

蔬菜钵苗密植移栽机多行取苗机构设计与试验

俞高红^{1,2} 王系林^{1,2} 刘建刚^{1,3} 叶秉良^{1,2} 李祥^{1,2} 赵雄^{1,2}

(1. 浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018; 2. 浙江省种植装备技术重点实验室, 杭州 310018;
3. 农机智能控制与制造技术福建省高校重点实验室, 武夷山 354300)

摘要: 为实现蔬菜钵苗密植自动移栽, 提出一种能够降低因齿轮间的齿侧间隙引起的传动误差进而提高运动准确性的大重合度非圆齿轮传动机构, 根据小青菜钵苗密植移栽农艺要求, 设计了密植移栽取苗轨迹和一种基于该传动机构的非圆齿轮行星轮系八行同步取苗机构。开展了取苗机构的逆向设计, 并对其进行了运动学分析, 自主开发了密植移栽取苗机构反求设计软件。为降低传动误差, 该行星轮系取苗机构一级齿轮传动采用大重合度非圆齿轮传动, 二级齿轮传动采用斜齿轮传动, 每级齿轮传动的重合度均接近 2。基于虚拟样机技术和高速摄像技术对取苗机构进行轨迹测试试验, 得到试验和仿真取苗轨迹, 并对比理论计算轨迹, 三者轨迹基本一致, 验证了密植移栽取苗机构设计的可行性。对密植移栽取苗机构进行取苗试验, 取苗机构的取苗成功率为 95% 左右, 检验了机构样机性能。

关键词: 蔬菜钵苗; 密植移栽; 取苗机构; 反求设计; 精密取苗; 大重合度非圆齿轮

中图分类号: S223.9 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2023)01-0094-10

OSID:



Design and Experiment of Multi Row Seedling Taking Mechanism for Dense Planting and Transplanting of Vegetable Pot Seedlings

YU Gaohong^{1,2} WANG Xilin^{1,2} LIU Jian'gang^{1,3} YE Bingliang^{1,2} LI Xiang^{1,2} ZHAO Xiong^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering and Automation, Zhejiang Sci-tech University, Hangzhou 310018, China

2. Zhejiang Province Key Laboratory of Transplanting Equipment and Technology, Hangzhou 310018, China

3. Fujian Provincial Key Laboratory of Agricultural Machinery Intelligent Control and Manufacturing Technology, Wuyishan 354300, China)

Abstract: In order to realize the automatic transplanting of potted vegetable seedlings, a non-circular gear transmission mechanism with large coincidence degree was proposed, which can reduce the transmission error caused by the tooth side clearance between gears and improve the motion accuracy. Then, according to the agronomic requirements of potted vegetable seedlings, the seedling taking track of close planting transplanting and an eight row synchronous seedling taking mechanism of non-circular gear planetary gear train based on the transmission mechanism were designed. The reverse design of seedling picking mechanism was carried out, its kinematics was analyzed, and the reverse design software of dense planting transplanting seedling picking mechanism was independently developed. In order to reduce the transmission error, the primary gear transmission of the planetary gear train seedling taking mechanism adopted non-circular gear transmission with large coincidence degree, and the secondary gear transmission adopted helical gear transmission, and the coincidence degree of each gear transmission was close to 2. Based on the virtual prototype technology and high-speed camera technology, the trajectory test of the seedling taking mechanism was carried out, and the test and simulation seedling taking trajectory were obtained. Compared with the theoretical calculation trajectory, the three trajectories were basically consistent, which verified the correctness and feasibility of the design of seedling taking mechanism for close planting transplanting. The seedling taking test of the dense planting transplanting seedling taking mechanism was carried out. The success rate of the seedling taking mechanism was about

收稿日期: 2022-03-21 修回日期: 2022-04-20

基金项目: 浙江省重点研发项目(2021C02021)、国家自然科学基金面上项目(52075497)和农机智能控制与制造技术福建省高校重点实验室(武夷学院)开放基金项目(AMICM202101)

作者简介: 俞高红(1975—),男,教授,博士生导师,主要从事移栽装备创新设计和机构运动学与动力学研究, E-mail: yugh@zstu.edu.cn

95%。The performance of the prototype mechanism was tested.

Key words: potted vegetable seedlings; dense planting and transplanting; seedling taking mechanism; reverse design; precise seedling taking; non-circular gear with large coincidence degree

0 引言

机械移栽可以克服由季节导致的作物不能连作接茬的问题,育苗移栽技术有利于缓和季节对作物的影响,保证作物生长条件和发育的一致性,有利于作物的稳定生长,提高土地的利用率和复种指数^[1-2]。由于小青菜种植的行距和株距都比较小,目前没有适用的自动移栽机,主要依靠人工种植,蔬菜钵苗密植移栽机取苗机构的设计是实现小青菜全自动密植移栽的关键,且穴盘苗取苗机构是自动蔬菜移栽机的核心部件,因此研制结构合理、性能稳定和取推苗精度高的穴盘苗取苗机构是实现精密移栽的前提^[3-6]。

国内外学者对宽行距移栽的取苗机构进行了诸多研究^[7]。CHOI 等^[8]研发了一款多连杆机构驱动的滑道式取苗机构,通过摇杆和滑道控制取苗秧针的位置和姿态,但是该取苗机构取苗效率较低。韩国 PARK 等^[9]研制了一种连杆组合式单臂取苗机构,该取苗机构通过在取苗单臂上安装夹紧式取苗秧针进行取苗,该取苗机构取苗速度慢、效率低,且难以继续提高。日本学者^[10-14]利用齿轮系和连杆滑道设计了一种自动蔬菜移栽机,但是该移栽机移栽效率约 50 株/min,且滑道易磨损。田昆鹏等^[15]设计了一种曲柄滑槽门形组合取苗机构,该取苗装置由曲柄门形导杆和轨迹执行机构、取苗爪机构和凸轮机构组成,取苗速度为 40 ~ 70 r/min,该取苗爪不能完全夹持钵体,且该机构是凸轮滑机构,不适合高速运转。袁挺等^[16]设计了一种蔬菜移栽机,采用气吹振动复合式取苗机构及其配套苗盘进行取苗,取苗成功率为 92%,存在体积较大和取苗效率较低的问题。廖庆喜等^[17]提出了一种油菜纸钵苗移栽机嵌入式气动取苗机构,取苗效率为 400 株/min,取苗成功率 93.0%,但是该取苗机构存在气缸运动冲击及取苗机构振动导致油菜纸钵苗提前滑落问题。俞高红等^[18]提出了一种椭圆-不完全非圆齿轮行星轮系蔬菜钵苗取苗机构,该机构通过不完全非圆齿轮间的变速传动来实现取苗所需的机构运动轨迹,其取苗效率为 90 株/min,取苗成功率 95%,取苗机构中的凹凸锁齿弧存在一定的冲击而不利于机构的高速运行。叶秉良等^[19]设计了一种应用于蔬菜钵苗自动移栽机的偏心齿轮-非圆齿轮行星系自动取苗机构,取苗效率可以达到 90 株/min,取苗成功率

95%左右,但是其设计过程较为繁琐。目前学者对于蔬菜密植移栽机方面的研究较少,韩国研制的 A5-1200 型半自动密植移栽机,移栽作业行数为 8 行,移栽行距为 15 cm,株距为 10 ~ 50 cm,但需要 2 名投苗手投苗,机器间歇前进,移栽效率较低,只有 600 株/(行·h)。国内滁州禾田农业机械有限公司研究了一种高密度移栽机械,适用于人工供苗的半自动方式。该移栽机作业行数最大为 8 行,可根据移栽要求进行调节,行距为 150 mm,株距在 10 ~ 800 mm,由于该移栽机为人工供苗的半自动式移栽机,需要两个人同时投苗,机器间歇前进,故移栽效率低。

目前学者们对宽行距移栽的取苗机构研究较多,但对于窄行距密植移栽的取苗机构研究则较少,还未见针对小青菜全自动密植移栽的相关机具的研究。在理论上可以采用 8 个取苗机构紧凑布置并且同时取苗实现 8 行取苗,但是由于空间的限制,8 个取苗机构紧凑布置无法实现窄行距多行密植移栽,此外,8 个取苗机构同时使用的移栽机质量过大、成本也过高。

因此,本文提出一种适合密植移栽的 8 行同步取苗非圆齿轮行星轮系取苗机构,同时开展取苗机构的取苗爪设计和大重合度非圆齿轮的齿廓设计。根据密植移栽要求设计适合密植移栽的取苗轨迹,利用 B 样条曲线对取苗轨迹进行拟合,基于取苗轨迹对取苗机构进行逆向设计,开发密植移栽取苗机构的设计平台,利用运动学仿真软件完成取苗机构的仿真分析,试制取苗机构的样机,进行试验验证。

1 密植移栽多行取苗机构方案与工作原理

小青菜一般采用密植移栽,要求栽植钵苗的行距和株距为 10 ~ 12 cm,密植数量为 80 株/m²。在设计方案中,秧箱上并排放置两个穴盘,两个穴盘横向距离为 124 mm;所用穴盘为 128 穴,每行有 8 个穴,每列有 16 个穴。取苗机构的推苗角尽可能接近 90°左右,以使钵苗尽可能接近直立状态推出,利于与其配套的植苗机具的接苗环节;秧箱上的穴盘一般与水平方向呈 50°左右,从取苗到推苗位置,钵苗应该转过秧箱的安装角度(50°左右),因此推苗角和取苗角之间的角度差控制在 50°左右;由于钵穴深度为 44 mm,根据前期所设计的取苗机构的取苗

试验可知^[18],秧针进入钵穴的深度需为 35 mm 左右,以保证钵苗能顺利从钵穴中夹取出来;为避免取苗机构的秧针进出钵穴时和穴盆发生干涉,取苗轨迹中入钵段轨迹应为 65 mm 左右的近似直线段。

如图 1 所示,该取苗机构由两套对称的齿轮箱(I 和 II)和两套夹苗部件(Ⅲ和Ⅳ)组成,齿轮箱为取苗机构的驱动部分,通过法兰固定在机架上。齿轮箱的单侧各连接一套夹苗部件,每套夹苗部件由 2 个移栽臂、8 套取苗爪(每套取苗爪包括 2 片秧针、2 个转动销和 1 个推苗爪,其中,秧针长为 80 mm、宽为 10 mm、厚度为 1.2 mm)、1 块秧针安装板和 1 块推苗板组成。两侧齿轮箱采用锥齿轮作为动力传输装置以驱动两侧齿轮箱同步旋转,保证两侧移栽臂运动的同步性,从而使固定于两侧移栽臂上的夹苗部件的 8 套取苗爪同步运动,实现同步取苗。取苗机构工作时,动力同时带动左右两侧的齿轮箱旋转,齿轮箱内部的齿轮啮合传动,驱动夹苗部件按特定轨迹运动;张开状态的取苗爪以合理的取苗角进入钵穴,8 套取苗爪进入到钵穴一定深度后同时夹紧钵苗的土钵;随后,夹苗部件夹着土钵快速离开钵穴,夹持到相应位置后完成推苗动作。取苗机构转动一圈,取完两个穴盘中同一行的所有钵苗,当取完一行钵苗后,纵向送秧装置自动纵向送苗一次,取苗机构进行下一周期的取苗工作。

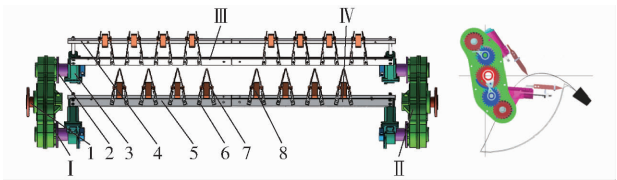


图 1 取苗机构整体方案

Fig. 1 Seedling picking mechanism scheme

1. 法兰 2. 取苗凸轮 3. 移栽臂 4. 推苗板 5. 秧针安装板
6. 转动销 7. 秧针 8. 推苗爪 I、II. 齿轮箱 III、IV. 夹苗部件

2 密植移栽取苗轨迹设计

取苗机构的取苗轨迹是自动移栽机设计的关键要素。取苗机构的取苗过程主要分为以下阶段(图 2):A-C 和 C-G 为取苗阶段的秧针尖点轨迹,秧针沿 A-C 段轨迹进入穴盘后夹紧土钵,秧针夹持土钵沿着 C-G 段轨迹夹出钵苗;G-D 段轨迹为持苗阶段轨迹,钵苗沿着 G-D 段轨迹被夹持到推苗位置点;D-E 段轨迹为推苗阶段轨迹,秧针上的钵苗在推苗爪的推动下在点 E 之前被推入植苗机构中;E-A 段轨迹为回程阶段轨迹,秧针保持最大张开状态沿 E-A 段轨迹快速回到最初的取苗位置,重复下一次的取苗动作。

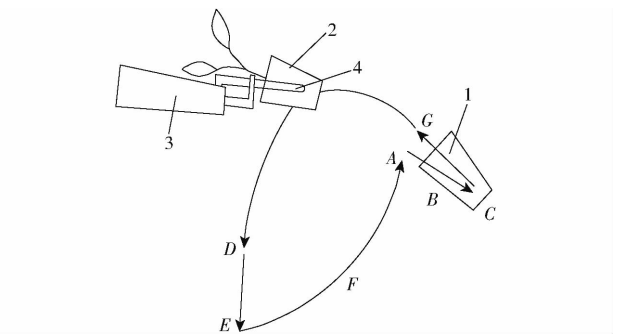


图 2 取苗轨迹示意图

Fig. 2 Schematic of seedling taking track

1. 钵穴 2. 钵苗 3. 移栽臂 4. 取苗爪

为满足密植移栽取苗机构的取苗要求,其取苗轨迹的设计(秧针尖点轨迹)需要达到取苗轨迹设计目标^[18],如表 1 所示。

表 1 取苗轨迹设计目标

Tab. 1 Design objectives of seedling picking trajectory	
轨迹	设计要求
入钵段轨迹长度	65 mm 左右的近似直线
出钵轨迹	出钵和入钵轨迹尽量重合; 尽可能保持垂直
秧针进入钵穴的最大深度 l	40 mm
入钵盘段轨迹的环扣最大宽度 δ	控制在 3 mm 以内
取苗角 γ_2	40°左右
推苗角和取苗角间的角度差	50°左右
推苗角 γ_1	接近 90°
推苗板与秧箱距离	大于 3 mm
移栽臂之间的距离	20 mm 左右,避免双移栽 臂夹苗后干涉
秧针进入钵穴与钵穴下边缘距离	1.5 mm 左右

据此设计目标设计了一个满足密植移栽要求的取苗轨迹,如图 3 所示。为了设计理想的密植移栽取苗机构,本文基于 Matlab 软件开发密植移栽取苗机构的反求设计平台。采用三次非均匀 B 样条曲线对密植移栽取苗轨迹进行拟合,通过改变角位移曲线上控制点坐标实现取苗轨迹的调整^[20]。利用型值点数据计算出节点矢量 $U \in (u_0, u_1, \dots, u_{n+k+1})$,再反求 B 样条曲线控制点,最终利用控制点计算出取苗轨迹上任意数据点。型值点的选取影响着轨迹的拟合效果,是轨迹拟合的关键环节。取苗轨迹的取苗和推苗阶段至关重要,且机构回程阶段为凹凸锁止弧传动,故应选取更贴近取苗和推苗阶段对应轨迹的型值点。本文选择的 25 个型值点如图 3 所示,其中型值点 1~9 为控制秧针入钵段需要调整的轨迹,型值点 9~13 为控制秧针出钵段轨迹,型值点 18~25 为控制推苗段轨迹。

将 B 样条曲线上选取的 25 个型值点 $q_i (i = 0, 1, \dots, m)$ 代入 B 样条曲线的数学模型^[21],可得公式

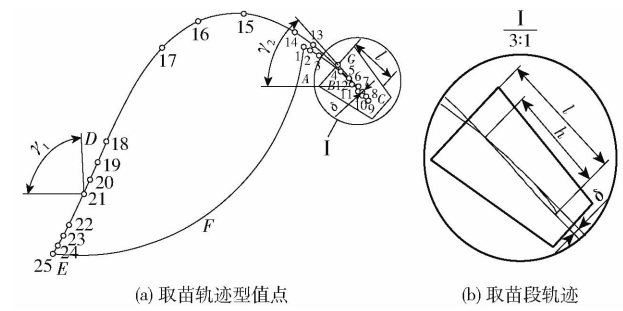


图 3 取苗轨迹型值点及其取苗段轨迹

Fig. 3 Value point of seedling taking trajectory type and its seedling taking segment trajectory

$$\begin{cases} p(u_i) = \sum_{j=0}^i d_j N_{j,3}(u_i) = \\ \sum_{j=i-3}^i d_j N_{j,3}(u) = q_{i-3} \quad (i = 3, 4, \dots, n) \\ p(u_{n+1}) = \sum_{j=n-3}^n d_j N_{j,3}(u_{n+1}) = \sum_{j=i-3}^i d_j N_{j,3}(u) = q_m \end{cases} \quad (1)$$

式中 $d_j (j = 0, 1, \dots, n)$ 为曲线的控制点, $N_{i,k}(u)$ ($i = 0, 1, \dots, n$) 为三次 B 样条基函数, 且 $u \in [u_i, u_{i+1}] \subset [u_3, u_{n+1}]$, 对公式(1)进行转化, 最终得到三次非均匀 B 样条曲线控制点的矩阵形式为^[22-24]

$$\begin{bmatrix} a_1 & b_1 & c_1 \\ & a_2 & b_2 & c_2 \\ & & \dots \\ & & a_{n-2} & b_{n-2} & c_{n-2} \\ & & & a_{n-1} & b_{n-1} & c_{n-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d_0 \\ d_1 \\ \vdots \\ d_{n-1} \\ d_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} e_0 \\ e_1 \\ \vdots \\ e_{m-1} \\ e_m \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\begin{cases} a_i = \frac{\Delta_{i+2}^2}{\Delta_i + \Delta_{i+1} + \Delta_{i+2}} \\ b_i = \frac{\Delta_{i+2}(\Delta_{i+1}\Delta_i)}{\Delta_i + \Delta_{i+1} + \Delta_{i+2}} + \frac{\Delta_{i+1}(\Delta_{i+2} + \Delta_{i+3})}{\Delta_{i+1} + \Delta_{i+2} + \Delta_{i+3}} \\ c_i = \frac{\Delta_{i+1}^2}{\Delta_{i+1} + \Delta_{i+2} + \Delta_{i+3}} \end{cases} \quad (i = 1, 2, \dots, n-2) \quad (3)$$

式中 $\Delta_i = \mu_{i+1} - \mu_i$, 综合公式(2)、(3)和 25 个型值点的数据, 即可求解出本次拟合轨迹上的所有控制点。

3 密植移栽取苗机构设计

3.1 取苗机构运动学分析

图 4 为单侧取苗机构简图。 L_1 为太阳轮回转中心 O 与行星斜齿轮回转中心 O_1 距离, L_2 为行星斜齿轮回转中心 O_1 与移栽臂尖点 S 距离, L_3 为太阳轮回转中心 O 与移栽臂尖点 S 距离。

对取苗机构进行运动学分析。点 M_1 位移方

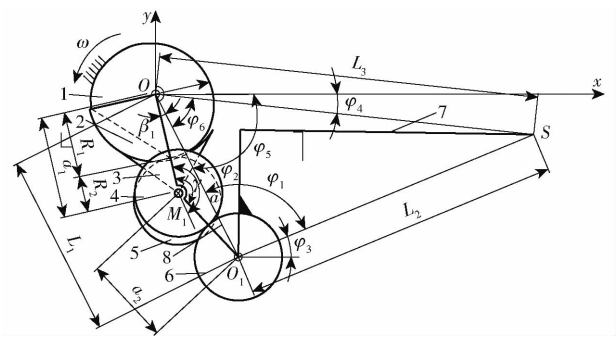


图 4 单侧取苗机构简图(初始位置图)

Fig. 4 Schematic of single side seedling taking mechanism

1. 太阳轮 2. 凸锁齿弧 3. 凹锁齿弧 4. 中间非圆齿轮 5. 中间斜齿轮 6. 行星斜齿轮 7. 取苗臂 8. 行星架

程为

$$\begin{cases} x_{M1} = a_1 \cos Y_1 \\ y_{M1} = a_1 \sin Y_1 \end{cases} \quad (4)$$

其中

$$Y_1 = \beta_1 + \varphi_{50} + \varphi_5$$

式中 β_1 ——太阳轮回转中心和中间轮回转中心连线与太阳轮回转中心和行星轮回转中心连线的夹角

φ_5 ——太阳轮回转中心和行星轮回转中心连线与 x 轴正方向的夹角

φ_{50} ——取苗机构处于初始位置时 φ_5 的角位移

a_1 ——第一级中心距

点 O_1 位移方程为

$$\begin{cases} x_{O1} = x_{M1} + L_1 \cos W_1 \\ y_{O1} = y_{M1} + L_1 \sin W_1 \end{cases} \quad (5)$$

其中

$$W_1 = \beta_1 + \varphi_{50} + \pi - \gamma + \varphi_5$$

式中 γ ——太阳轮回转中心和中间轮回转中心连线与中间轮回转中心和行星轮回转中心连线的夹角

点 S 位移方程为

$$\begin{cases} x_S = x_{O1} + L_2 \cos Z_1 \\ y_S = x_{O1} + L_2 \sin Z_1 \end{cases} \quad (6)$$

其中

$$Z_1 = \beta_1 + \varphi_{50} + \pi - \gamma + \varphi_5 + \varphi_3$$

式中

φ_3 ——行星斜齿轮相对行星架转过的角位移

对式(4)~(6)求一阶导数可得点 M_1 、 O_1 、 S 的速度表达式

$$\begin{cases} x'_{M1} = -a_1 \varphi'_5 \sin Y_1 \\ y'_{M1} = a_1 \varphi'_5 \cos Y_1 \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} x'_{O1} = x'_{M1} - L_1 \varphi'_5 \sin W_1 \\ y'_{O1} = y'_{M1} + L_1 \varphi'_5 \cos W_1 \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} x'_S = x'_{O1} - L_2 \sin Z_1 (\varphi'_5 + \varphi'_3) \\ y'_S = y'_{O1} + L_2 \cos Z_1 (\varphi'_5 + \varphi'_3) \end{cases} \quad (9)$$

3.2 取苗机构中齿轮传动总传动比计算

如图4所示,取苗机构旋转时,行星架绕着回转中心 O 以角速度 ω 逆时针匀速旋转,移栽臂秧针尖点 S 至回转中心的距离 L_3 计算公式为

$$L_3 = \sqrt{x_s^2 + y_s^2} \quad (10)$$

取苗机构回转过程 L_3 的长度变化分为:当移栽臂秧针尖点 S 由初始位置运动到取苗轨迹最远点时, $\varphi_6 = 0, \varphi_1 = \pi, \text{Max}(L_3) = L_1 + L_2$,式中 φ_6 为太阳轮回转中心和移栽臂秧针尖点连线与太阳轮回转中心和行星轮回转中心连线的夹角, φ_1 为太阳轮回转中心和行星轮回转中心连线与行星轮回转中心和移栽臂秧针尖点连线的夹角,当移栽臂秧针尖点 S 再由取苗轨迹最远点运动到取苗轨迹最近点时, $\varphi_6 = \varphi_5 - \varphi_4 = \pi, \varphi_1 = 2\pi, \text{Min}(L_3) = L_2 - L_1$,式中 φ_4 为太阳轮回转中心和移栽臂秧针尖点连线与 x 轴正方向的夹角,移栽臂秧针尖点 S 再从轨迹最近点回到初始点位置。

根据公式(10)及 L_3 最大值和最小值,可得杆长度 L_1 和 L_2 分别为

$$\begin{cases} L_1 = \frac{\text{Max}(L_3) - \text{Min}(L_3)}{2} \\ L_2 = \frac{\text{Max}(L_3) + \text{Min}(L_3)}{2} \end{cases} \quad (11)$$

移栽臂秧针尖点 S 回转过程中 φ_6 和 φ_1 角度变化关系

$$\begin{cases} \varphi_6 = -\arccos E_1 & (L_3 \in [L_{30}, \text{Max}(L_3)]) \\ \varphi_6 = \arccos E_1 & (L_3 \in (\text{Max}(L_3), \text{Min}(L_3)]) \\ \varphi_6 = -\arccos E_1 + 2\pi & (L_3 \in (\text{Min}(L_3), L_{30}]) \end{cases} \quad (12)$$

其中

$$E_1 = \frac{L_1^2 + L_3^2 - L_2^2}{2L_1L_3}$$

$$\varphi_7 = \begin{cases} \arccos G_1 & (L_3 \in [L_{30}, \text{Max}(L_3)]) \\ -\arccos G_1 & (L_3 \in (\text{Max}(L_3), \text{Min}(L_3)]) \\ \arccos G_1 + 2\pi & (L_3 \in (\text{Min}(L_3), L_{30}]) \end{cases} \quad (13)$$

其中

$$G_1 = \frac{L_1^2 + L_2^2 - L_3^2}{2L_1L_2}$$

式中 L_{30} 表示初始位置时 L_3 的长度,由图4可知, $\varphi_5 = \varphi_6 + \varphi_4$,当移栽臂秧针尖点 S 在第三象限时, $\varphi_4 = \arctan(y_s/x_s) - \pi$,在其他象限时, $\varphi_4 = \arctan(y_s/x_s)$ 。由于二级传动为标准圆斜齿轮传动,所以机构总传动比实际为一级非圆齿轮传动比,即总传动比 $i_z = d\varphi_5/d\varphi_1$ 。总传动比曲线如图5所示,其中 β_2 表示非圆齿轮在凹凸锁齿弧作用时其传动

比为无穷大。

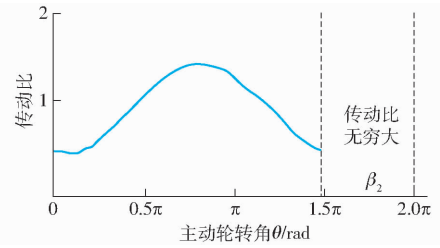


图5 总传动比曲线

Fig. 5 Total transmission ratio curve

3.3 取苗机构中齿轮传动中心距确定

提高齿轮啮合重合度可以减小齿轮传动误差。假设第一级中心距为 a_1 和第二级中心距为 a_2 ,保证第二级斜齿轮传动重合度为2左右的情况下,先确定第二级中心距 a_2 ,再通过 a_2 和总传动比 i_z 计算出第一级中心距 a_1 。根据图4单侧取苗机构简图可知, a_1 、 a_2 和 L_1 之间存在三角形关系,关系简图如图6所示。由于在调整取苗轨迹的过程中,轨迹最远点和最近点固定不变,由公式(5)、(6)分别计算出 $L_1 = 93.3377 \text{ mm}$, $L_2 = 163 \text{ mm}$ 。由图6可知, L_1 为定值时, a_1 和 a_2 及行星架拐角 γ (a_1 和 a_2 的夹角)有多种组合。确定三者数据时应满足:取苗机构结构大小适宜,即 a_1 和 a_2 取值不宜过大,夹角 γ 取值不能太小;由于第一级传动比为总传动比, a_1 应比 a_2 大,如果 a_1 比 a_2 小,会出现非圆齿轮节曲线偏小,导致所设计的非圆齿轮易产生根切。

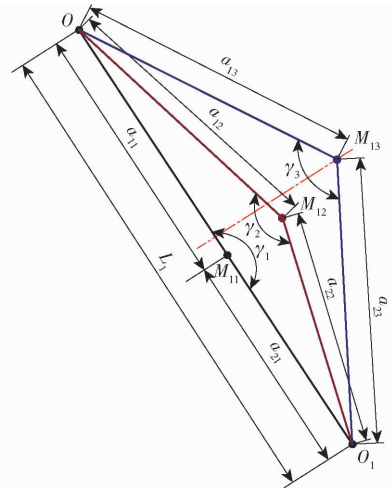


图6 两级中心距方案示意图

Fig. 6 Schematic of two-stage center distance scheme

根据上述分析可知,选取 a_1 、 a_2 和拐角 γ 的数值时,先确定斜齿轮参数,通过斜齿轮参数计算出重合度 $^{[25]}$,再根据总传动比计算出 a_2 的值。取斜齿轮法向模数 $m_n = 2 \text{ mm}$,螺旋角 β 取值范围为 $8^\circ \sim 20^\circ$,取齿数 $z_1 = 21$,齿数 $z_2 = 21$,由于取苗机构的齿轮箱体宽度不宜过大,齿宽 B 取 9 mm 。齿宽 B 和法向模数 m_n 不变,选取螺旋角和齿数计算重合度,最终确

定了斜齿轮参数并计算得到传动重合度 $\varepsilon = 1.935\ 8$, 符合设计要求。因此得到行星轮系第二级斜齿轮传动的中心距为

$$a_2 = m_n(z_1 + z_2) / \cos\beta = 44.6\ \text{mm} \quad (14)$$

由于杆 I 长度 L_1 和第二级中心距 a_2 已知, 再给定行星架拐角 $\gamma = 150^\circ$, 则可计算出第一级中心距 a_1 为

$$a_1 = \sqrt{a_2^2 + L_1^2 - 2a_2L_1\cos U_1} = 52\ \text{mm} \quad (15)$$

其中 $U_1 = \pi - \beta_1 - \gamma$ $\beta_1 = \arcsin(a_2\sin\gamma/L_1)$

3.4 非圆齿轮设计

如图 4 所示, 为了设计一级传动非圆齿轮的节曲线, 假设太阳轮向径 R_1 、第一中间非圆齿轮向径 R_2 和第一级传动比 i_1 三者存在以下关系: $R_1 = a_1 - R_2$ 和 $R_2 = a_1 i_1 / (1 + i_1)$ 。即太阳轮节曲线坐标为

$$\begin{cases} x_1 = R_1 \cos(\varphi_5 - \beta_1) \\ y_1 = R_1 \sin(\varphi_5 - \beta_1) \end{cases} \quad (16)$$

$$\begin{cases} x_2 = -R_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_5 - \beta_1) \\ y_2 = -R_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_5 - \beta_1) \end{cases} \quad (17)$$

式中 φ_2 ——中间轮相对行星架转过的角位移
 x_1, y_1 ——太阳轮节曲线横、纵坐标
 x_2, y_2 ——第一中间非圆齿轮节曲线横、纵坐标

3.5 取苗机构设计结果与分析

为了便于取苗机构的设计, 本文基于 Matlab 开发密植式移栽机取苗机构反求设计平台, 反求设计平台界面如图 7 所示。反求设计平台导入取苗轨迹的 25 个数据型值点, 可实现以下功能: 反求取苗机构的各级传动比; 计算一级非圆齿轮节曲线及二级传动节曲线及精确的取苗轨迹; 取苗机构的运动模拟和测量; 取苗机构的最终设计。

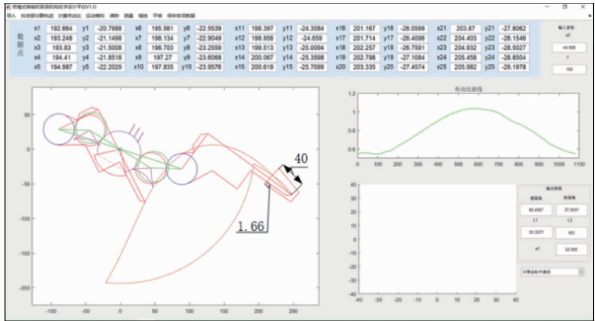


图 7 反求设计平台界面

Fig. 7 Reverse design platform

本文基于图 3 取苗轨迹, 应用自主开发的设计平台进行行星轮系取苗机构的反求设计, 由图 3 理论取苗轨迹和图 7 反求设计平台所求得的取苗轨迹可知, 通过反求设计平台设计的取苗机构的取苗轨迹接近于理论取苗轨迹, 其最终设计的一、二级齿轮

节曲线和对应的取苗轨迹如图 8 所示, 具体设计结果参数与设计目标参数对比如表 2 所示, 最终设计结果满足设计要求。

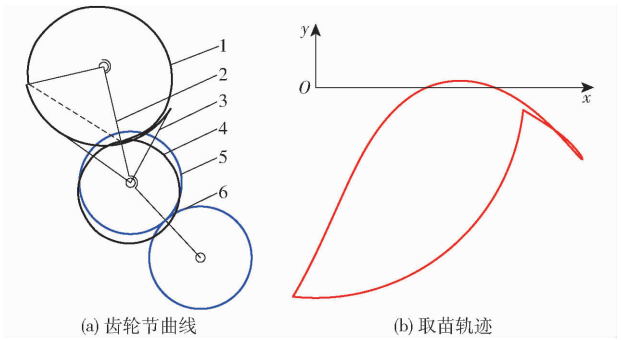


图 8 最终设计的齿轮节曲线和对应的取苗轨迹

Fig. 8 Final designed gear pitch curve and corresponding seedling taking track

1. 太阳轮 2. 凸锁止弧 3. 凹锁止弧 4. 第一中间非圆齿轮
5、6. 斜齿轮

表 2 取苗机构反求设计结果和设计目标对比

Tab. 2 Comparison between design results and design goals of seedling taking mechanism

参数	设计结果	设计目标
取苗角/(°)	37.96	≈40
推苗角/(°)	88.41	≈90
角度差/(°)	50.45	≈50
环扣宽度 δ/mm	2.43	≤3
环扣长度 l/mm	37.37	35~40
移栽臂秧针入钵时与钵盘穴	1.66	≈1.5
口下边缘最近距离/mm		

4 密植移栽取苗机构结构设计

4.1 大重合度非圆齿轮设计

通过增大齿顶高系数提高取苗机构一级传动非圆齿轮的重合度, 根据非圆齿轮节曲线的曲率半径及齿顶高系数, 可计算非圆齿轮不同齿顶高系数的重合度 ε [26]

$$\varepsilon = \frac{\mu_1 + \mu_2}{\pi m \cos \alpha_0} \quad (18)$$

其中 $\mu_1 = \sqrt{(\rho_1 + h_{a1})^2 - (\rho_1 \cos \alpha)^2} - \rho_1 \sin \alpha$ (19)

$$\mu_2 = \sqrt{(\rho_2 + h_{a2})^2 - (\rho_2 \cos \alpha)^2} - \rho_2 \sin \alpha \quad (20)$$

式中 α_0 ——啮合线与节曲线在啮合点切线之间的夹角

ρ_1, ρ_2 ——节曲线在啮合点处的曲率半径

α ——非圆齿轮节曲线压力角

h_{a1}, h_{a2} ——齿轮 1 和 2 的齿顶高系数

m ——非圆齿轮模数

不同齿顶高系数的非圆齿轮重合度曲线如图 9 所示。本文最终采用 1.2 的齿顶高系数对非圆齿轮

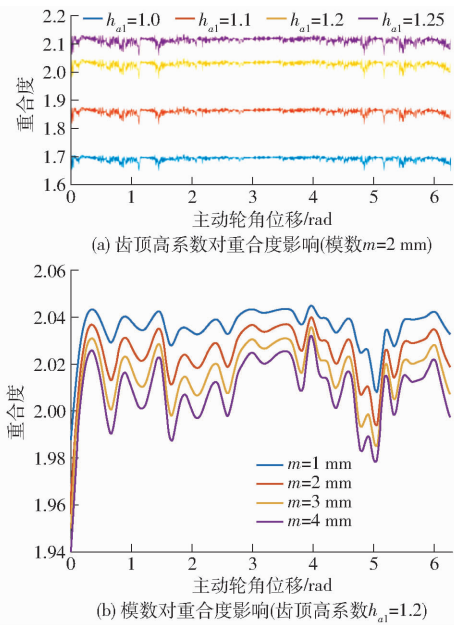


图 9 非圆齿轮重合度变化曲线

Fig. 9 Variation curves of coincidence degree of non-circular gear

进行大重合度设计。

非圆齿轮重合度受齿顶高系数及模数影响,图 9a 为非圆齿轮模数 $m=2\text{ mm}$ 时齿顶高系数对其重合度的影响,由此可知,非圆齿轮的重合度随着齿顶高系数的增大而增大。图 9b 为非圆齿轮齿顶高系数 $h_{a1}=1.2$ 时模数对其重合度的影响,由重合度变化曲线可知,非圆齿轮的重合度随齿高系数的增大而增大,非圆齿轮重合度随模数的增大而减小。

为了匹配二级斜齿轮传动重合度,本文采用齿顶高系数为 1.2、模数为 2 mm 的大重合度非圆齿轮,取非圆齿轮齿数 $z_1=21$,齿数 $z_2=21$,最终求得非圆齿轮的平均重合度 $\bar{\varepsilon}\approx 2$,最终设计的一、二级齿轮如图 10 所示。

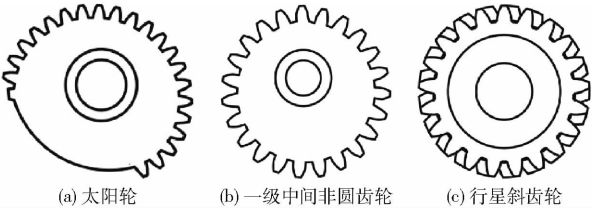


图 10 最终设计的齿轮结构图

Fig. 10 Gear structure drawings of final design

4.2 取苗机构夹苗部件和试验台的设计

如图 11 所示,八行密植移栽取苗机构的秧针通过秧针安装板安装在取苗臂盒体和推苗爪上,而推苗爪通过推苗板安装在取苗臂推苗杆上,实现八行同时取苗和推苗动作的一致性,最终实现密植移栽取苗机构八行同步取苗功能。

根据秧箱及八行密植移栽机构的工作原理设计了如图 12 所示的试验台模型。秧箱上并排放置两

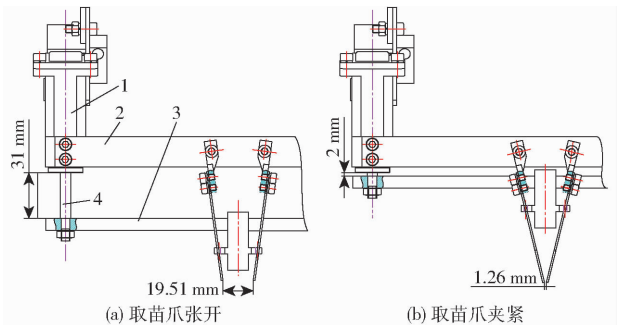


图 11 密植移栽取苗爪结构简图

Fig. 11 Structure of claw for seedling taking in close planting and transplanting

1. 取苗臂 2. 固定板 3. 推苗板 4. 推苗杆

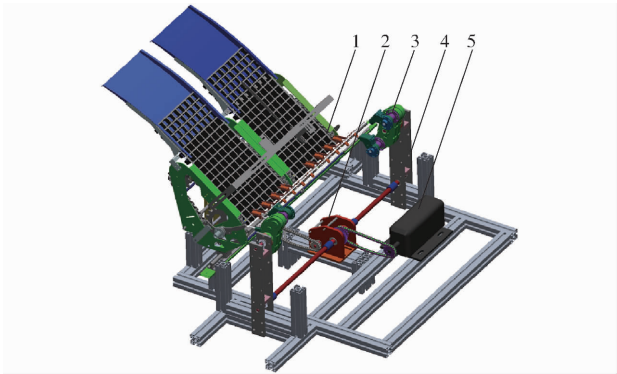


图 12 密植移栽取苗机构试验台模型

Fig. 12 Test bench model of seedling picking mechanism for close planting and transplanting

1. 秧箱 2. 传动箱 3. 取苗机构 4. 锥齿轮传动机构 5. 电机

个秧盘,两个秧盘横向距离为 124 mm。所用穴盘为 128 穴,每行有 8 个穴,每列有 16 个穴,取苗机构要求从两个秧盘中同时取苗,每隔一个钵穴夹一株钵苗,一次夹取 8 株钵苗,取苗机构转动一圈,取完两个穴盘中同一行的所有钵苗,当取完一行钵苗后,纵向送秧装置自动纵向送苗一次,取苗机构进行下一周期的取苗工作。

5 密植移栽机取苗机构仿真与试验

5.1 取苗机构仿真分析

基于 Adams 仿真软件对八行取苗机构进行运动学仿真,设置行星架的旋转速度为 $360(^{\circ})/\text{s}$,得出取苗机构秧针尖点 Q 的 x 、 y 方向位移曲线和 x 、 y 方向速度曲线,取苗机构秧针尖点 Q 的理论位移和速度曲线如图 13 所示。

由图 13 可知,取苗机构秧针尖点 Q 的位移和速度曲线基本一致,验证了八行取苗机构设计的正确性和可行性。

5.2 取苗机构空转试验

本文根据空转试验测量取苗机构的取苗角和推苗角,图 14a、14b 所示分别为测量取苗角和推苗角。

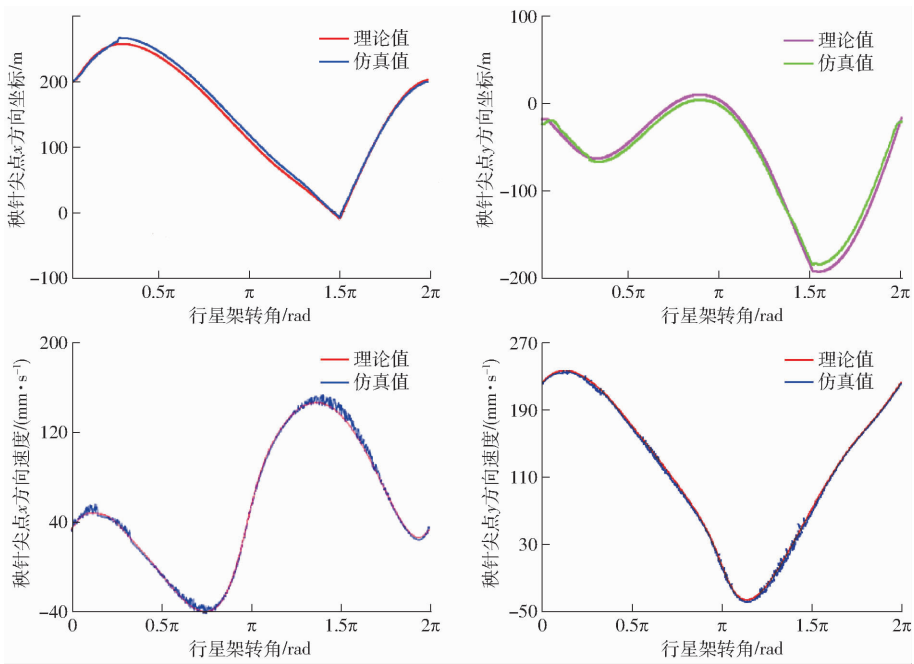


图 13 秧针尖点 Q 运动学参数对比

Fig. 13 Comparison of Q kinematic parameters of seedling needle tip

基于 ADAMS 软件对取苗机构进行虚拟仿真,得出取苗机构的取苗轨迹仿真值如图 15b 所示。基于高速摄像技术测量的取苗轨迹试验值如图 15c 所示。

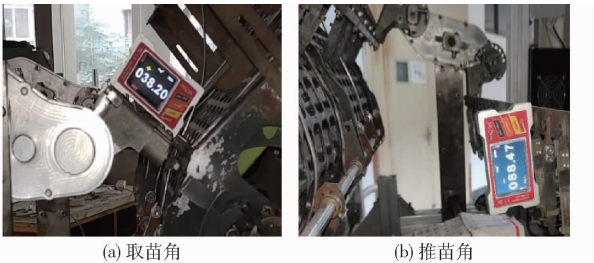


图 14 取苗机构取苗角和推苗角的测量

Fig. 14 Measurement of seedling taking angle and seedling pushing angle of seedling taking mechanism

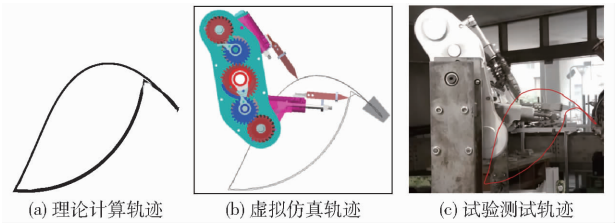


图 15 轨迹对照

Fig. 15 Track comparison

取苗角和推苗角的理论数据与测量数据对比如表 3 所示。取苗角测量值比理论值大 0.24°,推苗角测量值比理论值大 0.06°,二者角度差相差 0.18°。从对比结果知,测量值和理论值接近,验证了取苗机构设计的准确性。

基于高速摄像技术描绘出如图 15c 所示的取苗轨迹试验值,对比图 15a、15b 可知,三者轨迹基本一致,验证了密植式取苗机构设计的可行性。

表 3 理论数据和测量数据对比

Tab. 3 Comparison of theoretical data and measured data

参数	测量值	理论值
取苗角	38.20	37.96
推苗角	88.47	88.41
角度差	50.27	50.45

5.3 取苗机构取苗试验

本次试验所用幼苗为西兰花钵苗,如图 16 所示,钵苗根系较少、钵苗高度为 80 ~ 100 mm、单株钵苗有 4 ~ 5 片叶子,所用培养基质由草灰、蛭石及珍珠岩等材料组成,基质含水率为 45% 左右,土钵的上端面和秧盘上端表面存在 5 ~ 10 mm 的距离,钵苗培育周期为 30 d 左右。



图 16 西兰花钵苗

Fig. 16 Broccoli pot seedling

对密植移栽的取苗机构开展不同转速的取苗试验。图 17 所示为取苗机构不同位置取苗姿态图。表 4 所示为转速 20、25、30 r/min 下取苗机构的取苗成功数和成功率。

由表 4 可知,不同转速下的取苗成功率都在

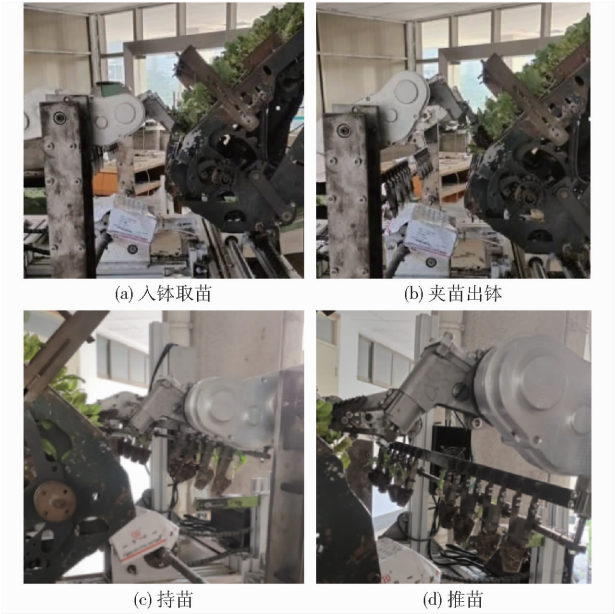


图 17 取苗机构不同位置取苗姿态图

Fig. 17 Seedling taking posture at different positions of seedling taking mechanism

表 4 试验数据
Tab. 4 Test data

转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	取苗总数/ 株	取苗失败 数/株	推苗失败 数/株	成功数/ 株	成功率/ %
20	336	15	1	320	95.24
25	399	19	1	379	94.99
30	330	15	2	313	94.85

95%左右,而取苗试验中取苗和推苗失败原因主要有:①钵苗从其他秧盘移植进试验用的秧盘中,基质没有填满钵穴,土钵上端面 and 秧盘上端表面还有 5~10 mm 的距离,导致秧针在理论取苗深度时,夹住土钵的部分偏少,不能完全夹出钵苗或持苗过程脱落。②部分钵苗根系较少,不能形成规则的土钵,

秧针只能夹住部分基质。③带苗现象时有发生,秧盘上一行中的钵苗茎叶被秧针夹住或茎叶缠绕在土钵上,导致下次取苗时出现空穴现象。④夹苗部件夹紧力不够,取苗机构要同时夹住 8 株土钵,而钵苗所受到的夹紧力仅靠移栽臂内部的压簧提供,导致出现土钵无法被夹出或在夹持中脱落。⑤钵苗上的茎叶会与秧盘上的压盘铁丝缠绕,导致出现钵苗被夹出钵穴后悬挂在秧盘上的现象。总之,该密植式移栽机取苗机构在不同转速下的取苗成功率达到 95%左右,在可行性和实用性等方面都达到了设计目的。

6 结论

(1)根据小青菜钵苗密植移栽农艺要求,提出了一种大重合度非圆齿轮行星轮系八行取苗机构。依据专家经验和取苗要求对取苗轨迹进行精确设计,并采用 B 样条曲线拟合取苗轨迹,设计了适合小青菜密植移栽的取苗轨迹,开发取苗机构的逆求设计软件。

(2)取苗机构采用非圆不完全齿轮行星轮系进行传动,行星轮系一级齿轮传动机构采用大重合度的非圆齿轮传动,二级齿轮传动机构采用斜齿轮传动,两级齿轮传动的重合度均接近 2,降低因齿轮间的齿侧间隙引起的传动误差,提高了齿轮传动运动精度和传动平稳性。

(3)基于高速摄像技术和虚拟仿真技术对取苗机构进行取苗轨迹试验并与理论轨迹进行对比,三者轨迹一致验证了设计的可行性。对取苗机构进行取苗试验,试验结果得出在 3 种不同转速下,取苗机构的取苗成功率都在 95%左右,进一步验证所设计密植移栽取苗机构的实用可行性。

参 考 文 献

[1] ZHOU M L, SHAN Y Y, XUE X L, et al. Theoretical analysis and development of a mechanism with punching device for transplanting potted vegetable seedlings[J]. Int. J. Agric. & Biol. Eng. , 2020,13(4) : 85 - 92.

[2] XUE X L, LI L H, XU C L, et al. Optimized design and experiment of a fully automated potted cotton seedling transplanting mechanism[J]. Int. J. Agric. & Biol. Eng. , 2020,13(4) : 111 - 117.

[3] JI J T, CHENG Q, JIN X, et al. Design and test of 2ZLX-2 transplanting machine for oil peony[J]. Int. J. Agric. & Biol. Eng. , 2020,13(4) : 61 - 69.

[4] JIN X, CHENG Q, ZHAO B, et al. Design and test of 2ZYM-2 potted vegetable seedlings transplanting machine[J]. Int. J. Agric. & Biol. Eng. , 2020,13(1) : 101 - 110.

[5] ZHOU M L, HUA Z Y, WANG J Y, et al. New type of transverse moving box mechanism for pot seedling transplanting machine [J]. Int. J. Agric. & Biol. Eng. , 2018,11(2) : 70 - 75.

[6] XIN L, LV Z, WANG W, et al. Optimal design and development of a double-crank[J]. Machinery Systems Community of ASABE, 2017, 60(1) : 31 - 40.

[7] 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)

[8] CHOI W C, KIM D C, RYU I H, et al. Development of a seedling pick-up device for vegetable transplanters[J]. Transactions

- of the ASABE, 2002, 45(1):13 – 19.
- [9] PARK S, YOUNG K J, CHIO D, et al. Development of walking type Chinese cabbage transplanter[J]. Journal of Biosystems Engineering, 2005, 30(2):81 – 88.
- [10] TSUGA K. Development of fully automatic vegetable transplanter[J]. Japan Agriculture Research Quarterly, 2000, 34(1): 21 – 28.
- [11] KANG T G, KIM S W, KIM Y, et al. Analysis of pick-up mechanism for automatic transplanter[J]. Journal of Agriculture & Life Science, 2017, 51(1): 187 – 192.
- [12] PRASANNA K G V, RAHEMAN H. Development of a walk-behind type hand tractor powered vegetable transplanter for paper pot seedlings[J]. Biosystems Engineering, 2011, 110: 189 – 197.
- [13] 田昆鹏, 毛罕平, 胡建平, 等. 自动移栽机门形取苗装置设计与试验研究[J]. 农机化研究, 2014, 36(2):168 – 172.
TIAN Kunpeng, MAO Hanping, HU Jianping, et al. Design and experimental study on the door-shaped picking seedling mechanism of auto-transplanter[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2014, 36(2): 168 – 172. (in Chinese)
- [14] 袁挺, 王栋, 文永双, 等. 蔬菜移栽机气吹振动复合式取苗机构设计与试验[J]. 农业机械学报, 2019, 50(10):80 – 87.
YUAN Ting, WANG Dong, WEN Yongshuang, et al. Design and experiment of seedlings unloading mechanism based on methods of air-blowing and vibration for vegetable transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(10): 80 – 87. (in Chinese)
- [15] 廖庆喜, 张照, 胡乔磊, 等. 油菜纸钵苗移栽机气动取苗机构设计与轨迹分析[J]. 农业机械学报, 2017, 48(11):70 – 78.
LIAO Qingxi, ZHANG Zhao, HU Qiaolei, et al. Design and trajectory analysis of pneumatic picking-up mechanism for rape paper pot seedling[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(11): 70 – 78. (in Chinese)
- [16] 俞高红, 陈志威, 赵匀, 等. 椭圆-不完全非圆齿轮行星系蔬菜钵苗取苗机构的研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(13): 32 – 39.
YU Gaohong, CHEN Zhiwei, ZHAO Yun, et al. Study on vegetable plug seedling pick-up mechanism of planetary gear train with ellipse gears and incomplete non-circular gear[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(13): 32 – 39. (in Chinese)
- [17] 叶秉良, 俞高红, 陈志威, 等. 偏心齿轮-非圆齿轮行星系取苗机构的运动学建模与参数优化[J]. 农业工程学报, 2011, 27(12):7 – 12.
YE Bingliang, YU Gaohong, CHEN Zhiwei, et al. Kinematics modeling and parameters optimization of seedling pick-up mechanism of planetary gear train with eccentric gear and non-circular gear[J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(12): 7 – 12. (in Chinese)
- [18] 皮格. 非均匀有理 B 样条[M]. 北京:清华大学出版社, 2010.
- [19] 吕丹, 童创明, 邓发升, 等. 三次 NURBS 曲线控制点的计算[J]. 弹箭与制导学报, 2006, 26(4):357 – 359.
LÜ Dan, TONG Chuangming, DENG Fasheng, et al. Calculating control points of cubic NURBS curve[J]. Journal of Missile and Guidance, 2006, 26(4): 357 – 359. (in Chinese)
- [20] 朱心雄. 自由曲线曲面造型技术[M]. 北京:科学出版社, 2000.
- [21] 施法中. 计算机辅助几何设计与非均匀有理 B 样条[M]. 北京:航空航天大学出版社, 1994.
- [22] 杨红波, 史文库, 陈志勇, 等. 基于某二级减速齿轮系统的齿面修形优化[J]. 吉林大学学报(工学版), 2022, 52(7):1541 – 1551.
YANG Hongbo, SHI Wenku, CHEN Zhiyong, et al. Optimization of tooth surface modification based on a two-stage reduction gear system[J]. Journal of Jilin University (Engineering Edition), 2022, 52(7):1541 – 1551. (in Chinese)
- [23] 魏凌强. 斜齿非圆齿轮的传动特性及误差测量研究[D]. 兰州:兰州理工大学, 2020.
WEI Lingqiang. Research on transmission characteristics and error measurement of helical non-circular gears[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2020. (in Chinese)
- [24] 豆晨晨. 斜齿非圆齿轮动力学分析及承载能力研究[D]. 兰州:兰州理工大学, 2021.
DOU Chenchen. Dynamic analysis and bearing capacity research of helical non-circular gear[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2021. (in Chinese)