doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.01.006

偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植装置动力学优化与试验

王　英[1]　夏旭东[2]　何小晶[2]　赵　雄[2]　陈建能[2]

(1. 宁波大学机械工程与力学学院, 宁波 315211; 2. 浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018)

摘要: 为获得偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植装置最优的机构参数,在建立其动力学分析模型的基础上,以一个作业循环中支座垂直方向所受作用力的峰值力和波动最小为目标建立其动力学优化模型。为验证所建立的动力学分析模型的可靠性,以该装置满足理想栽植要求的非劣解集为约束条件,运用所建立的动力学优化模型优化得到该装置最优的机构参数,进而基于最优机构参数搭建试验台进行动力学特性测试,测得了该栽植装置在工作转速为 40 r/min 时一个工作循环中支座垂直方向受力与行星架转角的关系,通过试验结果和理论结果的对比分析,表明其动力学分析模型是可靠的,可为其动力学优化提供可靠数学模型。

关键词: 钵苗移栽机; 非圆齿轮行星轮系; 栽植装置; 动力学分析; 优化; 试验

中图分类号: S223.9　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2017)01-0038-09

Dynamics Optimization and Experiment of Planting Device Driven by Planetary Eccentric Gears and Elliptic Gears

WANG Ying[1]　XIA Xudong[2]　HE Xiaojing[2]　ZHAO Xiong[2]　CHEN Jianneng[2]

(1. *Faculty of Mechanical Engineering and Mechanics, Ningbo University, Ningbo* 315211, *China*
2. *College of Mechanical Engineering and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou* 310018, *China*)

Abstract: Planting devices driven by double-stage planetary non-circular gear pairs can meet the requirements of ideal planting better. A total of 25 kinds of planting devices can be obtained by using gear pair composed of elliptic gear and conjugated non-circular gear, eccentric gear and conjugated non-circular gear, Pascal curve non-circular gears, Fourier curve non-circular gears or sinusoidal non-circular gears, which were used to design this type of planting device. To quickly and easily get structural parameters that can make the planting devices meet the requirements of ideal planting, kinematic multi-objective parameter optimization model was established, but the optimization results were a set of Pareto solutions. To obtain the optimal structural parameters, dynamic analysis and optimization should be implemented. So the planting device driven by eccentric gears and elliptic gears, whose first-stage planetary gear pair was composed of eccentric gear and conjugated non-circular gear and second-stage planetary gear pair was composed of elliptic gear and conjugated non-circular gear, was chosen as the research object. Its dynamic analysis model and optimization model were deduced firstly. Then dynamic optimization of this device was implemented and the optimal structural parameters were obtained. During the process of optimization, the constraint conditions were got form its Pareto solutions of kinematic optimization. A test bed for measurement of dynamics characteristics of planting device was manufactured based on the optimal parameters, and the force on the support was tested when the speed was 40 r/min. The comparison between the results of test and theoretical analysis showed that the dynamic analysis model was reliable and it was able to provide reliable mathematical model for dynamic optimization. The research also provided theoretical basis and experiment instructs for other kinds of planting devices driven by double-stage planetary non-circular gear pairs.

Key words: seedling transplanter; planetary non-circular gears; planting device; dynamics analysis; optimization; experiment

收稿日期: 2016-11-08　修回日期: 2016-11-27

基金项目: 国家自然科学基金项目(51505239)、浙江省重大科技专项重点农业项目(2015C02004)、浙江省自然科学基金项目(LQ15E050003、LY15E050026)和宁波市自然科学基金项目(2015A610099)

作者简介: 王英(1989—),女,讲师,博士,主要从事机构分析与综合研究,E-mail: wangying5@nbu.edu.cn

通信作者: 陈建能(1972—),男,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

引言

旱地钵苗移栽机是一种将达到秧龄的钵苗移栽到大田中的机器。不管是半自动移栽机[1-3]（人工取苗并将其喂入栽植嘴，栽植装置将栽植嘴内的钵苗植入大田）还是全自动移栽机[4-5]（取苗和栽植分别由取苗装置和栽植装置完成）都有一套栽植装置，它是将钵苗植入大田的最终部件，直接影响移栽后钵苗的立苗率和损伤率，从而影响成活率和产量，因此栽植装置的性能直接影响整台移栽机的作业性能。为满足高速移栽机高立苗率和低损伤率的作业要求，陈建能等[6-11]基于非圆齿轮行星轮系提出了一系列栽植装置，并建立了其运动学分析模型和满足理想栽植要求的多目标参数优化模型，得到了满足理想栽植要求的多种栽植装置，且每种栽植装置的优化结果都是一系列非劣解[10-11]，而要获得最优的栽植装置机构参数，需进一步进行动力学分析和优化。为此本文以非圆齿轮行星轮系栽植装置系列中的偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植装置为研究对象，在建立其动力学分析和优化模型的基础上，对其进行优化求解得到其最优机构参数，进而进行试验研究，以验证所建立的动力学分析模型的可靠性。

1　非圆齿轮行星轮系栽植装置

非圆齿轮行星轮系栽植装置如图 1 所示，动力由中心轴输入，中心轴带动行星架壳体匀速转动，行星架转动时，带动行星架壳体内的非圆齿轮转动，其中第一中间轮与太阳轮啮合，第二中间轮与行星轮啮合，太阳轮两侧是对称结构。栽植嘴通过接苗斗与行星轴固联，端面凸轮与行星架壳体固联，当行星轴相对行星架壳体转动时，栽植嘴上的摆杆相对端面凸轮摆动，实现内外半栽植嘴对中开合。内外半栽植嘴的回位依靠弹簧的弹力，弹簧两头分别挂在内半栽植嘴和外半栽植嘴上。

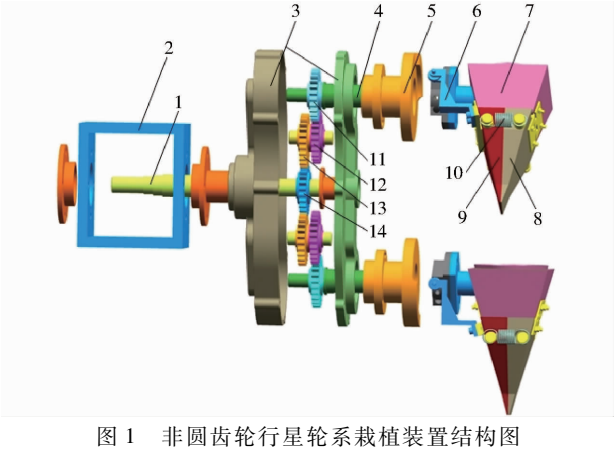


图 1　非圆齿轮行星轮系栽植装置结构图

Fig. 1　Structure graph of planting device driven by planetary non-circular gears

1. 中心轴　2. 支座　3. 行星架壳体　4. 行星轴　5. 端面凸轮　6. 摆杆　7. 接苗斗　8. 外半栽植嘴　9. 内半栽植嘴　10. 弹簧　11. 行星轮　12. 第二中间轮　13. 第一中间轮　14. 太阳轮

第一中间轮与太阳轮组成的齿轮副和第二中间轮与行星轮组成的齿轮副，可以选择变性椭圆-共轭非圆齿轮副、变性偏心圆-共轭非圆齿轮副、变性巴斯噶蜗线非圆齿轮副、变性傅里叶非圆齿轮副和变性正弦非圆齿轮副 5 类非圆齿轮副，这样总共可组成 25 种不同的非圆齿轮行星轮系栽植装置。当第一中间轮与太阳轮组成的齿轮副为变性偏心圆-共轭非圆齿轮副，第二中间轮与行星轮组成的齿轮副为变性椭圆-共轭非圆齿轮副时，该栽植装置简称偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植装置。

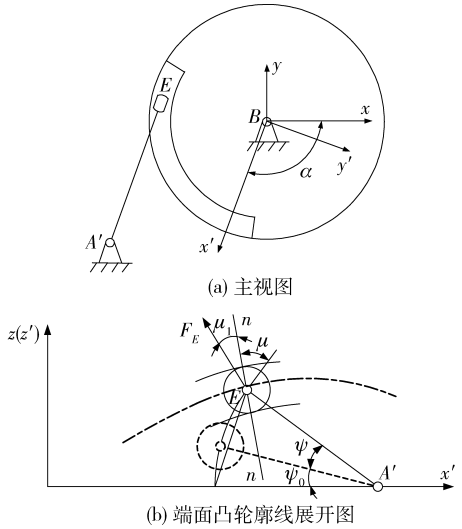
2　偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植装置动力学分析模型的建立

在建立动力学分析模型时，将栽植装置分为开穴部分和驱动部分，其中开穴部分为栽植嘴，驱动部分为非圆齿轮行星轮系，分别建立各部分的动力学分析模型，分析模型中与运动学特性相关的变量由偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植装置运动学分析[10]得到。

2.1　开穴部分的动力学分析模型

2.1.1　控制栽植嘴张闭的端面凸轮所受作用力

以行星轮转动中心 B 为原点，水平方向为 x 轴，垂直方向为 y 轴，凸轮转动轴线为 z 轴，建立如图 2 所示的坐标系 $Bxyz$。为方便分析，以摆杆平行线为 x'轴，凸轮转动轴线为 z'轴，建立如图 2 所示的动坐标系 $Bx'y'z'$。



(a) 主视图

(b) 端面凸轮廓线展开图

图 2　摆动从动件端面凸轮机构的受力分析图

Fig. 2　Force analysis diagrams of end cam with oscillating follower

端面凸轮压力角[12-13]

$$\mu=\arctan\frac{R_b\sin(\psi+\psi_0)+L_{A'E}\dfrac{\mathrm{d}\psi}{\mathrm{d}\delta}}{R_b\cos(\psi+\psi_0)}\left(\mu\in\left[-\frac{\pi}{2},\frac{\pi}{2}\right]\right)\tag{1}$$

由图中关系可知端面凸轮对摆杆作用力 F_E 沿 x'、y'、z'方向的分力分别为

$$F_{Ex'}=F_E\sin(\psi+\psi_0-\mu-\mu_1)\tag{2}$$

$$F_{Ey'}=0\tag{3}$$

$$F_{Ez'}=F_E\cos(\psi+\psi_0-\mu-\mu_1)\tag{4}$$

式中 μ、R_b——端面凸轮压力角、基圆柱半径

ψ——摆杆角位移

ψ_0——摆杆初始位置角

$L_{A'E}$——摆杆旋转中心 A'到滚子中心 E 的距离(摆杆的有效长度)

δ——端面凸轮相对摆杆的角位移

F_E——端面凸轮对摆杆作用力

μ_1——滚子与凸轮之间的摩擦角

2.1.2 摆杆和内半栽植嘴动力学平衡方程

摆杆和内半栽植嘴固联,作空间复合运动,一方面在 $x'y'$平面绕行星轮轴心 B 转动,另一方面在$x'z'$平面绕旋转轴 AA'转动,其受力分析如图 3 所示。

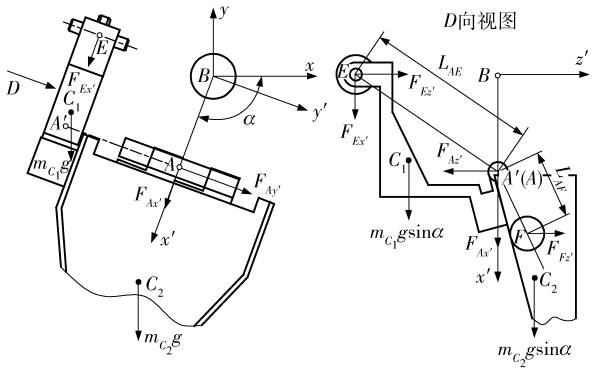


图 3 摆杆和内半栽植嘴受力分析图

Fig. 3 Force analysis diagram of oscillating bar and inside half part of planting nozzle

建立其动力学平衡方程为

$$\sum F_{x'}=F_{Ax'}+F_{Ex'}+m_{C_1}g\sin\alpha+m_{C_2}g\sin\alpha-m_{C_1}[\ddot{x}'_A-\ddot{\varphi}_{72}(y'_{C_1}-y'_A)+\ddot{\theta}_1(z'_{C_1}-z'_A)-(\dot{\varphi}_{72}^2+\dot{\theta}_1^2)(x'_{C_1}-x'_A)]-m_{C_2}[\ddot{x}'_A-\ddot{\varphi}_{72}(y'_{C_2}-y'_A)+\ddot{\theta}_1(z'_{C_2}-z'_A)-(\dot{\varphi}_{72}^2+\dot{\theta}_1^2)(x'_{C_2}-x'_A)]=0\tag{5}$$

$$\sum F_{y'}=F_{Ay'}-m_{C_1}g\cos\alpha-m_{C_2}g\cos\alpha-m_{C_1}[\ddot{y}'_A+\ddot{\varphi}_{72}(x'_{C_1}-x'_A)-\dot{\varphi}_{72}^2(y'_{C_1}-y'_A)]-m_{C_2}[\ddot{y}'_A+\ddot{\varphi}_{72}(x'_{C_2}-x'_A)-\dot{\varphi}_{72}^2(y'_{C_2}-y'_A)]=0\tag{6}$$

$$\sum F_{z'}=-F_{Az'}+F_{Ez'}+F_{Fz'}-m_{C_1}[\ddot{\theta}_1(x'_{C_1}-x'_A)-\dot{\theta}_1^2(z'_{C_1}-z'_A)]-m_{C_2}[\ddot{\theta}_1(x'_{C_2}-x'_A)-\dot{\theta}_1^2(z'_{C_2}-z'_A)]=0\tag{7}$$

$$\sum M_{Ay'}=\ddot{\theta}_1(J_{C_{1y}}+J_{C_{2y}})+m_{C_1}\ddot{x}'_A(z'_{C_1}-z'_A)+m_{C_2}\ddot{x}'_A(z'_{C_2}-z'_A)-F_{Ex'}(z'_E-z'_A)-m_{C_1}g\sin\alpha(z'_{C_1}-z'_A)-m_{C_2}g\sin\alpha(z'_{C_2}-z'_A)+F_{Ez'}(x'_E-x'_A)+F_{Fz'}(x'_F-x'_A)=0\tag{8}$$

其中 $x'_E=x'_A-L_{A'E}\sin\theta_1$ $z'_E=z'_A-L_{A'E}\cos\theta_1$

$x'_F=x'_A+L_{A'F}\cos\theta_2$ $x'_{C_1}=x'_A-L_{A'C_1}\sin\theta_3$

$z'_{C_1}=z'_A-L_{A'C_1}\cos\theta_3$ $x'_{C_2}=x'_A+L_{A'C_2}\cos\theta_4$

$z'_{C_2}=z'_A+L_{A'C_2}\sin\theta_4$ $\theta_1=\psi+\psi_0$

$\theta_2=\theta_{20}-\psi$ $\theta_3=\theta_{30}+\psi$ $\theta_4=\theta_{40}-\psi$

式中 $F_{Ax'}$、$F_{Ay'}$、$F_{Az'}$——摆杆旋转中心 A 受力在动坐标系沿 x'、y'、z'方向分量

m_{C_1}——摆杆的质量

m_{C_2}——内半栽植嘴的质量

α——动坐标与静坐标的夹角

(x'_A,y'_A,z'_A)——摆杆旋转中心 A 在动坐标系中的坐标

φ_{72}、$\dot{\varphi}_{72}$、$\ddot{\varphi}_{72}$——行星轮相对行星架的角位移、角速度、角加速度

$(x'_{C_1},y'_{C_1},z'_{C_1})$——摆杆质心 C_1 在动坐标系中的坐标

θ_1、$\dot{\theta}_1$、$\ddot{\theta}_1$——摆杆有效角位移、角速度、角加速度

$(x'_{C_2},y'_{C_2},z'_{C_2})$——内半栽植嘴质心 C_2在动坐标系中的坐标

$F_{Fz'}$——弹簧对栽植嘴的作用力

$J_{C_{1y}}$——摆杆绕 A 点 $x'z'$平面的转动惯量

$J_{C_{2y}}$——内半栽植嘴绕 A 点 $x'y'$平面的转动惯量

(x'_E,y'_E,z'_E)——滚子中心 E 在动坐标系中的坐标

(x'_F,y'_F,z'_F)——弹簧作用点 F 在动坐标系中的坐标

$L_{A'F}$——摆杆旋转中心 A'到弹簧作用点 F 的距离

θ_2——弹簧作用点 F 和摆杆旋转中心 A'连线与 x'方向的夹角

θ_{20}——θ_2 初始值

$L_{A'C_1}$——摆杆旋转中心 A'到质心 C_1 的距离

θ_3——摆杆质心 C_1 和摆杆旋转中心 A' 连线与 z'方向的夹角

θ_{30}——θ_3 初始值 θ_{40}——θ_4 初始值

$L_{A'C_2}$——摆杆旋转中心 A'点与质心 C_2 距离

θ_4——内半栽植嘴质心 C_2 和摆杆旋转中心 A'连线与 x'方向的夹角

2.1.3　开穴部分动力学方程的求解

由式(2)、(4)、(8)可求得 F_E、$F_{Ex'}$、$F_{Ez'}$；将 $F_{Ex'}$ 代入式(5)可求得 $F_{Ax'}$；将 $F_{Ez'}$ 代入式(7)可求得 $F_{Az'}$；由式(6)可求得 $F_{Ay'}$。

2.2　驱动部分的动力学分析模型

2.2.1　太阳轮动力学平衡方程

太阳轮固定不动，受到机架和对称布置在其两侧的上、下两个第一中间轮的作用力，其受力分析如图 4 所示。

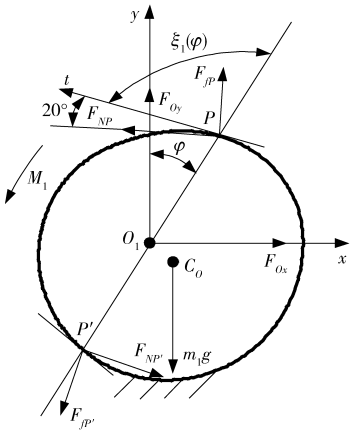


图 4　太阳轮受力分析图

Fig. 4　Force analysis diagram of sun gear

建立其动力学平衡方程为

$$\sum F_x = F_{P'x} + F_{Px} + F_{Ox} = 0 \tag{9}$$

$$\sum F_y = F_{P'y} + F_{Py} + F_{Oy} - m_1 g = 0 \tag{10}$$

$$\sum M_{O1} = -F_{Px}y_P + F_{Py}x_P - F_{P'x}y_{P'} + F_{P'y}x_{P'} - m_1 g x_{CO} + M_1 = 0 \tag{11}$$

其中　$F_{P'x} = F_{Px}(\varphi - \pi)$　$F_{P'y} = F_{Py}(\varphi - \pi)$

式中　$F_{P'x}$、$F_{P'y}$——对称侧第一中间轮在啮合点 P' 处对太阳轮的作用力在 x、y 方向的分量

F_{Px}、F_{Py}——第一中间轮在啮合点 P 处对太阳轮的作用力在 x、y 方向分量

F_{Ox}、F_{Oy}——机架对太阳轮的作用力在 x、y 方向的分量

m_1——太阳轮质量

(x_P, y_P)——第一中间轮与太阳轮的啮合点 P 的坐标

$(x_{P'}, y_{P'})$——对称侧第一中间轮与太阳轮的啮合点 P'的坐标

(x_{CO}, y_{CO})——太阳轮质心坐标

M_1——太阳轮所受的阻力矩

2.2.2　中间轮动力学平衡方程

第一中间轮和第二中间轮固定在同一根轴上，其中第一中间轮受到太阳轮的作用力，第二中间轮受到行星轮的作用力，且二者同时受到行星架的作用力，则受力分析如图 5 所示。

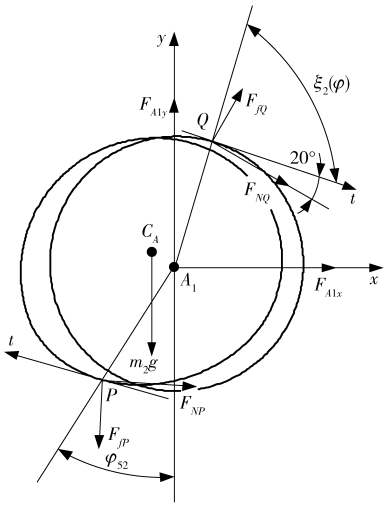


图 5　中间轮受力分析图

Fig. 5　Force analysis diagram of middle gears

建立其动力学平衡方程为

$$\sum F_x = -F_{Px} + F_{Qx} + F_{A1x} - m_2[\ddot{x}_{A1} - \ddot{\varphi}_{52}(y_{CA} - y_{A1}) - (\dot{\varphi} + \dot{\varphi}_{52})^2(x_{CA} - x_{A1})] = 0 \tag{12}$$

$$\sum F_y = -F_{Py} + F_{Qy} + F_{A1y} - m_2 g - m_2[\ddot{y}_{A1} + \ddot{\varphi}_{52}(x_{CA} - x_{A1}) - (\dot{\varphi} + \dot{\varphi}_{52})^2(y_{CA} - y_{A1})] = 0 \tag{13}$$

$$\sum M_{A1} = M_P - F_{Qx}r_6\sin(\varphi + \pi/2 + \gamma) + F_{Qy}r_6\cos(\varphi + \pi/2 + \gamma) - m_2 g(x_{CA} - x_{A1}) - J_{56A1}\ddot{\varphi}_{52} - m_2[\ddot{y}_{A1}(x_{CA} - x_{A1}) - \ddot{x}_{A1}(y_{CA} - y_{A1})] = 0 \tag{14}$$

其中

$$F_{Px} = F_{NP}\cos(\varphi + \pi/2 + \varphi_{P1}) + F_{fP}\cos(\varphi + \pi/2 + \varphi_{P2}) \tag{15}$$

$$F_{Py} = F_{NP}\sin(\varphi + \pi/2 + \varphi_{P1}) + F_{fP}\sin(\varphi + \pi/2 + \varphi_{P2}) \tag{16}$$

式(15)、(16)中，当 $M_P < 0$ 时

$$\varphi_{P1} = \xi_1(\varphi) + \pi/9 \quad \varphi_{P2} = \varphi_{P1} - \pi/2$$

$$F_{NP} = \frac{M_P}{r_5\cos(\mu_2 - \xi_1(\varphi) + 7\pi/18)\cos\mu_2}$$

当 $M_P > 0$ 时

$$\varphi_{P1} = \xi_1(\varphi) + 8\pi/9 \quad \varphi_{P2} = \varphi_{P1} + \pi/2$$

$$F_{NP} = \frac{M_P}{r_5\cos(\mu_2 + \xi_1(\varphi) + 7\pi/18)\cos\mu_2}$$

$$F_{fP} = F_{NP}\tan\mu_2$$

式中 F_{Qx}、F_{Qy}——行星轮在啮合点 Q 处对中间轮的作用力在 x、y 方向的分量

F_{A1x}、F_{A1y}——行星架对中间轮轴的作用力在 x、y 方向的分量

m_2——中间轮质量

(x_{A1}, y_{A1})——中间轮转动中心坐标

φ_{52}、$\dot{\varphi}_{52}$、$\ddot{\varphi}_{52}$——中间轮相对行星架的角位移、角速度、角加速度

(x_{CA}, y_{CA})——中间轮质心坐标

φ、$\dot{\varphi}$——行星架角位移、角速度

M_P——太阳轮对中间轮的啮合力矩

r_6——中间轮转动中心 A_1 到啮合点 Q 距离

γ——两级非圆齿轮转动中心连线的夹角

J_{56A1}——中间轮绕 A_1 点的转动惯量

F_{NP}——啮合点 P 的正压力

F_{fP}——啮合点 P 的摩擦力

$\xi_1(\varphi)$——太阳轮节曲线在啮合点 P 的切线方向与向径的夹角

r_5——中间轮转动中心 A_1 到啮合点 P 距离

μ_2——齿轮摩擦角

2.2.3 行星轮(含行星轮轴和接苗斗)动力学平衡方程

行星轮与第二中间轮啮合,受到第二中间轮的作用力,行星轮轴受到行星架的作用力,接苗斗受到内外半栽植嘴的作用力(由开穴部分受力分析可知),则行星轮(含行星轮轴和接苗斗)受力分析如图 6 所示。

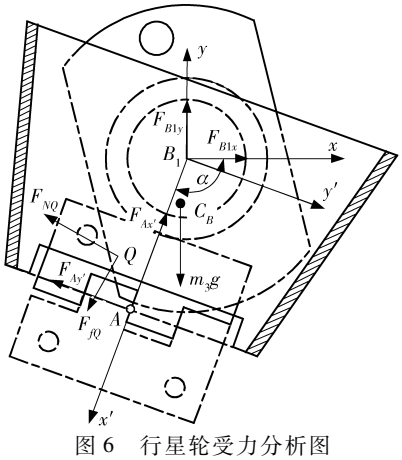


图 6 行星轮受力分析图

Fig. 6 Force analysis diagram of planetary gears

建立其动力学平衡方程为

$$\sum F_x = F_{B1x} - F_{Qx} + F_{Ax'}\cos(\pi-\alpha) - F_{Ay'}\sin(\pi-\alpha) - m_3[\ddot{x}_{B1} - \ddot{\varphi}_{72}(y_{CB}-y_{B1}) - (\dot{\varphi}_{72}+\dot{\varphi})^2(x_{CB}-x_{B1})] = 0 \quad (17)$$

$$\sum F_y = F_{B1y} - F_{Qy} - m_3 g + F_{Ax'}\sin(\pi-\alpha) + F_{Ay'}\cos(\pi-\alpha) - m_3[\ddot{y}_{B1} + \ddot{\varphi}_{72}(x_{CB}-x_{B1}) - (\dot{\varphi}_{72}+\dot{\varphi})^2(y_{CB}-x_{B1})] = 0 \quad (18)$$

$$\sum F_z = F_{B1z} - F_{Az'} = 0 \quad (19)$$

$$\sum M_{B1} = M_Q - M_T - m_3 g(x_{CB}-x_{B1}) + F_{Ax'}y'_A + F_{Ay'}x'_A - J_{7B1}\ddot{\varphi}_{72} - m_3[\ddot{y}_{B1}(x_{CB}-x_{B1}) - \ddot{x}_{B1}(y_{CB}-y_{B1})] \quad (20)$$

其中

$$F_{Qx} = F_{NQ}\cos(\varphi+\pi/2+\gamma+\varphi_{Q1}) + F_{fQ}\cos(\varphi+\pi/2+\gamma+\varphi_{Q2}) \quad (21)$$

$$F_{Qy} = F_{NQ}\sin(\varphi+\pi/2+\gamma+\varphi_{Q1}) + F_{fQ}\sin(\varphi+\pi/2+\gamma+\varphi_{Q2}) \quad (22)$$

$$M_T = F_{Ex'}y'_E \quad (23)$$

式(21)、(22)中,当 $M_Q<0$ 时

$$\varphi_{Q1} = \xi_2(\varphi) + \pi/9 \quad \varphi_{Q2} = \varphi_{Q1} - \pi/2$$

$$F_{NQ} = \frac{M_Q}{\dfrac{r_7\cos(\mu_2 - \xi_2(\varphi) + 7\pi/18)}{\cos\mu_2}}$$

当 $M_Q>0$ 时

$$\varphi_{Q1} = \xi_2(\varphi) + 8\pi/9 \quad \varphi_{Q2} = \varphi_{Q1} + \pi/2$$

$$F_{NQ} = \frac{M_Q}{\dfrac{r_7\cos(\mu_2 + \xi_2(\varphi) + 7\pi/18)}{\cos\mu_2}}$$

$$F_{fQ} = F_{NQ}\tan\mu_2$$

式中 F_{B1x}、F_{B1y}、F_{B1z}——行星架对行星轮轴的作用力在 x、y、z 方向的分量

m_3——行星轮(行星轮轴和接苗斗)质量

(x_{CB}, y_{CB})——行星轮质心坐标

(x_{B1}, y_{B1})——行星轮转动中心坐标

M_Q——中间轮对行星轮的啮合力矩

M_T——摆杆对端面凸轮的阻力矩

J_{7B1}——行星轮(含行星轮轴和接苗斗)绕 B_1 点的转动惯量

F_{NQ}——啮合点 Q 的正压力

F_{fQ}——啮合点 Q 的摩擦力

$\xi_2(\varphi)$——中间轮节曲线在啮合点 Q 的切线方向与向径的夹角

r_7——行星轮转动中心 B_1 到啮合点 Q 距离

2.2.4 行星架动力学平衡方程

行星架受到太阳轮轴、中间轮轴、行星轮轴和端面凸轮的作用力,其受力分析如图 7 所示。

建立其动力学平衡方程为

$$\sum F_x = F_{O1x} - F_{A1x} - F_{B1x} - F_{A'1x} - F_{B'1x} = 0 \quad (24)$$

$$\sum F_y = F_{O1y} - F_{A1y} - F_{B1y} - F_{A'1y} - F_{B'1y} - m_4 g = 0 \quad (25)$$

$$\sum F_z = F_{O1z} - F_{B1z} - F_{B'1z} = 0 \quad (26)$$

$$\sum M_{O1} = -F_{A'1y}x_{A'1} - F_{B'1y}x_{B'1} + F_{A'1x}y_{A'1} + F_{B'1x}y_{B'1} - F_{A1y}x_{A1} - F_{B1y}x_{B1} + F_{A1x}y_{A1} + F_{B1x}y_{B1} + M_L + M_T + M_T(\varphi-\pi) = 0 \quad (27)$$

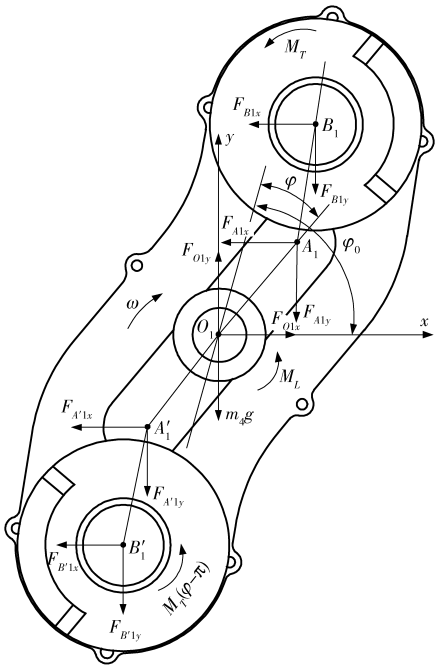


图 7　行星架受力分析图

Fig. 7　Force analysis of planetary carrier

其中　$F_{A'1x}=F_{A1x}(\varphi-\pi)$　$F_{A'1y}=F_{A1y}(\varphi-\pi)$

$F_{B'1x}=F_{B1x}(\varphi-\pi)$　$F_{B'1y}=F_{B1y}(\varphi-\pi)$

$F_{B'1z}=F_{B1z}(\varphi-\pi)$　$x_{A'1}=x_{A1}(\varphi-\pi)=-x_{A1}$

$y_{A'1}=y_{A1}(\varphi-\pi)=-y_{A1}$　$x_{B'1}=x_{B1}(\varphi-\pi)=-x_B$

$y_{B'1}=y_{B1}(\varphi-\pi)=-y_B$

故式(27)可转换为

$$\sum M_{O1}=(F_{A1x}-F_{A'1x})y_{A1}-(F_{A1y}-F_{A'1y})x_{A1}+(F_{B1x}-F_{B'1x})y_{B1}-(F_{B1y}-F_{B'1y})x_{B1}+M_L+M_T+M_T(\varphi-\pi)=0 \tag{28}$$

式中　F_{O1x}、F_{O1y}、F_{O1z}——太阳轮轴对行星架的作用力在 x、y、z 方向的分量

$F_{A'1x}$、$F_{A'1y}$——对称侧行星架对中间轮轴的作用力在 x、y 方向的分量

$F_{B'1x}$、$F_{B'1y}$、$F_{B'1z}$——对称侧行星架对行星轮轴的作用力在 x、y、z 方向的分量

m_4——行星架质量

$(x_{A'1},y_{A'1})$——对称侧中间轮转动中心坐标

$(x_{B'1},y_{B'1})$——对称侧行星轮转动中心坐标

M_L——电动机输入转矩

2.2.5　驱动部分动力学方程求解

利用方程序列求解法[12,14-16]，从力的传递末端构件行星轮开始，逆着力的传递顺序最终达到驱动件行星架，进行栽植装置驱动部分的动力学方程求解。

(1)由式(20)求得 M_Q，将 M_Q 代入式(21)、(22)求得 F_{Qx}、F_{Qy}，进而由式(17)、(18)求得 F_{B1x}和 F_{B1y}。

(2)由式(14)求得 M_P，将 M_P 代入式(15)、(16)求得 F_{Px}和 F_{Py}，进而由式(12)、(13)求得 F_{A1x}和 F_{A1y}。

(3)由式(9)~(11)分别求得 F_{Ox}、F_{Oy}和 M_1。

(4)由式(28)求得 M_L，进而由式(24)~(26)求得 F_{O1x}、F_{O1y}、F_{O1z}。

3　偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植装置动力学优化

3.1　栽植装置动力学性能要求

由于栽植装置安装在悬臂梁上，垂直方向力的变化是引起装置振动的主要因素[17-19]，因此栽植装置动力学性能可通过支座垂直方向受力(太阳轮轴心 y 方向的力与行星架轴心 y 方向的力之和)情况来进行判断，包括一个作业循环中垂直方向所受作用力的峰值力和力的波动。其中峰值力的大小用一个作业循环中力的最大值和最小值之差来描述，力的波动用一个作业循环内各个位置力的方差来表示。峰值力大，说明构件受力情况不理想；力波动大，说明装置振动大、工作平稳性差。因此，理想的动力学特性要求是峰值力小，且力波动小[14]。

3.2　目标函数的建立

由栽植装置动力学性能要求可知，动力学优化时，有 2 个目标：峰值力小和力波动小。

设　$\boldsymbol{F}_{Oy}=(F_{Oy-1},F_{Oy-2},\cdots,F_{Oy-N})$

$\boldsymbol{F}_{O1y}=(F_{O1y-1},F_{O1y-2},\cdots,F_{O1y-N})$

定义栽植装置支座垂直方向峰值力函数为 $f_1(x)$，波动的函数为 $f_2(x)$，则

$$f_1(x)=\max(\boldsymbol{F}_{Oy}+\boldsymbol{F}_{O1y})-\min(\boldsymbol{F}_{Oy}+\boldsymbol{F}_{O1y}) \tag{29}$$

$$f_2(x)=\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\left(F_{Oy-i}+F_{O1y-i}-\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}(F_{Oy-i}+F_{O1y-i})\right)^2 \tag{30}$$

其中 N 表示将一个周期内行星架的转角等分数，分别计算不同行星架转角对应的支座垂直方向力。

根据移栽机实际作业的情况，引入权重系数，峰值力和波动方差分别赋予权重系数 0.6 和 0.4[14]，则动力学优化目标函数为

$$F(x)=\min(0.6f_1(x)+0.4f_2(x)) \tag{31}$$

3.3　约束条件

栽植装置满足理想栽植要求[10-11]的参数范围，作为动力学参数优化的约束条件。

3.4　优化结果

偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植装置需优化的机

构参数包括栽植嘴的初始安装角 θ、两级非圆齿轮转动中心连线的夹角 γ、偏心太阳轮初始相位角 α_3、第二中间椭圆齿轮初始相位角 β_6、偏心太阳轮半径 R_3、偏心太阳轮偏心距 e_3、偏心太阳轮变性系数 m_{31}、第二中间椭圆齿轮长轴 A_6、第二中间椭圆齿轮偏心率 k_6 和第二中间椭圆齿轮变性系数 m_{61}，其满足理想栽植要求的机构参数优化结果为一系列非劣解[10-11]，以非劣解空间中每个参数的最大值作为该参数的上限，最小值作为该参数的下限，得到该装置满足理想栽植要求的机构参数范围为 $65.64° \leqslant \theta \leqslant 65.91°$，$30.77° \leqslant \gamma \leqslant 30.91°$，$25.23° \leqslant \alpha_3 \leqslant 25.54°$，$1.25° \leqslant \beta_6 \leqslant 1.4°$，$30.46\ \text{mm} \leqslant R_3 \leqslant 31.01\ \text{mm}$，$5.58\ \text{mm} \leqslant e_3 \leqslant 5.59\ \text{mm}$，$1.45 \leqslant m_{31} \leqslant 1.56$，$30.21\ \text{mm} \leqslant A_6 \leqslant 30.74\ \text{mm}$，$0.03 \leqslant k_6 \leqslant 0.04$，$1.04 \leqslant m_{61} \leqslant 1.31$。

运用 Matlab 遗传算法工具箱中的函数寻找偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植装置动力学优化目标函数的最小值[20]，遗传算法基本参数选取如下：种群中个体的数目为 40；最大遗传代数为 200；变量的二进制位数为 20；种群中个体选择比率为 0.8；交叉概率为 0.75；变异概率为 0.01。得到具有最优动力学特性的机构参数为 $\theta = 65.744°$、$\gamma = 30.834°$、$\alpha_3 = 25.467°$、$\beta_6 = 1.375°$、$R_3 = 30.916\ \text{mm}$、$e_3 = 5.583\ \text{mm}$、$m_{31} = 1.542$、$A_6 = 30.694\ \text{mm}$、$k_6 = 0.031$、$m_{61} = 1.26$。

4 偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植装置动力学试验

4.1 动力学试验测定参数

根据最优机构参数搭建偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植装置动力学特性测试试验台，如图 8 所示，进行动力学特性测试。在蔬菜移栽机中，栽植装置是通过支座与移栽机相连接的。为更好地掌握栽植装置的动力学特性，采用压电式力传感器（CL-YD-3301 型，测力范围为 ±2 000 N，过载能力 120%），将其与支座固联，测定在一个工作周期中支座垂直方向受力，确定其与行星架转角之间的关系[17-18]。

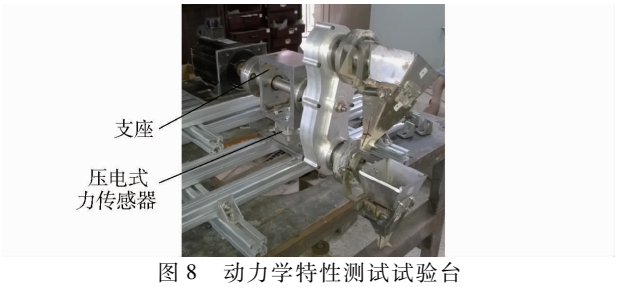
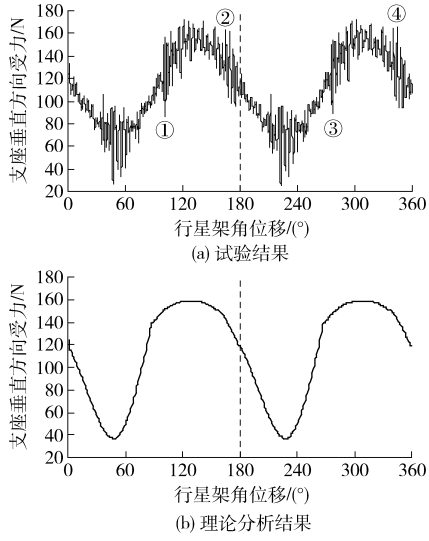


图 8 动力学特性测试试验台

Fig. 8 Test bed for measurement of dynamics characteristics

4.2 动力学试验结果与分析

栽植装置在工作转速为 40 r/min 时，一个工作循环中支座垂直方向受力与行星架转角关系的试验结果如图 9a 所示。理论分析结果如图 9b 所示，动力学试验和理论分析得到的支座垂直方向所受作用力的峰值力和波动方差如表 1 所示。



(a) 试验结果

(b) 理论分析结果

图 9 支座垂直方向受力与行星架转角的关系

Fig. 9 Relationship between force on support in vertical direction and rotation angle of planetary carrier

表 1 试验和理论分析结果比较

Tab. 1 Comparison between results of test and theoretical analysis

垂直方向受力	最大值/N	最小值/N	峰值力/N	波动方差
试验结果	171.96	24.93	147.03	1 033.23
理论分析结果	158.94	36.77	122.17	1 907.32

从图 9 可以看出，在一个运动周期内，栽植装置支座垂直方向受力可分为 2 个全等的过程（以图中虚线所示行星架转角 180°为分界点，正好与栽植装置相位角相差 180°的 2 个一样的栽植嘴相对应）。图 9a 和图 9b 的变化趋势是一致的，其中图 9a 的试验结果曲线出现锯齿形的波动，其主要原因是电动机输入速度不是恒定的，根据试验时的转速表显示，其速度在 35 ~ 45 r/min 波动；相对图 9b 所示的曲线，图 9a 的试验结果曲线出现 4 个明显的波动，其中位置①是下侧栽植嘴（初始位置时在下方的栽植嘴）开始闭合的位置，此时行星架转角约为 100°，位置②是上侧栽植嘴（初始位置时在上方的栽植嘴）张开的位置，此时行星架转角约为 160°，位置③是上侧栽植嘴闭合的位置，此时行星架转角约为 280°，位置④是下侧栽植嘴张开的位置，此时行星架转角约为 340°。其主要原因是试验样机端面凸轮廓线加工误差，使栽植嘴张开和闭合时滚子不能正好贴合凸轮廓线运行，造成额外冲击力。

从表 1 的数据可以看出，试验条件下的峰值力大于理论分析结果，这主要是因为理论上齿轮副不

存在齿侧间隙，但实际上制造和安装的误差会造成齿轮副存在齿侧间隙，造成额外冲击力。而试验条件下波动方差小于理化分析结果，这是因为理论计算时将各运动部件作为纯刚体处理，而在实际运转时，各部件会发生一定程度的变形，从而吸收部分能量，而理论计算时不计入能量消耗，因此实际运转时波动相对较小。

从上面的试验结果和分析可知，所建立的动力学特性分析模型是可靠的，可为动力学特性优化提供可靠数学模型。

5　结论

（1）在建立偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植装置动力学分析模型的基础上，以一个作业循环中支座垂直方向所受作用力的峰值力和波动最小为目标建立其动力学优化模型，以该装置满足理想栽植要求的非劣解集为约束条件，优化得到了该装置最优的机构参数，表明对栽植装置进行动力学性能优化是必要的。

（2）对基于最优机构参数搭建的偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植装置进行动力学特性测试，测得了其在工作转速为 40 r/min 时一个工作循环中支座垂直方向受力与行星架转角的关系，并将其与理论分析结果进行对比，分析误差存在的原因。结果表明所建立的偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植装置动力学分析模型是可靠的，可为其动力学优化提供可靠数学模型，同时该动力学模型也为其他类型的非圆齿轮行星轮系栽植装置动力学分析和优化提供可靠理论基础。

参　考　文　献

1　金诚谦，吴崇友，袁文胜. 链夹式移栽机栽植作业质量影响因素分析[J]. 农业机械学报，2008，39(9)：196－198.

2　刘磊，陈永成，毕新胜，等. 吊篮式移栽机栽植器运动参数的研究[J]. 石河子大学学报：自然科学版，2008，26(4)：504－506.
LIU Lei, CHEN Yongcheng, BI Xinsheng, et al. Reserch on the 2ZM－2 transplanting machine with the nacelle[J]. Journal of Shihezi University: Natural Science, 2008, 26(4): 504－506. (in Chinese)

3　封俊，秦贵，宋卫堂，等. 移栽机的吊杯运动分析与设计准则[J]. 农业机械学报，2002，33(5)：48－50.
FENG Jun, QIN Gui, SONG Weitang, et al. The kinematic analysis and design criteria of the dibble-type transplanters[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2002, 33(5): 48－50. (in Chinese)

4　PRASANNA KUMAR G V, RAHEMAN H. Development of a walk-behind type hand tractor powered vegetable transplanter for paper pot seedlings[J]. Biosystems Engineering, 2011, 110(2): 189－197.

5　赵雄，陈建能，杨茂祥，等. 二阶自由非圆齿轮行星系钵苗移栽机取苗机构[J/OL]. 农业机械学报，2014，45(4)：123－127. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20140419&flag=1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2014.04.019.
ZHAO Xiong, CHEN Jianneng, YANG Maoxiang, et al. Seedling pick-up mechanism of planetary gear train with two-order general non-circular gears[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(4): 123－127. (in Chinese)

6　陈建能，黄前泽，赵雄，等. 一种钵苗移栽机旋转式移栽装置：中国，ZL201020238733.6[P]. 2011－05－18.

7　陈建能，黄前泽，王英，等. 钵苗移栽机非圆齿轮行星轮系栽植机构参数分析与反求[J]. 农业工程学报，2013，29(8)：18－26.
CHEN Jianneng, HUANG Qianze, WANG Ying, et al. Parametric analysis and inversion of transplanting mechanism with planetary non-circular gears for potted-seedling transplanter[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(8): 18－26. (in Chinese)

8　陈建能，王英，黄前泽，等. 钵苗移栽机变形椭圆齿轮行星系植苗机构优化与试验[J/OL]. 农业机械学报，2013，44(10)：52－56，92. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20131009&flag=1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2013.10.009.
CHEN Jianneng, WANG Ying, HUANG Qianze, et al. Optimization and test of transplanting mechanism with planetary deformed elliptic gears for potted-seedling transplanter[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(10): 52－56, 92. (in Chinese)

9　陈建能，黄前泽，王英，等. 钵苗移栽机椭圆齿轮行星系植苗机构运动学建模与分析[J]. 农业工程学报，2012，28(5)：6－12.
CHEN Jianneng, HUANG Qianze, WANG Ying, et al. Kinematics modeling and analysis of transplanting mechanism with planetary elliptic gears for pot seedling transplanter[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(5): 6－12. (in Chinese)

10　王英，陈建能，赵雄，等. 非圆齿轮行星轮系传动的栽植机构参数优化与试验[J/OL]. 农业机械学报，2015，46(9)：85－93. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20150912&flag=1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2015.09.012.
WANG Ying, CHEN Jianneng, ZHAO Xiong, et al. Parameter optimization and experiment of planting mechanism deriven by planetary non-circular gears[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(9): 85－93. (in Chinese)

11　陈建能，章鹏华，王英，等. 旋转式钵苗栽植机构多目标参数优化与试验[J/OL]. 农业机械学报，2015，46(5)：46－53. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20150508&flag=1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2015.05.008.
CHEN Jianneng, ZHANG Penghua, WANG Ying, et al. Multi-objective parameter optimization and experiment of rotary seedling

planting mechanism [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(5): 46 - 53. (in Chinese)

12 赵匀. 机构数值分析与综合[M]. 北京:机械工业出版社,2005.

13 孙桓,陈作模,葛文杰. 机械原理[M]. 北京:高等教育出版社,2006.

14 陈建能. 椭圆齿轮行星系分插机构的动力性能分析、参数优化及实验验证[D]. 杭州:浙江大学,2004.
CHEN Jianneng. Dynamics performance analysis, parameters optimization and proof for transplanting mechanism with planetary elliptic gears [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2004. (in Chinese)

15 王英,陈建能,周丽莎,等. 步行式插秧机共轭凸轮推秧装置动力学分析与试验[J/OL]. 农业机械学报,2012,43(10):47 - 52, 100. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20121009&flag=1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2012.10.009.
WANG Ying, CHEN Jianneng, ZHOU Lisha, et al. Dynamic analysis and experiment of conjugate cam seedling-pushing device applied on walking-type rice transplanter[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(10): 47 - 52, 100. (in Chinese)

16 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.

17 叶秉良,李丽,俞高红,等. 蔬菜钵苗旋转式取苗机构动力学分析与试验[J/OL]. 农业机械学报,2014,45(6):70 - 78. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20140612&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.06.012.
YE Bingliang, LI Li, YU Gaohong, et al. Dynamics analysis and test of rotary pick-up mechanism for vegetable pot-seedling[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(6): 70 - 78. (in Chinese)

18 叶秉良,朱浩,俞高红,等. 旋转式水稻钵苗移栽机构动力学分析与试验[J/OL]. 农业机械学报,2016,47(5): 53 - 61. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20160508&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.05.008.
YE Bingliang, ZHU Hao, YU Gaohong, et al. Dynamics analysis and tests of rotary transplanting mechanism for rice pot-seedling [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(5): 53 - 61. (in Chinese)

19 陈建能,赵匀,李革,等. 椭圆齿轮行星系分插机构动力学特性的试验[J]. 农业机械学报,2006,37(1):40 - 42, 46.
CHEN Jianneng, ZHAO Yun, LI Ge, et al. Study of dynamic characteristics of transplanting mechanism with elliptic planetary gears through experiment[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(1): 40 - 42,46. (in Chinese)

20 雷英杰,张善文,李续武,等. Matlab 遗传算法工具箱及应用[M]. 西安:西安电子科技大学出版社,2014.

(上接第 37 页)

15 曹成茂, 秦宽,王安民,等. 水稻直播机气吹辅助勺轮式排种器设计与试验[J/OL]. 农业机械学报,2015,46(1):66 - 72. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20150110&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.01.010.
CAO Chengmao, QIN Kuan, WANG Anmin, et al. Design and experment on rice hill seeder with air-blowing special hole and scoop-wheel [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2015,46(1): 66 - 72. (in Chinese)

16 赵晓顺,于丽华,张晋国,等. 槽缝气吸式小麦精量排种器[J/OL]. 农业机械学报,2013,44(2):48 - 51. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20130210&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.02.010.
ZHAO Xiaoshun, YU Lihua, ZHANG Jinguo, et al. Slot-type pneumatic precise wheat seed-metering device [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2013,44(2):48 - 51. (in Chinese)

17 刘佳, 崔涛,张东兴,等. 机械气力式组合式玉米精密排种器[J/OL]. 农业机械学报,2012,43(2):43 - 47. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20120209&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.02.009.
LIU Jia, CUI Tao, ZHANG Dongxing, et al. Mechanical-pneumatic combined corn precision seed-metering device [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2012,43(2): 43 - 47. (in Chinese)

18 鞠锡庆. John Deere 7000 型精密播种机的导种管分析[J]. 农业机械学报,1981,12(2):78 - 82.
JU Xiqing. Analysis of seed spouts of John Deere 7000 precision seeder [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,1981,12(2): 78 - 82. (in Chinese)

19 耿端阳,李玉环,孟鹏祥,等. 玉米伸缩指夹式排种器设计与试验[J/OL]. 农业机械学报,2016,47(5):38 - 45. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20160506&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.05.006.
GENG Duanyang, LI Yuhuan, MENG Pengxiang, et al. Design and test on telescopic clip finger type of metering device[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2016,47(5): 38 - 45. (in Chinese)