

水稻钵苗移栽机变性卵形齿轮分秧机构的运动机理分析

徐洪广, 赵 匀*, 张允慧, 赵 雄

(浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018)

摘 要: 针对水稻钵苗移栽机的工作要求, 将变性卵形齿轮行星轮系应用于其分秧机构的设计中, 设计了一种新型的旋转式分秧机构; 在分析变性卵形齿轮行星轮系运动学特性的基础上, 建立了分秧机构的运动学模型, 编写了分秧机构辅助分析与优化软件以及变性卵形齿轮齿廓生成软件; 通过人机交互方式对该分秧机构结构参数进行优化, 得到了最优参数。借助虚拟仿真技术, 验证了该分秧机构形成的带有“针形”凸起的“桃形”静轨迹, 能够满足水稻钵苗移栽机的工作要求。

关键词: 移栽机, 机构, 设计, 行星轮系, 变性卵形齿轮

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2012.07.002

中图分类号: S225.91⁺2

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2012)-11-0009-07

徐洪广, 赵 匀, 张允慧, 等. 水稻钵苗移栽机变性卵形齿轮分秧机构的运动机理分析[J]. 农业工程学报, 2012, 28(11): 9-15.

Xu Hongguang, Zhao Yun, Zhang Yunhui, et al. Analysis on kinematic principle for seedling-picking machinery of rice transplanter with deformed oval gears[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012, 28(11): 9-15. (in Chinese with English abstract)

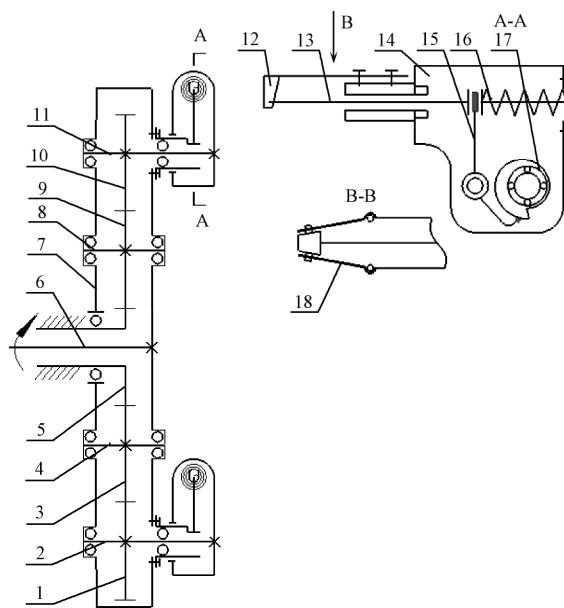
0 引 言

钵苗和钵盘分离是水稻钵苗移栽机的关键, 其直接关系到钵体是否碎裂、是否伤秧以及钵苗移栽效果。目前, 国内外的移栽机分秧方式包括气力式分秧和机械式分秧 2 种; 其中机械式分秧方式的分秧机构有多杆机构、曲柄滑道机构、不完全齿轮间歇机构和顶针顶出式等形式, 上述方式随着移栽机频率的增加, 存在机架振动加剧, 伤秧率和漏秧率增等缺陷, 从而限制了工作效率的提高^[1-4]。水稻钵苗移栽机与插秧机工作方式不同, 插秧机是一种针对毯状苗的栽植机器, 通过撕裂土块的方式分秧, 秧针尖点的轨迹是一条光滑的曲线, 而钵苗移栽机秧针需要进入钵盘进行取秧, 即轨迹需要一个尖锐的凸起, 以保证钵体的完整性, 需满足秧针从进入钵盘到完全离开钵盘, 其运动方向和秧苗的方向保持一致, 即需要一段趋于直线的运动轨迹, 单单依靠变速传动行星轮系是难于实现。而钵苗移栽具有壮苗浅栽、缓苗快、分蘖早、分蘖节位低、有效分蘖多、根系发达、提早成熟增产增收等优点^[5]。本研究将变性卵形齿轮变速传动机构与“探出式”分秧臂应用于分秧机构, 设计了一种新型的旋转式分秧机构。

1 分秧机构组成与工作原理

变性卵形齿轮水稻钵苗移栽机分秧机构, 它包括传

动部件和分秧臂部件; 动力通过中心轴 6 驱动齿轮盒 7, 太阳轮 5 固定在机架上, 齿轮盒 7 带动上下中间轮 3、9 和上下行星轮 1、10 转动, 上下中间轮 3、9 与太阳轮 6 啮合产生自转, 并分别带动上下行星轮 1、10 相对齿轮盒 7 旋转, 分秧臂 14 通过行星轴 11 与行星轮 10 固结; 拨叉 15、凸轮 17、弹簧 16 构成凸轮控制机构, 取秧杆 13 在凸轮机构的控制下实现往复伸缩运动, 固结在分秧臂壳体 14 上的推秧杆 12 两侧均有套环, 在取秧杆 13 伸出时 2 个套环对两根成“V 字型”的秧针进行挤压, 使



1.下行星轮 2.下行星轴 3.下中间轮 4.下中间轴 5.太阳轮 6.中心轴 7.齿轮盒 8.上中间轴 9.上中间轮 10.上行星轮 11.上行星轴 12.推秧杆 13.取秧杆 14.分秧臂 15.拨叉 16.弹簧 17.凸轮 18.秧针

图 1 分秧机构工作原理图

Fig.1 Mechanism working principle diagram of seedling-picking machinery

收稿日期: 2011-08-18 修订日期: 2012-02-18

基金项目: 国家自然科学基金项目 (50875244); 浙江省新苗人才计划项目 (14530032661149); 浙江省自然科学基金 (Y1110362); 国家 863 项目 (20101AA101405); 南方农业机械与装备关键技术重点实验室资助项目

作者简介: 徐洪广, 男, 江西南昌人, 主要从事插秧机和移栽机的核心工作部件的研究。

※通信作者: 赵 匀 (1943-), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事农业机械设计和理论分析与机构动力学和优化方面研究。杭州 浙江理工大学机械与自动控制学院, 310018。Email: zhaoyun@zstu.edu.cn

其旋转完成夹紧, 在秧针回程时, 受到套环内侧的挤压使其松开, 并依靠秧针与推秧杆的相对运动完成推秧, 准备下一次取秧。分秧结束后, 秧苗沿导苗管依靠竖直向下的初速度和自身重力进入土壤, 有效避免了机器振动和外界因素对秧苗直立度的影响, 保证了秧苗直立度^[6-8]。分秧机构工作原理图如图 1 所示。

2 变速传动机构模型

2.1 变性卵形齿轮传动

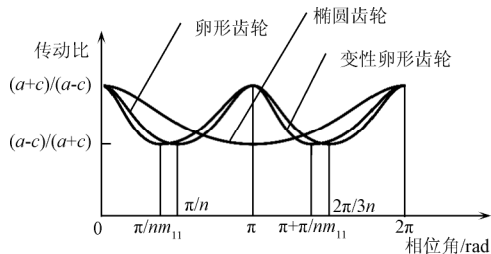
变性卵形齿轮是椭圆齿轮通过变形和变性得到的二阶变性椭圆齿轮, 其极坐标表示的节曲线方程 $R(\varphi)$

$$\begin{cases} r_{11} = P_1 / (1 - k_1 \cos n_1 m_{11} \varphi) & 0 \leq \varphi \leq \pi / n_1 m_{11} \\ r_{12} = P_1 / (1 - k_1 \cos(n_1 m_{12} (2\pi / n_1 - \varphi))) & \pi / n_1 m_{11} \leq \varphi \leq 2\pi / n_1 \end{cases} \quad (1)$$

注: 文中所有长度变量单位均为 mm, 所有角度变量单位均为 rad。

式中, $P_1 = a(1 - k_1^2)$, a 为齿轮长轴长, mm; k_1 为齿轮偏心率, n_1 为阶数, m_{11}/m_{12} 为变性系数。

变性卵形齿轮是 $n_1=2$ 的变性椭圆齿轮, 其传动比与椭圆齿轮不同, 如图 2 所示, 椭圆齿轮传动比周期为 2π , 关于 π 对称, 卵形齿轮传动比周期为 π , 关于 $\pi/2$ 对称; 变性卵形齿轮传动比周期为 π , 曲线形状可通过改变变性系数 m_{11} 来调整, 即变性卵形齿轮具有不等速传动的特性, 且传动比曲线可调^[9-10]; 本文应用 matlab 软件, 借助齿廓范成法生成齿轮齿廓。



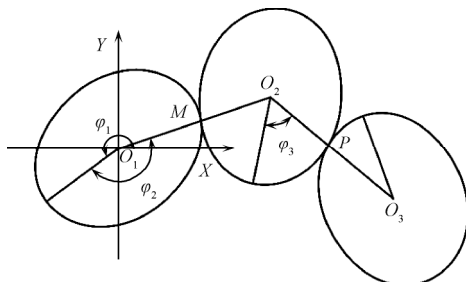
注: a 为齿轮长轴长, c 为齿轮的焦距

图 2 齿轮传动比特性对比图

Fig.2 Characteristic comparison of gear transmission ratio

2.2 变性卵形齿轮行星轮系变速传动机构

变性卵形齿轮行星系由 3 个全等的变性卵形齿轮和 1 个行星架构成, 如图 3 所示, 每个齿轮的位姿可看着是



注: φ_1 为齿轮 1 长轴与 X 轴的夹角, φ_2 为 O_1O_2 与齿轮 1 长轴的夹角, φ_3 为 O_2O_3 与齿轮 2 长轴的夹角

图 3 变性卵形齿轮行星轮系

Fig.3 Planetary gear train of deformed oval gears

母齿轮通过旋转和平移得到, 本文以 516C 转角和向径确定齿轮的位置, 以自转角确定齿轮的姿态。

行星架的转动为机器的匀速转动, 角速度为 ω ; 齿轮 1 (太阳轮) 固定, 行星架带动齿轮 2 (中间轮) 和齿轮 3 (行星轮) 转动, 同时齿轮 2 与齿轮 1 啮合产生自转, 并带动齿轮 3 自转^[11-12]。以齿轮 1 的旋转中心 O_1 为原点, 建立 XO_1Y 坐标系, O_2 、 O_3 为齿轮 2、3 的旋转中心, M 、 P 为齿轮 2 与齿轮 1、3 的啮合点, 行星架转角 $\varphi = \omega t$ 。

2.2.1 变性卵形齿轮行星轮系的角度与位移

各时刻的 O_1M 、 O_2P 分别用 $r_1(\varphi)$ 、 $r_2(\varphi)$ 来表示

$$r_1(\varphi) = R(\varphi_2 + \varphi) \quad (2)$$

$$r_2(\varphi) = R\left(\varphi_3 - \int_{\varphi_2}^{\varphi_2 + \varphi} \frac{r_1(\varphi)}{2a - r_1(\varphi)} d\varphi\right) \quad (3)$$

齿轮 2、3 由于啮合产生的自转角 $\psi_2(\varphi)$ 、 $\psi_3(\varphi)$ 为

$$\psi_2(\varphi) = \int_0^{\varphi_2 + \varphi} \frac{r_1(\varphi)}{2a - r_1(\varphi)} d\varphi \quad (4)$$

$$\psi_3(\varphi) = \int_0^{\varphi_3} \frac{r_2(\varphi)}{2a - r_2(\varphi)} d\varphi - \int_{\varphi_3 - \Delta\varphi_2(\varphi)}^{\varphi_3} \frac{r_2(\varphi)}{2a - r_2(\varphi)} d\varphi \quad (5)$$

以 $\beta_2(\varphi)$ 、 $\beta_3(\varphi)$ 表示齿轮 2、3 的各时刻的公转角, $\gamma_2(\varphi)$ 、 $\gamma_3(\varphi)$ 表示齿轮 2、3 的各时刻的自转角

$$\begin{cases} \beta_2(\varphi) = \varphi_2 + \gamma_1(\varphi) + \varphi \\ \gamma_2(\varphi) = \varphi_2 + \pi - \pi/n_1 m_{11} + \varphi + \psi_2(\varphi) \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} \beta_3(\varphi) = \varphi_3 + \gamma_2(\varphi) \\ \gamma_3(\varphi) = \gamma_2(\varphi) + \pi - \pi/n_1 m_{11} + \varphi_3 + \psi_3(\varphi) \end{cases} \quad (7)$$

以 $X_{O_2}(\varphi)$ 、 $Y_{O_2}(\varphi)$ 表示齿轮 2 旋转中心各时刻的坐标, $X_{O_3}(\varphi)$ 、 $Y_{O_3}(\varphi)$ 表示齿轮 3 旋转中心各时刻的坐标

$$\begin{cases} X_{O_2}(\varphi) = 2a \cos \beta_2(\varphi) \\ Y_{O_2}(\varphi) = 2a \sin \beta_2(\varphi) \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} X_{O_3}(\varphi) = X_{O_2}(\varphi) + 2a \cos \beta_3(\varphi) \\ Y_{O_3}(\varphi) = Y_{O_2}(\varphi) + 2a \sin \beta_3(\varphi) \end{cases} \quad (9)$$

2.2.2 变性卵形齿轮行星轮系的角速度

以 $\omega_2(\varphi)$ 、 $\omega_3(\varphi)$ 表示齿轮 2、3 的自转角速度

$$\omega_2(\varphi) = \frac{\omega r_1(\varphi)}{2a - r_1(\varphi)} \quad (10)$$

$$\omega_3(\varphi) = -\frac{\omega r_2(\varphi)}{2a - r_2(\varphi)} \quad (11)$$

2.2.3 变性卵形齿轮行星轮系角加速度

变性椭圆齿轮节曲线方程是一段段函数, 根据分段函数求导法则求得其导数, 以 $\dot{r}_1(\varphi)$ 、 $\dot{r}_2(\varphi)$ 表示 $r_1(\varphi)$ 、 $r_2(\varphi)$ 对 φ 的导数, $\alpha_2(\varphi)$ 、 $\alpha_3(\varphi)$ 为齿轮 2、3 的自转的角加速度^[13-14]。

$$\alpha_2(\varphi) = \frac{2a\omega^2 \dot{r}_1(\varphi)}{(2a - r_1(\varphi))^2} \quad (12)$$

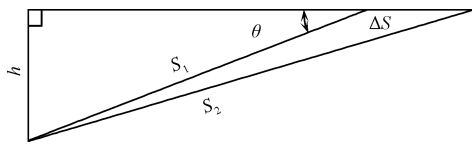
$$\alpha_3(\varphi) = -\frac{(2a-r_2(\varphi))\alpha_2(\varphi)r_2(\varphi)}{(2a-r_2(\varphi))^2} - \frac{(1-r_2(\varphi))\omega\omega_2(\varphi)\dot{r}_2(\varphi)}{(2a-r_2(\varphi))^2} \quad (13)$$

3 “探出式”分秧臂模型

“探出式”分秧臂部件以分秧臂壳体相对行星架的转动为动力，用凸轮机构控制秧针做往复伸缩运动，结合变速传动机构，形成带有“针形”凸起的“桃形”轨迹。工作时，取秧要求时间短，秧针相对钵盘扰动小，故以弹簧控制伸出，推秧时间相对较宽，依靠凸轮复位。

3.1 参数分析

秧针沿自身方向伸出 ΔS ，而用于计算的长度量是行星轮中心到秧针尖点的距离，需对变化参数进行转换，探出示意图如图 4 所示。



注： h 为齿轮 3 中心到秧针轴心线的距离， S_1 、 S_2 分别表示秧针伸出前后齿轮 3 中心到秧针尖点的距离， θ 为初始夹角

图 4 秧针探出示意图

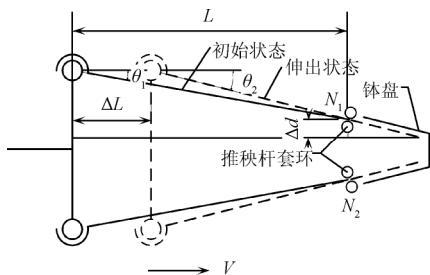
Fig.4 Schematic diagram for stretching movement of seedling-picking arm

$$\theta = \arcsin\left(\frac{h}{S_1}\right) \quad (14)$$

$$S_2 = \sqrt{\left(\sqrt{S_1^2 - h^2} + \Delta S\right)^2 + h^2} \quad (15)$$

3.2 分秧臂夹持参数

秧苗从离开钵盘到推秧期间，需要秧针对其有一固定作用，防止秧苗的掉落，本文采用铰链连接，恒距挤压夹持的方式来实现，其原理如图 5 所示， N_1 、 N_2 2 点处 2 根秧针分别穿过距离恒定的 2 个推秧杆套环，虚线为伸出后的形状。当成对称锥体状布置的两秧针沿 V 方向伸出时，秧针受套环作用于外侧，产生转动，实现夹持，并进入钵盘取秧；在秧针收回时，秧针受套环作用于内侧，反向转动，松开秧苗，同时依靠秧针与推苗杆的相对运动完成推苗。



注： L 为两铰链点到两夹持点的垂直距离， θ_1 、 θ_2 分别表示秧针伸出前后秧针与探出方向的夹角， V 向为探出方向， ΔL 为探出距离， Δd 为单侧夹持量， N_1 、 N_2 为夹持点

图 5 秧针夹持方式原理图

Fig.5 Working schematic of picking needle

$$\begin{cases} \frac{L}{\cos\theta_1} \sin\theta_2 = L \tan\theta_1 + \Delta d \\ \Delta L^2 + \left(\frac{L}{\cos\theta_1}\right)^2 - \left(\frac{L \tan\theta_1}{\sin\theta_2}\right)^2 = 2L\Delta L \end{cases} \quad (16)$$

L 为秧针伸出方向长度， ΔL 为秧针行程， Δd 为秧针单侧夹持变化量，3 个参数给定后，代入公式，可得秧针的初始角度 θ_1 和终时角度 θ_2 。

4 分秧机构模型

变性卵形齿轮水稻钵苗移栽机分秧机构是以变性卵形齿轮行星系为变速传动机构结合“探出式”秧针，形成带有“针形”凸起的“桃形”分秧静轨迹。为方便分析和理解，其运动学分析分两步，第一步不考虑秧针自身运动进行的基础运动分析，第二步，在基础运动上，增加秧针的“探出式”运动，获得的秧针最终的运动。

4.1 分秧机构的基础运动模型

分秧机构的变速传动机构由 5 个全等的变性卵形齿轮以两套对称布置的行星轮系组成，齿轮分析在第 2 小节已作分析。以 φ_4 表示初始位置秧针尖点与齿轮 3 中心的连线与齿轮 3 长轴的夹角，则可得

$$\begin{cases} X_{D1}(\varphi) = X_{O3}(\varphi) + S_1 \cos(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4) \\ Y_{D1}(\varphi) = Y_{O3}(\varphi) + S_1 \sin(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4) \end{cases} \quad (17)$$

$$\begin{cases} V_{D1X}(\varphi) = -\omega Y_{O3}(\varphi) - \omega_3(\varphi) S_1 \sin(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4) \\ V_{D1Y}(\varphi) = \omega X_{O3}(\varphi) + \omega_3(\varphi) S_1 \cos(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4) \end{cases} \quad (18)$$

$$\begin{cases} a_{D1X}(\varphi) = -\alpha_3(\varphi) S_1 \cos(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4) \\ \quad + 2\omega\omega_3(\varphi) S_1 \cos(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4) \\ a_{D1Y}(\varphi) = -\alpha_3(\varphi) S_1 \sin(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4) \\ \quad + 2\omega\omega_3(\varphi) S_1 \sin(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4) \end{cases} \quad (19)$$

根据上述计算公式，采用 VB 编程求得分秧机构的基础轨迹为如图 6 所示的“桃形”静轨迹，此时，秧针无法进入钵盘，不能完成移栽机分秧动作。

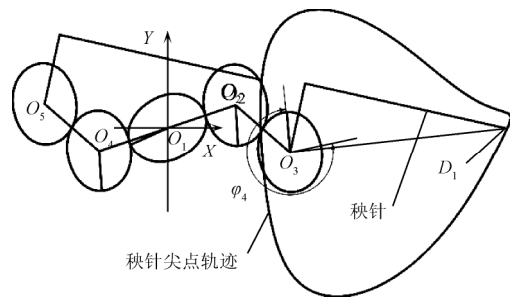


图 6 分秧机构的基础轨迹

Fig.6 Mother locus of picking seedling machinery

4.2 分秧机构的最终运动模型

本文采用的“探出式”秧针是通过凸轮和弹簧控制，秧针的自身运动可分为近休、推程、远休、回程 4 个运动过程，以下分 4 段进行分析：

1) 近休：近休是秧针在初始状态，即没有伸出时，

该运动与基础运动完全相同。

2) 推程: 推程指的是秧针的伸出过程, 设推程区间为 $\varphi \in (\text{mark1}, \text{mark1} + \omega t)$, t 为弹簧有效作用时间, k 为弹簧刚度, L 为弹簧原长, L_1 为弹簧压缩后的长度, $S(\varphi)$ 为秧针伸出的长度, m 为伸出件的质量, F_f 为伸出时的阻力。初始位置

$$S(\text{mark1}) = 0 \quad (20)$$

$$V(\text{mark1}) = 0 \quad (21)$$

$$a(\text{mark1}) = \frac{k(L - L_1 - S(\text{mark1})) - F_f}{m} \quad (22)$$

其余各点

$$V(\varphi + \omega \Delta t) = V(\varphi) + a(\varphi) \Delta t \quad (23)$$

$$S(\varphi + \omega \Delta t) = V(\varphi) \Delta t + \frac{1}{2} a(\varphi) \Delta t^2 \quad (24)$$

$$a(\varphi + \omega \Delta t) = \frac{k(L - L_1 - S(\varphi + \omega \Delta t)) - F_f}{m} \quad (25)$$

采用递推法求出各点的参数, 根据水稻钵苗盘的深度和预留空余量, 设定秧针伸出长度 $\Delta S = 20 \text{ mm}$, 同时根据取秧期间允许的时间间隔, 求得弹簧的刚度系数。将该段运动叠加到基础运动, 求得该段秧针尖点的最终运动, 结果如下

$$\begin{cases} X_D(\varphi) = X_{D1}(\varphi) + S(\varphi) \cos(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4 - \theta) \\ Y_D(\varphi) = Y_{D1}(\varphi) + S(\varphi) \sin(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4 - \theta) \end{cases} \quad (26)$$

$$\begin{cases} V_{DX}(\varphi) = V_{D1X}(\varphi) + V(\varphi) \cos(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4 - \theta) \\ V_{DY}(\varphi) = V_{D1Y}(\varphi) + V(\varphi) \sin(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4 - \theta) \end{cases} \quad (27)$$

$$\begin{cases} a_{DX}(\varphi) = a_{D1X}(\varphi) + \cos(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4 - \theta) \cdot (a(\varphi) + 2(\omega + \omega_3(\varphi))V(\varphi)) \\ a_{DY}(\varphi) = a_{D1Y}(\varphi) + \sin(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4 - \theta) \cdot (a(\varphi) + 2(\omega + \omega_3(\varphi))V(\varphi)) \end{cases} \quad (28)$$

3) 远休: 秧针完全伸出状态, 该期间, 秧针尖点到行星轮旋转中心的长度不变, 其运动特点和基础运动相同, 将公式 (15) 得出的 S_2 替代基础运动中的 S_1 所得结果即为远休时段的运动特性, 以 $X_{D2}(\varphi)$ 、 $Y_{D2}(\varphi)$ 表示其位移, $V_{D2X}(\varphi)$ 、 $V_{D2Y}(\varphi)$ 表示其速度, $a_{D2X}(\varphi)$ 、 $a_{D2Y}(\varphi)$ 表示其加速度。

4) 回程: 凸轮压缩弹簧使得秧针收回, 其结构模型为摆动滚子从动件的结构形式, 为避免速度和加速度的突变带来的振动, 其运动规律采用摆线运动规律拟合; 回程区间为 $\varphi \in (\text{mark2}, \text{mark2} + \omega t)$, $\delta(\varphi)$ 为从动件摆角, $\omega_b(\varphi)$ 为角速度, $\alpha_b(\varphi)$ 为角加速度。

$$\delta(\varphi) = \Delta \delta \cdot \left(\frac{\varphi - \text{mark2}}{\phi} - \frac{1}{2\pi} \sin \left(\frac{2\pi}{\phi} (\varphi - \text{mark2}) \right) \right) \quad (29)$$

$$\omega_b(\varphi) = \frac{\Delta \delta \omega_3(\varphi)}{\phi} \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi}{\phi} (\varphi - \text{mark2}) \right) \right) \quad (30)$$

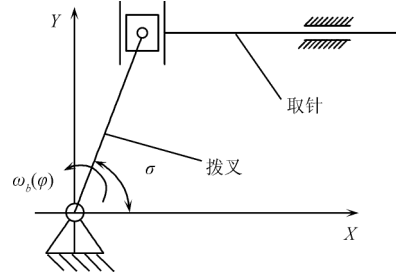
$$\alpha_b(\varphi) = \frac{2\pi \Delta \delta \omega_3(\varphi)^2}{\phi^2} \sin \left(\frac{2\pi}{\phi} (\varphi - \text{mark2}) \right) \quad (31)$$

以 $S_b(\varphi)$ 、 $V_b(\varphi)$ 和 $a_b(\varphi)$ 表示由秧针自身运动带来的其尖点的位移、速度和加速度, 以拨叉旋转中心为原点, 秧针方向为 X 轴建立坐标系 XOY , 如图 7 所示。

$$S_b(\varphi) = L_2 (\cos(\sigma + \delta(\varphi)) - \cos(\sigma)) \quad (32)$$

$$V_b(\varphi) = -L_2 \omega_b(\varphi) \cos(\sigma + \delta(\varphi)) \quad (33)$$

$$a_b(\varphi) = -L_2 \alpha_b(\varphi) \cos(\sigma + \delta(\varphi)) \quad (34)$$



注: $\omega_b(\varphi)$ 为拨叉转动角速度, σ 为拨叉角位移

图 7 拨叉控制取针原理图

Fig. 7 Working schematic of picking needle motion controlled by shift fork

将上述结果叠加到秧针的基础运动, 求得回程区间秧针的最终运动方程

$$\begin{cases} X_D(\varphi) = X_{D2}(\varphi) + S_b(\varphi) \cos(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4 - \theta) \\ Y_D(\varphi) = Y_{D2}(\varphi) + S_b(\varphi) \sin(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4 - \theta) \end{cases} \quad (35)$$

$$\begin{cases} V_{DX}(\varphi) = V_{D2X}(\varphi) + V_b(\varphi) \cos(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4 - \theta) \\ V_{DY}(\varphi) = V_{D2Y}(\varphi) + V_b(\varphi) \sin(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4 - \theta) \end{cases} \quad (36)$$

$$\begin{cases} a_{DX}(\varphi) = a_{D2X}(\varphi) + \cos(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4 - \theta) \cdot (a_b(\varphi) + 2(\omega + \omega_3(\varphi))V_b(\varphi)) \\ a_{DY}(\varphi) = a_{D2Y}(\varphi) + \sin(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4 - \theta) \cdot (a_b(\varphi) + 2(\omega + \omega_3(\varphi))V_b(\varphi)) \end{cases} \quad (37)$$

5 分秧机构的参数优化

5.1 优化目标与变量分析

分秧机构作业对轨迹有一定要求, 需通过优化结构参数获得, 而分秧机构的优化问题是一个复杂的多参数多目标的优化问题, 各目标之间具有强耦合性、非线性和模糊性等特点, 此外, 各目标之间加权系数无法用具体数值来表示。需要考虑的优化目标有:

- 1) 入钵角: 入钵时秧针和秧苗的夹角;
- 2) 角度差 1: 进入和离开钵体时秧针的角度差;
- 3) 角度差 2: 从分秧位置到推苗位置, 秧针的转角;
- 4) 偏移量: 在秧针进入钵体到完全出钵体之间秧盘的横向移动的距离;
- 5) 入钵点: 取秧时, 秧针尖点与秧苗的位置关系;
- 6) 入钵深度: 秧针进入钵体的深度, 即夹持深度;

- 7) 凸起宽度：秧针轨迹中“针形”凸起的宽度；
- 8) 齿轮模数：变性卵形齿轮的模数。

考虑上述优化的特点，本文基于 VB 可视化开发平台，开发变性卵形齿轮旋转式分秧机构辅助分析与优化软件，将目标以数值化形式写入软件，作为约束条件，采用人机交互的方式，对分秧机构结构参数进行优化^[15-16]。优化平台如图 8 所示。

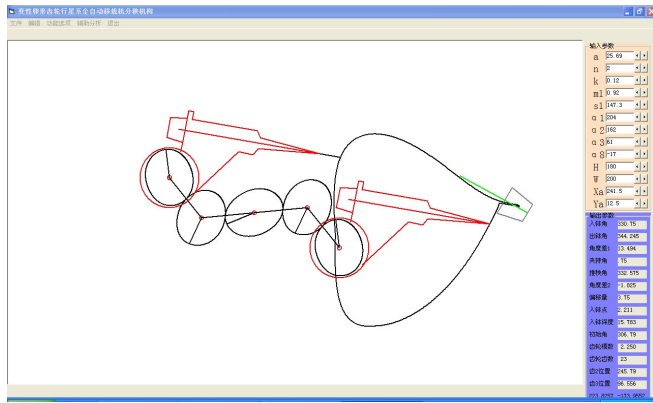


图 8 分秧机构优化平台

Fig.8 Optimization platform of picking seedling machinery

5.2 参数优化结果

5.2.1 秧针尖点的轨迹

以水稻钵苗移栽机为工作对象，即钵体大小按水稻钵苗盘尺寸计算，经优化获得一组参数： $a=25.69\text{mm}$ 、 $n_1=2$ 、 $k_1=0.12$ 、 $m_{11}=0.92$ 、 $s_1=156\text{mm}$ 、 $\varphi_1=204^\circ$ 、 $\varphi_2=162^\circ$ 、 $\varphi_3=61^\circ$ 、 $\varphi_4=-17^\circ$ 。角度差 1 为 3.2° 、凸起长度 18.6mm 、凸起宽度 2mm 、偏移量 2.4mm ，满足取秧要求；在绝对运动轨迹中推秧点秧针尖点的运动方向与垂直地面方向成 26.6° ，进入导苗管不会出现粘苗现象，满足要求。图 9a 是分插机构的静轨迹图，图 9b 是单个分秧臂的动轨迹图。

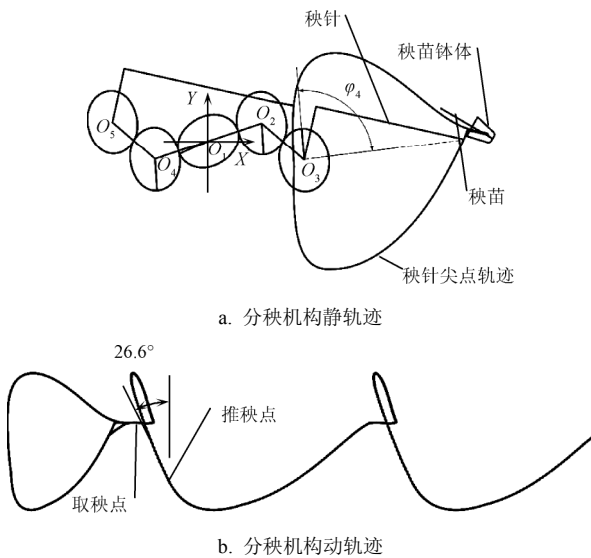


图 9 分秧机构运动轨迹图

Fig.9 Moving trajectory of picking seedling machinery

5.2.2 秧针尖点的速度

将秧针尖点的速度计算公式以模块的方式编入软件中，取行星架转速为 $\omega=180\text{r/min}$ ，参数优化结束后，通过调用该模块计算得到秧针尖点的理论速度曲线（如图 10）。秧针尖点的最大速度 $v=3.83\text{m/s}$ ，该点速度较大的原因是，秧针瞬间弹出的自身速度较大，该阶段发生在秧针进入钵盘时，秧针离开钵盘时的速度 $v=1\text{m/s}$ 左右，避免了速度过快弄碎钵体，影响移栽质量。

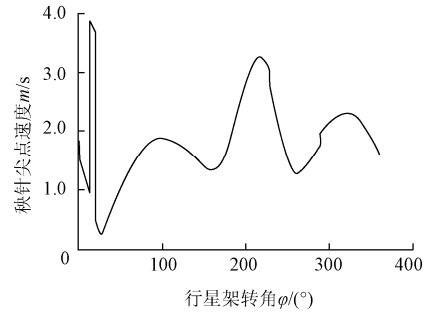


图 10 取针尖点速度的理论分析结果

Fig.10 Theoretical analysis result of velocity of needle point

6 虚拟样机试验

在参数优化得到了合理的结构参数后，进行了二维结构设计和虚拟制造，并基于 ADAMS 软件，对变性卵形齿轮水稻钵苗移栽机分秧机构进行虚拟仿真，一获得该分秧机构秧针尖点的运动轨迹和速度，从而验证理论分析的准确性^[17-18]。

图 11 为虚拟样机试验得到的秧针尖点的静轨迹，该静轨迹与理论分析得到的静轨迹（如图 9a）基本一致。图 12 为虚拟样机试验得到的秧针尖点的速度曲线，其最大速度 $v=4.2\text{m/s}$ ，秧针离开钵盘是秧针尖点的速度在 $v=1\text{m/s}$ 左右，仿真速度曲线总体与理论速度曲线（如图 10）基本一致。仿真速度曲线局部出现波动和不光滑的主要原因：分秧机构三维模型导入 ADAMS 软件时存在一定失真以及变性卵形齿轮齿廓的建模存在一定误差，导致齿轮之间存在微小间隙；同时，在运动仿真过程中添加了弹簧力和齿轮碰撞约束，导致秧针在运动过程中出现抖动^[19-20]。从静轨迹曲线和仿真得到的速度曲线来看，仿真数据和理论数据基本吻合。

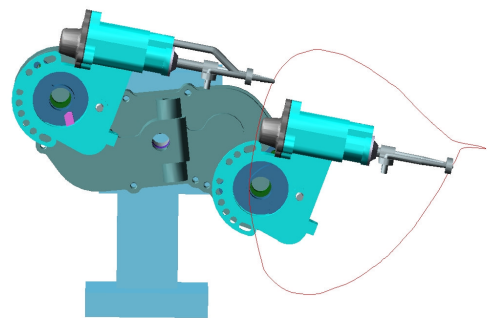


图 11 虚拟样机试验轨迹

Fig.11 Locus from virtual prototype test

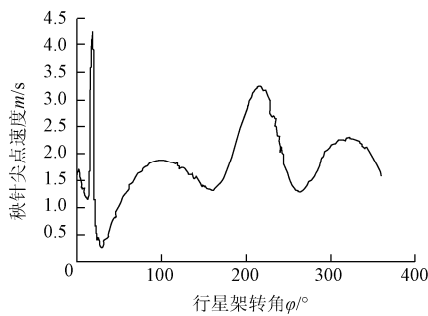


图 12 取针尖点速度的虚拟样机试验结果

Fig.12 Velocity results of needle point from virtual prototype test

7 结 论

1) 分析了变性卵形齿轮行星轮系的特性,建立了水稻钵苗移栽机分秧机构运动学模型。

2) 将变速传动机构与“探出式”分秧臂相结合,设计出一种变性卵形齿轮旋转式分秧机构。

3) 根据建立的运动学模型,基于 VB 开发平台编写优化软件,得到适用于水稻钵苗移栽机分秧机构的结构参数,优化结果为: $a=25.69$ 、 $n_1=2$ 、 $k_1=0.12$ 、 $m_{11}=0.92$ 、 $s_1=156$ 、 $\varphi_1=204^\circ$ 、 $\varphi_2=162^\circ$ 、 $\varphi_3=61^\circ$ 、 $\varphi_4=-17^\circ$ 。

4) 通过虚拟仿真验证该分秧机构的运动特性与理论分析结果的一致性,满足分秧要求。

[参 考 文 献]

- [1] 何金均, 王立臣, 宋建农, 等. 水稻种植机械化发展现状制约因素分析[J]. 农机化研究, 2009(2): 1-4.
He Jinjun, Wang Lichen, Song Jiannong, et al. The progress of rice planting mechanization and analysis of its restrictive factors[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2009(2): 1-4. (in Chinese with English abstract)
- [2] 李其响, 鲁善文, 李丽华. 滑道分钵轮式栽植器的试验研究[J]. 农业机械学报, 2001, 32(2): 30-33.
Li Qiyun, Lu Shanwen, Li Lihua. Experimental study on a slideway parting-bowl-wheel transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2001, 32(2): 30-33. (in Chinese with English abstract)
- [3] 徐丽明, 张铁中, 史志清. 玉米自动移栽机取苗机构的设计[J]. 中国农业大学学报, 2000, 5(4): 58-60.
Xu Liming, Zhang Tiezhong, Shi Zhiqing. Design on the picking seedling machinery in the maize auto-transplanter[J]. Journal of China Agricultural University, 2000, 5(4): 58-60. (in Chinese with English abstract)
- [4] [日本]竹山智洋. 蔬菜移植机. 洋马农机株式会社(专利号 ZL200480007602.4), 2004.9
- [5] 孙恒, 陈作模, 葛文杰. 机械原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [6] 李革, 赵匀, 俞高红. 椭圆齿轮行星系分秧机构的机理分析和计算机优化[J]. 农业工程学报, 2004, 35(4): 78-81.
Li Ge, Zhao Yun, Yu Gaohong. Theoretical analysis and parameters optimizing of separating-planting mechanism with planetary elliptic gears[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2004, 35(4): 78-81. (in Chinese with English abstract)
- [7] 张瑞, 吴序堂, 聂钢, 等. 高阶变性椭圆的设计[J]. 西安交通大学学报, 2005, 7(39): 726-729.
Zhang Rui, Wu Xutang, Nie Gang, et al. Study and design on high-order deformed elliptic gears[J]. Journal of Xi'an Jiao Tong University, 2005, 7(39): 726-729. (in Chinese with English abstract)
- [8] 赵匀. 农业机械分析与综合[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009: 188-242.
- [9] 赵匀, 俞高红, 武传宇, 等. 机构数值分析与综合[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005: 130-134.
- [10] 龚永坚, 刘丽敏, 俞高红, 等. 水稻插秧机后插式分插机构运动分析与试验[J]. 农业机械学报, 2005, 36(9): 41-43.
Gong Yongjian, Liu Limin, Yu Gaohong, et al. Study on rearward separate-planting mechanism of rice transplanter [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2005, 36(9): 41-43. (in Chinese with English abstract)
- [11] 俞高红, 陈建能, 赵凤芹, 等. 正齿行星轮分插机构的动力学分析[J]. 农业机械学报, 2005, 36(4): 51-55.
Yu Gaohong, Chen Jianneng, Zhao Fengqin, et al. Dynamics analysis of transplanting mechanism with planetary spur gears[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2005, 36(4): 51-55. (in Chinese with English abstract)
- [12] 和丽, 许纪倩, 周娜, 等. 非圆齿轮行星系分插机构运动分析[J]. 农业机械学报, 2007, 38(12): 74-77.
He Li, Xu Jiqian, Zhou Na, et al. Kinematics analysis of transplanting mechanism with non-circular planetary gears[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2007, 38(12): 74-77. (in Chinese with English abstract)
- [13] 陈旭暄, 宋建农, 刘建军, 等. 水稻钵苗输秧拔秧机构参数优化[J]. 中国农业大学学报, 2005, 10(2): 19-21.
Chen Xuxuan, Song Jiannong, Liu Jianjun, et al. Parametric optimization of transporting and evulsing mechanism of potted rice seedlings[J]. Journal of China Agricultural University, 2005, 10(2): 19-21. (in Chinese with English abstract)
- [14] Chen Dejun. A study on the Rearward separate-planting mechanism of rice transplanter[J]. Journal of Jinhua College of Profession and Technology, 2001, 1(4): 1-3.
- [15] Guo L S, Zhang W J. Kinematic analysis of a rice transplanting mechanism with eccentric planetary gear trains [J]. Mechanism and Machine Theory, 2001, 36(11/12): 1175-1188.
- [16] 武传宇, 金玉珍, 贺磊盈. 基于包络特征的非圆齿轮齿廓计算方法研究[J]. 中国机械工程, 2008, 19(15): 1796-1799.
Wu Chuanyu, Jin Yuzhen, He Leiyong. Numerical algorithm of tooth profile of noncircular gear based on the characteristics of cutter envelope[J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2008, 19(15): 1796-1799. (in Chinese with English abstract)

- [17] 陈焱光, 毛涛涛. 精通 MATLAB GUI 设计[M]. 北京: 电子工业出版社, 2008: 129—204.
- [18] 应义斌, 赵匀. 偏心齿轮行星系水稻插秧机构的分析研究[J]. 农业工程学报, 1997, 13(2): 130—134.
Ying Yibing, Zhao Yun. Research in dynamic simulation of separating-planting mechanism of rice transplanter [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 1997, 13(2): 130—134. (in Chinese with English abstract)
- [19] 俞高红, 谢仁华, 赵匀. 椭圆齿轮传动后插旋转式分插机构运动分析与试验[J]. 农业机械学报, 2008, 39(5): 45—48.
Yu Gaohong, Xie Renhua, Zhao Yun. Kinematic analysis and experiment of backward rotary transplanting mechanism with elliptical gears transmission[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2008, 39(5): 45—48. (in Chinese with English abstract)
- [20] 张诗, 田素博, 邱立春, 等. 穴盘苗自动移栽机械手的结构设计与仿真[J]. 沈阳农业大学学报, 2007, 38(3): 437—439.
Zhang Shi, Tian Subo, Qiu Lichun, et al. Structure design and simulation on manipulator of transplanting potted tray seedlings[J]. Journal of Shenyang Agricultural University, 2007, 38(3): 437—439. (in Chinese with English abstract)

Analysis on kinematic principle for seedling-picking machinery of rice transplanter with deformed oval gears

Xu Hongguang, Zhao Yun^{*}, Zhang Yunhui, Zhao Xiong

(Faculty of Mechanical Engineering and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: In order to fulfill the work requirements of rice transplanter, a new kind of seedling-picking machinery was designed. A new form of planetary gearing system that composed with deformed oval gears was introduced. Kinematics model was established based on kinematics particularity of deformed-oval-gear planetary gearing system. A secondary analysis and optimization software of seedling-picking machinery was developed autonomously. The parameters of picking seedling machinery could be optimized by this optimization software in interactive optimization methods, and a set of structural parameters were obtain and the virtual simulation was accomplished, it showed that the shape of static locus from the seedling-picking machinery appeared like a peach with a sharp point. This locus can meet the work requirements of rice transplanter.

Key words: transplanters, mechanism, design, seedling-picking machinery, planetary gear train, deformed oval gear