

旋转式分插机构非圆齿轮参数反求法求解^{*}

李 革¹ 李 辉¹ 方明辉² 牛石从¹

(1. 浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018; 2. 湖州师范学院信息与工程学院, 湖州 313000)

【摘要】 通过测量旋转式分插机构中非圆齿轮的齿顶圆数据,利用反求设计法求解了机构中的非圆齿轮节曲线和齿轮系中心距。并通过人机交互图形软件对旋转式分插机构的秧爪运动轨迹进行了动态仿真,验证了设计的非圆齿轮行星轮系旋转式分插机构满足农艺要求,同时进行了机构参数的优化设计。

关键词: 水稻插秧机 分插机构 非圆齿轮系 优化 反求法

中图分类号: S223.91 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)08-0046-04

Non-circular Gear Parameters of Rotary Transplanting Mechanism Calculated by Reverse Method

Li Ge¹ Li Hui¹ Fang Minghui² Niu Shicong¹

(1. Mechanical and Automation College, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China

2. School of Information and Engineering, Huzhou Teachers College, Huzhou 313000, China)

Abstract

Based on the addendum circle data of non-circular gears planetary in rotary transplanting mechanism, non-circular gears vertex coordinate was described to get the pitch-lines by using reverse method. The trajectory of seedling-push device was simulated by autonomous design software. The non-circular gear planetary rotary transplanting mechanism was tested to confirm if the requirement of rice transplant was met. At the same time, the parameters were optimized.

Key words Rice transplanter, Transplanting mechanism, Non-circular gears planetary, Optimization, Reverse method

引言

高速水稻插秧机的旋转式分插机构是一个非圆齿轮行星轮系机构,设计方法有直接设计和类比设计两种。直接设计是先确定一种非圆齿轮节曲线的函数表达式,再通过其秧爪轨迹来确定该轮系的机构参数;类比设计是参照已有性能良好的旋转式分插机构进行设计。由于旋转式分插机构工作中要满足取秧角、插秧角、不勾秧和运动不干涉等要求,其主要结构的参数之间相互影响,以及测量和制造误差使非圆齿轮节曲线难以精确测量等因素,很难直接测量和设计出理想的旋转式分插机构。为此,提出反求法来求解旋转式分插机构非圆齿轮参数。

1 非圆齿轮主要参数测量

1.1 非圆齿轮齿顶曲线

本文研究的旋转式分插机构为非圆齿轮行星轮系分插机构^[1]。

旋转式分插机构非圆齿轮有偏心齿轮、椭圆齿轮和其他形状非圆齿轮,生产中测量比较困难。本文以一种性能较好的旋转式分插机构行星齿轮为例,阐述其主要参数的求解和优化过程。

首先以非圆齿轮旋转中心为圆心建立坐标系,测量非圆齿轮的齿顶点坐标(20个);然后将这些齿顶点坐标导入 Matlab 图形窗口中,齿顶点在图形窗口显示各自位置。使用 Matlab 提供的插值法函数,

收稿日期: 2010-08-26 修回日期: 2010-09-29

^{*} 国家现代农业产业技术体系资金资助项目(09030313-C)

作者简介: 李革,教授,博士,主要从事机械系统运动学、现代农业装备与技术研究, E-mail: lige918@yahoo.com

将各离散点连接成一条平滑曲线,组成非圆齿轮的齿顶曲线,如图 1 所示。

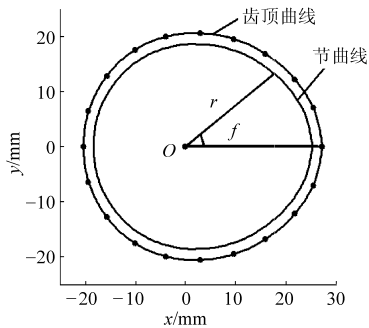


图 1 齿顶曲线与节曲线位置关系

Fig. 1 Relationship of addendum curves and pitch-lines

1.2 非圆齿轮节曲线

非圆齿轮齿顶曲线与节曲线之间距离是相等的^[2]。根据齿顶曲线数据,求节曲线数据。节曲线的数据是由角位移的精度决定的。本文设置精度为 1°。经测量并反复计算^[3],行星齿轮齿顶高系数 $h_a^* = 1$,径向间隙系数 $c^* = 0.25$,模数 $m = 2$,得到非圆齿轮齿顶曲线与节曲线位置关系(图 1)。

2 建立非圆齿轮节曲线数学模型

首先,应用 Matlab 软件中曲线拟合工具箱对节曲线数据进行平滑处理,再选择若干种曲线逼近平滑处理后的节曲线。分别建立节曲线的数学模型,根据数据信息选择最优的一种。以上述行星轮为例,因为图 1 中节曲线可能存在多个异点或尖点,所以需要节曲线数据进行平滑处理。数据中包含角度 f 与半径 r 之间的对应关系。曲线拟合过程中分别用三次样条曲线、四次多项式曲线以及 Fourier 函数曲线(图 2)拟合逼近处理后的节曲线。工具箱拟

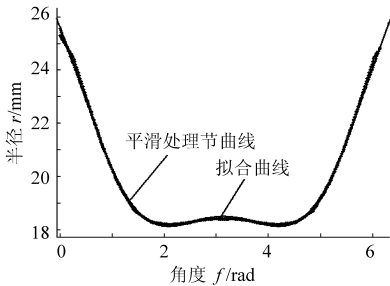


图 2 Fourier 函数

Fig. 2 Fourier function

合节曲线的过程中会产生数据信息。根据数据信息和精度指标 SSE、R-square、Adjusted、R-square、RMSE,选择 Fourier 函数表达式作为该非圆齿轮的节曲线模型,即

$$r_1 = a_0 + a_1 \cos(f_1 w) + b_1 \sin(f_1 w) + a_2 \cos(2f_1 w) + b_2 \sin(2f_1 w)$$

式中 r_1 ——非圆齿轮向径

f_1 ——非圆齿轮角位移

$a_0、a_1、a_2、b_1、b_2、w$ ——节曲线数学模型中的变量参数

节曲线数学模型中的变量参数,在产生的数据信息中显示具体数值。

3 求解非圆齿轮共轲齿轮

非圆齿轮共轲节曲线的数学模型为

$$r_2 = l_x - r_1$$
$$f_2 = \int_0^f \frac{r_1}{l_x - r_1} df_1$$

式中 r_2 ——共轲齿轮向径

f_2 ——共轲齿轮角位移

l_x ——优化后的中心距

共轲齿轮节曲线形状

如图 3 所示。

采用黄金分割优化方法对中心距进行优化。行星轮模数 m 、齿数 z 均已确定,则节曲线长度即为定值。以一对齿轮副中的节曲线长度相等为基本条件,假设行星轮为主动轮,第 2 中间轮则为从动轮。

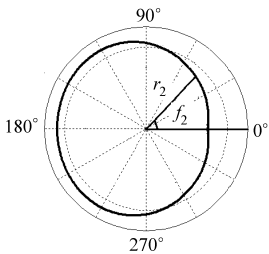


图 3 共轲节曲线
Fig. 3 Conjugate pitch-lines

主动轮旋转角位移为 f_1 ,从动轮旋转角位移为 f_2 。以测量的中心距值为初始值,当主动轮旋转一周后,从动轮旋转角度可能不闭合。通过调整中心距,以保证机构中设计齿轮副是可以循环啮合的闭合曲线。设置误差范围为 $\pm \xi$,当主动轮旋转一周后,通过从动轮的闭合程度判断中心距是否扩大或缩小。当 $|f_2 - 2\pi| < \xi$ 时,则可以认为从动轮闭合,主动轮、从动轮节曲线长度相等,于是完成了对中心距的优化。

同理,可求得分插机构中另一对齿轮副的形状及数据。

4 分插机构参数的检验及优化

秧爪轨迹、伤苗率与非圆齿轮节曲线的形状有密切关系。由于测量和计算误差,要对被测的非圆齿轮节曲线模型进行检验,检验的依据是非圆齿轮节曲线是否满足取秧角、插秧角和插秧轨迹的要求。

本文提出一种基于计算机人机对话的方法检验并优化非圆齿轮节曲线和分插机构的主要参数。

4.1 人机交互图形软件

人机交互优化方法是利用人和计算机结合^[4],

实现智能互补,以充分发挥人与计算机各自的优势,利用人定性认识的整体效应及计算机定量表达的逻辑推理能力,实现定性定量表达的有机结合,从而进行优化的一种方法。根据反求原理得到的分插机构齿轮节曲线数学模型,在 Matlab 上编写具有良好的人机对话功能的分析软件,可以方便地实现对非圆齿轮节曲线和分插机构结构参数进行检验和优化。

软件界面的右上角是优化变量的输入区域,中间是输出区域,右下角是运行操作区域。该软件输入参数(优化变量)包括行星齿轮节曲线的变量参数 $a_0、a_1、b_1、a_2、b_2、w$,太阳轮节曲线的变量参数 $m_0、m_1、n_1、m_2、n_2、w_1$,以及栽植臂初始安装角 ψ (文献[1]中初始位置时 $\angle OBD$),行星架初始安装角 θ (文献[1]中 φ_0),秧爪到栽植臂距离 L (文献[1]中 BD 长度),株距 a ,实际中心距 b 。输出参数包括取秧角 α 、推秧角 β 、轨迹高度 c 、太阳轮与第 1 中间轮优化后的中心距 d_1 、行星轮与第 2 中间轮优化后的中心距 d_2 。运行操作区域包括“太阳轮与第 1 中间轮节曲线”、“行星轮与第 2 中间轮节曲线”、“计算”、“清屏”、“结束”。它能够根据机构参数的变化实时地计算输出参数,并在图形显示窗口上显示秧爪尖轨迹(包括秧爪尖的静轨迹和动轨迹,取秧位置,插秧位置,以及这些轨迹与秧苗之间的相对位置)。

软件设计流程图如图 4 所示。其中 L 为节曲线周长, $i_{12}、i_{34}$ 为两对齿轮副传动比, k 为中心距扩大或缩小的步长, $k_1、k_2$ 为中间轮角位移的步长。步长越小,精度则越高。

4.2 检验及优化

检验非圆齿轮行星轮系分插机构参数的正确性是一项复杂的工作,因为涉及到非圆齿轮节曲线形状和秧爪运行的 $\alpha、\beta、c$ 以及栽植臂机械运动干涉等问题^[5]。如果在计算机人机对话的过程中发现 $\alpha、\beta$ 等关键指标不符合要求,说明基于测量和计算得到的非圆齿轮的节曲线形状和非圆齿轮行星轮系分插机构的结构参数不符合插秧的农艺要求^[4],就要调整非圆齿轮节曲线的形状或数学模型及 $\psi、\theta、L、a、b$ 等参数。如果实际中心距 b 与程序计算优化出的轴间距 $d_1、d_2$ 不相等,将节曲线向径同时放大或缩小,模数随着节曲线的变化而变化(非圆齿轮模数可以是非标准)。

可视化人机交互优化软件界面中设计了非圆齿轮行星轮节曲线主要参数的调整窗口,以及 $\psi、\theta、L、a、b$ 等栽植臂结构参数的调整窗口。这些参数的改变引起秧爪轨迹的变化以图形显示给设计者,设计

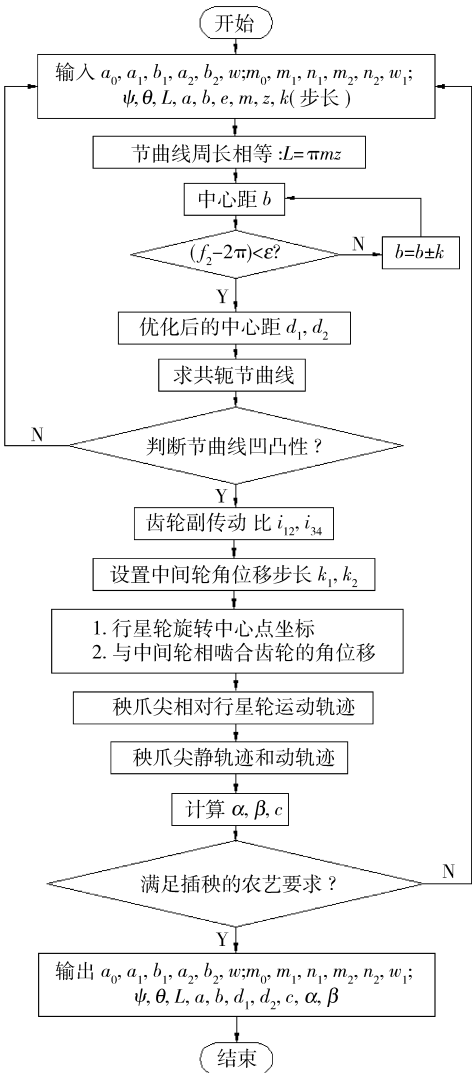


图 4 软件流程图

Fig. 4 Flow chart of software design

者根据农艺要求选择插秧轨迹最佳的结构参数。

图 5 是在测量非圆齿轮齿顶圆的基础上,利用曲线拟合的方法,得到 Fourier 函数节曲线,并借助可视化人机交互图形软件分析和优化后秧爪的相对运动轨迹和绝对运动轨迹。该分插机构参数为: $a_0 = 20.24、a_1 = 2.922、b_1 = -0.58、a_2 = 0.77、b_2 = -0.50、w = 0.95; m_0 = 19.98、m_1 = -2.73、n_1 = -0.53、n_2 = -1.50、m_2 = -0.69、w_1 = 1.03; \psi = 140^\circ; \theta = 34^\circ; L = 142 \text{ mm}; a = 200 \text{ mm}; b = 45 \text{ mm}; d_1 = 40.14 \text{ mm}; d_2 = 40.38 \text{ mm}; \alpha = 17.53^\circ; \beta = 61.11^\circ; c = 292.75 \text{ mm}$ 。从图中可以看出:秧爪的相对运动轨迹呈腰子形,绝对运动轨迹不会出现勾秧、推秧等现象,满足插秧的农艺要求。

该方法与以前的先设定一个典型非圆齿轮节曲线模型,再求解分插机构参数方法相比,容易找到合适的非圆齿轮节曲线,设计灵活;与一般的类比设计方法相比,设计精度高,并可以进行动态仿真模拟和优化。

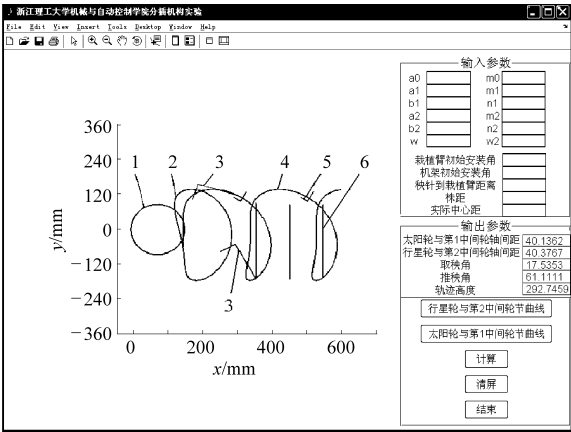


图 5 运动轨迹优化结果界面
Fig. 5 Results of optimization

- 1. 行星轮旋转中心静轨迹 2. 秧爪相对运动轨迹 3. 栽植臂
- 4. 秧爪绝对运动轨迹 5. 秧门 6. 秧苗

5 结论

(1) 通过测量工作性能较好的旋转式分插机构中非圆齿轮齿顶圆数据,利用反求工程的原理求解非圆齿轮节曲线和齿轮系中心距,可以对节曲线数据进行有效地平滑处理,缩小测绘和制造过程中的误差,优化齿轮中心距,保证了非圆齿轮传动精度。同时可以提出一种性能更好的非圆齿轮系满足插秧的要求。

(2) 人机交互图形软件对非圆齿轮组成的行星轮系分插机构的秧爪运动轨迹进行模拟,可以对基于测量和设计得到的非圆齿轮的节曲线形状和非圆齿轮行星轮系分插机构的结构参数进行检查,实现基于类比设计方法的旋转式分插机构求解、动态仿真、检验和优化的数字化设计全过程。

参 考 文 献

1 和丽, 许纪倩, 周娜, 等. 非圆齿轮行星轮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 for Agricultural Machinery, 2007, 38(12): 74 ~ 77. (in Chinese)

2 吴序堂, 王贵海. 非圆齿轮及非匀速比传动[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997: 336 ~ 338.

3 唐德威, 邓宗全, 于红英, 等. 非圆齿轮的测绘设计方法研究[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2005, 37(5): 581 ~ 583.
Tang Dewei, Deng Zongquan, Yu Hongying, et al. Study on mapping design method of non-circular gear [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2005, 37(5): 581 ~ 583. (in Chinese)

4 赵匀. 农业机械分析与综合[M]. 北京: 机械工业出版社, 2008: 317 ~ 318.

5 李革, 陈孝明, 俞高红, 等. 基于 VB 的旋转式分插机构运动干涉判别方法[J]. 农业机械学报, 2007, 38(11): 44 ~ 47.
Li Ge, Chen Xiaoming, Yu Gaohong, et al. Distinguishing method for motion interference of rotary transplanting mechanism [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(11): 44 ~ 47. (in Chinese)

6 赵匀, 黄巨明, 张国凤, 等. 变形椭圆齿轮分插机构运动分析与优化[J]. 农业机械学报, 2011, 42(4): 48 ~ 52.
Zhao Yun, Huang Juming, Zhang Guofeng, et al. Kinematic analysis and optimization of transplanting mechanism with deformable elliptic gears transmission[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(4): 48 ~ 52. (in Chinese)

7 赵匀, 赵雄, 张玮炜, 等. 水稻插秧机现代设计理论与方法[J]. 农业机械学报, 2011, 42(3): 65 ~ 68.
Zhao Yun, Zhao Xiong, Zhang Weiwei, et al. Modern design theory and method of rice transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(3): 65 ~ 68. (in Chinese)