

二次探出护钵式水稻钵苗移栽机构设计与试验

孙良^{1,2} 薛晓迪¹ 王旭东¹ 孔子阳¹ 陈建能^{1,3} 俞高红^{1,2}

(1. 浙江理工大学机械工程学院, 杭州 310018; 2. 浙江农业智能感知与机器人全省重点实验室, 杭州 310018;
3. 农业农村部东南丘陵山地农业装备重点实验室, 杭州 310018)

摘要: 为提升取栽一体式钵苗移栽机构的定植立苗效果, 本文提出了一种二次探出护钵式移栽机构, 通过对取栽一体式移栽臂进行功能解耦设计, 借助推秧杆的两次递进式探出与夹爪的协同作业, 依次实现钵苗的夹取、护钵与定植。该机构以平面凸轮和端面凸轮为核心驱动单元: 平面凸轮驱动推秧杆两次递进式探出, 依次完成护苗与植苗动作; 端面凸轮控制夹爪开合, 实现钵苗的夹取与释放。为达成凸轮机构低冲击、低磨损的设计目标, 结合移栽运动技术要求与移栽臂结构参数, 建立了凸轮机构运动学模型, 基于曲线包络理论完成了凸轮轮廓设计。针对平面凸轮机构, 通过构建弹性动力学方程并制定接触力学优化策略, 将凸轮与拨叉的接触形式优化为面接触, 有效降低了运动冲击; 针对端面凸轮机构, 引入了基于曲率约束的轮廓优化函数, 优化了其压力角峰值特性。通过虚拟样机运动学仿真与物理样机田间试验对设计方案进行双重验证, 结果表明: 该移栽臂可显著降低钵苗栽插直立度对行星轮系转速的敏感性, 在 250 株/(min·行) 作业工况下, 钵苗直立度合格率达 87.50%, 较原移栽臂机构实现显著提升, 适用于高速高质钵苗移栽作业场景。

关键词: 水稻钵苗; 移栽机; 二次探出护钵式; 凸轮机构; 包络理论; 直立度

中图分类号: S223.92 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2026)11-0246-11

OSID:



Design and Experiment of the Secondary Extension Pot-protecting Rice Pot Seedling Transplanting Mechanism

SUN Liang^{1,2} XUE Xiaodi¹ WANG Xudong¹ KONG Ziyang¹ CHEN Jianneng^{1,3} YU Gaohong^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China
2. Zhejiang Key Laboratory of Agricultural Intelligent Perception and Robotics, Hangzhou 310018, China
3. Key Laboratory of Agricultural Equipment in Southeast Hilly and Mountainous Areas, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Hangzhou 310018, China)

Abstract: Aiming to improve the seedling planting and establishment performance of the integrated seedling taking and planting pot seedling transplanting mechanism, a secondary extension pot-protecting transplanting mechanism was proposed. Through the functional decoupling design of the integrated seedling taking and planting arm, and with the cooperative operation of the two progressive extensions of the seedling pushing rod and the clamping jaws, the mechanism sequentially achieved pot seedling clamping, pot protection, and planting. The mechanism adopted planar cam and end cam as the core driving units: the planar cam drove the seedling pushing rod to perform two progressive extensions, sequentially completing seedling protection and planting actions; the end cam controlled the opening and closing of the clamping jaws to realize the clamping and releasing of pot seedlings. To achieve the design goals of low impact and low wear for the cam mechanism, combined with the technical requirements of transplanting movement and the structural parameters of the transplanting arm, a kinematic model of the cam mechanism was established, and the cam profile design was completed based on the curve envelope theory. For the planar cam mechanism, by constructing an elastodynamic equation and formulating a contact mechanics optimization strategy, the contact form between the cam and the fork was optimized into surface contact, which effectively reduced kinematic impact. For the end cam mechanism, a profile optimization function based on curvature constraint was introduced to optimize its peak pressure angle

收稿日期: 2025-11-25 修回日期: 2025-12-12

基金项目: 国家重点研发计划项目(2024YFD2000205)和国家自然科学基金项目(52375275)

作者简介: 孙良(1981—),男,教授,博士,主要从事农业机械设计与机构运动学与动力学优化研究, E-mail: liangsun@zstu.edu.cn

characteristics. The design scheme was double-verified through virtual prototype kinematic simulation and physical prototype field tests. The results showed that the transplanting arm can significantly reduce the sensitivity of pot seedling planting uprightness to the rotational speed of the planetary gear train. At a working speed of 250 plants/(min·row), the qualified rate of uprightness reached 87.50%, which was significantly higher than that of the original mechanism, making it suitable for high-speed and high-quality pot seedling transplanting scenarios.

Key words: rice pot seedling; transplanting machine; secondary extension pot-protecting; cam mechanism; envelope theory; uprightness

0 引言

相较于传统毯苗机插,水稻钵苗移栽具有不伤根、返青快的优势,有利于提高水稻产量,同时缓解南方双季稻区茬口紧张的难题。实现钵苗高质量机械移栽是该领域研究的重点方向之一^[1-2],其中,定植立苗(即移栽后钵苗保持较高直立度)是衡量移栽质量的关键指标。然而,现有移栽机构在高速作业工况下,普遍存在直立度显著下降的问题,严重时还会出现倒伏、漂秧等不良现象,制约了水稻钵苗移栽技术的应用推广。

为实现水稻钵苗的定植立苗,国内外学者开展了大量研究。其中,日本井关农机株式会社等^[1,3]研发的水稻钵苗摆栽机是该领域的代表性技术成果。然而,此类水稻钵苗移栽机的工作流程涵盖“冲—接—落—送—插”5个步骤,需配套设置4套专用装置,分别完成取秧、翻转、输送、栽植四大核心动作;其作业传递链路繁琐、机构结构复杂,且秧盘使用成本较高,限制了其在国内的规模化推广应用。叶秉良等^[4-6]聚焦机构结构优化,提出不完全偏心圆齿轮-非圆齿轮行星轮系、凸轮驱动取苗臂等移栽方案;辛亮等^[7]提出基于改进粒子群优化算法的混合多位姿综合设计方法,设计并置式双非圆齿轮行星轮系机构以完成取苗—送苗—破膜—栽植工序;王磊等^[8]提出空间轨迹逆向设计方法,通过平面非圆齿轮-圆锥齿轮组合传动实现宽窄行移栽;吴国环等^[9]针对机构轨迹前倾、推苗角偏小的问题,建立局部轨迹反求模型以满足高直立度移栽需求;ZHOU等^[10-11]开发2R开链非圆齿轮与非匀速差动轮系移栽机构,借助非圆齿轮传动完成水稻钵苗移栽;蔡金平等^[12]设计了双曲柄与曲柄摇杆组合的取苗连杆机构,配套设计苗夹开合与旋转运动控制凸轮,可实现变行距移栽作业。

然而,现有水稻钵苗移栽机构普遍采用的弹片式夹苗装置,依赖金属弹片的可控弹性形变来完成夹持动作,其在技术层面存在以下局限性:①夹苗稳定性易受凸轮机构磨损、弹片弹性疲劳等因素影响,导致取苗精度与作业一致性不足。②移栽过程中未

能对钵苗钵体形成有效保护,钵体在行星轮系运转产生的离心力作用下,或在入土瞬间受到土壤阻力冲击时,容易出现上翘现象。因此,该类机构的作业效率存在明显瓶颈:当移栽效率超过200株/(min·行)时,钵苗移栽直立度会显著下降,难以满足水稻钵苗高效、高质移栽的作业要求。

针对上述问题,本研究突破传统取栽一体式移栽机构的结构局限,基于已有的水稻钵苗移栽轨迹基础,提出一种二次探出护钵式夹苗—护苗—植苗一体化作业方式。通过平面凸轮和端面凸轮机构的协同联动,保障钵苗移栽全程姿态稳定;构建基于包络原理的平面及空间凸轮机构数学模型,进而完成移栽机构的结构设计、虚拟仿真与样机试验,验证其作业可行性,最终实现水稻钵苗高效率定植与高质量立苗的目标。

1 机构设计要求与工作原理

1.1 水稻钵体定植立苗

现有移栽臂采用取植苗一体式设计:通过凸轮驱动拨叉回收,带动推秧杆及连杆机构完成取苗动作;随后借助弹簧推力,瞬时完成放苗与植苗。该移栽臂与配套的非圆齿轮行星轮系配合,可形成“8”字形轨迹以实现水稻钵苗移栽功能^[11],其取植苗过程如图1所示,由于钵盘穴孔中秧苗出苗位置不同,使得夹爪相对茎秆的夹苗位置存在高低差异。

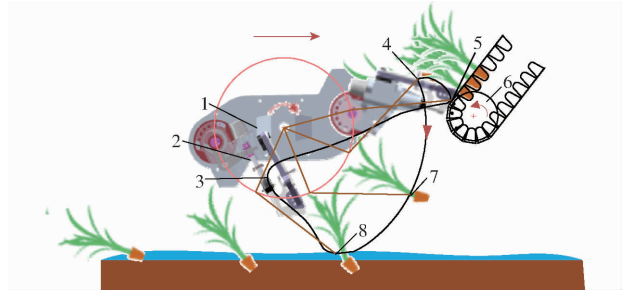


图1 现有移栽臂取植苗过程示意图
Fig.1 Schematic of seedling taking and planting process of existing transplanting arm

- 1. 非圆齿轮行星轮系 2. 移栽臂 3. 移栽静轨迹 4. 取苗最高点 5. 夹苗 6. 秧盘供给 7. 运苗 8. 植苗

图1中,当移栽臂完成取苗并抵达轨迹最高点

后,夹爪持续夹持钵苗茎秆,随后在行星架驱动轴的带动下作圆周运动。由于钵体在移栽过程中缺乏有效保护,受离心力作用影响,茎秆夹持点偏高的钵苗在高速运动下易发生弯曲,导致钵体出现“上翘”现象;此外,钵体在入土瞬间受到土壤阻力的冲击,也会引发类似的“上翘”问题。上述姿态失稳现象会进一步影响植苗阶段推秧杆的动作:推秧杆沿移栽机前进方向斜向下推苗时,因钵体上翘导致苗体姿态不正,最终造成移栽后钵苗直立度下降,甚至出现苗体漂浮于泥面的情况。该问题随移栽机构运行速度的提高而愈加明显。

针对上述问题,本文提出一种二次探出式护钵取苗移栽方式,即在移栽机构中引入端面与平面凸轮机构,分别先后实现夹苗与护钵推苗动作,以达到钵体秧苗定植机插。

如图 2 所示,取植苗过程中,移栽机构在取苗点由端面凸轮机构驱动完成取苗,在运行至轨迹最高点前,平面凸轮机构驱动推秧杆首次探出以实现护苗,防止秧苗钵体因离心力翘起,保障运苗过程中秧苗姿态稳定;当运行至移栽轨迹最低点时,两套凸轮机构协同工作:端面凸轮机构执行放苗动作,平面凸轮机构控制推秧杆二次探出,完成植苗操作。

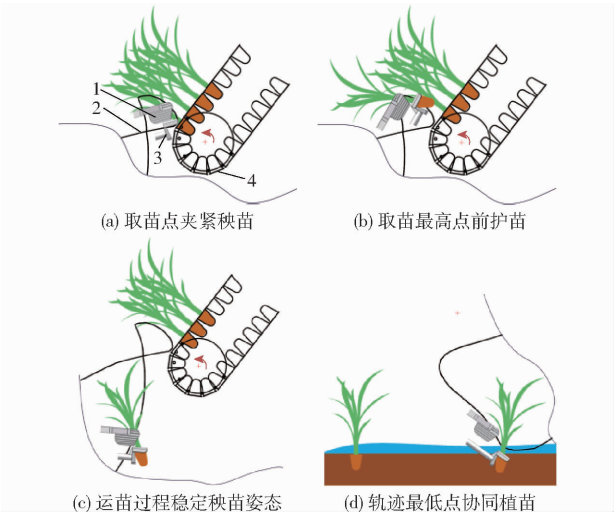


图 2 二次探出护钵式移栽臂取植苗过程示意图

Fig. 2 Schematics of seedling taking and planting process of the secondary extension pot-protecting type transplanting arm

1. 夹爪 2. 移栽静轨迹 3. 推秧杆 4. 秧盘供给

1.2 机构工作原理

为实现上述植苗流程,所设计的二次探出护钵式水稻钵苗移栽机构主要由两部分构成:①非圆齿轮行星轮系,该轮系以变传动比驱动移栽臂运动,通过运动链间的耦合相对转角,使移栽臂完成“8”字形移栽轨迹。②移栽臂本体,其通过多套子机构的协同作用,精准实现夹苗与护钵推苗功能,机构整体

结构如图 3 所示。

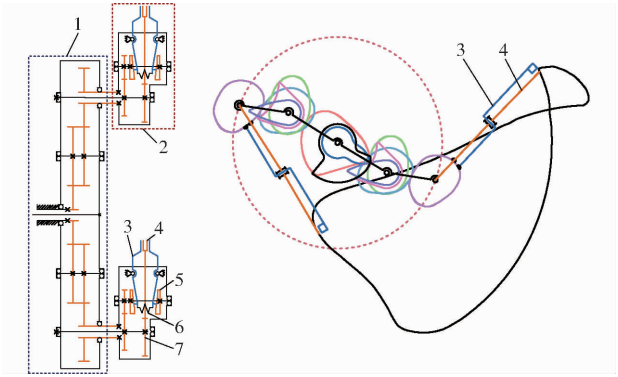


图 3 二次探出护钵式水稻钵苗移栽机构结构简图

Fig. 3 Schematic of secondary extension pot-protecting type rice pot seedling transplanting mechanism

1. 非圆齿轮行星轮系 2. 移栽臂 3. 夹爪 4. 推秧杆 5. 端面凸轮 6. 弹簧 7. 凸轮

移栽臂核心执行单元由两套功能互补的凸轮机构组成,其中平面凸轮机构的结构简图如图 4a 所示。该机构采用五阶凸轮与弹簧协同驱动的设计方案:拨叉绕固定轴摆动时,同步带动推秧杆沿轴向做往复运动,结合弹簧的弹性复位特性,推秧杆可实现两次从移栽臂壳体中探出的动作——首次探出使推秧杆紧密贴合钵体,在运苗过程中维持钵苗姿态稳定以实现护苗功能;二次探出则精准完成植苗动作。同时,针对水稻钵苗钵体的几何外形特征,推秧杆头部采用与钵体适配的仿形结构设计,可进一步提升护苗过程中推秧杆与钵体的贴合度,强化钵苗姿态稳定效果。

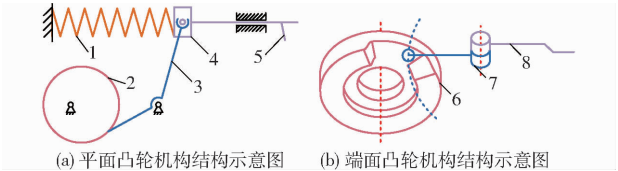


图 4 移栽臂凸轮机构示意图

Fig. 4 Schematics of cam mechanism for transplanting arm

1. 推秧弹簧 2. 凸轮 3. 拨叉 4. 弹簧座 5. 推秧杆 6. 端面凸轮 7. 夹爪驱动端 8. 夹爪执行端

移栽臂的另一核心机构为端面凸轮机构,其单侧结构如图 4b 所示。夹爪末端另装配有复位弹簧,工作时通过端面凸轮的轮廓约束作用与弹簧的弹性复位作用形成协同驱动:当端面凸轮绕轴线转动时,其轮廓曲面与复位弹簧产生联动作用,驱动夹爪按预设轨迹完成“取苗—夹持—放苗”的周期性循环动作,确保取苗可靠与放苗精准。

2 推秧凸轮机构设计

现有移栽臂凸轮拨叉机构中,凸轮与拨叉的线

接触形式易因长期使用产生较大磨损,进而导致夹片夹苗不紧、推苗位置或时机偏差等问题。试验研究表明,在凸轮运动休止段将接触形式改为面接触,可显著提升机构夹苗稳定性。为此,本文在给定推秧杆运动行程与凸轮休止位置拨叉弧面特点情况下,确定机构基本参数,建立凸轮机构运动学模型,基于曲线包络原理设计推秧与复位段凸轮轮廓曲线并验证压力角^[13-16]。

2.1 机构基本参数

基于移栽臂结构特征,建立如图 5 所示的直角坐标系。图 5 中给定已知参数:杆长 l 为 57.069 mm,夹角 α 为 108.284° ;其中,变量 s 为预设拨叉运动规律参数,拨叉摆角 θ 经理论计算获取。

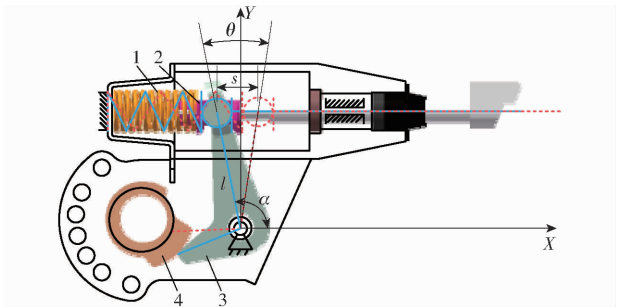


图 5 推秧凸轮机构数学模型坐标系示意图
Fig. 5 Schematic diagram of the coordinate system of mathematical model of seedling pushing cam mechanism
1. 推秧弹簧 2. 弹簧座 3. 拨叉 4. 凸轮

2.2 推秧凸轮轮廓曲线设计

基于休止位置确定的拨叉几何形状特征,结合凸轮机构给定参数,本文以从动件包络思想为核心构建数学模型,并开发凸轮轮廓曲线计算程序,具体设计流程如下:首先,基于拨叉的结构尺寸及运动约束条件,采用图形反转原理求解得到拨叉的运动轨迹;进而,结合拨叉弧面外形对接触状态的影响规律,以拨叉接触端的几何边界为基准,运用包络法生成满足面接触条件的凸轮实际工作轮廓(即凸轮轮廓曲线),确保凸轮与拨叉在运动全程中实现预期的稳定接触配合。

2.2.1 推秧凸轮工况分析

根据推秧凸轮机构的工作原理,将推秧凸轮轮廓曲线设计成 5 段不同形状的工作段,如图 6 所示。

(1) 护苗段 AB :当拨叉运行至凸轮轮廓点 A 时,在推秧弹簧与轮廓曲线的共同作用下迅速探出 10 mm,完成护苗动作。

(2) 近休止段 BC (又称钵苗运输段):此阶段拨叉保持相对静止,与凸轮始终保持面接触,确保钵苗在推秧杆保护下不因离心力发生弯曲。

(3) 植苗段 CD :当拨叉运行至凸轮轮廓曲线点

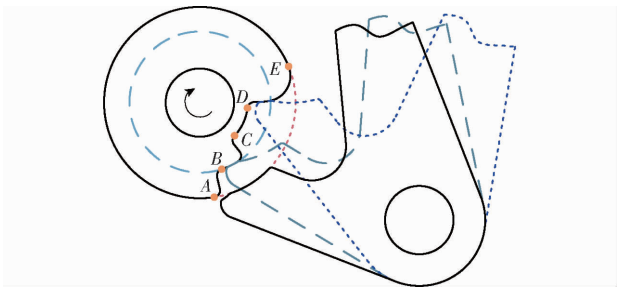


图 6 推秧凸轮工况分析
Fig. 6 Working condition analysis of seedling pushing cam

C 时,在推秧弹簧和轮廓曲线的共同作用下拨叉迅速探出 20 mm,完成植苗动作。

(4) 推秧杆回收段 DE :当拨叉运行至凸轮轮廓曲线点 C 时,受凸轮轮廓曲线作用逐渐回收,避免行星轮系回转时产生干涉。

(5) 远休止段 EA :当拨叉工作至凸轮轮廓曲线点 E 时,推秧杆完全回收,拨叉保持相对静止并逐步向点 A 复位,推秧凸轮机构随之进入下一工作周期。

2.2.2 推秧凸轮机构从动件运动规律

对于推秧凸轮的护苗段 AB 和植苗段 CD ,从动件拨叉主要受弹簧作用驱动推秧杆探出。将这两个阶段理想化处理时,弹簧与推秧杆构成欠阻尼系统。因移栽臂内部的润滑油及其他构件,机构阻尼难以精确计算与测量,本文依据经验设定计算参考值并对式中时间变量 Δt 进行了 10 倍误差补偿,后续通过仿真验证,由此得到这两段拨叉沿推秧杆运动方向的位移方程

$$X(\Delta t) = e^{-\sigma \Delta t / 10} \cdot \left(u_0 \cos(\omega_d \Delta t / 10) + \frac{v_0 + \sigma u_0}{\omega_d} \sin(\omega_d \Delta t / 10) \right) \quad (1)$$

其中 $\sigma = c / (2m)$ $\omega_0 = \sqrt{k/m}$
 $\omega_d = \omega_0 \sqrt{1 - \xi^2}$ $\xi = c / (2\sqrt{mk})$ $k = Gd^4 / (8D^3 n)$
式中 σ ——衰减系数
 ω_0 ——无阻尼固有频率
 ξ ——阻尼比
 ω_d ——阻尼固有频率
 k ——弹簧刚度
 c ——弹簧阻尼系数
 m ——拨叉质量
 n ——弹簧有效圈数
 u_0 ——推秧杆初始位移
 v_0 ——推秧杆初始速度
 $X(\Delta t)$ ——拨叉与凸轮无接触段拨叉沿推秧杆方向位移
 Δt ——推秧杆单次探出时间差
 d ——弹簧线径 D ——弹簧中径

G ——弹簧材料剪切模量

针对推秧杆回收段 DE ,结合移栽臂高速轻载的工作特性,采用匀速运动规律与五次多项式运动规律耦合的复合运动规律,以此有效降低该段凸轮的压力角。据此建立拨叉沿推秧杆运动方向的总位移方程 $s(t)$

$$s(t) = \begin{cases} u_0 & (0 \leq t \leq t_1) \\ X(t - t_1) & (t_1 < t \leq t_2) \\ X(t_2 - t) & (t_2 < t \leq t_3) \\ X(t - t_1) & (t_3 < t \leq t_4) \\ X(t_4 - t_1) & (t_4 < t \leq t_5) \\ s(t_5) + v_{constant}(t - t_5) & (t_5 < t \leq t_{5a}) \\ 3.421 + 151.0813t - 1559.7t^3 + 3540.8t^4 - 2410.1t^5 & (t_{5a} < t \leq t_6) \\ u_0 & (t_6 < t \leq 1) \end{cases} \quad (2)$$

其中 $t_2 = t_1 + t_{s20}$ $t_{sD} = |t_{s20} - t_{s0}|$
 $t_4 = t_3 + t_{sD}$ $t_5 = t_4 + t_{cv}$ $t_{5a} = t_5 + k_0(t_6 - t_5)$
式中 t_1 ——第 1 段运动起始时间
 t_{s20} ——第 1 段运动中首次到达 20 mm 的时间(由 $X(\Delta t)$ 求解)
 t_2 ——第 1 段运动结束时间
 t_3 ——第 2 段运动起始时间
 t_{s0} ——第 2 段运动中首次到达 0 mm 的时间(由 $X(\Delta t)$ 求解)
 t_{sD} ——弹簧驱动的两段运动时间差
 t_4 ——第 2 段运动结束时间
 t_5 ——两段式运动(匀速与五次多项式)起始时间
 t_{cv} ——过渡时间
 t_{5a} ——匀速段与五次多项式段分界点时间
 k_0 ——匀速段在 $t_5 - t_6$ 时间段所占比例
 t_6 ——两段式运动结束时间
 $v_{constant}$ ——匀速段速度

由给定推秧杆行程函数 $s(t)$ 可推导出 $\theta(t)$ 的表达式为

$$\theta(t) = \alpha - \arccos(\cos\alpha + s(t)/l) \quad (3)$$

式中 l ——拨叉摆动中心与推动弹簧座的作用圆面圆心的距离(即 2.1 节给定参数杆长 l)
 α ——拨叉位于初始位置时摆动中心到推动弹簧座的作用圆面圆心的连线与 X 轴(即推秧杆轴线)的夹角, ($^\circ$)

2.2.3 推秧凸轮轮廓曲线获取

基于前述公式编写计算程序,运用包络法求解

拨叉运动轨迹,进而得到其运动轨迹的内包络线,该内包络线即为目标凸轮轮廓曲线。考虑到护苗段与植苗段的运动特性(此阶段拨叉与凸轮无接触需求),需对初步得到的凸轮轮廓曲线进行修整,拨叉内包络线的获取过程及修整后的最终凸轮轮廓曲线如图 7 所示。

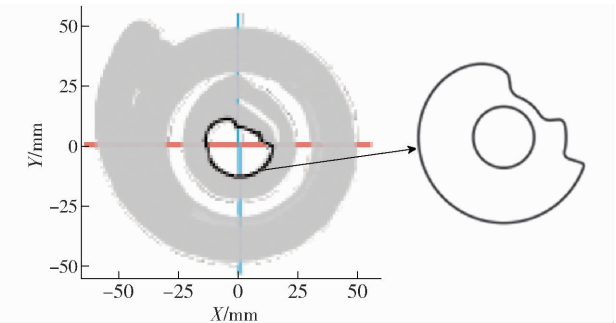


图 7 推秧凸轮轮廓曲线获取

Fig.7 Acquisition of profile curve of seedling pushing cam

2.3 推秧凸轮压力角分析

推秧凸轮机构压力角 α_p 为

$$\alpha_p = \min(\arccos(\mathbf{n} \cdot \mathbf{p}), 180^\circ - \arccos(\mathbf{n} \cdot \mathbf{p})) \quad (4)$$

式(4)中,向量 $\mathbf{n}$ 为凸轮廓曲线上一点 $A(x_A, y_A)$ 的法向量,依据该点坐标和相应的凸轮转角 θ_p 进行计算,其定义式为

$$\mathbf{n} = \frac{[-dy_A/d\theta_p, dx_A/d\theta_p]}{\|[-dy_A/d\theta_p, dx_A/d\theta_p]\|} \quad (5)$$

向量 $\mathbf{p}$ 为点 A 和相应的拨叉摆动中心 $B(x_B, y_B)$ 连线的垂直向量,其定义式为

$$\mathbf{p} = \left[\frac{-(y_B - y_A)}{\sqrt{(x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2}}, \frac{x_B - x_A}{\sqrt{(x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2}} \right] \quad (6)$$

由于凸轮推程段拨叉与凸轮无接触,故仅针对凸轮回程压力角展开分析,通过 Matlab 编程绘制的回程压力角曲线如图 8 所示。

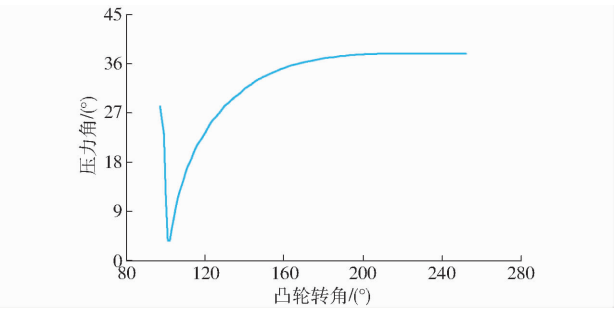


图 8 推秧凸轮回程压力角

Fig.8 Return stroke pressure angle of seedling pushing cam

摆动从动件平面凸轮机构许用压力角一般取 $40^\circ \sim 50^\circ$ [17]。图 8 中最大压力角为 37.85° ,满足许

用条件。

3 夹苗凸轮机构设计

夹苗凸轮机构的结构示意图如图 9 所示。在其轮廓曲线设计中,受结构尺寸、从动件位移量及加工难度等因素制约,未沿用平面凸轮机构的面接触设计形式及弹性动力学分析模型,而是先通过建立从动件摆动规律与凸轮转角的对应关系,在二维平面生成轮廓曲线的展开线,再将其转化为三维曲线,最终完成压力角分析^[18-24]。

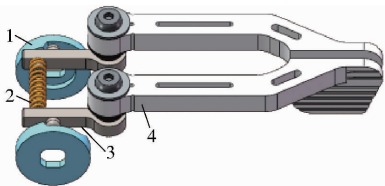


图 9 夹苗凸轮机构结构示意图

Fig. 9 Schematic of seedling clamping cam mechanism

1. 夹苗凸轮 2. 弹簧 3. 夹爪驱动端 4. 夹爪执行端

3.1 夹苗凸轮机构基本参数

基于夹苗凸轮机构的结构,建立如图 10 所示的空间坐标系。其中,点 A 为夹爪驱动端与凸轮接触球面的球心,坐标为(0, -2.5, 0);点 B 为夹爪驱动端的摆动中心,坐标为(19.5, -5.5, 0)。

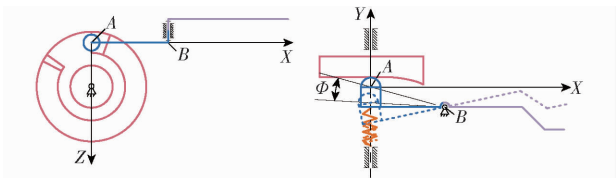


图 10 夹苗凸轮机构三维坐标系

Fig. 10 3D Coordinate system of seedling clamping cam mechanism

为获取夹爪驱动端的最大转角 $\Phi_{\max}$,在图 10 的 XY 平面内,为夹爪执行端建立如图 11 所示坐标系。该坐标系中, l_c 为摆动中心 B 与夹片执行端内侧顶点的连线,长度 l_c 为 96.86 mm; α_c 为线段 l_c 与 X 轴的夹角,为 7.62° ; s_c 为夹片执行端在 Y 轴方向的位移。

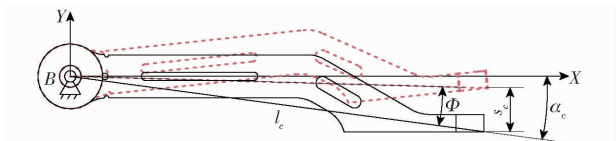


图 11 夹爪执行端坐标系

Fig. 11 Coordinate system of execution end of seedling clamping jaw

已知钵苗盘上口径为 18 mm × 16 mm,其中面向取秧侧的长度为 18 mm,相邻两钵中心距为 23.64 mm。为保证良好取苗效果并避免取苗时干扰相邻钵苗,

设定 s_c 的最大值 $s_{c\max}$ 为 10 mm,则夹爪驱动端最大转角 $\Phi_{\max}$ 计算公式为

$$\Phi_{\max} = \alpha_c - \arcsin(\sin \alpha_c - s_{c\max}/l_c) \quad (7)$$

3.2 夹苗凸轮廓曲线设计

3.2.1 夹苗凸轮工况分析

根据夹苗凸轮机构的工作原理,将夹苗凸轮廓曲线设计成 4 段不同形状的工作段,如图 12 所示。

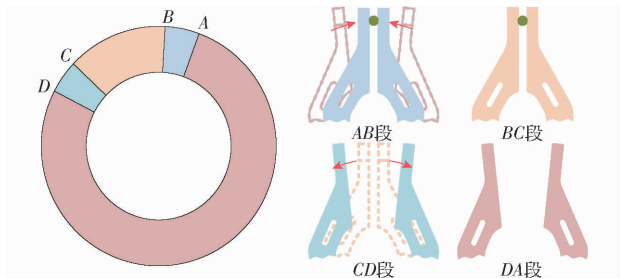


图 12 夹苗凸轮工况分析

Fig. 12 Working condition analysis of seedling clamping cam

(1)取苗段 AB:当夹爪驱动端运动至凸轮轮廓点 A 时,在弹簧与凸轮轮廓曲线的共同作用下,夹片收紧,完成取苗动作。

(2)近休止段 BC:此阶段夹爪驱动端保持相对静止,夹持钵苗并将其运输至植苗点。

(3)放苗段 CD:当夹爪驱动端运动至凸轮轮廓点 C 时,在凸轮轮廓作用下夹片张开,完成放苗动作。

(4)远休止段 DA:此阶段夹爪驱动端保持相对静止,驱动端逐渐向点 A 复位,夹苗凸轮机构随即进入下一工作周期。

3.2.2 夹苗凸轮机构从动件运动规律

对夹苗凸轮机构从动件(即夹片)的运动进行分析后,对其运动规律提出以下要求:①取苗段 AB 中,夹片收紧需“先缓后急”,以避免连带取下相邻钵苗。②放苗段 CD 中,夹片张开需快速完成,以避免与平面凸轮机构的植苗动作产生干涉。根据上述要求,夹爪驱动端的取苗段拟采用匀速运动规律,放苗段采用 1.1 次幂函数运动规律;在此基础上,依据所得包络线进行曲率优化,整合后夹爪驱动端摆动角度方程 $\Phi(t)$ 为

$$\Phi(t) = \begin{cases} 0 & (0 \leq t < t_1) \\ \Phi_{\max}((t-t_1)/(t_2-t_1)) & (t_1 \leq t < t_2) \\ \Phi_{\max} & (t_2 \leq t < t_3) \\ \Phi_{\max}(1-(t-t_3)/(1-t_3))^{1.1} & (t_3 \leq t < 1) \end{cases} \quad (8)$$

3.2.3 夹苗凸轮廓曲线获取

将夹爪驱动端的摆动简化为“双圆运动”,即分

别以点 A 、点 B 为圆心的两圆复合运动。其中 $\Phi(t)$ 为圆 A 绕圆 B 的摆动运动方程,圆 A 绕圆 B 摆动的时候,圆 B 做匀速直线运动,其速度为单位时间内走过夹苗凸轮外径周长。在 XY 平面复现上述运动,求取圆 A 的上包络线,即得夹苗凸轮轮廓曲线的二维展开线。

设圆 B 初始位置圆心坐标为 (B_{0x}, B_{0y}) ,其随时间变化的方程为 $B(t) = (B_{0x} + v_{\text{trans}}t, B_{0y})$,式中 $v_{\text{trans}} = 2\pi R$, R 为夹苗凸轮外圆半径;圆 A 初始位置圆心坐标为 (A_{0x}, A_{0y}) 。通过计算圆 A 运动轨迹与 X 轴的距离获取其上包络线:从 X 轴上一点沿 Y 轴负方向作射线,该射线与圆 A 运动轨迹的交点中,距 X 轴最近的点即为上包络线上的点。在获取满足采样要求的点数后,通过 3 次样条插值将离散点拟合为连续的上包络线 $y_{\text{ori}}(x)$,其表达式为

$$y_{\text{ori}}(x) = S(x; \{x_i, \max_{j=1,2,\dots,N; \Delta_{j,i} \geq 0} (\min(A_y(t_j) + \sqrt{r^2 - (A_x(t_j) - x_i)^2}, 0))\}) \quad (9)$$

- 式中
- y_{ori}

——原始上包络线函数
- N

——包络线上取点数量
- x_i

——包络线上第 i 点横坐标
- t_j

——第 j 个时间变量
- r

——圆 A 半径
- $S(\cdot)$

——3 次样条插值函数
- $\Delta_{j,i}$

—— j 和 i 的差值

为解决原上包络线因曲率突变或曲率过大导致的压力角超限等问题,需构建兼顾平滑性与形状保真度的边界线优化模型,并确保其满足物理约束与连续性要求。优化的核心是求解最优边界线 $y_{\text{opt}}(x)$,其目标函数定义为平滑项和保真项的加权和,具体表达式为

$$J = \int_{x_{\text{start}}}^{x_{\text{end}}} k_{\text{opt}}^2(x) \mathrm{d}x + \lambda \int_{x_{\text{start}}}^{x_{\text{end}}} (y_{\text{opt}}(x) - y_{\text{ori}}(x))^2 \mathrm{d}x \quad (10)$$

其中, $y_{\text{opt}}(x)$ 为优化后上包络线函数;平滑项通过最小化曲率平方积分(小斜率场景下,因 $y'(x) \approx 0$, 曲率 $k(x) \approx |y''(x)|$, 故曲率平方可近似为 $(y''_{\text{opt}}(x))^2$)以抑制曲线突变;保真项通过偏差平方积分衡量优化曲线与原始上包络线的形状偏差; λ 为正则化权重系数 ($\lambda > 0$), 用于平衡两项优先级: λ 越大, 优化曲线对原始上包络线的保真度越高; λ 越小, 曲线平滑性越优; $k_{\text{opt}}(x)$ 为优化后曲线的曲率。

约束条件分为 3 类: ①边界条件: $y_{\text{opt}}(x_{\text{start}}) = y_{\text{opt}}(x_{\text{end}}) = 0$, 确保与原始上包络线的首尾端衔接一致。②物理约束: 对所有 $x \in [x_{\text{start}}, x_{\text{end}}]$ 均有 $y_{\text{opt}}(x) \leq 0$, 符合实际运动场景中边界线的位置限制。③平滑

性约束: $y'_{\text{opt}}(x)$ 与 $y''_{\text{opt}}(x)$ 均为 C^0 连续(即一阶、二阶导数无间断), 避免曲线出现尖角或跳跃, 保障运动轨迹的平稳性。

将上包络线以直线 $L(x, 0, -R)$ 为轴线进行包覆, 再按圆 A 直径进行偏置, 即可获得夹苗凸轮工作曲面。编写 Matlab 程序获取上包络线及夹苗凸轮工作面的结果如图 13 所示。

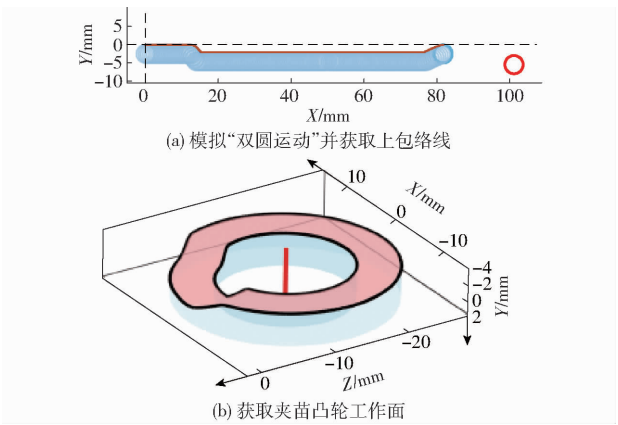


图 13 夹苗凸轮轮廓曲线及工作面获取示意图
Fig. 13 Schematics of acquisition of profile curve and working surface of seedling clamping cam

3.3 夹苗凸轮压力角分析

夹苗凸轮压力角是衡量凸轮传动系统性能的核心指标,其数值大小直接决定传动效率高低与从动件自锁风险程度。以第 t 时刻凸轮与从动件接触点 $A(t)$ (三维坐标为 $(X_{3D}(t), Y_{3D}(t), Z_{3D}(t))$) 为研究对象,定义凸轮旋转轴参考点 M 的坐标为 $(0, 0, -R)$, 夹苗凸轮三维曲线采样步长 h , 从动件摆动中心的初始位置记为 $B_0 = (X_{B0}, Y_{B0}, Z_{B0})$, 设 $B(t)$ 为 t 时刻接触点 $A(t)$ 对应的从动件摆动中心实时位置, $\beta(t)$ 为接触点 $A(t)$ 与凸轮轴线构成的平面与 XZ 平面的夹角, 则 $B(t)$ 的表达式为

$$B(t) = M + R(\omega, \beta(t))(B_0 - M) \quad (11)$$

- 式中
- $R(\cdot)$

——罗德里格斯旋转矩阵
- M

——给定凸轮旋转轴参考点坐标矩阵
- $B(t)$

——第 t 时刻点 B 坐标

结合凸轮与从动件的几何特征及运动规律, 构建压力角的三维求解模型, 所得夹苗凸轮压力角计算公式为

$$\alpha_{cp} = \arccos(\mathbf{n}_{\text{curve}}(t) \cdot \mathbf{p}_{\text{vec}}(t)) \quad (12)$$

式(12)中, 向量 $\mathbf{n}_{\text{curve}}(t)$ 为曲线法向量, 其垂直于凸轮曲线且位于点 $A(t)$ 处的凸轮切面上, 定义式为

$$\mathbf{n}_{\text{curve}}(t) = \left(\frac{\mathbf{A}(t+h) - \mathbf{A}(t-h)}{2h \|\mathbf{A}(t+h) - \mathbf{A}(t-h)\|} \right) \times \left(\frac{\mathbf{A}(t) - \mathbf{M}}{\|\mathbf{A}(t) - \mathbf{M}\|} \right) \quad (13)$$

式中 $A(t)$ ——第 t 时刻点 A 坐标
向量 $p_{rec}(t)$ 为夹爪驱动侧受力方向向量,即 $A(t)$ 与 $B(t)$ 连线的垂线方向,同时垂直于凸轮圆柱面径向,定义式为

$$p_{rec}(t) = \frac{(A(t) - B(t)) \times \left(\frac{A(t) - M}{\|A(t) - M\|} \right)}{\left\| (A(t) - B(t)) \times \left(\frac{A(t) - M}{\|A(t) - M\|} \right) \right\|} \quad (14)$$

通过 Matlab 编程分别绘制优化前后夹苗凸轮压力角曲线,如图 14 所示。

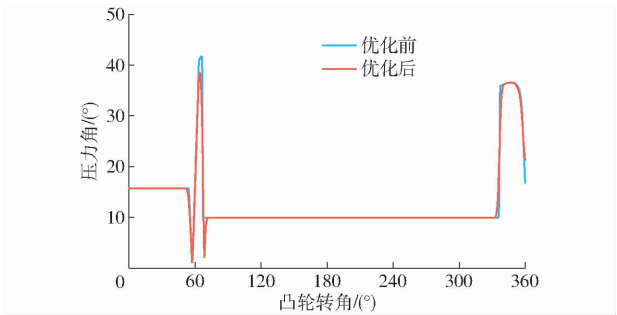


图 14 夹苗凸轮优化前后压力角对比

Fig. 14 Comparison of pressure angles of seedling clamping cam before and after optimization

优化后夹苗凸轮最大压力角为 38.5° , 满足许用要求^[15]。

4 移栽臂运动仿真与样机验证

4.1 移栽臂运动仿真

4.1.1 推秧凸轮机构仿真验证

为验证面接触凸轮-拨叉机构的运动性能优化效果,基于凸轮设计参数及移栽臂机构几何尺寸,分别建立面接触与线接触凸轮-拨叉机构的三维模型并开展虚拟样机仿真(图 15)。仿真过程中凸轮顺时针匀速旋转,同步采集凸轮-拨叉接触副的动态受力特性与推秧杆的位移变化规律。

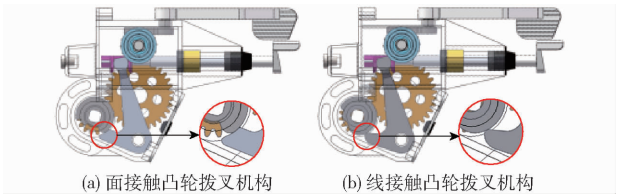


图 15 面接触与线接触凸轮拨叉机构

Fig. 15 Surface contact and line contact cam fork mechanism

从受力曲线可见(图 16),拨叉完成两次探出动作时,面接触机构的接触副受力峰值显著低于线接触机构,表明面接触设计可有效抑制冲击载荷。这一特征能够减少接触副的局部应力集中现象,降低磨损速率,进而提升机构长期运行的稳定性与可靠

性;位移曲线显示(图 17),两类机构中推秧杆的位移输出均能精准满足预设设计指标,验证了两类机构在运动输出精度上的设计合理性。

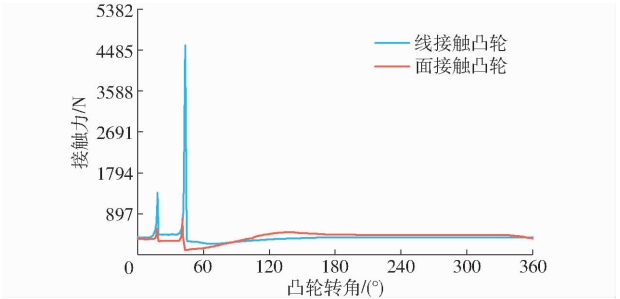


图 16 两类凸轮拨叉机构的受力曲线

Fig. 16 Force curves of two types of cam fork mechanisms

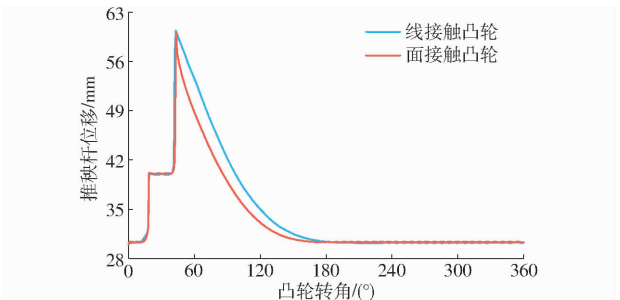


图 17 两类凸轮拨叉机构推秧杆位移曲线

Fig. 17 Displacement curves of seedling pushing rods for two types of cam fork mechanisms

4.1.2 夹苗凸轮机构仿真验证

基于夹苗凸轮设计参数及移栽臂几何尺寸,建立夹苗凸轮机构三维模型并搭建虚拟样机,通过仿真分析验证其是否满足设计指标与作业性能要求。仿真过程中,夹苗凸轮顺时针匀速转动,同步测量优化前后凸轮接触副受力特性及取苗夹片末端开口尺寸动态变化规律。

受力曲线分析表明(图 18),优化后夹苗凸轮与夹爪驱动端接触副的受力峰值有所降低,且受力过渡更平稳,避免了瞬时冲击对机构的损伤;结合开口长度曲线可知(图 19),优化后夹片末端开合变化规律偏差极小,未因接触力优化影响夹片核心开合功能,保障了取苗、放苗作业的可靠性,充分满足预设设计指标。

4.1.3 移栽机构整体仿真验证

为系统验证移栽臂移栽作业功能及运动协调性,开展虚拟样机整体仿真,行星轮系顺时针匀速转动,重点采集取苗夹爪末端(取苗动、静轨迹)与推秧杆末端(植苗动、静轨迹)的核心运动轨迹(图 20)。

仿真结果显示,移栽机构实际运行轨迹与预设设计要求高度契合,为提升钵苗移栽直立度提供了可靠的理论支撑,同时验证了移栽臂各部件运动的

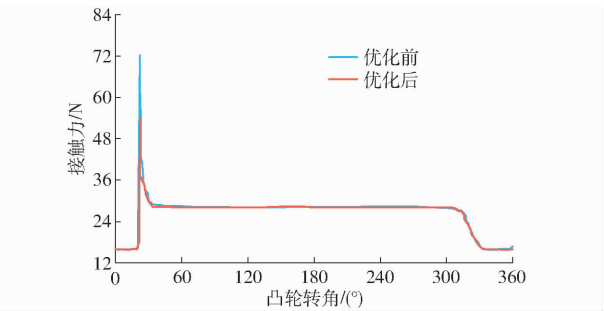


图 18 优化前后夹苗凸轮受力曲线

Fig. 18 Force curves of seedling clamping cam before and after optimization

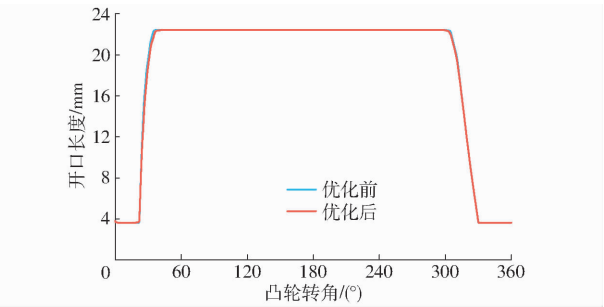


图 19 优化前后夹爪末端开口长度曲线

Fig. 19 Curve of opening length at end of clamping jaw before and after optimization

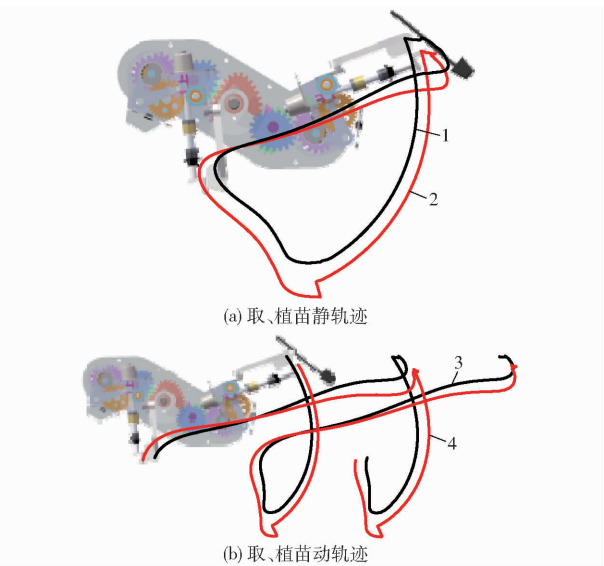


图 20 取植苗静、动轨迹示意图

Fig. 20 Schematics of dynamic and static trajectories of seedling taking and planting

1. 夹爪静轨迹 2. 推秧杆静轨迹 3. 夹爪动轨迹 4. 推秧杆动轨迹

协调性与整体设计的合理性、可行性。

4.2 移栽臂样机验证

为进一步验证移栽臂的取苗性能及钵苗移栽直立度,加工制作物理样机并开展系统性移栽试验,试验内容具体分为取苗性能测试与田间移栽验证两类。以水稻钵苗移栽机为基础载体搭建对照试验平台,在其传动臂两侧对称装配两类移栽臂机构:一侧

为原有移栽臂机构(作为性能对照基准),另一侧为本文设计的新型移栽臂机构。通过双侧同步运行及数据对比分析,可直观量化新型机构在取苗成功率及移栽直立度方面的性能优势。

在试验场地内开展取苗与植苗功能验证试验,试验结果如图 21 所示(图中左列为原有移栽臂机构,右列为新型移栽臂机构)。结合图 21 所示试验结果分析可得,新型移栽臂机构的核心功能表现符合预期:取苗功能稳定可靠、护苗功能有效可行、植苗直立度表现优异,充分验证了该机构在关键作业指标上的可行性与可靠性。

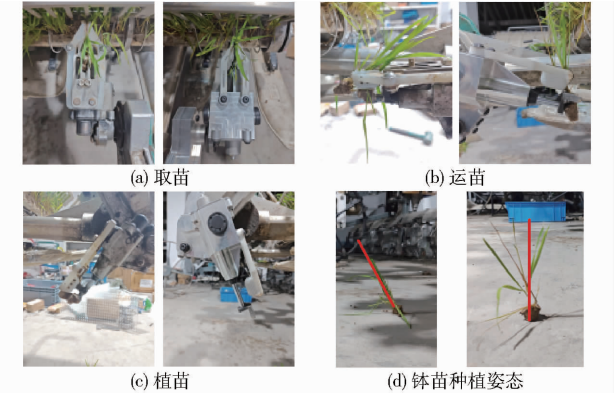


图 21 移栽臂功能试验结果

Fig. 21 Functional test results of transplanting arm

4.2.1 取苗试验

试验采用规格为 12 格 × 34 行的水稻钵苗秧盘,每盘理论钵苗数量为 408 株。取苗前后单盘实际钵苗数量对比如图 22 所示,原有移栽臂机构取苗前单盘实际钵苗数量为 401 株,取苗后剩余 3 株,取苗成功率达 99.25%;新型移栽臂机构取苗前单盘实际钵苗数量为 404 株,取苗后剩余 4 株,取苗成功率达 99.01%,护苗成功率为 97.60%。由此可见,新型移栽臂机构的取苗性能与原有移栽机构基本相当。其取苗成功率略低于原有机构,可能归因于以下因素:测试所用钵苗的整齐度存在差异、机构定位精度误差,以及夹爪加工工艺的不同(新移栽臂机构采用尼龙 3D 打印工艺,而原有机构为尼龙机加工制成)。

4.2.2 移栽试验

为精准验证移栽机构在真实作业场景下的钵苗直立度表现,设计并开展田间移栽试验。试验在浙江省杭州市萧山区港城大道试验田(120°27'5.8"E, 30°16'33.2"N)进行,试验田内土壤经浸泡、旋耕、沉降等处理,泥脚层深度约 23.4 cm,具有良好的透水透气性,适宜机械化作业。供试所用秧苗为中国水稻研究所培育的甬优 1540 型水稻品种,秧龄为 15 d,秧苗个体植株高度为 14 ~ 15 cm。

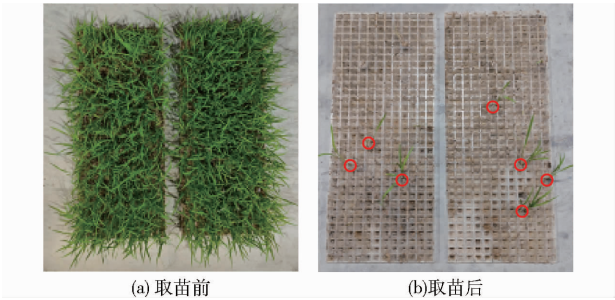


图 22 原有移栽臂(左)与新型移栽臂(右)取苗效果对比
Fig. 22 Comparison of seedling taking effects between original transplanting arm (left) and new-type transplanting arm (right)

试验采用分组测试方案:以 48 株钵苗为一组,在不同移栽臂转速工况下,通过测量钵苗茎秆与地面夹角 PSU 作为钵苗直立度(设定 $PSU \geq 45^\circ$ 为直立度合格标准),开展性能评估。

田间试验场景如图 23a 所示,移栽机作业后的植苗合格率统计结果如图 23b 所示。分析可知,新型移栽臂机构所移栽秧苗的直立度对移栽臂转速的敏感性更低。当移栽效率达 250 株/($\text{min} \cdot \text{行}$)时,原有移栽臂植苗直立度合格率已接近 0,而新型移栽臂的植苗直立度合格率仍保持在 87.50%。该特性显著提升了高速钵苗移栽场景下的钵苗直立度合格率,为其在高效移栽作业中的应用提供了数据支撑。

综合取苗性能测试与田间移栽验证的试验结果可知,样机试验充分表明:基于本文构建的理论框架及参数体系所设计的移栽臂机构,能够精准满足水稻钵苗定植立苗的作业性能要求,尤其在秧苗移栽直立度这一关键质量指标上,较原有移栽机构实现了显著提升,进一步印证了本设计方案的合理性与可行性。

5 结论

(1)提出并设计了一种二次探出护钵式水稻钵苗移栽臂机构,通过功能解耦打破了传统取栽一体式移栽臂的设计局限,引入了平面凸轮与端面凸轮

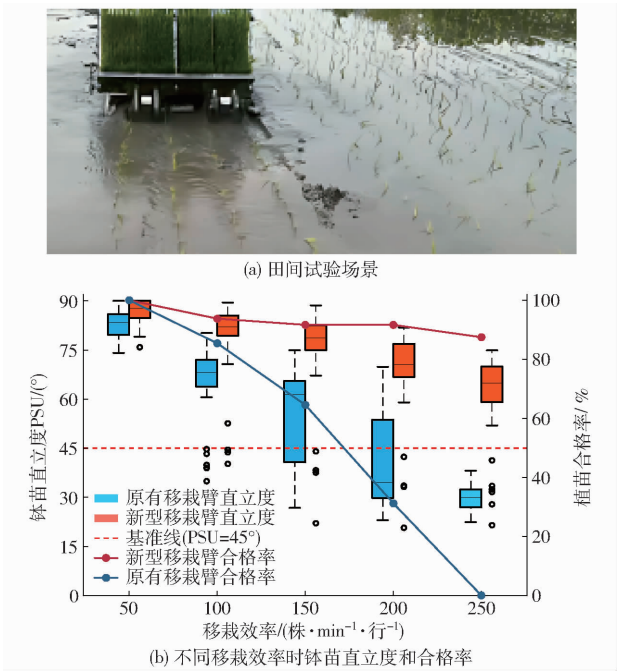


图 23 移栽试验
Fig. 23 Transplanting experiment

双机构协同机制,实现夹苗动作与护钵推苗动作的独立控制,从结构设计层面解决了高效作业场景下钵苗直立度合格率偏低的技术瓶颈,满足了钵苗高效定植及稳定立苗的移栽技术要求。

(2)基于包络理论构建了凸轮机构数学模型,优化了凸轮轮廓曲线设计体系,实现了平面凸轮机构接触形式从线接触到面接触的创新性转变,大幅提升了机构力学性能与耐用性;针对端面凸轮设计了基于曲线曲率的轮廓优化函数,通过压力角分布优化提升了机构运动平稳性,为双凸轮协同控制提供了可靠的技术支撑。

(3)搭建了移栽臂机构样机试验平台,系统开展了室内性能测试与田间验证试验。试验数据表明:当移栽效率达 250 株/($\text{min} \cdot \text{行}$)时,取苗成功率达 99.01%,植苗直立度合格率达 87.50%,充分验证了功能解耦设计思路的合理性及凸轮优化方案的可行性。

参 考 文 献

[1] 俞高红,王磊,孙良,等. 大田机械化移栽技术与装备研究进展[J]. 农业机械学报, 2022,51(9):1-20.
YU Gaohong, WANG Lei, SUN Liang, et al. Advancement of mechanized transplanting technology and equipments for field crops[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022,51(9):1-20. (in Chinese)

[2] 原培超,纪要,张文毅,等. 水稻钵苗机械化移栽研究现状及展望[J]. 中国农机化学报, 2025,46(4):29-34, 57.
YUAN Peichao, JI Yao, ZHANG Wenyi, et al. Research status and prospects of mechanized transplanting of bowl-seedlings in rice[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2025,46(4):29-34, 57. (in Chinese)

[3] 包春江,李宝筏. 日本水稻插秧机的研究进展[J]. 农业机械学报, 2004,35(1):162-166.
BAO Chunjiang, LI Baofa. Research development of rice transplanter in Japan[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2004,35(1):162-166. (in Chinese)

[4] 叶秉良,吴国环,俞高红,等. 非圆齿轮行星轮系水稻钵苗移栽机构优化设计与试验[J]. 农业机械学报, 2016, 47(11):68-73, 67.

YE Bingliang, WU Guohuan, YU Gaohong, et al. Optimized design and tests on rice potted seedling transplanting mechanism of planetary gear train with non-circular gears[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016,47(11): 68 – 73, 67. (in Chinese)

[5] 叶秉良, 李丽, 俞高红, 等. 蔬菜钵苗移栽机取苗臂凸轮机构的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2014,30(8):21 – 29. YE Bingliang, LI Li, YU Gaohong, et al. Design and test on cam mechanism of seedling pick-up arm for vegetable transplanter for pot seedling[J]. Transactions of the CSAE, 2014,30(8):21 – 29. (in Chinese)

[6] YE Bingliang, YI Weiming, YU Gaohong, et al. Optimization design and test of rice plug seedling transplanting mechanism of planetary gear train with incomplete eccentric circular gear and non-circular gears[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2017,10(6):43 – 55.

[7] 辛亮, 冯宇琛, 张轶群, 等. 基于改进粒子群优化算法的水稻钵苗膜上移栽机构混合多位姿综合与试验[J]. 农业机械学报, 2025,56(8):283 – 292. XIN Liang, FENG Yuchen, ZHANG Yiqun, et al. Mixed multi pose synthesis of film-mulched transplanting mechanism for rice pot seedlings using GPSO algorithm[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025,56(8):283 – 292. (in Chinese)

[8] 王磊, 孙良, 徐亚丹, 等. 基于空间轨迹的行星轮系移栽机构设计方法研究[J]. 农业机械学报, 2021,52(7):51 – 59. WANG Lei, SUN Liang, XU Yadan, et al. Design method of transplanting mechanism of planetary gear train based on spatial trajectory[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021,52(7):51 – 59. (in Chinese)

[9] 吴国环, 俞高红, 周海丽, 等. 三臂回转式水稻钵苗移栽机构反求设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022,53(7):84 – 91, 149. WU Guohuan, YU Gaohong, ZHOU Haili, et al. Reverse design and tests of three-arms rotary rice seedling transplanting mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022,53(7):84 – 91, 149. (in Chinese)

[10] ZHOU Maile, WANG Guibin, ZHANG Yan, et al. Design and test of walk-type rice potted seedling transplanting machine [J]. Advances in Mechanical Engineering, 2024,16(3):1 – 12.

[11] ZHOU Maile, WEI Zhaoxiang, WANG Zeliang, et al. Design and experimental investigation of a transplanting mechanism for super rice pot seedlings[J]. Agriculture, 2023,13(10):1920.

[12] 蔡金平, 刘木华, 肖丽萍, 等. 变行距水稻钵苗移栽机移栽装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2020,51(4):50 – 59. CAI Jinping, LIU Muhua, XIAO Liping, et al. Design and experiment of transplanting device with variable row-spacing of rice potted seedling transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020,51(4):50 – 59. (in Chinese)

[13] POZO-PALACIOS J, FULBRIGHT N J, VOTH J A F, et al. Comparison of forward and inverse cam generation methods for the design of cam-linkage mechanisms[J]. Mechanism and Machine Theory, 2023, 190: 105465.

[14] YU Kangfan, CHEN Yunwei, YU Chuanyun, et al. A novel cam-roller mechanism for bi-directional ultra-low frequency vibration isolation[J]. Nonlinear Dynamics, 2025,113(16):20855 – 20882.

[15] ZHOU Changjiang, HU Bo, CHEN Siyu, et al. Design and analysis of high-speed cam mechanism using fourier series[J]. Mechanism and Machine Theory, 2016,104:118 – 129.

[16] YE Zhonghe, MICHAEL R S. Synthesis of constant-breath cam mechanisms[J]. Mechanism and Machine Theory, 2002, 37(9):941 – 953.

[17] 杨可桢, 程光蕴, 李仲生, 等. 机械设计基础[M]. 北京:高等教育出版社, 2025.

[18] LUO Hong, YU Jianwu, LI Lijun, et al. A novel framework for high-speed cam curve synthesis: piecewise high-order interpolation, pointwise scaling and piecewise modulation[J]. Mechanism and Machine Theory, 2022, 167: 104477.

[19] LAN Weibin, FAN Shouwen, FAN Shuai. Analysis of structural design defects in parallel overloading mechanisms with cam transmission mechanism[J]. Applied Mathematical Modelling, 2022, 107: 717 – 739.

[20] 陈棒棒, 张宏良, 邱媛媛, 等. 红花丝采摘头端面凸轮机构的设计与试验[J]. 农机化研究, 2021,43(5):153 – 159. CHEN Bangbang, ZHANG Hongliang, QIU Yuanyuan, et al. Design and test of cam mechanism for safflower silk picking head [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2021,43(5):153 – 159. (in Chinese)

[21] 王英. 面向高立苗率要求的栽植机构参数优化与试验研究[D]. 杭州:浙江理工大学, 2014. WANG Ying. Parameter optimization and experimental study on high seedling erectness rate oriented planting mechanism[D]. Hangzhou:Zhejiang Sci-Tech University, 2014. (in Chinese)

[22] 王雨琪. 胫骨内置截骨机端面凸轮优化设计与终端运动精度可靠性分析[D]. 衡阳:南华大学, 2023. WANG Yuqi. Optimization design of end cam of tibial built-in osteotomy machine and reliability analysis of terminal motion accuracy[D]. Hengyang:University of South China, 2023. (in Chinese)

[23] 汤腾跃. 无误差的摆动从动件空间凸轮综合设计[D]. 杭州:浙江大学, 2014. TANG Tengyue. An comprehensive error free design for oscillating follower spatial cam[D]. Hangzhou:Zhejiang University, 2014. (in Chinese)

[24] GE Zhenghao, WANG Haoyu, ZHAO Qiujie, et al. Design of the cylindrical cam transfer system and modal analysis of the cam[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2025,3019(1):12011.