doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2026.22.016

辣椒夹茎式行星轮系取苗机构优化设计与试验

俞高红[1,2]　吴晨晖[1]　于　涵[1]　马亚豪[1]　王　磊[1,2]　叶秉良[1,2]
(1. 浙江理工大学机械工程学院, 杭州 310018; 2. 浙江省种植装备技术重点实验室, 杭州 310018)

摘要: 针对目前辣椒移栽机械化不足、效率低等问题,本文设计了一种夹茎式三臂非圆齿轮行星轮系取苗机构。根据夹茎取苗农艺要求,设计了一条能够实现低速取苗、竖直投苗的夹茎取苗轨迹。通过分析取苗机构运动学模型,建立开链二杆机构近似多位姿优化综合模型与节曲线优化求解模型,开发了近似多位姿非圆齿轮行星轮系取苗机构优化设计软件,对取苗机构参数进行优化求解。建立了夹茎式三臂取苗机构三维模型,利用 ADAMS 软件开展虚拟样机运动学仿真,仿真轨迹、速度与理论轨迹、速度基本一致,初步验证了理论设计的正确性。对夹茎式三臂行星轮系取苗机构进行取苗试验,试验结果表明,当取苗机构转速为 75 r/min 时,取苗效率为 225 株/min,取苗成功率为 96.88%,投苗成功率为 98.39%,进一步验证了所述理论方法的正确性和机构的可行性。

关键词: 夹茎式取苗机构; 非圆齿轮; 近似多位姿综合; 节曲线; 优化设计
中图分类号: S223.9　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2026)22-0183-12　　**OSID**:

Optimization Design and Experiment of Seedling Picking Mechanism for Clamping Stem Planetary Gear Train for Pepper

Yu Gaohong[1,2]　Wu Chenhui[1]　Yu Han[1]　Ma Yahao[1]　Wang Lei[1,2]　Ye Bingliang[1,2]
(1. *School of Mechanical Engineering*, *Zhejiang Sci-Tech University*, *Hangzhou* 310018, *China*
2. *Zhejiang Province Key Laboratory of Transplanting Equipment and Technology*, *Hangzhou* 310018, *China*)

Abstract: Aiming at the problems of insufficient mechanization and low efficiency of pepper transplanting, a seedling picking mechanism of three-arm non-circular gear planetary gear train with clamping stem was designed. According to the agronomic requirements of picking seedlings by clamping stems, a trajectory of picking seedlings by clamping stems that can achieve low-speed picking seedlings and vertical throwing seedlings was designed. By analyzing the kinematics model of the seedling picking mechanism, the approximate multi-poses optimization comprehensive model and the pitch curve optimization solution model of the open-chain two-bar mechanism were established. The optimization design software of the seedling picking mechanism of the approximation multi-poses non-circular gear planetary gear train was developed to optimize the parameters of the seedling picking mechanism. Then, the three-dimensional model of the three-arm seedling picking mechanism was established, and the kinematics simulation of the virtual prototype was carried out by ADAMS software. The simulation trajectory and speed were basically consistent with the theoretical trajectory and speed, which preliminarily verified the correctness of the theoretical design. The seedling picking test was carried out on the seedling picking mechanism of the three-arm planetary gear train. The test results showed that when the rotation speed of the seedling pick-up mechanism was 75 r/min, the seedling picking efficiency was 225 plants/min, the seedling picking success rate was 96.88%, the seedling throwing success rate was 98.39%, which further verified the correctness of the theoretical method and feasibility of the machanism.

Key words: clamping stem seedling device; non-circular gear; approximate multi-pose synthesis; nodal curve; optimization design

收稿日期: 2025-06-05　修回日期: 2025-06-23
基金项目: 国家重点研发计划项目(2022YFD2001800)、国家自然科学基金项目(52305290)和浙江省自然科学基金项目(LD24E05007、LTGN23E050002)
作者简介: 俞高红(1975—),男,教授,博士生导师,主要从事机构学与移栽装备设计研究,E-mail: yugh@zstu.edu.cn
通信作者: 王磊(1992—),男,副教授,博士,主要从事农业机构设计与优化研究,E-mail: wanglei_zstu@163.com

0 引言

辣椒属于劳动密集型作物,机械化移栽能够节省大量劳动力、提高生产效率、提升生产效益[1-5]。辣椒茎秆粗壮,适合采用夹茎方式取苗,目前夹茎式取苗机构取苗效率不高,提高转速会导致取苗稳定性降低、可靠性变差[6-9],因此研制高效、低损伤的夹茎式取苗机构具有重要意义。

Islam 等[10]研发了一种凸轮连杆式辣椒取苗机构,可实现“镰刀形”轨迹,取苗效率为 150 株/min 时可实现低损伤取苗。Choi 等[11]设计了一种五杆-滑道式辣椒取苗机构,并开展了转速为 30 r/min 的虚拟样机试验。Khadatkar 等[12]开发了全自动穴盘苗移栽机器人,利用辣椒苗进行试验,一次取投苗周期为 20 s,取苗成功率为 96.88%。Hu 等[13]研发了一种五杆夹茎单臂式取苗机构,当转速为 80 r/min 时,取苗成功率为 91.1%。李华等[14]设计了一种二阶椭圆齿轮行星轮系式番茄夹茎取苗机构,取苗器较长,仅制作为单臂结构,取苗效率为 80 株/min,取苗成功率为 92%。任朝阳等[15]设计了一种连续非圆齿轮行星轮系辣椒夹茎取苗机构,利用简单扇形轨迹完成夹茎取苗动作,取苗机构为双臂式,当转速为 90 r/min 时,取苗成功率为 90.74%。韩长杰等[16]设计了一种气动式辣椒穴盘苗自动移栽机,取苗效率为 123 株/min,取苗成功率为 97.85%,但气动系统体积较大。魏志强等[17]研究了一种连杆滑道式夹茎取苗机构,采用人机交互方式进行机构参数优化,设计过程复杂,滑道易磨损,取苗效率为 80 株/min,平均成功率为 89.84%。陈建能等[18]基于非圆齿轮五杆机构研发了一款夹茎式取栽一体机构,可完成复杂轨迹,但难以实现高速化。俞高红等[19]设计了大重合度-不完全非圆行星轮系取苗机构,齿轮啮合运行平稳,当转速为 30 r/min 时,取苗效率为 60 株/min,取苗成功率为 94.85%。赵雄等[20]设计了一种能近似直线投苗的轮系式取苗机构,为顺利接苗提供了技术参考。李红双等[21]设计了一种双凸轮连杆式取投苗传动机构,当取苗速度为 56 株/min 时,取苗成功率为 97.58%,投苗成功率为 95.64%。上述研究均在一定程度上实现了穴盘苗取投苗工作,但仍存在取苗效率不高、高速取苗成功率下降明显、结构不够紧凑等问题。非圆齿轮行星轮系机构具有效率高、结构紧凑、承载强、传动平稳等优点,且凭借变传动比特性,可实现多样化轨迹与姿态[22-33],是自动移栽机取苗机构常用的核心部件。

因此,为满足辣椒夹茎取苗农艺要求,本文采用近似多位姿优化设计方法,结合非圆齿轮节曲线优化方法,以期设计一种取苗效率高、成功率高、伤苗率低的辣椒夹茎式三臂非圆齿轮行星轮系取苗机构。

1 取苗机构方案与工作原理

钵苗物理学特性决定取苗方式,辣椒苗茎秆粗壮,因此适合采用夹茎方式取苗[10-18]。取苗机构夹住辣椒苗茎秆从秧箱穴盘中拔出,然后持苗至投苗位置,将辣椒苗投入栽植器中完成一次取苗动作。秧箱倾斜角约为 40°,取苗机构拔苗阶段轨迹尽量与穴盘表面垂直,取苗阶段近似直线长度需大于穴盘深度。为实现竖直投苗,在投苗阶段需在夹苗爪水平方向速度较小时进行投苗,以便植苗机构接苗。同时,为提高辣椒夹茎取苗效率,采用三臂行星轮系机构作为取苗机构核心部件。

如图 1 所示,取苗机构由齿轮箱和夹苗部件(凸轮组件与夹苗爪)组成,太阳轮通过牙嵌与机架固定,动力驱动齿轮箱壳体逆时针旋转,在壳体带动下,行星轮系按照设定传动比进行转动,带动夹苗爪按设定轨迹运动,张开状态的夹苗爪以合理姿态到达苗盘穴口前,夹紧茎秆,垂直取苗,随后持苗到指定位置完成投苗动作。取苗机构转动一圈,完成 3 株辣椒苗取、投苗作业。

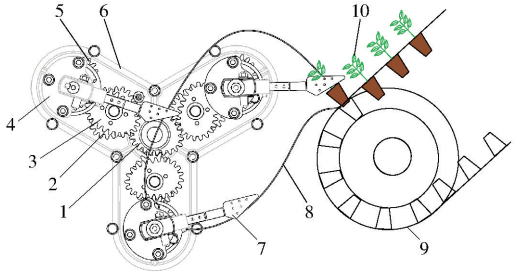


图 1 取苗机构示意图

Fig. 1 Schematic of seedling picking mechanism

1. 太阳轮 2. 第一中间轮 3. 第二中间轮 4. 凸轮组件 5. 行星轮 6. 行星架 7. 夹苗爪 8. 轨迹 9. 秧箱 10. 钵苗

2 多位姿开链二杆机构优化设计

不考虑非圆齿轮啮合关系,可将行星轮系取苗机构简化为一个平面开链二杆机构[34],图 2 为单臂取苗机构简图。L_1为太阳轮旋转中心 A 与行星轮旋转中心 $B_1(B_i)$的距离,即一杆长度。L_2为行星轮旋转中心 $B_1(B_i)$到夹苗爪边线中点 $P_1(P_i)$的距离,即二杆长度。二杆末端点 $P_i(x_{Pi},y_{Pi},\varphi_i)$为取苗关键位姿点,其中 x_{Pi}、y_{Pi}为位置坐标,φ_i 为姿态角。

在规划轨迹时往往因为需同时满足多个姿态角而导致求解轨迹与预期轨迹不相符。为提高设计效

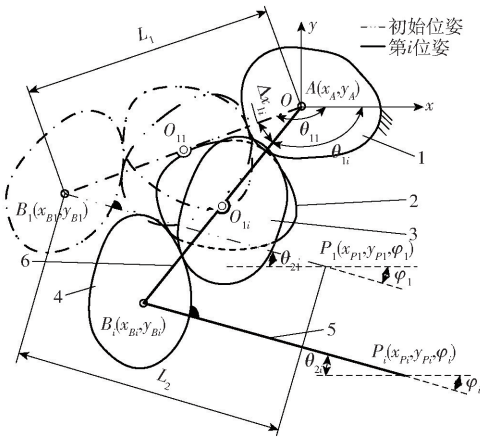


图 2　单臂取苗机构简图

Fig. 2　Schematic of single arm seedling picking mechanism

1. 太阳轮　2. 第一中间轮　3. 第二中间轮　4. 行星轮　5. 二杆　6. 一杆

率，将取苗位姿点参数根据各自的作用，进一步做出各个位姿点参数重要性区分。

为了保证描述清晰性，将取苗位姿点中处于取苗和投苗位置处的位姿点称为关键位姿点，将处于持苗和回程位置的位姿点称为辅助位姿点。关键位姿点姿态角直接决定取苗、投苗姿态，取苗姿态角决定取苗角度，直接影响取苗效果，投苗姿态角决定投苗角度，直接决定投苗直立度，影响后续栽植效果，二者至关重要，因此应具有最高优先级。关键位姿点位置参数决定取、投苗位置，因此也具有较高的重要性。辅助位姿点在持苗、回程等阶段可避免干涉，坐标位置精准度相比姿态角更为重要。

经过参数重要性分析，设计一种姿态角优化算法，以辅助位姿点 m 个姿态角 $\boldsymbol{\varphi}_k$ 作为自变量

$$\boldsymbol{\varphi}_k = (\varphi_{k1}, \varphi_{k2}, \cdots, \varphi_{km}) \tag{1}$$

使辅助位姿点姿态角可在一定范围内变化，拓展求解可行域。

优化算法求解过程会不断根据目标函数值情况调整每组辅助位姿点姿态角数据，调整后辅助位姿点姿态角数据替换原辅助位姿点的姿态角数据，与辅助位姿点位置参数、关键位姿点位置和姿态角参数重新组合成一组新的目标位姿点，每组目标位姿点都使用多元函数求极值[34]方法求解机构参数。

当夹苗爪从初始位姿运动到给定的第 $i(i=2,3,\cdots,N)$ 个位姿时，相对位移矩阵为

$$\boldsymbol{D}_{1i} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_{1i} & -\sin\varphi_{1i} & C_P \\ \sin\varphi_{1i} & \cos\varphi_{1i} & D_P \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{2}$$

其中

$$C_P = x_{Pi} - x_{P1}\cos\varphi_{1i} + y_{P1}\sin\varphi_{1i}$$
$$D_P = y_{Pi} - x_{P1}\sin\varphi_{1i} - y_{P1}\cos\varphi_{1i}$$
$$\varphi_{1i} = \varphi_i - \varphi_1$$

取点 A 坐标$(x_A, y_A, 1)$和第 1 个位姿点对应的 B_1 坐标$(x_{B1}, y_{B1}, 1)$为设计变量，以杆长不变条件作为约束，可建立平面开链二杆机构运动综合方程

$$(\boldsymbol{B}_i - \boldsymbol{A})^{\mathrm{T}}(\boldsymbol{B}_i - \boldsymbol{A}) = (\boldsymbol{B}_1 - \boldsymbol{A})^{\mathrm{T}}(\boldsymbol{B}_1 - \boldsymbol{A}) \tag{3}$$

其中

$$\boldsymbol{B}_i = \boldsymbol{D}_{1i}\boldsymbol{B}_1$$

由式(3)可得 $N-1$ 个方程和 4 个未知数 x_A、y_A、x_{B1}、y_{B1}，当 $N>5$ 时，式(3)为超定非线性方程组，通常没有解或有无穷多解，此时，可转换为多元函数求极值的问题，进行开链二杆机构近似综合，将式(3)所得 $N-1$ 个方程进行同号处理并求和，将求和后的函数设定为求极值的目标函数，即

$$\min F(\boldsymbol{x}) = \sum_{j=2}^{N} (f_j(\boldsymbol{x}))^2 \tag{4}$$

利用多元函数求极值方法[32]求得 4 个未知数后，可得 θ_{1i}、θ_{2i}计算式为

$$\begin{cases} \theta_{1i} = \arctan\dfrac{y_{Bi} - y_A}{x_{Bi} - x_A} \\ \theta_{2i} = \arctan\dfrac{y_{Pi} - y_{Bi}}{x_{Pi} - x_{Bi}} \end{cases} \tag{5}$$

式中　θ_{1i}——一杆方位角

θ_{2i}——二杆方位角

总角位移关键点是由一杆相对于初始位置角位移增量 $\Delta x_{1,i}$和二杆相对于一杆角位移增量 $\Delta y_{2,i}$组成的坐标点为

$$\begin{cases} \Delta x_{1,i} = \theta_{1i} - \theta_{11} \\ \Delta y_{2,i} = \theta_{2i} - \theta_{21} - \Delta x_{1,i} \end{cases} \quad (i = 2,3,\cdots,N) \tag{6}$$

一杆和二杆杆长计算式为

$$\begin{cases} L_1 = \sqrt{(x_{B1} - x_A)^2 + (y_{B1} - y_A)^2} \\ L_2 = \sqrt{(x_{P1} - x_{B1})^2 + (y_{P1} - y_{B1})^2} \end{cases} \tag{7}$$

以求解位姿点(x_{Di}, y_{Di})与其对应的设计位姿点(x_{Pi}, y_{Pi})之间的欧几里得距离加权之和 $D(\boldsymbol{\varphi}_k)$作为目标函数，所有辅助位姿点姿态角在设定范围$[\varphi_{k\min}, \varphi_{k\max}]$内寻优计算，具体表达式为

$$\begin{cases} \min D(\boldsymbol{\varphi}_k) = \sum_{i=2}^{N} \sqrt{(D_i(\boldsymbol{\varphi}_k))^2} \\ D_i(\boldsymbol{\varphi}_k) = \zeta_i \sqrt{(x_{Pi} - x_{Di})^2 + (y_{Pi} - y_{Di})^2} \\ x_{Di} = \boldsymbol{M}_{Di}(1,4) \\ y_{Di} = \boldsymbol{M}_{Di}(2,4) \\ \boldsymbol{M}_{Di} = \boldsymbol{M}_1\boldsymbol{M}_2\boldsymbol{M}_3\boldsymbol{M}_4\boldsymbol{M}_5 \end{cases} \tag{8}$$

式中 $D_i(\boldsymbol{\varphi}_k)$是根据智能优化算法寻优时二杆末端位于第 i 个关键位姿点位置坐标与第 i 个设计位姿点坐标之间的欧几里得距离；ζ_i 为比例系数，强调关键位姿点位置参数精度重要性，在关键位姿点位置

参数与求解结果的坐标求解欧几里得距离时乘以1.5,辅助位姿点位置参数与求解结果的坐标求解欧几里得距离时乘以系数1.0;$\boldsymbol{M}_{Di}$为二杆末端位于第i个关键位姿点时的齐次变换矩阵,$\boldsymbol{M}_1$、$\boldsymbol{M}_2$、$\boldsymbol{M}_3$、$\boldsymbol{M}_4$、$\boldsymbol{M}_5$计算式为

$$\begin{cases}\boldsymbol{M}_1=\begin{bmatrix}1&0&0&x_A\\0&1&0&y_A\\0&0&1&0\\0&0&0&1\end{bmatrix}\\ \boldsymbol{M}_2=\begin{bmatrix}\cos(\theta_{11}+\Delta x_{1,i})&-\sin(\theta_{11}+\Delta x_{1,i})&0&0\\\sin(\theta_{11}+\Delta x_{1,i})&\cos(\theta_{11}+\Delta x_{1,i})&0&0\\0&0&1&0\\0&0&0&1\end{bmatrix}\\ \boldsymbol{M}_3=\begin{bmatrix}1&0&0&L_1\\0&1&0&0\\0&0&1&0\\0&0&0&1\end{bmatrix}\\ \boldsymbol{M}_4=\begin{bmatrix}\cos(\theta_{11}-\Delta y_{2,i})&-\sin(\theta_{11}-\Delta y_{2,i})&0&0\\\sin(\theta_{11}-\Delta y_{2,i})&\cos(\theta_{11}-\Delta y_{2,i})&0&0\\0&0&1&0\\0&0&0&1\end{bmatrix}\\ \boldsymbol{M}_5=\begin{bmatrix}1&0&0&L_2\\0&1&0&0\\0&0&1&0\\0&0&0&1\end{bmatrix}\end{cases} \tag{9}$$

当$D(\boldsymbol{\varphi}_k)$小于设计精度$\tau$时,则认为此解满足设计要求,保留满足精度$\boldsymbol{\varphi}_k$。

利用姿态角优化算法可化解求解极值时对于姿态角敏感的问题,获取综合精度更高的解。

3 非圆齿轮节曲线优化设计模型

3.1 优化设计自变量

非圆齿轮节曲线由角位移曲线决定,因此调整角位移曲线函数$y_2=A(x_1)$即可改变节曲线。采用一种自身基函数具有周期性的周期B样条插值方法[35]构建角位移函数,p次周期B样条基函数表达式为

$$\hat{C}(u)=\sum_{s=0}^{n}\hat{N}^p[\boldsymbol{u}_s](u)\hat{P}_s\quad(u\in[-\infty,+\infty]) \tag{10}$$

其中
$$\hat{N}^p[\boldsymbol{u}_s](u)=\sum_{l=-\infty}^{+\infty}\hat{N}^p[\boldsymbol{u}_s](u+lT)=\sum_{l=-\infty}^{+\infty}\hat{N}^p[\boldsymbol{u}_s](u-lT) \tag{11}$$
$$\boldsymbol{u}_s=[u_{s-k},\cdots,u_{s+k}]\quad p=2k-1$$

式中 $\hat{P}_s$——第$s+1$个控制点位置坐标,$s=0,1,2,\cdots,n$,其中$n=N-1$

u——节点矢量

$\boldsymbol{u}_s$——节点矢量中的一段区间,表示样条基函数的支撑区间(非零区间)

$\hat{N}^p[\boldsymbol{u}_s](u)$——$p$次周期B样条基函数

T——周期长度,取360°

l——整数平移系数

k——样条分段数

采用改变节点矢量的方法改变角位移曲线进而获取较优节曲线[36-37]。改变节点矢量自变量为w_{qs},对于N个位姿点的角位移插值曲线,移动节点方法为

$$u_{q,s+p}=\begin{cases}x_{q,s}+w_{qs}(x_{q,s+1}-x_{q,s})&(0\leqslant w_{qs}<1)\\x_{q,s}+w_{qs}(x_{q,s}-x_{q,s-1})&(-1<w_{qs}<0)\end{cases} \tag{12}$$

其中$q=1,2$。

以角位移变化量比例系数向量$\boldsymbol{\lambda}_s$作为第2个自变量,第1级输出角位移增量为

$$\begin{cases}\Delta\boldsymbol{y}_1=\lambda_1\Delta x_1\quad(0.3\leqslant\lambda_1\leqslant3)\\\Delta\boldsymbol{x}_1=(0,\Delta x_{11},\cdots,\Delta x_{1s},\cdots,\Delta x_{1n},360°-\Delta x_{1,n})\end{cases} \tag{13}$$

其中 $\Delta x_{1s}=\Delta x_{1,s}-\Delta x_{1,s-1}$

式中 $\Delta\boldsymbol{y}_1$——第1级输出角位移关键点差分向量

$\Delta\boldsymbol{x}_1$——第1级输入角位移关键点差分向量

第2级传动中输出角位移关键点差分向量为

$$\Delta\boldsymbol{y}_2=(0,\Delta y_{21},\cdots,\Delta y_{2s},\cdots,\Delta y_{2n},360°-\Delta y_{2,n}) \tag{14}$$

其中 $\Delta y_{2s}=\Delta y_{2,s}-\Delta y_{2,s-1}$

式中 Δy_{2s}——二杆末端位于相邻2个关键位姿点时二杆角位移变化量

为保证角位移曲线单调增,因此对第1级传动中输入角位移做单调增处理作为结算量,即

$$\boldsymbol{x}_1=\mathrm{cumsum}(\Delta\boldsymbol{x}_1) \tag{15}$$

式中$\mathrm{cumsum}(\Delta\boldsymbol{x}_1)$将$\Delta\boldsymbol{x}_1$中每个元素转变为自身与前面所有元素的累加和。

对第2级传动中输出角位移做单调增处理作为结算量,即

$$\boldsymbol{y}_2=\mathrm{cumsum}(\Delta\boldsymbol{y}_2) \tag{16}$$

由于λ_{1s}系数影响,$\Delta\boldsymbol{y}_1$中元素可能会超出360°,为保证$\Delta\boldsymbol{y}_1$中元素单调增同时避免数值溢出,做单调增处理,即

$$\hat{\boldsymbol{y}}_1=\mathrm{cumsum}(\Delta\boldsymbol{y}_1) \tag{17}$$

再将角位移结算量归一化至0°~360°之间,即

$$\boldsymbol{y}_1=360°\frac{\hat{\boldsymbol{y}}_1-\hat{\boldsymbol{y}}_{1\min}}{\hat{\boldsymbol{y}}_{1\max}-\hat{\boldsymbol{y}}_{1\min}} \tag{18}$$

式中　y_1——第 1 级传动中输出角位移

$\hat{y}_{1\min}$——第 1 级传动中输出角位移结算量中最小值

$\hat{y}_{1\max}$——第 1 级传动中输出角位移结算量中最大值

综上所述，两级传动非圆齿轮节曲线优化设计自变量向量为

$$\boldsymbol{X}=(w_{10},\cdots,w_{1s},\cdots,w_{1n},w_{20},\cdots,w_{2s},\cdots,w_{2n},\lambda_{10},\cdots,\lambda_{1s},\cdots,\lambda_{1n}) \tag{19}$$

3.2　优化设计目标函数

非圆齿轮节曲线优化以节曲线非圆度低、光滑度好、齿廓重合度高、根切少、传动比幅值低为目标，并将上述目标按权重综合为节曲线优化目标函数。

由第 2 节所述方法求解出一杆杆长后，非圆齿轮节曲线极坐标方程为

$$\begin{cases} i_q=\dfrac{y_q}{x_q} \\ r_{q1}(x_q)=\dfrac{i_qD}{i_q+1} \\ r_{q2}(y_q)=D-\dfrac{i_qD}{i_q+1} \end{cases} \tag{20}$$

式中　D——非圆齿轮中心距

i_q——第 q 级传动比

r_{q1}——第 q 级主动齿轮节曲线极坐标方程

r_{q2}——第 q 级从动齿轮节曲线极坐标方程

参照文献[37]节曲线非圆度评价指标为

$$T_1(\boldsymbol{X})=\delta_1+\delta_2 \tag{21}$$

其中

$$\begin{cases} \delta_1=\displaystyle\int_0^{2\pi}r_{11}'^2(x_1)\mathrm{d}x+\int_0^{2\pi}r_{12}'^2(y_1)\mathrm{d}y \\ \delta_2=\displaystyle\int_0^{2\pi}r_{21}'^2(x_2)\mathrm{d}x+\int_0^{2\pi}r_{22}'^2(y_2)\mathrm{d}y \end{cases}$$

式中　δ_1——第 1 级非圆度评价值

δ_2——第 2 级非圆度评价值

非圆齿轮节曲线的光滑度评价指标由非圆齿轮曲率半径变化率确定，表达式为

$$T_2(\boldsymbol{X})=\sum_{q=1}^{2}\left(\int_0^{2\pi}\rho_{q1}'^2(x_q)\mathrm{d}x_q+\int_0^{2\pi}\rho_{q2}'^2(y_q)\mathrm{d}y_q\right) \tag{22}$$

其中

$$\begin{cases} \rho_{q1}(x_q)=\dfrac{(r_{q1}^2(x_q)+r_{q1}'^2(x_q))^{3/2}}{r_{q1}^2(x_q)+2r_{q1}'^2(x_q)-r_{q1}(x_q)r_{q1}''(x_q)} \\ \rho_{q2}(y_q)=\dfrac{(r_{q2}^2(y_q)+r_{q2}'^2(y_q))^{3/2}}{r_{q2}^2(y_q)+2r_{q2}'^2(y_q)-r_{q2}(y_q)r_{q2}''(y_q)} \end{cases} \tag{23}$$

式中　$\rho_{q2}(y_q)$——第 q 级传动中非圆输出齿轮节曲线在输出角位移 y_q 处曲率半径

$\rho_{q1}(x_q)$——第 q 级传动中非圆输入齿轮节曲线在输入角位移 x_q 处曲率半径

采用近似方法计算非圆齿轮重合度[38]，为保证啮合平稳，要求重合度在 1.5 以上，非圆齿轮第 q 级齿轮重合度 ε_q 计算式为

$$\varepsilon_q=\frac{s_{q1}+s_{q2}}{\pi m_q\cos\alpha_0} \tag{24}$$

其中

$$s_{q1}=\sqrt{(\rho_{q1}+h_{a1})^2-(\rho_{q1}\cos\alpha_0)^2}-\rho_{q1}\sin\alpha_0$$

$$s_{q2}=\sqrt{(\rho_{q2}+h_{a2})^2-(\rho_{q2}\cos\alpha_0)^2}-\rho_{q2}\sin\alpha_0$$

$$m_q=\frac{\displaystyle\int_0^{2\pi}\sqrt{r_{q1}^2(x_q)+r_{q1}'^2(x_q)}\mathrm{d}x}{z\pi}$$

式中　z——非圆齿轮齿数

m_q——第 q 级传动中非圆齿轮模数

s_{q1}——第 q 级传动中输入非圆齿轮节曲线实际接触线长度

s_{q2}——第 q 级传动中输出非圆齿轮节曲线实际接触线长度

h_{a1}——输入非圆齿轮齿顶高

h_{a2}——输出非圆齿轮齿顶高

α_0——非圆齿轮分度圆压力角

为保证啮合平稳，一般重合度要求在 1.5 以上，对小于 1.5 部分赋予惩罚 $P_1(\boldsymbol{X})$，即

$$P_1(\boldsymbol{X})=\gamma_1\sum_{q=1}^{2}\left(\int_{\{X|\,\varepsilon_q(X)<1.5\}}(1.5-\varepsilon_q(\boldsymbol{X}))\mathrm{d}\boldsymbol{X}\right) \tag{25}$$

式中　γ_1——重合度不达标的惩罚系数

参照文献[39]插齿法加工非圆齿轮不根切条件为

$$\rho_{q\min}(\rho_{q\min}+m_qz_0)\sin^2\alpha\geqslant m_q^2h_{a0}^*(z_0+h_{a0}^*) \tag{26}$$

式中　α——插齿刀分度圆压力角

z_0——插齿刀齿数

h_{a0}^*——插齿刀齿顶高系数

$\rho_{q\min}$——第 q 级非圆齿轮节曲线不根切最小曲率半径

以两级传动中非圆齿轮节曲线上曲率半径小于不根切最小曲率半径 $\rho_{\min}$ 违规部分赋予惩罚 $P_2(\boldsymbol{X})$，即

$$P_2(\boldsymbol{X})=\gamma_2\sum_{q=1}^{2}\left(\int_{\{\rho_{\min}<\rho(x_q)\}}(\rho_{\min}-\rho(x_q))\mathrm{d}x_q+\int_{\{\rho_{\min}<\rho(y_q)\}}\rho_{\min}-\rho(y_q)\mathrm{d}y_q\right) \tag{27}$$

式中　γ_2——根切惩罚系数

在使用智能优化算法寻优时,为避免陷入子级传动比一高一低的局部最优解,在目标函数中添加传动比梯度惩罚机制。设置与传动比数值正相关的惩罚 $P_3(\boldsymbol{X})$ 为

$$P_3(\boldsymbol{X}) = \sum_{q=1}^{2} b \int_{\{\boldsymbol{X}|2<N(\boldsymbol{X})\}} (N_q(\boldsymbol{X}) - 2)\,\mathrm{d}\boldsymbol{X} \quad (28)$$

式中 $N_q(\boldsymbol{X})$——第 q 级传动比

b——传动比惩罚系数

综上所述,非圆齿轮行星轮系节曲线的优化设计目标为

$$T(\boldsymbol{X}) = k_1 T_1(\boldsymbol{X}) + k_2 T_2(\boldsymbol{X}) + k_3 P_1(\boldsymbol{X}) + k_4 P_2(\boldsymbol{X}) + k_5 P_3(\boldsymbol{X}) \quad (29)$$

式中 $k_1 \sim k_5$——目标函数权重

4 夹茎式辣椒取苗机构设计

4.1 取苗机构运动轨迹设计

针对不同钵苗盘尺寸形状与作物种植农艺要求,取苗机构设计要求也不同。针对广泛采用的 8×16 穴规格的软质塑料钵苗盘进行取苗机构设计,钵苗盘穴口尺寸 32 mm×32 mm,穴深 42 mm。取苗轨迹设计目标如表 1 所示。

表 1 取苗轨迹设计目标

Tab. 1 Design objectives of seedling picking trajectory

参数	数值
取苗直线段长度/mm	大于 42
取苗角/(°)	10±5
投苗角/(°)	30±5
取、投苗角度差/(°)	40±5
夹苗位置(距离钵苗盘表面)/mm	0~3

注:取、投苗角分别为取、投苗时二杆与 x 轴正方向所夹锐角;取、投苗角度差和秧箱倾角越接近,则苗下落方向与地面越接近 90°。

根据设计目标初步设计了一个满足三臂夹茎取苗要求的取苗轨迹,如图 3 所示,目标位姿点数据如表 2 所示。

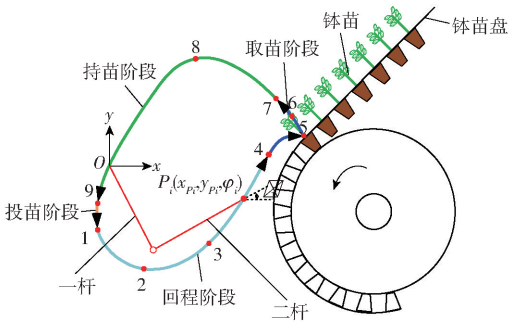


图 3 取苗轨迹设计

Fig. 3 Design of seedling picking trajectory

表 2 初始目标位姿点数据

Tab. 2 Initial target pose point data

位姿点	x_P/mm	y_P/mm	φ/(°)
1	-9.40	-63.62	-28.38
2	33.57	-100.71	-17.00
3	127.61	-46.42	29.76
4	168.25	20.18	35.99
5	198.50	31.57	6.77
6	187.41	50.99	0.19
7	175.96	64.58	-1.45
8	96.25	110.79	2.77
9	-9.94	-37.08	-27.95

注:设姿态角 φ 为二杆延长线与 x 轴正方向所夹锐角,夹角处于第一象限为正,处于第四象限为负。

由图 3 可知,位姿点 4、5、6、7 为取苗位姿点。夹苗爪从位姿点 4 到位姿点 5 接近茎秆,为避免枝杈干扰,要求从茎秆底部接近夹苗位置,因此取苗角设为 5°~15°。在位姿点 5 处轨迹发生 x、y 2 个方向的变化,(设水平速度沿 x 轴正方向为正,竖直速度沿 y 轴负方向为正),因此在位姿点 5 附近二杆末端水平、竖直速度都由正变负,速度较慢,满足慢速取苗的要求。位姿点 5、6、7 为拔苗位姿点,此段轨迹长度大于苗盘深度 42 mm,保证能将钵苗完整垂直取出。

位姿点 7、8、9 为持苗位姿点,将钵苗夹持至投苗位置。

位姿点 9、1 为投苗位姿点,为保证钵苗下落时竖直姿态,投苗角设为 25°~35°,同时将位姿点 9 与 1 x 坐标设置为相近数值,在较短轨迹行程内,可保证该段运动轨迹内水平方向速度较小,整体速度近乎垂直地面,保证竖直投苗要求。

位姿点 1、2、3、4 为回程位姿点,在此阶段夹苗爪保持张开,避免夹苗爪与秧箱发生干涉。

4.2 取苗机构参数求解与优化

基于开链二杆机构优化设计方法和节曲线优化设计方法,开发了近似多位姿行星轮系取苗机构优化设计软件,界面如图 4 所示。

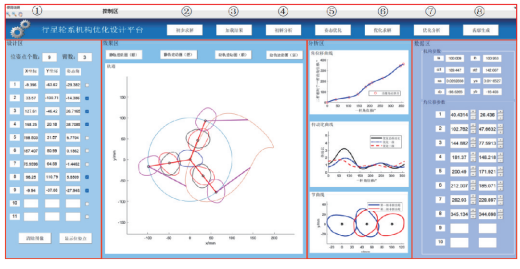


图 4 近似多位姿行星轮系取苗机构优化设计软件界面

Fig. 4 Optimization design software for approximation multi-poses planetary gear train seedling picking mechanism

位姿点 2、3、4、8、9 为回程和持苗阶段辅助位姿点，将这些位姿点姿态角作为自变量，经过所述开链二杆机构优化综合方法，姿态角组合如表 3 所示，机构参数求解结果如表 4 所示，9 个求解位姿点与对应的设计位姿点之间的欧几里得距离之和为 0.484 mm，目标函数迭代曲线如图 5 所示，轨迹曲线如图 6 所示。求解轨迹取投苗位姿点姿态角满足设计目标。

表 3　姿态角优化结果

Tab. 3　Attitude angle optimization result　(°)

参数	数值
φ_1	−28.38
φ_2^*	−14.39
φ_3^*	26.72
φ_4^*	38.71
φ_5	6.77
φ_6	0.19
φ_7	−1.45
φ_8^*	5.65
φ_9^*	−27.95

注 * 表示姿态角优化算法中的自变量。

表 4　机构参数求解结果

Tab. 4　Results for solving institutional parameters

参数	求解数据	圆整数据
一杆长/mm	100.009	100
二杆长/mm	100.953	101
一杆初始方位角/(°)	189.447	190
二杆初始方位角/(°)	142.667	143
行星架旋转中心坐标/mm	(0.026,0.012)	(0,0)

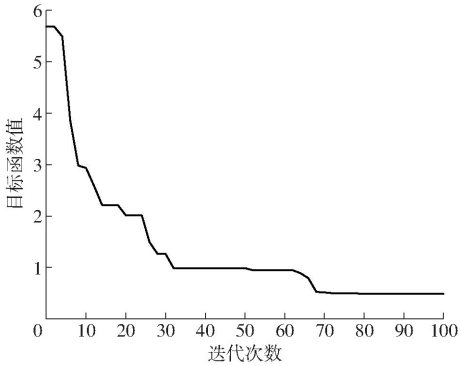


图 5　姿态角优化目标函数迭代曲线

Fig. 5　Iterative curve of objective function for attitude angle optimization

非圆齿轮节曲线优化迭代曲线如图 7 所示。节曲线优化前后角位移曲线、传动比曲线、非圆齿轮节曲线对比如图 8 ~ 10 所示。由图 10 可见，优化后节曲线非圆度、光滑度、周期性有所改善。

两级非圆齿轮节曲线曲率半径与重合度如图 11、12 所示，齿廓如图 13 所示，极少齿廓稍有根

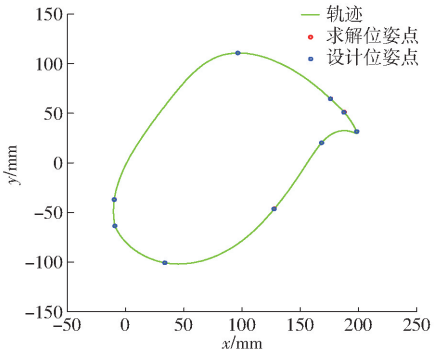


图 6　姿态角优化后轨迹

Fig. 6　Trajectory after attitude angle optimization

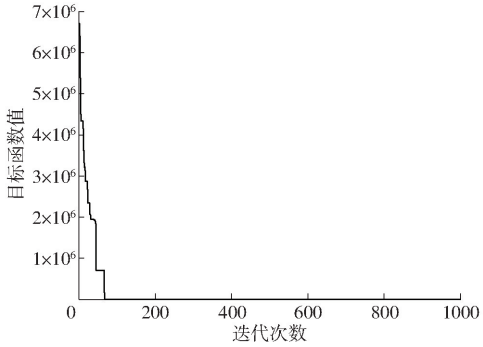


图 7　节曲线优化目标函数迭代曲线

Fig. 7　Iterative curve of objective function for pitch curve optimization

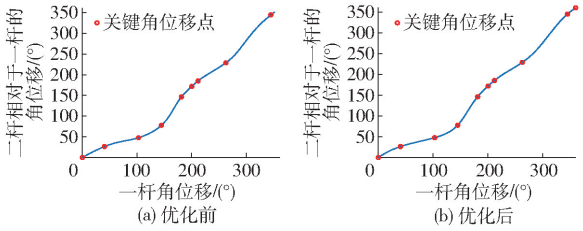


图 8　角位移曲线对比

Fig. 8　Comparison of angular displacement curves

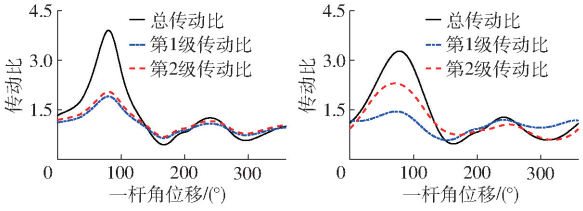


图 9　传动比曲线对比

Fig. 9　Comparison of transmission ratio curves

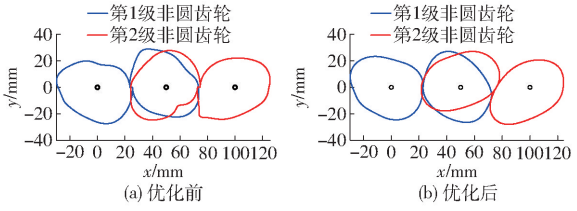
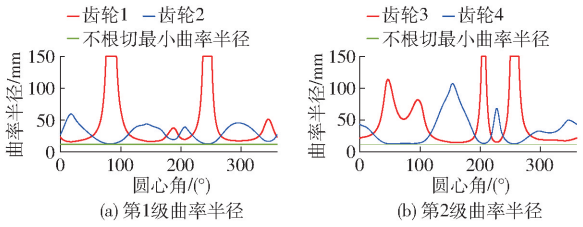


图 10　非圆齿轮节曲线对比

Fig. 10　Comparison of non-circular gear pitch curves

切，但两级齿轮重合度均大于 1.5，可保证齿轮啮合平稳。节曲线优化后与优化前轨迹对比如图 14 所



(a) 第1级曲率半径 (b) 第2级曲率半径

图 11 曲率半径

Fig. 11 Curvature radius

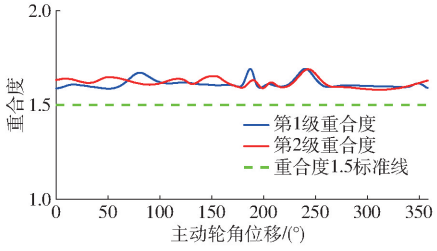


图 12 重合度曲线

Fig. 12 Coincidence curves

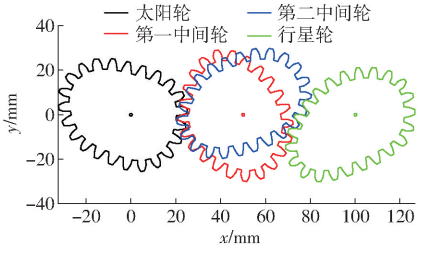


图 13 非圆齿轮齿廓

Fig. 13 Non-circular gear profile

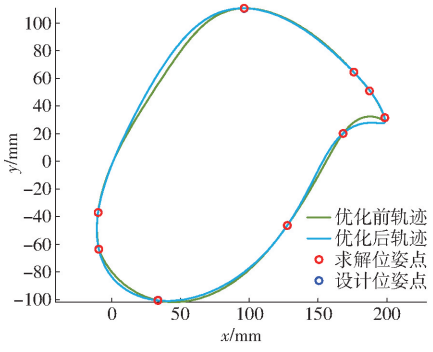


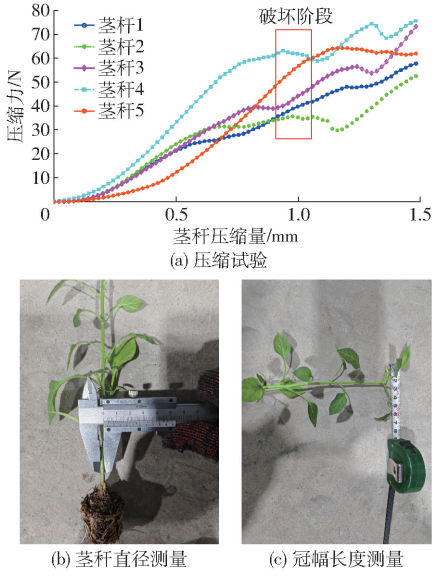
图 14 优化前后轨迹对比

Fig. 14 Trajectory comparison

示,优化后轨迹依然完全通过求解位姿点,位姿点 4 与 5 之间的轨迹虽出现下降,但并没有外凸,不会导致夹苗爪与秧箱干涉。

4.3 取苗机构夹苗部件设计

取苗机构夹苗部件决定夹苗和投苗效果,是取苗机构中的关键零部件。为获取既能夹紧又不伤苗的夹苗爪闭合距离,如图 15b 所示,测量辣椒钵苗茎秆直径,并且利用 LDW-1000 型万能材料试验机对培养 45 d 的 30 根辣椒茎秆进行压缩力学性能测试,部分试验结果如图 15a 所示。由图 15a 可知,最大破裂位移 1.127 mm,最小破裂位移 0.802 mm,平均破裂位移 0.965 mm。为避辣椒枝杈挂在夹苗爪上导致投苗失败,对辣椒钵苗冠幅长度进行测量统计(图 15c),辣椒钵苗几何参数统计如表 5 所示。



(a) 压缩试验

(b) 茎秆直径测量 (c) 冠幅长度测量

图 15 辣椒苗物理特性试验

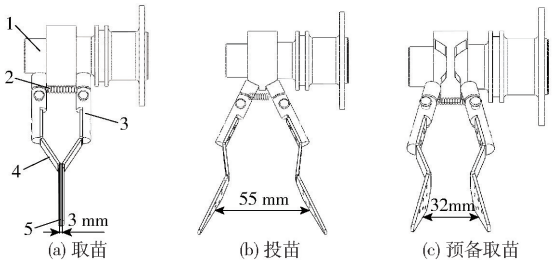
Fig. 15 Physical characteristics test of pepper seedlings

表 5 几何特性参数

Tab. 5 Geometric characteristic parameters mm

参数	最大值	最小值	平均值
茎秆直径	3.94	2.77	3.23
冠幅	62.20	42.30	55.45
苗高	184.2	137.2	151.7

将夹苗部件设计成取、投苗张开量不同的非对称形式。取苗时,如图 16a 所示,夹苗爪张开 3 mm,考虑辣椒苗茎秆粗细多样性,在 2 个夹苗爪上各附着 1 层厚约 1 mm 的软体硅胶以适应茎秆粗细变化。如图 16b 所示,在投苗时,夹苗爪张开 55 mm,大于枝杈长度,保证投苗过程不受影响。投苗后,夹苗爪在回程阶段收小至穴口 32 mm,预备下一次取苗,如图 16c 所示。



(a) 取苗 (b) 投苗 (c) 预备取苗

图 16 取苗臂工作状态示意图

Fig. 16 Schematics of seedling picking components

1. 凸轮 2. 弹簧 3. 取苗杆 4. 夹苗爪 5. 硅胶

5 取苗机构仿真与试验

5.1 取苗机构仿真

利用 ADAMS 开展取苗机构运动学仿真。将行星架转速设定为 75 r/min,夹苗爪边线中点(二杆末

端)x、y 方向位移随行星架转角变化的仿真曲线与理论曲线对比如图 17a、17b 所示,姿态角仿真曲线如图 17c 所示,夹苗爪边线中点的 x、y 方向速度随行星架转角变化仿真曲线与理论曲线对比如图 17d、17e 所示。

由图 17a ~ 17c 可知夹爪边线中点位移和姿态角仿真曲线与理论曲线基本一致,初步验证了理论与设计的一致性。

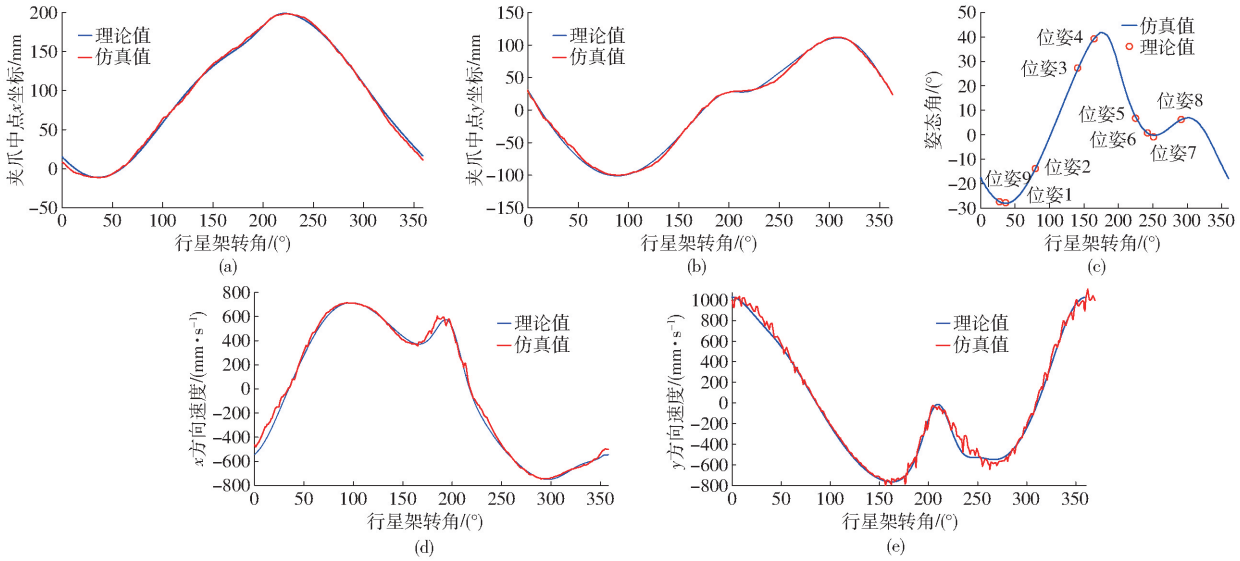


图 17　仿真结果

Fig. 17　Simulation results

由图 17d、17e 可知,行星架旋转 210° ~ 235°时,x、y 方向速度皆在 0 附近,夹苗爪速度较慢,可实现慢速夹取辣椒苗茎秆;行星架旋转 235° ~ 360°(次圈 0°)及 0° ~ 35°时速度较快,该阶段为持苗阶段,夹苗爪夹持钵苗快速送至投苗点;行星架旋转 35°时,夹苗爪 x 方向速度为 0,y 方向速度较快,该位置处于投苗阶段,可保证秧苗竖直投放;35° ~ 205°为回程阶段,该阶段速度较快,可快速回到取苗位置,进行下一次夹取工作。位移、姿态角、速度理论结果与仿真结果基本一致,验证了理论设计正确性和可行性。

5.2　取苗试验台试验

为进一步验证夹茎式三臂取苗机构实际工作性能,搭建取苗试验台进行试验(图 18)。取苗机构理论轨迹、仿真轨迹与高速摄像机拍摄轨迹如图 19 所示。



图 18　取苗试验台

Fig. 18　Seedling testing platform

1. 秧箱　2. 取苗机构　3. 接苗杯　4. 传动箱　5. 电机

试验使用的辣椒钵苗,如图 20 所示,钵苗平均

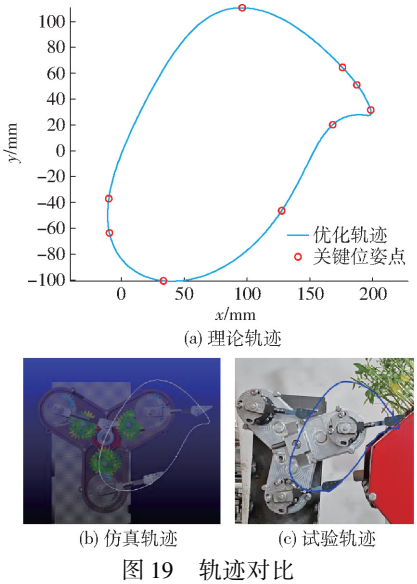


图 19　轨迹对比

Fig. 19　Trajectory comparisons

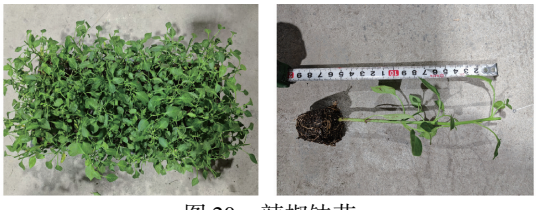
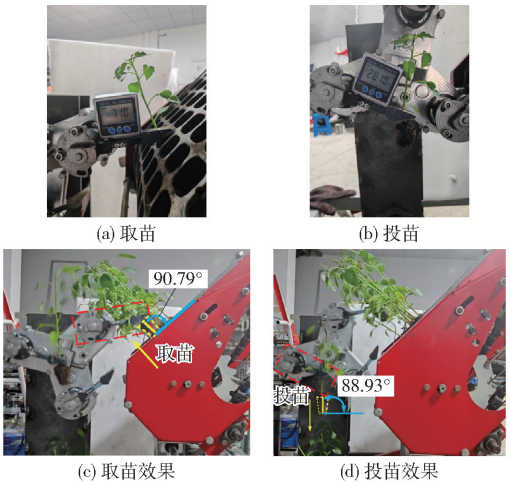


图 20　辣椒钵苗

Fig. 20　Pepper pot seedlings

苗高约 15 cm,钵体长度 40 mm,单株钵苗有子叶 2 片,真叶 6 ~ 10 片,所用的培养基质由灰草、蛭石、珍珠岩等组成,基质含水率约 45%,钵苗培养周期约 45 d。

图 21 为取苗机构取、投苗姿态实物,取、投苗姿态角差值为 35.20°,符合设计要求。对取苗机构开展转速为 30、45、60、75 r/min 的取苗试验,试验结果如表 6 所示。其中,未从秧箱中取出钵苗记为取苗失败;持苗过程中掉落或投苗落点不在接苗杯范围内,记为投苗失败;所取辣椒苗中,出现茎秆破裂情况,记为伤苗。



(a) 取苗 (b) 投苗

(c) 取苗效果 (d) 投苗效果

图 21 取苗机构姿态实物

Fig. 21 Diagrams of different poses of seedling picking mechanism

由表 6 可知,4 种转速下取苗成功率不小于 96.88%,投苗成功率不小于 98.39%,未出现茎秆破裂情况。在可行性和实用性上满足设计目标。在试验中,取苗失败的原因主要有:①每盘苗存在极少数辣椒苗生长不良,茎秆细软,导致夹苗不紧。②高速试验时,秧箱震动增加,尤其在换行时,会产生较大的冲击力,茎秆晃动,导致取苗失败。投苗失败的主要原因是所取辣椒苗茎秆细,夹苗不紧,导致持苗过程中松动掉落。由于夹苗爪采用弹簧钢材料,具有一定弹性,且夹苗爪上附着一层软体硅胶,以茎秆破裂为指标,则试验中未出现伤苗情况。

如表 7 所示,与现有研究[14-15,17]的试验结果相比,本研究在夹茎取苗作业方面取得良好的效果。

表 6 试验结果

Tab. 6 Test data

转速/(r·min^{-1})	取苗效率/(株·min^{-1})	钵苗总数/株	取苗数/株	取苗成功率/%	投苗数/株	投苗成功率/%
30	90	128	126	98.44	125	99.21
45	135	128	125	97.66	124	99.20
60	180	128	125	97.66	123	98.40
75	225	128	124	96.88	122	98.39

表 7 取苗效果对比

Tab. 7 Comparison of seedling picking effects

参数	三臂轮系(本文)	单臂轮系[14]	单臂连杆滑道[17]	双臂轮系[15]
取苗效率/(株·min^{-1})	225	80	80	180
取苗成功率/%	96.88	92.00	89.84	90.74
投苗成功率/%	98.39	94.20	94.20	90.38

6 结论

(1)提出了一种夹茎式三臂非圆齿轮行星轮系取苗机构。根据夹茎取苗农艺要求,设计了合适的取苗轨迹。

(2)对取苗机构进行运动学分析,建立了平面开链二杆机构近似多位姿优化设计模型与非圆齿轮节曲线优化模型,开发了近似多位姿行星轮系取苗机构优化设计软件,求解得到二杆机构杆长与非圆齿轮节曲线,并对节曲线进行了优化。

(3)利用虚拟样机仿真技术和高速摄像机对取苗机构进行轨迹试验,将理论轨迹、仿真轨迹与试验轨迹进行对比,三者基本一致,验证了理论设计的正确性。对取苗机构进行取苗试验,当转速为 75 r/min 时,取苗效率 225 株/min,取苗成功率为 96.88%,投苗成功率为 98.39%,进一步验证了设计的正确性与夹茎式三臂非圆齿轮行星轮系取苗机构的可行性。

参 考 文 献

[1] 张子峰. 我国辣椒产业发展现状、主要挑战与应对之策[J]. 北方园艺,2023(14):153-158.
Zhang Zifeng. Current development situation, main challenges and its counter measures of the pepper industry in China[J]. North Horticulture, 2023(14):153-158. (in Chinese)

[2] 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)

[3] 陈子文,曾添明,林繁松,等. 蔬菜机械化移栽装备研究现状[J]. 南方农机,2024,55(19):1-7,15.
Chen Ziwen, Zeng Tianming, Lin Fansong, et al. Research status of mechanized vegetable transplanting equipment[J]. China Southern Agricultural Machinery,2024,55(19):1-7,15. (in Chinese)

[4] Sakaue O. Development of seeding production robot and automated transplanter system[J]. Japan Agricultural Research Quarterly,1996,30:221-226.

[5] Natsis A, Fountas S, Gemtos T. Transplanting machine operation analysis[J]. AMA-Agricultural Mechanization in Asia Africa

and Latin America, 2011,42(2):33.
[6] 贾体兵,李明. 茄果类蔬菜自动移栽机夹取式取苗机构的研究进展[J]. 湖南农业科学,2023(4):103－108.
Jia Tibing, Li Ming. Research status on automatic transplanting machine with clamping type seedling picking mechanism for solanaceous vegetables[J]. Hunan Agricultural Sciences,2023(4):103－108. (in Chinese)
[7] 韩振浩,颜华,陈科,等. 移栽机械栽植深度仿形技术应用现状及展望[J]. 农业工程,2018,8(4):1－7.
Han Zhenhao, Yan Hua, Chen Ke, et al. Application status and prospect of planting depth profiling technology for transplanting machinery[J]. Agricultural Engineering,2018,8(4):1－7. (in Chinese)
[8] 王侨,曹卫彬,张振国,等. 穴盘苗自动取苗机构的自适应模糊 PID 定位控制[J]. 农业工程学报,2013,29(12):32－39.
Wang Qiao, Cao Weibin, Zhang Zhenguo, et al. Location control of automatic pick-upplug seedlings mechanism based on adaptive fuzzy-PID[J]. Transactions of the CSAE, 2013,29(12):32－39. (in Chinese)
[9] 刘洋,何义川,韩绿化,等. 蔬菜穴盘苗自动取苗机构研究进展[J]. 新疆农垦科技,2023,46(6):52－56.
Liu Yang, He Yichuan, Han Lühua, et al. Research progress of automatic seedling picking mechanism for vegetable plug seedlings[J]. Xinjiang Farm Research of Science and Technology, 2023,46(6):52－56. (in Chinese)
[10] Islam M N, Iqbal M Z, Ali M, et al. Kinematic analysis of a clamp-type picking device for an automatic pepper transplanter [J]. Agriculture, 2020,10(12):627.
[11] Choi I J, Habineza E, Reza M N, et al. Theoretical kinematic analysis of a sliding-type picking mechanism for automatic pepper seedling transplanters[J]. Korean Journal of Agricultural Science, 2024,51(4):497－511.
[12] Khadatkar A, Pandirwar A P, Paradkar V J. Design, development and application of a compact robotic transplanter with automatic seedling picking mechanism for plug-type seedlings[J]. Scientific Reports, 2023,13(1):1883.
[13] Hu Shuangyan,Hu Minjuan,Yan Wei, et al. Design and experiment of an integrated automatic transplanting mechanism for picking and planting pepper hole tray seedlings[J]. Agriculture, 2022,12(4): 557.
[14] 李华,马晓晓,曹卫彬,等. 夹茎式番茄钵苗取苗机构设计与试验[J]. 农业工程学报,2020,36(21):39－48.
Li Hua, Ma Xiaoxiao, Cao Weibin, et al. Design and experiment of seedling picking mechanism by stem clipping for tomato plug seedling[J]. Transactions of the CSAE, 2020,36(21):39－48. (in Chinese)
[15] 任朝阳,严伟,纪要,等. 夹茎式辣椒穴盘苗取苗机构设计与试验[J]. 农业工程学报,2025,41(1):55－64.
Ren Chaoyang, Yan Wei, Ji Yao, et al. Optimized design and experiment of the seedling picking mechanism for stem-clipping for pepper hole tray seedlings[J]. Transactions of the CSAE, 2025,41(1):55－64. (in Chinese)
[16] 韩长杰,肖立强,徐阳,等. 辣椒穴盘苗自动移栽机设计与试验[J]. 农业工程学报,2021,37(13):20－29.
Han Changjie, Xiao Liqiang, Xu Yang, et al. Design and experiment of the automatic transplanter for chili plug seedlings[J]. Transactions of the CSAE, 2021,37(13):20－29. (in Chinese)
[17] 魏志强,宋磊,阳尚宏,等. 穴盘苗夹茎式取投苗机构优化设计与试验[J]. 西南大学学报(自然科学版),2022,44(4):88－99.
Wei Zhiqiang, Song Lei, Yang Shanghong, et al. Optimum design and test of stem clamping type seeding picking and throwing mechanism for plug seedlings[J]. Journal of Southwest University (Natural Science), 2022,44(4):88－99. (in Chinese)
[18] 陈建能,张晓威,刘林敏,等. 夹茎式非圆齿轮玉米钵苗移栽机构设计与试验[J]. 农业工程学报,2023,39(18):30－40.
Chen Jianneng, Zhang Xiaowei, Liu Linmin, et al. Design and experiments of the clipping-stem type non-circular gear transplanting mechanism for corn pot seedlings[J]. Transactions of the CSAE, 2023,39(18):30－40. (in Chinese)
[19] 俞高红,王系林,刘建刚,等. 蔬菜钵苗密植移栽机多行取苗机构设计与试验[J]. 农业机械学报,2023,54(1):94－103.
Yu Gaohong, Wang Xilin, Liu Jiangang, et al. Design and experiment of multi row seedling taking mechanism for dense planting and transplanting of vegetable pot peedlings[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2023, 54(1):94－103. (in Chinese)
[20] 赵雄,周振康,程迪,等. 尖嘴形取苗-直线投苗特性取苗机构优化设计与试验[J]. 农业机械学报,2025,56(9):395－404,449.
Zhao Xiong, Zhou Zhenkang, Cheng Di,et al. Optimization design and experiment of needle shaped seedling picking-straight line seedling feeding characteristics seedling picking mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025,56(9):395－404,449. (in Chinese)
[21] 李红双,马健峰. 基于反转运动规律的蔬菜移栽机凸轮取投苗传动机构研究[J]. 农业机械学报,2025,56(11):223－233,263.
Li Hongshuang, Ma Jianfeng. Cam-driven seedling picking and placing transmission mechanism of vegetable transplanters based on reverse motion law[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025,56(11):223－233, 263. (in Chinese)
[22] 崔巍,赵亮,刘立晶,等. 二阶椭圆行星轮系取苗机构参数优化与试验[J]. 农业机械学报,2020,51(2):79－84,98.
Cui Wei, Zhao Liang, Liu Lijing, et al. Kinematic analysis and experiment of rotary pick-up mechanism on seeding pick-up device[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2020,51(2):79－84,98. (in Chinese)
[23] 周海丽,刘建刚,俞高红,等. 蔬菜移栽机斜齿轮-非圆齿轮行星轮系取苗机构研究[J]. 农业机械学报,2023,54(8):

77 – 86.
Zhou Haili, Liu Jiangang, Yu Gaohong, et al. Design and experiment of seedling picking mechanism for helical gear – non circular gear planetary gear system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023,54(8):77 – 86. (in Chinese)
[24] 黄兴华,张旭,董欣,等. 玉米穴盘钵苗取苗栽植机构参数优化与试验[J]. 东北农业大学学报,2021,52(8):69 – 78.
Huang Xinghua, Zhang Xu, Dong Xin, et al. Optimization and experiment of planting mechanism for taking seedling of corn hole pot seedling[J]. Journal of Northeast Agricultural University, 2021,52(8):69 – 78. (in Chinese)
[25] 赵雄,陈建能,杨茂祥,等. 二阶自由非圆齿轮行星系钵苗移栽机取苗机构[J]. 农业机械学报,2014,45(4):123 – 127.
Zhao Xiong, Chen Jianneng, Yang Maoxiang, et al. Seedling pick-up mechanism of planetary gear train with two-order general non-circular gears[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2014,45(4):123 – 127. (in Chinese)
[26] Jin Xin, Li Shujun, Yang Xuejun, et al. Developments in research on seedling auto-picking device of vegetable transplanter [J]. Applied Mechanics and Materials, 2013,364:375 – 379.
[27] 李渤涛,陈定方. 非圆齿轮设计、制造、检测及应用[J]. 机械工程学报,2020,56(9):55 – 72.
Li Botao, Chen Dingfang. Design, manufacture, inspection and application of non-circular gears[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020,56(9):55 – 72. (in Chinese)
[28] 彭泽辉,杨发展,赵烁,等. 穴盘苗自动化移栽机取苗机构研究进展[J]. 中国农机化学报,2025,46(4):22 – 28.
Peng Zehui, Yang Fazhan, Zhao Shuo, et al. Research progress on taking mechanism of automatic transplanter for pothole seedling[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2025,46(4):22 – 28. (in Chinese)
[29] Zhou Maile, Shan Yiyin, Xue Xianglei, et al. Theoretical analysis and development of a mechanism with punching device for transplanting potted vegetavle seedlings[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering,2020,13(4):85 – 92.
[30] 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)
[31] 黄宽. 精确七位姿水稻钵苗移栽机构的设计与试验[J]. 南方农机,2025,56(1):7 – 16,42.
Huang Kuan. Design and experiment of precise seven-position rice pot seedling transplanting mechanism[J]. China Southern Agricultural Machinery, 2025,56(1):7 – 16,42. (in Chinese)
[32] 孙良,胡艺翔,邢子勤,等. 基于近似多位姿的轮系式钵苗移栽机构运动综合[J]. 农业机械学报,2020,51(12):103 – 111.
Sun Liang, Hu Yixiang, Xing Ziqin, et al. Kinematics synthesis of wheeled pot seedling transplanting mechanism based on approximate multi-pose[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020,51(12):103 – 111. (in Chinese)
[33] Ye Jun,Zhao Xiong,Wang Ying, et al. A novel planar motion generation method based on the synthesis of planetary gear train with noncircular gears[J]. Journal of Mechanical Science and Technology,2019,33(10):4939 – 4949.
[34] 王磊. 基于多元函数极值理论的机构多位姿运动综合方法及试验研究[D]. 杭州:浙江理工大学,2022.
Wang Lei. Multi-position motion synthesis method and experimental of mechanism based on multivariate function extreme value theory[D]. Hangzhou:Zhejiang Sci-Tech University,2022. (in Chinese)
[35] Tang Shutao. Control point reduction for lofted B-spline surface interpolation based on serial closed contours[J]. Computational and Applied Mathematics,2023,42(2):86.
[36] 郭凤华,杨兴强. 调整节点矢量对 B 样条曲线的影响[J]. 计算机工程与科学,2005(11):113 – 114.
Guo Fenghua, Yang Xingqiang. The effect of knot modifications on B-spline curves[J]. Computer Engineering and Science, 2005(11):113 – 114. (in Chinese)
[37] Ao Meng, Yu Gaohong, Wang Lei, et al. A unified optimization design method for multi-stage non-circular gear transmission based on periodic B-spline interpolation[J]. Advances in Engineering Software, 2024,197:103760.
[38] Ao Meng, Yu Gaohong, Wang Lei, et al. Optimization synthesis of hybrid six-bar mechanism with non-circular gear constraints [J]. Journal of Mechanical Design,2023,145(6): 064502.
[39] 陈建能,叶军,赵华成,等. 高阶变性偏心共轭非圆齿轮的凹凸性及根切判别[J]. 中国机械工程,2014,25(22):3028 – 3033.
Chen Jianneng, Ye Jun, Zhao Huacheng, et al. Concavity and undercutting of high-order deformed eccentric conjugate non-circular gears[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2014,25(22):3028 – 3033. (in Chinese)