

# 异形槽轮式水稻软钵盘纵向精准间歇输送装置设计与试验

孙良<sup>1,2</sup> 严星宇<sup>1</sup> 王桥龙<sup>1</sup> 俞高红<sup>1,3</sup>

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

**摘要:** 水稻软钵盘纵向间歇定距输送是水稻钵苗移栽机实现精准移栽的前提, 针对现有棘轮式间歇送盘装置工作时存在刚性冲击、自锁效果不理想等问题, 提出了一种具有柔性冲击特性的齿轮连杆-异形槽轮组合式纵向精准送盘装置, 建立了异形槽轮机构运动学模型, 分析了槽轮在运动中角速度和角加速度的变化特性, 结合钵盘回绕最小半径确定了槽轮的槽数、运动与停歇时间, 引入了一对双圆销拨盘, 解决圆销拨盘快速转动时因惯性引起的槽轮过冲现象; 采用端面制动机构消除因主动齿轮惯性引起的拨盘转角累计误差, 以实现送盘装置的精准间歇运动, 并通过计算确定了制动机构弹簧预紧力。最后, 研制适用于钵苗移栽的两行秧箱, 加工了试验台, 测定了装置的转角偏差, 并进行了纵向取苗试验。试验结果表明: 该装置单次纵向送盘转角偏差在  $-1.5^{\circ}$  ~  $1.8^{\circ}$  范围内, 且未出现影响取秧的误差累计。通过将送秧试验台与移栽机构匹配, 可实现准确供苗与夹拔苗, 即纵向送秧装置的设计符合作业要求。

**关键词:** 水稻钵苗; 软钵盘; 纵向送秧; 异形槽轮机构; 间歇运动

中图分类号: S223.2

文献标识码: A

文章编号: 1000-1298(2026)05-0249-10

OSID:



## Design and Experiment of a Longitudinal Precision Intermittent Conveying Device for Rice Soft Seedling Trays with Special-shaped Groove Wheel

SUN Liang<sup>1,2</sup> YAN Xingyu<sup>1</sup> WANG Qiaolong<sup>1</sup> YU Gaohong<sup>1,3</sup>

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

2. Key Laboratory of Agricultural Equipment for Southeast Hilly and Mountainous Areas, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Hangzhou 310018, China

3. Zhejiang Provincial Key Laboratory of Agricultural Intelligent Perception and Robotics, Hangzhou 310018, China)

**Abstract:** The longitudinal intermittent precise delivery of soft seedling trays is a prerequisite for precise transplanting of rice seedlings by a seedling transplanter. Aiming at the problems of rigid impact and unsatisfactory self-locking effect in the existing cam-type intermittent feeding device, a gear-linkage-shaped-slot-wheel combination longitudinal precise feeding device with a flexible impact characteristic was proposed. The kinematic model of the shaped-slot wheel mechanism was established, and the characteristics of angular velocity and angular acceleration of the slot wheel during movement were analyzed. Based on the minimum rewinding radius of the seed tray, the number of slots, movement and stop times of the slot wheel were determined. A pair of double circular pins was introduced to solve the overshooting problem of the slot wheel caused by inertia during rapid rotation. An end face braking mechanism was used to eliminate the accumulated error in the rotational angle of the driving gear due to its inertia, so as to achieve precise intermittent motion of the feeding device. The spring preload force was determined through calculation. Finally, a two-row seed tray box suitable for seedling transplanting was developed, a test bench was manufactured, the angular deviation of the device was measured, and a longitudinal seed harvesting test was conducted. The test results showed that the single longitudinal feeding angular deviation of the device was within the range of  $-1.5^{\circ}$  to  $1.8^{\circ}$ , and no error accumulation occurred during seed harvesting. By matching the seed harvesting test bench with the transplanting mechanism, accurate seed supply and clamping and pulling of seedlings can be achieved, i. e., the longitudinal seed harvesting device design met the operational requirements.

**Key words:** rice potted-seedling; soft seedling tray; longitudinal seedling conveying; special-shaped groove wheel mechanism; intermittent motion

收稿日期: 2024-11-23 修回日期: 2024-12-22

基金项目: 国家重点研发计划项目(2022YFD2001802)、国家自然科学基金项目(52375275)和浙江省科技计划项目(2022C02034)

作者简介: 孙良(1981—),男,教授,博士,主要从事农业机构设计与优化研究,E-mail: liangsun@zstu.edu.cn

## 0 引言

水稻钵苗机械化移栽是农业农村部主推技术<sup>[1-3]</sup>,研制水稻钵苗种植机械对缓解多熟制水稻生产茬口矛盾、粮食增产具有重大意义<sup>[4-6]</sup>。

纵向送盘装置是水稻钵苗移栽机的核心工作部件之一<sup>[7-8]</sup>,其精准输送钵盘是实现移栽机构准确按钵取苗的重要前提<sup>[9-10]</sup>。针对秧苗的纵向输送,国内外学者提出了多种方案,日本井关公司研制的PZP-80型钵苗移栽机采取整排顶出式取苗方式,通过拨动钵盘两侧的矩形孔实现纵向输送秧苗,但由于配套的特制硬质钵盘造价昂贵,不适合我国大面积推广使用<sup>[11]</sup>。符美军等<sup>[12]</sup>设计的送苗机构,使用单圆销槽轮实现纵向送苗。那明君等<sup>[13]</sup>提出棘轮齿轮式纵向送苗机构,由棘轮驱动齿轮送苗,并通过弹簧和顶珠实现机构定位。俞高红等<sup>[14-15]</sup>设计的双棘轮式钵苗纵向送盘装置,在送盘完成前锁止棘轮,防止棘轮因惯性越过设定的工作角度,同时棘爪运动存在一段空行程,能在一定程度上消除棘轮转角累计误差,但该送盘装置结构复杂且驱动阻力较大,同时棘轮机构在运动过程中存在刚性冲击,长时间使用影响纵向送盘精度。

基于上述分析,本文设计一种具有柔性冲击特性的齿轮连杆-异形槽轮组合式纵向精准送盘装置,该装置满足水稻钵苗移栽机纵向精准送盘、单向传动、运行稳定的设计要求。根据槽轮理论轮廓线,建立槽轮机构运动学模型;通过与直线槽轮的对比,分析异形槽轮在运动过程中角速度和角加速度的变化特性;试制物理样机,进行空钵盘纵向输送精度试验和移栽机构取苗试验,验证所设计的纵向送盘装置可靠性与精准性。

## 1 设计要求与工作原理

### 1.1 设计要求

纵向送盘装置作用是:水稻钵苗移栽机工作时,当移栽机构在横向送盘装置的配合下取完一整行秧苗后,纵向送盘装置将整个钵盘下移一个钵距,以实现移栽机构连续作业<sup>[16-17]</sup>。纵向送盘装置的设计应与钵苗育苗盘的规格尺寸相匹配,本文设计的送盘装置针对目前较为普遍的塑料软钵盘,其规格为横向14穴,纵向29穴,纵向钵距为20 mm,钵盘整体厚度为22 mm。为满足水稻钵苗移栽要求,本课题组提出了多种取栽一体式钵苗移栽机构<sup>[18-19]</sup>,主要通过夹苗机构按钵夹取秧苗,故在非送盘时,必须保证钵盘相对于秧箱的纵向位置固定。

综上所述,根据钵盘尺寸与移栽机构取苗方式,

对纵向送盘装置提出设计要求:间歇进给,保证单次纵向输送距离等于钵盘纵向钵距;非纵向送盘时,送盘装置能实现有效自锁,消除钵盘运动的可能性。

### 1.2 工作原理

图1为纵向送盘装置原理图。纵向送盘装置位于秧箱侧面,秧箱在双螺旋轴的带动下横向往复匀速运动。当移栽机构取完整行秧苗时,秧箱处于左侧或右侧极限位置,随双螺旋轴周期转动的拨杆撞击凸轮,并驱动与之固连的摇杆、连杆和内嵌单向轴承的摆杆转动。主动齿轮与单向轴承内圈固连,在逆时针方向上,单向轴承内外圈无相对转动,主动齿轮转过与摆杆相同的角度,进而驱使从动齿轮和与之固接的拨盘圆销运动,异形槽轮在圆销的带动下转过一个槽,驱动同轴安装的钵盘输送机构工作。由此实现秧箱上的钵盘纵向移动,主动齿轮完成转动后,制动机构锁止齿轮。最后,在拉簧的作用下四杆机构复位,至此完成一次纵向送盘。

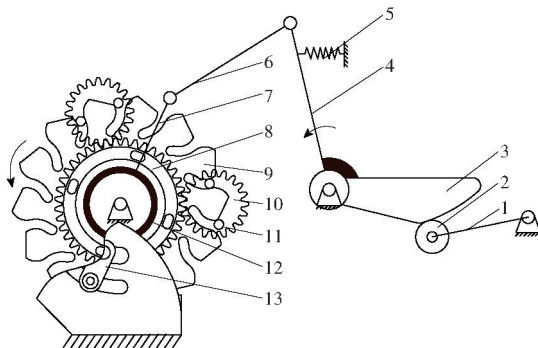


图1 纵向送盘装置原理图

Fig. 1 Schematic of seedling-feeding longitudinal driving device mechanism

1. 拨杆 2. 滚子 3. 凸轮 4. 摇杆 5. 复位拉簧 6. 连杆 7. 摆杆 8. 主动齿轮 9. 异形槽轮 10. 从动齿轮 11. 拨盘圆销 12. 单向轴承 13. 制动机构

在该纵向送盘装置中,槽轮机构通过一对双圆销拨盘与槽轮轮廓线的配合实现槽轮的定位和自锁,该种锁止方式相对于凹凸锁止弧结构更简单、定位更精准、机构运行更稳定。制动机构的锁止消除了主动齿轮由于惯性越过预设工作转角继续转动的可能性,并确保在非纵向送秧时秧箱振动不会对齿轮位置产生影响。

## 2 槽轮式纵向送盘装置设计

### 2.1 槽轮理论轮廓线分析

现有送盘装置采用棘轮机构实现间歇运动<sup>[20]</sup>,但棘轮式驱动机构运动存在刚性冲击较大、自锁效果不理想等问题,因此本文选用槽轮机构实现间歇运动。

在实际生产过程中,直线槽轮机构运用较多,但

该机构存在固有缺陷:圆销进入槽轮瞬间,存在较大柔性冲击,且随着纵向送盘速度的提高,冲击更为明显,进而降低了送盘的准确性。而曲线槽轮从理论上消除了圆销进入时的柔性冲击,但在加速度换向点或附近位置存在自由度瞬变等问题,使机构难以应用于实际<sup>[21-22]</sup>。

综上分析,本文提出一种槽形理论轮廓线由两曲线和一直线组成的异形槽轮机构用于纵向送盘装置,以实现低柔性的间歇送盘。

该槽轮机构拨盘上均布两个圆销,机构简图如图2所示。

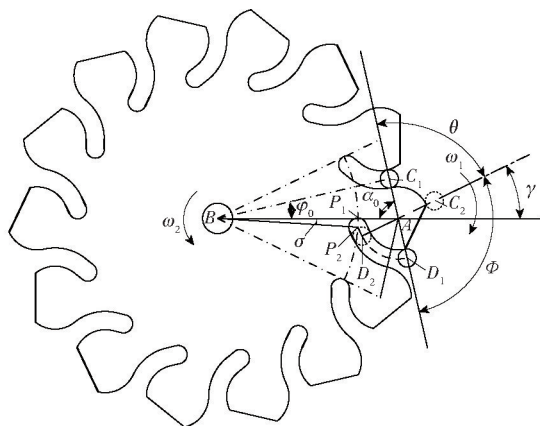


图2 异形槽轮机构简图

Fig. 2 Schematic of special-shaped groove wheel mechanism

图2中A为拨盘转动中心,B为槽轮转动中心, $C_1, D_1$ 为拨盘转动起始圆销中心, $C_2, D_2$ 为拨盘转动终止圆销中心, $P_1$ 为运动过程中圆销与AB交点, $P_2$ 为理论轮廓线直线部分终点, $\gamma$ 为圆销自 $D_2$ 转至 $P_1$ 拨盘转角, $\sigma$ 为 $P_1B$ 与 $P_2B$ 的夹角, $\omega_1$ 为拨盘转动角速度, $\omega_2$ 为槽轮转动角速度, $\alpha_0$ 为 $C_1D_1$ 与AB夹角, $\theta$ 为 $AC_1$ 与 $AC_2$ 夹角, $\varphi$ 为 $\theta$ 的补角, $\varphi_0$ 为BA与 $BC_1$ 夹角。

拨盘顺时针转动,槽轮逆时针转动,角速度分别为 $\omega_1, \omega_2$ 。圆销在 $\Phi$ 角范围内时,槽轮运动;圆销在 $\theta$ 角范围内时,槽轮停歇。停歇时,槽轮上与两个圆销接触的轮廓线是以点A为转动中心的圆弧。槽轮理论轮廓线直线部分与圆弧部分相切于点 $D_2$ ,确保槽轮运动过程中速度在此交点处连续且光滑。以点B为圆心, $BP_1$ 长度为半径作圆,通过与直线相交确定点 $P_2$ ,圆弧 $D_1D_2$ 和直线 $D_2P_2$ 相组合即为该异形槽轮的理论轮廓线。由于存在两个圆销,所以主动拨盘每转1圈,槽轮有2个运动周期,转过2个槽。

圆销从进入到退出槽轮拨盘转角为 $2\alpha_0$ ,相对应的槽轮转角为 $2\varphi_0$ 。当拨盘从点 $C_2$ 转过角 $\gamma$ ,圆销经过直线部分实际轮廓线,位于槽轮槽底,同时槽

轮转过角 $\sigma$ 。若拨盘再转动角 $\gamma$ ,圆销由直线部分实际轮廓线退出,开始进入曲线部分,当圆销完全退出曲线部分实际轮廓线时,槽轮完成1次运动周期。由于圆销在槽轮中心线与圆销中心的轨迹圆相切的情况下进入和退出槽轮,即 $BC_1 \perp AC_1$ ,所以 $\gamma, 2\alpha_0, 2\varphi_0$ 和槽轮槽数Z存在关系式

$$2\varphi_0 = \frac{2\pi}{Z} \quad (1)$$

$$2\alpha_0 = \pi - 2\varphi_0 = \frac{\pi(Z-2)}{Z} \quad (2)$$

$$\gamma = 2\varphi_0 = \frac{2\pi}{Z} \quad (3)$$

设拨盘转动一周的时间为T,槽轮的转位分度运动时间为 $t_f$ ,槽轮停歇时间为 $t_d$ ,槽轮机构的运动系数 $\tau$ 和静止系数g存在关系式

$$\tau = \frac{t_f}{T} = \frac{2 \left[ \frac{2\pi}{Z} + \frac{\pi(Z-2)}{2Z} \right]}{2\pi} = \frac{Z+2}{2Z} \quad (4)$$

$$g = \frac{t_d}{T} = \frac{2 \left[ \pi - \frac{2\pi}{Z} - \frac{\pi(Z-2)}{2Z} \right]}{2\pi} = \frac{Z-2}{2Z} \quad (5)$$

槽轮机构的动停比k为槽轮的转位时间 $t_f$ 与停歇时间 $t_d$ 之比,即

$$k = \frac{t_f}{t_d} = \frac{Z+2}{Z-2} = 1 + \frac{4}{Z-2} \quad (6)$$

由式(6)可知,随着Z的增加,k减小,运动时间 $t_f$ 减小,槽轮机构工作效率提高。

该种异形槽轮理论轮廓线将曲线与直线串联,结合两者的优点,使槽轮获得更好的运动性能,准确实现预想的运动规律。在槽轮运动过程中,圆销中心始终沿理论轮廓线运动,避免了运动失真现象产生,并且槽轮实际轮廓线为不对称的等距曲线,确保圆销中心在前半程与后半程沿着同一理论轮廓线运动,即圆销由同一槽口进出。

## 2.2 槽轮机构运动分析

根据上文所述槽轮运动过程,对槽轮单个运动周期中拨盘转角 $\alpha$ 和槽轮转角 $\varphi$ 之间关系进行分析。槽轮几何示意图如图3所示。

图3中 $O_1$ 为拨盘转动中心, $O_2$ 为槽轮转动中心, $L$ 为槽轮中心到拨盘中心的距离(mm), $R$ 为拨盘中心到圆销中心的距离(mm), $\rho$ 为槽轮中心到圆销中心的距离(mm), $\beta_1$ 为 $O_2P$ 与X轴夹角, $(^\circ)$ , $\beta_2$ 为 $O_2P_0$ 与X轴夹角, $(^\circ)$ , $P$ 为不考虑圆销半径情况下圆销和槽轮的接触点。

当圆销离开槽轮时, $\alpha = \alpha_0$ ,转动过程中 $\alpha \in [-\gamma, \pi/2 - \pi/Z]$ ,由于槽轮轮廓线在曲线部分不对称,因此在运动过程中,运动规律也非对称,通

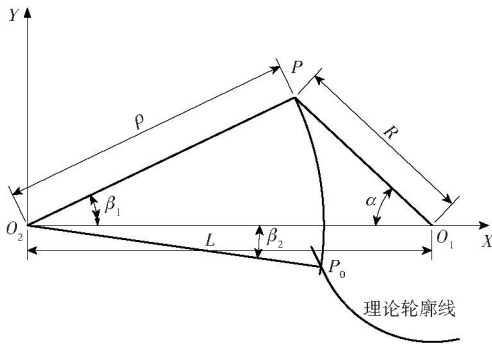


图3 槽轮几何示意图

Fig. 3 Groove wheel geometry diagram

通过分析,以圆销进入和离开直线段轮廓线为分段依据,将槽轮运动分为3段:圆销由 $D_2$ 转至 $P_2$ , $\alpha \in [-\gamma, 0]$ ;圆销由 $P_2$ 转至离开直线段, $\alpha \in (0, \gamma)$ ;圆销由进入曲线段至圆销完全离开槽轮, $\alpha \in [\gamma, \pi/2 - \pi/Z]$ 。

在这3段运动过程中, $\alpha$ 与 $\varphi$ 之间关系各不相同,本文首先对第2段运动过程进行分析。

以点 $O_2$ 为坐标原点, $O_2O_1$ 为 $X$ 轴建立坐标系。第2段运动起始时,圆销位于槽轮槽底,即点 $P$ 位于直线 $O_2O_1$ 上,此时圆销从点 $C_2$ 已经转过角 $\gamma$ ,槽轮转过角 $\sigma$ ,根据图3中几何关系和槽轮运动规律,有关系式

$$\beta_1 = \arctan \frac{R \sin \alpha}{L - R \cos \alpha} \quad (7)$$

$$\rho = \sqrt{L^2 + R^2 - 2RL \cos \alpha} \quad (8)$$

$$R = L \sin \frac{\pi}{Z} \quad (9)$$

以 $O_2$ 为圆心, $\rho$ 为半径交理论轮廓线于点 $P_0$ ,点 $P_0$ 坐标满足关系式

$$\begin{cases} y = -\tan \left( \frac{\pi}{2} - \frac{2\pi}{Z} \right) \left( x - L + R \cos \frac{2\pi}{Z} \right) - R \sin \frac{2\pi}{Z} \\ x^2 + y^2 = \rho^2 \end{cases} \quad (10)$$

求得点 $P_0$ 的坐标 $(x_0, y_0)$ 为

$$\begin{cases} x_0 = \frac{-\lambda n + \sqrt{(1 + \lambda^2)\rho^2 - n^2}}{1 + \lambda^2} \\ y_0 = \frac{n + \lambda \sqrt{(1 + \lambda^2)\rho^2 - n^2}}{1 + \lambda^2} \end{cases} \quad (11)$$

其中

$$\lambda = -\tan \frac{\pi(Z-4)}{2Z}$$

$$n = -L\lambda + R\lambda \cos \frac{2\pi}{Z} - R \sin \frac{2\pi}{Z}$$

由此可计算得到 $\beta_2$ 为

$$\beta_2 = -\arctan \frac{n + \lambda \sqrt{(1 + \lambda^2)\rho^2 - n^2}}{-\lambda n + \sqrt{(1 + \lambda^2)\rho^2 - n^2}} \quad (12)$$

将 $\rho = L - R$ 代入式(11),可计算角 $\sigma$ 大小,第

2段运动过程中槽轮转角 $\varphi_2$ 为

$$\varphi_2 = \beta_1 + \beta_2 - \sigma \quad (13)$$

采用相同的方式对第1段和第3段运动过程进行分析,第1段中槽轮转角 $\varphi_1$ 和第3段中槽轮转角 $\varphi_3$ 分别满足关系式

$$\varphi_1 = \beta_2 - \beta_1 \quad (14)$$

$$\varphi_3 = 2 \left( \beta_1 - \arctan \frac{R \sin \gamma}{L - R \cos \gamma} \right) \quad (15)$$

该种槽轮机构运动规律由槽轮槽数决定,槽轮与拨盘中心距仅影响槽轮整体尺寸,而槽数影响槽轮实际轮廓线形状,并且决定钵盘绕过秧箱底部时的回转半径。回转半径过大,取苗位置点过高,影响秧苗栽植直立度;回转半径过小,钵盘在绕盘过程中产生过大形变,形变越大,输送钵盘时钵盘产生的阻力越大,钵盘损伤可能性越大。因此,槽轮槽数是设计送盘装置的关键指标。钵盘回转过程如图4所示。

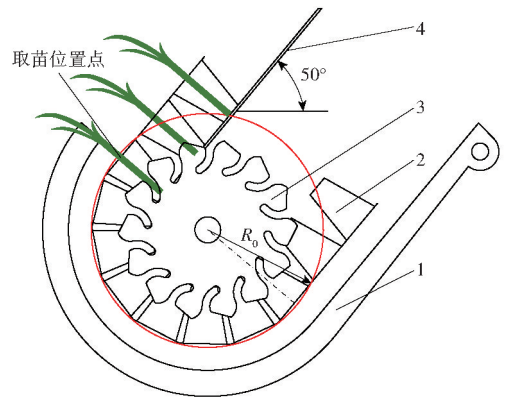


图4 钵盘回转示意图

Fig. 4 Seedling tray rotation diagram

1. 绕盘机构 2. 钵盘 3. 槽轮 4. 秧箱支撑板

根据纵向送盘装置工作原理,槽轮每转过一个槽,钵盘纵向移动20 mm,因此,槽轮槽数 $Z$ 和钵盘回转半径 $R_0$ 之间满足

$$R_0 = \frac{10}{\sin \frac{\pi}{Z}} \quad (16)$$

钵盘回转半径直接影响秧箱底部结构尺寸,为避免秧箱与移栽机构运动干涉,回转半径应尽可能小。综合多方面因素考虑后,选定槽轮槽数 $Z = 14$ ,此时回转半径为44.94 mm。

由式(7)~(15)可知, $\varphi$ 与 $\alpha$ 存在函数关系 $\varphi = f(\alpha)$ ,对 $f(\alpha)$ 关于时间 $t$ 求一阶和二阶导数,得槽轮的角速度 $\omega_2$ 和角加速度 $\varepsilon_2$ 公式为

$$\omega_2 = \frac{\partial \varphi}{\partial t} = \frac{\partial \varphi}{\partial \alpha} \frac{\partial \alpha}{\partial t} = \frac{\partial \varphi}{\partial \alpha} \omega_1 \quad (17)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \alpha^2} \omega_1^2 \quad (18)$$

绘制角速度和角加速度曲线如图5所示。在14槽异形槽轮机构单次运动过程中,拨盘转角 $\alpha \in [-\pi/7, 3\pi/7]$ 。由图5可知,在第1段运动中,拨盘圆销进入槽轮,与槽轮啮合传动,槽轮角速度逐渐增大,当圆销离开直线段理论轮廓线,即第2段运动结束瞬时,角速度达到最大,角加速度为0,并且角加速度方向准备换向;进入第3段运动后,槽轮开始减速,角速度逐渐变小,至圆销完全退出槽轮后变为零。

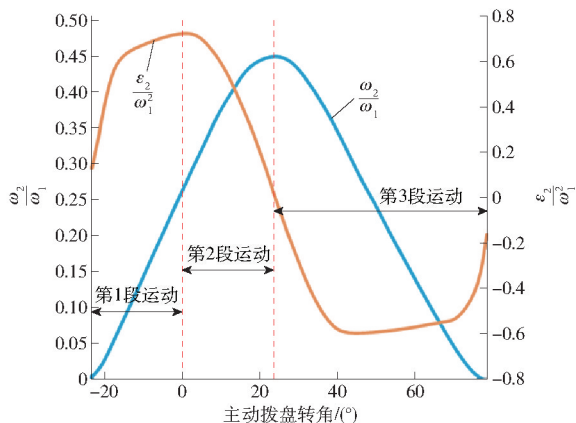


图5 异形槽轮机构角速度和角加速度曲线

Fig.5 Angular velocity and angular acceleration curves of special-shaped grooved wheel mechanism

该异形槽轮机构在运动起始瞬时角加速度不为零,存在柔性冲击,为证明该机构的柔性冲击小于同尺寸的直线槽轮,对同尺寸的直线槽轮机构运动进行分析。

直线槽轮机构运动过程中,拨盘转角 $\alpha_2$ 和槽轮转角 $\varphi_{22}$ 始终满足公式

$$\varphi_{22} = \arctan \frac{R \sin \alpha_2}{L - R \cos \alpha_2} \quad (19)$$

通过对时间求一阶和二阶导数可得到钵盘角速度 $\omega_{21}$ 与槽轮角速度 $\omega_{22}$ 、角加速度 $\epsilon_{22}$ 之间关系为

$$\omega_{22} = \frac{RL \cos \alpha_2 - R^2}{R^2 + L^2 - 2RL \cos \alpha_2} \omega_{21} \quad (20)$$

$$\epsilon_{22} = \frac{\frac{R}{L} \left( \frac{R^2}{L^2} - 1 \right) \sin \alpha_2}{\left( 1 + \frac{R^2}{L^2} - \frac{2R}{L} \cos \alpha_2 \right)^2} \omega_{21}^2 \quad (21)$$

直线槽轮机构角速度和角加速度的变化曲线如图6所示。

在直线槽轮机构单次运动过程中,拨盘转角 $\alpha_2 \in [-3\pi/7, 3\pi/7]$ ,角速度变化曲线关于 $\alpha_2 = 0^\circ$ 对称,并且 $\omega_{22}$ 在 $\alpha_2 = 0^\circ$ 时达到最大值。对比图5和图6发现:在运动起始时,异形槽轮机构角加速度突变小于直线槽轮机构,证明该种异形槽轮相对于直线槽轮具有更小的柔性冲击。

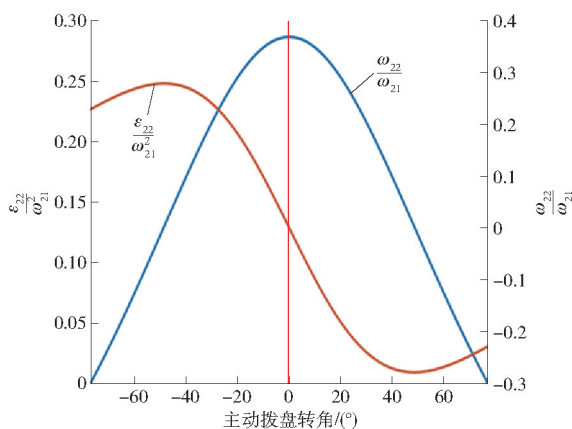


图6 直线槽轮机构角速度和角加速度曲线

Fig.6 Angular velocity and angular acceleration curves of linear slotted wheel mechanism

### 2.3 异形槽轮设计程序

根据异形槽轮理论轮廓线,基于 Matlab 开发异形槽轮设计程序,程序界面如图7所示。在该程序中,可根据机构运动要求选取适合的槽轮槽数,并通过修改中心距确定槽轮机构整体大小,凭借调整圆销尺寸变更槽轮实际轮廓线,同时将设计完成的异形槽轮机构参数与槽轮轮廓曲线导出,实现异形槽轮设计与绘制。

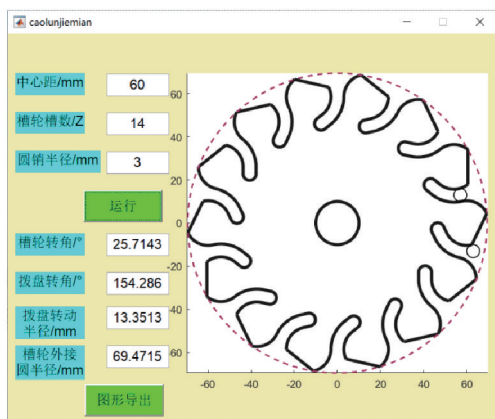


图7 异形槽轮设计程序界面

Fig.7 Special-shaped groove wheel design software

### 2.4 送盘装置制动机构设计

在纵向送盘装置中,槽轮机构中心距即为主动齿轮与从动齿轮的中心距,根据设计要求选取主动齿轮和从动齿轮参数:齿轮模数 $m = 2 \text{ mm}$ ,主动齿轮齿数 $Z_1 = 40$ ,从动齿轮齿数 $Z_2 = 20$ ,压力角均为 $20^\circ$ 。

齿轮制动机构工作原理如图8所示,主动齿轮表面有4个均布的腰形孔和起导向作用的圆周浅凹槽,制动机构内部的滚珠一侧与主动齿轮表面接触,一侧受弹簧力,通过上端螺母可调节弹簧预紧力大小。非纵向送盘时,滚珠嵌入腰形孔,实现齿轮锁止;进行纵向送盘时,滚珠自腰形孔滚出,运动至下一腰形孔内。

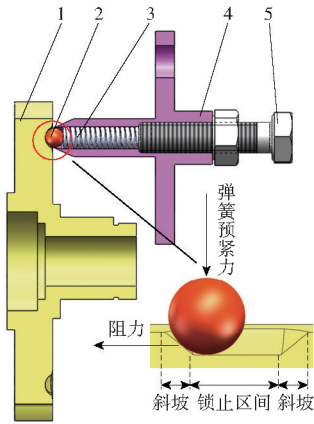


图8 齿轮制动机构工作原理图

Fig. 8 Working principle diagram of gear braking mechanism

1. 主动齿轮 2. 滚珠 3. 弹簧 4. 空心管 5. 螺母

腰形孔的设计可使滚珠在纵向送盘结束前落入锁止区内,避免加工装配误差影响制动机构锁止定位精确性。由于施加弹簧预紧力,滚珠在凹槽孔内对主动齿轮运动产生阻力,消除惯性过冲,消除主动齿轮转动超过预设角度的可能性,达到精准送盘的目的。

齿轮表面凹槽如图9a所示,为确定制动机构所需弹簧预紧力,分析滚珠在凹槽孔内受力情况,如图9b所示。

图9中 $\alpha_3$ 为锁止区间转过角度(rad), $\alpha_4$ 为齿轮停止时斜坡转过角度(rad), $F_N$ 为滚珠所受支持力(N), $F_{Nx}$ 为支持力 $x$ 轴方向分力(N), $F_{Ny}$ 为支持力 $y$ 轴方向分力(N), $F_T$ 为滚珠受到的弹簧预紧力(N), $F_R$ 为制动机构产生的阻力(N), $\theta_0$ 为斜坡倾角( $^\circ$ ), $R_1$ 为制动机构与齿轮中心距(mm)。

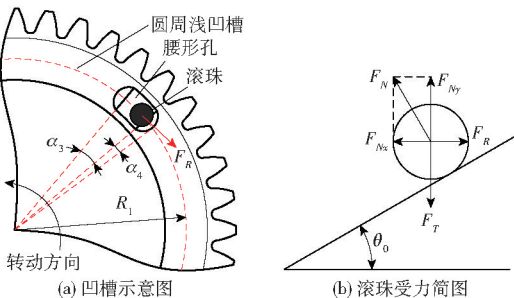


图9 齿轮表面凹槽结构及滚珠受力简图

Fig. 9 Simplified diagrams of groove structure on gear surface and force on balls

由图9b可知, $F_R$ 和 $F_T$ 关系式为

$$F_T = \frac{F_R}{\tan\theta_0} \quad (22)$$

凹槽孔深度与斜坡倾角关系式为

$$h = R_1 \alpha_4 \tan\theta_0 \quad (23)$$

式中  $h$ ——凹槽孔深度,mm

齿轮-连杆机构简图如图10所示。

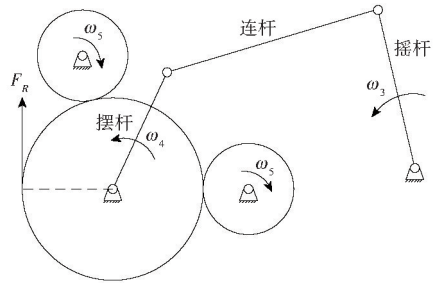


图10 齿轮-连杆机构简图

Fig. 10 Schematic of gear-link mechanism

在连杆机构中,摇杆和摆杆转过的角度分别为 $34^\circ$ 和 $90^\circ$ ,制动机构需要在纵向送盘运动结束后极短时间内消除由惯性引起的主动齿轮过冲,所以可近似将结束瞬时主动齿轮的角速度看作制动开始时主动齿轮的角速度。

在完成单次纵向送盘瞬时,摇杆角速度为 $\omega_3$ ,摆杆和主动齿轮角速度为 $\omega_4$ ,从动齿轮角速度为 $\omega_5$ 。

在输入转速 $300 \text{ r/min}$ 下, $\omega_3 = 7.6\pi \text{ rad/s}$ ,利用速度瞬心法求得摆杆转过 $90^\circ$ 瞬时的角速度 $\omega_4 = 26.67\pi \text{ rad/s}$ , $\omega_5 = 53.34\pi \text{ rad/s}$ ,主动齿轮在转过 $\alpha_4$ 后角速度由 $\omega_4$ 降为0,在不考虑摩擦的情况下,根据刚体定轴转动动能定理有

$$\frac{1}{2} J_1 \omega_4^2 - J_2 \omega_5^2 = \int_0^{\alpha_4} F_R R_1 dx \quad (24)$$

式中  $J_1$ ——主动齿轮转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$

$J_2$ ——从动齿轮转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$

$x$ ——斜坡转过角度,rad

主动齿轮和从动齿轮可看作空心圆柱,则两者转动惯量 $J$ 为

$$J = \frac{M}{2} (R_2^2 + R_3^2) \quad (25)$$

式中  $R_2$ ——齿轮内孔半径,m

$R_3$ ——齿轮分度圆半径,m

$M$ ——齿轮质量,kg

由式(22)和式(23)可知,在 $\alpha_4$ 不变的情况下,随着 $h$ 的增大, $\theta_0$ 增大,在同等弹簧预紧力作用下产生的阻力就越大。根据式(24)可知, $F_R$ 越大, $\alpha_4$ 越小,制动机构对主动齿轮定位的准确性就越高。结合主动齿轮尺寸和工作情况,确定相关参数: $\alpha_4 = 5^\circ$ , $\theta_0 = 50^\circ$ , $R_1 = 45 \text{ mm}$ , $h = 1.5 \text{ mm}$ 。

将各参数代入式(24)和式(25)中,主动齿轮: $m_z = 0.4 \text{ kg}$ , $R_{2z} = 0.013 \text{ m}$ , $R_{3z} = 0.04 \text{ m}$ ;从动齿轮: $m_c = 0.088 \text{ kg}$ , $R_{2c} = 0.005 \text{ m}$ , $R_{3c} = 0.02 \text{ m}$ 。可计算得到 $F_R = 182.52 \text{ N}$ ,此时 $F_T = 153.15 \text{ N}$ 。

$\alpha_3$ 与选取的滚珠尺寸以及槽孔深度相关,本文

选用直径 5 mm 的滚珠,并在锁止区间内保留 4°空间余量,此时  $\alpha_3 = 14^\circ$ 。

在选取弹簧时,弹簧预紧力应大于  $F_T$ ,弹簧预紧力计算公式为

$$F_T = K\Delta x \quad (26)$$

其中 
$$K = \frac{Gd^4}{8D_m^3 N_c} \quad (27)$$

式中  $K$ ——弹簧常数, N/mm  
 $G$ ——弹簧刚性模数, kg/mm<sup>2</sup>  
 $d$ ——弹簧线径, mm  
 $D_m$ ——弹簧中径, mm  
 $N_c$ ——弹簧有效圈数  
 $\Delta x$ ——弹簧压缩长度, mm

根据式(26)和式(27)计算校核而选定的弹簧参数如下:线径 1.2 mm,中径 5 mm,有效圈数 18,刚性模数 8 000 kg/mm<sup>2</sup>,在制动机构中,弹簧可压缩量为 15 mm,此时弹簧最大预紧力为 162.57 N,可满足锁止纵向送盘装置的设计要求。

### 3 机构仿真分析

根据机构设计数据进行实体建模,并完成虚拟装配,纵向送盘装置模型如图 11 所示。

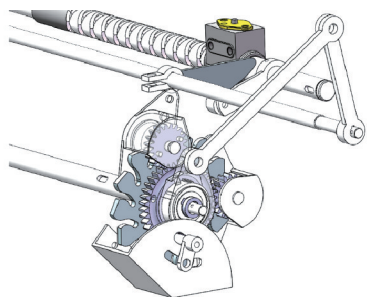


图 11 虚拟样机模型

Fig. 11 Virtual prototype model

对纵向送盘装置的工作状况进行运动学仿真分析。在双螺旋轴上施加恒定转速为 100 r/min 的旋转驱动,收集在仿真过程中槽轮的转角数据,设计要求槽轮每次转角为 25.71°。

槽轮转角曲线如图 12 所示,并列出单次转角数据如表 1 所示。

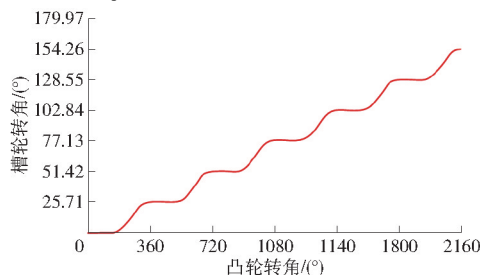


图 12 槽轮转角仿真结果

Fig. 12 Simulation results of slot wheel angle

表 1 机构仿真结果

次序	单次转角	累计转角
1	25.71	25.71
2	25.63	51.34
3	25.71	77.05
4	25.81	102.86
5	25.71	128.57
6	25.69	154.26
平均值	25.71	

由仿真数据可知,送盘装置中槽轮每次转角符合设计预期,无累计误差产生,并且表 1 中数据方差较小,证明了机构在工作过程中的稳定性。角位移数值产生波动可能是由于导入软件后模型工作表面轮廓失真。

为更直观比较槽轮式送盘装置与棘轮式送盘装置运动性能的差异,测量在 100(°)/s 的输入转速下两种装置单次运动周期中角加速度变化情况,如图 13 所示。由角加速度曲线可知:在运动起始时,槽轮式送盘装置存在柔性冲击,而棘轮式送盘装置在运动起始和终止时皆存在刚性冲击,分别是由棘爪空行程和棘轮提前锁止导致的。长久工况下,刚性冲击对零件的损害将大大降低送盘装置纵向送盘的精度。通过对两种送盘装置的对比,证明本文设计的送盘装置在运动性能上优于棘轮式送盘装置。

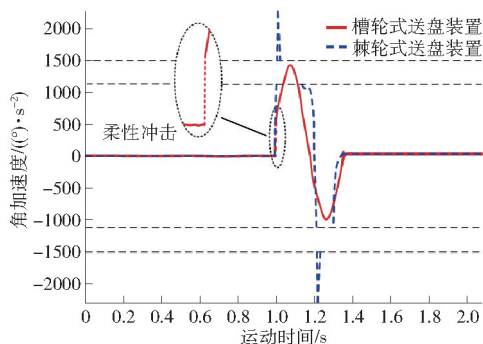


图 13 角加速度曲线

Fig. 13 Angular acceleration curves

### 4 样机试验

为验证理论设计的正确性以及纵向送盘装置工作的可靠性,按照图纸加工送盘装置零部件,完成装配后如图 14 所示。将其安装到试验台上,试验台整体如图 15 所示。试验台通过链条链轮实现动力传输,由双螺旋轴带动秧箱横向移动,由纵向送盘装置实现钵盘纵向输送。

为确保装置在多次纵向送盘后转角无累计误差产生,采用 OID - C5008D - 12S1S - IP54 绝对值编

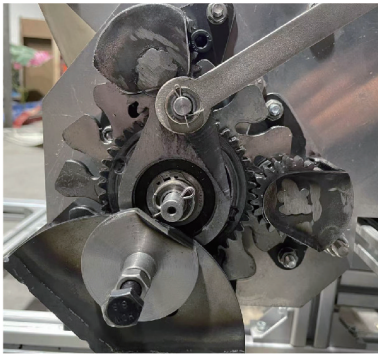


图 14 纵向送盘装置实物图

Fig. 14 Longitudinal feeding device

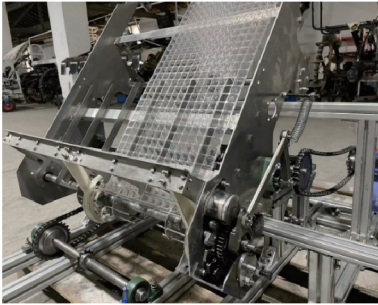


图 15 试验台

Fig. 15 Test bench

码器对纵向送盘装置累计转角进行测定,该编码器测量精度在  $\pm 0.01^\circ$  范围内。通过联轴器将编码器与转动主轴联接,如图 16 所示。

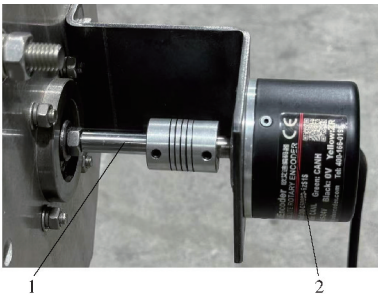


图 16 累计转角测定

Fig. 16 Measurement of cumulative rotation angle

1. 转动主轴 2. 单圈绝对值编码器

通过如图 17 所示的软件界面实时观测累计转角,纵坐标显示为单次转角。



图 17 软件界面

Fig. 17 Software interface

对该纵向送盘装置分别在 20、50、100 r/min 3 种不同转速下,各进行 20 次和 58 次纵向送盘,记录累计转角数据如表 2 所示。

表 2 累计转角试验结果

Tab. 2 Cumulative angle test results

送盘次数	理论转角/ $(^\circ)$	转速/ $(r \cdot \min^{-1})$	实际转角/ $(^\circ)$
20	514.29	20	514.81
		50	515.72
		100	514.20
58	1491.43	20	1490.87
		50	1491.65
		100	1492.08

分析表中数据可知,纵向送盘累计转角偏差在  $-0.56^\circ \sim 1.43^\circ$  区间内,且并未出现明显累计误差。为进一步观察单次转角偏差,将 100 r/min 转速下送盘 58 次中每次送盘转角与理论转角的差值绘制曲线,如图 18 所示。

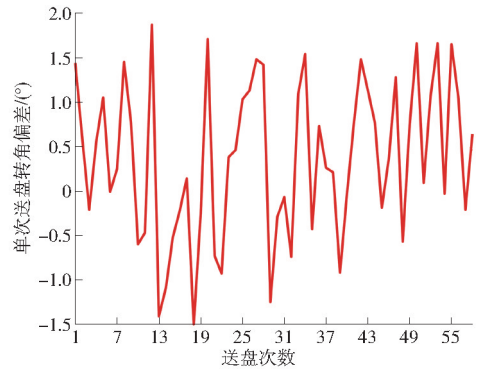


图 18 转角偏差曲线

Fig. 18 Angle deviation curve

由图 18 可知,单次纵向送盘转角偏差在  $-1.5^\circ \sim 1.8^\circ$  区间内,且角度偏差变化无周期性规律。根据上文确定的钵盘回转半径可计算单次送盘误差在  $-1.2 \sim 1.4$  mm 之内,即相对基准位置的软盘移送偏差为 1.4 mm,对移栽机构夹苗成功率的影响基本可以忽略。

为检验纵向送盘装置与移栽机构的适配性,在试验台上进行取苗试验,如图 19 所示。试验所



图 19 取苗试验

Fig. 19 Seedling pinch test

用单株秧苗高度在 14 ~ 17 cm 之间。对两盘钵苗共 812 株秧苗进行夹取,并在试验结束后对未取出的秧苗数量进行统计。经统计,采用新型送盘装置后,取苗成功率达到 97.78%,其余未取出秧苗可能受自身质量影响。在整个取苗过程中,移栽机构与秧箱无干涉产生,取完秧苗后,钵盘与空盘试验时相同,成功回转至秧箱背面,进一步验证了装置纵向送盘的精准性以及和移栽机构良好的适配性。

## 5 结论

(1)根据水稻钵苗纵向送盘要求,设计了一种

具有柔性冲击特性的齿轮连杆-异形槽轮组合式纵向精准送盘装置,并阐述了该机构的工作原理。

(2)建立了槽轮机构运动学模型,分析了槽轮在运动中角速度和角加速度的变化特性;设计与纵向送盘装置相适配的制动机构,解决了送盘过程中惯性引起的机构过冲问题。

(3)设计加工了试验台,对新型送盘装置测定了纵向送盘时累计转角,并进行了纵向送盘取苗试验。结果表明:该装置单次纵向送盘转角偏差在  $-1.5^{\circ} \sim 1.8^{\circ}$  范围内,且未出现累计误差。同时在取苗时与移栽机构有较好的适配性,送盘效果良好,符合设计要求。

## 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,2022,53(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, 53(9): 1-20. (in Chinese)
- [2] 李泽华,马旭,李秀昊,等.水稻栽植机械化技术研究进展[J].农业机械学报,2018,49(5):1-20.  
LI Zehua, MA Xu, LI Xiuhao, et al. Research progress of rice transplanting mechanization[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(5): 1-20. (in Chinese)
- [3] 栾峰,李丹.水稻钵苗机械化移栽技术研究[J].农业科技与装备,2015(4):35-37.  
LUAN Feng, LI Dan. Research on transplanting technology of rice pot seedling mechanization[J]. Agricultural Science & Technology and Equipment, 2015(4): 35-37. (in Chinese)
- [4] 童俊华,俞高红,朱赢鹏,等.三臂回转式蔬菜钵苗取苗机构设计与试验[J].农业机械学报,2019,50(1):113-121.  
TONG Junhua, YU Gaohong, ZHU Yingpeng, et al. Design and experiment of three-arms rotary vegetable plug seedling pick-up mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(1): 113-121. (in Chinese)
- [5] 孙良,沈嘉豪,周誉株,等.非圆齿轮-连杆组合传动式蔬菜钵苗移栽机构设计[J].农业工程学报,2019,35(10):26-33.  
SUN Liang, SHEN Jiahao, ZHOU Yuzhu, et al. Design of non-circular gear linkage combination driving type vegetable pot seedling transplanting mechanism[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(10): 26-33. (in Chinese)
- [6] 孙良,徐亚丹,黄恒敏,等.基于节曲线凸性判别的行星轮系移栽机构解析[J].农业机械学报,2018,49(12):83-92.  
SUN Liang, XU Yadan, HUANG Hengmin, et al. Solution and analysis of transplanting mechanism with planetary gear train based on convexity of pitch curve[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(12): 83-92. (in Chinese)
- [7] XIN L, LV Z, WANG W, et al. Optimal design and development of a double-crank potted rice seedling transplanting mechanism[J]. Transactions of the ASABE, 2017, 60(1): 31-40.
- [8] 吕志军,单伊尹,王杰,等.蔬菜移栽装备研究现状和钵苗移栽装备展望[J].中国农机化学报,2017,38(11):30-34.  
LÜ Zhijun, SHAN Yiyin, WANG Jie, et al. Research progress of vegetable transplanting machine and prospects of seedling picking machinery of transplanter[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2017, 38(11): 30-34. (in Chinese)
- [9] 薛向磊,王磊,许春林,等.旱田钵苗移栽机纵向送苗机构优化设计与试验[J].农业机械学报,2020,51(2):76-84.  
XUE Xianglei, WANG Lei, XU Chunlin, et al. Optimal design and experiment of longitudinal feeding-seedling device of potted seedling transplanter for upland field[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(2): 76-84. (in Chinese)
- [10] 俞高红,廖振飘,徐乐辉,等.大株距行星轮系蔬菜钵苗栽植机构优化设计与试验[J].农业机械学报,2015,46(7):38-44.  
YU Gaohong, LIAO Zhenpiao, XU Lehui, et al. Optimization design and test of large spacing planetary gear train for vegetable pot-seedling planting mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(7): 38-44. (in Chinese)
- [11] 于晓旭,赵匀,陈宝成,等.移栽机械发展现状与展望[J].农业机械学报,2014,45(8):44-53.  
YU Xiaoxu, ZHAO Yun, CHEN Baocheng, et al. Current situation and prospect of transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(8): 44-53. (in Chinese)
- [12] 符美军,全腊珍,熊耐新,等.棉花裸苗移栽机自动送苗机构的设计与仿真分析[J].湖南农业大学学报(自然科学版),2012,38(4):451-454.  
FU Meijun, QUAN Lazhen, XIONG Naixin, et al. Design of an automatic seedling feeder for bare-rooted cotton seedling

- transplanter and its simulation analysis[J]. *Journal of Hunan Agricultural University (Natural Sciences)*, 2012, 38(4): 451–454. (in Chinese)
- [13] 那明君,宋志超,周脉乐,等.棘轮齿轮式水稻钵苗移栽纵向送秧机构设计与试验[J].*农业机械学报*,2015,46(11): 43–48.  
NA Mingjun, SONG Zhichao, ZHOU Maile, et al. Design and experiment on longitudinal seedling feeding mechanism for rice pot seedling transplanting with ratchet gear[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2015, 46(11): 43–48. (in Chinese)
- [14] 赵朋.双行蔬菜钵苗自动移栽机送苗装置的设计与试验[D].杭州:浙江理工大学,2016.  
ZHAO Peng. Design and experiment of sending-seedling device for double-rows automatical vegetables pot seeding transplanting machine[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2016. (in Chinese)
- [15] 俞高红,杜立恒,李革,等.高速水稻钵苗移栽机送秧装置设计与试验[J].*农业机械学报*,2015,46(5):39–45.  
YU Gaohong, DU Liheng, LI Ge, et al. Design and experiment of feeding-seedling device for high-speed rice pot-seedling transplanter[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2015, 46(5): 39–45. (in Chinese)
- [16] 孙良,邢子勤,徐亚丹,等.基于精确多姿态解析的水稻钵苗移栽机构研究[J].*农业机械学报*,2019,50(9):78–86.  
SUN Liang, XING Ziqin, XU Yadan, et al. Transplanting mechanism of rice seedling based on precise multi-position analysis [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2019, 50(9): 78–86. (in Chinese)
- [17] 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)
- [18] 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)
- [19] 俞高红,金也,常数数,等.夹钵式水稻钵苗移栽机构设计与试验[J].*农业机械学报*,2019,50(7):100–108.  
YU Gaohong, JIN Ye, CHANG Shushu, et al. Design and test of clipping-plug type transplanting mechanism of rice plug-seedling[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2019, 50(7): 100–108. (in Chinese)
- [20] 金也.水稻钵苗移栽装置的关键技术研究及试验[D].杭州:浙江理工大学,2019.  
JIN Ye. Key technologies and experiment of rice plug-seedling transplanting device[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2019. (in Chinese)
- [21] 李敏,陈小桥,宋凤莲,等.基于曲线槽的间歇传动机构设计及研究[J].*武汉大学学报(工学版)*,2022,55(6):640–646.  
LI Min, CHEN Xiaoqiao, SONG Fenglian, et al. Design and research of intermittent transmission mechanism based on curved groove[J]. *Engineering Journal of Wuhan University*, 2022, 55(6): 640–646. (in Chinese)
- [22] 郝同洋,呼英俊.高速槽轮机构的槽轮轮廓线设计[J].*机械设计*,2019,36(5):71–74.  
HAO Tongyang, HU Yingjun. Design of high-speed sheave mechanism's sheave contours[J]. *Journal of Machine Design*, 2019, 36(5): 71–74. (in Chinese)