型光电开关与 YBLX-ME-8018 型行程开关^[23-24]。

采用光电开关与行程开关有序控制电机启停完成各模块间的工作配合。光电开关 1 检测前端传送带是否有秧盘通过,控制机构的直流电机;光电开关 2 检测后端传送带是否有秧盘通过,控制传送带直流电机 2;行程开关 1 安装在集盘机构上,检测秧盘是否到达集盘位置。根据水稻育秧硬盘摆盘收盘机的控制要求,控制系统结构框图如图 23 所示。

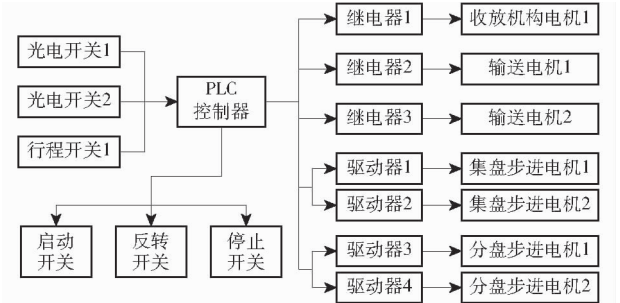


图 23 控制系统结构框图

Fig. 23 Schematic of control system structure

收盘模式时,末端安装集盘机构,启动开关电

源,摆盘收盘一体机构和前端传送带进行收盘作业,装置前进,秧盘在传送带上经过光电开关 1,控制器收到信号继续控制机构保持转动完成下一块秧盘的收盘工作,当秧盘到达差速传送带交界处,光电开关 2 发出信号,控制器启动后端传送带将秧盘送入传送带,直至秧盘触发行程开关 1,集盘机构在竖直方向抬升秧盘完成收集工作,抬升至一定高度时秧盘离开行程开关 1,集盘机构停止转动,完成一组秧盘收集工作。

摆盘模式时,整机末端更换分盘机构,启动开关电源,装置反转。分盘机构进行分盘作业,秧盘掉落光电传感器 2 发出信号,后端传送带开始转动将秧盘向前输送,秧盘经过前端传送带的光电传感器 1 时,传感器发出信号,摆盘收盘一体机构开始转动,秧盘到达最前端位置时机构将秧盘取走并铺设在地上,装置向后移动,完成一次摆盘作业。其控制流程如图 24 所示。

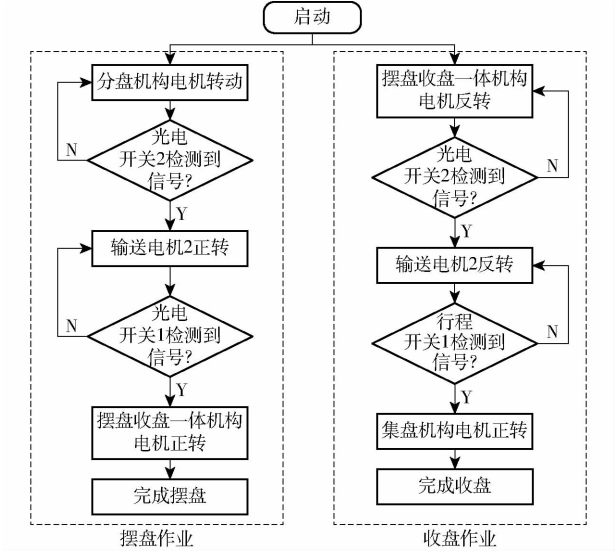


图 24 控制系统工作流程图

Fig. 24 Workflow diagram of control system

3 性能试验

根据整机三维模型搭建试验样机,开展试验,整机装置机架由 4040 铝型材装配而成。以收盘成功率和摆盘成功率为评价指标,开展单因素试验与多因素正交试验,确定影响装置摆盘和收盘性能的较优参数。试验选用的秧盘尺寸为:600 mm × 300 mm × 30 mm。

3.1 收盘试验

收盘试验对象为成熟插秧期的带苗秧盘,收盘成功定义为将带苗的秧盘收起并以横向姿态落在传送带上由集盘装置完成收集。在对摆盘收盘一体机构进行测试时发现,不同的转动速度会对装置的运

行稳定性有一定的影响,速度过快时摆盘收盘一体机构会产生一定程度的抖动,影响秧盘的收盘效果与效率,速度过慢时则收盘效率低。因此分别设置作业周期为 2、4、6、8、10 s,选择 50 块秧盘长势均匀、高度颜色正常,秧盘未发生明显破损和形变的带苗秧盘循环使用,进行 5 组收盘试验,每组 100 次,试验场景如图 25 所示。

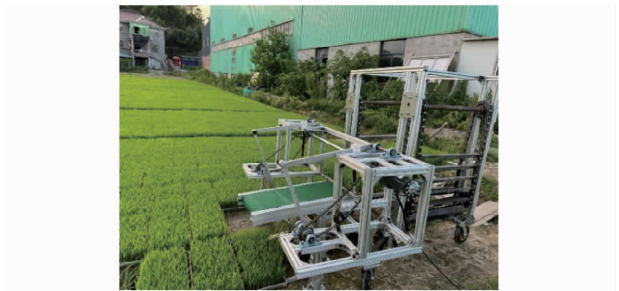


图 25 田间收盘装置

Fig. 25 Field closing of device

试验中出现了秧盘倾倒、秧盘拖曳两种收盘失败情况,需要人为纠正。出现倾倒是铲片未完全收起秧盘,还没有到达秧盘的质心位置或刚过质心位置就抬起秧盘,导致秧盘重心不稳发生倾倒;出现拖曳是收盘位置过于靠前,铲片在收盘时对秧盘产生了一定的推力,从而施加了额外的力给前方的秧盘并在抬起秧盘时发生了干涉,拖曳了前方的秧盘。根据试验结果,较优的收盘周期是 4 ~ 6 s/盘,在这区间内成功率较高,约 90%。试验结果如表 6 所示。

表 6 收盘试验结果

Tab. 6 Tray collecting test results

参数	作业周期/s					均值
	2	4	6	8	10	
盘数/个	100	100	100	100	100	100
成功收盘数量/个	87	90	91	88	86	88.4
育秧盘倾倒情况/次	12	6	6	4	4	6.4
育秧盘拖拽情况/次	1	4	3	8	10	5.2
成功率/%	87	90	91	88	86	88.4

3.2 摆盘试验

3.2.1 正交试验与结果

以摆盘成功率作为试验指标,以每次分盘高度、摆盘作业周期、初始秧盘数量为影响因素对整机摆盘作业进行三因素三水平正交试验。

定义摆盘成功率为摆放成功的秧盘数量占摆放总数量百分比。摆盘成功定义为秧盘被铺设在地面上后,连续两盘的横向最大间距不超过 10 mm,纵向最大间距不超过 20 mm 且未有明显土壤撒出,即视为摆盘成功,确保秧盘摆放得整齐紧密^[25]。

秧盘分盘高度越高,落在传送带上受到的冲击

越大,冲击过大时,既会改变秧盘与传送带原有的相对位置,又会对秧盘内的土壤造成冲击造成种子外露的情况,但为防止卡盘时对秧盘和装置造成损坏,需要预留一定的作业空间,因此取分盘高度分别为5、7.5、10 cm。

装置作业周期决定了分盘速度、传送带速度和放盘速度,根据单因素试验结果,作业周期分别取4、5、6 s。

不同数量的秧盘带给分盘装置的压力和分盘工作次数不同,分盘和放盘过程中积累的误差也不相同。为确定每组秧盘的数量对放盘性能的影响,取每组秧盘数量为6、8、10 盘/组,试验因素和编码如表7所示。

表 7 试验因素编码
Tab. 7 Experimental factors codes

编码	分盘高度/cm	作业周期/s	秧盘数量/(盘·组 ⁻¹)
-1	5.0	4	6
0	7.5	5	8
1	10.0	6	10

每组试验使用100盘硬质秧盘,按照三因素三水平正交正交旋转试验方案进行试验,记录放盘成功个数,并计算摆盘成功率,每组试验重复3次,结果取平均值。正交试验方案与结果如表8所示,A、B、C为因素编码值。

表 8 试验方案与结果
Tab. 8 Experimental plan and results

序号	分盘高度	作业周期	育秧盘数量	摆盘成功率
	A	B	C	$P_1/\%$
1	0	0	0	94
2	-1	0	1	92
3	0	0	0	93
4	1	1	0	90
5	0	-1	1	90
6	0	0	0	93
7	1	0	1	89
8	0	-1	-1	92
9	-1	-1	0	91
10	1	-1	0	90
11	-1	1	0	93
12	0	1	-1	90
13	0	0	0	93
14	-1	0	-1	92
15	1	0	-1	90
16	0	1	1	89
17	0	0	0	92

3.2.2 试验结果分析

基于试验数据建立回归方程,得到摆盘成功率

P_1 关于因素编码值的回归模型。

$$P_1 = 93 - 1.12A - 0.125B - 0.5C - 0.5AB - 0.25AC + 0.25BC - 0.75A^2 - 1.25B^2 + 1.5C^2 \quad (24)$$

显著性检验如表9所示。回归模型决定系数 R^2 为0.8558,表明模型造成的信息缺失较少。摆盘成功率回归模型的 P 值小于0.05,表明回归模型显著;失拟项 P 值大于0.05,表明模型的失拟项不明显,无失拟因素存在,回归模型的拟合度高。根据 F 值得到对摆盘成功率影响程度由大到小依次是分盘高度、秧盘数量、作业周期。

表 9 方差分析
Tab. 9 Analysis of variance

方差来源	平方和	自由度	均方和	F	P
模型	34.13	9	3.79	4.62	0.0281
A	10.12	1	10.12	12.33	0.0098
B	0.13	1	0.13	0.15	0.7081
C	2	1	2	2.43	0.1626
AB	1	1	1	1.22	0.3064
AC	0.25	1	0.25	0.31	0.5983
BC	0.25	1	0.25	0.31	0.5983
A^2	2.37	1	2.37	2.88	0.1333
B^2	6.58	1	6.58	8.01	0.0254
C^2	9.47	1	9.47	11.53	0.0115
残差	5.75	7	0.82		
失拟项	3.75	3	1.25	2.5	0.1985
误差	2	4	0.50		
总和	39.88	16			

Design-Expert 13.0 软件分析表明,分盘高度、秧盘数量和作业周期因素间存在交互影响,为直观了解各因素对摆盘成功率的影响,得到各因素之间响应面如图26所示。

分盘高度与作业周期对摆盘成功率影响的响应曲面如图26a所示,当作业周期一定时,分盘高度由5 cm升高到10 cm过程中,摆盘成功率逐渐减小;当分盘高度一定时,作业周期由4 s升高至6 s过程中,摆盘成功率由小变大再变小。表明分盘高度越低时成功率越高,装置作业周期适中时,摆盘成功率较高。

分盘高度与秧盘数量对摆盘成功率影响的响应曲面如图26b所示,当数量固定时,分盘高度越高摆盘成功率越低,而秧盘数量由6盘升高至10盘时,摆盘成功率由小变大后又变小。表明秧盘数量适中时,摆盘成功率较高。

作业周期与秧盘数量对摆盘成功率影响的响应曲面如图26c所示,当作业周期固定时,初始秧盘数量增大,摆盘成功率由小变大后又变小,作业周期由小变大时,摆盘成功率同样也是由小变大后再变小。

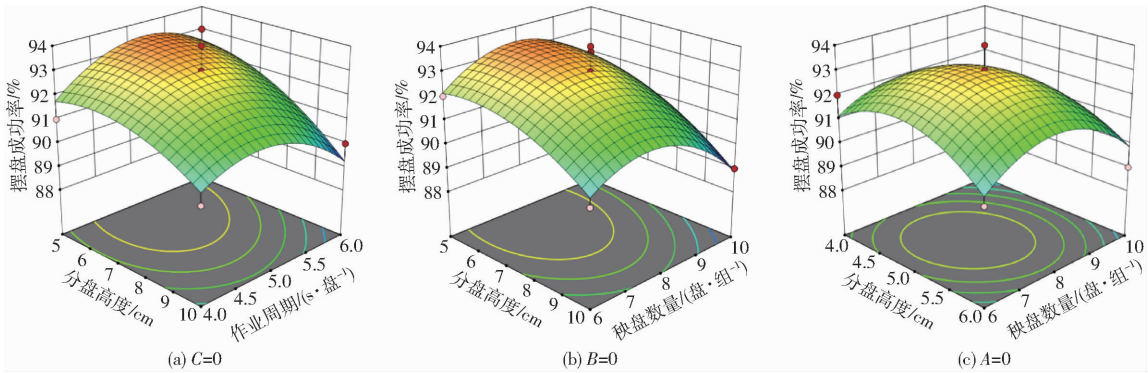


图 26 因素交互作用对摆盘成功率影响的响应曲面

Fig. 26 Response surfaces of interaction effect of factors on success rate of disc placement

根据各因素之间的交互效应以及响应曲面分析得到最佳的因素取值分别为分盘高度 5 cm, 作业周期 5 s/盘, 秧盘数量 8 盘/组。

3.2.3 试验验证

根据得到的最佳参数组合, 设置分盘高度 5 cm, 作业周期 5 s/盘, 秧盘数量 8 盘/组, 进行摆盘试验验证, 得到平均摆盘成功率为 93%。装置摆盘过程如图 27 所示。



图 27 装置摆盘场景

Fig. 27 Scene of device placement

根据试验结果, 该装置工作较稳定, 在 5 s/盘的速度下, 即 720 盘/h, 整体摆盘成功率保持在 93%, 能有效完成摆盘作业。此外, 秧盘的形变误差和装

置本身误差带来的影响仍然较难避免。

4 结论

(1) 提出了一种模块化的曲柄摇杆式水稻育秧硬盘摆盘收盘机, 集盘和分盘模块可切换, 并基于摆盘收盘动作设计了摆盘收盘一体机构, 利用摆盘收盘一体机构的正反转实现了水稻育秧盘的摆盘和收盘功能。

(2) 采用连杆式水稻秧盘分盘机构, 通过对其工作过程进行分析, 确定了装置的结构参数, 并通过 ADAMS 软件进行了仿真验证确认其可行性; 设计了 PLC 为核心的控制系统, 实现秧盘有序分盘、摆盘与收盘。

(3) 搭建样机进行收盘和摆盘试验, 在 4 ~ 6 s/盘的速度下, 收盘成功率不低于 90%; 通过正交试验得到影响摆盘成功率的因素主次顺序为分盘高度、秧盘数量、作业周期, 最佳参数组合为分盘高度 5 cm, 作业周期 5 s/盘, 秧盘数量 8 盘/组, 在最佳的参数组合下, 摆盘成功率均值为 93%, 整机最佳摆盘效率为 720 盘/h, 最佳收盘效率为 900 盘/h。

参 考 文 献

[1] 张欣悦, 李连豪, 汪春, 等. 2BS-420 型水稻植质钵育秧盘精量播种机[J]. 农业机械学报, 2013, 44(6): 56-61. ZHANG Xinyue, LI Lianhao, WANG Chun, et al. Type 2BS-420 precision seeder for rice seedling-growing tray made of paddy straw[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(6): 56-61. (in Chinese)

[2] 陈林涛. 轻简型杂交稻穴盘育秧精密播种生产线关键技术研究[D]. 广州: 华南农业大学, 2020. CHEN Lintao. Research on key technologies of lightweight and simplified hybrid rice precision seeding production line for cavity tray seedling-raising[D]. Guangzhou: South China Agricultural University, 2020. (in Chinese)

[3] 马旭, 谭永炘, 齐龙, 等. 水稻秧盘育秧播种机气动式自动供盘装置设计与试验[J]. 农业工程学报, 2016, 32(22): 63-69. MA Xu, TAN Yongxin, QI Long, et al. Design and experiment of pneumatic automatic tray feeding device for rice seedling-raising seeder[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(22): 63-69. (in Chinese)

[4] 刘秋员, 宋晓华, 段斌, 等. 不同育秧方式对水稻秧苗素质及产量性状的影响[J]. 中国稻米, 2017, 23(4): 144-146. LIU Qiuyuan, SONG Xiaohua, DUAN Bin, et al. Effects of different seedling-raising methods on rice seedling quality and yield traits[J]. China Rice, 2017, 23(4): 144-146. (in Chinese)

[5] 孙泽强, 杜小强, 李月婵, 等. 水稻钵苗育苗穴盘分离套盘机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2020, 51(1): 85-92, 101. SUN Zeqiang, DU Xiaoqiang, LI Yuechan, et al. Design and experiment of separation and nesting mechanism for rice pot seedling nursery trays[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(1): 85-92, 101. (in Chinese)

Chinese)

[6] 马程宏, 孙泽强, 杜小强, 等. 组合式水稻钵苗育秧盘自动分装装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(4): 33–42.
MA Zenghong, SUN Zeqiang, DU Xiaoqiang, et al. Design and experiment of automatic nesting and separating mechanism for combined rice pot seedling nursery trays[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(4): 33–42. (in Chinese)

[7] 张淇, 王宏立, 梁春英. 水稻育秧叠盘铺盘机械化研究进展[J]. 南方农机, 2023(11): 9–12.
ZHANG Qi, WANG Hongli, LIANG Chunying. Research progress on mechanization of stacking and spreading trays in rice seedling cultivation[J]. Southern Agricultural Machinery, 2023(11): 9–12. (in Chinese)

[8] 刘铭, 张英杰, 吕爱民. 荷兰设施园艺的发展现状[J]. 农业工程技术, 2010(8): 24–33.
LIU Ming, ZHANG Yingjie, LÜ Aimin. Development status of dutch protected horticulture[J]. Agricultural Engineering Technology, 2010(8): 24–33. (in Chinese)

[9] 陈林涛, 马旭, 齐龙. 水稻秧盘育秧流水线自动叠盘装备现状与展望[J]. 农机化研究, 2017, 39(6): 260–264, 268.
CHEN Lintao, MA Xu, QI Long. Current status and prospects of automatic tray-stacking equipment in rice seedling production lines[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2017, 39(6): 260–264, 268. (in Chinese)

[10] MEERBURG B G, KOREVAAR H, HAUBENHOFER D K, et al. The changing role of agriculture indutch society[J]. Journal of Agricultural Science, 2009, 147(5): 511–521.

[11] ヤンマー農機株式會社. 箱体積載装置: 日 1056884[P]. 1998–03–03.

[12] 衣淑娟, 王鹏, 李衣菲, 等. 水稻硬质育秧盘全自动起盘机提升与叠盘装置研究[J]. 农业机械学报, 2024, 55(7): 168–178.
YI Shujuan, WANG Peng, LI Yifei, et al. Research on lifting and stacking device of automatic tray lifting machine for rice hard tray seedling cultivation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(7): 168–178. (in Chinese)

[13] 夏旭东, 王健, 周乔君, 等. 双凸轮控制的水稻工厂化育秧有序铺盘设计与试验[J]. 农业机械学报, 2021, 52(5): 44–51.
XIA Xudong, WANG Jian, ZHOU Qiaojun, et al. Design and experiment of ordered tray-laying mechanism with dual-cam control for rice industrialized seedling cultivation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(5): 44–51. (in Chinese)

[14] 陈佳峰. 水稻育秧播种自动供盘装置及其方法: CN202210524191A[P]. 2022–07–29.

[15] CHIU Y C, WU G J, CHEN C H. Development of a generator-powered self-propelled automatic trayloading/unloading machine for use in rice nurseries[J]. Engineering in Agriculture, Environment and Food, 2019, 12(2): 256–263.

[16] 程迪. 基于关键位姿点与轨迹约束的取苗机构优化设计与试验研究[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2023.
CHENG Di. Optimal design and experimental research of seedling extraction mechanism based on key posture points and trajectory constraints[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2023. (in Chinese)

[17] SHIRAZI K H. Synthesis of an 8S5R mechanism in four-point rigid body guidance problem using maple[J]. Mechanism and Machine Theory, 2008, 43(3): 285–296.

[18] ZHAO P, GE X, ZI B, et al. Planar linkage synthesis for mixed exact and approximated motion realization via kinematic mapping[J]. ASME Journal of Mechanisms and Robotics, 2015, 8(5): 50–54.

[19] 杨通, 韩建友. 复合四位置刚体导引机构综合的研究[J]. 农业机械学报, 2011, 42(3): 203–207.
YANG Tong, HAN Jianyou. Synthesis of composite four-position rigid body guidance mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(3): 203–207. (in Chinese)

[20] 徐袁翔. 非圆带轮-五杆机构的手指康复装置设计及试验[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2023.
XU Yuanxiang. Design and testing of a finger rehabilitation device based on non-circular pulley-five-bar mechanism[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2023. (in Chinese)

[21] 陈建能, 张晓威, 刘林敏. 夹茎式非圆齿轮玉米钵苗移栽机构设计与试验[J]. 农业工程学报, 2023, 39(18): 30–40.
CHEN Jianneng, ZHANG Xiaowei, LIU Linmin. Design and experiment of a stalk-clamping non-circular gear corn pot-seedling transplanting mechanism[J]. Transactions of the CSAE, 2023, 39(18): 30–40. (in Chinese)

[22] 王福华, 刘玉旺. 三关节连杆欠驱动手爪参数优化[J]. 机械设计与制造, 2020(4): 16–20.
WANG Fuhua, LIU Yuwang. Parameter optimization of a three-joint linkage underactuated gripper[J]. Machinery Design & Manufacture, 2020(4): 16–20. (in Chinese)

[23] 杜宁. 基于 S7–200 smart PLC 的太阳能集热控制系统设计[D]. 西安: 西安石油大学, 2022.
DU Ning. Design of solar thermal collection control system based on S7–200 smart PLC[D]. Xi'an: Xi'an Shiyou University, 2022. (in Chinese)

[24] 赵德杰. 苹果采摘机器人视觉伺服系统的定位研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2018.
ZHAO Dejie. Positioning research of visual servo system for apple harvesting robot[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2018. (in Chinese)

[25] 中华人民共和国农业农村部. 水稻工厂化育秧技术规程: NY/T 1534—2019[S]. 北京: 中国农业出版社, 2019.