

丹参膜上倾斜移栽机构设计与试验

徐高伟^{1,2} 刘宏新¹ FARMAN A C³ 方会敏² 荐世春² 何腾飞²

(1. 东北农业大学工程学院, 哈尔滨 150030; 2. 山东省农业机械科学研究院, 济南 250100;
3. 信德农业大学农业工程学院, 坦杜阿拉亚 70060)

摘要: 针对丹参膜上倾斜移栽人工作业效率和质量较低、劳动强度较大、现有移栽机不适合丹参膜上倾斜移栽等问题,结合丹参大垄双行覆膜高效生产技术提出的膜上倾斜移栽农艺要求,设计一种基于变形椭圆齿轮-双变速曲柄五杆机构的鸭嘴式丹参膜上倾斜移栽机构。在移栽机构所要求的运动轨迹、栽植器倾斜姿态和设计要求的基础上,分析机构的工作原理并建立机构理论模型。依据数学模型运用 Matlab 开发出移栽机构人机交互可视化辅助程序,应用该辅助程序研究机构参数对栽植器倾斜角和栽植器端点轨迹的影响规律,通过人机交互的方式得到符合丹参膜上倾斜移栽机构农艺要求的参数组合。根据优化后的参数组合设计样机并进行虚拟仿真和样机田间试验,试验结果表明:变形椭圆齿轮-双变速曲柄五杆式丹参膜上倾斜移栽机构在满足丹参膜上倾斜移栽要求的同时能保证作业质量,移栽机构的立苗角度合格率为 90.7%、漏栽率为 2.7%、株距变异系数为 5.6%、栽植深度合格率为 93.7%。

关键词: 丹参; 膜上倾斜移栽机; 双变速曲柄五杆机构; 参数优化

中图分类号: S223.94 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2019)02-0078-12

Design and Test of Tilted Transplanting Mechanism on
Mulch-film of *Salvia miltiorrhiza*

XU Gaowei^{1,2} LIU Hongxin¹ FARMAN A C³ FANG Huimin² JIAN Shichun² HE Tengfei²

(1. College of Engineering, Northeast Agricultural University, Harbin 150030, China
2. Shandong Academy of Agricultural Machinery Sciences, Ji'nan 250100, China
3. Faculty of Agricultural Engineering, Sindh Agriculture University, Tandojam 70060, Pakistan)

Abstract: In the view of low efficiency and quality and high labor intensity of *Salvia miltiorrhiza* tilted transplanting on mulch-film by artificial transplanting, the existing transplanter is not suitable for tilted transplanting of *Salvia miltiorrhiza* on mulch-film, and combining with the agronomic requirement of high efficiency production technology of *Salvia miltiorrhiza* big-ridge double-row on mulch-film, a duck-billed tilted transplanting mechanism for *Salvia miltiorrhiza* was designed based on deformed elliptical gear-double variable speed crank five-bar mechanism. On the basis of trajectory, tilted gesture of planting apparatus and design requirements which was required by transplanting mechanism, the working principle of the mechanism was analyzed and the theoretical model of mechanism was established. The visual auxiliary programs for human-computer interaction was established by using Matlab (Matrix Laboratory) depended on the theoretical model. With the help of auxiliary programs, the influence rules of parameters for mechanism on tilted angle and endpoint motion trajectory of planting apparatus were studied, the human-computer interactive method was used to get the parameters combination suited for agronomic requirements tilted transplanting mechanism on mulch-film of *Salvia miltiorrhiza*. According to the optimized parameters combination, the prototype was designed for virtual simulation and prototype field experiment. Prototype experiment showed that the deformed elliptical gear-double variable speed crank five-bar tilted transplanting mechanism of *Salvia miltiorrhiza* on mulch-film could meet the agronomic requirements of *Salvia miltiorrhiza* tilted transplanting on mulch-film while ensured the quality of

收稿日期: 2018-11-21 修回日期: 2018-12-15

基金项目: 山东省重点研发计划项目(2016ZDJS07A22)和“十二五”国家科技支撑计划项目(2013BAD08B00)

作者简介: 徐高伟(1989—),男,博士生,山东省农业机械科学研究院工程师,主要从事现代农业机械装备研究,E-mail: 476181684@qq.com

通信作者: 刘宏新(1971—),男,教授,博士生导师,主要从事农机数字化设计与数字资源管理研究,E-mail: Lcc98@neau.edu.cn

operation,the seedling angle qualification rate was 90.7% ,the leakage rate was 2.7% ,the plant spacing variation coefficient was 5.6% ,and the planting depth qualified rate was 93.7% .

Key words: *Salvia miltiorrhiza*; tilted transplanting on mulch-film; double variable-speed crank five-bar linkage; parameter optimization

0 引言

丹参植株中平均直径为 5 mm 丹参根部的各活性成分平均含量是平均直径为 15 mm 丹参根部的 3 倍^[1],因此在提取活性成分时,常选用侧根较多、根部较细的丹参植株。针对以上情况,为培育活性成分含量较高的丹参植株,山东省农业主推技术“丹参大垄双行覆膜高效生产技术”根据植物根系向地性规律,采用膜上倾斜移栽的栽培模式,以丹参种苗倾斜地面 45°的方式插入垄中,同时保证种苗根部与水平面夹角约为 30°^[2]。采用此种模式由于种苗根部与水平面夹角较小,在丹参的生长期內可使丹参植株的主根不致过粗,且在主根上形成数量较多、直径较细的侧根,以用于提取更多的活性成分^[3]。然而,由于丹参移栽机械化配套工作起步较晚,针对上述种植模式的丹参移栽几乎全部由人工完成,不仅劳动强度大、生产效率低,而且作业质量难以保证^[4-6]。

目前,市场上膜上移栽机构主要以移栽蔬菜^[7]、烟草^[8]等作物的钵苗移栽为主,要求钵苗移栽后具有较高的直立度,不符合丹参膜上倾斜移栽的农艺要求、运动轨迹和栽植器姿态的要求。而采用倾斜移栽农艺要求的作物有甘薯和甘草,国内外甘薯斜栽机构为带夹式^[9]和链夹式^[10],从作物的植株形态和农艺要求等方面,甘薯倾斜移栽机构无法实现丹参种苗的膜上斜栽。首先,带夹式机构的末端夹持装置易对丹参种苗造成损伤;其次,链夹式机构无法进行膜上移栽;甘草则采用一种甘草倾斜移栽开沟器^[11],通过控制土壤颗粒回流实现了甘草苗的倾斜移栽,该方法也无法进行膜上倾斜移栽。农艺要求的差异导致丹参膜上倾斜移栽运动轨迹和栽植器姿态与甘薯、甘草倾斜移栽不同。

对于丹参专用移栽机构,课题组设计一种匀速双曲柄五杆式丹参移栽机构^[12]用于垂直移栽丹参种苗,这种方式能提高丹参种苗扎根深度,栽培主茎长度和粗度较大的丹参植株,以满足制备丹参饮片的要求。关于五杆式移栽机构,近几年较多学者对其进行研究,取得了较多的成果^[13-18],而适用于提取丹参活性成分、满足丹参膜上倾斜移栽农艺要求的专用移栽机构尚未见相关报道。

针对以上情况,本文结合“丹参大垄双行覆膜

高效生产技术”提出的丹参膜上倾斜移栽的农艺要求,在借鉴前人对单变速曲柄非圆齿轮-五杆移栽机构研究成果的基础上,将匀速双曲柄五杆式丹参移栽机构匀速转动的双曲柄变为变速双曲柄,设计一种变形椭圆齿轮-双变速曲柄五杆式丹参膜上倾斜移栽机构,实现丹参膜上倾斜移栽的农艺要求,提高丹参膜上倾斜移栽的工作效率和作业质量。

1 设计要求与工作原理

1.1 移栽农艺要求分析

根据提取丹参活性成分药用途所配套的丹参膜上倾斜移栽农艺要求,将丹参种苗倾斜地面 45°的方式栽入覆盖地膜的地垄中,同时保证种苗根部与水平面夹角约为 30°,丹参种苗倾斜移栽深度为 100 mm,株距为 200 mm,示意图如图 1 所示。

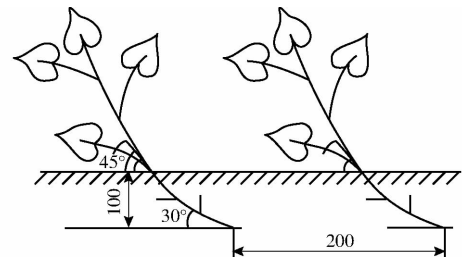


图 1 丹参膜上倾斜移栽示意图
Fig.1 Schematic of tilted transplanting on *Salvia miltiorrhiza*

为满足丹参膜上倾斜移栽的农艺要求,移栽机构的末端执行装置采用鸭嘴栽植器,通过在栽植过程中对鸭嘴栽植器倾斜姿态的控制使丹参种苗满足上述角度要求,同时由于鸭嘴栽植器姿态倾斜,还需要丹参种苗能顺利从鸭嘴栽植器栽入地垄中。

1.2 栽植器的姿态和端点运动轨迹分析

由上述分析可知,影响丹参倾斜栽植的因素为鸭嘴栽植器的姿态。鸭嘴栽植器的姿态会产生两方面的影响:一方面,鸭嘴栽植器的姿态影响栽植器端点的行程轨迹,由于丹参种苗通过鸭嘴栽植器端点位置栽出,栽植器端点的形成轨迹对丹参种苗的倾斜角度会产生影响;另一方面,鸭嘴栽植器的倾斜方向应与栽植器端点轨迹倾斜方向一致,同时倾斜的角度要能使丹参种苗克服自身与鸭嘴栽植器内壁的摩擦力顺利落入地垄,即鸭嘴栽植器的姿态倾斜角

度要大于丹参种苗与鸭嘴栽植器内表面材料的摩擦角。综合各因素鸭嘴栽植器倾斜角度从栽植丹参种苗开始到结束过程中的变化区间应在 $50^{\circ} \sim 90^{\circ}$ 范围内。最后,为使膜上倾斜移栽所呈的穴口尽量小,栽植器在刚开始插入地垄时至到达最低点的倾斜角度变化区间与栽植器在刚退出地垄时至最低点的倾斜角度变化区间要相近。

针对以上情况,应保证鸭嘴栽植器在栽植过程中的栽植器端点形成轨迹要求、栽植器倾斜角度要求和其他农艺要求:①鸭嘴栽植器端点轨迹顶部段与垄面线的夹角 α_1 在 $45^{\circ} \pm 5^{\circ}$ 范围内,且越接近 45° 越好。②鸭嘴栽植器端点轨迹底部段与垄面线所呈夹角 β_1 在 $30^{\circ} \pm 5^{\circ}$ 范围内,且越接近 30° 越好。③栽植器从插入地垄最低点至刚退出地垄时这一过程中与垄面线所呈夹角 $\gamma_1 \sim \gamma_2$ 变化区间在 $50^{\circ} \sim 90^{\circ}$ 范围内。④栽植器从最低点至刚开始插入地垄时这一过程中与垄面线所呈夹角变化区间 $\gamma_1 \sim \gamma_3$ 与 $\gamma_1 \sim \gamma_2$ 相近。⑤栽植器倾斜方向与栽植器端点轨迹倾斜方向一致。⑥绝对运动轨迹最低点与垄面线的垂直距离 h_1 ,即移栽深度为 100 mm。⑦绝对轨迹升程 h 不低于 250 mm。⑧单个运动周期内绝对运动轨迹与垄面线的交点距离 l ,即入土、出土轨迹与垄面线的交点距离越小越好。⑨绝对轨迹顶端的轨迹为接苗段轨迹,该段轨迹越平稳,接苗成功率越高,接苗后丹参种苗在鸭嘴栽植器内的位置越稳定,即绝对轨迹顶端轨迹波动行程 h_2 越小越好。丹参膜上倾斜移栽机构的栽植器倾斜角度和端点运动轨迹如图 2 所示。

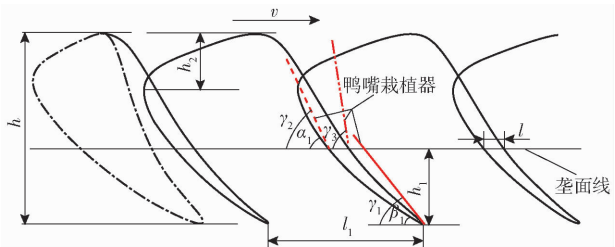


图2 鸭嘴栽植器姿态和端点轨迹分析
Fig. 2 End point trajectory analysis and gesture of duckbill planting apparatus

1.3 丹参种苗不回带的临界条件

鸭嘴栽植器到达地垄最低点之前,栽植器未打开,丹参种苗与栽植器为一体,相对鸭嘴栽植器静止状态,当鸭嘴栽植器到达最低点时鸭嘴栽植器打开,此时丹参种苗在栽植器中因受重力作用而能克服与鸭嘴栽植器的最大静摩擦力落入地垄中,保证丹参种苗的栽植深度。当丹参种苗有向下滑动趋势且达到临界状态时,受力情况如图 3 所示,建立力学平衡方程

$$\begin{cases} F_1 = F_{\max} \\ N = mg\cos\theta \\ F_{\max} = f_s N \\ f_s = \tan\theta_f \\ F_1 = mgsin\theta \end{cases} \quad (1)$$

- 式中 θ_f ——丹参种苗与鸭嘴栽植器内部材料的摩擦角, $(^{\circ})$,摩擦角通过将丹参种苗置于与鸭嘴栽植器内表面材料相同(Q235)的自制斜面仪上,调节斜面仪的角度测得,约为 47°
- θ ——鸭嘴栽植器倾斜角, $(^{\circ})$
- f_s ——丹参种苗与鸭嘴栽植器内部材料的摩擦因数
- m ——丹参种苗质量, g
- g ——重力加速度,取 9.8 m/s^2
- N ——鸭嘴栽植器内壁对丹参种苗的支持力, N
- F_1 ——丹参种苗重力在 x 方向上的分力, N
- $F_{\max}$ ——丹参种苗相对于鸭嘴栽植器内壁的最大静摩擦力, N

由式(1)可得, $\theta = 47^{\circ}$ 。因此,丹参种苗能向下滑动的条件为 $\theta > 47^{\circ}$ 。

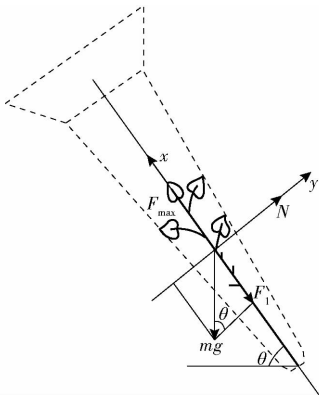


图3 丹参种苗受力示意图
Fig. 3 Schematic of stress bearing of *Salvia miltiorrhiza* seedlings

1.4 机构方案的确定

根据栽植器的姿态和栽植端点轨迹分析,一方面,由于栽植丹参种苗过程中对栽植器倾斜角和栽植器端点轨迹角度均有要求且变化规律复杂,课题组在匀速双曲柄五杆式丹参移栽机构的基础上,将匀速转动的双曲柄改为变速双曲柄,进一步控制鸭嘴栽植器的姿态;另一方面,丹参种苗长度较长,接苗时需要的时间也较多,为增加接苗时间,需要移栽机构运动轨迹的接苗部分轨迹近似水平,在竖直方向上速度接近于 0;而在栽植丹参种苗的过程中对于栽植器的加速度又有要求。因此,研究方案为以

具有近似匀速运动特性^[19]的变形椭圆齿轮机构驱动五杆机构的双曲柄,得到一种变形椭圆齿轮-双变速曲柄五杆式丹参膜上倾斜移栽机构,根据栽植器倾斜角和栽植器端点轨迹的要求,通过人机交互的方式得到机构参数组合,最后分析栽植器的速度是否满足设计条件。机构结构简图如图4所示,该机构主要由变形椭圆齿轮传动机构和五杆机构组成。其中1、2、3为变形椭圆齿轮,组成变形椭圆齿轮传动机构,匀速转动的动力由变形椭圆齿轮2传入,通过变形椭圆齿轮传动机构传到变形椭圆齿轮1、3,变形椭圆齿轮1、3将变形椭圆齿轮2的匀速转动转变为变速转动。机架AM、曲柄AB、曲柄MD、连杆BL、两铰接点DL组成五杆机构,连杆DE与连杆CL以一定角度固联,FG为末端执行装置固联在连杆DE的E端。曲柄AB和曲柄MD分别与变形椭圆齿轮1和3固联,随变形椭圆齿轮1和3同向变速转动,进而带动连杆DE摆动,栽植器FG在连杆DE带动下随连杆DE做向左侧倾斜的往复运动,突破地膜后成穴并完成膜上倾斜移栽。

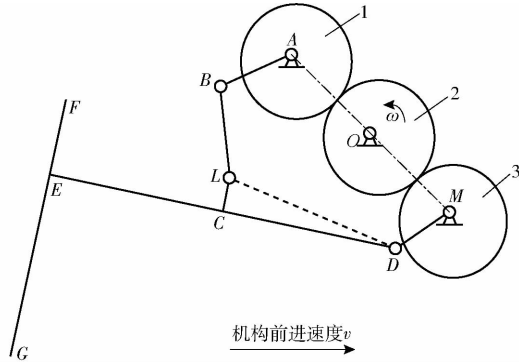


图4 移栽机构示意图

Fig.4 Schematic of transplanting mechanism

2 机构理论模型

2.1 机构运动学模型

本节以O点为坐标原点,水平方向为x轴、竖直方向为y轴建立直角坐标系,如图5所示。

2.1.1 位移模型

变形椭圆齿轮1相对于变形椭圆齿轮2的角位移^[20]为

$$\varphi_{21} = \begin{cases} \frac{2}{m_1} \arctan \left(\frac{1+e}{1-e} \tan \frac{-m_1 \varphi}{2} \right) & (0 \geq \varphi \geq -\frac{\pi}{m_1}) \\ 2\pi - \frac{2}{m_2} \arctan \left(\frac{1+e}{1-e} \tan \frac{m_2 (2\pi + \varphi)}{2} \right) & (-\frac{\pi}{m_1} > \varphi \geq -2\pi) \end{cases} \quad (2)$$

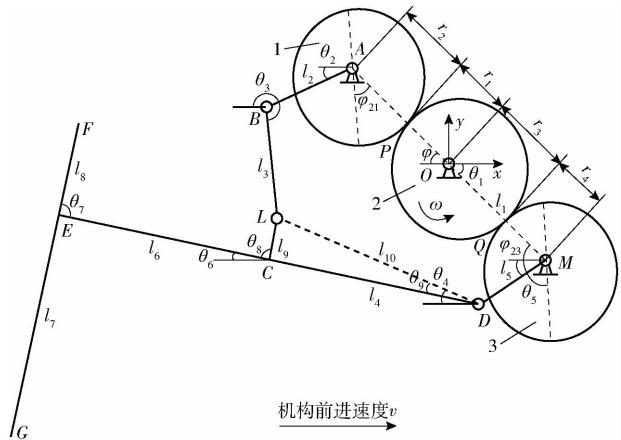


图5 移栽机构数学模型

Fig.5 Mathematical model of transplanting mechanism

变形椭圆齿轮3相对于变形椭圆齿轮2的角位移为

$$\varphi_{23} = \begin{cases} \frac{2}{m_1} \arctan \left(\frac{1+e}{1-e} \tan \frac{-m_1 \varphi + m_1 \pi}{2} \right) & (0 \geq \varphi - \pi \geq -\frac{\pi}{m_1}) \\ 2\pi - \frac{2}{m_2} \arctan \left(\frac{1+e}{1-e} \tan \frac{m_2 (\pi + \varphi)}{2} \right) & (-\frac{\pi}{m_1} > \varphi - \pi \geq -2\pi) \end{cases} \quad (3)$$

式中 e——变形椭圆齿轮偏心率

m_1, m_2 ——变形椭圆齿轮变形系数

φ ——变形椭圆齿轮2的角位移,rad

φ_{23} ——变形椭圆齿轮3相对于变形椭圆齿轮2的角位移,rad

φ_{21} ——变形椭圆齿轮1相对于变形椭圆齿轮2的角位移,rad

为保证变形椭圆两段节曲线封闭, m_1 和 m_2 应满足

$$2\pi - \frac{\pi}{m_1} = \frac{\pi}{m_2} \quad (4)$$

变形椭圆齿轮的节曲线方程为

$$r_1 = \begin{cases} \frac{a(1-e^2)}{1-ecos(-m_1 \varphi)} & (0 \geq \varphi \geq -\frac{\pi}{m_1}) \\ \frac{a(1-e^2)}{1-ecos(m_2 (2\pi + \varphi))} & (-\frac{\pi}{m_1} > \varphi \geq -2\pi) \end{cases} \quad (5)$$

$$r_2 = 2a - r_1 \quad (6)$$

$$r_3 = \begin{cases} \frac{a(1-e^2)}{1-ecos(-m_1 \varphi - m_1 \pi)} & (0 \geq \varphi - \pi \geq -\frac{\pi}{m_1}) \\ \frac{a(1-e^2)}{1-ecos(m_2 (\pi + \varphi))} & (-\frac{\pi}{m_1} > \varphi - \pi \geq -2\pi) \end{cases} \quad (7)$$

$$r_4 = 2a - r_3 \quad (8)$$

式中 a ——变形椭圆齿轮长半轴长度, mm

r_1 ——变形椭圆齿轮 2 轴心到啮合点 P 的距离, mm

r_2 ——变形椭圆齿轮 1 轴心到啮合点 P 的距离, mm

r_3 ——变形椭圆齿轮 2 轴心到啮合点 Q 的距离, mm

r_4 ——变形椭圆齿轮 3 轴心到啮合点 Q 的距离, mm

A 点的位移方程为

$$\begin{cases} X_A = X_O - 2a \cos \theta_1 \\ Y_A = Y_O + 2a \sin \theta_1 \end{cases} \quad (9)$$

M 点的位移方程为

$$\begin{cases} X_M = X_O + 2a \cos \theta_1 \\ Y_M = Y_O - 2a \sin \theta_1 \end{cases} \quad (10)$$

B 点的位移方程为

$$\begin{cases} X_B = X_A - l_2 \cos(\theta_2 + \varphi_{21}) \\ Y_B = Y_A + l_2 \sin(\theta_2 + \varphi_{21}) \end{cases} \quad (11)$$

D 点的位移方程为

$$\begin{cases} X_D = X_M - l_5 \cos(\theta_5 + \varphi_{23}) \\ Y_D = Y_M + l_5 \sin(\theta_5 + \varphi_{23}) \end{cases} \quad (12)$$

根据矢量方程 $\mathbf{l}_{MA} + \mathbf{l}_{AB} + \mathbf{l}_{BL} = \mathbf{l}_{MD} + \mathbf{l}_{DL}$ 可得 L 点的位移方程为

$$\begin{cases} X_L = 4a \cos \theta_1 + l_2 \cos(\theta_2 + \varphi_{21}) + l_3 \cos \theta_3 = \\ \quad l_5 \cos(\theta_5 + \varphi_{23}) + l_{10} \cos(\theta_4 - \theta_9) \\ Y_L = 4a \sin \theta_1 + l_2 \sin(\theta_2 + \varphi_{21}) + l_3 \sin \theta_3 = \\ \quad l_5 \sin(\theta_5 + \varphi_{23}) + l_{10} \sin(\theta_4 - \theta_9) \end{cases} \quad (13)$$

令

$$\begin{cases} f_1 = 4a \cos \theta_1 + l_2 \cos(\theta_2 + \varphi_{21}) - l_5 \cos(\theta_5 + \varphi_{23}) \\ f_2 = 4a \sin \theta_1 + l_2 \sin(\theta_2 + \varphi_{21}) - l_5 \sin(\theta_5 + \varphi_{23}) \\ f_3 = \frac{l_4^2 + l_9^2 - 2l_4 l_9 \cos \theta_8 - f_1^2 - f_2^2 - l_3^2}{2l_3} \end{cases} \quad (14)$$

求得

$$\theta_4 = 2 \arctan \frac{f_2 \pm \sqrt{f_1^2 + f_2^2 - f_3^2}}{f_1 - f_3} \quad (15)$$

将 θ_4 回代可求出 θ_3 为

$$\theta_3 = \frac{\arccos(l_4 \cos \theta_4 - f_1)}{l_3} \quad (16)$$

C 点的位移方程为

$$\begin{cases} X_C = X_D - l_4 \cos(\theta_4 - \theta_9) \\ Y_C = Y_D + l_4 \sin(\theta_4 - \theta_9) \end{cases} \quad (17)$$

L 点的位移方程为

$$\begin{cases} X_L = X_C - l_9 \cos(\theta_4 - \theta_9 + \theta_8) \\ Y_L = Y_C + l_9 \sin(\theta_4 - \theta_9 + \theta_8) \end{cases} \quad (18)$$

E 点的位移方程为

$$\begin{cases} X_E = X_D - (l_4 + l_6) \cos(\theta_4 - \theta_9) \\ Y_E = Y_D + (l_4 + l_6) \sin(\theta_4 - \theta_9) \end{cases} \quad (19)$$

F 点的位移方程为

$$\begin{cases} X_F = X_E - l_8 \cos(\theta_7 - \theta_4 + \theta_9) \\ Y_F = Y_E + l_8 \sin(\theta_7 - \theta_4 + \theta_9) \end{cases} \quad (20)$$

G 点的位移方程为

$$\begin{cases} X_G = X_E - l_7 \cos(\theta_7 - \theta_4 + \theta_9) \\ Y_G = Y_E - l_7 \sin(\theta_7 - \theta_4 + \theta_9) \end{cases} \quad (21)$$

式中 X_O, Y_O ——变形椭圆齿轮 2 旋转中心坐标值

l_1 ——机架 MA 长度, mm

l_2 ——曲柄 AB 长度, mm

l_3 ——连杆 BC 长度, mm

l_4 ——连杆 DC 长度, mm

l_5 ——曲柄 MD 长度, mm

l_6 ——连杆 CE 长度, mm

l_7 ——栽植器下端 EG 长度, mm

l_8 ——栽植器上端 FE 长度, mm

l_9 ——连杆 CL 长度, mm

l_{10} ——铰接点 D 与 L 的距离, mm

θ_1 ——机架 MA 初始安装角, rad

θ_2 ——曲柄 AB 初始安装角, rad

θ_3 ——连杆 BL 角位移, rad

θ_4 ——铰接点 D 和 L 角位移, rad

θ_5 ——曲柄 OD 初始安装角, rad

θ_6 ——连杆 CE 角位移, rad

θ_7 ——栽植器 FG 与连杆 CE 固联角, rad

θ_8 ——连杆 CL 与连杆 DE 固联角, rad

θ_9 ——直线 DL 与连杆 DE 夹角, rad

2.1.2 速度模型

对 L 点位移方程求导, 可得到 L 点的速度方程

$$\begin{cases} \dot{X}_L = \dot{\varphi}_{21} l_2 \sin(\theta_2 + \varphi_{21}) + \dot{\theta}_3 l_3 \sin \theta_3 = \\ \quad \dot{\varphi}_{23} l_5 \sin(\theta_5 + \varphi_{23}) + \dot{\theta}_4 l_{10} \sin(\theta_4 - \theta_9) \\ \dot{Y}_L = \dot{\varphi}_{21} l_2 \cos(\theta_2 + \varphi_{21}) + \dot{\theta}_3 l_3 \cos \theta_3 = \\ \quad \dot{\varphi}_{23} l_5 \cos(\theta_5 + \varphi_{23}) + \dot{\theta}_4 l_{10} \cos(\theta_4 - \theta_9) \end{cases} \quad (22)$$

式中 $\dot{\varphi}_{23}$ ——变形椭圆齿轮 3 相对于变形椭圆齿轮 2 的角速度, rad/s

$\dot{\varphi}_{21}$ ——变形椭圆齿轮 1 相对于变形椭圆齿轮 2 的角速度, rad/s

将式(22)简化可得连杆 DE 和连杆 BL 的角速度

$$\dot{\theta}_4 = \frac{\dot{\varphi}_{23} l_5 \sin(\theta_5 + \varphi_{23} - \theta_3) + \dot{\varphi}_{21} l_2 \sin(\theta_3 - \theta_2 - \varphi_{21})}{l_{10} \sin(\theta_3 - \theta_4 + \theta_9)} \quad (23)$$

$$\dot{\theta}_3 = \frac{\dot{\varphi}_{23} l_5 \sin(\theta_5 + \varphi_{23} - \theta_4 + \theta_9) - \dot{\varphi}_{21} l_2 \sin(\theta_5 + \varphi_{23} - \theta_4 + \theta_9)}{l_3 \sin(\theta_3 - \theta_4 + \theta_9)} \quad (24)$$

式中 $\dot{\theta}_4$ ——连杆 DE 的角速度, rad/s

$\dot{\theta}_3$ ——连杆 BL 的角速度, rad/s

其中, 由反转法可得

$$\frac{\dot{\varphi}}{\dot{\varphi}_{21}} = -\frac{r_2}{r_1} \quad (25)$$

$$\frac{\dot{\varphi}}{\dot{\varphi}_{23}} = -\frac{r_4}{r_3} \quad (26)$$

式中 $\dot{\varphi}$ ——变形椭圆齿轮 2 的角速度, rad/s

则变形椭圆齿轮 1、3 相对于变形椭圆齿轮 2 的角速度分别为

$$\dot{\varphi}_{21} = -\frac{r_1}{r_2} \dot{\varphi} = \frac{r_1}{r_1 - 2a} \dot{\varphi} \quad (27)$$

$$\dot{\varphi}_{23} = -\frac{r_3}{r_4} \dot{\varphi} = \frac{r_3}{r_3 - 2a} \dot{\varphi} \quad (28)$$

对 G 点的位移方程进行一阶求导, 得到 G 点的速度方程为

$$\begin{cases} \dot{X}_G = \dot{\varphi}_{23} l_5 \sin(\theta_5 + \varphi_{23}) + \dot{\theta}_4 (l_4 + l_6) \sin(\theta_4 - \theta_9) - \dot{\theta}_4 l_7 \sin(\theta_7 - \theta_4 + \theta_9) \\ \dot{Y}_G = \dot{\varphi}_{23} l_5 \cos(\theta_5 + \varphi_{23}) + \dot{\theta}_4 (l_4 + l_6) \cos(\theta_4 - \theta_9) + \dot{\theta}_4 l_7 \cos(\theta_7 - \theta_4 + \theta_9) \end{cases} \quad (29)$$

2.2 机构约束模型

设计的五杆机构属于双曲柄型, 双曲柄为变速转动, 为使机构形成完整封闭的运动轨迹, 五杆机构各尺寸参数需要满足双曲柄存在的必要条件, 必要条件是指两原动件按一定运动规律作整周运动时, 五杆机构在每一时刻都满足装配条件^[21-26]。

2.2.1 五杆机构装配条件

移栽机构数学模型见图 5, 其装配条件可表示为

$$\begin{cases} l_3 + l_{10} \geq l_{BD\max} \\ |l_3 - l_{10}| \leq l_{BD\min} \end{cases} \quad (30)$$

令 $x = \max(l_3, l_{10})$, $y = \min(l_3, l_{10})$, 则有

$$\begin{cases} x + y \geq l_{BD\max} \\ x - y \leq l_{BD\min} \end{cases} \quad (31)$$

化简式(30)、(31)可确定 l_3 、 l_{10} 取值范围

$$\begin{cases} \min(l_3, l_{10}) \geq \frac{l_{BD\max} - l_{BD\min}}{2} \\ \max(l_{BD\max} - \min(l_3, l_{10}), \min(l_3, l_{10})) \leq \max(l_3, l_{10}) \leq \min(l_3, l_{10}) + l_{BD\min} \end{cases} \quad (32)$$

2.2.2 变形椭圆齿轮五杆机构双曲柄存在必要条件

由运动学模型可得机构 B 点和 D 点坐标, 曲柄 AB 和 MD 转动的角位移分别为 φ_{23} 和 φ_{21} , BD 之间的距离平方为

$$l_{BD}^2 = 16a^2 + l_2^2 + l_5^2 + 8al_2 \cos(\theta_1 - \theta_2 - \varphi_{21}) - 8al_5 \cos(\theta_1 - \theta_5 - \varphi_{23}) - 2l_2 l_5 \cos(\theta_2 + \varphi_{21} - \theta_5 - \varphi_{23}) \quad (33)$$

由式(33)可知, l_{BD} 取得极值, 即 l_{BD}^2 取得极值的

必要条件是 $\frac{\partial l_{BD}^2}{\partial t} = 0$, 对式(33)求导可得

$$\frac{\partial l_{BD}^2}{\partial t} = 8al_2 \dot{\varphi}_{21} \sin(\theta_1 - \theta_2 - \varphi_{21}) - 8al_5 \dot{\varphi}_{23} \sin(\theta_1 - \theta_5 - \varphi_{23}) +$$

$$2l_5 l_2 (\dot{\varphi}_{21} - \dot{\varphi}_{23}) \sin(\theta_2 + \varphi_{21} - \theta_5 - \varphi_{23}) = 0 \quad (34)$$

由式(2)、(3)、(27)、(28)可知, φ_{21} 、 φ_{23} 、 $\dot{\varphi}_{23}$ 和 $\dot{\varphi}_{21}$ 是关于 m_1 和 e 的函数。

根据匀速双曲柄五杆式丹参膜上移栽机构各参数^[12]并结合机构装配条件以及丹参膜上倾斜移栽的农艺要求, 初定 $l_1 = 290$ mm、 $l_2 = 95$ mm、 $l_3 = 122$ mm、 $l_4 = 225$ mm、 $l_5 = 60$ mm、 $l_9 = 45$ mm、 $\theta_1 = 10^\circ$ 、 $\theta_2 = 90^\circ$ 、 $\theta_5 = 120^\circ$ 、 $a = l_1/4 = 72.5$ mm, 根据式(32)和上述参数可得 $l_{BD\max}$ 和 $l_{BD\min}$ 取值范围, 再结合式(33)、(34), 初定变形椭圆齿轮参数值为: $e = 0.1$ 、 $m_1 = 1.3$ 。

初定的变形椭圆齿轮-双变速曲柄五杆式丹参膜上倾斜移栽机构参数值为 $l_1 = 290$ mm、 $l_2 = 95$ mm、 $l_3 = 122$ mm、 $l_4 = 225$ mm、 $l_5 = 60$ mm、 $l_6 = 229$ mm、 $l_7 = 243$ mm、 $l_8 = 100$ mm、 $l_9 = 45$ mm、 $\theta_1 = 10^\circ$ 、 $\theta_2 = 90^\circ$ 、 $\theta_5 = 120^\circ$ 、 $\theta_7 = 90^\circ$ 、 $\theta_8 = 90^\circ$ 、 $\theta_5 - \theta_2 = 30^\circ$ 、 $a = 72.5$ mm、 $e = 0.1$ 、 $m_1 = 1.3$ 。

2.3 人机交互可视化辅助程序及应用

在上述建立的数学模型基础上运用 Matlab 编写变形椭圆齿轮-双变速曲柄五杆式膜上倾斜移栽机构人机交互可视化辅助程序, 如图 6 所示。

应用辅助程序得到的相关机构参数对栽植

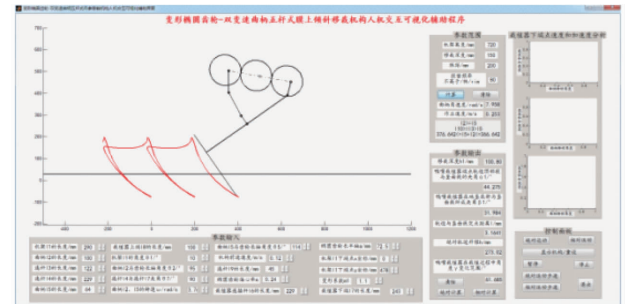


图 6 人机交互可视化辅助程序界面

Fig. 6 Visual auxiliary programs for human-computer interaction

器端点绝对运动轨迹参数 h_1 、 α_1 、 β_1 、 l 、 h 、 h_2 以及栽植器倾斜角度区间 $\gamma_1 \sim \gamma_2$ 和 $\gamma_1 \sim \gamma_3$ 的影响规律,由于五杆机构相关参数对栽植器端点绝对运动轨迹和栽植器倾斜角度的影响规律与文

献[12]给出的匀速双曲柄五杆机构基本一致,不再赘述,具体数据见表1。现分析变形椭圆齿轮参数对栽植器端点运动轨迹和栽植器倾斜角的影响规律。

表 1 机构参数对栽植器倾斜角参数和端点绝对运动轨迹参数的影响规律

Tab.1 Influence rules of parameters for mechanism on tilted angle and endpoint absolute motion trajectory of planting apparatus									
参数	数值	栽植器倾斜角度参数和端点绝对运动轨迹参数							
		h_1/mm	$\alpha_1/(\text{ }^\circ)$	$\beta_1/(\text{ }^\circ)$	$\gamma_1 \sim \gamma_2/(\text{ }^\circ)$	$\gamma_1 \sim \gamma_3/(\text{ }^\circ)$	l/mm	h_2/mm	h/mm
a/mm	57.5	111.2	69.2	36.1	46.8 ~ 60.2	46.8 ~ 69.0	51.2	74.6	214.1
	65.0	104.9	59.3	35.4	50.2 ~ 63.8	50.2 ~ 69.5	20.9	81.5	231.8
	72.5	93.9	50.2	34.9	54.0 ~ 67.9	54.0 ~ 70.7	4.2	128.6	269.2
e	0	96.9	56.9	36.1	53.3 ~ 61.0	53.3 ~ 68.1	26.7	142.1	289.9
	0.1	93.9	50.2	32.9	54.0 ~ 67.9	54.0 ~ 70.7	4.2	82.4	269.2
	0.2	91.9	43.4	30.7	54.6 ~ 71.3	54.6 ~ 71.7	8.6	65.1	280.3
m_1	1.0	98.1	50.5	42.5	52.9 ~ 64.9	52.9 ~ 72.1	24.2	130.7	273.3
	1.3	93.9	50.2	34.9	54.0 ~ 67.9	54.0 ~ 70.7	4.2	128.6	269.2
	1.6	90.6	48.8	30.9	54.9 ~ 68.9	54.9 ~ 69.7	20.6	127.4	265.9
l_2/mm	85	83.7	54.2	39.6	56.5 ~ 66.6	56.5 ~ 71.1	0.4	123.8	240.7
	95	93.9	50.2	34.9	54.0 ~ 67.9	54.0 ~ 70.7	4.2	128.6	269.2
	105	103.3	47.5	32.1	51.8 ~ 67.7	51.8 ~ 70.5	8.1	132.7	300.1
l_5/mm	50	92.1	45.6	32.5	51.9 ~ 68.6	51.9 ~ 68.8	2.4	115.2	267.6
	60	93.9	50.2	34.9	54.0 ~ 67.9	54.0 ~ 70.7	4.2	128.6	269.2
	70	94.9	56.1	37.3	56.2 ~ 67.5	56.2 ~ 71.1	8.6	138.4	275.3
l_3/mm	112	83.5	47.9	36.9	56.6 ~ 68.2	56.6 ~ 71.6	7.5	132.3	293.9
	122	93.9	50.2	34.9	54.0 ~ 67.9	54.0 ~ 70.7	4.2	128.6	269.2
	132	103.5	53.5	33.8	51.5 ~ 65.9	51.5 ~ 69.7	0.9	124.2	252.4
l_{10}/mm	224	91.9	48.2	33.7	53.8 ~ 67.3	53.8 ~ 70.4	7.1	127.8	278.9
	229	93.9	50.2	34.9	54.0 ~ 67.9	54.0 ~ 70.7	4.2	128.6	269.2
	234	95.8	54.7	35.9	54.7 ~ 67.1	54.7 ~ 70.9	1.3	128.2	261.6
$\theta_1/(\text{ }^\circ)$	5	100.1	49.6	30.1	50.1 ~ 65.0	50.1 ~ 67.5	6.1	115.1	250.3
	10	93.9	50.2	34.9	54.0 ~ 67.9	54.0 ~ 70.7	4.2	128.6	269.2
	15	83.1	50.7	41.8	69.4 ~ 70.5	59.4 ~ 73.6	2.9	135.7	286.3
$\theta_5 - \theta_2/(\text{ }^\circ)$	25	92.4	48.5	32.9	54.8 ~ 68.5	54.8 ~ 70.1	15.2	107.1	271.4
	30	93.9	50.2	34.9	54.0 ~ 67.9	54.0 ~ 70.7	4.2	128.6	269.2
	35	95.1	52.2	37.1	53.5 ~ 66.7	53.5 ~ 71.1	7.4	145.9	284.8

2.3.1 a 与栽植器倾斜角和端点轨迹之间的关系

在初定的移栽机构各参数中保持其余参数不

变,改变变形椭圆齿轮长半轴长度 a , a 与栽植器倾斜角和端点轨迹之间的关系如图7所示。

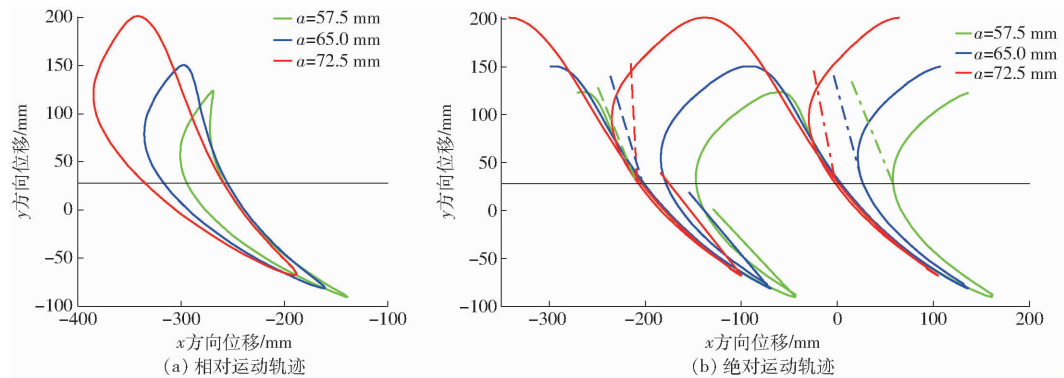


图 7 a 与栽植器倾斜角和端点轨迹之间的关系曲线

Fig.7 Relationship curves between a and tilted angle and endpoint trajectory of planting apparatus

由图 7 可知,随着 a 逐渐增加,栽植器端点相对运动轨迹逐渐向左倾斜且变宽,长短轴比值逐渐增加;绝对运动轨迹最低点与垄面线的垂直距离 h_1 逐渐减小,鸭嘴栽植器端点轨迹顶部段与垄面线的夹角 α_1 逐渐减小,鸭嘴栽植器端点轨迹底部段与垄面线所呈夹角 β_1 逐渐减小,栽植过程中栽植器与垄面线所呈夹角 γ_1 、 γ_2 、 γ_3 逐渐增大且 $\gamma_2 < \gamma_3$,绝对轨迹

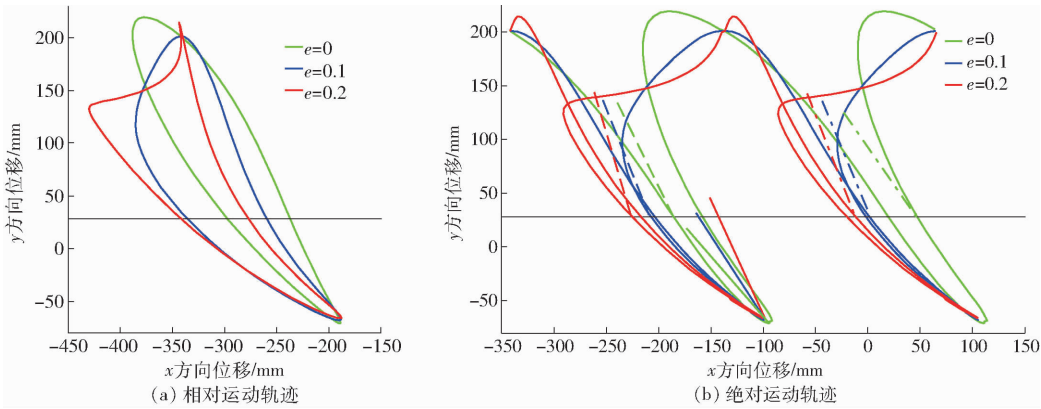


图 8 e 与栽植器倾斜角和端点轨迹之间的关系曲线

Fig.8 Relationship curves between e and tilted angle and endpoint trajectory of planting apparatus

由图 8 可知,随着 e 逐渐增加,栽植器端点相对运动轨迹先逐渐向左侧偏转且变宽,同时相对运动轨迹右侧逐渐向左侧凹陷,长短轴比值逐渐减小;绝对运动轨迹最低点与垄面线的垂直距离 h_1 逐渐减小,鸭嘴栽植器端点轨迹顶部段与垄面线的夹角 α_1 逐渐减小,鸭嘴栽植器端点轨迹底部段与垄面线所呈夹角 β_1 逐渐减小,栽植过程中栽植器与垄面线所呈夹角 γ_1 、 γ_2 、 γ_3 逐渐增大且 $\gamma_2 < \gamma_3$,绝对轨迹顶端

顶端轨迹波动行程 h_2 逐渐增加,单个运动周期内绝对运动轨迹与垄面线的交点距离 l 逐渐减小;绝对轨迹升程 h 逐渐增大。

2.3.2 e 与栽植器倾斜角和端点轨迹之间的关系

在初定的移栽机构各参数中保持其余参数不变,改变变形椭圆齿轮偏移率 e , e 与栽植器倾斜角和端点轨迹之间的关系如图 8 所示。

轨迹波动行程 h_2 逐渐减小,单个运动周期内绝对运动轨迹与垄面线的交点距离 l 先减小后增大;绝对轨迹升程 h 先减小后增大。

2.3.3 m_1 与栽植器倾斜角和端点轨迹之间的关系

在初定的移栽机构各参数中保持其余参数不变,改变变形椭圆齿轮变形系数 m_1 , m_1 与栽植器倾斜角和端点轨迹之间的关系如图 9 所示。

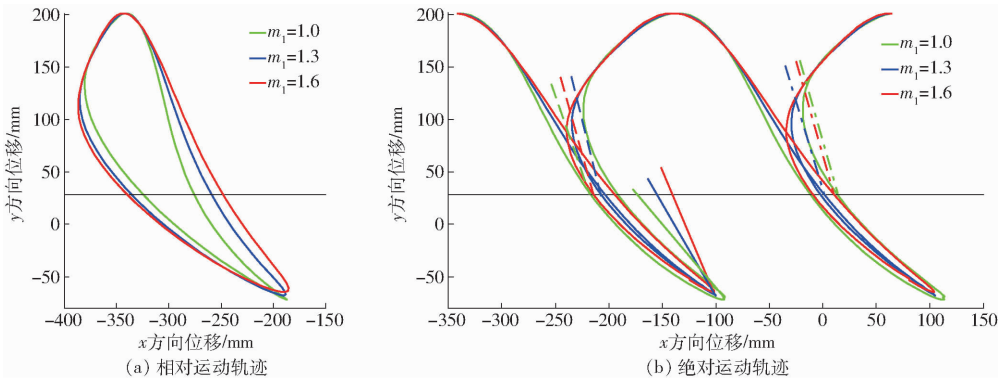


图 9 m_1 与栽植器倾斜角和端点轨迹之间的关系曲线

Fig.9 Relationship curves between m_1 and tilted angle and endpoint trajectory of planting apparatus

由图 9 可知,随着 m_1 逐渐增加,栽植器端点相对运动轨迹底部逐渐向右侧偏转,同时相对运动轨迹右侧逐渐向右凸显,长短轴比值基本不变;绝对运动轨迹最低点与垄面线的垂直距离 h_1 逐渐减小,鸭嘴栽植器端点轨迹顶部段与垄面线的夹角 α_1 逐渐减小,但变化量较小,鸭嘴栽植器端点轨迹底部段与垄面线所呈夹角 β_1 逐渐减小,栽植过程中栽植器与垄面线所呈夹角 γ_1 、 γ_2 逐渐增大, γ_3 逐渐减小且

$\gamma_2 < \gamma_3$,绝对轨迹顶端轨迹波动行程 h_2 逐渐减小,但变化量较小,单个运动周期内绝对运动轨迹与垄面线的交点距离 l 先减小后增大;绝对轨迹升程 h 逐渐减小。

3 机构参数优化

3.1 优化目标和变量

要得到一组满足变形椭圆齿轮-双变速曲柄五

杆式丹参膜上移栽机构工作要求的结构参数,优化参数时需考虑如下优化目标:

- (1)鸭嘴栽植器端点轨迹顶部段与垄面线的夹角 α_1 在 $45^\circ \pm 5^\circ$ 范围内,且越接近 45° 越好。
 - (2)鸭嘴栽植器端点轨迹底部段与垄面线所呈夹角 β_1 在 $30^\circ \pm 5^\circ$ 范围内,且越接近 30° 越好。
 - (3)栽植器从插入地垄最低点到刚退出地垄这一过程中与垄面线所呈夹角 $\gamma_1 \sim \gamma_2$ 变化区间在 $50^\circ \sim 90^\circ$ 范围内。
 - (4)栽植器从插入地垄最低点到开始插入地垄这一过程中与垄面线所呈夹角变化区间 $\gamma_1 \sim \gamma_3$ 与 $\gamma_1 \sim \gamma_2$ 相近。
 - (5)栽植器倾斜方向与栽植器端点轨迹倾斜方向一致。
 - (6)绝对运动轨迹最低点与垄面线的垂直距离 h_1 ,即移栽深度为100 mm。
 - (7)绝对轨迹升程 h 不低于250 mm。
 - (8)单个运动周期内绝对运动轨迹与垄面线的交点距离 l 越小越好。
 - (9)绝对轨迹顶端轨迹波动行程 h_2 越小越好。
- 优化变量中, $l_2, l_5, \theta_2, \theta_5, l_3, l_{10}, \theta_1, \theta_7$ 为变速五杆机构参数; a, e, m_1 为变形椭圆齿轮参数。

3.2 参数优化步骤

根据俞高红等^[27]提出的机构参数优化方法,优化过程如下:

- (1)以机构约束模型为基础,初定参数各初始值,获得参数初始工作轨迹和目标值。
- (2)根据移栽深度和绝对轨迹角度的优化目标,同时结合机构参数对栽植器倾斜角参数和端点绝对运动轨迹参数的影响规律,调整五杆机构各参数,不断调整上述各参数值,使各个目标值逐步符合优化目标要求。
- (3)根据栽植器姿态的优化目标同时结合机构参数对栽植器倾斜角参数和端点绝对运动轨迹参数的影响规律,微调变形椭圆齿轮各参数,使各个目标值逐步符合鸭嘴栽植器端点轨迹和倾斜角度的要求。

3.3 优化结果及分析

3.3.1 栽植器端点轨迹和姿态分析

根据以上步骤,通过人机交互的方式,确定一组

较优的参数: $l_1 = 290 \text{ mm}$ 、 $l_2 = 100 \text{ mm}$ 、 $l_3 = 122 \text{ mm}$ 、 $l_4 = 229 \text{ mm}$ 、 $l_5 = 64 \text{ mm}$ 、 $l_6 = 229 \text{ mm}$ 、 $l_7 = 243 \text{ mm}$ 、 $l_8 = 100 \text{ mm}$ 、 $l_9 = 45 \text{ mm}$ 、 $\theta_1 = 10^\circ$ 、 $\theta_2 = 95^\circ$ 、 $\theta_5 = 114^\circ$ 、 $\theta_7 = 90^\circ$ 、 $\theta_8 = 90^\circ$ 、 $a = 72.5 \text{ mm}$ 、 $e = 0.24$ 、 $m_1 = 1.1$ 。辅助程序输出的相对和绝对运动轨迹如图10所示,其对应的绝对轨迹参数为: $h_1 = 100.8 \text{ mm}$ 、 $\alpha_1 = 42.6^\circ$ 、 $\beta_1 = 33.7^\circ$ 、 $\gamma_1 \sim \gamma_2$ 取值范围为 $54.3^\circ \sim 72.2^\circ$ 、 $\gamma_1 \sim \gamma_3$ 为 $54.3^\circ \sim 73.2^\circ$ 、 $l = 3.2 \text{ mm}$ 、 $h = 273.1 \text{ mm}$ 、 h_2 为 35.7 mm 。

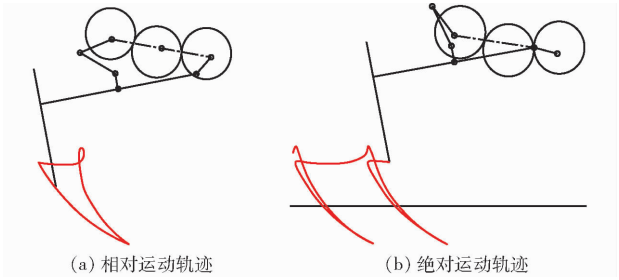


图10 满足丹参膜上倾斜移栽农艺要求栽植器端点轨迹
Fig.10 Endpoint trajectories of planting apparatus to meet agronomic requirements of *Salvia miltiorrhiza* tilted transplanting on mulch-film

栽植器在栽植丹参种苗过程中的姿态如图11所示。

3.3.2 栽植器端点速度分析

根据辅助程序得到的参数对栽植器端点进行速度分析,图12为栽植器端点的速度变化曲线。

由图12可知,在标记 f 处栽植器达到最低点,之后栽植器向上运动,先变快后变慢,到达标记 g 处,此时栽植器上升至轨迹上部左顶点,到达左顶点后栽植器近似水平运动,栽植器 y 方向速度接近于 0 m/s ,如标记 m 处所示。

根据分析可得,标记 m 处为栽植器接苗过程中的速度变化曲线,在这一过程中栽植器 y 方向速度接近于 0 m/s ,符合机构方案中对栽植器速度的要求。

4 机构设计与试验

4.1 机构设计与运动仿真

根据优化出的参数对变形椭圆齿轮-双变速曲柄五杆式丹参膜上倾斜移栽机构进行结构设计并建

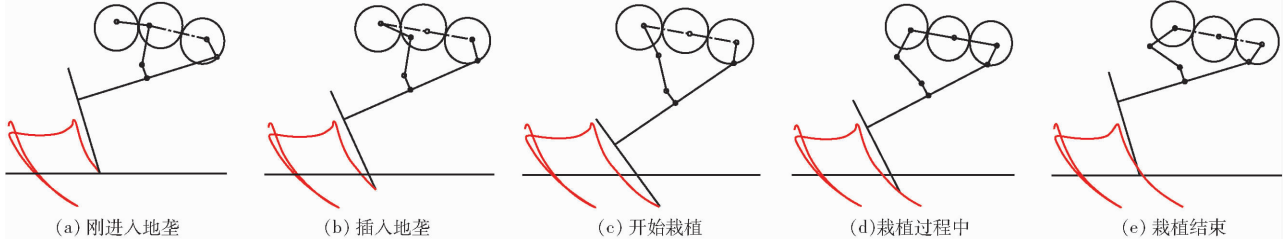


图11 栽植器栽植过程中的姿态

Fig.11 Gestures of planting apparatus in process of planting

立三维模型。移栽机构三维模型如图 13 所示,由变形椭圆齿轮机构、五杆机构、鸭嘴栽植器和凸轮控制机构组成。

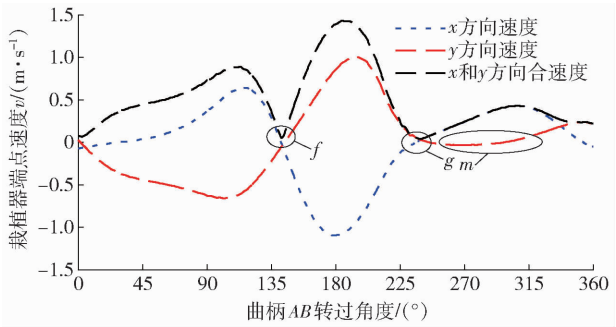


图 12 栽植器端点速度变化曲线

Fig. 12 Velocity changing curves of transplanter endpoint

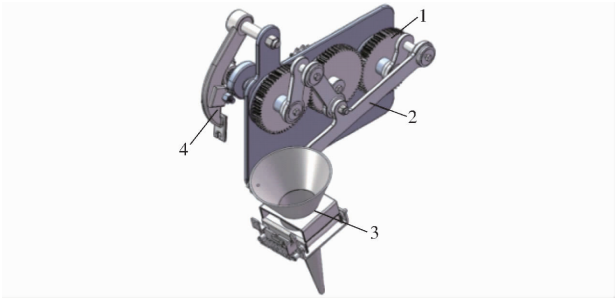


图 13 移栽机构三维模型

Fig. 13 Three-dimensional model of transplanting mechanism

1. 变形椭圆齿轮机构 2. 五杆机构 3. 鸭嘴栽植器 4. 凸轮控制机构

将以上三维模型导入到虚拟仿真软件中进行仿真,得到栽植器端点的相对运动轨迹,仿真结果如图 14 所示。将得到的栽植器端点相对运动轨迹与辅助程序所得到的栽植器端点相对运动轨迹进行比较,可以看出两者的栽植器端点轨迹基本一致,检验了三维机构设计与理论分析结果的一致性。

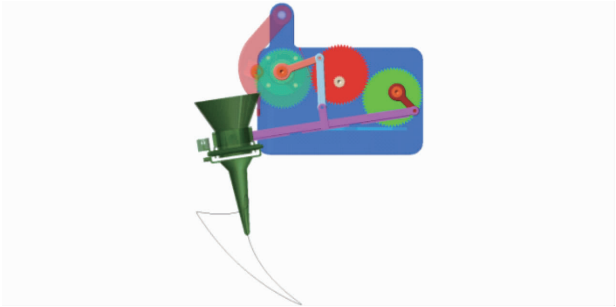


图 14 虚拟仿真实相对运动轨迹

Fig. 14 Relative motion trajectory of virtual simulation

4.2 台架试验

台架试验是通过测量机构栽植器端点形成的实际轨迹情况,来验证数学模型的准确性以及人机交互可视化辅助程序的可靠性。

采用 3D 打印技术完成移栽机构中变形椭圆齿轮的实体成型,其余部件采用机械加工完成并对零

部件进行装配,完成物理样机的试制。变形椭圆齿轮和试验样机如图 15 所示。

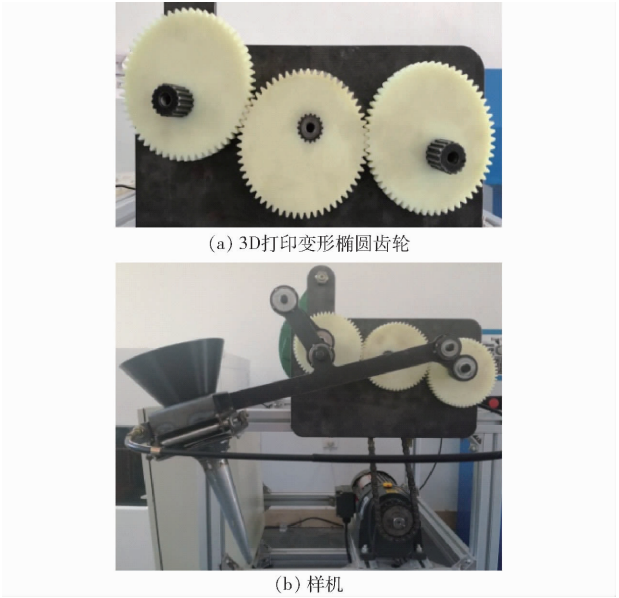


图 15 变形椭圆齿轮与样机

Fig. 15 Trial-manufacturing deformed elliptic gears and prototype

试验平台由变形椭圆齿轮-双变速曲柄五杆式丹参膜上倾斜移栽机构、YSJ-750 型调速电动机(减速比 1:15)、JAC580N 型变频器(供电电压 380 V)、SJM12-10P1 型霍尔式转速传感器(最大检测距离 10 mm)、160K-C-8GB 型高速摄像机(帧数 2 000 f/s)、无频闪 LED 光源(供电电压 220 V)组成,如图 16 所示。

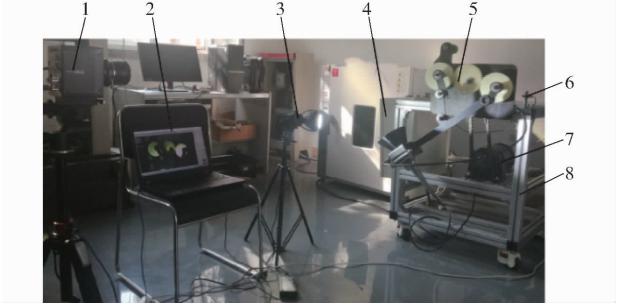


图 16 试验平台

Fig. 16 Test platform

1. 高速摄像机 2. 计算机 3. 无频闪 LED 光源 4. 变频器 5. 移栽机构 6. 霍尔式转速传感器 7. 调速电动机 8. 机架

通过高速摄像机测量移栽机构实际相对运动轨迹,并运用 Photron FASTCAM Analysis 软件进行处理,得到的结果如图 17 所示。理论相对运动轨迹(图 10a)与实际相对运动轨迹相比基本一致,验证了理论模型的准确性。

4.3 样机田间试验

4.3.1 试验条件

为验证移栽机构的作业性能,试制了搭载变形

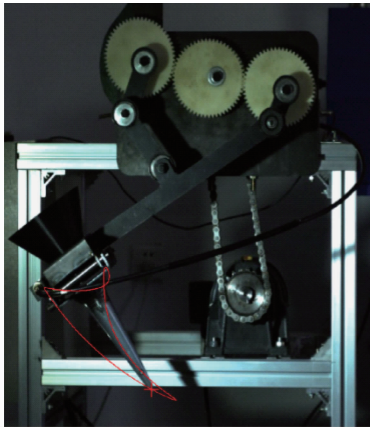


图 17 移栽机构实际测量的相对运动轨迹

Fig. 17 Actual measurement relative motion of transplanting mechanism



(a) 样机试验现场



(b) 机构田间试验



(c) 丹参种苗测量



(d) 栽植后丹参种苗

图 18 田间移栽试验

Fig. 18 Field transplanting experiment

使用数显角尺测量,所测量的丹参种苗角度均在 $\pm 5^\circ$ 范围内为立苗角度合格,立苗角度合格率应不低于90%^[9]。

试验设备包括:187-101型数显角尺(量程0~360°)、卷尺(量程1~3 m)、标杆和计时器等。

4.3.3 试验结果与分析

主要移栽性能测量数据如表2所示。立苗角度合格率平均值为90.7%,满足丹参膜上倾斜移栽的农艺要求,但合格率偏低,其原因是3D打印齿轮质量和转动惯量较小,机构作业时产生的振动较大,影响了立苗角度合格率;漏栽率平均值为2.7%,造成漏栽的原因是部分丹参种苗长有较多须根,在回程过程中鸭嘴栽植器闭合时夹住须根回带丹参种苗而引起了漏苗;株距变异系数平均值为5.6%,是由于

椭圆齿轮-双变速曲柄五杆式丹参膜上倾斜移栽机构的移栽机样机。该机采用25 kW轮式拖拉机牵引,其作业速度为0.25 m/s,根据上述作业条件对移栽机进行重复性田间试验,试验在山东省农业科学研究院药用植物研究中心实验基地进行,如图18所示。

4.3.2 试验方法与设备

采用育苗基地培育的紫花丹参种苗进行大垄膜上移栽试验,按照我国旱地移栽机械作业标准(JB/T 10291—2013)进行,每次重复试验移栽200株丹参种苗,重复3次。丹参种苗平均总长度约为200 mm,主茎部分的平均长度约为150 mm,记录并测定旱地移栽机械作业标准中的主要性能指标,其中丹参种苗与垄平面的夹角通过将丹参种苗挖开后

机器作业速度发生波动而引起的;栽植深度合格率平均值为93.7%,究其原因是移栽试验田地形起伏以及机构振动造成。

5 结论

(1)根据丹参膜上倾斜移栽的农艺要求,基于变形椭圆齿轮设计了一种双变速曲柄五杆式丹参膜上倾斜移栽机构,并建立了机构的理论模型。结合机构数学模型采用Matlab开发了人机交互可视化辅助程序,并获得了机构参数对鸭嘴栽植器倾斜角、端点相对和绝对运动轨迹特性的影响规律。

(2)借助辅助程序通过人机交互的方式得到一组满足丹参膜上倾斜移栽农艺要求的机构参数组合: $l_1 = 290\text{ mm}$ 、 $l_2 = 100\text{ mm}$ 、 $l_3 = 122\text{ mm}$ 、 $l_4 = 229\text{ mm}$ 、 $l_5 = 64\text{ mm}$ 、 $l_6 = 229\text{ mm}$ 、 $l_7 = 243\text{ mm}$ 、 $l_8 = 100\text{ mm}$ 、 $l_9 = 45\text{ mm}$ 、 $\theta_1 = 10^\circ$ 、 $\theta_2 = 95^\circ$ 、 $\theta_3 = 114^\circ$ 、 $\theta_7 = 90^\circ$ 、 $\theta_8 = 90^\circ$ 、 $a = 72.5\text{ mm}$ 、 $e = 0.24$ 、 $m_1 = 1.1$ 。

(3)研制样机进行了台架和田间试验,结果表明,变形椭圆齿轮-双变速曲柄五杆式丹参膜上倾斜移栽机构理论模型正确,机构能在满足丹参膜上倾斜移栽的同时保证作业质量,移栽机构立苗角度合格率为90.7%、漏栽率为2.7%、株距变异系数为5.6%、栽植深度合格率为93.7%。

表 2 主要移栽性能测量数据

Tab. 2 Measurement data of main transplanting performance

序号	种苗	立苗角度	漏栽率/	株距变异	栽植深度
	总数/株	合格率/%	%	系数/%	合格率/%
1	200	90.2	1.8	5.6	94.8
2	200	91.3	3.3	5.2	95.3
3	200	90.6	2.9	6.1	91.2
平均值	200	90.7	2.7	5.6	93.7

参 考 文 献

- [1] 尉广飞,李翠,刘谦,等. 丹参根部直径与其活性成分含量间的相关性研究[J]. 中成药,2015,37(8):1780-1784.
WEI Guangfei,LI Cui,LIU Qian,et al. Correlation of Danshen root diameters and their active constituent contents[J]. Chinese Traditional Patent Medicine,2015,37(8):1780-1784. (in Chinese)
- [2] 姜卫卫. 山东地区丹参规范化种植关键技术研究[D]. 济南:山东中医药大学,2008.
JIANG Weiwei. Study on the key technique for good agriculture practice of *Salvia miltiorrhiza* Bge. cultivated in Shandong[D]. Jinan:Shandong University of Traditional Chinese Medicine,2008. (in Chinese)
- [3] 孙华,张彦玲,高致明,等. 丹参种质与栽培技术研究现状及应用前景[J]. 山东农业科学,2005,36(6):73-74.
- [4] 王志芬,刘喜民. 山东省丹参药材产业现状与发展策略[J]. 山东农业科学,2012,44(8):131-132.
- [5] DB13/T 758.7—2006 无公害中药材田间生产技术规程第 7 部分 丹参[S]. 2006.
- [6] 张习文. 丹参特征特性及栽培技术[J]. 现代农业科技,2013,17(2):138-139.
- [7] 赵匀,樊福雷,宋志超,等. 反转式共轭凸轮蔬菜钵苗移栽机构的设计与仿真[J]. 农业工程学报,2014,30(14):8-16.
ZHAO Yun,FAN Fulei,SONG Zhichao,et al. Design and simulation of inverted vegetable pot seedling transplanting mechanism with conjugate cam[J]. Transactions of the CSAE,2014,30(14):8-16. (in Chinese)
- [8] 崔崑,刘双喜,高丽娟,等. 2ZFS-1A 型多功能烟草移栽机的研制[J]. 农业工程学报,2012,28(2):36-41.
CUI Wei,LIU Shuangxi,GAO Lijuan,et al. Development of 2ZFS-1A multifunctional tobacco transplanting machine[J]. Transactions of the CSAE,2012,28(2):36-41. (in Chinese)
- [9] 胡良龙,王冰,王公仆,等. 2ZGF-2 型甘薯复式栽植机的设计与试验[J]. 农业工程学报,2016,32(10):8-16.
HU Lianglong,WANG Bing,WANG Gongpu,et al. Design and experiment of type 2ZGF-2 duplex sweet potato transplanter[J]. Transactions of the CSAE,2016,32(10):8-16. (in Chinese)
- [10] 朱斌彬,吕钊钦. 带夹式甘薯裸苗移栽机的设计[J]. 农机化研究,2018,40(6):120-123.
ZHU Binbin,LÜ Zhaoqin. Design of transplanting machine for nude seedling with belt[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research,2018,40(6):120-123. (in Chinese)
- [11] 王徐建,宋建农,刘彩玲,等. 甘草倾斜移栽开沟器的设计与试验[J]. 农业工程学报,2016,32(13):16-23.
WANG Xujian,SONG Jiannong,LIU Cailing,et al. Design and experiment on licorice tilt transplanting furrow opener[J]. Transactions of the CSAE,2016,32(13):16-23. (in Chinese)
- [12] 徐高伟,刘宏新,荐世春,等. 基于五杆机构的丹参膜上移栽机构设计与试验[J/OL]. 农业机械学报,2018,49(9):55-65.
XU Gaowei,LIU Hongxin,JIANG Shichun,et al. Design and test of transplanting mechanism on mulch-film of *Salvia miltiorrhiza* based on five-bar mechanism[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2018,49(9):55-65. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20180906&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.09.006. (in Chinese)
- [13] XIN L, LV Z, WANG W, et al. Optimal design and development of a double-crank potted rice seedling transplanting mechanism[J]. Transactions of the ASABE,2017,60(1):31-40.
- [14] 赵匀,朱慧轩,辛亮,等. 拟合齿轮五杆水稻钵苗移栽机构的机理分析与试验[J]. 农业工程学报,2016,32(1):12-21.
ZHAO Yun,ZHU Huixuan,XIN Liang,et al. Mechanism analysis and experiment of transplanting mechanism with fitting gear five-bar for rice pot seedling[J]. Transactions of the CSAE,2016,32(1):12-21. (in Chinese)
- [15] 于晓旭,赵匀,陈宝成,等. 移栽机械发展现状与展望[J/OL]. 农业机械学报,2014,45(8):44-53.
YU Xiaoxu,ZHAO Yun,CHEN Baocheng,et al. Transplanting machinery development present situation and prospect[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2014,45(8):44-53. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20140808&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.08.008. (in Chinese)
- [16] 赵雄,崔海洋,代丽,等. 混合驱动五杆花卉盘栽机构的优化设计与试验[J]. 农业工程学报,2017,33(15):34-40.
ZHAO Xiong,CUI Haiyang,DAI Li,et al. Optimal design and experiment of hybrid-driven five-bar flower potted-seedling transplanting mechanism[J]. Transactions of the CSAE,2017,33(15):34-40. (in Chinese)
- [17] 刘宏新,王盼,改广伟,等. 基于五杆机构的注射式免耕播种成穴轨迹分析与参数求解[J]. 农业工程学报,2017,33(8):21-29.
LIU Hongxin,WANG Pan,GAO Guangwei,et al. Analysis and parameter solution of injection type no-till seeding into hole trajectory based on five-bar mechanism[J]. Transactions of the CSAE,2017,33(8):21-29. (in Chinese)
- [18] 何小晶,孙新城,陈建能,等. 双曲柄五杆栽植机构运动学分析[J]. 浙江理工大学学报(自然科学版),2016,35(2):198-204.
HE Xiaojing,SUN Xincheng,CHEN Jian'neng,et al. Kinematic analysis on double-crank five-bar planting mechanism[J]. Journal of Zhejiang Sci-Tech University(Natural Sciences),2016,35(2):198-204. (in Chinese)
- [19] 何敬良,吴序堂,李建刚. 变形椭圆齿轮连杆机构的运动特性及齿轮副设计[J]. 机械工程学报,2004,40(1):62-65.
HE Jingliang,WU Xutang,LI Jian'gang. Kinematic characteristics and gear pair design for deformed elliptical geared linkage elliptical geared linkage mechanism[J]. Journal of Mechanical Engineering,2004,40(1):62-65. (in Chinese)

- [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013,44(11):342-346,328. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20131157&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.11.057. (in Chinese)
- [12] 张传根. 玉米籽粒收获机清选筛体结构的优化研究[D]. 哈尔滨:东北农业大学,2016.
ZHANG Chuangen. Structural optimization of the cleaning screen for maize grain harvester[D]. Harbin: Northeast Agricultural University,2016. (in Chinese)
- [13] WANG Lijun, DING Zhenjun, MENG Shuang, et al. Kinematics and dynamics of a particle on a non-simple harmonic vibrating screen[J]. Particuology, 2017, 32: 167-177.
- [14] 李洪昌,李耀明,唐忠,等. 风筛式清选装置振动筛上物料运动 CFD-DEM 数值模拟[J/OL]. 农业机械学报,2012,43(2):79-84.
LI Hongchang, LI Yaoming, TANG Zhong, et al. Numerical simulation of material motion on vibrating screen of air-and-screen cleaning device based on CFD-DEM[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(2):79-84. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20120217&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.02.017. (in Chinese)
- [15] 周文秀. 玉米籽粒的物理力学特性研究[D]. 哈尔滨:东北农业大学,2015.
ZHOU Wenxiu. The physical and mechanical properties research of corn grain[D]. Harbin: Northeast Agricultural University, 2015. (in Chinese)
- [16] COŞKUN M B, YALÇIN I, ÖZARSLAN C. Physical properties of sweet corn seed (*Zea mays saccharata* Sturt) [J]. Journal of Food Engineering, 2006, 74(4): 523-528.
- [17] WANG Lijun, LI Rui, WU Baoxin, et al. Determination of the coefficient of rolling friction of an irregularly shaped maize particle group using physical experiment and simulations[J]. Particuology, 2018,38(6):185-195.
- [18] WANG Lijun, ZHOU Wenxiu, DING Zhenjun, et al. Experimental determination of parameter effects on the coefficient of restitution of differently shaped maize in three-dimensions[J]. Powder Technology, 2015, 284:187-194.
- [19] 王立军,张传根,丁振军. 玉米收获机清选筛体结构优化[J/OL]. 农业机械学报,2016,47(9):108-114.
WANG Lijun, ZHANG Chuangen, DING Zhenjun. Structure optimization of cleaning screen for maize harvester[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2016,47(9):108-114. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160916&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.09.016. (in Chinese)
- [20] 杜小强,肖梦华,胡小钦,等. 贯流式谷物清选装置气固两相流数值模拟与试验[J]. 农业工程学报,2014,30(3):27-34.
DU Xiaoqiang, XIAO Menghua, HU Xiaoqin, et al. Numerical simulation and experiment of gas-solid two-phase flow in cross-flow grain cleaning device [J]. Transactions of the CSAE, 2014,30(3):27-34. (in Chinese)

(上接第 89 页)

- [20] 陈建能,王英,黄前泽,等. 钵苗移栽机变形椭圆齿轮行星系植苗机构优化与试验[J]. 农业工程学报,2013,44(10):52-57.
CHEN Jianneng, WANG Ying, HUANG Qianze, et al. Optimization and test of transplanting mechanism with planetary deformed elliptic gears for potted-seedling transplanter[J]. Transactions of the CSAE,2013,44(10):52-57. (in Chinese)
- [21] 马良,石宁. 齿轮-五杆组合机构运动学特征仿真分析[J]. 西安科技大学学报,2013,33(6):727-730.
MA Liang, SHI Ning. Gear-5-bar combination mechanism's kinematics characteristic simulation[J]. Journal of Xi'an University of Science and Technology,2013,33(6):727-730. (in Chinese)
- [22] 李学刚,黄永强,冯丽艳. 平面五杆机构双曲柄存在的充要条件研究[J]. 机械科学与技术,2005,24(1):51-53.
LI Xuegang, HUANG Yongqiang, FENG Liyan. Study of the sufficient and necessary conditions for existence of double crank of planar five-bar mechanism [J]. Mechanical Science and Technology,2005,24(1):51-53. (in Chinese)
- [23] 李团结,曹惟庆,褚金奎. 齿轮-五杆机构轨迹综合的连续法[J]. 西安理工大学学报,1999,15(4):76-79.
LI Tuanjie, CAO Weiqing, CHU Jinkui. Synthesis of path generation of the geared five-bar mechanism by continuation method [J]. Journal of Xi'an University of Technology,1999,15(4):76-79. (in Chinese)
- [24] PRIMROSE E J F, FREUDENSTEIN F. Geared five-bar motion' part 2-arbitrary commensurate gear ratio minus[J]. Journal of Applied Mechanics,1963,30(2):170-175.
- [25] YU H, YUAN Z, GLIMARTIN M J, et al. Modelling and control of a slider hybrid seven-bar system [C] // International Association of Science and Technology for Development (IASTED) International Conference on Robotice and Applications, 1999:319-323.
- [26] YU H. Modelling and control of hybrid machine systems—a five-bar mechanism case[J]. International Journal of Automation and Computing,2006,3:235-243.
- [27] 俞高红,陈志威,赵匀,等. 椭圆-不完全非圆齿轮行星系蔬菜钵苗取苗机构的研究[J]. 机械工程学报,2012,48(13):32-39.
YU Gaohong, CHEN Zhiwei, ZHAO Yun, et al. Study on vegetable plug seedling pick-up mechanism of planetary gear train with ellipse gears and incomplete non-circular gear[J]. Journal of Mechanical Engineering,2012,48(13):32-39. (in Chinese)