

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.10.009

# 步行式插秧机共轭凸轮推秧装置动力学分析与试验\*

王英 陈建能 周丽莎 李鹏鹏 张国凤

(浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018)

**【摘要】** 为深入研究步行式插秧机共轭凸轮推秧装置的动力学特性,建立了共轭凸轮推秧装置的动力学模型,采用由 Visual Basic 6.0 编写的动力学辅助分析软件进行动力学分析,建立了三维模型并加以虚拟仿真。通过理论计算和仿真结果对比,其吻合程度高,表明动力学分析模型是可靠的,可为动力学优化提供数学模型以及后续强度计算和结构设计提供依据。通过与传统的推秧装置比较,配置共轭凸轮推秧装置的步行式插秧机分插机构支座处具有较小的力、力的波动和噪声,表明共轭凸轮推秧装置具有较好的动力学特性。

**关键词:** 步行式插秧机 动力学分析 共轭凸轮 推秧装置 噪声

**中图分类号:** S223.9 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)10-0047-06

## Dynamic Analysis and Experiment of Conjugate Cam Seedling-pushing Device Applied on Walking-type Rice Transplanter

Wang Ying Chen Jianneng Zhou Lisha Li Pengpeng Zhang Guofeng

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

### Abstract

For further studies on the dynamic characteristics of the conjugate cam seedling-pushing device applied on walking-type rice transplanter, the dynamic model of this device was established. And then, the dynamic analysis was carried out by using the auxiliary analysis software which was compiled based on Visual Basic 6.0. Finally, the 3-D analysis model was established and its corresponding virtual test was conducted. The result of theoretical calculation coincided very well with that of the simulation test, which proved that the dynamic analysis model was reliable. Besides, it can provide the mathematical model for dynamic optimization and also the basis for subsequent strength calculation and structural design. Compared with the traditional seedling-pushing device, the support position of this new device had smaller force, noise and fluctuation of the force, which can indicate that this novel conjugate cam seedling-pushing device had good dynamic characteristics.

**Key words** Walking-type rice transplanter, Dynamic analysis, Conjugate cam, Seedling-pushing device, Noise

### 引言

为了将秧针取下的秧苗推入水田中,步行式插秧机上都有一套推秧装置。目前市场上步行式插秧机上推秧装置基本一致:由平面凸轮、拨叉、推秧杆和推秧弹簧组成,作业时推秧杆相对于栽植臂作间

歇性的往复直线运动,完成推秧动作。该推秧装置简单,但是当作业速度变化较大时会出现推秧结束时间提前或滞后。同时弹簧长时间工作后会产生弹簧松弛,造成推秧力不足、影响推秧效果,严重时造成秧苗回带,出现漏插。

为了克服传统步行式插秧机推秧装置存在的问

收稿日期:2011-11-02 修回日期:2011-12-08

\*浙江省自然科学基金资助项目(Y1110100)、浙江理工大学研究生创新基金资助项目(YCX-S11011)和浙江省新苗计划资助项目

作者简介:王英,博士生,主要从事机构分析、设计和优化研究,E-mail:wangyinghangzhou@163.com

通讯作者:陈建能,教授,博士生导师,主要从事现代农业装备与技术研究,E-mail:jiannengchen@zstu.edu.cn

题,提出了一种基于共轭凸轮的推秧装置,该推秧装置取消了弹簧,由共轭凸轮实现推秧杆的推出和缩回,保证推秧结束时间准确。前期已对其运动学特性进行分析<sup>[1]</sup>,为深入研究其动力学特性,本文通过直接利用椭圆齿轮行星系分插机构动力学模型<sup>[2]</sup>,推导安装有共轭凸轮推秧装置的步行式插秧机分插机构动力学模型,并基于 Visual Basic 6.0 编写动力学辅助分析软件。然后通过建立三维分析模型并加以虚拟样机仿真,验证动力学模型的正确性。最后通过噪声试验对该推秧装置进行性能分析。

## 1 共轭凸轮推秧装置

共轭凸轮推秧装置由共轭凸轮(相对行星架固定不动)、拨叉和推秧杆组成,如图1所示。作业时拨叉在共轭凸轮的作用下,绕拨叉轴旋转并带动推秧杆相对于栽植臂作间歇的往复直线运动,完成推秧动作<sup>[3]</sup>。

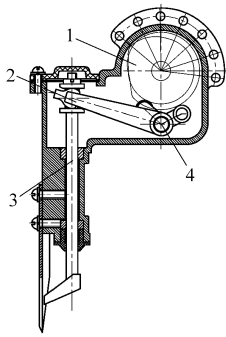


图1 共轭凸轮推秧装置

Fig. 1 Sketch of conjugate cam seedling-pushing device

1. 共轭凸轮 2. 拨叉 3. 推秧杆 4. 拨叉轴

## 2 共轭凸轮推秧装置动力学模型的建立

步行式插秧机椭圆齿轮行星系分插机构中推秧装置的工作循环如图2所示<sup>[4]</sup>。取秧结束后,当共轭凸轮相对拨叉转到推秧位置时开始推秧,拨叉在共轭凸轮的作用下绕拨叉轴旋转将推秧杆推出,推秧杆将秧爪上的秧块推出。推秧结束后,进入空运

转过程的回程阶段,拨叉在共轭凸轮的作用下回转并将推秧杆缩回。当拨叉回到最高端时,进入了共轭凸轮的圆弧段,拨叉相对静止。整个循环拨叉对共轭凸轮形成交变的阻力矩。为方便分析,将动力学分析的相关参数(符号)列于表1(表中的已知变量由运动学分析得到)。

表1 分析符号说明

Tab. 1 Specification of related symbols

符号	含义	备注
$\theta$	在推秧过程中拨叉的相对角位移	已知变量
$f$	摩擦因数	已知常量
$\alpha$	动坐标与静坐标的夹角	
$x'_{BC}, y'_{BC}$	拨叉质心 $C$ 的相对坐标	已知变量
$F_4$	推秧杆对拨叉的作用力	
$F_5$	滑道对推秧杆阻力	已知常量
$F_8$	土壤对推秧杆阻力,由实测得到	
$F_{Ex'}$	拨叉旋转中心 $E$ 点在动坐标系 $x'$ 方向的作用力	
$F_{Ey'}$	拨叉旋转中心 $E$ 点在动坐标系 $y'$ 方向的作用力	
$J_E$	拨叉绕 $E$ 点的转动惯量	已知常量
$x_B, y_B$	$B$ 点绝对坐标	已知变量
$\phi_1$	摆杆1角位移	已知变量
$\phi_{01}$	摆杆1初始位置角	已知常量
$\phi_2$	摆杆2角位移	已知变量
$\phi_{02}$	摆杆2初始位置角	已知常量
$l_1$	摆杆1杆长	已知常量
$l_2$	摆杆2杆长	已知常量
$a$	椭圆长半轴	已知常量
$\delta_0$	行星架夹角	已知常量
$\alpha_0$	行星架初始安装轴线与行星轮轴心和推秧杆末端连线的夹角(为锐角)	已知常量
$m$	拨叉长度与摆杆1长度之比	已知常量
$m_T$	推秧杆质量	已知常量
$m_B$	拨叉质量	已知常量
$x'_E, y'_E$	拨叉旋转中心 $E$ 点相对坐标	已知变量
$x'_{TC}, y'_{TC}$	推秧杆质心 $C$ 相对坐标	已知变量
$F_N$	凸轮对拨叉正压力	
$M(\omega t)$	拨叉对凸轮阻力矩	
$C_T$	推秧杆质心	已知常量
$L_{FC}$	拨叉和推秧杆连接处到推秧杆质心 $C_T$ 的方向坐标差	已知常量
$L_{ET}$	$E$ 点到推秧杆轴线的距离	已知常量
$L_{EC}$	$E$ 点到拨叉质心 $C$ 点的距离	已知常量
$\psi_{31}$	行星轮相对行星架的角位移	已知变量
$\alpha_1$	共轭凸轮压力角	已知变量
$r_i$	滚子半径	已知常量
$a'$	拨叉旋转轴心与共轭凸轮轴心间的距离	已知常量
$k$	椭圆的短长轴之比	已知常量
$\psi_0$	行星架初始角位移 ( $> 0$ )	已知常量
$S$	初始位置行星轮轴心到推秧杆末端的距离	已知常量
$r_{01}$	主凸轮基圆半径	已知常量
$r_{02}$	副凸轮基圆半径	已知常量

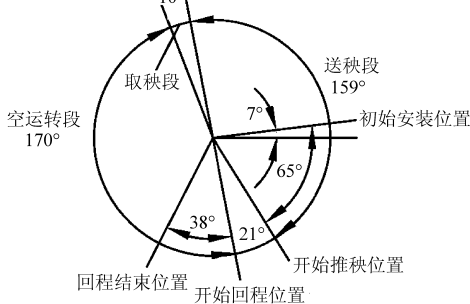


图2 分插机构工作过程与行星架转角近似关系

Fig. 2 Relationship between working process of transplanting mechanism and rotation angle of planet carrier

为了简化模型,本文忽略秧苗的质量和空气阻力。栽植臂作平面复合运动,拨叉相对栽植臂作旋转运动,推秧杆相对栽植臂作直线运动。通过建立推秧杆、拨叉和共轭凸轮的动理学方程,进行共轭凸轮推秧装置的受力分析。

### 2.1 以推秧杆为研究对象建立动力学平衡方程

推秧杆受力如图 3 所示。 $E$  为拨叉旋转轴心, $B$  为行星轮轴心,则插秧过程推秧杆动力学平衡方程为

$$\sum F_{x'} = -F_4 - F_5 - F_8 + m_T g \sin \alpha - m_T(\ddot{x}_B - \dot{\psi}_{31}^2 y'_{TC} - \dot{\psi}_{31}^2 x'_{TC} + \ddot{x}'_{TC}) = 0 \quad (1)$$

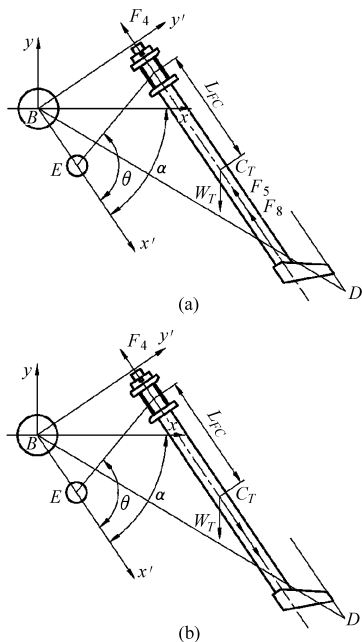


图 3 推秧杆受力分析

Fig. 3 Sketch of bearing force of seedling-pushing rod

(a) 推秧过程推秧杆受力

(b) 空运转过程的回程阶段推秧杆受力

空运转过程的回程阶段推秧杆动力学平衡方程为

$$\sum F_{x'} = -F_4 + m_T g \sin \alpha - m_T(\ddot{x}_B - \dot{\psi}_{31}^2 y'_{TC} - \dot{\psi}_{31}^2 x'_{TC} + \ddot{x}'_{TC}) = 0 \quad (2)$$

其中  $x'_{TC} = x'_E + L_{ET} \cot \theta + L_{FC}$   $y'_{TC} = y'_E + L_{ET}$

$$\ddot{x}'_{TC} = L_{ET} \left( \frac{2\dot{\theta}^2 \cos \theta}{\sin^3 \theta} - \frac{\ddot{\theta}}{\sin^2 \theta} \right)$$

### 2.2 以拨叉为研究对象建立动力学平衡方程

在插秧过程中,当力  $F_4$  与图 3a 所示方向相同时,拨叉受力如图 4a 所示;当力  $F_4$  与图 3a 所示方向相反时,拨叉受力如图 4b 所示;空运转过程的回程阶段拨叉受力如图 4c 所示。

当力  $F_4$  与图 3a 所示方向相同时,拨叉动力学平衡方程为

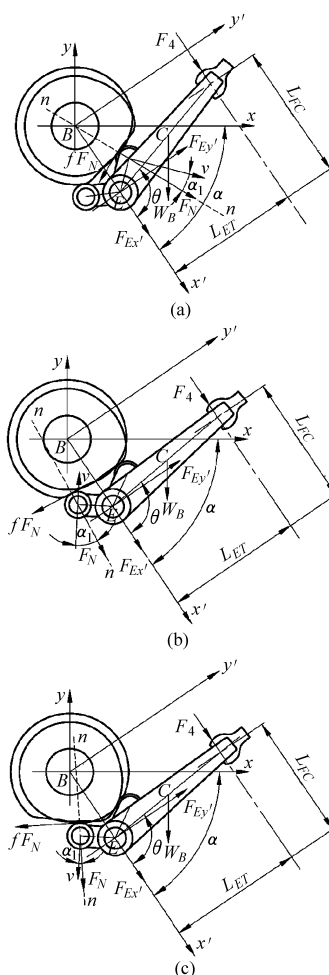


图 4 拨叉受力分析

Fig. 4 Sketch of bearing force of shift fork

(a) 力  $F_4$  与图 3a 所示方向相同时拨叉受力

(b) 力  $F_4$  与图 3a 所示方向相反时拨叉受力

(c) 空运转过程的回程阶段拨叉受力

$$\sum F_{x'} = F_{E'x'} + F_4 + F_N \cos(\pi/2 - \phi_{01} - \phi_1 - \alpha_1) + fF_N \sin(\pi/2 - \phi_{01} - \phi_1 - \alpha_1) + m_B g \sin \alpha - m_B[\ddot{x}'_E - (\ddot{\theta} + \dot{\psi}_{31}^2)(y'_{BC} - y'_E) - (\dot{\theta} + \dot{\psi}_{31})^2(x'_{BC} - x'_E)] = 0 \quad (3)$$

$$\sum F_{y'} = F_{E'y'} + F_N \sin(\pi/2 - \phi_{01} - \phi_1 - \alpha_1) - fF_N \cos(\pi/2 - \phi_{01} - \phi_1 - \alpha_1) - m_B g \cos \alpha - m_B[\ddot{y}'_E + (\ddot{\theta} + \dot{\psi}_{31}^2)(x'_{BC} - x'_E) - (\dot{\theta} + \dot{\psi}_{31})^2(y'_{BC} - y'_E)] = 0 \quad (4)$$

$$\sum M_E = -F_4 L_{ET} - m_B g \sin \alpha (y'_{BC} - y'_E) - m_B g \cos \alpha (x'_{BC} - x'_E) - (\ddot{\theta} + \dot{\psi}_{31}^2) J_E - m_B[\ddot{y}'_E (x'_{BC} - x'_E) - \ddot{x}'_E (y'_{BC} - y'_E)] - F_N l_1 \cos \alpha_1 + fF_N (l_1 \sin \alpha_1 + r_t) = 0 \quad (5)$$

当力  $F_4$  与图 3a 所示方向相反时,拨叉动力学平衡方程为

$$\begin{aligned} \sum F_{x'} = & F_{E_{x'}} + F_4 + F_N \cos(\pi/2 - \phi_{02} - \phi_2 - \alpha_1) - \\ & fF_N \sin(\pi/2 - \phi_{02} - \phi_2 - \alpha_1) + m_B g \sin \alpha - \\ & m_B [\dot{x}'_E - (\ddot{\theta} + \ddot{\psi}_{31})(y'_{BC} - y'_E) - \\ & (\dot{\theta} + \dot{\psi}_{31})^2(x'_{BC} - x'_E)] = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \sum F_{y'} = & F_{E_{y'}} - F_N \sin(\pi/2 - \phi_{02} - \phi_2 - \alpha_1) - \\ & fF_N \cos(\pi/2 - \phi_{02} - \phi_2 - \alpha_1) - m_B g \cos \alpha - \\ & m_B [\dot{y}'_E + (\ddot{\theta} + \ddot{\psi}_{31})(x'_{BC} - x'_E) - \\ & (\dot{\theta} + \dot{\psi}_{31})^2(y'_{BC} - y'_E)] = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \sum M_E = & -F_4 L_{ET} - m_B g \sin \alpha (y'_{BC} - y'_E) - \\ & m_B g \cos \alpha (x'_{BC} - x'_E) - (\ddot{\theta} + \ddot{\psi}_{31}) J_E - \\ & m_B [\dot{y}'_E (x'_{BC} - x'_E) - \dot{x}'_E (y'_{BC} - y'_E)] + \\ & F_N l_2 \cos \alpha_1 + fF_N (l_2 \sin \alpha_1 + r_t) = 0 \end{aligned} \quad (8)$$

空运转过程的回程阶段拨叉动力学平衡方程为

$$\begin{aligned} \sum F_{x'} = & F_{E_{x'}} + F_4 + F_N \cos(\pi/2 - \phi_{02} - \phi_2 - \alpha_1) - \\ & fF_N \sin(\pi/2 - \phi_{02} - \phi_2 - \alpha_1) + m_B g \sin \alpha - \\ & m_B [\dot{x}'_E - (\ddot{\theta} + \ddot{\psi}_{31})(y'_{BC} - y'_E) - \\ & (\dot{\theta} + \dot{\psi}_{31})^2(x'_{BC} - x'_E)] = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \sum F_{y'} = & F_{E_{y'}} - F_N \sin(\pi/2 - \phi_{02} - \phi_2 - \alpha_1) - \\ & fF_N \cos(\pi/2 - \phi_{02} - \phi_2 - \alpha_1) - m_B g \cos \alpha - \\ & m_B [\dot{y}'_E + (\ddot{\theta} + \ddot{\psi}_{31})(x'_{BC} - x'_E) - \\ & (\dot{\theta} + \dot{\psi}_{31})^2(y'_{BC} - y'_E)] = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \sum M_E = & -F_4 L_{ET} - m_B g \sin \alpha (y'_{BC} - y'_E) - \\ & m_B g \cos \alpha (x'_{BC} - x'_E) - (\ddot{\theta} + \ddot{\psi}_{31}) J_E - \\ & m_B [\dot{y}'_E (x'_{BC} - x'_E) - \dot{x}'_E (y'_{BC} - y'_E)] + \\ & F_N l_2 \cos \alpha_1 + fF_N (l_2 \sin \alpha_1 + r_t) = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

其中  $x'_{BC} = L_{EC} \cos \theta + x'_E$   $y'_{BC} = L_{EC} \sin \theta + y'_E$

### 2.3 以共轭凸轮为研究对象建立动力学平衡方程

在插秧过程中,当力  $F_4$  与图 3a 所示方向相同时,共轭凸轮受力<sup>[5]</sup>如图 5a 所示;当力与  $F_4$  图 3a 所示方向相反时,共轭凸轮受力如图 5b 所示;空运转过程的回程阶段共轭凸轮受力如图 5c 所示。

当力  $F_4$  与图 3a 所示方向相同时,共轭凸轮动力学平衡方程为

$$\begin{aligned} \sum M_B = & M(\omega t) + F_N [a' \sin(\pi/2 - \phi_{01} - \phi_1 - \alpha_1) - \\ & l_1 \cos \alpha_1] + fF_N [a' \cos(\pi/2 - \phi_{01} - \phi_1 - \alpha_1) - \\ & l_1 \sin \alpha_1 - r_t] = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

当力  $F_4$  与图 3a 所示方向相反时,共轭凸轮动力学平衡方程为

$$\begin{aligned} \sum M_B = & M(\omega t) + F_N [a' \sin(\pi/2 - \phi_{02} - \phi_2 - \alpha_1) - \\ & l_2 \cos \alpha_1] + fF_N [a' \cos(\pi/2 - \phi_{02} - \phi_2 - \alpha_1) - \\ & l_2 \sin \alpha_1 - r_t] = 0 \end{aligned} \quad (13)$$

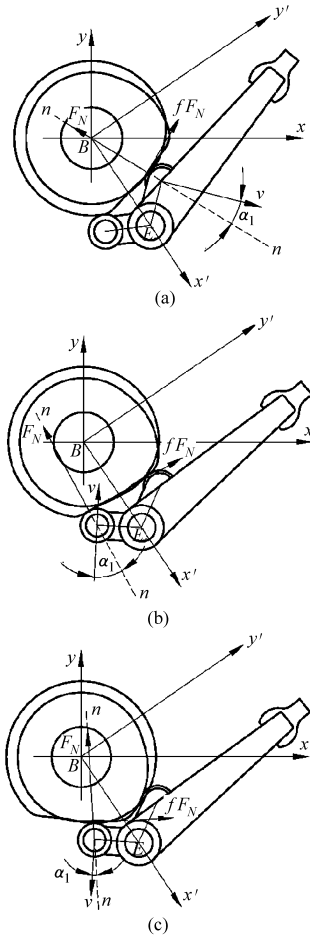


图5 共轭凸轮受力分析

Fig.5 Sketch of bearing force of conjugate cam

(a) 力  $F_4$  与图 3a 所示方向相同时共轭凸轮受力

(b) 力  $F_4$  与图 3a 所示方向相反时共轭凸轮受力

(c) 空运转过程的回程阶段共轭凸轮受力

空运转过程的回程阶段共轭凸轮动力学平衡方程为

$$\begin{aligned} \sum M_B = & M(\omega t) + F_N [a' \sin(\pi/2 - \phi_{02} - \phi_2 - \alpha_1) - \\ & l_2 \cos \alpha_1] + fF_N [a' \cos(\pi/2 - \phi_{02} - \phi_2 - \alpha_1) - \\ & l_2 \sin \alpha_1 - r_t] = 0 \end{aligned} \quad (14)$$

## 3 动力学辅助分析程序的编写和应用

### 3.1 方程求解顺序

由式(1)和(2)求得  $F_4$ ;将  $F_4$  代入式(5)、(8)和(11),求得  $F_N$ ;将  $F_N$  代入式(3)、(4)、(6)、(7)、(9)和(10),求得  $F_{E_{x'}}$  和  $F_{E_{y'}}$ ;将  $F_N$  代入式(12)、(13)和(14),求得  $M(\omega t)$ 。

### 3.2 动力学辅助分析程序的编写

根据第2节建立的共轭凸轮推秧装置动力学模型,结合椭圆齿轮行星系分插机构动力学模型<sup>[2]</sup>,基于 Visual Basic 6.0 编写了动力学辅助分析程序,如图6所示。左上方为曲线显示窗口,左下方为分析结果选择窗口,右边为参数输入窗口。该软件可

以根据给定的参数实时计算出各位置点的力,并以曲线的形式显示出来,同时也可以将分析计算的结果和基本输入参数保存。

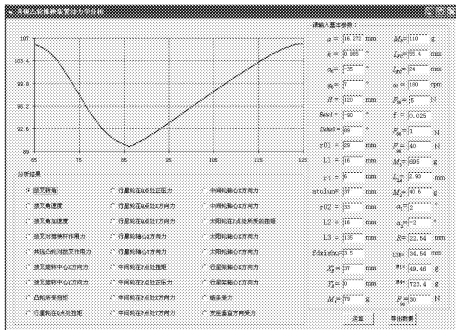


图 6 动力学辅助分析软件界面

Fig. 6 Interface of auxiliary software for dynamic analysis

### 3.3 动力学辅助分析软件的应用

根据运动学分析结果,得到了一组满足插秧农艺要求较优机构参数: $a = 16.272 \text{ mm}$ ,  $k = 0.985$ ,  $\delta_0 = 89^\circ$ ,  $\psi_0 = 7^\circ$ ,  $S = 175 \text{ mm}$ ,  $\alpha_0 = 35^\circ$ ,  $r_{01} = 29 \text{ mm}$ ,  $r_{02} = 33 \text{ mm}$ ,  $l_1 = 16 \text{ mm}$ ,  $r_i = 6 \text{ mm}$ ,  $a' = 37 \text{ mm}$ ,  $l_2 = 16 \text{ mm}$ ,  $l_3 = 135 \text{ mm}$ ,  $m = 3.5$ 。以这组参数为基础进行结构设计,在三维软件里对部件进行测量<sup>[6]</sup>,得到动力学分析所需的其他结构参数,代入动力学辅助分析程序计算得到拨叉对推秧杆作用力、拨叉转动中心受力、共轭凸轮所受扭矩、分插机构支座垂直方向受力与行星架转角的关系,如图 7~10 所示。

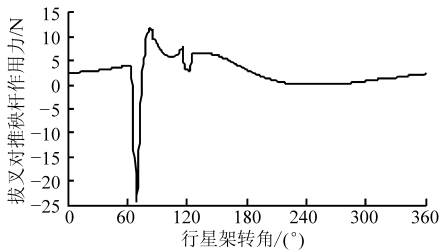


图 7 拨叉对推秧杆作用力与行星架转角的关系

Fig. 7 Relationship between force on shift fork exerted by seedling-pushing rod and rotation angle of planet carrier

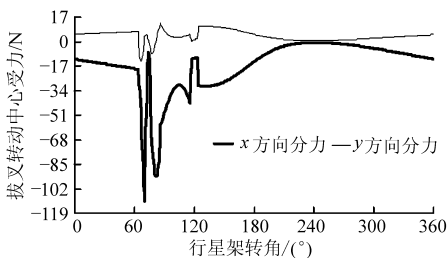


图 8 拨叉转动中心受力与行星架转角的关系

Fig. 8 Relationship between force on rotation center of shift fork and rotation angle of planet carrier

从图 7~9 可以看出,当行星架转角为  $70^\circ$  时,推秧过程的力都达到了第 1 峰值力。这是由于在此位置时,已进入推秧过程,拨叉在共轭凸轮的作用下

绕拨叉轴旋转将推秧杆推出,且拨叉角加速度在此位置达到峰值,产生的惯性力最大;当行星架转角为  $86^\circ$  时,推秧过程的力都达到了第 2 峰值力。这是由于此位置推秧杆到达最低点,此后进入空运转过程,推秧杆不再受  $F_5$  和  $F_8$  作用。从图 10 可以看出,当行星架转角为  $64^\circ \sim 86^\circ$  和  $256^\circ \sim 266^\circ$  时,支座垂直方向受力产生突变,这是推秧杆推秧和秧针取秧时所产生的峰值力。

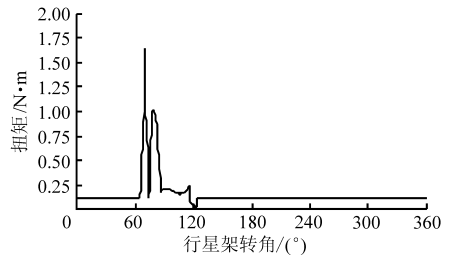


图 9 凸轮所受扭矩与行星架转角的关系

Fig. 9 Relationship between torque on conjugate cam and rotation angle of planet carrier

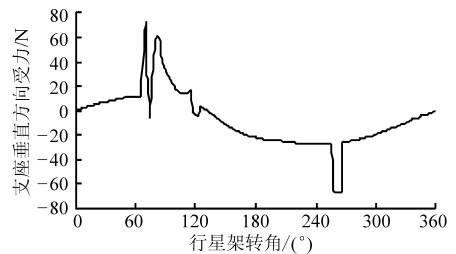


图 10 支座垂直方向受力与行星架转角的关系

Fig. 10 Relationship between force on support in vertical direction and rotation angle of planet carrier

## 4 虚拟样机建立及仿真

### 4.1 虚拟样机建立

为了验证理论模型的正确性,对上述参数建立推秧装置三维模型,如图 11 所示。基于机械系统动力学仿真分析软件 ADAMS 进行虚拟样机试验<sup>[7]</sup>。在保证不影响运动仿真结果的基础上,对模型进行简化,省略键、联接螺栓、螺钉和螺母等不必要的固定件,可以减小仿真计算的难度、提高仿真效率。共轭凸轮和拨叉上的 2 个滚子之间、拨叉和连接块之间采用接触力约束,支座与地面之前用固定副连接,同时为不影响受力分析,将支座的质量设为零。

### 4.2 仿真结果的分析

分插机构运动过程中,分插机构支座在竖直方向上受到的力是影响插秧机作业振动的重要因素之一,通过该力的幅值变化可以反映出分插机构的动力学特性<sup>[8-9]</sup>。

虚拟样机仿真中,测量支座与地面之前固定副上竖直方向的力,该力即为支座垂直方向受力,如

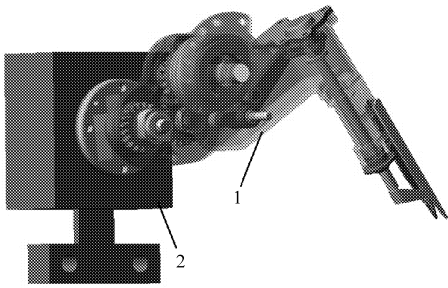


图 11 仿真分析模型

Fig. 11 Model of simulation analysis

1. 分插机构 2. 支座

图 12 所示,向上为正,反之为负。整个过程中,支座垂直方向最大正向作用力为 70 N,最大反向作用力为 54 N。比较图 10 和图 12a 两曲线可以看出,两曲线的变化趋势基本一致,且在推秧过程中支座受到的最大作用力非常接近,说明所建立的动力学分析模型是正确的。初始阶段的差异较大主要是因为建立动力学模型将分析对象视为刚体,而实际工作中其为弹性体。

图 12b 为安装传统推秧装置分插机构的 ADAMS 动力学仿真结果——支座垂直方向受力与行星架转角的关系,整个过程中其支座垂直方向最大正向作用力为 90 N,最大反向作用力为 40 N。

由图 12 可以得出,共轭凸轮推秧装置具有较优的动力学特性,在垂直方向上的最大力为传统的 77.78%。这是因为,相对与传统的推秧装置,共轭凸轮推秧装置取消了推秧弹簧,由共轭凸轮实现推秧杆的推出和缩回,减小了推秧过程中推秧杆所产生的惯性力。

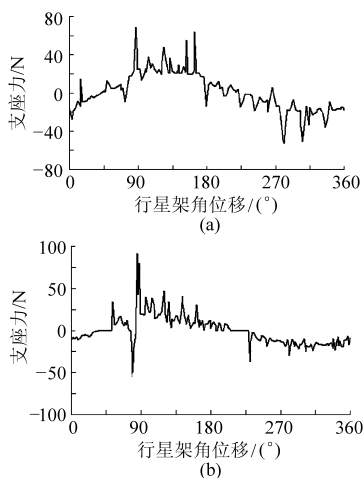


图 12 分插机构支座垂直方向受力与行星架转角的关系

Fig. 12 Relationship between force on support in vertical direction and rotation angle of planet carrier

(a) 共轭凸轮推秧装置 (b) 传统推秧装置

## 5 噪声试验

当物体作无规则的振动时,就会产生噪声<sup>[10]</sup>。

分插机构运转时所产生的噪声,可以用来分析分插机构的振动情况。

以第 3 节的结构设计为基础,进行零部件的加工,得到如图 13a 所示的配置共轭凸轮推秧装置的分插机构样机。图 13b 为配置传统推秧装置的分插机构样机,用噪声计分别测量 2 种不同分插机构运转时所产生的噪声。

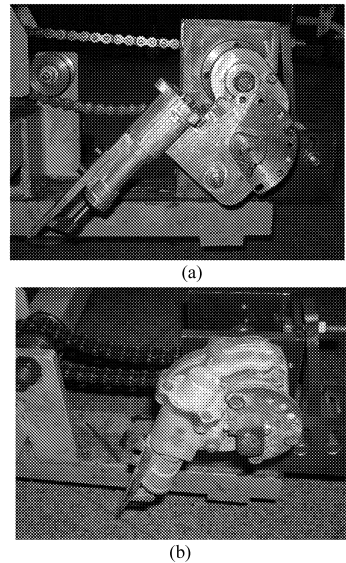


图 13 噪声试验

Fig. 13 Noise experiment

(a) 共轭凸轮推秧装置的分插机构

(b) 传统推秧装置的分插机构

在相同环境下,距离分插机构 25 cm,当分插机构运转速度为 180 r/min 时,配置共轭凸轮推秧装置的分插机构样机所产生的噪声为 60.1 ~ 62.4 dB,配置传统推秧装置的分插机构样机所产生的噪声为 65.4 ~ 69.4 dB。最低噪声后者比前者大了 5.3 dB,最高噪声后者比前者大了 7.0 dB,而当信号声级突变 3 dB 时,大部分人就可以感觉到<sup>[11]</sup>。由此可见,作业时配置共轭凸轮推秧装置的分插机构比传统的分插机构振动小、噪声低、工作平稳,可以延长机器的寿命,降低机手的劳动强度。

## 6 结论

(1) 分析共轭凸轮推秧装置的动力学特性曲线可知,推秧过程作用力波动最大,会产生较大的峰值力。这个力将传递到分插机构的转动中心,从而产生振动。

(2) 配置共轭凸轮推秧装置的分插机构取消了推秧弹簧,减少了推秧过程中推秧杆所产生的惯性力,相对于传统的分插机构,其支座处具有较小的力和力的波动,作业时振动噪声更小,工作更平稳。

(下转第 100 页)

18~21.

Geng Lingxin, Shi Qingxiang, Liu Shiduo, et al. Impact of corn millstone's structure and motion parameters on crushing capability[J]. *Agricultural Equipment & Technology*, 2005, 31(5): 18~21. (in Chinese)

- 12 张红霞, 刘师多, 师清翔, 等. 玉米秸秆粉碎刀具和刀速对粉碎功耗和质量的影响[J]. *河南科技大学学报: 自然科学版*, 2003, 24(2): 1~4.  
Zhang Hongxia, Liu Shiduo, Shi Qingxiang, et al. Influence of macerator's blades disposal and rotatory speed on power consumption and smashing quality of cornstalk[J]. *Journal of Henan University of Science and Technology: Natural Science*, 2003, 24(2): 1~4. (in Chinese)
- 13 吴子岳, 高焕文, 张晋国. 玉米秸秆切断速度和切断功耗的试验研究[J]. *农业机械学报*, 2001, 32(2): 38~41.  
Wu Ziyue, Gao Huanwen, Zhang Jinguo. Study on cutting velocity and power requirement in a maize stalk chopping process [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2001, 32(2): 38~41. (in Chinese)
- 14 马洪亮, 高焕文, 李洪文, 等. 驱动圆盘刀切断玉米秸秆和根茬的土槽试验[J]. *农业机械学报*, 2007, 38(5): 47~50, 54.  
Ma Hongliang, Gao Huanwen, Li Hongwen, et al. Experimental study on corn stalk and rootstalk cutting by driven disc[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2007, 38(5): 47~50, 54. (in Chinese)
- 15 马洪亮, 高焕文, 魏淑艳. 驱动缺口圆盘玉米秸秆根茬切断装置的研究[J]. *农业工程学报*, 2006, 22(5): 86~89.  
Ma Hongliang, Gao Huanwen, Wei Shuyan. Driven gap disc cutting mechanism for treating corn stalk and rootstalk [J]. *Transactions of the CSAE*, 2006, 22(5): 86~89. (in Chinese)
- 16 倪长安, 蔺公振, 姬江涛, 等. 圆盘切割器切割玉米茎秆的试验与分析[J]. *洛阳工学院学报*, 1995, 16(4): 36~41.  
Ni Chang'an, Lin Gongzhen, Ji Jiangtao, et al. Test and analysis of the disk cutter on cutting corn stalk [J]. *Journal of Luoyang Institute of Technology*, 1995, 16(4): 36~41. (in Chinese)
- 17 王学辉, 张明辉. *Matlab 6.1 最新应用详解* [M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2002
- 18 GB/T 21962—2008 玉米收获机械 技术条件[S]. 2008.
- 19 JB/T 6678—2001 秸秆粉碎还田机[S]. 2001.

(上接第 52 页)

#### 参 考 文 献

- 1 陈建能, 王英, 赵雄, 等. 步行式插秧机新型推秧装置的反求设计及仿真[J]. *农业机械学报*, 2011, 42(12): 78~82.  
Chen Jianneng, Wang Ying, Zhao Xiong, et al. Reverse design and simulation of the walking-type rice transplanter's new seedling-pushing mechanism [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2011, 42(12): 78~82. (in Chinese)
- 2 Chen Jianneng, Zhao Yun, Yu Gaohong, et al. Establishment and verification of dynamics model of seedling-pushing device in transplanting mechanism with planetary elliptic gears[J]. *Transactions of the CSAE*, 2003, 19(5): 71~76.
- 3 浙江理工大学. 一种步行式插秧机的旋转式分插机构强制推秧装置: 中国, ZL 201020646689.2 [P]. 2011-07-20.
- 4 赵匀. *机构数值分析与综合* [M]. 北京: 机械工业出版社, 2005: 213~217.
- 5 武秀东, 王介人, 刘悦. 对摆杆从动件外啮合盘形凸轮机构压力角计算公式的讨论[J]. *长春光学精密机械学院学报*, 1995, 18(4): 32~34.  
Wu Xiudong, Wang Jieren, Liu Yue. Cam mechanism with oscillation follower [J]. *J. Changchun Inst. Opt. & Fine Mech.*, 1995, 18(4): 32~34. (in Chinese)
- 6 曾向阳, 谢国明, 王学平. *UG NX 基础及应用教程* [M]. 北京: 电子工业出版社, 2003.
- 7 李增刚. *ADAMS 入门详解与实例* [M]. 北京: 国防工业出版社, 2006.
- 8 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)
- 9 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)
- 10 赵良省. *噪声与振动控制工程* [M]. 北京: 化学工业出版社, 2005: 15~17.
- 11 陈小平. *声音与人耳听觉* [M]. 北京: 中国广播电视出版社, 2006: 45~50.