

分段式变传动比水稻钵苗移栽机构设计与试验

于家硕¹ 周誉株¹ 黄江军⁴ 谢世民¹ 陈建能^{1,3} 孙良^{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; ⁴ 浙江博源农机有限公司, 浙江 嘉兴 314500; *通信联系人, email: liangsun@zstu.edu.cn)

Design and Experiment of Segmented Variable Transmission Ratio Mechanism for Rice Pot-mat Seedling Transplanting

YU Jiashuo¹, ZHOU Yuzhu¹, HUANG Jiangjun⁴, XIE Shimin¹, CHEN Jianneng^{1,3}, SUN Liang^{1,2,*}

(¹ School of Mechanical Engineering, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China; ² Zhejiang Provincial Key Laboratory of Agricultural Intelligent Sensing and Robotics, Hangzhou 310018, China; ³ Key Laboratory of Agricultural Equipment for Hilly and Mountainous Areas in Southeast China, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Hangzhou 310018, China; ⁴ Zhejiang Boyuan Agricultural Machinery Co., Ltd., Jiaxing 314500, China; *Corresponding author, email: liangsun@zstu.edu.cn)

Abstract: 【Objective】To address the problem in single-planetary-wheelset transplanter mechanisms where the seedling picking and placing motions cannot be simultaneously optimized—thereby degrading transplanting quality—we propose a segmented variable gear-ratio wheelset mechanism whose rotation direction is opposite to that of conventional transplanting mechanisms and whose input and output periods are unequal. 【Method】First, we derived the continuous meshing angular condition equation for a segmented incomplete-gear set and solved for the motion parameters required for the segmented incomplete gear set to achieve continuous meshing. Next, by combining the non-uniform transmission ratio of an oval (non-circular) gear with the cubic high-amplitude fluctuation transmission ratio of the segmented incomplete gear, we obtained the multi-step unequal-amplitude transmission ratios required for the ring-loop (ankle-shaped) seedling-transplanting trajectory. We then established a kinematic model of a non-circular gear planetary wheelset transplanting mechanism that includes incomplete gear sets and developed a MATLAB-based auxiliary design program for the transplanter. At the same time, in accordance with rice seedling transplanting agronomic requirements and using a human-machine interactive selection process, we selected a set of mechanism parameters that realize a ring-loop transplanting trajectory capable of large pick displacement with slow picking (pick loop 47 mm) and a large planting angle (planting angle 80.6°). 【Result】Finally, we compared simulation results with theoretical calculations. The results show that the parameters of the incomplete gear set meet the requirements, and that the mechanism's motion trajectory and posture are in substantial agreement with theory. 【Conclusion】Prototype tests measured a picking angle of 20.95° and a planting angle of 80.3°, validating the feasibility of the combined-variable transmission-ratio transplanting mechanism design.

Key words: pot seedling transplanting; unequal period; incomplete combination of gears; simulation analysis; prototype testing

摘 要: 【目的】针对单行星架轮系式钵苗移栽机构存在的取植苗动作难以兼顾而影响移栽质量的问题, 提出一种与传统移栽机构旋转方式相反且输入、输出不等周期的分段式变传动比轮系机构。【方法】首先, 构建了不完全齿轮组连续啮合角度条件方程, 求解分段式不完全齿轮组实现连续啮合所需运动参数; 而后, 将非圆齿轮的不等速传动比和分段不完全齿轮的三次高幅值波动传动比组合, 获得钵苗移栽机构实现环扣轨迹所需的多次不等幅传动比, 并建立含不完全齿轮组的非圆齿轮行星轮系移栽机构运动学模型, 编写了基于 Matlab 的移栽机构辅助设计程序; 同时, 结合水稻钵苗移栽农艺要求, 通过人机交互方式优选得到了一组可实现大位移慢取秧(取苗环扣 47mm)、大植苗角(植苗角度 80.6°)的环扣状钵苗移栽轨迹的机构参数。【结果】最后, 对机构的仿真结果和理论计算数据进行对比分析, 结果表明不完全齿轮组各项参数满足要求, 且机构的运动轨迹及姿态与理论基本一致。【结论】通过样机试验, 测量得到的取苗角为 20.95°, 植苗角度为 80.3°, 验证了组合式变传动比移栽机构设计的可行性。

关键词: 钵苗移栽; 不等周期; 不完全组合齿轮; 仿真分析; 样机试验

收稿日期: 2025-03-16; 修改稿收到日期: 2025-09-25。

基金项目: 国家重点研发计划项目(2024YFD2000205); 国家自然科学基金项目(52375275); 浙江省“三农九方”科技协作计划项目(2024SNJF011)。

水稻钵苗移栽是农业农村部主推农业技术之一^[1], 相比毯苗机插具有不伤根、无缓苗期, 且有利于增产的优点^[2-3]。非圆齿轮行星轮系机构因其变传动比特性, 易于描述各类移栽用轨迹^[4], 而其结构对称性又易于获得相对高的工作转速, 被广泛地应用于水田种植机械^[5]。

从偏心齿轮与涡卷弹簧组合应用于行星轮系移栽机构实现变速传动以来^[6], 不同育苗种植需求不断出现, 椭圆齿轮、一般形状非圆齿轮、不完全非圆齿轮、非圆锥齿轮、异形齿轮等陆续应用于行星轮系移栽机构的设计^[7-8]。如 Guo 等^[9-10]通过建立非圆齿轮移栽机构运动学模型, 改变齿轮节曲线实现不同传动比, 得到满足毯苗移栽的腰子型插秧轨迹; 周脉乐等^[11]采用具有高阶特性的非圆齿轮获得静轨迹带夹取秧环扣, 即“8”字轨迹水稻钵苗移栽机构; 俞高红等^[12-13]提出了系列不完全非圆齿轮的行星轮系机构实现钵苗移栽轨迹和姿态所需的二次不等幅传动比; 胡艺翔等^[14]和孙良等^[15]提出了一种非圆齿轮双行星架移栽机构, 通过抑制移栽臂局部大角摆动实现取栽作业。但上述轮系机构在水稻钵苗移栽机构的设计中均存在一定的局限性。轮系机构在描述钵苗移栽所需轨迹时, 其传动比需满足至少两次的高幅值波动, 这为单行星架轮系带来了设计挑战。高阶非圆齿轮和不完全非圆齿轮的引入, 目的就是为了实现大传动比(高幅值), 但由于轮系

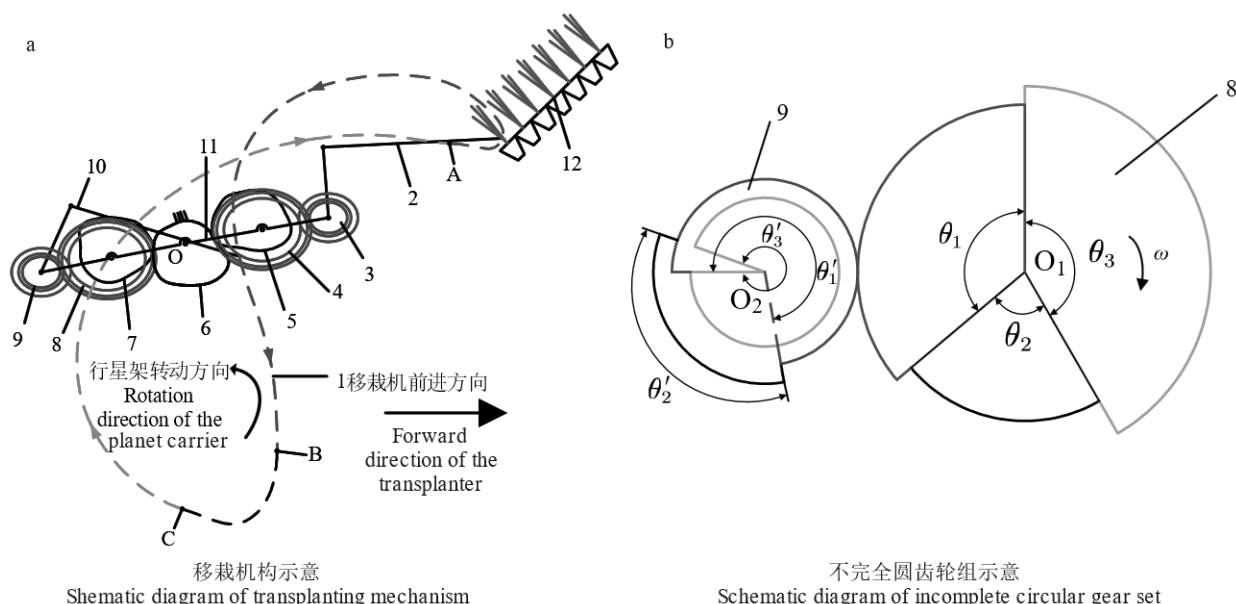
机构输入与输出周期相等的设计约束(即取苗点一定是最远点), 使得其在取苗和植苗动作的兼顾性上无法进一步得到提升。

为此, 本研究摆脱传统轮系输入与输出等周期的设计约束, 提出一种非等周期不等速行星轮系机构, 研究采用与传统移栽机构轮系旋转反向的运动形式对移栽轨迹描述, 并将分段式变传动比的不完全齿轮副与非圆齿轮组合实现具有长取秧段轨迹、大栽植角特性的移栽机构设计; 通过仿真分析, 验证该机构设计可行性; 实现仅通过单行星轮系机构得到兼顾取植姿态的移栽轨迹的目的。

1 移栽机构运动学建模

1.1 机构工作原理

如图 1-a 所示, 分段式变传动比移栽机构的传动部分由 3 个非圆齿轮, 4 个不完全圆齿轮组组成。太阳轮与机架固定, 中间非圆齿轮和不完全齿轮组同轴固结, 栽植臂与行星齿轮固结, 在行星架的带动下, 不完全齿轮交替啮合与非圆齿轮一起实现分段式变传动比传动。图中轨迹为行星架作逆时针转动而栽植臂相对行星架顺时针转动(与传统移栽机构运动方向相反), 苗夹尖点形成的运动轨迹。由于移栽机构中的齿轮采用对称布置, 所以两移栽臂运动轨迹重合。



1: 移栽静轨迹; 2 和 10: 栽植臂; 3 和 9: 行星不完全齿轮组; 4 和 8: 中间不完全齿轮组; 5 和 7: 中间非圆齿轮; 6: 太阳轮; 11: 行星架; 12: 秧盘。
1, Static transplanting trajectory; 2 and 10, Planting arm; 3 and 9, Planetary incomplete gear set; 4 and 8, Intermediate incomplete gear set; 5 and 7, Intermediate non-circular gear; 6, Sun gear; 11, Planet carrier; 12, Nursery tray.

图 1 移栽机构工作原理示意图

Fig. 1. Schematic diagram of the working principle of transplanting mechanism

图 1-a 中轨迹由 AB、BC、CA 三段依次组成，与之对应的不完全圆齿轮啮合情况如图 1-b 所示。当中间圆齿轮转动 θ_1 ，行星圆齿轮组转动 θ'_1 ，形成 AB 段轨迹，并由栽植臂中凸轮控制的夹片夹取秧苗完成取苗动作；中间圆齿轮继续转动 θ_2 ，行星圆齿轮组相应转动 θ'_2 ，形成 BC 段轨迹凸轮控制推苗杆完成植苗动作，最后中间圆齿轮继续转动 θ_3 ，行星圆齿轮转动 θ'_3 ，完成整个运动周期，并为下个取植周期做准备。根据设计要求，栽植臂与传动箱要相对转动一周，中间轮与行星轮传动比为 1:2，因此，转动角度需满足：

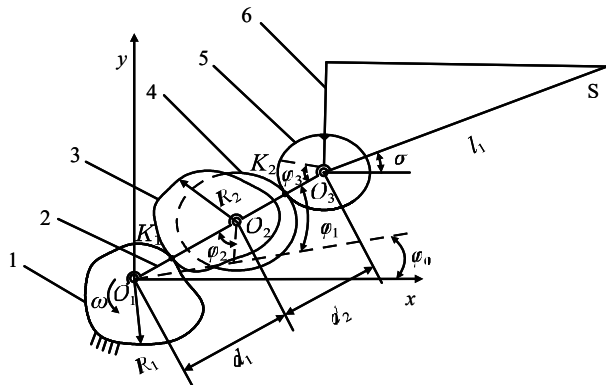
$$\begin{cases} \theta_1 + \theta_2 + \theta_3 = 360^\circ \\ \theta'_1 + \theta'_2 + \theta'_3 = 720^\circ \end{cases} \quad (1)$$

满足以上两式可以保证移栽机构运行时，齿轮传动及栽植臂在各栽植周期的稳定。具体角度分配可以结合水稻种植农艺和移栽机构运动时轨迹要求划分。

1.2 运动学模型

以单侧传动及移栽臂为例，进行运动学建模。为了便于建模，将不完全圆齿轮组等效为一对变传动比齿轮，建立数学模型求解栽植臂夹片末端轨迹。模型参数如图 2 所示，以 O_1 为圆心建立全局坐标系 O_1xy ，机构绕 O_1 点逆时针转动。

太阳轮与第一中间齿轮均为非圆齿轮，为保证齿轮副作连续运动来传递中期性运动关系，太阳轮 1 与第一中间齿轮 3 的节曲线必须封闭，齿轮转动角度 φ 的取值范围为 $[0, 2\pi]$ 。根据非圆齿轮啮合传动的原理可知，当 $\varphi = \varphi_1$ 时，从动轮相应向径及传动比关系：



1: 太阳轮; 2: 行星架; 3: 第一中间齿轮; 4: 第二中间齿轮; 5: 行星轮; 6: 移栽臂。

1, Sun gear; 2, Planet carrier; 3, First intermediate gear; 4, Second intermediate gear; 5, Planet gear; 6, Transplanting arm.

图 2 机构运动示意图

Fig. 2. Schematic diagram of mechanism motion

$$\begin{cases} R_2 = d_1 - R_1(\varphi_1) \\ i_{12} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{d_1 - R_1(\varphi_1)}{R_1(\varphi_1)} \end{cases} \quad (2)$$

式中： R_1 、 R_2 分别为两非圆齿轮的向径， d_1 为太阳轮 1 旋转中心 O_1 与第一中间齿轮 3 旋转中心 O_2 的距离。 i_{12} 为两个非圆齿轮瞬时传动比。

在转动中太阳轮 1 与第一中间齿轮 3 的转角同时完成，两齿轮转动角度存在相应角度关系，因此，两齿轮传动比 i_{12} 也可表示为：

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \left(\frac{d\varphi_1}{dt} \right) / \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) \quad (3)$$

式中： ω_1 为太阳轮 1 的自转角速度； ω_2 为第一中间齿轮 3 的自转角速度； φ_1 为行星架 2 某一时刻的角位移； φ_2 为第一中间齿轮 3 相对行星架 2 的角位移。

联合(2)(3)两式可得第一中间齿轮 3 的角位移：

$$\varphi_2 = \int_0^{\varphi_1} \frac{1}{i_{12}} d\varphi_1 = \int_0^{\varphi_1} \frac{R_1(\varphi_1)}{l_1 - R_1(\varphi_1)} d\varphi_1 \quad (4)$$

因为第一中间齿轮 3 和第二中间齿轮 4 固连，因此，单位时间内产生相同角位移，且第二中间齿轮 4 与行星轮 5 为圆齿轮，所以其传动比 i_{23} 不变，行星轮 5 的相对角位移 φ_3 计算如下：

$$\varphi_3 = \varphi_2 \cdot i_{23}$$

建立移栽臂尖点 S 的运动学位移方程，中间齿轮旋转中心 O_2 的位移为：

$$\begin{cases} X_{O_2} = d_1 \cos(\varphi_0 + \varphi_1) \\ Y_{O_2} = d_1 \sin(\varphi_0 + \varphi_1) \end{cases} \quad (5)$$

行星轮 5 旋转中心 O_3 的位移为：

$$\begin{cases} X_{O_3} = X_{O_2} + d_2 \cos(\varphi_0 + \varphi_1) \\ Y_{O_3} = Y_{O_2} + d_2 \sin(\varphi_0 + \varphi_1) \end{cases} \quad (6)$$

移栽臂尖点 S 的位移为：

$$\begin{cases} X_S = X_{O_3} + l_1 \cos(\varphi_0 + \varphi_1 + \varphi_3 + \sigma) \\ Y_S = Y_{O_3} + l_1 \sin(\varphi_0 + \varphi_1 + \varphi_3 + \sigma) \end{cases} \quad (7)$$

式中： d_2 为第二中间齿轮 4 的旋转中心 O_2 到行星轮 5 旋转中心 O_3 的距离； l_1 为行星轮 5 的旋转中心 O_3 到栽植臂 6 尖点 S 的距离； φ_0 为行星架 2 相对于地面的初始角； σ 为栽植臂 6 相对于行星架 2 的初始安装角。

2 不完全齿轮组分析计算

为确保分段式变传动比钵苗移栽机构移栽作

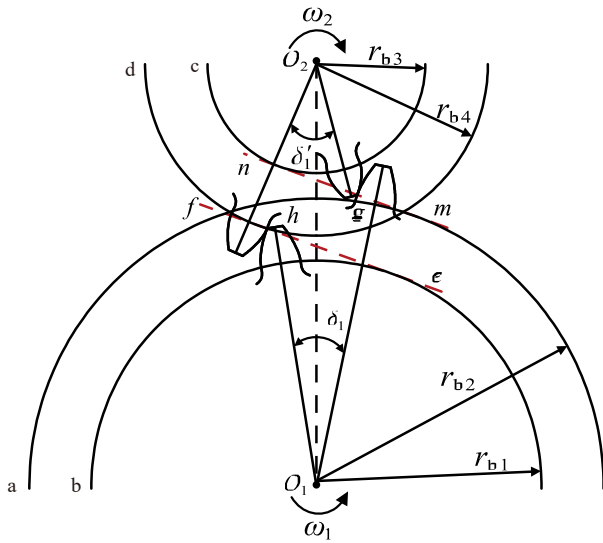


图 3 不完全齿轮啮合分析
Fig. 3. Incomplete gear meshing analysis

业的连续性,需要前一组齿轮脱离啮合状态时,下一组齿轮恰好进入啮合状态,以此降低不完全齿轮组交替啮合产生的刚性冲击^[16]。现以两对相互啮合的不完全圆齿轮 a, c 和 b, d 为例,分析不完全齿轮啮合原理。

图 3 为不完全齿轮机构啮合原理图,图中 a, b 为主动轮以 O_1 为旋转中心逆时针转动; c, d 以 O_2 为旋转中心同步转动; r_{b1} , r_{b2} , r_{b3} , r_{b4} 分别为不完全齿轮 a, b, c, d 的基圆半径, a, c 齿轮啮合线为 mn; b, d 齿轮啮合线为 ef。

由齿轮啮合传动的原理可知, a, c 齿轮首齿开始进入啮合时,先由 a 齿轮的首齿齿根部分与 c 齿轮的齿顶部分接触于 g 点(c 齿轮齿顶圆与啮合线 mn 的交点)。同时 b, d 齿轮应正好退出啮合状态方能保证传动不发生干涉,即 b, d 两齿轮尾齿啮合于 h 点(b 齿轮齿顶圆与啮合线 ef 的交点)^[17-18]。

在此啮合状态下,主动轴上 a 齿轮首齿中线和 b 齿轮尾齿中线的夹角为 δ_1 和从动轴上 c 齿轮首齿中线与 d 齿轮尾齿中线的夹角为 δ'_1 。假设在转动过程中,齿轮 a 尾齿中线与齿轮 b 首齿中线的夹角为 δ_2 , 齿轮 c 尾齿中线与齿轮 d 首齿中线的夹角为 δ'_2 , 为了保证运动中传动的连续性和完整性,主动齿轮和从动齿轮的有齿部分角度需满足:

$$\begin{cases} \delta_1 + \frac{360}{Z_a} (Z'_a - 1) + \delta_2 + \frac{360}{Z_b} (Z'_b - 1) = 360 \\ \delta'_1 + \frac{360}{Z_c} (Z'_c - 1) + \delta'_2 + \frac{360}{Z_d} (Z'_d - 1) = 360 \cdot k \end{cases} \quad (8)$$

式中: Z_a 、 Z_b 、 Z_c 、 Z_d 为齿轮完整齿数; Z'_a 、

Z'_b 、 Z'_c 、 Z'_d 为不完全齿轮齿数; k 为正整数。式(8)为两对不完全齿轮连续啮合传动须满足的角度关系, 以此可知当 n 对不完全齿轮啮合时须满足:

$$\begin{cases} \delta_1 + \frac{360}{Z_1} (Z'_1 - 1) + \dots + \delta_n + \frac{360}{Z_n} (Z'_n - 1) = 360 \\ \delta'_1 + \frac{360}{Z'_1} (Z'_1 - 1) + \dots + \delta'_n + \frac{360}{Z'_n} (Z'_n - 1) = 360 \cdot k \end{cases} \quad (9)$$

式中: $Z_1 \dots Z_n$ 为主动轴上齿轮完整齿数; $Z'_1 \dots Z'_n$ 为主动轴上不完全齿轮齿数; $Z'_1 \dots Z'_n$ 为从动轴上齿轮完整齿数; $Z'_1 \dots Z'_n$ 为从动轴上不完全齿轮齿数。

由图 3 可知,同一转动中心两齿轮中线的夹角 δ 可看作进入、脱出啮合齿轮中线与 O_1O_2 夹角之和(称为啮入角和脱出角), 故只需求各齿轮的啮入角和脱出角, 即可获得设计所需参数。求解方法如图 4 所示。图 4 中, O_1 为主动齿轮旋转中心, O_2 为从动齿轮旋转中心; P 为两齿轮分度圆交点; r_{a1} 、 r_{a2} 为两齿轮齿顶圆半径分别与啮合线相交于 B_1 、 B_2 两点(B_1B_2 为齿轮实际啮合线); r_{b1} 、 r_{b2} 为两齿轮基圆半径分别与啮合线相切于 A_1 、 A_2 两点; 红色虚线代表各齿中线。由图易知主动齿轮啮入角 η_1 、脱出角 β_1 和从动齿轮啮入角 η_2 、脱出角 β_2 的大小为:

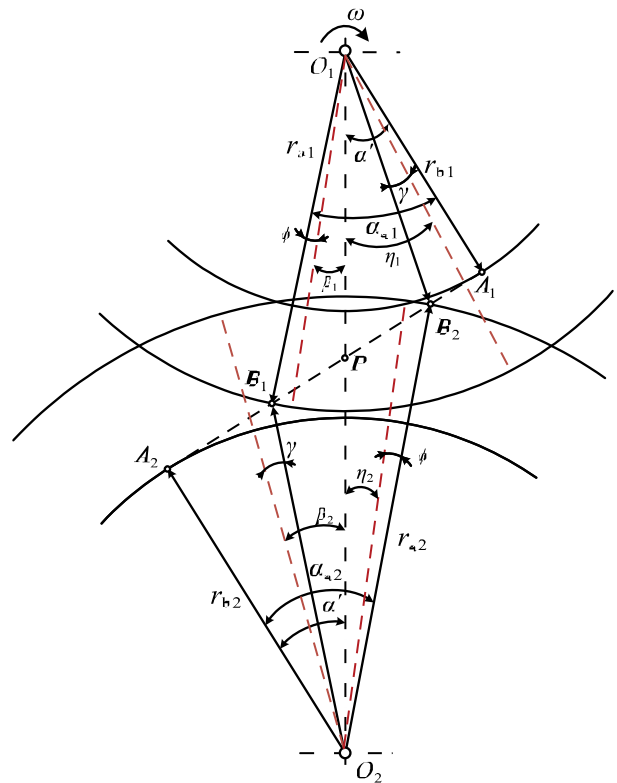


图 4 齿轮啮合角度分析
Fig. 4. Gear meshing angle analysis

$$\begin{cases} \eta_1 = \angle PO_1 B_2 + \gamma_1 \\ \beta_1 = \alpha_{a1} - \alpha' - \phi_1 \\ \eta_2 = \alpha_{a2} - \alpha' - \phi_2 \\ \beta_2 = \angle PO_2 B_1 + \gamma_2 \end{cases} \quad (10)$$

式中： α_{a1} 、 α_{a2} 分别为两齿轮齿顶圆压力角； α' 为啮合角(当齿轮按标准中心距安装即为齿轮分度圆压力角)； ϕ_i 泛指齿轮齿尖到齿轮中线的夹角； γ_i 泛指齿廓上一点到齿轮中间的夹角。

由齿轮设计原理可知：

$$\phi = \frac{S_a}{2} = \left[s \cdot \frac{r_a}{r} - 2r_a \cdot (\text{inv } \alpha_a - \text{inv } \alpha) \right] / 2 \quad (11)$$

式中： S_a 为齿轮齿顶圆齿厚； r_a 、 r 分别为齿轮齿顶圆半径和分度圆半径； α_a 、 α 分别为齿顶圆压力角和分度圆压力角。

由余弦定理可得：

$$\begin{cases} PB_1 = \sqrt{O_1 B_1^2 + PO_1^2 + 2O_1 B_1 \cdot PO_1 \cdot \cos \beta_1} \\ O_2 B_1 = \sqrt{PB_1^2 + PO_2^2 + 2PB_1 \cdot PO_2 \cdot \cos(90^\circ - \alpha')} \end{cases} \quad (12)$$

由正弦定理可得：

$$\angle PO_2 B_1 = \arcsin \frac{PB_1 \cdot \sin(90^\circ - \alpha')}{O_2 B_1} \quad (13)$$

在从动齿轮脱出角 β_2 的求解中， γ 作为关键角度通过分析可知，在齿轮开始脱离啮合时， B_1 为主动轮齿顶圆与从动轮齿廓的交点，此点位置无法通过几何关系判定。对于渐开线标准齿轮，其齿廓由发生线沿一圆周滚动产生，通过渐开线展开原理，我们可以求解齿廓上任意两点与圆心连线的夹角。假设从动轮上啮合点 B_1 到齿轮齿尖的夹角为 τ ，则：

$$\gamma_2 = \tau + \phi_2 \quad (14)$$

由渐开线展开理论可得：

$$\begin{cases} \alpha_K = \arccos \frac{r_b}{r_K} \\ \theta_K = \tan \alpha_K - \alpha_K \end{cases} \quad (15)$$

式中： α_K 为渐开线在齿廓任一点 K 处的压力角； θ_K 为齿廓上 K 点的渐开线展角。

将 PB_1 长度即从动轮齿顶圆半径 r_{b2} 代入上述公式即可求出从动轮齿廓啮合点 B_1 到齿轮中间的夹角 γ_2 的大小：

$$\begin{aligned} \gamma_2 &= |\theta_{B_1} - \theta_{r_{b1}}| + \phi_2 \\ &= |\tan \alpha_{B_1} - \alpha_{B_1} - \tan \alpha_{r_{b2}} + \alpha_{r_{b2}}| + \phi_2 \end{aligned} \quad (16)$$

其他角度计算方法和上述过程类似，因此不再进行说明。

易知不完全齿轮传动角度可以看作首齿和尾

齿中线角度与啮入角、脱出角之和，且渐开线标准齿轮齿数 z 可以用模数 m 和中心距 d 表达： $z = d/m$ ，其他齿轮参数也可由此用模数推导表示。因此，在中心距确定的情况下，只需知道每个不完全齿轮传动角度的大小和传动比 i ，即可通过上述公式求出不完全圆齿轮所需的模数 m 大小。

3 参数优化与性能分析

3.1 轨迹及结构尺寸规划

通过分析现有的水稻钵苗移栽的农艺要求，为满足水稻钵苗移栽的工作需求，机构需满足如下要求^[19-20]，如图5所示。

(1) 两栽植臂末端极限距离 Δl 需大于15 mm，以此保证运动过程中不发生干涉。

(2) 齿轮箱长度不宜过大，即除去箱体厚度后两侧行星轮最远距离： $L_1 \leq 265$ mm；且需保证中间非圆齿轮最长向径小于中间轮与行星轮中心距 d_2 。

(3) 栽植臂取苗时夹片与水平线的夹角 λ_1 应在 $-10^\circ \sim 20^\circ$ 之间，在推秧时夹片与水平线的夹角应在 $65^\circ \sim 85^\circ$ ，两角度差值在 λ_2 $55^\circ \sim 65^\circ$ ，以此来保证较好的植苗效果。

(4) 移栽机构推秧后，栽植臂末端与地面形成的穴口宽度 W 需小于25 mm，以防止漂秧/倒秧。

(5) 移栽轨迹高度 H 需大于270 mm。

(6) 夹片夹紧秧苗后，后续轨迹高度 ΔH 要大于30 mm 保证秧苗顺利从秧盘中取出。

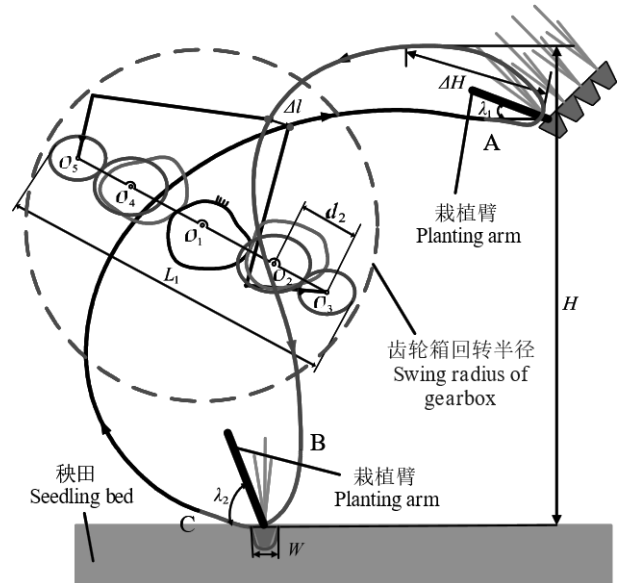


图5 移栽机构参数优化示意图

Fig. 5. Diagram of parameter optimization for the transplanting mechanism

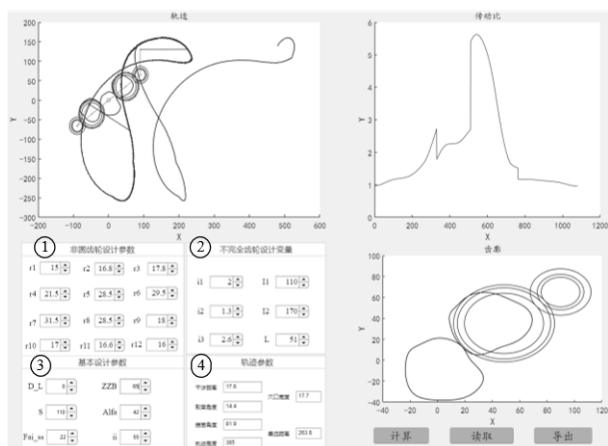


图 6 人机交互界面示意图

Fig. 6. Diagram of human-computer interaction interface

3.2 机构参数优选

由于移栽机构各参数间相互耦合,本研究通过编写的辅助设计程序(如图 6 所示),利用人机交互方式进行机构运动轨迹、栽植姿态分析与机构参数优选。

相对于传统移栽机构,本机构采用了不完全圆齿轮组以实现多段轨迹组合,即图 3 所示的三段拼接轨迹。为此,引入三个传动比变量 i_1 、 i_2 、 i_3 和两个角度分配变量 I_1 、 I_2 。将移栽轨迹分解为三部分(图 6 中程序界面的第 2 部分),其中, $0 \sim I_1$ 控制 AB 段轨迹, $I_1 \sim I_2$ 控制 BC 段轨迹, $I_2 \sim 360$ 控制 CA 段轨迹,以此实现每对不完全齿轮对轨迹的控制。

如图 7-A 所示,以 i_1 、 i_2 、 i_3 为固定值探究 I_1 、 I_2 对轨迹的影响。 I_1 、 I_2 通过控制连接点 B、C 位置影响轨迹下端形状。 I_1 由 110 变化到 130, I_2

由 170 变化到 176, BC 段轨迹逐渐变窄,轨迹穴口相应变小,但是与另外两段轨迹连接处突变会逐渐增大。如图 7-B 所示,保持 I_1 、 I_2 位置与 $i_1 = 2$ 不变,当 i_2 由 1.3 增加至 1.7, i_3 相应的由 2.6 降低至 2.25, BC 段轨迹逐渐变宽,且轨迹连接处更加平滑, CA 段轨迹向外偏移,移栽穴口变大。

3.3 轨迹优化结果

结合移栽轨迹和动作要求,利用上述开发程序通过人机交互方式,优化获得比较合理的轨迹参数(表 1),形成此轨迹的机构参数见表 2。

在该机构参数下,栽植臂角位移和机构总传动比曲线如图 8-A 所示,在一个作业周期内传动比有三次巨幅变化,栽植臂角位移与之同时发生变化,对应不完全齿轮组三个交接处。如图 8-B 所示,选择此组传动比设计参数,三段轨迹的连接处并无较大突变,且能保证较好取秧和插秧角度。在动轨迹中可以看出栽植臂末端与地面形成的穴口宽度满足移栽要求。

4 机构结构设计及仿真

4.1 圆齿轮组建模仿真

在上述参数设计中确定了圆齿轮组各部分传动比 i_1 、 i_2 、 i_3 ,将 I_1 、 I_2 的大小代入编写的运动学程序中得到每对不完全齿轮传动角度的大小。代入前文公式得到的齿轮模数 m 、完整齿数 Z 、不完全齿数 Z' 、啮入角 η 、脱出角 β 如表 3 所示。

将表中数据代入式(9)中验证设计的准确性,计

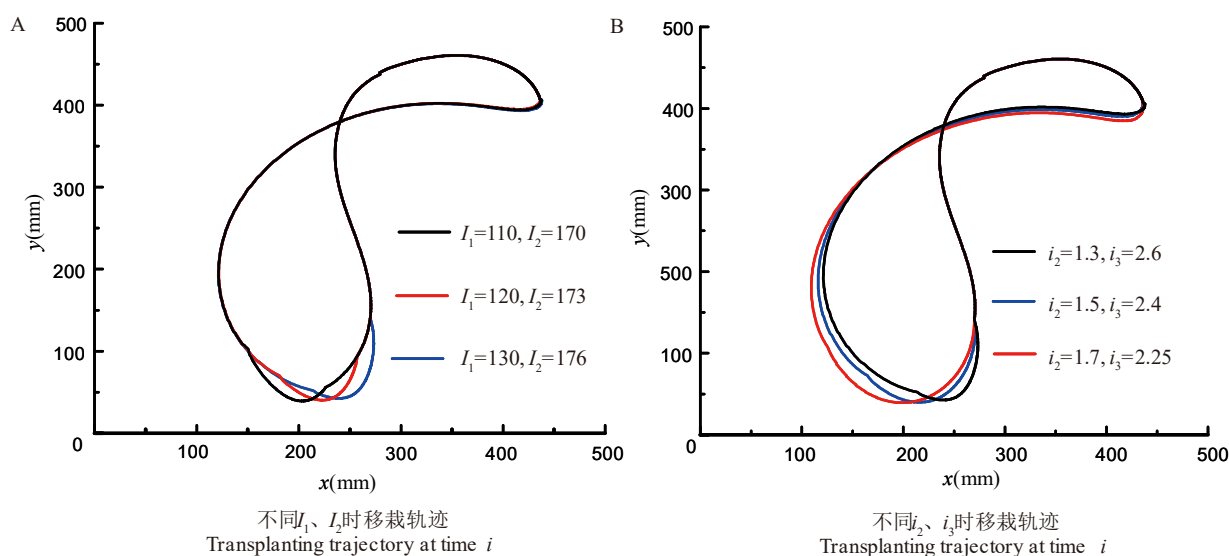


图 7 不同参数下移栽轨迹示意图

Fig. 7. Transplanting trajectory diagram under different parameters

表 1 目标参数优化结果

Table 1. Target parameter optimization results			
参数 Parameter	数值 Value	参数 Parameter	数值 Value
$L_1(\text{mm})$	263.8	取秧角 Seedling picking angle($^{\circ}$)	19.5
取秧环扣轨迹高度 Height of seedling-picking ring buckle trajectory $\Delta H(\text{mm})$	47.0	推秧角 Seedling pushing angle($^{\circ}$)	80.6
栽植臂末端极限距离 Limit distance of the planting arm end $\Delta l(\text{mm})$	17.6	穴口宽度 Hole width(mm)	17.7

算得主动轮转动角度为 361.53° ，从动轮转动角度为 723.02° 。由于齿轮结构等问题产生较小误差，为保证传动的准确性，需对其进行修正。

现有齿轮传动误差修正方法主要通过使主动齿轮的首齿推迟进入啮合，或末齿提前退出啮合。通过前文对不完全齿轮啮合原理的分析可知，推迟主动齿轮首齿进入啮合需修正从动轮齿顶圆半径或者修正主动齿轮首齿齿根；想要使主动轮提前退出啮合需要降低主动齿轮的末齿齿高。为保证齿轮强度和机构传动平稳性，选择降低第一级从动齿轮首齿高度补偿产生的误差。不完全齿轮组最终分布如图 9 所示。

将不完全原齿轮组建模并导入 ADAMS 中进行

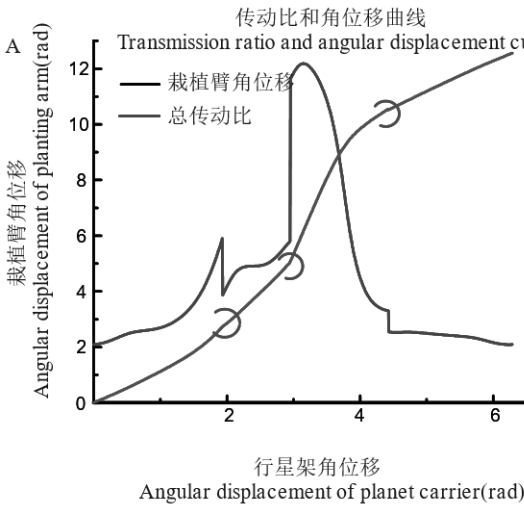


表 2 机构优选参数

Table 2. Optimal parameters of mechanism			
非圆齿轮节曲线向径 Radius vector of non-circular gear pitch curve r_i/mm	数值 Value	机构参数 Mechanism parameters	数值 Value
r_1	15.0	I_1	110
r_2	16.8	I_2	170
r_3	17.8	i_1	2
r_4	21.5	i_2	1.3
r_5	28.5	i_3	2.6
r_6	29.5	非圆齿轮中心距 d_1	59.73
r_7	31.5	Center distance of non-circular gears(mm)	
r_8	28.5	齿轮组中心距 d_2	51
r_9	18.0	Center distance of gear set (mm)	
r_{10}	17.0	行星轮转角 φ_0	55
r_{11}	16.6	Planet gear rotation angle($^{\circ}$)	
r_{12}	16.0	栽植臂安装角 σ	42
		Planting arm installation angle($^{\circ}$)	
		行星轮转动中心与栽植臂尖端距离 l_1	148.6
		Distance between the rotation center of the planet gear and the tip of the planting arm(mm)	

仿真。设置主动轮旋转速度为 $360^{\circ}/\text{s}$ ，角速度和扭矩仿真结果如图 10 所示。图 10-A 中，一个转动周期内从动轮角速度有三次大幅度改变，这与非圆齿轮变速传动比组合易于实现移栽轨迹设计需要的

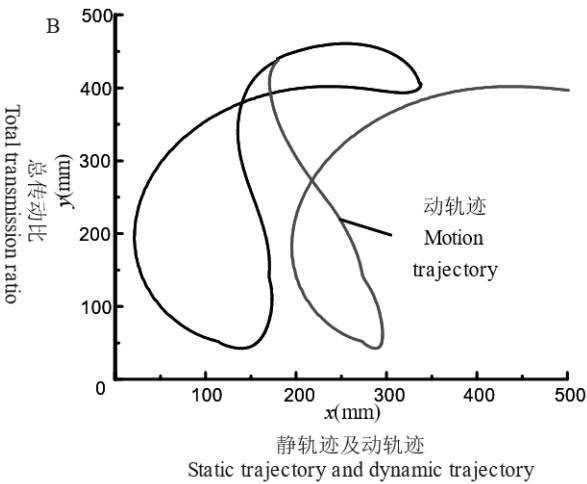


图 8 移栽机构轨迹参数

Fig. 8. Transplanting mechanism trajectory parameters

表 3 不完全齿轮组参数

Table 3. Incomplete gear set parameters						
参数 Parameter	第一级 First stage($m=2.62$)		第二级 Second stage($m=2.76$)		第三级 Third stage($m=2.55$)	
	主动 Driving gear	从动 Driven gear	主动 Driving gear	从动 Driven gear	主动 Driving gear	从动 Driven gear
Z	26	13	21	16	29	11
Z'	9	9	6	6	9	9
$\eta(^{\circ})$	13.4	13.3	17.15	11.36	11.58	14.69
$\beta(^{\circ})$	7.34	29.37	9.13	23.26	7.14	35.18

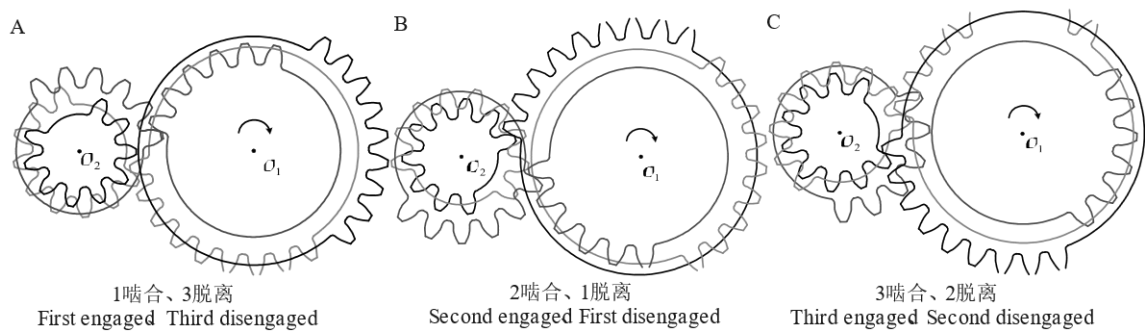


图 9 不完全齿轮组配合示意图
Fig. 9. Diagram of incomplete gear set meshing

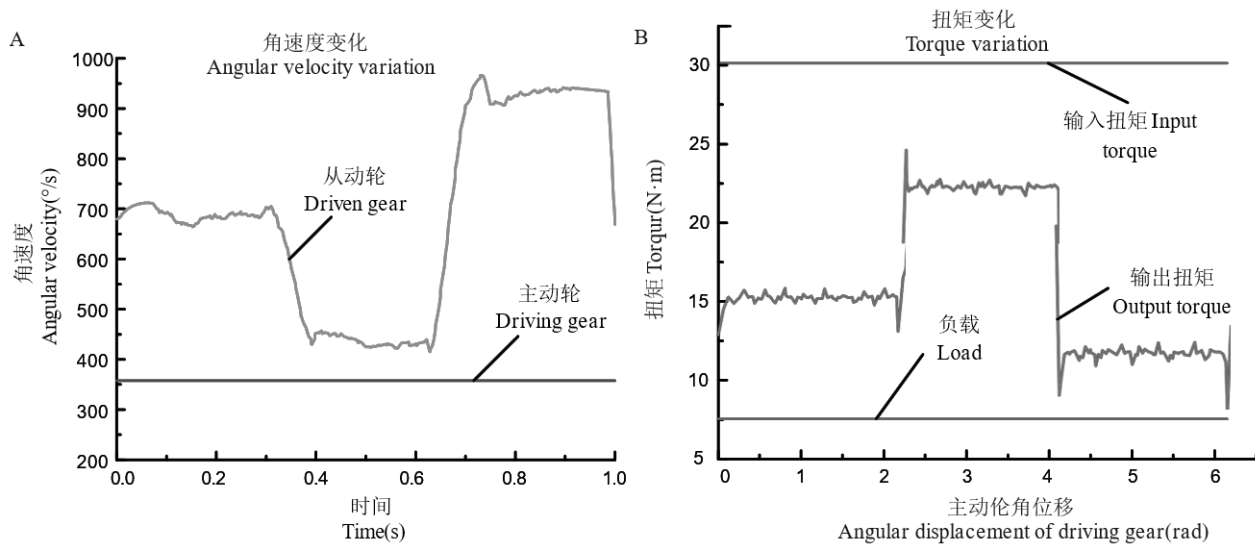


图 10 不完全齿轮组仿真分析
Fig. 10. Simulation analysis of incomplete gear group

多次不等幅波动传动比。另外，移栽机传入栽植臂扭矩以 30~40(N·m)为例，对不完全齿轮输出扭矩进行计算，获得如图 10-B 中所示从不完整齿轮组扭矩。虽然齿轮啮合角位移是连续的，但仍存在一定的刚性冲击，而考虑到移栽机构作业转速相对不高，这种通过引入一定冲击的齿轮传动以获得所需运动要求是可以接受的。

4.2 移栽机构仿真分析

如图 11 为含分段式不完全齿轮组的行星轮系移栽机构仿真轨迹与理论轨迹，对比发现，两轨迹基本一致，虚线圈处为不完全齿轮交接的位置，此处的仿真轨迹相比于理论轨迹有一些差距，结合不完全齿轮组仿真结果和理论轨迹中设计参数对比，分析产生误差的原因：1)齿轮设计实际传动角度和传动比与理论值有误差；2)不完全齿轮开始啮合有速度突变，产生较大接触力，机构发生震动等。

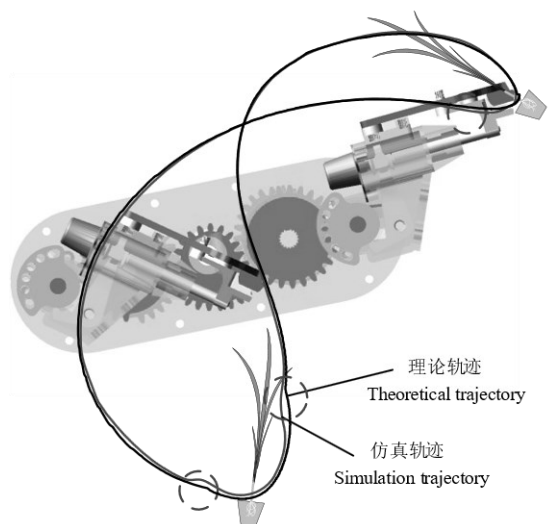


图 11 移栽机构理论及仿真轨迹
Fig. 11. Theoretical and simulated trajectory diagram of the transplanting mechanism

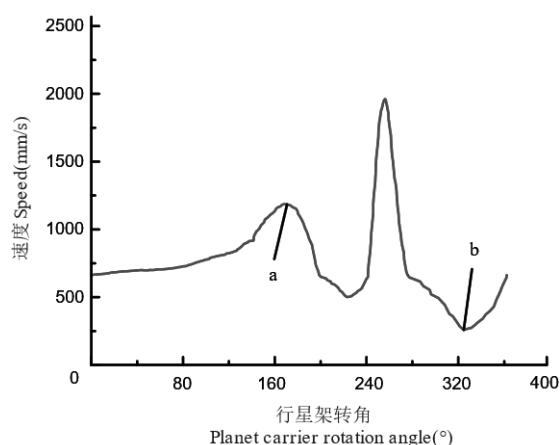


图 12 夹片尖点速度

Fig. 12. Clip tip speed

图 12 为一个工作周期内夹片尖点速度曲线。a 点为移栽臂推苗开始位置，速度较大，有利于定植立苗；b 点为取秧开始位置，此处夹片速度最低，有利于提高夹苗成功率。

图 13 为秧苗在一个移栽周期内与水平面夹角，在取苗位置，秧苗与地面夹角为 140° (逆时针方向为正)，取苗完成后，栽植臂相对转动缓慢，秧苗角度变化平稳。在植苗前栽植臂速度加快，角度变化幅度大，植苗开始时，秧苗与地面夹角为 81° ，这种理论角度略前倾的秧苗姿态，在推秧时由于受到推秧爪的推苗力作用，反而易于现实真正的立苗，实现较好的植苗效果。

4.3 物理样机试验

本次台架试验的秧箱倾角选择为 60° ，观察移栽机构在一个作业周期内的情况。如图 14-A 所示，当移栽机构运动至取苗位置前夹片提前张开，栽植臂到达夹苗位置，夹片夹紧秧苗通过设计的大环扣轨迹将秧苗顺利取出；如图 14-B 所示，栽植臂在运动至植苗位置前始终保持夹紧状态，无提前张开问题；图 14-C 中，到达植苗位置推苗杆开始将钵苗推入泥中，此时秧苗直立度和理论计算结果一致，出现向右倾斜的现象，但是经过推苗杆作用，直立度

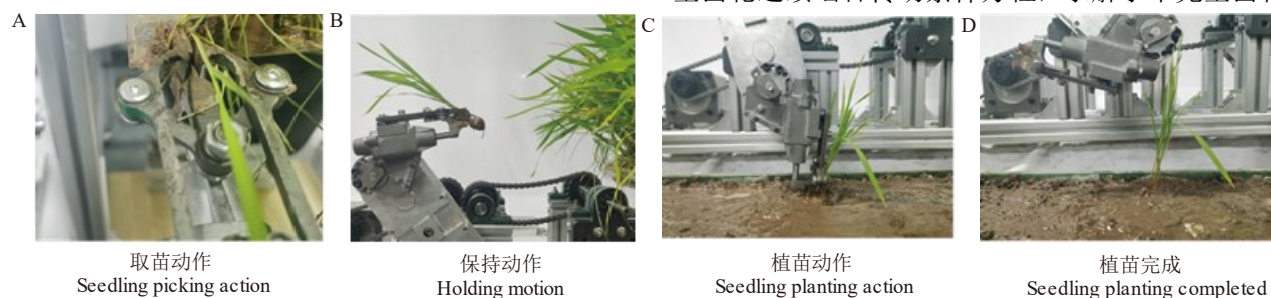


图 14 移栽机构功能试验

Fig. 14. Functional test of the transplanting mechanism

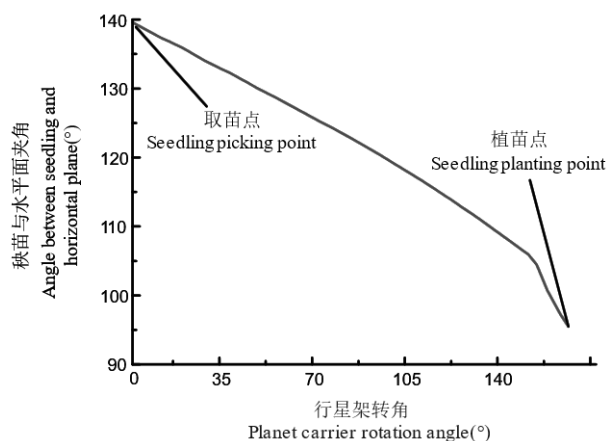


图 13 秧苗角度变化

Fig. 13. Seedling angle change

有所改善。之后，栽植臂快速转动如图 14-D 所示，由于此处栽植臂摆动速度较快，且因设计时保证了传动箱与地面有较高的距离，所以栽植臂转动时仅会与秧苗的上部较柔软的叶部碰撞，对秧苗直立度影响较小。

通过角度测量仪获得的移栽机构在取苗和植苗位置的角度如图 15 所示。将获得的角度与前文理论角度对比结果见表 4。

通过数据计算发现，取植苗角度数值与理论值相差较小，因取苗角度较小，些许误差便有较高误差率，观察图 14-D 中的效果，植苗结束后，秧苗的直立度较好，所以综合来看误差在可接受范围之内。

5 结论

1) 本研究摆脱了传统单行星架轮式移栽机构等周期约束，提出了输入与输出传动比为 $1:2$ 的多段式变传动比行星轮系机构，通过传动比多段变速组合可实现对“8”字形运动轨迹的描述。

2) 通过分析不完全齿轮啮合过程，构建了不完全齿轮连续啮合传动条件方程，求解了不完全齿轮

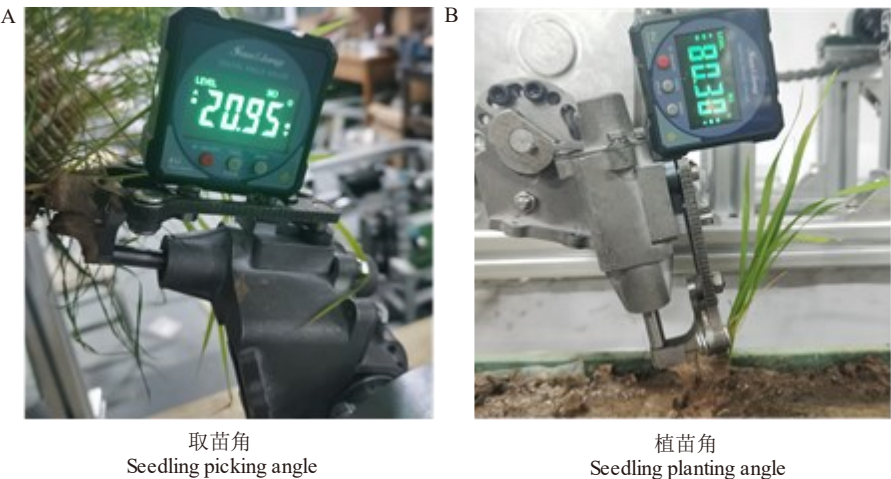


图 15 移栽机构关键参数测量

Fig. 15. Measurement of key parameters of the transplanting mechanism

表 4 样机与理论角度对比

Table 4. Comparison between prototype and theoretical angle

参数 Parameter	理论值 Theoretical value	试验值 Test value	误差率 Error rate(%)
取苗角 Seedling picking angle(°)	19.5	20.95	7.4
植苗角 Seedling planting angle(°)	80.6	80.3	0.3

组传动角度，完成了不完全齿轮参数化设计，同时结合非圆齿轮副，实现了三次不等幅波动传动比的设计。

3) 建立了分段式变传动比水稻钵苗移栽机构运动学模型，编写辅助设计软件并优选了机构参数，获得了大位移慢取秧、大植苗角的环扣状作业轨迹，实现取栽兼顾。通过仿真及样机试验测量得到取苗角 20.95°，植苗角 80.3°，验证了该机构设计的正确性，为新型钵苗移栽机构的研发提供新的思路。

参考文献:

[1] 徐春春, 纪龙, 陈中督, 方福平. 2023 年我国水稻产业形势分析及 2024 年展望[J]. 中国稻米, 2024, 30(2): 1-4.
Xu C C, Ji L, Chen Z D, Fang F P. Analysis of China's rice industry situation in 2023 and outlook for 2024[J]. *China Rice*, 2024, 30(2): 1-4. (in Chinese with English abstract)

[2] 张洪程, 龚金龙. 中国水稻种植机械化高产农艺研究现状及发展探讨[J]. 中国农业科学, 2014, 47(7): 1273-1289.
Zhang H C, Gong J L. Research status and development

discussion on high-yielding agronomy of mechanized planting rice in China[J]. *Scientia Agricultura Sinica*, 2014, 47(7): 1273-1289. (in Chinese with English abstract)

[3] 张洪程, 朱聪聪, 霍中洋, 许轲, 蒋晓鸿, 陈厚存, 高尚勤, 李德剑, 赵成美, 戴其根, 魏海燕, 郭保卫. 钵苗机插水稻产量形成优势及主要生理生态特点[J]. 农业工程学报, 2013, 29(21): 50-59.
Zhang H C, Zhu C C, Huo Z Y, Xu K, Jiang X H, Chen H C, Gao S Q, Li D J, Zhao C M, Dai Q G, Wei H Y, Guo B W. Advantages of yield formation and main characteristics of physiological and ecological in rice with nutrition bowl mechanical transplanting[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2013, 29(21): 50-59. (in Chinese with English abstract)

[4] 赵匀, 赵雄, 张玮炜, 代丽. 水稻插秧机现代设计理论与方法[J]. 农业机械学报, 2011(3): 65-68, 43.
Zhao Y, Zhao X, Zhang W W, Dai L. Modern design theory and method of rice transplanter[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2011(3): 65-68, 43. (in Chinese with English abstract)

[5] 俞高红, 黄小艳, 叶秉良, 胡海军, 俞腾飞. 旋转式水稻钵苗移栽机构的机理分析与参数优化[J]. 农业工程学报, 2013, 29(3): 16-22.
Yu G H, Huang X Y, Ye B L, Hu H J, Yu T F. Principle analysis and parameters optimization of rotary rice pot seedling transplanting mechanism[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2013, 29(3): 16-22. (in Chinese with English abstract)

[6] 张冕, 姬江涛, 杜新武. 国内外移栽机研究现状与展望[J]. 农业工程, 2012, 2(2): 21-23.
Zhang M, Ji J T, Du X W. Status and prospect of transplanter at home and abroad[J]. *Agricultural Engineering*, 2012, 2(2): 21-23. (in Chinese with English abstract)

[7] 于晓旭, 赵匀, 陈宝成, 周脉乐, 张昊, 张智超. 移栽

- 机械发展现状与展望[J]. 农业机械学报, 2014, 45(8): 44-53.
- Yu X X, Zhao Y, Chen B C, Zhou M L, Zhang H, Zhang Z C. Current situation and prospect of transplanter[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2014, 45(8): 44-53. (in Chinese)
- [8] 徐廷波, 李梦寒. 水稻插秧机移栽机构研究现状[J]. 农业工程, 2023, 13(1): 12-16.
- Xu T B, Li M H. Research status of transplanting mechanism of rice transplanter[J]. *Agricultural Engineering*, 2023, 13(1): 12-16. (in Chinese with English abstract)
- [9] Guo L S, Zhang W J. Kinematic analysis of a rice transplanting mechanism with eccentric planetary gear trains[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2001, 36(11/12): 1175-1188.
- [10] Bae K Y, Yang Y S. Design of a non-circular planetary-gear-train system to generate an optimal trajectory in a rice transplanter[J]. *Journal of Engineering Design*, 2007, 18(4): 361-372.
- [11] Zhou M, Sun L, Du X. Optimal design and experiment of rice pot seedling transplanting mechanism with planetary bezier gears[J]. *Transactions of the ASABE*, 2014, 57(6): 1537-1548.
- [12] 俞高红, 俞腾飞, 叶秉良, 贾德宝, 王林伟, 胡海军. 一种新型行星轮系机构的研究[J]. 机械工程学报, 2013, 49(15): 55-61.
- Yu G H, Yu T F, Ye B L, Jia D B, Wang L W, Hu H J. Research on a new planetary gear train mechanism[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 49(15): 55-61. (in Chinese with English abstract)
- [13] 叶秉良, 吴国环, 俞高红, 金学军, 孙良. 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 B L, Wu G H, Yu G H, Jin X J, Sun L. 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 with English abstract)
- [14] 胡艺翔. 基于输出摆角约束的水稻钵苗移栽机构运动综合与设计[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2021.
- Hu Y X. Kinematic synthesis and design of rice pot seedling transplanting mechanism based on output swing angle constraint[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2021.
- [15] 孙良, 沈嘉豪, 周誉株, 叶治政, 俞高红, 武传宇. 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 L, Shen J H, Zhou Y Z, Ye Z Z, Yu G H, Wu C Y. Design of non-circular gear linkage combination driving type vegetable pot seedling transplanting mechanism[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2019, 35(10): 26-33. (in Chinese with English abstract)
- [16] 刘大伟, 任廷志. 由补偿法构建封闭非圆齿轮节曲线[J]. 机械工程学报, 2011, 47(13): 147-152.
- Liu D W, Ren T Z. Creating pitch curve of closed noncircular gear by compensation method[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(13): 147-152. (in Chinese with English abstract)
- [17] 胡青春, 莫海军. 实现多种速比的不完全齿轮机构设计[J]. 机械科学与技术, 2003, 22(5): 792-792, 795.
- Hu Q C, Mo H J. Design of multi-velocity ratio transmission mechanism of segment-gear[J]. *Mechanical Science and Technology*, 2003, 22(5): 792-792, 795. (in Chinese with English abstract)
- [18] 李志杰, 张金, 朱剑, 曾李文. 动停比连续可调的不完全齿轮机构设计及应用[J]. 机械传动, 2017, 41(7): 160-163.
- Li Z J, Zhang J, Zhu J, Zeng L W. Design and application of intermittent gear mechanism with intermittent ratio continuous adjustment[J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2017, 41(7): 160-163. (in Chinese with English abstract)
- [19] 吴国环, 俞高红, 叶秉良, 俞亚新. 行星轮系水稻钵苗移栽机构正反求设计方法研究[J]. 农业机械学报, 2020, 51(2): 85-93, 102.
- Wu G H, Yu G H, Ye B L, Yu Y X. Forward-reverse design method for rice potted-seedling transplanting mechanism with compound planetary gear train[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2020, 51(2): 85-93, 102. (in Chinese with English abstract)
- [20] 左彦军, 曹鹏, 赵匀, 于旭晓, 吕程. B 样条非圆齿轮行星轮系水稻钵苗移栽机构的设计与优化[J]. 农业工程学报, 2014, 30(15): 10-17.
- Zuo Y J, Cao P, Zhao Y, Yu X X, Lü C. Design and optimization of rice pot seedling transplanting mechanism with B-spline non-circular gear planetary train[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2014, 30(15): 10-17. (in Chinese with English abstract)