doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.10.007

旱地栽植机八连杆栽植机构优化设计与试验

尹文庆[1,2]　刘海马[1]　胡　飞[1]　颜　华[3]　郭　栋[1]　武亚楠[1]

(1. 南京农业大学工学院, 南京 210031; 2. 江苏省智能化农业装备重点实验室, 南京 210031;
3. 现代农装科技股份有限公司, 北京 100083)

摘要: 旱地移栽机为了满足栽植株距的要求,常需要在保证速比不变的同时调节栽植频率和机具前进速度,否则栽植轨迹将发生改变,从而影响栽植质量,为此,提出一种八连杆栽植机构。在分析八连杆栽植机构工作原理的基础上,建立了八连杆栽植机构的运动学模型,分析了关键连杆长度对吊杯挂接点 K y 向位移、轨迹、速度、加速度的影响规律,以及对极位夹角、摇杆摆角的影响规律;建立 Matlab GUI 仿真优化界面,采用逐次逼近的方法,得到一组满足设计目标的杆件长度:l_1 为 39 mm,l_2 为 42 mm,l_3 为 152.04 mm,l_4 为 153.6 mm,l_5 为 40 mm,l_6 为 30 mm,l_7 为 100 mm,l_8 为 154 mm。采用人工制作的辣椒苗模型,以总合格率、优良率为评价指标,对优化得到的栽植机构进行栽植性能测试试验,结果表明,在 2 种前进速度和 2 种栽植频率下,栽植优良率达 94%,总合格率达 96%,且株距变异系数在 3.25% 左右,所设计的八连杆栽植机构具有良好的栽植性能,满足移栽作业要求。

关键词: 移栽机; 栽植机构; 八连杆; 多目标优化

中图分类号: S223.9　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2020)10-0051-10　　**OSID**:

Optmization Design and Experiment on Eight-linkage Planting Mechanism of Dryland Transplanter

YIN Wenqing[1,2]　LIU Haima[1]　HU Fei[1]　YAN Hua[3]　GUO Dong[1]　WU Ya'nan[1]

(1. *College of Engineering*, *Nanjing Agricultural University*, *Nanjing* 210031, *China*
2. *Jiangsu Key Laboratory for Intelligent Agricultural Equipment*, *Nanjing* 210031, *China*
3. *Modern Agricultural Equipment Co.*, *Ltd.*, *Beijing* 100083, *China*)

Abstract: It is often necessary to adjust the planting frequency and the speed of dryland trasplanters at the same time to meet the agronomic requirement of planting. An eight-linkage transplanter, consisted of crank-rocker mechanism, parallelogram amplification mechanism, swing slide mechanism and opening and closing mechanism, was designed to solve this problem. The mechanism of this eight-linkage transplanter was analyzed, and the motion model was also established. The influence of length on the verticle displacement, motion trail, velocity and acceleration of the mount point was researched. The influence of limit position angle and rocker swing angle were also researched. The optimized length of linkages were calculated by using Matlab GUI. And the finally length of linkages were l_1 = 39 mm, l_2 = 42 mm, l_3 = 152.04 mm, l_4 = 153.6 mm, l_5 = 40 mm, l_6 = 30 mm, l_7 = 100 mm, l_8 = 154 mm. According to the results of field experiments, the excellent rate of plant erectness could reach 94%, the total qualified rate could reach 96%, and the coefficient of variation of plant spacing could reach 3.25% by using the optimum length of levers. It could conclude that the eight-linkage planter had a good planting performance and could meet the agronomic requirements.

Key words: transplanting machine; planting mechanism; eight-linkage; multi-objective optimization

0　引言

钵苗移栽技术不仅可以缩短农作物的生长周期、有效避免灾害性气候的影响,还能够确保幼苗成活率,提高单产、提升作物品质[1-3],实现蔬菜移栽的自动化是农业生产发展趋势。

收稿日期: 2020-01-08　修回日期: 2020-05-15

基金项目: 国家重点研发计划项目(2017YFD0700800)

作者简介: 尹文庆(1959—),男,教授,博士生导师,主要从事种植收获机械设计理论与监控技术研究,E-mail: yinwq@njau.edu.cn

通信作者: 胡飞(1975—),男,副教授,主要从事智能农业装备技术研究,E-mail: hufei@njau.edu.cn

栽植机构是自动移栽机的核心工作部件之一,无论是半自动移栽机还是全自动移栽机都需要栽植机构将穴盘苗栽入土壤中[4-8]。栽植机构的栽植性能将直接影响钵苗的直立度、地膜撕裂度、伤苗情况以及其他影响苗生长的因素,也直接影响移栽机的性能[9-10]。常见的栽植机构有钳夹式、挠性圆盘式、导苗管式、吊篮式、鸭嘴式等。钳夹式、挠性圆盘式、导苗管式需配合开沟器使用,与我国蔬菜起垄种植的农艺要求不符[11]。迟明路等[12]对吊篮式移栽机栽植株距的调节研究表明,只有通过改变吊杯个数或者改变传动链传动比才可进行株距调节,这需要拆装机械,过程过于繁琐。胡建平等[13]设计的行星轮栽植机构、金鑫等[14]设计的曲柄滑槽式栽植机构和姬江涛等[15]设计的行星轮系滑槽式栽植机构,都需要有一个稳定的速比关系,才能保证钵苗的直立度。

目前,移栽机为满足株距要求,需要在保证速比不变的同时调节栽植频率和机具前进速度,否则栽植轨迹将发生改变,从而影响栽植质量。本文提出一种八连杆栽植机构,以减小机具前行速度对栽植性能的影响。以八连杆栽植机构为研究对象,建立栽植机构运动学模型,分析各连杆长度与吊杯挂机点 K 的 y 向位移、轨迹、速度、加速度以及极位夹角和摇杆摆角的变化趋势,采用逐次逼近的方式优化,得出一组具有急栽特性与传力特性最优的八连杆机构连杆长度。通过田间试验验证在不同前进速度下的钵苗直立度等栽植性能。

1 结构与工作原理

八连杆栽植机构主要由 4 部分组成(图 1 所示):由曲柄 AB、连杆 BC、机架 AD、摇杆 CD 组成的曲柄摇杆机构;由连杆 EF、平行杆 HF、平行杆 FJ、放大杆 GI、放大杆 IK 组成的平行四边形机构;由滑块、可摆动滑道、扭力弹簧组成的回复机构;由凸轮、凸轮摆杆、销轴、拉丝、吊杯组成的开合机构,图 2 所示。

穴盘苗栽植过程为:电动机驱动曲柄摇杆机构运动,经过连杆 EF 将动力传输给滑块,滑块在可摆动滑道内运动,经平行四边形机构使得吊杯具有和滑块相似放大的轨迹;吊杯在土壤上方运动过程中,由扭力弹簧和连杆 EF 的作用保证吊杯在未入土之前有一个竖直姿态;在进入土壤的过程中,吊杯保持闭合状态,运动到最低点时,吊杯迅速打开,穴盘苗栽入土壤中。在土壤的反作用力作用下,可摆动滑道逆时针旋转一定角度,使得吊杯的水平分速度为零,穴盘苗的直立度得以保证;在吊杯离开土壤的过程中,吊杯保持张开状态,在离地面 15 cm 高度时,吊杯闭合,如此循环作业;如图 2 所示,装于曲柄轴上的凸轮推动凸轮摆杆转动,收放拉丝控制吊杯的开合。

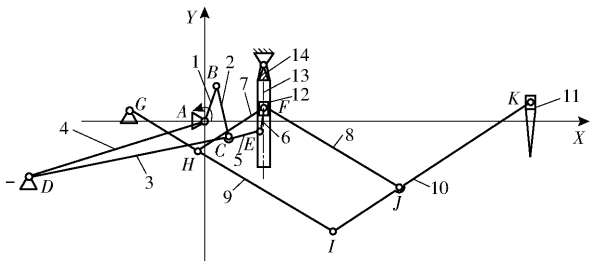

图 1 八连杆栽植机构简图

Fig. 1 Sketch of eight-linkage planting mechanism

1. 曲柄 AB 2. 连杆 BC 3. 摇杆 CD 4. 机架 AD 5. 摇杆 CE 6. 连杆 EF 7. 平行杆 HF 8. 平行杆 FJ 9. 放大杆 GI 10. 放大杆 IK 11. 吊杯 12. 滑块 13. 可摆动滑道 14. 扭力弹簧

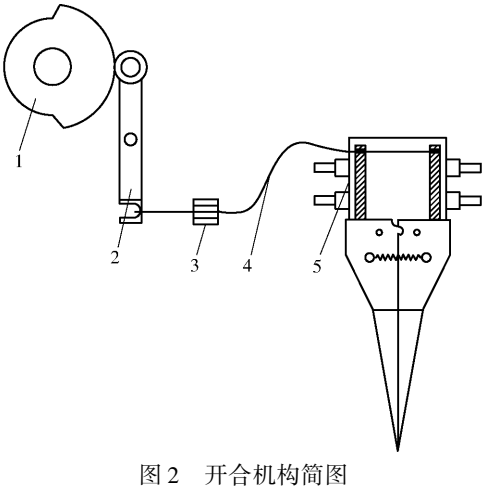

图 2 开合机构简图

Fig. 2 Sketch of opening and closing mechanism

1. 凸轮 2. 凸轮摆杆 3. 销轴 4. 拉丝 5. 吊杯

2 运动学模型建立

八连杆栽植机构传动部分主要由两部分组成:曲柄摇杆机构和平行四边形机构。为方便且清晰地进行机构数学模型建立,分别对 2 个机构建立运动学模型,通过点 E 将 2 个坐标系联系起来。

2.1 曲柄摇杆机构运动学模型

2.1.1 A、D、E 点位移方程

图 3 所示为机构曲柄摇杆机构简图以及在此基础上建立的坐标系,以曲柄轴 A 作为坐标系原点,水平方向为 x 轴,垂直方向为 y 轴。在运动学建模过程中,假设机构不发生任何形变,姿态保持不变。

将曲柄摇杆机构看成一个封闭多边形,用复数表示各个杆的矢量,则矢量方程为

$$\begin{cases} \boldsymbol{l}_1 + \boldsymbol{l}_2 = \boldsymbol{l}_3 + \boldsymbol{l}_4 \\ l_1^{i\theta_1} + l_2^{i\theta_2} = l_3^{i\theta_3} + l_4^{i\beta} \end{cases} \tag{1}$$

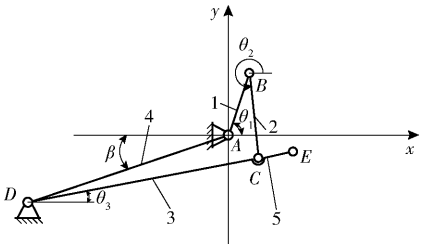

图 3　曲柄摇杆机构简图

Fig. 3　Sketch of crank rocker mechanism

1. 曲柄 *AB*　2. 连杆 *BC*　3. 摇杆 *CD*　4. 机架 *AD*　5. 摇杆 *CE*

式中　l_1——曲柄 *AB* 长度

l_2——连杆 *BC* 长度

l_3——摇杆 *DC* 长度

l_4——机架 *AD* 长度

θ_1——曲柄 *AB* 的角位移

θ_2——连杆 *BC* 的角位移

θ_3——摇杆 *CD* 的角位移

β——机架 *AD* 固定角

应用欧拉公式 $e^{i\theta}=\cos\theta+i\sin\theta$ 将式(1)的实部和虚部分离得

$$\begin{cases} l_1\cos\theta_1+l_2\cos\theta_2=l_3\cos\theta_3+l_4\cos(180°+\beta) \\ l_1\sin\theta_1+l_2\sin\theta_2=l_3\sin\theta_3+l_4\sin(180°+\beta) \end{cases} \tag{2}$$

将式(2)中 θ_2 消除,可得

$$\begin{aligned} l_2^2-l_1^2-l_3^2-l_4^2+2l_1l_4\cos(\theta_1-(180°+\beta))= \\ \sin\theta_3(2l_3l_4\sin(180°+\beta)-2l_1l_3\sin\theta_1)+ \\ \cos\theta_3(2l_3l_4\cos(180°+\beta)-2l_1l_3\cos\theta_1) \end{aligned} \tag{3}$$

令

$$\begin{cases} A=2l_3l_4\cos(180°+\beta)-2l_1l_3\cos\theta_1 \\ B=2l_3l_4\sin(180°+\beta)-2l_1l_3\sin\theta_1 \\ C=-l_2^2+l_1^2+l_3^2+l_4^2-2l_1l_4\cos(\theta_1-(180°+\beta)) \end{cases} \tag{4}$$

则可将式(3)写成

$$A\cos\theta_3+B\sin\theta_3+C=0 \tag{5}$$

即可求得

$$\theta_3=2\arctan\frac{-B+\sqrt{A^2+B^2-C^2}}{A-C} \tag{6}$$

A 点初始坐标为(0,0),*A* 点的位移方程为

$$\begin{cases} x_A=-vt \\ y_A=0 \end{cases} \tag{7}$$

式中　t——拖拉机前行时间

v——拖拉机前进速度

机架 *AD* 固定角 β 是摇杆摆角的一半,$\beta=\dfrac{\max(\theta_3)-\min(\theta_3)}{2}$,机架 *AD* 长为 l_4,可求得 *D* 点的位移方程为

$$\begin{cases} x_D=x_A+l_4\cos(180°+\beta) \\ y_D=l_4\sin(180°+\beta) \end{cases} \tag{8}$$

由 θ_3、*CD* 杆长、*CE* 杆长,可求得 *E* 点的位移方程为

$$\begin{cases} x_E=x_D+(l_3+l_5)\cos\theta_3 \\ y_E=y_D+(l_3+l_5)\sin\theta_3 \end{cases} \tag{9}$$

式中　l_5——摇杆 *CE* 长度

2.1.2　*A*、*D*、*E* 点速度方程

A 点的速度方程为

$$\begin{cases} v_{A_x}=-v \\ v_{A_y}=0 \end{cases} \tag{10}$$

D 点的速度方程为

$$\begin{cases} v_{D_x}=\dot{D}_x=-v-l_4\sin(180°+\beta) \\ v_{D_y}=\dot{D}_y=l_4\cos(180°+\beta) \end{cases} \tag{11}$$

E 点的速度方程为

$$\begin{cases} v_{E_x}=\dot{E}_x=v_{D_x}-(l_3+l_5)\sin\theta_3 \\ v_{E_y}=\dot{E}_y=v_{D_y}+(l_3+l_5)\cos\theta_3 \end{cases} \tag{12}$$

2.1.3　*A*、*D*、*E* 点加速度方程

A 点的加速度方程为

$$\begin{cases} a_{A_x}=\dot{v}_{A_x}=0 \\ a_{A_y}=\dot{v}_{A_y}=0 \end{cases} \tag{13}$$

D 点的加速度方程为

$$\begin{cases} a_{D_x}=\dot{v}_{D_x}=-l_4\cos(180°+\beta) \\ a_{D_y}=\dot{v}_{D_y}=-l_4\sin(180°+\beta) \end{cases} \tag{14}$$

E 点的加速度方程为

$$\begin{cases} a_{E_x}=\dot{v}_{E_x}=\dot{a}_{D_x}-(l_3+l_5)\cos\theta_3 \\ a_{E_y}=\dot{v}_{E_y}=\dot{a}_{D_y}-(l_3+l_5)\sin\theta_3 \end{cases} \tag{15}$$

2.2　平行四边形机构运动学模型

2.2.1　*G*、*F*、*K* 点位移方程

图 4 所示为平行四边形机构简图以及在此基础上建立的坐标系,此坐标系是在曲柄摇杆机构坐标系的基础上建立,即 2 个坐标系共用曲柄轴 *A* 一个原点,以水平方向为 *x* 轴,垂直方向为 *y* 轴。

G 点的位移方程为

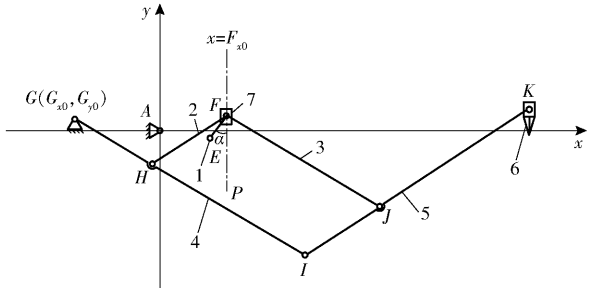

图 4　平行四边形机构简图

Fig. 4　Sketch of parallelogram mechanism

1. 连杆 *EF*　2. 平行杆 *HF*　3. 平行杆 *FJ*　4. 放大杆 *GI*　5. 放大杆 *IK*　6. 吊杯　7. 滑块

$$\begin{cases} x_G = x_A + x_{G_0} \\ y_G = y_{G_0} \end{cases} \tag{16}$$

式中 x_{G_0}——点 G 初始横坐标

y_{G_0}——点 G 初始纵坐标

当点 E 坐标和点 F 横坐标已知,可求出 EF 与 FP 夹角为

$$\alpha = \arcsin \frac{x_{F_0} - x_E}{l_6} \tag{17}$$

式中 x_{F_0}——点 F 初始横坐标

可求得 F 点坐标为

$$\begin{cases} x_F = x_A + x_{F_0} \\ y_F = y_E + l_6 \cos\alpha \end{cases} \tag{18}$$

式中 l_6——平行杆 HF 长度

由平行四边形机构的放大特性可知,点 K 的运动是点 F 的运动放大,比例为$\frac{l_7 + l_8}{l_7}$,则点 K 的运动方程为

$$\begin{cases} x_K = \dfrac{l_7 + l_8}{l_7}(x_F - x_G) + x_G \\ y_K = \dfrac{l_7 + l_8}{l_7} y_F \end{cases} \tag{19}$$

式中 l_7——平行杆 FJ 长度

l_8——放大杆 IK 长度

2.2.2 G、F、K 点速度方程

G 点的速度方程为

$$\begin{cases} v_{G_x} = \dot{x}_G = v_{A_x} \\ v_{G_y} = \dot{y}_G = 0 \end{cases} \tag{20}$$

F 点的速度方程为

$$\begin{cases} v_{F_x} = \dot{x}_F = v_{A_x} \\ v_{F_y} = \dot{y}_F = v_{E_y} - l_6 \sin\alpha \end{cases} \tag{21}$$

K 点速度方程为

$$\begin{cases} v_{K_x} = \dot{x}_K = v_{A_x} \\ v_{K_y} = \dot{y}_K = \dfrac{l_7 + l_8}{l_7} v_{F_y} \end{cases} \tag{22}$$

2.2.3 G、F、K 点加速度方程

G 点的加速度为

$$\begin{cases} a_{G_x} = \dot{v}_{G_x} = 0 \\ a_{G_y} = \dot{v}_{G_y} = 0 \end{cases} \tag{23}$$

F 点的加速度为

$$\begin{cases} a_{F_x} = \dot{v}_{F_x} = 0 \\ a_{F_y} = \dot{v}_{F_y} = a_{E_y} - l_6 \cos\alpha \end{cases} \tag{24}$$

K 点的加速度为

$$\begin{cases} a_{K_x} = \dot{v}_{K_x} = 0 \\ a_{K_y} = \dot{v}_{K_y} = \dfrac{l_7 + l_8}{l_7} a_{F_y} \end{cases} \tag{25}$$

2.3 曲柄摇杆机构极位夹角和摇杆摆角数学模型

图 5 所示为曲柄摇杆机构的一般机构简图,能够更好地描述极位夹角和摇杆摆角,$\angle C_1AC_2$ 即为极位夹角 θ,$\angle C_1DC_2$ 即为摇杆摆角 φ。

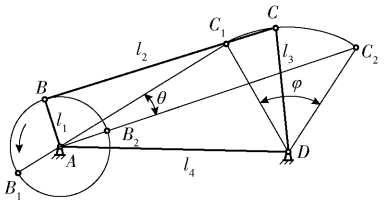

图 5 曲柄摇杆机构简图

Fig. 5 Sketch of crank rocker mechanism

根据几何关系,$\theta = \angle C_1AD - \angle C_2AD$,极位夹角方程为

$$\theta = \left| \arccos \frac{(l_2 - l_1)^2 + l_4^2 - l_3^2}{2(l_2 - l_1) l_4} - \arccos \frac{(l_2 + l_1)^2 + l_4^2 - l_3^2}{2(l_2 + l_1) l_4} \right| \tag{26}$$

根据几何关系,$\varphi = \angle ADC_2 - \angle ADC_1$,摇杆摆角方程为

$$\varphi = \arccos \frac{l_3^2 + l_4^2 - (l_2 + l_1)^2}{2 l_3 l_4} - \arccos \frac{l_3^2 + l_4^2 - (l_2 - l_1)^2}{2 l_3 l_4} \tag{27}$$

3 运动学特性与动力学特性分析

栽植机构的运动特性分析可为栽植机构的参数优化提供依据,栽植机构的运动特性可分为 6 个方面,即:K 点 y 向位移、轨迹、速度、加速度,以及急栽特性、传力特性。通过取 l_1、l_2、l_3、l_4、l_7、l_8 中任何一个连杆的 3 个等差长度,其它连杆长度保持不变,依据前文的运动学模型,可在 Matlab 中同时生成与之相关的 K 点 y 向位移-时间曲线、轨迹曲线、速度-时间曲线、加速度-时间曲线;通过取 l_1、l_2、l_3、l_4 中任何一个连杆的一系列长度,其它连杆长度保持不变,依据前文的数学模型,可在 Matlab 中同时生成与之相关的极位夹角和摇杆摆角变化曲线。

根据苗高和机构原理等提出以下各杆长的初始长度:$l_1 = 45$ mm,$l_2 = 67$ mm,$l_3 = 260$ mm,$l_4 = 256$ mm,$l_5 = 40$ mm,$l_6 = 30$ mm,$l_7 = 100$ mm,$l_8 = 200$ mm,初始曲柄相位角为 $\varphi = 30°$,曲柄角速度为 $\omega = 420(°)/s$。下面进行单因素分析,只改变其中一个参数值,其他参数保持不变。

3.1 K 点 y 向位移分析

图 6 所示为曲柄 AB、连杆 BC、摇杆 CD、机架 AD、平行杆 HF、平行杆 FJ 长度分别等差取 3 个值的 K 点 y 向位移变化曲线。

由图 6 可以看出,K 点 y 向位移随曲柄长度 l_1、

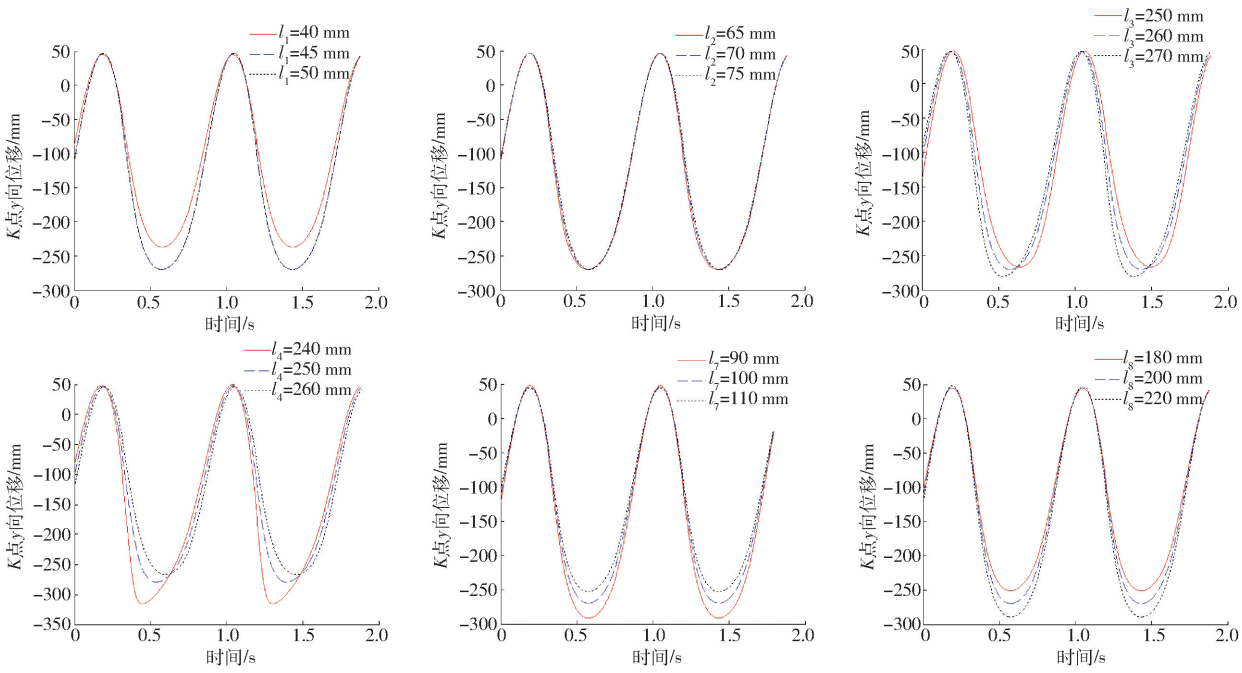

图 6　K 点 y 向位移随杆长的变化曲线

Fig. 6　Changing curves of displacement at K-point in y-direction with rod length

l_3、l_8 增加而增加，随着 l_2 增加基本保持不变，随着 l_4、l_7 增加而减小。

3.2　K 点轨迹分析

图 7 所示为曲柄 AB、连杆 BC、摇杆 CD、机架 AD、平行杆 HF、平行杆 FJ 长度分别等差取 3 个值的 K 点轨迹变化曲线。

由图 7 可以看出，K 点轨迹行程随着曲柄 l_1、l_3、l_8 的增加而增加，随着 l_2 的增加基本保持不变，随着 l_4、l_7 长度的增加而减小；各连杆长度的变化对 K 点轨迹形状、栽植株距基本没有影响；图 7e 和图 7f 轨迹发生明显水平偏移，这是由于横向距离发生变化造成的。

3.3　K 点 y 向速度分析

图 8 所示为曲柄 AB、连杆 BC、摇杆 CD、机架 AD、平行杆 HF、平行杆 FJ 长度分别等差取 3 个值的 K 点 y 向速度变化曲线。

由图 8 可以看出 K 点 y 向速度随着 l_1、l_3、l_8 的增加而增加，随着 l_2、l_4、l_7 的增加而减小。

3.4　K 点 y 向加速度分析

图 9 所示为曲柄 AB、连杆 BC、摇杆 CD、机架

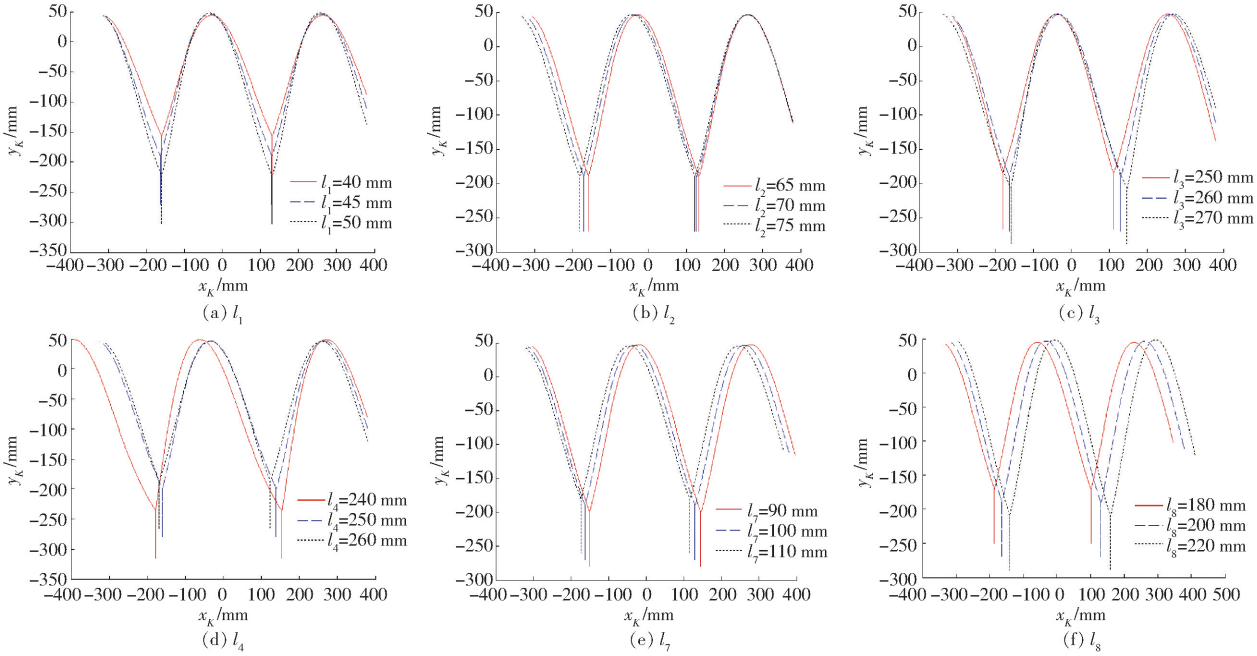

图 7　K 点轨迹随杆长的变化曲线

Fig. 7　Changing curves of trajectory at K-point with rod length

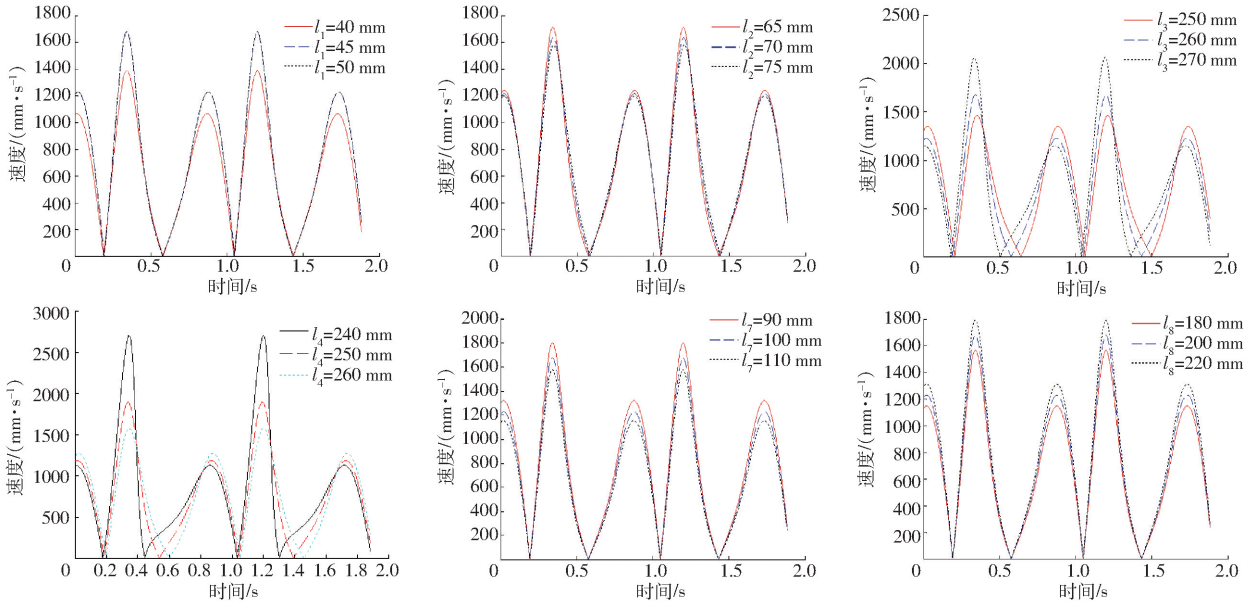

图 8 K 点 y 向速度随杆长的变化曲线

Fig. 8 Changing curves of velocity at K-point in y-direction with rod length

AD、平行杆 HF、平行杆 FJ 长度分别等差取 3 个值的 K 点 y 向加速度变化曲线。

由图 9 可以看出，K 点 y 向加速度随着 l_1、l_3、l_8 的增加而增加，随着 l_2、l_4、l_7 的增加而减小。

3.5 传力特性分析

栽植机构的传力特性可以用摇杆摆角进行衡量，当摇杆摆角在 25°～30°时，机构的传力特性最好，图 10 所示为曲柄 AB、连杆 BC、摇杆 CD、机架 AD 的长度变化时摇杆摆角的变化曲线。

由图 10 可以看出，摇杆摆角随着 l_1 的增加而增大，随着 l_2、l_3、l_4 的增加先减小后增大。

3.6 急栽特性分析

栽植机构的急栽特性可以描述为吊杯从下止点运动到上止点对应曲柄轴所转的角度和吊杯从上止点运动到下止点曲柄轴所转动的角度之比，当比值越大时，急栽效果越明显，由于急栽特性根源于曲柄摇杆机构，所以极位夹角可用来衡量急栽特性，当极位夹角在 15°～16°时，急栽特性最好，图 11 所示为曲柄 AB、连杆 BC、摇杆 CE、机架 AD 的长度变化时极位夹角的变化曲线。

极位夹角随着曲柄长度和摇杆长度的增大而增大，随着 l_2 的增大而减小，随着 l_4 的增大先减小后增大，图中蓝线代表极位夹角为 16°，l_1 为 39～41 mm 时，l_2 为 67～71 mm 时，l_3 为 259～260 mm 时，l_4 为 256～257 mm 或 273～274 mm 时，极位夹角可取 15°～16°。

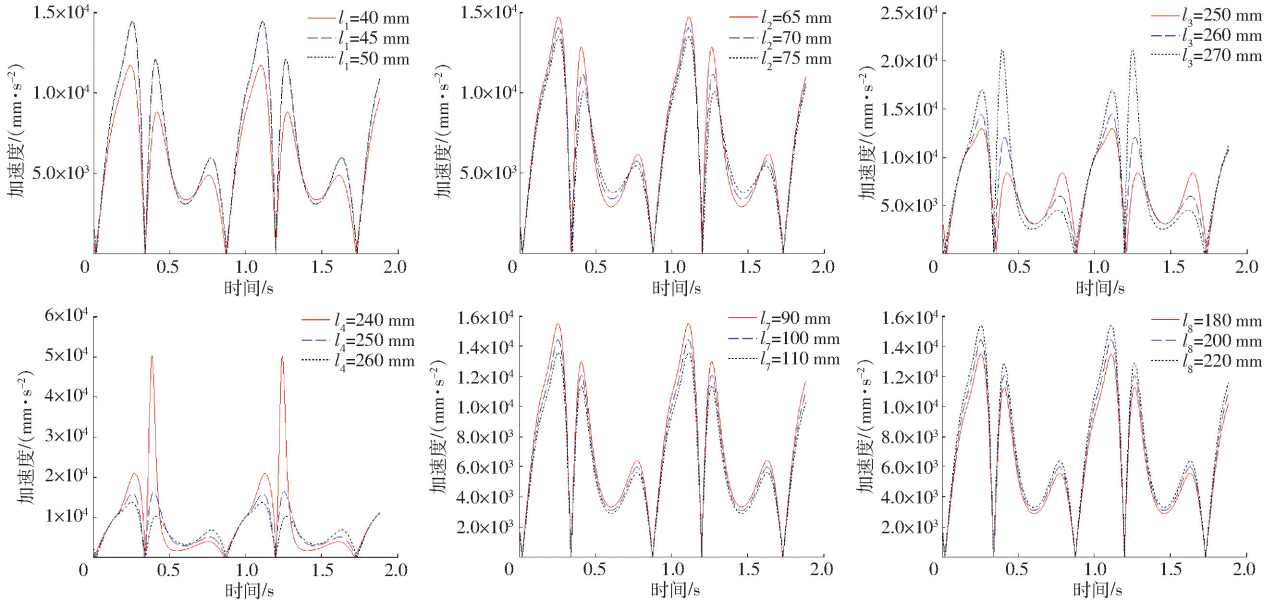

图 9 K 点 y 向加速度随杆长的变化曲线

Fig. 9 Changing curves of acceleration at K-point in y-direction with rod length

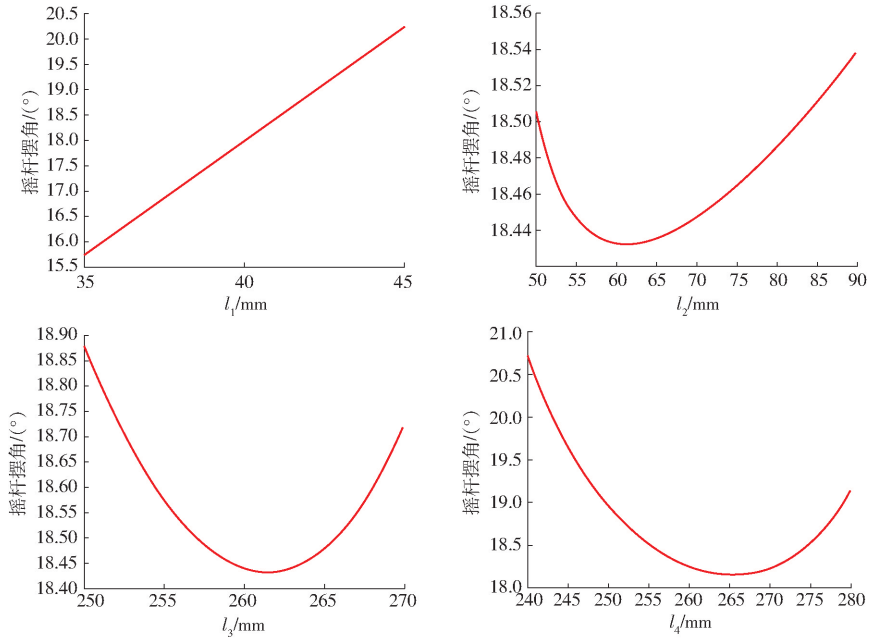

图 10　机构摇杆摆角随杆长的变化曲线

Fig. 10　Changing curves of mechanism rocker swing angle with rod length

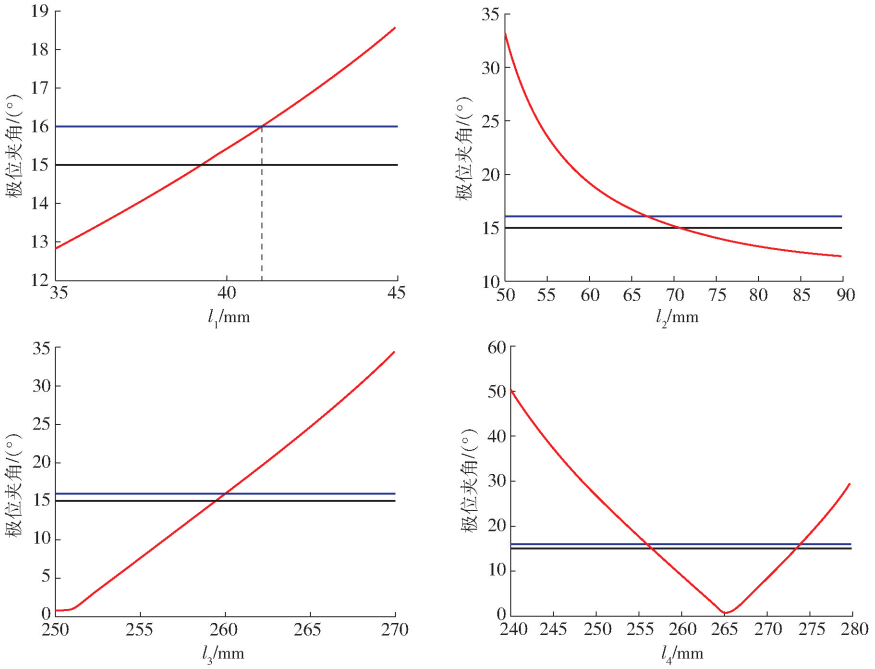

图 11　机构极位夹角随杆长的变化曲线

Fig. 11　Changing curves of extreme angle of mechanism with length of rod

4　参数优化

栽植机构的参数优化是一种多参数多目标耦合的复杂优化问题，其中任一参数的变化都会引起所有结果的变化，将对栽植性能产生影响，所以不能够使所有的栽植性能都达到最优，只能通过总结出其中主要参数对栽植性能产生的影响趋势，从而得到一组“较优”解，满足栽植机构的栽植性能要求[16]。

4.1　栽植驱动机构的约束条件

（1）吊杯行程在 240 ~ 250 mm 之间：本栽植机构将用于辣椒苗、番茄苗等茄果类蔬菜的移栽，为了能用于不同高度的蔬菜苗移栽，在 15 ~ 20 cm 之间，防止吊杯夹苗、带苗，又要保证能够高速移栽，K 点的 y 向行程需在 240 ~ 250 mm 之间。

（2）K 点运动到最低点时，K 点 y 向位置高于 I 点的 y 向位置：为了保证吊杯入土时，栽植机构其他点不和地面接触，以防止阻碍吊杯入土和划破地膜等情况发生，需要保证 $\min y_I \geqslant \min y_K$。

（3）K 点运动到最高点时，K 点高于同时间的 F 点：为了避免 F 点运动到最高时，与机架发生干涉，

需要保证 $\max y_K \geqslant \max y_F$。

4.2 栽植驱动机构优化目标

为了使栽植机构能够具有更好的急栽特性和传力特性以及合适的加速度等,提出以下优化目标:

(1)机构急栽特性:机构的急栽特性越好,对于同时长周期来讲,K 点下降过程中所用时间越短,则会使上升过程所用时间增加,有利于投苗工作;下降行程中,平均速度增大,加速度增大,使得吊杯具有更大的入土力,需要保证极位夹角位于 15°~16°之间。

(2)机构传力特性:机构的传力特性越好,机构的传递效率越高,同样可以增大吊杯的入土力,需要保证摇杆摆角位于 25°~30°之间[17]。

(3)K 点最大加速度:K 点具有一定的加速度,可使吊杯具有一定的破土入土性能,但加速度过大,将会导致机构惯性力过大,刚性冲击过大,严重影响机具最高栽植频率和机具寿命。

(4)横向距离:栽植机构的横向距离可描述为,没有前进速度时的 K 点和 D 点的 X 轴距离,即 $x_K - x_D$,当横向距离过大,将会导致机具庞大,费工费料,质量分散,稳定性不强,所以横向距离越小越好。

4.3 基于 Matlab GUI 的参数优化

由建立的运动学模型和提出的优化目标可知,栽植机构各杆杆长优化问题,是一个多约束、非线性多目标的情况下寻求最优解组合的问题。在得到各个参数对目标影响规律的情况下,通过建立人机交互界面的方式进行逐次逼近优化,最终寻得一个“较优”组合[18-19]。

图 12 所示为八连杆机构运动仿真优化界面[20-21],包含 4 个区域:杆长参数输入区、参数输入区、参数输出区、图像区。杆长参数输入区用于输入各连杆的长度和判断是否为曲柄摇杆机构;参数输入区用于输入各固定点位置以及株距、转速、栽植深度;参数输出区用于输出一些目标参数;图像区用于输出 K 点 y 向位移、速度、加速度图形和 K 点轨迹图形。

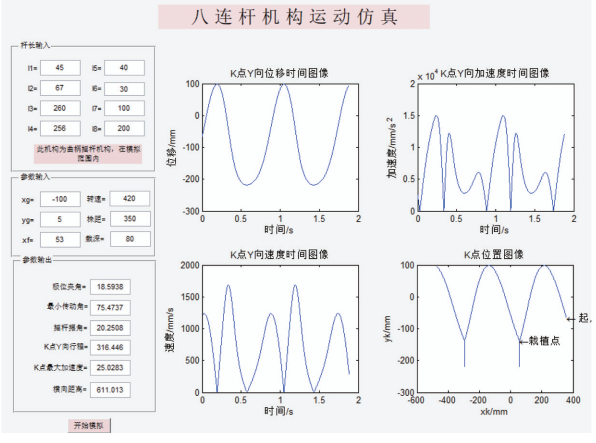

图 12 八连杆栽植驱动机构运动仿真界面

Fig. 12 Simulation interface of eight-linkage planting mechanism

根据栽植机构运动特性分析,获得了各个杆件对目标参数的影响趋势,通过逐次逼近的方法获得了一组数据:$l_1 = 39$ mm,$l_2 = 42$ mm,$l_3 = 152.04$ mm,$l_4 = 153.6$ mm,$l_5 = 40$ mm,$l_6 = 30$ mm,$l_7 = 100$ mm,$l_8 = 154$ mm。

表 1 所示为优化前后目标参数对比,优化前杆长为:$l_1 = 45$ mm,$l_2 = 67$ mm,$l_3 = 260$ mm,$l_4 = 256$ mm,$l_5 = 40$ mm,$l_6 = 30$ mm,$l_7 = 100$ mm,$l_8 = 200$ mm。参数输入为:$x_G = -100$ mm,$y_G = 5$ mm,$x_F = 53$ mm,$\omega = 420$(°)/s,株距 $H = 300$ mm。栽植深度 $h = 80$ mm。

表 1 优化前后参数对比

Tab. 1 Comparison of parameters before and after optimization

参数	初始值	优化值
K 点 y 向位移/mm	316.44	250.64
$\min y_I - \min y_K$/mm	50.00	18.58
$\max y_K - \max y_F$/mm	17.64	17.50
极位夹角/(°)	18.59	16.03
摇杆摆角/(°)	20.25	29.78
K 点最大加速度/(m·s^{-2})	25.00	33.14
横向距离/mm	611.01	437.06

从表 1 可以看出,除了 K 点最大加速度相较于之前有所增加之外,其他优化目标都可以满足。K 点最大加速度增加,是由急栽特性的提升导致,在急栽特性增加和加速度减小两方面不可同时达到,按照设计目标的优先级,优先考虑机构的急栽特性。

5 试验与结果分析

试验场地为江苏省南京市江宁区谷里农业科技园,在进行移栽作业前,使用幅宽为 1.2 m 的旋耕机进行耕地,耕深调节为 20 cm,地面平整,不得有大土块、石块、秸秆及杂草,耕地质量满足栽植农艺要求,耕地起垄,垄宽 60 cm,垄高 20 cm,土壤含水率小于 20%。试验时,用自制的穴盘苗,苗高 15 cm,苗质量 15 g,苗基本保持直立,苗叶片范围不超过吊杯接苗口,叶片茎秆柔软;试验现场如图 13 所示,包括八连杆栽植试验装置和鲁中-450 型拖拉机。

试验仪器:秒表(天福 PC660 型,精度 0.01 s)、钢卷尺(得力 8203 型)、数显倾角仪(VICTOR5005 型)、土壤硬度计(TYD-3 型)、土壤水分仪(华泰



图 13　移栽机试验现场

Fig. 13　Transplantation test site

HT－41C 型）、摄像机（佳能 M5 型）、扭力传感器（JN－DN－100N. M 型）、编码器（欧姆龙 E6HZ－CWZ6C 型）、测速仪（民邦 CHMBDD－MB－96 型）。

试验时，八连杆栽植机构由鲁中－450 型拖拉机牵引，栽植深度 8 cm，连续作业完成 120 株穴盘苗的栽植，具体试验设计如表 2 所示。

表 2　移栽试验设计

Tab. 2　Transplanting experiment design

组号	工作挡位	前进速度/（m·min^{-1}）	栽植频率/（株·min^{-1}）	理论株距/mm
1	一挡	12	35	340
1	一挡	12	40	300
3	二挡	15	35	430
4	二挡	15	40	333

栽植作业投苗由人工完成，根据辣椒苗种植农艺要求，选取株距变异系数、直立度优良率、总合格率作为试验的评价指标。田间数据测量过程中去除前后 10 株，记录中间连续的 100 株辣椒苗测量其直立度、株距、倒伏株数、露苗株数、优良株数，并进行统计分析。

设钵苗直立度 A 为钵苗与水平方向的夹角，当 $A<30°$ 时，判定为倒伏，当 $30°\leqslant A\leqslant 70°$ 时，判定为合格，当 $A>70°$ 时，判定为优良[19]。

本试验采取人工投苗的方式进行，没有漏栽、重栽的情况，且为减少真实秧苗枯萎对秧苗直立的影响，采用手工制作的塑料苗，没有伤苗的情况，所以优良率和总合格率相对较高。试验结果如表 3 所示。

表 3　移栽试验结果

Tab. 3　Transplantation test results

组号	测量株数	倒伏株数/株	露苗株数/株	优良株数/株	平均株距/mm	总合格率/%	优良率/%	株距变异系数/%
1	100	2	0	94	346. 92	98	94	3. 30
2	100	4	0	94	296. 17	96	94	3. 20
3	100	2	0	96	438. 28	98	96	3. 20
4	100	1	0	99	326. 92	99	99	3. 30

（1）栽植机构在 2 个挡位、2 组栽植频率下作业时，蔬菜苗的优良率均不小于 94%，总合格率均不小于 96%，能够很好地满足移栽作业要求。

（2）4 组试验的平均株距都与试验理想株距基本接近，株距变异系数均在 3. 25% 左右，表明栽植机构栽植状况稳定。

（3）优良率达 94%，总合格率达 96%，表明栽植机构具有较好的栽植性能，随着频率的增加，优良率也在逐步提升，这是由于当机器具有更高栽植频率时，吊杯下降时间越短，能够更快地进入土壤，受到土壤的反作用力，减少水平位移，优良率得以提升。

6　结论

（1）提出了一种新型栽植驱动机构——八连杆栽植驱动机构，该机构由曲柄摇杆机构、平行四边形放大机构、可摆动滑道机构 3 部分组成，具有快速栽植、慢速回抬、能利用土壤作用力使滑道发生偏转的特点。

（2）建立了八连杆机构运动学模型，分析了各个连杆对运动特性的影响，建立 Matlab GUI 人机交互界面，并采用逐步逼近的方法，得到满足蔬菜苗栽植要求的连杆长度组合：l_1 = 39 mm，l_2 = 42 mm，l_3 = 152. 04 mm，l_4 = 153. 6 mm，l_5 = 40 mm，l_6 = 30 mm，l_7 = 100 mm，l_8 = 154 mm。实现机构的急栽特性最优、传力特性最优、栽植行程符合要求的特性。

（3）进行了大田试验，以验证栽植机构的性能，结果表明，该栽植机构能够实现在相同前进速度下不同株距的移栽，总合格率达到 96%，优良率达到 94%，株距变异系数在 3. 25% 左右，试验证明该机构的栽植性能良好，能够用于蔬菜苗的移栽。

参　考　文　献

[1]　郭孟报，杨明金，刘斌，等. 我国蔬菜育苗产业现状及发展动态[J]. 农机化研究，2015，37(1)：250－253.
GUO Mengbao，YANG Mingjin，LIU Bin，et al. Status and development trend of vegetable seedling industry in China [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research，2015，37(1)：250－253.（in Chinese）

[2]　吕志军，单伊尹，王杰，等. 蔬菜移栽装备研究先转和钵苗移栽装备展望[J]. 中国农机化学报，2017，38(11)：30－34.
LÜ Zhijun，SHAN Yiyin，WANG Jie，et al. Research progress of vegetable transplanting machine and prospects of seeding-picking machinery of transplanter[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization，2017，38(11)：30－34.（in Chinese）

[3]　夏广宝，韩长杰，郭辉，等. 全自动移栽机械关键部分研究现状及发展趋势[J]. 农机化研究，2019，41(2)：1－7.

XIA Guangbao, HAN Changjie, GUO Hui, et al, Research status and developmet trend of key componets of automatic transplanting machine[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2019,41(2):1 - 7. (in Chinese)
[4] 王义鹏,王卫兵,张恒,等. 错列链夹式移栽机栽植机构的设计与仿真[J]. 机械设计与制造, 2018(4): 68 - 71.
WANG Yipeng, WANG Weibing, ZHANG Heng, et al. Design and simulation of staggered chain clip transplanting machine [J]. Machinery Design & Manufacture, 2018(4): 68 - 71. (in Chinese)
[5] 刘洋,毛罕平,王涛,等. 吊杯式移栽机构中番茄穴盘苗运动分析优化与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(5): 143 - 151.
LIU Yang, MAO Hanping, WANG Tao, et al. Collision optimization and experiment of tomato plug seedling in basket-type transplanting mechanism[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(5): 143 - 151. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no = 20180516&flag = 1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.05.016. (in Chinese)
[6] 韩霞,陈海涛. 番茄链式纸钵苗移栽机栽植机构参数优化试验[J]. 东北农业大学学报, 2018, 49(4): 79 - 86.
HAN Xia, CHEN Haitao. Parameter optimization experiment of tomato chain paper bowl seedling transplanter [J]. Journal of Northeast Agricultural University, 2018, 49(4): 79 - 86. (in Chinese)
[7] 高芳,李洪昌. 蔬菜机械化生产对秧苗栽植质量的影响研究[J]. 农机化研究, 2018, 40(12): 125 - 129.
GAO Fang, LI Hongchang. Research on the impact of vegetable mechanization on seedling quality [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2018, 40(12): 125 - 129. (in Chinese)
[8] 周福君,芦杰,杜佳兴. 玉米钵苗移栽机圆盘式栽植机构参数优化及试验[J]. 农业工程学报, 2014, 30(1): 18 - 24.
ZHOU Fujun, LU Jie, DU Jiaxing. Parameter optimization and experiment of disc-type planting mechanism for corn bowl seedling transplanter [J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(1): 18 - 24. (in Chinese)
[9] CHOI W C, KIM D C, RYU I H, et al. Development of seeding pick-up device for vegetable transplants[J]. Transactions of the ASAE, 2001, 45(1): 13 - 19.
[10] KUMAR G V P, RAHEMAN H. Development of a walk-behind type hand tractor powered vegetable transplanter for paper pot seedlings[J]. Biosystems Engineering, 2011, 110(2): 189 - 197.
[11] 薛党勤,侯书林,张佳喜. 我国旱地移栽机械的研究进展与发展趋势[J]. 中国农机化学报, 2013, 34(5): 8 - 11.
XUE Dangqin, HOU Shulin, ZHANG Jiaxi. Research progress and development trend of dryland transplanting machinery in China [J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2013, 34(5): 8 - 11. (in Chinese)
[12] 迟明路,李旭英,田阳,等. 吊杯式移栽机栽植株距调节的研究[J]. 农机化研究, 2014, 36(2): 131 - 134.
CHI Minglu, LI Xuying, TIAN Yang, et al. A study on the adjustment of the planting distance of the hanging cup transplanter [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2014, 36(2): 131 - 134. (in Chinese)
[13] 胡建平,张建兵,何俊艺,等. 移栽机行星轮转臂式栽植器运动分析与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2013, 44(10): 57 - 61.
HU Jianping, ZHANG Jianbing, HE Junyi, et al. Motion analysis and experiment for planting mechanism with planetary gears of transplanting machine [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(10): 57 - 61. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20131010&journal_id = jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2013.10.010. (in Chinese)
[14] 金鑫,杜新武,杨传华,等. 移栽机曲柄滑槽式栽植机构设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(5): 83 - 90.
JIN Xin, DU Xinwu, YANG Chuanhua, et al. Design and experiment on crank-chute planting mechanism of transplanting machine[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(5): 83 - 90. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no = 20160512&flag = 1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.05.012. (in Chinese)
[15] 姬江涛,杨林辉,金鑫,等. 行星轮系滑道式钵苗栽植机构设计与参数优化[J]. 农业工程学报, 2018, 34(18): 83 - 92.
JI Jiangtao, YANG Linhui, JIN Xin, et al. Design and parameter optimization of slideway bowl seedling planting mechanism for planetary gear train [J]. Transactions of the CSAE, 2018, 34(18): 83 - 92. (in Chinese)
[16] 俞高红,金也,常数数. 夹钵式水稻钵苗移栽机构设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2019, 50(7): 100 - 108.
YU Gaohong, JIN Ye, CHANG Shushu. Design and test of clipping-plug type transplanting mechanism of rice plug-seedling[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(7): 100 - 108. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20190710&journal_id = jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2019.07.010. (in Chinese)
[17] 邓跃红,易晓科. 曲柄摇杆机构极位夹角和摇杆摆角对机构传力性能的影响[J]. 机械传动, 2003(2): 36 - 38.
DENG Yuehong, YI Xiaoke. Effect of extreme angle of rocker mechanism and rocker swing angle on force transmission performance of mechanism [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2003(2): 36 - 38. (in Chinese)
[18] 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/OL]. 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/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(11): 70 - 78. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no = 20171109&flag = 1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2017.11.009. (in Chinese)
[19] JB/T 10291—2013 旱地栽植机械[S]. 2013.
[20] 张威. MATLAB 基础编程与入门[M]. 西安:西安电子科技大学出版社, 2008.
[21] 罗华飞. MATLAB GUI 设计学习笔记[M]. 北京:北京航空航天大学出版社, 2004.