

# 前插式直齿双控制分插机构设计与运动分析

赵伟康<sup>1</sup> 高阳<sup>2</sup> 薛永风<sup>1</sup> 于健<sup>3</sup> 孙良<sup>4</sup>

(1. 宁夏大学机械工程学院, 银川 750021; 2. 北方民族大学化学与化学工程学院, 银川 750021;  
3. 宁夏农业机械化技术推广站, 银川 750021; 4. 浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018)

**【摘要】** 阐述了水稻高速插秧机前插式直齿双控制分插机构设计方法和工作原理,建立了机构的运动学分析模型,使用 ADAMS 软件对该机构的运动进行了优化和仿真,获得了分插机构的运动轨迹和运动特性曲线。结果表明该机构能够实现插秧时秧爪所需的主要运动学目标。

**关键词:** 高速插秧机 分插机构 运动学分析 设计

**中图分类号:** TH122; S223.91<sup>+</sup>2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)08-0048-03

## Design and Kinematic Analysis of Double Controlled Forward Transplanting Mechanism with Spur Gears

Zhao Weikang<sup>1</sup> Gao Yang<sup>2</sup> Xue Yongfeng<sup>1</sup> Yu Jian<sup>3</sup> Sun Liang<sup>4</sup>

(1. College of Mechanical Engineering, Ningxia University, Yinchuan 750021, China  
2. School of Chemistry and Chemical Engineering, North University for Ethnic, Yinchuan 750021, China  
3. Ningxia Technical Advice Station of Mechanization of Farming, Yinchuan 750021, China  
4. College of Machine and Automation Control, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

### Abstract

The design method and working principle of forward transplanting mechanism with spur gears was discussed, and the analytical model of mechanism kinematics was built. By using ADAMS, the motion simulation and optimization of transplanting mechanism were realized. At the same time, the motion trajectory and motion curves of transplanting mechanism were obtained. The result confirmed that the mechanism could meet the kinematic goals while transplanting.

**Key words** High-speed transplanter, Transplanting mechanism, Kinematical analysis, Design

### 引言

分插机构是水稻插秧机的核心工作部件。自 20 世纪 80 年代以来,为提高插秧机的性能和工作效率,国内外科人员开发了多种高速插秧机分插机构并已投入市场。高速插秧机分插机构不同于传统的插秧机分插机构,采用了旋转式栽植臂,使分插机构旋转一周插秧两次,有效地提高了插秧的效率。但这些分插机构大多采用偏心齿轮、椭圆齿轮等变速传动机构,在啮合过程中偏心齿

轮传动产生的齿隙变化会产生振动,椭圆齿轮加工工艺复杂,不同程度地增加了水稻插秧机的制造和使用成本。采用粉末冶金技术加工非圆齿轮可大大简化工艺,但一次性投入大,轮齿的强度也较低<sup>[1]</sup>。

前插式直齿双控制分插机构是针对现有旋转式分插机构的问题而设计的一种高速分插机构。与现行使用的分插机构相比,减少了齿轮的个数,把非圆齿轮机构变为普通四杆机构和直齿圆柱齿轮传动,大大降低了制造难度和制造成本。

## 1 机构原理与设计

通过插秧时栽植臂秧针运动过程的分析可知,栽植臂秧针的运动为复合运动,由二个简单运动合成,即行星轮心随行星轮架的圆周运动和栽植臂绕行星轮轴的圆弧摆动,其摆动角位移与太阳轮相同。

据此提出设计构想:原有旋转臂结构不变,采用直齿行星齿轮代替非圆齿轮,实现栽植臂的平动。在转臂中心链轮的后方设置一个曲柄摇杆机构,实现栽植臂相对旋转臂的顺、逆时针摆动。旋转臂和曲柄转动形成了秧针所需的运动轨迹和角位移,称之为双控制分插机构。在行星齿轮机构和曲柄摇杆机构之间增加一个齿轮机构实现两机构的双向控制,最终实现栽植臂所要求的运动轨迹。

前插式直齿双控制分插机构由行星轮系和曲柄摇杆机构两部分组成,如图 1 所示。旋转臂由链轮箱输出轴驱动,与曲柄的速比为 0.5。与一般的行星轮系不同,太阳轮没有固定在机架上,而是由曲柄摇杆机构中的摇杆驱动作往复摆动,通过中间轮带动行星轮同步驱动。由于太阳轮和行星轮齿数相同,行星轮的角位移与太阳轮相同。旋转臂中心与链箱内的被动链轮相连,两端连接栽植臂。动力由被动链轮直接提供,实现栽植臂的旋转运动。行星轮系由太阳轮和对称安置的 2 个中间轮以及 2 个行星轮组成,它们所组成的齿轮系被安装在高速转动的旋转臂内。当旋转臂转动时实现栽植臂的平面运动。曲柄摇杆机构由曲柄、连杆、摇杆组成,安置在链箱后部。曲柄的动力由与被动链轮轴连接的定轴轮系提供。摇杆和行星齿轮系的太阳轮固接,连杆分别与曲柄和摇杆连接。当曲柄转动时,摇杆带动太阳轮作往复摆动,实现栽植臂相对旋转臂的往复摆动。栽植臂的平面运动和栽植臂的往复摆动受行星轮系和曲柄摇杆机构的控制,其间的运动协调由定轴轮系完成。

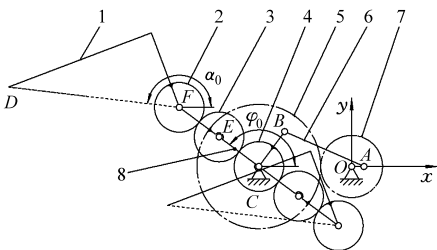


图 1 前插式直齿双控制分插机构简图

Fig. 1 Sketch of forward transplanting mechanism with spur gears

- 1. 栽植臂 2. 行星轮 3. 中间轮 4. 太阳轮 5. 主动齿轮
- 6. 曲柄摇杆机构 7. 从动齿轮 8. 旋转臂

## 2 机构运动分析

设曲柄回转中心坐标为  $O(0,0)$ , 旋转臂的回转角速度为  $\omega$ , 则曲柄的角速度为  $2\omega$ 。

建立  $A$ 、 $B$  点的位移方程<sup>[2-4]</sup>

$$\begin{cases} x_A = L_{OA} \cos(2\omega t) \\ y_A = L_{OA} \sin(2\omega t) \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} x_B = x_A + L_{AB} \cos\alpha_2 = x_C + L_{BC} \cos\alpha_3 \\ y_B = y_A + L_{AB} \sin\alpha_2 = y_C + L_{BC} \sin\alpha_3 \end{cases} \quad (2)$$

式中  $L_{OA}$ ——曲柄长度  $L_{AB}$ ——连杆长度  
 $L_{OC}$ ——机架  $O$  点与  $C$  点距离  
 $L_{BC}$ ——摇杆长度  $\alpha_2$ ——连杆转角  
 $\alpha_3$ ——摇杆转角

将式(2)化简得

$$(x_C - x_A)^2 + (y_C - y_A)^2 - L_{AB}^2 + L_{BC}^2 + 2L_{BC}[(x_C - x_A) \cos\alpha_3 + (y_C - y_A) \sin\alpha_3] = 0 \quad (3)$$

设  $AC$  连线与  $x$  轴的夹角为  $\beta$ , 则

$$\tan\beta = \frac{(y_A - y_C)}{(x_A - x_C)} \quad (4)$$

将式(3)、(4)化简后,可得

$$\cos(\beta - \alpha_3) = \frac{L_{BC}^2 + (x_A - x_C)^2 + (y_A - y_C)^2 - L_{AB}^2}{2L_{BC} \sqrt{(x_A - x_C)^2 + (y_A - y_C)^2}} \quad (5)$$

因  $\beta - \alpha_3$  为  $\triangle ABC$  的内角,  $\beta - \alpha_3$  在  $0 \sim \pi$  之间, 根据反正切函数的值域来判断  $\beta$  所在的真正象限来求解  $\alpha_3$ 。

设摇杆与秧爪尖夹角为  $\alpha_0$ , 秧尖  $D$  与回转中心的长度为  $L_{FD}$ , 旋转臂与  $x$  轴的夹角为  $\varphi + \varphi_0$ ,  $DF$  与  $x$  轴的夹角为  $\alpha_3 + \alpha_0$ , 可求得秧针尖  $D$  点运动静轨迹位移为

$$\begin{cases} x_D = x_C + L_{CF} \cos(\varphi_0 + \varphi) + L_{FD} \cos(\alpha_3 + \alpha_0) \\ y_D = y_C + L_{CF} \sin(\varphi_0 + \varphi) + L_{FD} \sin(\alpha_3 + \alpha_0) \end{cases} \quad (6)$$

设机器工作时间为  $t$ , 前进速度为  $v_m$ , 秧针尖  $D$  点的动轨迹位移方程为

$$\begin{cases} x'_D = x_C + L_{CF} \cos(\varphi_0 + \varphi) + L_{FD} \cos(\alpha_3 + \alpha_0) + v_m t \\ y'_D = y_C + L_{CF} \sin(\varphi_0 + \varphi) + L_{FD} \sin(\alpha_3 + \alpha_0) \end{cases} \quad (7)$$

对式(6)、(7)求导, 可得秧针的相对速度为

$$\begin{cases} \dot{x}_D = -\dot{\varphi} L_{CF} \sin(\varphi_0 + \varphi) - \dot{\alpha}_3 L_{FD} \sin(\alpha_3 + \alpha_0) \\ \dot{y}_D = \dot{\varphi} L_{CF} \cos(\varphi_0 + \varphi) + \dot{\alpha}_3 L_{FD} \cos(\alpha_3 + \alpha_0) \end{cases} \quad (8)$$

秧针绝对速度为

$$\begin{cases} \dot{x}'_D = -\dot{\varphi} L_{CF} \sin(\varphi_0 + \varphi) - \dot{\alpha}_3 L_{FD} \sin(\alpha_3 + \alpha_0) + v_m \\ \dot{y}'_D = \dot{\varphi} L_{CF} \cos(\varphi_0 + \varphi) + \dot{\alpha}_3 L_{FD} \cos(\alpha_3 + \alpha_0) \end{cases} \quad (9)$$

$$\text{其中 } \dot{\alpha}_3 = \frac{\dot{x}_A \cos \alpha_2 + \dot{y}_A \sin \alpha_2}{L_3 \sin(\alpha_2 - \alpha_3)} \quad (10)$$

对式(9)求导,可得秧针的加速度方程为

$$\begin{cases} \ddot{x}'_D = -\dot{\varphi}^2 l_{CF} \cos(\varphi_0 + \varphi) - \ddot{\alpha}_3 l_{FD} \sin(\alpha_3 + \alpha_0) - \dot{\alpha}_3^2 l_{FD} \cos(\alpha_3 + \alpha_0) \\ \ddot{y}'_D = -\dot{\varphi}^2 l_{CF} \sin(\varphi_0 + \varphi) + \ddot{\alpha}_3 l_{FD} \cos(\alpha_3 + \alpha_0) - \dot{\alpha}_3^2 l_{FD} \sin(\alpha_3 + \alpha_0) \end{cases} \quad (11)$$

$$\text{其中 } \ddot{\alpha}_3 = \frac{C_1 \cos \alpha_2 + C_2 \sin \alpha_2}{L_{BC} \sin(\alpha_2 - \alpha_3)} \quad (12)$$

$$C_1 = \ddot{x}_A + L_{BC} \dot{\alpha}_3^2 \cos \alpha_3 - L_{AB} \dot{\alpha}_2^2 \cos \alpha_2 \quad (13)$$

$$C_2 = \ddot{y}_A + L_{BC} \dot{\alpha}_3^2 \sin \alpha_3 - L_{AB} \dot{\alpha}_2^2 \sin \alpha_2 \quad (14)$$

### 3 机构优化和仿真

对所建立的机构运动学模型分析可知: $L_{OA}$ 、 $L_{AB}$ 、 $L_{BC}$ 、 $L_{OC}$ 、 $L_{CF}$ 、 $\alpha_0$ 、 $\varphi_0$ 的改变对取秧角和推秧角的偏差、秧爪轨迹和形状有影响。通过三维建模和利用ADAMS软件进行机构优化和运动仿真,可得分插机构秧针尖D点的运动轨迹(图2)和分插机构秧针尖D点的速度、加速度(图3)。图3中a~g各点的位置如图4所示。

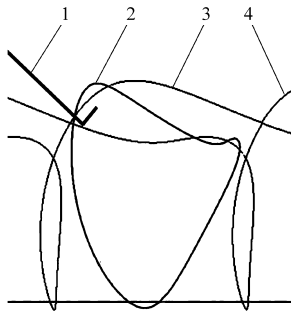


图2 分插机构秧针尖运动轨迹

Fig.2 Seedling needle trajectory of transplanting mechanism

1. 秧门
2. 秧针尖运动静轨迹
3. 秧针尖运动动轨迹 I
4. 秧针尖运动动轨迹 II

### 4 结论

(1) 运用机构运动分解与合成方法,实现了前插式直齿双控制分插机构运动过程的分解与合成,

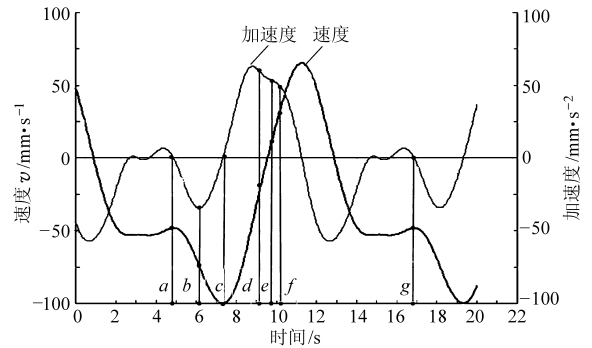


图3 分插机构秧针尖速度、加速度

Fig.3 Velocity and acceleration's curve of seedling needle

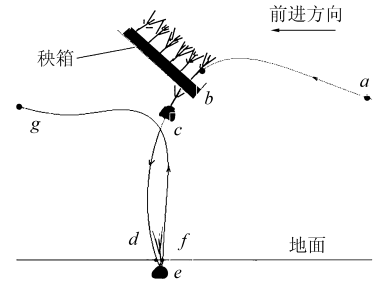


图4 分插机构秧针运动各点位置

Fig.4 Positions of seedling needle

- a—秧针起始点位置 b—秧针取秧前位置 c—秧针取秧后位置  
d—秧针入土位置 e—秧针入土极限位置 f—秧针出土位置  
g—秧针结束点位置

将一个复杂机构变为3个简单机构的组合。

(2) 前插式直齿双控制分插机构不仅减少了齿轮的个数,而且把非圆齿轮结构改进为传统的四杆机构和直齿圆柱齿轮传动。设计简单,降低了制造难度和制造成本。

(3) 理论分析和优化仿真的结果表明,该机构能够实现插秧时秧针所需的主要运动学目标。只要改变四杆机构中曲柄、连杆、摇杆和机架的尺寸,栽植臂就可以得到不同的运动轨迹,因而可以满足不同的插秧需求。

### 参 考 文 献

- 1 蒋焕煜,赵匀. 双控制分插机构的运动特性和优化分析[J]. 农业工程学报,2001,17(2):88~91.  
Jiang Huanyu, Zhao Yun. Kinematical properties and parameter optimization of separating-planting mechanism with double control unit[J]. Transactions of the CSAE, 2001, 17(2): 88~91. (in Chinese)
- 2 武传宇,赵匀,蒋焕煜. 行星轮齿柄摇杆分插机构的运动特性和优化分析[J]. 机械设计,2002,19(11):37~38.  
Wu Chuanyu, Zhao Yun, Jiang Huanyu. Kinematical properties and optimal analysis of separate-planting mechanism with crank-rocker epicyclic gear[J]. Journal of Machine Design, 2002, 19(11): 37~38. (in Chinese)
- 3 孙桓,陈作模. 机械原理[M]. 第5版.北京:高等教育出版社,2000.
- 4 赵匀. 农业机械分析与综合[M]. 北京:机械工业出版社,2008.
- 5 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 for Agricultural Machinery, 2005, 36(9): 41~43. (in Chinese)
- 6 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):45~48,21.  
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 for Agricultural Machinery, 2008, 39(5): 45~48, 21. (in Chinese)