doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.09.031

尖嘴形取苗-直线投苗特性取苗机构优化设计与试验

赵　雄[1,2]　周振康[1]　程　迪[1]　马行潇[1]　徐亚丹[3]　俞高红[1,2]

(1.浙江理工大学机械工程学院,杭州 310018;2.浙江省种植装备技术重点实验室,杭州 310018;
3.杭州职业技术学院吉利汽车学院,杭州 310018)

摘要:蔬菜密植多行同步种植场景中,由于取苗针间距与行距之间的差异需要配置导苗杯,现有旋转式自动取苗机构工作时,因钵苗基质紧实度和盘根性差异,普遍出现“提前落苗”和“甩苗”现象而导致钵苗无法顺利通过接苗杯的问题。本文提出一种能适应钵苗基质差异性的“尖嘴形取苗-直线投苗”轨迹,开展基于关键位姿点与轨迹约束的非圆齿轮行星轮系取苗机构优化研究。将取苗机构简化为开链 2R 杆组,基于四位姿开链 2R 杆组综合和混合四位姿直线轨迹开链 2R 杆组综合建立机构参数求解模型,优化机构参数、开展样机取投试验,试验结果表明,马鞭草、牛至、薄荷钵苗提前投苗率为 10.9%、5.4%、39.6%,接苗成功率为 92.2%、95.7%、96.8%。研究成果为钵苗顺利通过接苗提供了技术参考。

关键词:取苗机构;密植类作物;关键位姿点;轨迹约束;直线轨迹

中图分类号:S223　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2025)09-0395-10　　**OSID**:

Optimization Design and Experiment of Needle Shaped Seedling Picking-Straight Line Seedling Feeding Characteristics Seedling Picking Mechanism

ZHAO Xiong[1,2]　ZHOU Zhenkang[1]　CHENG Di[1]　MA Xingxiao[1]　XU Yadan[3]　YU Gaohong[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*
3. *Geely Automative Institute*, *Hangzhou Vocational and Technical College*, *Hangzhou* 310018, *China*)

Abstract: In the scenario of synchronous planting of vegetables in multiple rows, due to the difference between the spacing and the seedling picking needles and the row spacing, a seedling guide cup needs to be configured. When the existing rotating automatic seedling picking mechanism works, the phenomenon of “premature seedling dropping” and “seedling throwing” commonly occurs due to the differences in the compactness and rootedness of the bowl seedling substrate, resulting in the inability of bowl seedlings to pass through the seedling receiving cup smoothly. A “needle shaped seedling picking-straight line seedling throwing” trajectory that can adapt to the substrate differences of bowl seedlings was proposed, and optimization research on non-circular gear planetary gear picking mechanism was conducted based on key pose points and trajectory constraints. The seedling picking mechanism was simplified into an open chain 2R rod group, a mechanism parameter solving model was established based on the synthesis of four pose open chain 2R rod group and mixed four pose linear trajectory open chain 2R rod group, the mechanism parameters were optimized, and prototype picking and throwing experiments were carried out. The experimental results showed that the early seedling throwing rates of verbena, cowpea, and mint bowl seedlings were 10.9%, 5.4%, and 39.6%, and the success rates of seedling picking were 92.2%, 95.7%, and 96.8%, respectively. This results can provide a technical reference for reducing the problem of bowl seedlings being unable to pass through seedling reception smoothly.

Key words: seedling pick-up mechanism; close planting crops; key pose points; trajectory constraints; linear trajectory

收稿日期:2024-06-14　修回日期:2024-07-30

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(32071909)和杭州市农业和社会发展一般项目(202203B08)

作者简介:赵雄(1982—),男,教授,博士生导师,主要从事现代农业装备与技术研究,E-mail:zhaoxiong@zstu.edu.cn

0 引言

我国蔬菜有 60% 以上的品种采用钵苗移栽方式[1-3],多数属于密植型作物,小行距种植,即在狭窄的垄面内实现单排多行种植。这类种植方式对移栽机要求很高,目前国内现有半自动移栽机多为单行或两行作业,作业空间小,且劳动强度高,移栽效率低。因此,密植型作物实现多行移栽是当前我国农机领域亟待提升的薄弱环节。

国内外学者对多行移栽机进行了诸多研究。澳大利亚 Transplant Systems 公司研发的 HD144 型自动移栽机采用滑针式取苗机械手从水平放置的钵盘中实现钵苗整排多行夹取作业[4-5],但整体结构复杂,行距调整过程繁琐,不适于韧性较低的钵苗作业。日本洋马株式会社研制了行星轮系-滑道组合式取苗机构[6],该机构传动方式易于构造合适的取苗轨迹,但整体结构复杂,取苗效率低,且滑道结构易磨损,力学性能差。周海丽等[7]研制了斜齿轮-非圆齿轮行星轮系取苗机构,该机构能够形成特殊的直线取苗轨迹,但苗针垂直扎入钵苗基质增大了伤苗率,且机构高速运转时振动较大。俞高红等[8-11]研制了适于 120 mm 行距的 8 行蔬菜自动移栽机,该方案将旋转式取苗机构进行多分支化处理,实现整排同步夹取,大大提高了工作效率,但相邻苗针间距与行距存在较大差距,取苗机构无法在投苗点直接将钵苗投入对应的栽植机构中,钵苗需要通过接苗杯组实现横向变距后落入栽植机构。

在蔬菜多行同步密植场景中,为实现钵苗整排同步夹取,取苗针间距 72 mm(对应 128 穴盘 2 个穴孔孔距),与种植一般要求的行距 100 ~ 150 mm 存在差异。因此取苗机构需要配置导苗杯来实现钵苗的横向变距。现有旋转式自动取苗机构在投苗时轨迹较为倾斜,钵苗易受到自身重力和惯性的影响出现“提前落苗”和“甩苗”现象而导致钵苗无法顺利通过接苗杯落入对应的栽植机构中。

本文提出一种能适应钵苗基质差异性的“尖嘴形取苗-直线投苗”轨迹,开展基于关键位姿点与轨迹约束的非圆齿轮行星轮系取苗机构优化研究。对取苗臂苗针尖点运动轨迹与姿态进行分析,设计适应作物密植环境的“尖嘴形取苗-直线投苗”轨迹。在基于四位姿开链 2R 杆组综合和混合四位姿直线轨迹开链 2R 杆组综合下,结合计算机辅助优化设计软件,选取最优解机构参数。利用 ADAMS 建立虚拟样机进行运动仿真,并搭建取苗机构物理样机和试验台进行试验。

1 取苗机构轨迹设计

对现有旋转式自动取苗机构在工作时普遍存在“提前落苗”和“甩苗”现象进行分析。前者产生原因如图 1b 所示,部分蔬菜钵苗盘根效果差,基质较为松散,苗针在夹持过程中与基质块贴合面积较小,钵苗易在转移至投苗点的过程中受自身重力或机构运转带来的轻微振动等因素影响而提前脱离苗针束缚;后者产生原因如图 1c 所示,现有取苗轨迹普遍呈“鹰嘴形”,机构在投苗点附近区段形成的轨迹较为倾斜,导致苗针尖点在经过投苗点时速度方向并不是竖直向下,当提高回转体转速,部分质量较大的钵苗受惯性影响,苗针易在投苗点将瞬间脱离其控制的钵苗朝着当前速度方向甩出(本质是斜抛运动)。

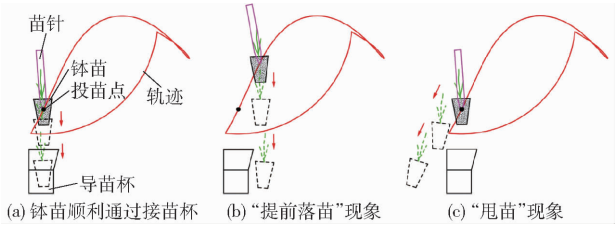


图 1 现有旋转式自动取苗机构普遍存在的问题

Fig. 1 Common problems of existing rotary automatic seedling pick-up mechanisms

为解决上述问题,需要重新设计取苗轨迹。在作物密植环境中,完整的取投苗过程主要包括取苗、移苗、投苗和回程 4 个关键阶段[12-14]:首先苗针扎入钵体夹持基质块后将其抽离钵盘,接着沿理想轨迹(苗针尖点轨迹)将钵苗移至接苗杯上方投放,钵苗经接苗杯横向变距后落入对应的栽植机构中,最后苗针转移至初始位置,重复取投苗动作。为便于空钵盘回收,秧箱倾斜布置,钵盘与水平面夹角为 45°。

通过上述取投苗过程关键阶段分析,本文提出了一种“尖嘴形取苗-直线投苗”轨迹(图 2)。在入钵夹苗段 HAB,为避免伤害苗叶,苗针从钵苗茎秆和叶片下方靠近,扎进钵体后逐渐偏转至钵苗直立方向。在取苗出钵段 BC,苗针运动至取苗点 B 处夹持住基质块后,应尽量沿钵苗直立方向将其拖至出钵点 C 以减少基质与钵盘磕碰,入钵夹苗段和取苗出钵段共同组成带有一小环扣的“尖嘴形取苗”轨迹。在投苗段 EFG,苗针需经过点 G 后立马进入回程段,为避免出现苗针带苗现象,设置点 G 上方的点 F 为投苗点,在该点时,钵苗在推苗爪作用下完全脱离苗针后应尽量保持直立状态落入接苗杯中以免苗叶挂住接苗杯外壁而堵塞通道。因此,优化

EFG 段为直线以保证提前投放的钵苗顺利通过接苗杯。且苗针在直线上任意一点投苗时，尖点速度方向始终竖直向下，没有横向速度影响投放路线。

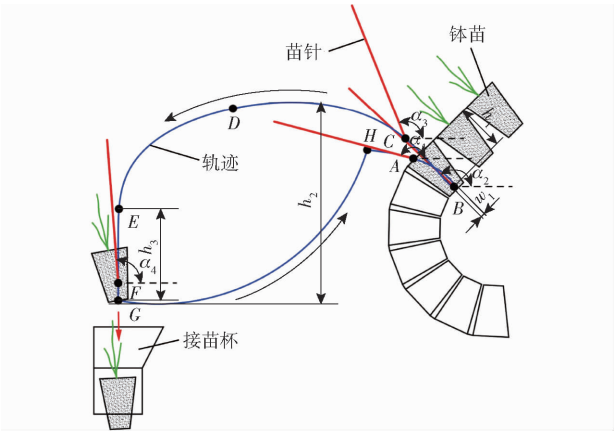


图 2　取苗机构轨迹示意图

Fig. 2　Trajectory diagram of seedling picking mechanism

为满足密植型作物取投苗要求以及保证机构工作可靠性，轨迹和苗针倾角（与水平面夹角）需要达到相应设计目标，如表 1 所示。

表 1　轨迹和苗针姿态角设计目标

Tab. 1　Trajectory and needle posture angle design goals

参数	数值
苗针进入钵盘内深度 h_1/mm	35 ~ 39
轨迹整体高度 h_2/mm	≥160
直线轨迹长度 h_3/mm	≥80
环扣宽度 w_1/mm	2 ~ 6
入钵点 A 处苗针倾角 α_1/(°)	≤167
取苗点 B 处苗针倾角 α_2/(°)	133 ~ 137
出钵点 C 处苗针倾角 α_3/(°)	≥103
投苗点 F 处苗针倾角 α_4/(°)	80 ~ 100

2　开链 2R 杆组综合

2.1　取苗机构工作原理

如图 3 所示，取苗机构主要部件包括行星架、非圆齿轮副、凹凸锁止弧和取苗臂，取苗臂壳体外部装有苗针、推苗爪，内部装有推苗杆、拨叉，实现取投苗动作。机构的理论模型可简化为一个平面开链 2R 杆组：行星架（曲柄）记为杆 L_1，其旋转中心（圆心点）为 A_0；取苗臂（连杆）记为杆 L_2，其旋转中心（圆点）为 A_c。取苗作业时，太阳轮同机架固接，取苗臂同行星轮固接，行星架绕圆心点 A_0 逆时针旋转，通过非圆齿轮副传动实现取苗臂相对行星架作反方向周期性非匀速摆动（绕圆点 A_c 顺时针转），从而使苗针尖点实现复杂轨迹与姿态要求。

2.2　四位姿开链 2R 杆组综合

为实现上述“尖嘴形取苗-直线投苗”轨迹，根据轨迹形成规律和特点，如图 2 所示，选择取苗点

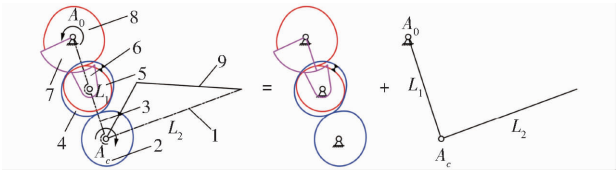


图 3　取苗机构结构简图及其简化模型

Fig. 3　Structure diagram and simplified model of seedling picking mechanism

1. 取苗臂　2. 太阳轮　3. 行星架　4. 第一中间轮　5. 第二中间轮　6. 凹锁止弧　7. 凸锁止弧　8. 太阳轮　9. 苗针

B、出钵点 C、持苗点 D 和投苗点 F 作为苗针尖点通过的 4 个关键位姿点[15-16]。

如图 4 所示，在开链 2R 杆组中，曲柄绕圆心点逆时针转，被导引的构件为连杆，连杆平面 π 的位置由连杆平面上任意点 P 以及任选的一条直线 PS 的方位角确定[17-21]，该平面在第 i 位置时，其点 P 为 $P_i(x_i, y_i)$，P_iS_i 方位角为 $\theta_i(i=1,2,3,4)$。

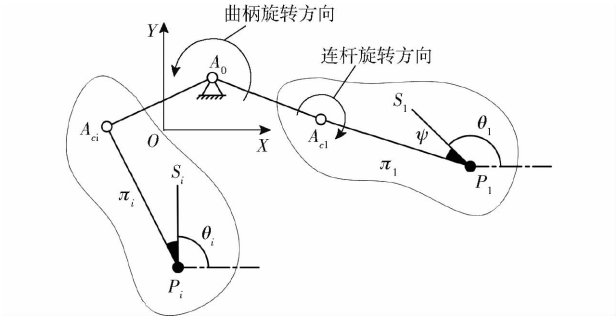


图 4　刚体平面运动示意图

Fig. 4　Plane motion diagram of rigid body

设待求第 1 位置圆心点和圆心矢量分别为 $\boldsymbol{A}_0=(x_0,y_0)^{\mathrm{T}}$ 和 $\boldsymbol{A}_{c1}=(x_{c1},y_{c1})^{\mathrm{T}}$；第 i 位置圆点矢量为 $\boldsymbol{A}_{ci}=(x_{ci},y_{ci})^{\mathrm{T}}$，$i=2,3,4$，则有

$$\begin{bmatrix}\boldsymbol{A}_{ci}^{\mathrm{T}}\\1\end{bmatrix}=\boldsymbol{D}_{1i}\begin{bmatrix}\boldsymbol{A}_{c1}^{\mathrm{T}}\\1\end{bmatrix}\tag{1}$$

其中

$$\boldsymbol{D}_{1i}=\begin{bmatrix}D_{11i}&D_{12i}&D_{13i}\\D_{21i}&D_{22i}&D_{23i}\\D_{31i}&D_{32i}&D_{33i}\end{bmatrix}\tag{2}$$

$$\begin{cases}D_{11i}=\cos\theta_{1i}\\D_{12i}=-\sin\theta_{1i}\\D_{13i}=x_i-x_i\cos\theta_{1i}+y_i\sin\theta_{1i}\\D_{21i}=\sin\theta_{1i}\\D_{22i}=\cos\theta_{1i}\\D_{23i}=y_i-x_i\sin\theta_{1i}-y_i\cos\theta_{1i}\\D_{31i}=0\\D_{32i}=0\\D_{33i}=1\end{cases}\tag{3}$$

式中　$\boldsymbol{D}_{1i}$——刚体一般位移矩阵

θ_{1i}——连杆平面第 i 位置相对于第 1 位置的转角,(°)

根据杆长不变条件,有约束方程

$$(\boldsymbol{A}_{ci}-\boldsymbol{A}_0)^{\mathrm{T}}(\boldsymbol{A}_{ci}-\boldsymbol{A}_0)=(\boldsymbol{A}_{c1}-\boldsymbol{A}_0)^{\mathrm{T}}(\boldsymbol{A}_{c1}-\boldsymbol{A}_0) \tag{4}$$

将式(1)代入式(4),整理得

$$A_{i1}(x_0x_{c1}+y_0y_{c1})+A_{i2}(y_0x_{c1}-x_0y_{c1})+A_{i3}x_0+A_{i4}y_0+A_{i5}x_{c1}+A_{i6}y_{c1}+A_{i7}=0 \tag{5}$$

其中

$$\begin{cases}A_{i1}=1-D_{11i}\\A_{i2}=D_{12i}\\A_{i3}=-D_{13i}\\A_{i4}=-D_{23i}\\A_{i5}=D_{11i}D_{13i}+D_{21i}D_{23i}\\A_{i6}=D_{12i}D_{13i}+D_{22i}D_{23i}\\A_{i7}=\dfrac{D_{13i}^2+D_{23i}^2}{2}\end{cases} \tag{6}$$

把 x_0 和 y_0 看作未知数,由线性代数相容性原理有

$$\begin{vmatrix}A_{21}x_{c1}-A_{22}y_{c1}+A_{23} & A_{22}x_{c1}+A_{21}y_{c1}+A_{24} & A_{25}x_{c1}+A_{26}y_{c1}+A_{27}\\A_{31}x_{c1}-A_{32}y_{c1}+A_{33} & A_{32}x_{c1}+A_{31}y_{c1}+A_{34} & A_{35}x_{c1}+A_{36}y_{c1}+A_{37}\\A_{41}x_{c1}-A_{42}y_{c1}+A_{43} & A_{42}x_{c1}+A_{41}y_{c1}+A_{44} & A_{45}x_{c1}+A_{46}y_{c1}+A_{47}\end{vmatrix}=0 \tag{7}$$

展开式(7),各未知项系数用三阶行列式表示为

$$\begin{aligned}&|A_{21}A_{32}A_{45}|(x_{c1}^3+x_{c1}y_{c1}^2)+|A_{21}A_{32}A_{46}|(y_{c1}^3+x_{c1}^2y_{c1})+\\&(|A_{21}A_{32}A_{47}|+|A_{21}A_{34}A_{45}|+|A_{23}A_{32}A_{45}|)x_{c1}^2+\\&(|A_{21}A_{32}A_{47}|+|A_{24}A_{32}A_{46}|+|A_{23}A_{31}A_{46}|)y_{c1}^2+\\&(|A_{21}A_{34}A_{47}|+|A_{23}A_{32}A_{47}|+|A_{23}A_{34}A_{45}|)x_{c1}+\\&(|A_{24}A_{32}A_{47}|+|A_{23}A_{31}A_{47}|+|A_{23}A_{34}A_{46}|)y_{c1}+\\&(|A_{21}A_{34}A_{46}|+|A_{24}A_{32}A_{45}|+|A_{23}A_{31}A_{45}|+\\&|A_{23}A_{32}A_{46}|)x_{c1}y_{c1}+|A_{23}A_{34}A_{47}|=0\end{aligned} \tag{8}$$

令

$$\begin{cases}H_1=|A_{21}A_{32}A_{45}|\\H_2=|A_{21}A_{32}A_{46}|\\H_3=|A_{21}A_{32}A_{47}|+|A_{21}A_{34}A_{45}|+|A_{23}A_{32}A_{45}|\\H_4=|A_{21}A_{32}A_{47}|+|A_{24}A_{32}A_{46}|+|A_{23}A_{31}A_{46}|\\H_5=|A_{21}A_{34}A_{46}|+|A_{24}A_{32}A_{45}|+|A_{23}A_{31}A_{45}|+|A_{23}A_{32}A_{46}|\\H_6=|A_{21}A_{34}A_{47}|+|A_{23}A_{32}A_{47}|+|A_{23}A_{34}A_{45}|\\H_7=|A_{24}A_{32}A_{47}|+|A_{23}A_{31}A_{47}|+|A_{23}A_{34}A_{46}|\\H_8=|A_{23}A_{34}A_{47}|\end{cases} \tag{9}$$

则式(8)可写为关于 x_{c1} 和 y_{c1} 的三次方程,即

$$\begin{aligned}&H_1x_{c1}^3+H_2y_{c1}^3+H_1x_{c1}y_{c1}^2+H_1x_{c1}^2y_{c1}+\\&H_3x_{c1}^2+H_4y_{c1}^2+H_5x_{c1}y_{c1}+H_7y_{c1}+H_8=0\end{aligned} \tag{10}$$

式(10)即为布尔梅斯特圆点曲线方程式,令 x_{c1} 在限定的区间内连续取值,解得对应的 y_{c1}、x_0 和 y_0 即可得有限空间区域内布尔梅斯特曲线(图 5)。

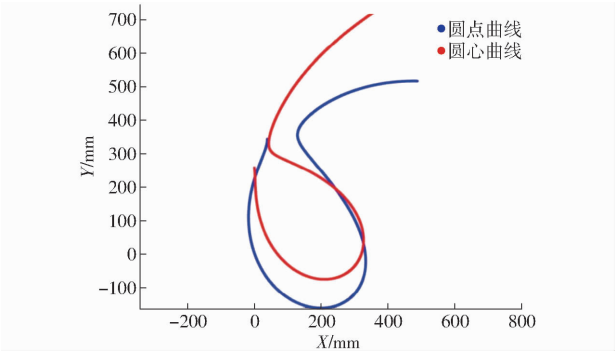


图 5 有限空间区域内布尔梅斯特曲线

Fig. 5 Burmester curve in finite spatial region

在图 5 的圆心曲线上任意选取一点 $A_0(x_0,y_0)$,连接圆点曲线上与之对应的点 $A_{c1}(x_{c1},y_{c1})$,再连接给定第 1 个关键位姿点 $P_1(x_1,y_1)$ 即可综合出一个开链 2R 杆组,有限空间区域内所能综合得到的所有不存在顺序缺陷的开链 2R 杆组构成可行域。机构参数计算式为

$$\begin{cases}r=\sqrt{(x_{c1}-x_0)^2+(y_{c1}-y_0)^2}\\l=\sqrt{(x_{c1}-x_1)^2+(y_{c1}-y_1)^2}\\\varphi_{11}=\arctan\dfrac{y_{c1}-y_0}{x_{c1}-x_0}\\\varphi_{21}=\arctan\dfrac{y_{c1}-y_1}{x_{c1}-x_1}\\\psi=\varphi_{21}-\theta_1\end{cases} \tag{11}$$

式中 r——曲柄 L_1 长度,mm

θ_1——第一位姿姿态角,(°)

l——连杆 L_2 长度,mm

φ_{11}——杆 L_1 初始角,(°)

φ_{21}——杆 L_2 初始角,(°)

ψ——标线夹角,(°)

2.3 混合四位姿直线轨迹开链 2R 杆组综合

可行域内任选一个解仅可满足给定的 4 个精确位姿要求,无法形成满足设计目标的复杂轨迹,尤其是实现图 2 所示段直线轨迹 EFG。

如图 6 所示,建立直角坐标系 XOY,令直线轨迹方向垂直于 X 轴,在投苗点 P_4 前后设置 2 个直线轨迹始末点 P_5 和 P_6(3 点横坐标值相同,$x_5=x_4=x_6$),通过给定最低点的速度约束条件,提出由混合点构成的直线,综合得三阶密切的直线机构导引连杆形成直线轨迹[22-23]。

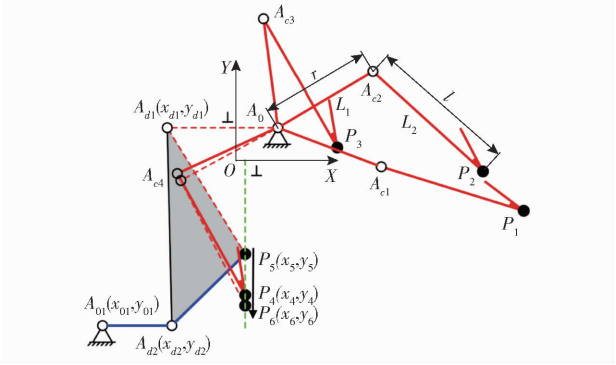


图 6　混合点示意图

Fig. 6　Schematic of mixing points

其中，机构 1 条开式运动链为上述可行域中的解（以下称第 1 杆组），其参数和旋转中心均已知：L_1 旋转中心为 A_0，长度为 r；L_2 长度为 l；关键位姿点为 $P_i(i=1,2,3,4)$；圆点为 $A_{ci}(i=1,2,3,4)$。同时，在直线轨迹起点 P_5 处，两连架杆平行（$A_0A_{d1} \parallel A_{01}A_{d2}$）并垂直于给定的直线方向（特殊形位条件），从而保证了点 P_5 速度要求（连杆处于瞬时平动位置，速度方向竖直向下），对于竖直速度约束而言，只需控制直线轨迹终点 P_6 速度方向即可，点 P_5 和点 P_6 处的速度方向相同，都在给定的直线轨迹上。机构待求量为另一条开式运动链（以下称第 2 杆组）圆心点和圆点坐标。

为利于综合方程求解，建立直角坐标系 TON，N 轴与 X 轴平行同向，T 轴与 Y 轴平行背向（图 7a）。$P_5(x_5,y_5)$、$P_4(x_4,y_4)$、$P_6(x_6,y_6)$ 在 TON 内记为 $P_1^h(t_1,n_1)$、$P_2^h(t_2,n_2)$、$P_3^h(t_3,n_3)$。

设待求第 1 位置圆心点矢量为 $\boldsymbol{A}_0^h=(t_0,n_0)^{\mathrm{T}}$，圆点矢量为 $\boldsymbol{A}_{c1}^h=(t_{c1},n_{c1})^{\mathrm{T}}$；第 i 位置圆点矢量为 $\boldsymbol{A}_{ci}^h=(t_{ci},n_{ci})^{\mathrm{T}}(i=2,3)$，则有

$$\begin{bmatrix}\boldsymbol{A}_{ci}^{h\mathrm{T}}\\1\end{bmatrix}=\boldsymbol{D}_{1i}\begin{bmatrix}\boldsymbol{A}_{c1}^{h\mathrm{T}}\\1\end{bmatrix} \tag{12}$$

其中，$\boldsymbol{D}_{1i}$和式（1）略有不同，应将 x_i 替换为 t_i，将 y_i 替换为 n_i，$\theta_{1i}=\theta_i^h-\theta_1^h$，$\theta_i^h$ 为连杆在 $P_i^h(t_i,n_i)$ 位置时与 T 轴的夹角。

第 1 位置圆点坐标 t_{c1}和 n_{c1}的分布曲线为布尔梅斯特圆点曲线，但直线机构综合过程中给定的是 3 个有限分离位置点和第 3 点速度约束，即混合四位姿问题，故需对系数 $A_{ij}(i=2,3,4;j=1,2,\cdots,7)$进行调整。

令点 P_1^h 为原点，则点 P_2^h、P_3^h 纵坐标为 0，P_3^h 处纵坐标方向速度为 0，$t_1=n_1=n_2=n_3=0$，可得 $A_{i4}=0$，$i=2,3,4$。当 $t_0=t_{c1}$时，方程式（5）转换为

$$\begin{aligned}&A_{i1}(t_0^2+n_0n_{c1})+A_{i2}(n_0-n_{c1})t_0+\\&(A_{i3}+A_{i5})t_0+A_{i6}n_{c1}+A_{i7}=0\\&i=(2,3,4)\end{aligned} \tag{13}$$

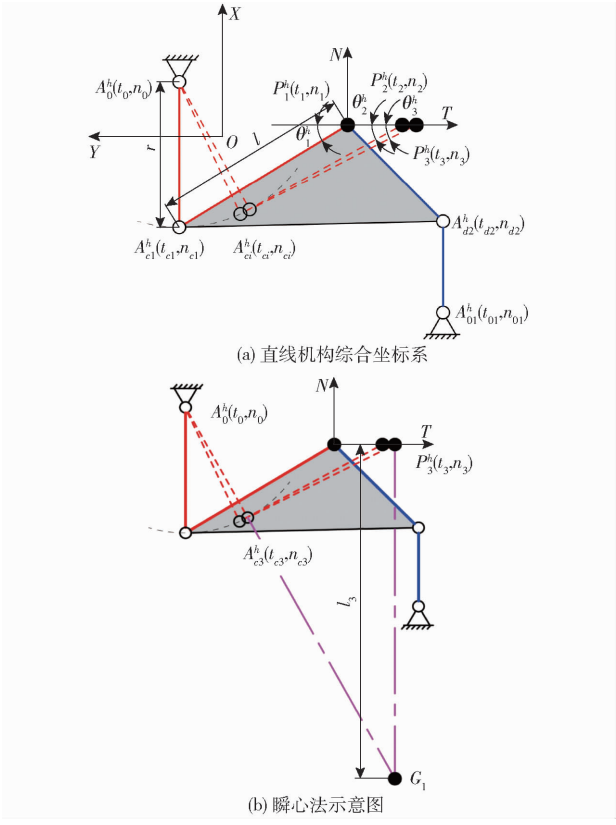


图 7　直线机构综合坐标系与瞬心法示意图

Fig. 7　Schematic of comprehensive coordinate system and instantaneous center method for linear mechanism

其中

$$\begin{cases}A_{i1}=1-D_{11i}\\A_{i2}=D_{12i}\\A_{i3}=-D_{13i}\\A_{i5}=D_{11i}D_{13i}+D_{21i}D_{23i}\\A_{i6}=D_{12i}D_{13i}+D_{22i}D_{23i}\\A_{i7}=\dfrac{D_{13i}^2+D_{23i}^2}{2}\\A_{41}=\dot{\theta}_{13}\sin\theta_{13}\\A_{42}=-\dot{\theta}_{13}\cos\theta_{13}\\A_{43}=\dot{\theta}_{13}(n_3-t_1\sin\theta_{13}-n_1\cos\theta_{13})-(\dot{t}_3+n_3\dot{\theta}_{13})\\A_{44}=-\dot{\theta}_{13}(t_3-t_1\cos\theta_{13}-n_1\sin\theta_{13})-(\dot{n}_3-t_3\dot{\theta}_{13})\\A_{45}=\cos\theta_{13}(\dot{t}_3+n_3\dot{\theta}_{13})+\sin\theta_{13}(\dot{n}_3-t_3\dot{\theta}_{13})\\A_{46}=\cos\theta_{13}(\dot{n}_3+t_3\dot{\theta}_{13})-\sin\theta_{13}(\dot{t}_3+n_3\dot{\theta}_{13})\\A_{47}=(\dot{t}_3+n_3\dot{\theta}_{13})(t_3-t_1\cos\theta_{13}+n_1\sin\theta_{13})+\\\qquad(\dot{n}_3+t_3\dot{\theta}_{13})(n_3-t_1\sin\theta_{13}-n_1\cos\theta_{13})\end{cases} \tag{14}$$

由设计条件知 $\dot{n}_3=0$，$\dot{\theta}_{13}$取任意不为零的值，$\dot{t}_3$可由瞬心法计算得到，如图 7 所示，过 A_{c3}^h作射线平行于$\overline{A_0^hA_{c3}^h}$，过 P_3^h 作射线垂直于 T 轴，两条射线交点

G_1 即为连杆瞬心，故 $\dot{t}_3$ 计算式为

$$\dot{t}_3 = \dot{\theta}_{13} l_3 \tag{15}$$

式中 l_3——$\overline{P_3^h G_1}$ 长度，mm

式(13)只有 3 个未知数 t_0、n_0 和 n_{c1}，解此方程即可确定第 2 杆组圆心点和圆点。

令 $m_i = \dfrac{A_{i2}}{A_{i1}}$，$k_i = \dfrac{A_{i3} + A_{i5}}{A_{i1}}$，$p_i = \dfrac{A_{i6}}{A_{i1}}$，$q_i = \dfrac{A_{i7}}{A_{i1}}$，$i = 2, 3, 4$，则式(13)可写为

$$t_0^2 + n_0 n_{c1} + m_i(n_0 - n_{c1}) t_0 + k_i t_0 + p_i n_{c1} + q_i = 0 \quad (i = 2, 3, 4) \tag{16}$$

将式(16)简化得

$$\begin{cases} M_{32} t_0 n_0 + (P_{32} - M_{32} t_0) n_{c1} + K_{32} t_0 + Q_{32} = 0 \\ M_{42} t_0 n_0 + (P_{42} - M_{42} t_0) n_{c1} + K_{42} t_0 + Q_{42} = 0 \end{cases} \tag{17}$$

其中

$$\begin{cases} M_{32} = m_3 - m_2 \\ P_{32} = p_3 - p_2 \\ K_{32} = k_3 - k_2 \\ Q_{32} = q_3 - q_2 \\ M_{42} = m_4 - m_2 \\ P_{42} = p_4 - p_2 \\ K_{42} = k_4 - k_2 \\ Q_{42} = q_4 - q_2 \end{cases} \tag{18}$$

由式(17)解得 n_0 和 n_{c1} 为

$$\begin{cases} n_0 = \dfrac{St_0^2 + Tt_0 + U}{Rt_0} \\ n_{c1} = \dfrac{St_0 + V}{R} \end{cases} \tag{19}$$

其中

$$\begin{cases} R = M_{32} P_{42} - M_{42} P_{32} \\ S = K_{32} M_{42} - K_{42} M_{32} \\ T = Q_{32} M_{42} - P_{42} K_{32} - Q_{42} M_{32} + K_{42} P_{32} \\ U = Q_{42} P_{32} - Q_{32} P_{42} \\ V = M_{42} Q_{32} - M_{32} Q_{42} \end{cases} \tag{20}$$

将式(19)代入式(16)($i = 2$)得

$$at_0^3 + bt_0^2 + ct_0 + d = 0 \tag{21}$$

其中

$$\begin{cases} a = 1 + \dfrac{S^2}{R^2} \\ b = \dfrac{S(T+V)}{R^2} + \dfrac{m_2(T-V)}{R} + k_2 + \dfrac{p_2 S}{R} \\ c = \dfrac{US + TV}{R^2} + \dfrac{p_2 V}{R} + m_2 \dfrac{U}{R} + q_2 \\ d = \dfrac{UV}{R^2} \end{cases} \tag{22}$$

设 t_{m1} 为式(21)一个解，则有

$$(t_0 - t_{m1})(a_1 t_0^2 + b_1 t_0 + c_1) = 0 \tag{23}$$

将式(23)展开，它与式(21)对应系数相等，因此有

$$\begin{cases} a_1 = a \\ b_1 = a_1 t_{m1} + b \\ c_1 = b_1 t_{m1} + c \end{cases} \tag{24}$$

由式(24)可得另外两个圆心点 t_0 坐标为

$$t_{m2,3} = \frac{-b_1 \pm \sqrt{b_1 - 4a_1 c_1}}{2a_1} \tag{25}$$

相应的 $n_{m2,3}$(圆心点纵坐标)和 $n_{cm2,3}$(圆点纵坐标)可由式(17)求出。

由上述求解过程可知，对于可行域给定的第 2 杆组，由综合方程就可计算得到其余两个解，在这两个解里任意选择 1 个解作为第 2 杆组即可综合得到一个 3 对一阶密切的直线机构，该机构能够导引连杆在 $P_1^h(t_1, n_1)$ 和 $P_3^h(t_3, n_3)$ 内走出一条直线，但此时机构是在 *TON* 内综合得到的，需经过坐标变换后将其表达在 *XOY* 内。

3 开链 2R 杆组与非圆齿轮行星轮系复合设计

3.1 机构总传动比求解

由于取苗轨迹的特殊性，机构总传动比为“直线投苗”区段、“尖嘴形取苗”区段和回程段第 1 杆组传动比曲线的首尾相接，求解三者的前提是得到相应区段的“曲柄-连杆”转角关系。

图 8 为经坐标变换后的直线机构，通过微元法给定曲柄离散转角，取步长小于等于 0.01 rad，令曲柄 $A_0 A_{c5}$(L_1)的转角 φ_{1a} 在 $[0, \varphi_z]$ 内连续取值(φ_z 为曲柄在指定区段上转动的最大角度)，通过机构解析法和图解法求得连杆 $A_{c5} P$(L_2)的转角 φ_{2a}，则“直线投苗”区段传动比 i_a 为

$$i_a = \frac{\mathrm{d}\varphi_{2a}}{\mathrm{d}\varphi_{1a}} \tag{26}$$

如图 9a 所示，为引导苗针尖点形成“尖嘴形取

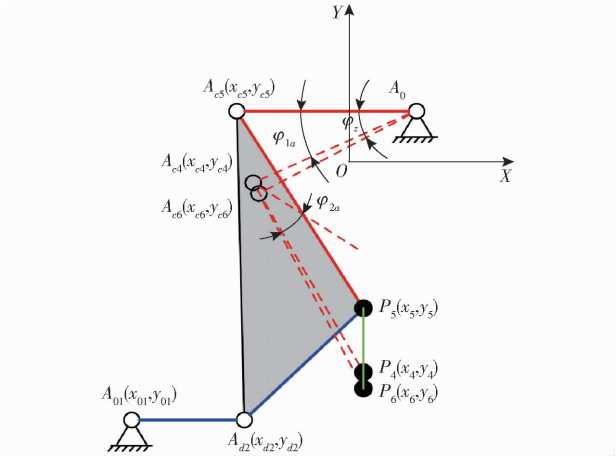


图 8 经坐标变换后的直线机构

Fig. 8 Linear mechanism after coordinate transformation

苗”轨迹，需要在直线轨迹终点 P_6 和取苗点 P_1 之间添加一个控制点 P_7。同时，为避免伤害苗叶，该区段轨迹要求点 P_7 引导连杆 L_2 末端从钵苗茎秆和叶片下方靠近并扎进钵体，但第 1 杆组从点 P_6 运动至点 P_7 时，连杆 L_2 的顺时针转动量远小于曲柄 L_1 的逆时针转动量，该现象易导致机构总传动比在某一节点突变，使得节曲线存在较大的凹凸变化，无法设计出非圆齿轮齿廓，故规定“P_6-P_7”为回程段，依托凹凸锁止弧机构令该区段传动比为 0。

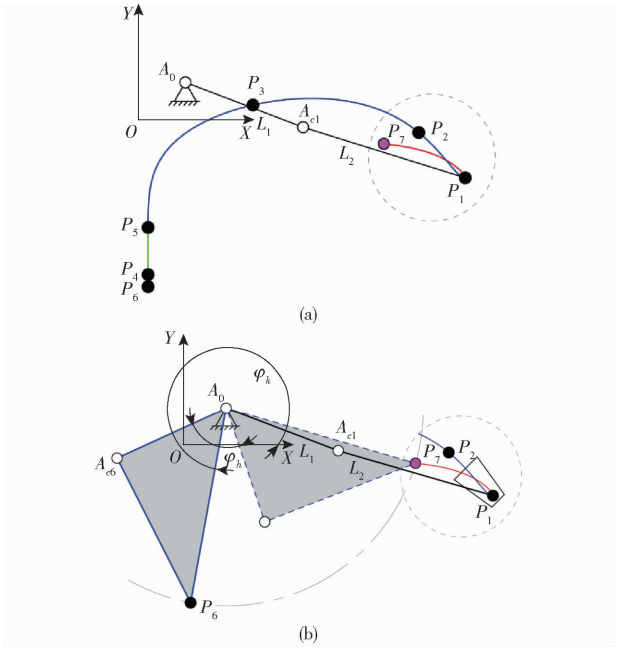


图 9　控制点坐标值计算方法

Fig. 9　Calculation methods for coordinate values of control points

因此，点 P_7 坐标可由下述方法计算得，如图 9b 所示，规定逆时针旋转方向为正，引入一个角度参数 φ_h 表示曲柄 L_1 转动量，则 A_0P_6 和 A_0P_7 之间的夹角也为 φ_h，有

$$\begin{cases} x_7 = x_0 + l_h\sin(\varphi_k+\varphi_h) \\ y_7 = y_0 + l_h\cos(\varphi_k+\varphi_h) \\ l_h = \sqrt{r^2+l^2} \\ \varphi_k = \arctan\dfrac{y_6-y_0}{x_6-x_0} \end{cases} \tag{27}$$

式中　(x_7,y_7)——控制点 P_7 坐标

(x_6,y_6)——直线轨迹终点 P_6 坐标

(x_0,y_0)——固定铰链点 A_0 坐标

l_h——$\overline{A_0P_6}$长度，mm

φ_k——$\overline{A_0P_6}$与 x 轴夹角，(°)

由于完整轨迹是封闭的，故“尖嘴形取苗”和“直线投苗”区段的“曲柄-连杆”转角关系曲线必须首末相连，且在连接点处数值、一阶和二阶导数均相等。因此，首先根据给定的 5 个关键位姿点（剔除投苗点 P_4 和直线轨迹终点 P_6）反求出待求曲线上相对应的转角数据点，然后采用 5 次 B 样条算法对转角关系曲线进行插补[24-33]。

结合计算机辅助设计，求得曲柄在“尖嘴形取苗”区段相对初始位置转角为 φ_{1b}，相应的连杆相对初始位置转角为 φ_{2b}，则传动比 i_b 为

$$i_b = \frac{\mathrm{d}\varphi_{2b}}{\mathrm{d}\varphi_{1b}} \tag{28}$$

因此，机构总传动比 i_{total} 由传动比 i_a 和传动比 i_b 首尾相连而成，为离散点序列。

3.2　复合设计结果与参数优化

为便于从可行域中得到机构最优解并完成杆组轮系复合设计，利用 Matlab 的 GUI 模块开发了可视化计算机辅助优化设计软件，缩短了机构研发及参数优化周期。该软件整合了前述理论模型求解过程中的所有计算公式以及后续总传动比求解、分配和非圆齿轮节曲线计算，设计了操作简单的图形用户界面，使用者在调整相关参数的同时能够直接动态地观察到相应输出结果的变化。软件界面如图 10

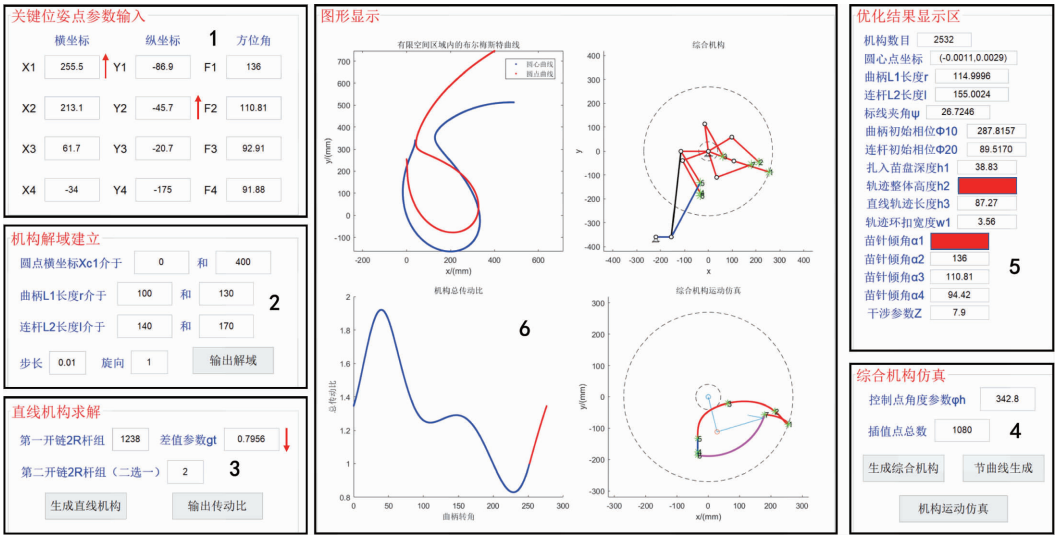


图 10　软件界面

Fig. 10　Software interface

所示,共有 6 个区域,分别是关键位姿点参数输入区、机构解域建立区、直线机构求解区、综合机构仿真区、图形显示区和优化结果显示区。其中,为快速综合出满足表 1 设计目标的取苗机构,当优化结果显示区的一个或多个设计目标不满足设计要求时,相应的参数文本框后面会出现红色箭头,如果箭头朝上,表明向上调整参数能更快达到优化目标,反之向下调整参数。设计结果如表 2 所示。

表 2 最终设计结果及最优解机构参数

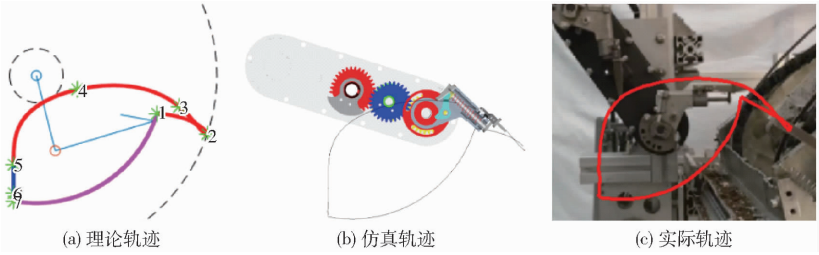
Tab. 2 Final design results and optimal solution mechanism parameters

参数	数值
圆心点坐标(x_0,y_0)/mm	(-0.001 1,-0.002 9)
曲柄 L_1 长度 r/mm	114.999 6
连杆 L_2 长度 l/mm	155.002 4
标线夹角 ψ/(°)	26.724 6
曲柄初始相位 ϕ_{10}/(°)	287.815 7
连杆初始相位 ϕ_{20}/(°)	89.517 0
扎入苗盘深度 h_1/mm	38.83
轨迹整机高度 h_2/mm	174.44
直线轨迹长度 h_3/mm	87.27
轨迹环扣宽度 w_1/mm	3.56
苗针倾角 α_1/(°)	165.08
苗针倾角 α_2/(°)	136
苗针倾角 α_3/(°)	110.81
苗针倾角 α_4/(°)	91.88

4 虚拟仿真与试验

4.1 虚拟样机仿真

基于最优解机构参数,对取苗机构进行整体三维建模并将其导入 ADAMS 软件,添加约束进行运动仿真。理论轨迹与仿真轨迹对比如图 11a、11b 所示。



(a) 理论轨迹 (b) 仿真轨迹 (c) 实际轨迹

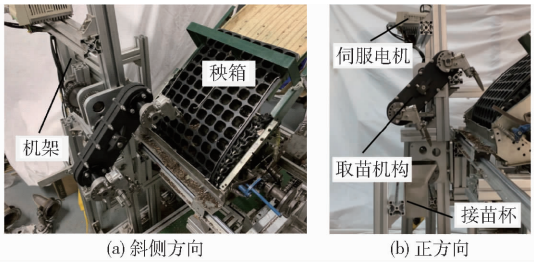
图 11 轨迹对比

Fig. 11 Trajectory comparison

由图 11 可知,理论轨迹与仿真轨迹基本一致,证明了该取苗机构理论模型求解方法正确性以及结构设计方案的可行性。

4.2 物理样机空转试验

基于前期结构设计方案完成取苗机构零部件加工与整机装配,搭建取苗机构试验台(图 12),主要包括机架、伺服电机、取苗机构、接苗杯和秧箱;接苗杯(上口的尺寸为 60 mm×60 mm)固定在轨迹最低点下方一段距离,避免与苗针干涉。



(a) 斜侧方向 (b) 正方向

图 12 试验台整体布局

Fig. 12 Overall layout of test bench

试验台将苗盘取掉后进行空转试验,得如图 11c 所示苗针尖点实际轨迹。该轨迹同理论、仿真轨迹基本一致。同时在投苗点附近区段能够形成直线轨迹,证明了取苗机构理论分析的正确性。

4.3 钵苗取投试验

为进一步检验该取苗机构能否有效改善“提前落苗”和“甩苗”现象导致钵苗无法顺利通过接苗杯的问题,在试验台上进行钵苗取投试验。针对钵苗基质紧实度和盘根性差异,选取马鞭草钵苗、牛至钵苗、薄荷钵苗进行试验,如图 13 所示。钵苗参数如表 3 所示。



图 13 试验所用钵苗

Fig. 13 Pot seedlings used in experiment

表 3 钵苗相关参数

Tab. 3 Pot seedling related information data

钵苗	基质盘根效果	苗叶高度/mm	苗叶数
马鞭草	良	100~200	7~8
牛至	优	60~80	10~12
薄荷	差	50~70	6~8

针对取苗机构开展同转速不同钵苗的取投试

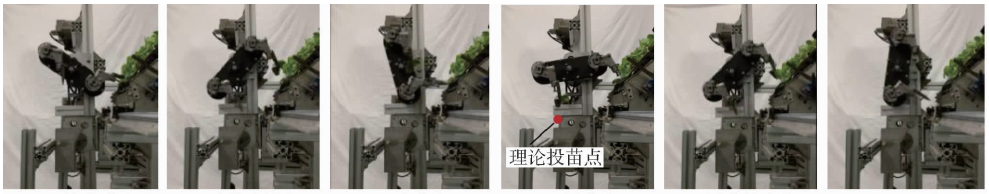
验，记录接苗成功率，表 4 为取苗机构在转速 45 r/min 下的试验结果。其中，“提前投放数”为还未到达理论投苗点便脱离苗针开始下落的钵苗数量（图 14d）；“漏苗数”为未被取苗臂成功夹持后抽离钵盘的钵苗数量。

表 4　试验结果

Tab. 4　Experimental data

钵苗	投苗总数/株	提前投放数/株	提前投苗率/%	漏苗数/株	接苗成功率/%
马鞭草	321	35	10.9	25	92.2
牛至	330	18	5.4	14	95.7
薄荷	308	122	39.6	10	96.8

由表 4 可知，当转速为 45 r/min 时，3 种钵苗接苗成功率不小于 92.2%，物理样机性能良好，在可行性和实用性等方面都达到了设计目的。其中，由于部分幼苗的基质紧实度和盘根性差，苗针在取苗出钵段（图 14b）中与基质块贴合面积小，导致取苗臂不能完全将钵苗抽离钵盘从而导致漏苗。同时，得益于直线段投苗轨迹的设计（苗针在直线上任意一点投苗时，尖点速度方向始终竖直向下，没有横向速度影响投放路线），钵苗即使受自身重力或机构运转带来的轻微振动等因素影响提前脱离苗针的束缚，其仍能保持竖直方向，落入接苗杯中。薄荷虽基质盘根效果差，提前投放钵苗数量最多，但因薄荷苗叶高度较低，体积较小，与接苗杯接触面积小，易掉进接苗杯，接苗成功率最高。试验结果表明本文设计的取苗机构能够有效改善“甩苗”和“提前投苗”现象导致钵苗无法顺利通过接苗杯的问题。



(a) 入钵夹苗段　(b) 取苗出钵段　(c) 移苗段　(d) 投苗段　(e) 投苗结束段　(f) 回程段

图 14　钵苗取投试验

Fig. 14　Potted seedling picking and dropping test

5　结论

（1）提出了一种适应作物密植环境的“尖嘴形取苗-直线投苗”轨迹，开展基于关键位姿点与轨迹约束的非圆齿轮行星轮系取苗机构优化研究。

（2）提出了基于四位姿开链 2R 杆组综合和混合四位姿直线轨迹开链 2R 杆组综合的机构参数求解方法，结合人机交互可视化计算机辅助优化设计软件，优选得到 1 组满足设计目标的机构杆长参数和结构参数。

（3）选用 3 种基质盘根效果不同的钵苗进行了取投试验，试验结果表明，马鞭草、牛至、薄荷提前投苗率分别为 10.9%、5.4%、39.6%，接苗成功率为 92.2%、95.7%、96.8%。本文设计的取苗机构能够有效改善了“提前投苗”和“甩苗”现象导致钵苗无法顺利通过接苗杯的问题。

参　考　文　献

[1] 刘存祥，李晓虎，岳修满，等. 我国旱地移栽机的现状与发展趋势[J]. 农机化研究，2012，34(11)：249－252.
LIU Cunxiang，LI Xiaohu，YUE Xiuman，et al. Status and development trend of dry land transplanting machine in China[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research，2012，34(11)：249－252.（in Chinese）

[2] 俞高红，李成虎，汪应萍，等. 小株距高密度蔬菜植苗机构设计与试验[J]. 农业机械学报，2023，54(3)：96－105，138.
YU Gaohong，LI Chenghu，WANG Yingping，et al. Design and experiment of transplanting mechanism for high density vegetables with small plant spacing[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2023，54(3)：96－105，138.（in Chinese）

[3] 杨先超，马月虹. 设施内蔬菜机械化育苗移栽的现状与发展趋势[J]. 农机化研究，2022，44(7)：8－13，32.
YANG Xianchao，MA Yuehong. Current situation and development trend of vegetable mechanized seedling transplanting in facilities[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research，2022，44(7)：8－13，32.（in Chinese）

[4] 马晓晓，李华，周文静，等. 穴盘苗取苗机械臂的设计与仿真研究[J]. 农机化研究，2022，44(11)：54－58，64.
MA Xiaoxiao，LI Hua，ZHOU Wenjing，et al. Design and simulation of plug seedling picking manipulator[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research，2022，44(11)：54－58，64.（in Chinese）

[5] 李林林，邓干然，林卫国，等. 作物移栽机械栽植机构发展现状与趋势[J]. 现代农业装备，2022，43(1)：2－7.
LI Linlin，DENG Ganran，LIN Weiguo，et al. Development status and trend of mechanical planting mechanism for crop transplanting[J]. Modern Agricultural Equipment，2022，43(1)：2－7.（in Chinese）

[6] 袁挺，张宇，尹金亮，等. 蔬菜移栽机曲柄摇杆-导轨组合式取投苗装置研究[J]. 农业机械学报，2022，53(12)：116－125.
YUAN Ting，ZHANG Yu，YIN Jinliang，et al. Study on seedling taking and throwing device based on combined struture of crank

rocker and guide rail for vegetable transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(12):116 - 125. (in Chinese)

[7] 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 Jian'gang, 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)

[8] 俞亚新,骆春晓,俞高红,等. 椭圆-不完全非圆齿轮行星系取苗机构参数优化[J]. 农业机械学报, 2013,44(6):62 - 68.
YU Yaxin,LUO Chunxiao,YU Gaohong,et al. Parameters optimization of pick-up mechanism of planetary gear train with ellipse gears and incomplete non-circular gear[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013,44(6):62 - 68. (in Chinese)

[9] 俞高红,俞腾飞,叶秉良,等. 一种旋转式穴盘苗取苗机构的设计[J]. 机械工程学报, 2015,51(7):67 - 76.
YU Gaohong,YU Tengfei,YE Bingliang,et al. Design of a rotary plug seedling pick-up mechanism[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015,51(7):67 - 76. (in Chinese)

[10] 浙江理工大学. 八行蔬菜自动移栽机:CN110447360A[P]. 2024 - 04 - 16.

[11] 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 Jian'gang,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)

[12] 崔海洋. 基于 2R 开链杆组解域综合的行星轮系移栽机构设计方法与试验研究[D]. 杭州:浙江理工大学,2018.
CUI Haiyang. Design method and experimental research on transplanting mechanism of planetary gear system based on solution region synthesis of 2R open chain linkage group[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2018. (in Chinese)

[13] 李晓涛,马晓晓,周文静,等. 穴盘苗整排顶苗机构的优化设计与仿真分析[J]. 新疆农机化, 2022(5):5 - 8.
LI Xiaotao, MA Xiaoxiao, ZHOU Wenjing, et al. Optimization design and simulation analysis of whole-row seedling top mechanism of plug seedling[J]. Xinjiang Agricultural Mechanization, 2022(5):5 - 8. (in Chinese)

[14] 龙新华,韩长杰,张静,等. 机械取喂苗装置驱动机构的设计与试验[J]. 农机化研究, 2022,44(1):90 - 96.
LONG Xinhua,HAN Changjie,ZHANG Jing,et al. Design and test of the drive mechanism of mechanical feeding seedling device[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2022,44(1):90 - 96. (in Chinese)

[15] 钱卫香,韩建友. 四位置导引机构解域分析及综合方法[J]. 北京科技大学学报, 2008,30(10):1163 - 1168.
QIAN Weixiang,HAN Jianyou. Solution region analysis and synthesis method of 4-position rigid-body guidance[J]. Journal of University of Science and Technology Beijing, 2008,30(10):1163 - 1168. (in Chinese)

[16] 杨通,韩建友. 复合四位置刚体导引机构综合的研究[J]. 农业机械学报, 2011,42(3):203 - 207,196.
YANG Tong,HAN Jianyou. Rigid-body guidance mechanism synthesis through four mixed positions[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(3):203 - 207,196. (in Chinese)

[17] YANG Tong,HAN Jianyou,YIN Lairong. A unified synthesis method based on solution regions for four finitely separated and mixed "point-order" positions[J]. Mechanism and Machine Theory, 2011,46(11):1719 - 1731.

[18] SONG Lin,LIU Jingshuai,WANG Hanchao,et al. A novel geometric approach for planar motion generation based on similarity transformation of pole maps[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018,122:97 - 112.

[19] HAN Jianyou,QIAN Weixiang. On the solution of region-based planar four-rod motion generation[J]. Mechanism and Machine Theory, 2009,44(2):457 - 465.

[20] RUSSELL K, SODHI R S. Kinematic synthesis of adjustable RSSR - SS mechanisms for multi-phase finite and multiply separated positions[J]. Journal of Mechanical Design, 2003,125:847 - 853.

[21] 孙良,邢子勤,徐亚丹,等. 基于精确多位姿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)

[22] 张丽娟,李学刚,冯立艳,等. 多直线导向机构轨迹综合的代数求解[J]. 机械设计与研究, 2021,37(4):57 - 61,74.
ZHANG Lijuan,LI Xuegang,FENG Liyan,et al. The algebraic solution for path synthesis of multi-straight-lines mechanism [J]. Machine Design and Research, 2021,37(4):57 - 61,74. (in Chinese)

[23] 钱卫香,刘爽,史晓娟. 一种直线导向机构综合及解域分析方法[J]. 机械传动, 2020,44(6):110 - 114.
QIAN Weixiang,LIU Shuang,SHI Xiaojuan. Synthesis and solution region analysis method of linear guide mechanism[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2020,44(6):110 - 114. (in Chinese)

[24] KORKMAZ A, DAG I. Quartic and quintic B-spline methods for advection-diffusion equation[J]. Applied Mathematics and Computation, 2016,274:208 - 219.

[25] SHI Xiangling, FANG Honggen, GUO Lijie. Multi-objective optimal trajectory planning of manipulators based on quintic NURBS[C]//2016 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, 2016.

(下转第 449 页)

LÜ Jinqing, YANG Xiaohan, LÜ Yining, et al. Analysis and experiment of potato damage in process of lifting and separating potato excavator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(1): 103 – 113. (in Chinese)

[14] 杨然兵,田光博,尚书旗,等. 马铃薯收获机辊组式薯土分离装置设计与试验[J]. 农业机械学报,2023,54(2):107 – 118.
YANG Ranbing, TIAN Guangbo, SHANG Shuqi, et al. Design and experiment of roller group type potato soil separator for potato harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(2): 107 – 118. (in Chinese)

[15] 杨然兵,杨红光,尚书旗,等. 拨辊推送式马铃薯收获机设计与试验[J]. 农业机械学报,2016,47(7): 119 – 126.
YANG Ranbing, YANG Hongguang, SHANG Shuqi, et al. Design and test of poking roller shoving type potato harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(7): 119 – 126. (in Chinese)

[16] 魏忠彩,王业炜,李学强,等. 弹性揉搓式马铃薯联合收获机设计与试验[J]. 农业工程学报,2023,39(14):60 – 69.
WEI Zhongcai, WANG Yewei, LI Xueqiang, et al. Design and experiments of the potato combine harvester with elastic rubbing technology[J]. Transactions of the CSAE, 2023, 39(14): 60 – 69. (in Chinese)

[17] 魏忠彩,苏国梁,李学强,等. 基于离散元的马铃薯收获机波浪形筛面参数优化与试验[J]. 农业机械学报,2020,51(10):109 – 122.
WEI Zhongcai, SU Guoliang, LI Xueqiang, et al. Parameter optimization and test of potato harvester wavy sieve based on EDEM[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(10): 109 – 122. (in Chinese)

[18] 杨然兵,吕士亭,张健,等. 履带式马铃薯联合收获机辅助驾驶作业系统设计与试验[J]. 农业机械学报,2024,55(12):231 – 238,343.
YANG Ranbing, LÜ Shiting, ZHANG Jian, et al. Design and test of assisted driving operation system of tracked potato combine harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(12): 231 – 238, 343. (in Chinese)

[19] CHEN M, LIU X, HU P, et al. Study on rotor vibration potato-soil separation device for potato harvester using DEM – MBD coupling simulation[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2024, 218: 108638.

[20] 汪昕,杨德秋,刘萌萌,等. 自走式马铃薯捡拾机捡拾装置参数优化与试验[J]. 农业机械学报,2023,54(增刊 2):20 – 29.
WANG Xin, YANG Deqiu, LIU Mengmeng, et al. Parameter optimization and experiment of picking device of self-propelled potato collecting machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(Supp. 2): 20 – 29. (in Chinese)

[21] 魏忠彩,王兴欢,李学强,等. 履带自走式分拣型马铃薯收获机设计与试验[J]. 农业机械学报,2023,54(2):95 – 106.
WEI Zhongcai, WANG Xinghuan, LI Xueqiang, et al. Design and experiment of crawler self-propelled sorting type potato harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(2): 95 – 106. (in Chinese)

[22] WANG H, ZHAO W, SUN W, et al. The design and experimentation of a wheeled-chassis potato combine harvester with integrated bagging and ton bag-lifting systems[J]. Agriculture, 2024, 14(9): 1461.

(上接第 404 页)

[26] WU Guanglei, ZHAO Wenkang, ZHANG Xuping. Optimum time-energy-jerk trajectory planning for serial robotic manipulators by reparameterized quintic NURBS curves[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2021, 235(19): 4382 – 4393.

[27] JAHANPOUR J, ALIZADEH M R. A novel acc-jerk-limited NURBS interpolation enhanced with an optimized s-shaped quintic feedrate scheduling scheme[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2015, 77: 1889 – 1905.

[28] KURAGANO T. Quintic B-spline curve generation using given points and gradients and modification based on specified radius of curvature[J]. WSEAS Transactions on Math., 2010, 9(2): 79 – 89.

[29] QIAO Baijie, CHEN Xuefeng, XUE Xiaofeng, et al. The application of cubic B-spline collocation method in impact force identification[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2015, 64: 413 – 427.

[30] ARORA G, SINGH B K. Numerical solution of Burgers' equation with modified cubic B-spline differential quadrature method [J]. Applied Mathematics and Computation, 2013, 224: 166 – 177.

[31] LI Xingchen, GAO Xifeng, ZHANG Wei, et al. Smooth and collision-free trajectory generation in cluttered environments using cubic B-spline form[J]. Mechanism and Machine Theory, 2022, 169: 104606.

[32] 刘慧,段云鹏,沈跃. 果园移动机器人激光雷达双源信息融合实时导航方法[J]. 农业机械学报,2023,54(8):249 – 258.
LI Hui, DUAN Yunpeng, SHEN Yue. Real-time navigation method of orchard mobile robot based on laser radar dual source information fusion[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(8): 249 – 258. (in Chinese)

[33] 沈跃,刘子涵,刘慧,等. 基于多约束条件的果园喷雾机器人路径规划方法[J]. 农业机械学报,2023,54(7):56 – 67.
SHEN Yue, LIU Zihan, LIU Hui, et al. Orchard spray robot planning algorithm based on multiple constraints[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(7): 56 – 67. (in Chinese)