

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.10.010

基于不等分模型的差动偏心齿轮系分插机构运动分析*

尹建军¹ 武传宇² Yang Simon X³ 刘 艳¹

(1. 江苏大学现代农业装备与技术教育部重点实验室, 镇江 212013; 2. 浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018; 3. 圭尔夫大学工程系, 加拿大圭尔夫 N1G 2W1)

【摘要】 针对等分模型存在模型假设引起的转角误差问题,提出了一种准确计算偏心渐开线齿轮转角关系的不等分模型及解法。该模型校正了等分模型下配对齿工作齿廓的交叉或分离,当基准齿工作齿廓坐标点数为5 000点时,啮合点搜索的坐标控制精度可达到0.001 mm,转角误差精度可达到0.001°。计算表明,转角误差随着齿轮偏心率的增大而变大,多级传动时转角误差被逐级放大。不等分模型解法可以求得偏心齿轮系分插机构齿轮盒和栽植臂准确的相对运动关系,从而得到秧爪取秧和推秧准确的位置与姿态。正、反侧从动齿轮输出转角在180°处不等于中心轮转角,使得正向侧和反向侧栽植臂的秧爪轨迹不重合,ADAMS 仿真结果验证了不等分模型求解的正确性。当偏心率为0.104 3时,两者的轨迹偏差不大于1.01 mm。

关键词: 偏心齿轮 分插机构 不等分模型 运动分析

中图分类号: S223.91 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2012)10-0053-07

Kinematic Analysis of Separating-transplanting Mechanism with Differential Eccentric Gear Train Based on Inequality Model

Yin Jianjun¹ Wu Chuanyu² Yang Simon X³ Liu Yan¹

(1. Key Laboratory of Modern Agricultural Equipment and Technology, Ministry of Education, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China
2. School of Mechanical Engineering and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China
3. School of Engineering, University of Guelph, Guelph N1G 2W1, Canada)

Abstract

An inequality model was proposed to correct the intersection and separation of working contours of matching teeth under equality model, which should not take place in real eccentric involute gear transmission. When 5 000 coordinate points of involutes working contours of benchmark tooth were determined to compute the inequality model, the coordinate control precision of searching meshing points can reach 0.001 mm and the angle error can reach 0.001°. Computation showed that the angle error will become bigger with the increment of gear eccentricity, and be exaggerated gradually when multistage eccentric involute gears drive. The inequality model may solve accurately relative motion relationship between gear box and planting arm, and its accurate position and posture can be obtained when seedling-claw takes seedlings from seedling box and pushes seedlings into soil. Angle values of driven gears round both sides of the center gear are not equal with driving gear angle at the 180°, which results in path misalignment of seedling-claws fixed on forward planting arm and backward planting arm. Simulation result of ADAMS software validated that the solutions of the inequality model were correct. The path error was less than 1.01 mm when gear eccentricity was 0.104 3.

Key words Eccentric gear, Separating-transplanting mechanism, Inequality model, Kinematic analysis

收稿日期: 2011-11-08 修回日期: 2012-01-13

* 江苏高校优势学科建设工程资助项目(苏财教(2011)8号)、江苏大学现代农业装备与技术省部共建实验室开放基金资助项目(NZ200608)和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: 尹建军,副教授,博士,主要从事现代农业机械集成设计和农业机器人技术研究,E-mail: Yinjianjun@ujs.edu.cn

引言

旋转式分插机构作为高速插秧机的核心部件,最早是在齿轮盒里用偏心齿轮驱动栽植臂运动,形成分秧、取秧、推秧和插秧所需的秧爪轨迹和姿态。以往对偏心齿轮系分插机构的研究采用由解析公式组成的等分模型,但该模型认为偏心齿轮的几何中心距与其两基圆的内公切线的交点相互平分两线段,这个假设导致齿轮转角关系存在误差^[1-3]。按照等分模型计算的转角关系进行轮齿的啮合传动校验,配对齿的工作齿廓会出现实际啮合不会发生的齿廓交叉或者分离现象。文献[4]通过参数化方程解析求解偏心齿轮转角关系,得到的计算公式和等分模型不同。文献[5]提出了偏心齿轮传动的微分模型,但推导模型时也假设偏心齿轮的几何中心距与其两基圆的内公切线的交点相互平分两线段。文献[6]分析了径向偏心率对现有传动模型引起的齿轮转角误差。文献[7]利用 ADAMS 对三插臂椭圆齿轮行星系分插机构进行了运动仿真分析,文献[8]讨论了偏心齿轮侧隙的精确计算方法及其应用。差动偏心齿轮系分插机构是对偏心齿轮传动深入研究后提出的新结构,在齿轮盒中围绕中心轮同相位配置 3 级偏心齿轮传动形成差动轮系,偏心齿轮的偏心率比日本的偏心齿轮行星系分插机构更小,改善了传动性能^[9]。

本文针对等分模型存在模型假设引起的转角误差问题,提出一种准确计算偏心渐开线齿轮转角关系的不等分模型,将其应用到差动偏心齿轮系分插机构的运动分析中。

1 不等分模型及其解法

1.1 不等分模型

两个相同的标准渐开线圆齿轮,同相位偏心安装在各自轴心 O_1 和 O_2 处,轴心距为 a ,偏心距 $e = l_{O_1C_1} = l_{O_2C_2}$ 。在初始位置,两个齿轮的几何中心 C_1 和 C_2 均偏于轴心的水平左侧,且两轮配对齿(图示标记为 0 和 9)啮合于其工作齿廓与内公切线 N_1N_2 的交点 K_1 ,如图 1a 所示。以主动齿轮 1 回转中心 O_1 为坐标原点,建立固定坐标系 XO_1Y ,如图 1b 所示。当主动齿轮 1 转过 φ_1 角,从动齿轮 2 转过 φ_2 角, φ_1 以 X 轴负向为始边顺时针转到 O_1C_1 度量(负值), φ_2 以 O_2A_2 为始边逆时针转到 O_2C_2 度量(正值), A_2 点是被动齿轮 2 初始啮合时配对齿的齿形坐标开始点与被动轮轴心连线交于基圆上的交点。

按照等分模型,配对齿的工作齿廓会出现齿廓交叉或者分离^[1]。令 φ_2 的初值为等分模型的解 $\tilde{\varphi}_2$ 为

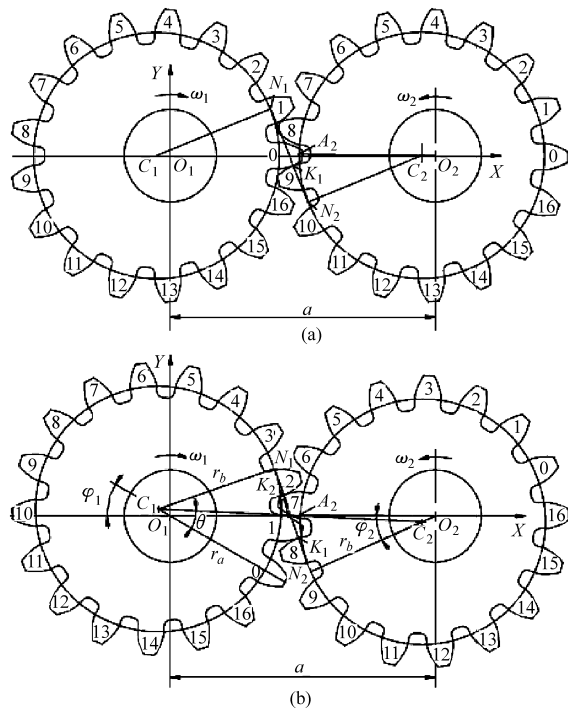


图 1 偏心渐开线齿轮传动的啮合图

Fig. 1 Mesh drawing of an eccentric involute gear transmission

(a) 齿轮装配形式及初始安装位置

(b) 齿轮转过一定角度的啮合状态

$$\tilde{\varphi}_2 = 2 \arctan \left(\frac{\sin \varphi_1}{\varepsilon + \cos \varphi_1} \right) \quad (1)$$

其中

$$\varepsilon = 2e/a$$

式中 ε ——齿轮偏心率

若主动齿轮 1 转过 φ_1 后被固定,以角度增量 $\Delta\varphi$ 微小转动被动齿轮 2,不断获取变化的切点坐标,使内公切线 N_1N_2 与两轮配对齿的齿形工作齿廓的交点 K_1 与 K'_1 或 K_2 与 K'_2 重合,或 K_1 与 K'_1 、 K_2 与 K'_2 同时重合,即可得到被动齿轮的实际转角 φ_2 。这样,被动齿轮转角 φ_2 可表示为

$$\varphi_2 = \tilde{\varphi}_2 \pm \Delta\varphi_{12} \quad (2)$$

式(2)就是偏心渐开线齿轮传动的不等分模型,需要通过数值方法迭代求解。 $\Delta\varphi_{12}$ 前的“ $\pm$ ”号表示被动齿轮 2 相对初解 $\tilde{\varphi}_2$ 时而顺着轮 2 转向转动(正转),时而逆着轮 2 转向转动(反转),正转时取“ $+$ ”号,反转时取“ $-$ ”号。

1.2 数值解法

根据上述模型,被动齿轮实际转角 φ_2 的数值求解步骤为:①设齿轮模数为 m ,齿数为 z ,计算渐开线齿轮的标准齿形^[10],基准齿标记为 0(图 1a)。②由主动齿轮几何中心角 θ 确定其任意旋转角度下相对基准齿转过的齿,判断哪两对齿或一对齿的工作齿廓处于内公切线 N_1N_2 上。③获得固定坐标系 XO_1Y 下两基圆内公切线及其切点。④在初解 $\tilde{\varphi}_2$ 下求两

基圆内公切线 N_1N_2 与主动齿轮 1 和被动齿轮 2 配对齿工作齿廓的交点 $K_1(K_2)$ 和 $K'_1(K'_2)$ 。⑤以 φ_1 和 φ'_2 确定的齿轮状态为搜索初始位置, 固定主动齿轮 1, 按照主动齿轮和被动齿轮交点所在齿的标号之和等于 $\text{round}(z/2)$ 或者 $z + \text{round}(z/2)$ 的配对规则, 确定交点 $K_1(K_2)$ 和 $K'_1(K'_2)$ 为配对点。判断被动齿轮 2 将以微小角度间隔 γ 是顺着轮 2 正转还是逆着轮 2 反转, 再计算前对齿配对点的距离 $d(i) = l_{K_1K'_1}$, 若该距离小于给定的距离 d_0 , 则更新配对点。 round 为取整函数。终止条件按照被动齿轮 2 是正转还是反转设定为: 前对齿交点的纵坐标之差 $\Delta Y_{K_1}(0) = Y_{K_1} - Y_{K'_1}$, 若 $\Delta Y_{K_1}(0) > 0$, 当 $0 < \Delta Y_{K_1}(n) \leq d_0$ 且 $d(n) \leq d_0$ 时认为 K_1 和 K'_1 足够接近, 则终止搜索。此时, $\Delta\varphi(n) = -n\gamma$ 。若 $\Delta Y_{K_1}(0) < 0$, 当 $0.0001 < \Delta Y_{K_1}(n) \leq d_0$ 且 $d(n) \leq d_0$ 时也认为 K_1 和 K'_1 足够接近, 同样终止搜索。此时, $\Delta\varphi(n) = n\gamma$, n 为微小转动轮 2 的次数。终止迭代后, 判断后对齿配对点是否满足啮合点搜索的终止条件, 若满足则为双齿啮合, 否则为单齿啮合, 如图 2 和图 3 所示。

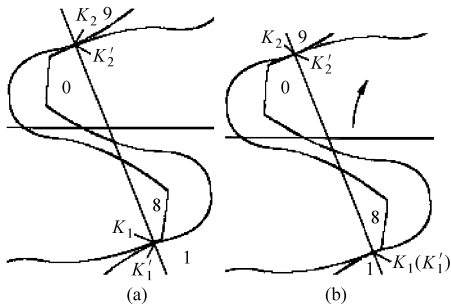


图 2 齿廓分离时反转形成的单齿啮合

Fig. 2 Single tooth meshes by reversing driven gear when original tooth profile is separated

(a) 等分模型下齿廓分离 (b) 不等分模型得到的单齿啮合

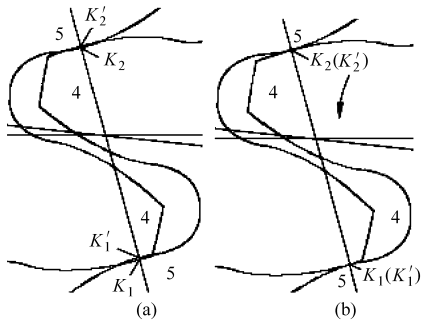


图 3 齿廓交叉时正转形成的双齿啮合

Fig. 3 Double teeth mesh by rotating forward the driven gear when original tooth profile is intercrossed

(a) 等分模型下齿廓交叉 (b) 不等分模型得到的双齿啮合

1.3 计算结果

在 Matlab 下编程计算, 当基准齿的渐开线工作齿廓坐标点数为 5 000 点时, 距离控制值 d_0 可设定为小于等于 0.01 mm, 啮合点搜索的坐标控制精度

可达到 0.001 mm, 转角误差精度可达到 0.001°。图 2 和图 3 为轴心距 34.3 mm, 偏心率 0.104 3 时的计算结果, 其中图 2a 和图 3a 为等分模型转角关系下的齿轮传动状态, 工作齿廓存在交叉或分离现象, 不符合传动的实际情况。图 2b 和图 3b 为不等分模型转角关系下的齿轮传动状态, 校正了等分模型下配对齿工作齿廓的交叉或分离, 得到了单、双齿啮合的实际状态。

当轴心距 a 为 34.3 mm、偏心率 ε 不同时, 被动齿轮转角误差 $\Delta\varphi_{12}$ 随主动齿轮转角的变化曲线如图 4 所示。

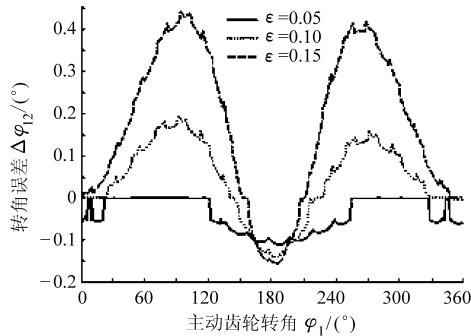


图 4 不同偏心率 ε 下转角误差 $\Delta\varphi_{12}$ 随主动齿轮转角 φ_1 的变化曲线

Fig. 4 Variation curves of angle error $\Delta\varphi_{12}$ of driven gear with rotating angle φ_1 of driving gear when eccentricity ε is different

转角误差 $\Delta\varphi_{12}$ 的幅值随着偏心率的增大而变大, 齿轮转动的前半周和后半周 $\Delta\varphi_{12}$ 近似关于 180° 位置对称。随着偏心率的增大, $\Delta\varphi_{12}$ 由负值变为有正、有负。转角误差产生的原因是, 偏心齿轮的几何中心距与其两基圆的内公切线的交点并不总是相互平分两线段, 计算表明两线段的比值随着主动轮转角从 0.999 695 到 1.000 347 变化。

2 差动偏心齿轮系转角关系

2.1 定轴偏心齿轮系转角关系

将一对定轴偏心齿轮的不等分模型解法扩展到定轴轮系, 以图 5 所示的围绕主动中心轮 1 两侧各有 3 级偏心齿轮传动为例, 计算该定轴偏心齿轮系的转角关系。

轮系中各齿轮同相位安装, 轴心距 a 为 34.3 mm, 偏心率 ε 为 0.104 3, 主动中心轮 1 顺时针转动。根据等分模型, 正向侧第 2 级和第 3 级齿轮传动的计算公式为

$$\tilde{\varphi}_3 = 2\arctan\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon + 1}\tan\frac{\tilde{\varphi}_2}{2}\right) \quad (3)$$

$$\tilde{\varphi}_4 = 2\arctan\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon + 1}\tan\frac{\tilde{\varphi}_3}{2}\right) \quad (4)$$

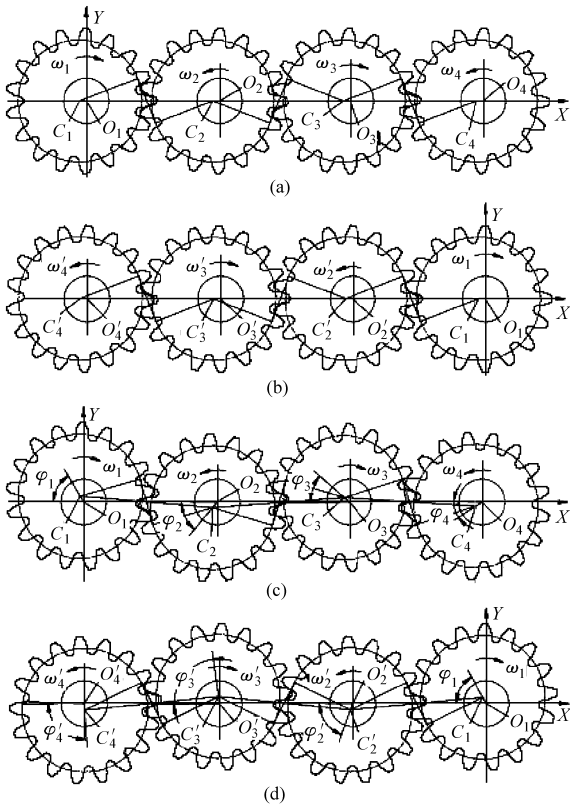


图 5 定轴偏心齿轮系传动

Fig. 5 Deadaxle eccentric gear transmission

(a) 正向侧齿轮的初始安装状态 (b) 反向侧齿轮的初始安装状态 (c) 中心轮转过 60° 时正向侧齿轮的啮合状态 (d) 中心轮转过 60° 时反向侧齿轮的啮合状态

按照不等分模型解法,在初始位置中心轮 1 的基准齿齿顶中点位于 X 轴上,正向侧齿轮 2、3 和 4 的安装角度分别为 -0.367° 、 0.651° 和 -0.911° ,反向侧齿轮 2'、3' 和 4' 的初始安装角度分别为 -0.435° 、 0.970° 和 -1.628° ,各级齿轮的配对齿均形成啮合,如图 5a 和 5b 所示。以初始位置各级齿轮的啮合状态为基准位置,当中心轮 1 顺时针转过任意角度后,各级齿轮的配对齿再次形成啮合,图 5c 和 5d 为中心轮顺时针转过 60° 时的齿轮啮合状态。

正向侧齿轮 3 和 4 的转角 φ_3 和 φ_4 可表示为

$$\varphi_3 = \tilde{\varphi}_3 \pm \Delta\varphi_{23} \tag{5}$$

$$\varphi_4 = \tilde{\varphi}_4 \pm \Delta\varphi_{34} \tag{6}$$

对于等分模型,反向侧各级齿轮转角与正向侧各级齿轮转角相位相差 180° ,可获得反向侧齿轮 2'、3' 和 4' 的转角 $\tilde{\varphi}'_2$ 、 $\tilde{\varphi}'_3$ 和 $\tilde{\varphi}'_4$,则有

$$\varphi'_2 = \tilde{\varphi}'_2 \pm \Delta\varphi'_{12} \tag{7}$$

$$\varphi'_3 = \tilde{\varphi}'_3 \pm \Delta\varphi'_{23} \tag{8}$$

$$\varphi'_4 = \tilde{\varphi}'_4 \pm \Delta\varphi'_{34} \tag{9}$$

根据式(1)~(9),不等分模型下正、反侧各级

齿轮传动转角关系如图 6 所示,转角误差曲线如图 7 所示。

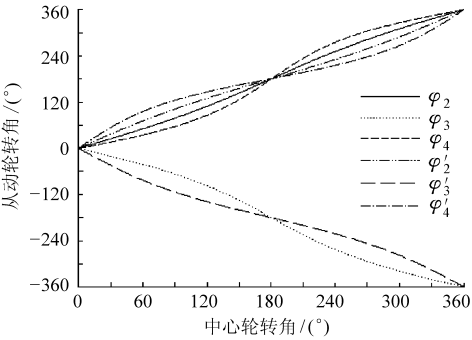


图 6 正、反侧各级齿轮的转角曲线

Fig. 6 Angle curves of multilevel gears round both sides of center gear

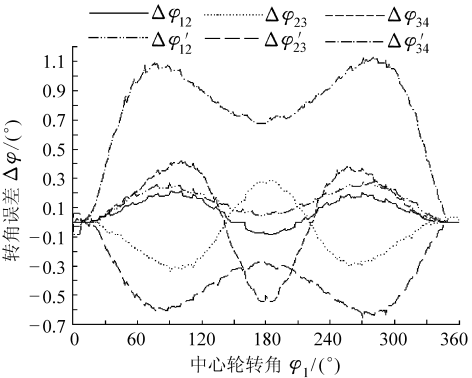


图 7 正、反侧各级传动的转角误差曲线

Fig. 7 Angle error curves of multilevel gears round both sides of center gear

等分模型下各级齿轮在主动轮转角 180° 时被动轮转角也等于 180° 。但由图 7 可知,各级齿轮在中心轮转角 180° 时存在或正或负的转角误差,主动轮和被动轮转角不相等,多级偏心齿轮传动的转角误差被逐级放大。由图 6 可知,当中心轮转角越过 180° 后的某个位置,正向侧齿轮转角曲线与反向侧齿轮转角曲线产生交点,对应的中心轮转角各不同,正、反侧同级齿轮转角关系对交点不具有对称性。反向侧各级齿轮的初始状态不是正向侧齿轮在中心轮转过 180° 后的状态。

2.2 差动偏心齿轮系的转角关系

将 2.1 节中的偏心定轴轮系置于齿轮盒(行星架)中,中心轮 1 以齿轮盒 2 倍的转速同向旋转,即 $\omega_1 = 2\omega_H$,则形成自由度为 2 的差动偏心齿轮系。由于齿轮各轴线平行,根据相对运动原理,若给整个轮系加上一个公共角速度 $-\omega_H$,则齿轮盒视作不动,有

$$\varphi_1^H = \varphi_1 - \varphi_H = \varphi_H$$

该差动轮系可转换为 2.1 节所述的定轴轮系,各级齿轮的相对转角 φ_2^H 、 φ_3^H 、 φ_4^H 、 $\varphi_2'^H$ 、 $\varphi_3'^H$ 和 $\varphi_4'^H$ 可按式(2)、(5)~(9)求得。此时,差动偏心齿轮系各

级齿轮的绝对转角为

$$\overline{\varphi}_i = \varphi_i^H + \varphi_H \quad (i = 2, 3, 4) \quad (10)$$

$$\overline{\varphi}'_i = \varphi'^H_i + \varphi_H \quad (i = 2, 3, 4) \quad (11)$$

根据式(10)和(11),差动偏心齿轮系正、反侧行星轮 4 和 4' 的绝对转角如图 8 所示。和等分模型的绝对转角关系不同,不等分模型下正、反侧行星轮的绝对转角在前半周和后半周对 180° 转角处不呈现中心对称关系。

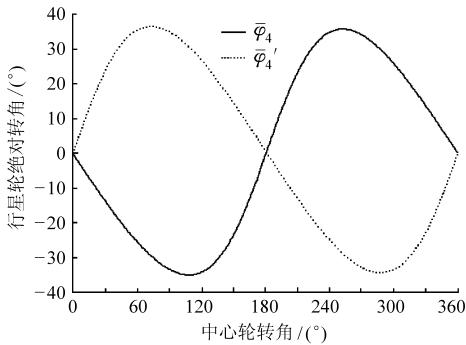


图 8 差动轮系正、反侧行星轮的绝对转角曲线

Fig. 8 Absolute angle curves of two planetary gears in differential gears train

3 差动偏心齿轮系分插机构的运动分析

3.1 差动偏心齿轮系分插机构的轨迹分析

该分插机构可视为两杆机械手,齿轮盒内正、反侧行星轮分别驱动正、反侧栽植臂,栽植臂中附加由摆动凸轮机构和正弦机构串联组成的推秧机构,如图 9 所示。固定坐标系 XO_1Y 建立在中心轮轴心,正向侧秧爪尖 P 点的位置坐标方程为

$$\begin{cases} X_P = 3a\cos(\varphi_{10} + \varphi_H) + L_2\cos(\varphi_{10} + \varphi_{20} + \overline{\varphi}_4) \\ Y_P = 3a\sin(\varphi_{10} + \varphi_H) + L_2\sin(\varphi_{10} + \varphi_{20} + \overline{\varphi}_4) \end{cases} \quad (12)$$

其中, φ_{10} 为齿轮盒轴心连线相对于 X 轴正向的初始安装角度,逆时针为正,取为 0°; φ_{20} 为栽植臂上行星轮轴心到秧爪尖连线相对于齿轮盒轴心连线的安装角度,以行星架轴心连线为始边,逆时针为正,取为 0°。 L_2 为行星轮 4 轴心到秧爪尖的距离,设定 140 mm。

同样,反向侧秧爪尖 P' 点的位置坐标方程为

$$\begin{cases} X_{P'} = 3a\cos(\varphi_{10} + \varphi_H + \pi) + L_2\cos(\varphi_{10} + \varphi_{20} + \overline{\varphi}'_4) \\ Y_{P'} = 3a\sin(\varphi_{10} + \varphi_H + \pi) + L_2\sin(\varphi_{10} + \varphi_{20} + \overline{\varphi}'_4) \end{cases} \quad (13)$$

根据式(12)和(13)得到不等分模型下正反侧秧爪尖相对于秧箱秧门的轨迹(图 9)。

图 9a 给出的是差动偏心齿轮系分插机构在齿轮盒顺时针旋转 92°,正向栽植臂的推秧凸轮即将开始推秧的位置。由于不等分模型下正、反侧行星轮的绝对转角在 180° 的前半周和后半周不具有反

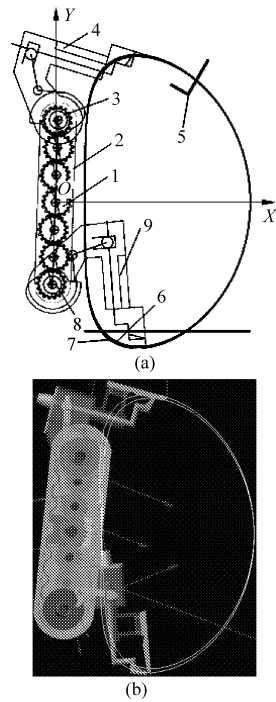


图 9 差动偏心齿轮系分插机构及其相对运动轨迹

Fig. 9 Separating-transplanting mechanism with differential eccentric gear trains and its relative motion paths

(a) Matlab 数值计算结果 (b) ADAMS 仿真验证结果

1. 中心轮 2. 齿轮盒 3. 反向侧行星轮 4. 反向侧栽植臂
5. 秧箱秧门 6. 反向侧秧爪尖轨迹 7. 正向侧秧爪尖轨迹
8. 正向侧行星轮 9. 正向侧栽植臂

对称性,使得正向侧秧爪尖的轨迹和反向侧秧爪尖的轨迹不重合。利用 ADAMS 软件将各齿轮的啮合设置为接触副,仿真得到的结果如图 9b 所示,两者的结果非常接近。在轨迹最高点和最低点附近轨迹偏差较大,最大偏差值为 1.01 mm。

由于等分模型下行星轮的绝对转角存在转角误差,而 L_2 较长,小的行星轮转角误差引起大的轨迹位置变化,从而导致秧爪在取秧位置和推秧机构在推秧位置存在偏差。

设计中,秧箱秧门的位置是根据相对运动轨迹确定的。若按照等分模型下的轨迹确定秧门位置,当齿轮盒转角为 289° ~ 299° 时,正向侧栽植臂的秧爪从秧门进入到取秧结束。此时, $\Delta\varphi_{34}$ 为 0.248° ~ 0.203°,等分模型确定的秧爪位置偏离实际位置的超前量变化为 0.606 ~ 0.496 mm。当齿轮盒转角为 109° ~ 119° 时,反向侧栽植臂的秧爪从秧门进入到取秧结束。此时, $\Delta\varphi'_{34}$ 为 0.959° ~ 0.903°,等分模型确定的秧爪位置偏离实际位置的超前量变化为 2.343 ~ 2.206 mm。尽管存在取秧位置偏差,但移箱机构连续移动秧箱供秧,秧爪总能取到秧苗。此外,由于取秧段轨迹误差很小,对取秧量影响甚微。

设计中,推秧位置一般取为最低点位置前 5° 开

始到最低点结束推秧,从而保证插深为预设值。若按照等分模型下的轨迹确定推秧位置,当齿轮盒转角为 $92^{\circ} \sim 97^{\circ}$ 时,正向侧栽植臂的秧爪进入泥土开始推秧到结束推秧。此时, $\Delta\varphi_{34}$ 变化为 $0.393^{\circ} \sim 0.404^{\circ}$,等分模型确定的秧爪位置偏离实际位置的超前量变化为 $0.965 \sim 0.987$ mm。当齿轮盒转角为 $272^{\circ} \sim 277^{\circ}$ 时,反向侧栽植臂的秧爪开始推秧到结束推秧。此时, $\Delta\varphi'_{34}$ 变化为 $1.035^{\circ} \sim 1.037^{\circ}$,等分模型确定的秧爪位置偏离实际位置的超前量变化为 $2.529 \sim 2.534$ mm。正、反侧秧爪的插秧深度均小于预设值,反向侧秧爪轨迹插深最浅,因此设计时应以反向侧秧爪轨迹为准进行推秧位置的确定,由此决定中心轮轴相对地面的安装高度和插深调节机构的挡位设置。由于等分模型和不等分模型确定轨迹最低点对应的齿轮盒转角相同,所以推秧位置确定的推秧凸轮相对齿轮盒的安装相位不变。

3.2 栽植臂上秧爪的姿态分析

取秧角和推秧角是衡量分插机构的分秧性能和插秧直立度的重要指标。在此,取秧角定义为在取秧段秧爪与秧苗方向的夹角,推秧角定义为推秧段秧爪与垂直方向的夹角。这样,取秧角越小,秧爪将顺着秧苗方向进入秧片,减小秧爪对秧苗的损伤,分秧性能越好。推秧角越小,表明秧爪夹持的秧苗越接近 90° ,直立度越好。

由于正、反侧行星轮分别驱动正、反侧栽植臂转动,在取秧段正、反侧行星轮的转角误差就是取秧角

的误差,在推秧段正、反侧行星轮的转角误差就是推秧角的误差,如 3.1 节所述。可见,用等分模型下的行星轮转角确定秧爪姿态,对分秧性能和直立度评价是不准确的。当秧箱倾角调整为 60° 时,按照不等分模型的行星轮转角输出,在取秧段取秧角变化为 $3.6309^{\circ} \sim 0.3621^{\circ}$,在推秧段推秧角变化为 $1.1078^{\circ} \sim -0.3712^{\circ}$,表明机构参数选择合适。

4 结 论

(1)不等分模型校正了等分模型下配对齿工作齿廓的交叉或分离,当基准齿工作齿廓坐标点数为 5 000 点时,啮合点搜索的坐标控制精度可达到 0.001 mm,转角误差精度可达到 0.001° ,计算方法可以得到非常精确的偏心齿轮转角关系。

(2)等分模型的转角误差随着齿轮偏心率的增大而变大,多级偏心齿轮传动的转角误差被逐级放大。定轴偏心齿轮系围绕中心轮两侧的各级齿轮输出转角在 180° 转角处不等于中心轮转角,正、反侧行星轮的绝对转角在前半周和后半周对 180° 转角处不呈现中心对称关系。

(3)将不等分模型解法应用于差动偏心齿轮系分插机构中,可以得到准确的齿轮盒和栽植臂相对运动关系,能准确描述秧爪取秧和推秧时的位置与姿态。差动偏心齿轮系分插机构正、反侧栽植臂秧爪轨迹不重合,当偏心率为 0.104 3 时,两者的轨迹偏差不大于 1.01 mm。

参 考 文 献

- 1 应义斌,赵匀. 偏心齿轮行星系水稻分插机构的分析研究[J]. 农业工程学报,1997,13(2): 130~134.
Ying Yibin, Zhao Yun. Analysis and study of transplanting mechanism with planetary eccentric gears [J]. Transactions of the CSAE, 1997, 13(2): 130~134. (in Chinese)
- 2 Zhao Yun, Sun Liang, Yu Gaohong. Properties and applications of the eccentric-gear drive [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering: English Edition, 2011, 24(2): 323~332.
- 3 俞高红,张玮炜,孙良,等. 偏心齿轮-非圆齿轮行星轮系在后插旋转式分插机构中的应用[J]. 农业工程学报,2011, 27(4): 100~105.
Yu Gaohong, Zhang Weiwei, Sun Liang, et al. Application of planetary gear train with eccentric gears and non-circular gear in backward rotary transplanting mechanism [J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(4): 100~105. (in Chinese)
- 4 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.
- 5 韩继光,王贵成. 偏心渐开线齿轮传动的微分模型[J]. 机械工程学报,2005,41(2): 61~64.
Han Jiguang, Wang Guicheng. Differential model of eccentric involutes gears transmission [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(2): 61~64. (in Chinese)
- 6 Syuhei Kurokawa, Ariura Yasutsune, Nakanishi Takuya. Transmission error analysis of involute cylindrical gears with consideration of gear eccentricity [J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers: Part C, 2007, 73(8): 2367~2374.
- 7 季顺中,李双,陈树人,等. 基于 ADAMS 的高速插秧机三插臂分插机构运动仿真[J]. 农业机械学报,2010,41(增刊): 82~85.
Ji Shunzhong, Li Shuang, Chen Shuren, et al. Simulation of three separating planting bars of high-performance rice

- transplanter based on ADAMS[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(Supp.): 82 ~ 85. (in Chinese)
- 8 李玉龙, 孙付春. 齿轮泵困油的分析模型及侧隙计算[J]. 排灌机械工程学报, 2011, 29(2): 118 ~ 122.
Li Yulong, Sun Fuchun. Analysis model on trapped oil and backlash calculation in external gear pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 29(2): 118 ~ 122. (in Chinese)
- 9 尹建军, 李耀明, 李双, 等. 差动偏心齿轮系分插机构: 中国, 201010272362.8[P]. 2011-01-05.
Yin Jianjun, Li Yaoming, Li Shuang, et al. Separating-transplanting mechanism with differential eccentric gear train: China, 201010272362.8 [P]. 2011-01-05. (in Chinese)
- 10 张志强, 贺静, 唐勇, 等. 任意转角位置的渐开线齿轮齿廓参数方程的研究[J]. 机械传动, 2005, 29(2): 10 ~ 13.
Zhang Zhiqiang, He Jing, Tang Yong, et al. Research on parameter equation of involute tooth profile on any angular position [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2005, 29(2): 10 ~ 13. (in Chinese)
- 11 赵匀, 高林弟, 陈建能, 等. 变形偏心非圆齿轮行星系分插机构设计和参数优化[J]. 农业机械学报, 2011, 42(12): 74 ~ 77.
Zhao Yun, Gao Lindi, Chen Jianneng, et al. Design and parameters optimization of deformed eccentric non-circular gears transplanting mechanism [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(12): 74 ~ 77. (in Chinese)
- 12 张生昌, 王宗槐, 邓鸿英, 等. 基于 ANSYS 的偏心蠕动式转子泵转子强度分析[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(2): 132 ~ 135.
Zhang Shengchang, Wang Zonghuai, Deng Hongying, et al. Rotor's intensity analysis of eccentric and squirmy rotor pump based on ANSYS[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(2): 132 ~ 135. (in Chinese)
-

(上接第 65 页)

- 8 冯金龙, 王金武, 李玉清, 等. 穴施液体施肥装置施肥机理的试验研究[J]. 黑龙江八一农垦大学学报, 2008, 20(6): 44 ~ 47.
Feng Jinlong, Wang Jinwu, Li Yuqing, et al. The experimental study on the mechanism of liquid fertilizing unit [J]. Journal of Heilongjiang August First Land Reclamation University, 2008, 20(6): 44 ~ 47. (in Chinese)
- 9 刘亚华, 王金武, 王金峰, 等. 基于 Pro/E 及 ADAMS 液态施肥机扎穴机构的设计与仿真[J]. 东北农业大学学报, 2010, 41(2): 134 ~ 137.
Liu Yahua, Wang Jinwu, Wang Jinfeng, et al. Design and dynamic simulation of liquid fertilizer applicator pricking hole mechanism based on Pro/E and ADAMS [J]. Journal of Northeast Agricultural University, 2010, 41(2): 134 ~ 137. (in Chinese)
- 10 Morris D K, Ess D R, Hawkins S E, et al. Development of a site-specific application system for liquid animal manures[J]. Applied Engineering in Agriculture, 1999, 15(6): 633 ~ 638.
- 11 Camp C R, Sadler E J, Evans D E, et al. Variable-rate, digitally controlled metering device[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2000, 16(1): 39 ~ 44.
- 12 Schrock M D, Oard D L. Pulse-width modulation metering system for ammonia fertilizer[C]// ASAE Paper 0121126, 1998.
- 13 徐中儒. 回归分析与试验设计[M]. 北京: 中国农业出版社, 1998.
- 14 鲍培德, 谢俊, 马履中, 等. 泵站用行星齿轮变速传动装置的设计[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(3): 238 ~ 241.
Bao Peide, Xie Jun, Ma Lüzhong, et al. Design on planetary gear transmission device for pumping stations[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(3): 238 ~ 241. (in Chinese)