

变形偏心非圆齿轮行星系分插机构设计和参数优化^{*}

赵 匀 高林弟 陈建能 张国凤

(浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018)

【摘要】 提出了一种变形偏心非圆齿轮分插机构,利用变形特性对分插机构取秧、送秧、插秧和回程的时间进行了重新分配,减小了秧针的相对速度。对分插机构进行了运动学分析和建立了数学模型,应用VB编程语言开发了运动分析模拟软件及其优化程序。在程序界面上显示分插机构的各种运动特性和优化结果,提高了人机交互的效率,可以方便快捷地得到一组优化数据,提高机器开发成功率。

关键词: 变形偏心非圆齿轮 行星轮分插机构 设计 优化

中图分类号: S223.91 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)12-0074-04

Design and Parameters Optimization of Deformed Eccentric Non-circular Gears Transplanting Mechanism

Zhao Yun Gao Lindi Chen Jianneng Zhang Guofeng

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

Abstract

A deformed eccentric non-circular gears was presented. The seedling transplanting mechanism, sending seedlings, transplanting, and the return time were redistributed by using deformation characteristics, which reduced the seedling needle relative velocity. Transplanting institutions kinematics analysis and a mathematical model were built. Simulation software, motion analysis and optimization program were developed with the application of VB programming language. The bodies of various sports-drop features and optimization results were displayed on program interface, which greatly improved the efficiency of human-computer interaction, easily got a quick group of optimal data, and improved the success rate of the machine development.

Key words Deformed eccentric non-circular gears, Planetary transplanting mechanism, Design, Optimization

引言

非圆齿轮传动有着传动平稳、结构紧凑、运动精度高,易于实现动平衡来减小惯性力等特点,逐渐代替了原有的曲柄摇杆式分插机构^[1]。现用于旋转式分插机构上传动形式主要有椭圆齿轮,偏心齿轮,偏心变位齿轮等^[2~3]。本文设计一种变形偏心非圆齿轮,不但能实现非匀速传动比的要求,而且还能实现运动的非对称特性。目前,国内外研究变形偏心非圆齿轮很少,未发现将变形偏心非圆齿轮应用在分插机构上的相关研究。本文通过对变形偏心非圆

齿轮的节曲线和传动比曲线进行研究,设计变形偏心非圆齿轮的分插机构,并进行运动学分析和数学建模,同时开发分插机构的运动学模拟程序和优化软件,对齿轮和机构的各个参数进行优化,得到满足插秧轨迹要求的齿轮和机构的参数。

1 变形偏心非圆齿轮设计

图1给出了按非对称和对称规律变化的传动比函数 i_{21} 曲线^[4],曲线1为对称的传动比函数曲线,曲线2为变形非对称的传动比函数曲线。非对称传动比函数 i_{21} 由两段曲线I、II给定的。第I段的区

收稿日期: 2010-10-19 修回日期: 2010-12-07

^{*} 国家自然科学基金资助项目(50875244)和浙江省自然科学基金资助项目(Y107361)

作者简介: 赵匀,教授,博士生导师,主要从事农机理论、设计及机构学研究, E-mail: zhaoyunzstu@126.com

间为 $\frac{\pi}{m_{11}} \geq \varphi_1 \geq 0$,第Ⅱ段区间为 $\frac{\pi}{m_{11}} < \varphi_1 \leq 2\pi$ 。本设计是在保证秧针轨迹可行和分插机构运行周期的时间不变的情况下利用不同的变形系数 m_{11} 来调整秧针在取秧、送秧、推秧和回程上的时间分配,以达到降低秧针速度的目的。

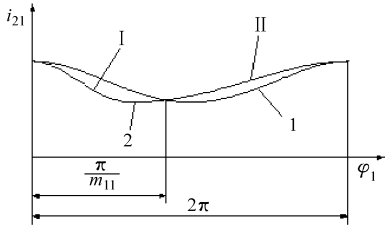


图 1 非对称传动比函数
Fig.1 Asymmetric gear ratio function

由变形偏心非圆齿轮与共轭非圆齿轮啮合实现的变速传动,是使分插机构的秧针形成腰子形静轨迹的关键。在图 2 中,变形偏心轮的半径为 R ,偏心距 $e = l_{O_1O}$,偏心率 $K = e/R$,两齿轮中心距为 a 。 $r_1 = l_{O_1P_1}$, $r_2 = l_{O_2P_2}$, $a = l_{O_1O_2}$, C_1 、 C_2 分别表示主动轮和共轭齿轮的圆心,按图示设置坐标系 xO_1y ,齿轮 1 节曲线的咬合点 $p(r_1, \varphi_1)$ 满足如下方程

$$r_1 = \begin{cases} \sqrt{R^2 - e^2 \sin^2(m_{11}\varphi_1)} + e\cos(m_{11}\varphi_1) & \left(\frac{\pi}{m_{11}} \geq \varphi_1 \geq 0\right) \\ \sqrt{R^2 - e^2 \sin^2(m_{12}\varphi_1)} + e\cos(m_{12}\varphi_1) & \left(\frac{\pi}{m_{11}} < \varphi_1 \leq 2\pi\right) \end{cases} \quad (1)$$

式中 m_{12} ——变形系数

为了使两段曲线封闭, m_{11} 、 m_{12} 应满足

$$m_{12} = \frac{m_{11}}{2m_{11} - 1}$$

为了便于计算将式(1)变为

$$r_1 = R \sqrt{1 - K^2 \sin^2 \varphi_1} + K \cos \varphi_1 \quad (2)$$

齿轮 2 的节曲线方程为

$$r_2 = a - r_1 \quad (3)$$

$$\varphi_2 = \int_0^{\varphi_1} \frac{1}{i_{12}} d\varphi_1 = \int_0^{\varphi_1} \frac{r_1}{a - r_1} d\varphi_1 \quad (4)$$

2 行星轮系分插机构设计

变形偏心非圆齿轮行星系分插机构的传动部分由 3 个完全相同的变形偏心非圆圆齿轮(1、4、6)和 2 个全等的共轭齿轮(2、5)组成,变形偏心非圆齿轮与共轭齿轮的节曲线周长相等,3 个变形偏心非圆齿轮的旋转中心分别为 O 、 O_1 和 O_2 ,2 个共轭齿轮的旋转中心分别为 M_1 和 M_2 ,共轭齿轮分别与变形偏心非圆齿轮啮合,如图 3 所示。

工作时变形偏心非圆齿轮 4(简称太阳轮)固定

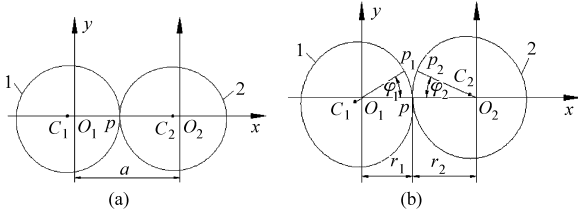


图 2 变形偏心非圆齿轮-共轭齿轮节曲线模型
Fig.2 Deformed eccentric non-circular gear-gear pitch curve model
(a) 初始安装位置 (b) 转过一定角度之后的位置
1. 变形偏心非圆齿轮 2. 共轭齿轮

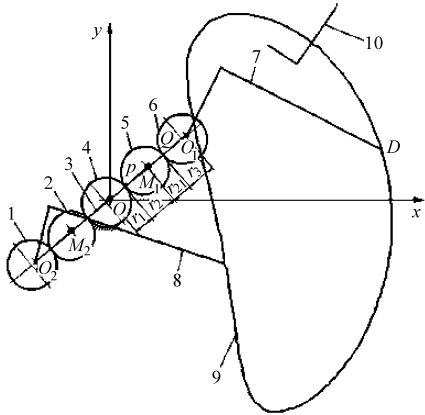


图 3 行星轮系机构图
Fig.3 Planetary gear

- 1、6. 行星轮 2、5. 中间轮 3. 行星架 4. 太阳轮 7、8. 栽植臂
9. 秧针轨迹 10. 秧箱

不动,齿轮箱(行星架 3)在中心轴的带动下按顺时针方向绕太阳轮的旋转中心 O 转动,与太阳轮 4 和行星轮 6 啮合的中间轮 5 随齿轮盒转动(以一侧齿轮结构为例)。偏心非圆齿轮和共轭非圆齿轮外啮合传动引起传动比的非匀速变化,从而使得行星轮相对行星架作非匀速转动。行星轮的绝对运动为随着齿轮盒绕中心轴 O 的圆周运动和相对齿轮盒(行星架 3)的非匀速转动的合成运动。通过键、行星轮轴与行星轮固结的一对栽植臂,一方面随着行星架作圆周运动,另一方面随着行星轮相对行星架作非匀速转动。在这两种运动的共同作用下,秧针按要求的姿态运动,通过选择合适的结构参数,就可以得到满足插秧要求的工作轨迹。在取秧位置(即秧针进入秧门位置),秧针速度较低;在推秧后回程时,秧针速度较高。

2.1 运动学数学建模

根据直角坐标系 xOy (图 3),建立位移方程^[5]。行星轮旋转中心 O_1 相对运动方程为

$$\begin{cases} X_{O_1} = a\cos(\varphi + \varphi_0) + a\cos(\varphi + \varphi_0 + \delta_0) \\ Y_{O_1} = a\sin(\varphi + \varphi_0) + a\sin(\varphi + \varphi_0 + \delta_0) \end{cases} \quad (5)$$

秧针尖 D 点的相对运动方程为

$$\begin{cases} X_D = X_{O_1} + S\cos(\alpha_0 + \varphi_0 + \varphi_{31} + \varphi) \\ Y_D = Y_{O_1} + S\sin(\alpha_0 + \varphi_0 + \varphi_{31} + \varphi) \end{cases} \quad (6)$$

- 式中
- φ ——行星架转角
- φ_0 ——行星架初始角位移
- δ_0 ——行星架初始安装位置与水平方向夹角
- S ——秧针尖点 D 到行星轮中心距离

通过调节不同的参数,式(6)可以得到不同的轨迹。

2.2 参数对秧针轨迹的影响

分插机构的秧针轨迹是整个分插机构是否可行的关键,为了达到农艺上要求的腰子形静轨迹,必须分析分插机构的主要参数偏心率和变形系数对轨迹的影响。图4为 $m_{11}=1$ 时,秧针轨迹随偏心率 K 的变化。由图可知,随着 K 的增大,秧针轨迹不断变窄,由开始的近似椭圆形逐渐变为腰子形,并且秧针轨迹的高度不断增加。图5为 $K=0.165$ 时,秧针轨迹随变形系数 m_{11} 的变化规律。由图可知,随着 m_{11} 的变大,秧针轨迹上部变宽、下部变窄,并且轨迹的角度变化较大。

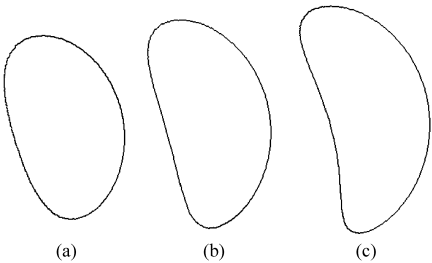


图4 轨迹随偏心率 K 变化规律

Fig.4 Locus variation with eccentricity K
(a) $K=0.10$ (b) $K=0.15$ (c) $K=0.20$

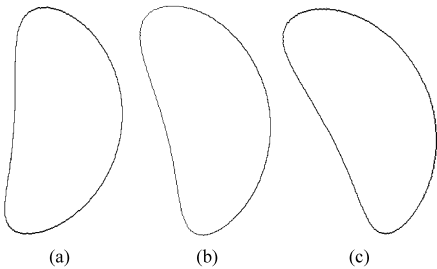


图5 轨迹随变形系数 m_{11} 变化规律

Fig.5 Locus variation with deformation coefficient m_{11}
(a) $m_{11}=0.8$ (b) $m_{11}=1.0$ (c) $m_{11}=1.2$

2.3 参数对秧针速度的影响

分插机构的整个运行过程可分为取秧、送秧、插秧和回程。要求取秧、送秧和插秧过程中秧针的相对速度尽量减小,以降低伤秧率,这对秧苗的后期生长有利。变形偏心非圆齿轮正是利用变形的特性,使整个分插机构的齿轮行星系的传动比关系成不对称关系,来实现降低取秧、送秧和插秧时的速度。

$m_{11}=1$ 时秧针速度随偏心率 K 变化的规律如图 6 所示。在偏心率 $K=0.165$ 时秧针速度随 m_{11} 的变化规律如图 7 所示。

通过图 6 和图 7 的分析可知,随着非圆齿轮的偏心率的增大,秧针的相对速度也逐渐变大;变形系数 m_{11} 的增大,秧针在取秧、送秧和插秧过程中速度逐渐降低,回程速度变大,这符合对分插机构整个插秧过程速度要求。

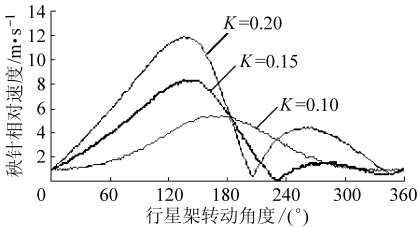


图6 变形系数为1,偏心率不同时秧针相对速度随行星架转角的变化曲线

Fig.6 Seedling needle speed variation with different K , $m_{11}=1$

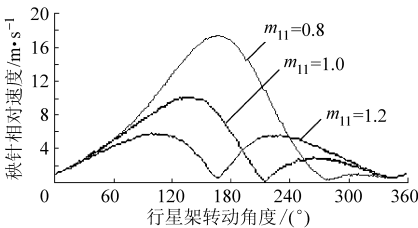


图7 偏心率为0.165,变形系数不同时秧针相对速度随行星架转角的变化曲线

Fig.7 Seedling needle speed variation with different m_{11} , $K=0.165$

3 秧针轨迹的模拟和优化

要获得满足农艺要求的插秧轨迹,实质是求得一组最佳的机构参数,使插秧轨迹满足各个优化目标^[7]。理想的插秧轨迹要符合多个优化条件,影响轨迹的因素有 m_{11} 、 e 、 R 、 φ_0 、 δ_0 、 S 、 H (分插机构行进速度),改变以上任意一个参数,都会影响插秧的轨迹曲线。根据已有的运动学分析数学模型,在VB可视化平台上编写了机构辅助分析与参数优化软件^[6](图8),并使目标数值化,在界面上用不同符号显示优化结果。(1颗红星表示优化参数可用,2颗红星表示合理,3颗红星表示很好,出现黑星表示优化参数不可用)。通过该软件,采用人机对话的方式实时显示每个参数对轨迹的影响,并通过计算机的图像仿真技术实时显示秧针的相对运动轨迹和绝对运动轨迹,能够使设计者或使用人员快速判断出插秧轨迹是否满足插秧要求,并得到满足农艺要求的插秧轨迹和机构参数。

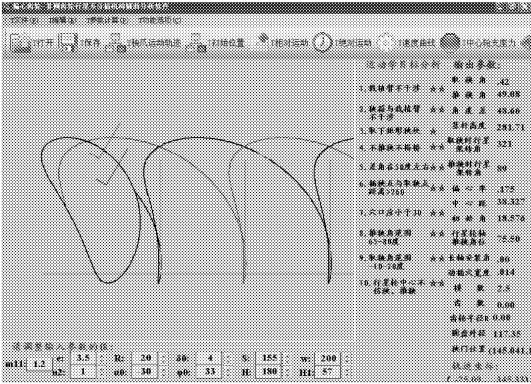


图 8 分插机构秧针轨迹模拟与优化界面

Fig. 8 Seedling transplanting mechanism and needle trajectory simulation and optimization of interface

运用机构辅助分析优化软件得到,当 $m_{11} = 1.2$ 、 $e = 3.5\text{ mm}$ 、 $R = 20\text{ mm}$ 、 $\alpha_0 = -30^\circ$ 、 $\delta_0 = 4^\circ$ 、 $\varphi_0 = 33^\circ$ 、 $S = 155\text{ mm}$ 、 $H = 180\text{ mm/r}$ 时,秧针的轨迹能够满足高速插秧机优化目标要求(所有优化目标都为红星)。计算轨迹输出结果为:穴口 8.05 mm 、取秧角 0.42° 、推秧角 49.8° 、角度差 48.66° 时,可保证秧苗的直立性;茎秆高度为 281 mm ,可以应用在插大秧苗;在取秧时取下的为矩形秧块,不伤秧;栽植臂之间互不干涉,因此该分插机构可以应用在前插式分插机构上。

与偏心非圆齿轮分插机构相比,在速度分配上

有了较好的提高(图 9),在取秧、送秧和插秧过程中相对速度有较大的降低。

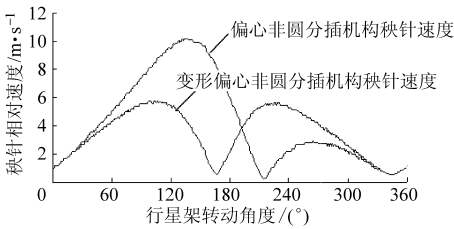


图 9 变形偏心非圆齿轮与偏心齿轮分插机构速度对比

Fig. 9 Seedling needle speed contrast in deformed eccentric non-circular gear

4 结论

- (1) 将变形偏心非圆齿轮应用在前插式分插机构上,形成了一种新的前插式分插机构,从理论上验证了变形偏心非圆齿轮在前插式分插机构上应用的可行性。
- (2) 选取不同的 m_{11} 、 K ,对秧针的轨迹和秧针运行的相对速度都有较大的影响。
- (3) 当 $m_{11} = 1.2$ 、 $e = 3.5\text{ mm}$ 、 $R = 20\text{ mm}$ 时通过优化分析得到一组变形非圆齿轮副,并以此为基础设计出了变形偏心非圆齿轮分插机构。
- (4) 与原偏心非圆齿轮分插机构相比,降低了秧针的相对速度,秧针最大相对速度由原来的 10.16 m/s 降低到 5.07 m/s 。

参 考 文 献

1 陈建能,赵匀. 水稻插秧机的研究进展[J]. 农业工程学报,2003,19(2):23~26.
Chen Jianneng, Zhao Yun. Progress in rice transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2003,19(2):23~26. (in Chinese)

2 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 for Agricultural Machinery, 2008,39(5):45~48. (in Chinese)

3 俞高红,钱孟波,赵匀,等. 偏心齿轮-非圆齿轮行星系分插机构运动机理分析[J]. 农业机械学报,2009,40(3):81~84.
Yu Gaohong, Qian Mengbo, Zhao Yun, et al. Analysis of kinematic principle of transplanting mechanism with eccentric gears and non-circular gears[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(3):81~84. (in Chinese)

4 吴序堂,王贵海. 非圆齿轮及非匀速传动比[M]. 北京:机械工业出版社,1997.

5 赵匀. 机构数值分析与综合[M]. 北京:机械工业出版社,2005.

6 武传宇. 水稻插秧机偏心链轮分插机构的计算机辅助分析与设计[D]. 杭州:浙江大学,1999.
Wu Chuanyu. Rice transplanter transplanting mechanism eccentric sprocket computer aided analysis and design[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 1999. (in Chinese)

7 赵匀. 农业机械分析与综合[M]. 北京:机械工业出版社,2008.