

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.12.009

组合式非圆齿轮行星轮系取苗机构动力学分析与试验

叶秉良^{1,2} 唐涛^{1,2} 俞高红^{1,2} 童俊华^{1,2} 易卫明^{1,2} 郑扬^{1,2}

(1. 浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018; 2. 浙江省种植装备技术重点实验室, 杭州 310018)

摘要: 针对组合式不完全偏心圆-非圆齿轮行星轮系旋转式取苗机构,应用动态静力分析法和动力学方程组序列求解法,建立机构动力学模型,开发出机构动力学分析软件求解模型,计算得到机构链条受力、各齿轮旋转中心和啮合点受力、支座反力的变化规律;建立了机构虚拟样机,加工出机构物理样机,开展机构动力学仿真分析和台架试验,得到两种情况下机构转速为 60 r/min 时支座反力与行星架转角之间的关系,取苗机构理论分析、仿真分析和台架试验所得到的支座反力变化规律基本一致,验证了取苗机构动力学模型的可靠性和动力学分析的正确性;与原取苗机构比较,本文取苗机构样机 y 方向支座反力的最大幅值和方差分别从 155 N 和 $1\ 171\ \text{N}^2$ 减小为 77 N 和 $553\ \text{N}^2$,降低了 50.3% 和 52.7%,表明提出的取苗机构具有比原机构更优的动力学性能。

关键词: 旋转式取苗机构; 组合式非圆齿轮传动; 不完全偏心圆-非圆齿轮; 动力学分析; 动力学仿真

中图分类号: TH132.424; S223.9 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2018)12-0074-09

Dynamics Analysis and Tests on Seedling Pick-up Mechanism of Planetary Gear Train of Combined Gear Transmission with Non-circular Gears

YE Bingliang^{1,2} TANG Tao^{1,2} YU Gaohong^{1,2} TONG Junhua^{1,2} YI Weiming^{1,2} ZHENG Yang^{1,2}

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

2. Zhejiang Province Key Laboratory of Transplanting Equipment and Technology, Hangzhou 310018, China)

Abstract: Dynamics characteristics and relative tests on a type of rotary seedling pick-up mechanism of planetary gear train with combined gear transmission of incomplete eccentric circle gear and non-circular gears were studied. Based on the force analysis of each moving component in the seedling pick-up mechanism with the dynamic static analysis method and dynamics equations sequence-solution method, the dynamics mathematical model of the mechanism was built, and the dynamics analysis software was developed to solve the model to obtain the force variation law of different positions, including the chain, rotary centers and mesh points of gears and bearing of the mechanism. The virtual prototype of the mechanism was set up and its physical prototype was manufactured to conduct dynamics simulation analysis and bench tests on the mechanism, respectively. The relationship between the bearing reaction force and the rotation angle of the planetary carrier was obtained when the mechanism was rotated at 60 r/min. The variation law of bearing reaction force under theoretical analysis, dynamics simulation and bench test of the seedling pick-up mechanism were basically consistent, which verified reliability of the dynamics model and correctness of dynamics analysis of the seedling pick-up mechanism. By contrast to the original seedling pick-up mechanism, it can be obtained that the maximum amplitude and variance of bearing reaction force in the y direction of the seedling pick-up mechanism were reduced from 155 N and $1\ 171\ \text{N}^2$ to 77 N and $553\ \text{N}^2$, which were decreased by 50.3% and 52.7%, respectively, indicating that the mechanism had better dynamics performance than the original mechanism.

Key words: rotary seedling pick-up mechanism; combined non-circular gear transmission; incomplete eccentric circle and non-circular gear; dynamics analysis; dynamics simulation

收稿日期: 2018-05-23 修回日期: 2018-07-10

基金项目: 国家自然科学基金项目(51505429)、浙江省自然科学基金项目(LZ16E050003)和浙江理工大学科研启动基金项目(15022011-Y)

作者简介: 叶秉良(1972—),男,教授,主要从事农业机械设计和机构数值分析与综合研究, E-mail: zist_ybl@zstu.edu.cn

通信作者: 俞高红(1975—),男,教授,博士生导师,主要从事农业种植机械设计与机构学研究, E-mail: yugh@zstu.edu.cn

0 引言

全自动旱地钵苗移栽机是我国农业机械发展的重点,影响其工作质量和效率的核心工作部件是移栽机构^[1-7]。笔者所在的浙江理工大学农业机械研究所发明了多种旱地钵苗自动移栽机构^[8-18],其中最具代表性的是椭圆-不完全非圆齿轮行星系蔬菜钵苗取苗机构,该机构的驱动部分主要由 1 个不完全非圆齿轮、4 个相同的椭圆齿轮和 1 套锁止弧装置组成,在啮合传动与锁止弧装置的共同作用下获得较好的取苗轨迹和姿态。组合式不完全偏心圆-非圆齿轮行星轮系取苗机构^[19]是一种新型取苗机构,该机构采用组合式非圆齿轮传动机构代替了原来包含锁止弧和缓冲弧装置的非圆齿轮机构,不仅能够实现机构非匀速连续传动及周期内传动比二次不等幅的较大波动的要求,而且较原取苗机构传动冲击较小、平稳性好。移栽机构高速高效的发展趋势要求对机构不仅要开展运动学分析与综合,还要进行机构动力学研究^[20]。动态静力分析法和动力学方程组序列求解法等动力学研究方法在本领域得到了成功应用^[21-26]。本文针对组合式不完全偏心圆-非圆齿轮行星轮系旋转式取苗机构,采用动态静力分析法和动力学方程组序列求解法对机构进行动力学建模与分析,开展机构的动力学仿真和相关试验研究,验证机构的动力学模型,研究机构样机的动力学特性,为进一步开展机构的强度分析和动力学优化提供理论和试验基础。

1 取苗机构工作原理

组合式不完全偏心圆-非圆行星轮系取苗机构简图如图 1 所示。该机构由行星轮系传动和取苗臂两部分组成,其中行星轮系传动部分是机构实现取苗运动轨迹和姿态的关键;取苗臂是控制取苗针张开和闭合以实现机构的取苗和推苗动作的末端执行部件,通过行星轮轴与行星轮固结,其中的凸轮与行星架固结。由于结构对称,现以取苗机构一侧为例,分析其工作原理。太阳轮(不完全偏心圆齿轮 5 和中心不完全非圆齿轮 4 固结而成的组合式非圆齿轮)与机架固定在一起,行星架固结在中心轴上,中心轴带动行星架绕 O 点逆时针转动;中间轮(中间不完全非圆齿轮 3 和中间非圆齿轮 2 固结而成的组合式非圆齿轮)在跟随行星架转动的同时又与行星非圆齿轮 1 啮合,绕着行星架上的回转中心 M_2 作逆时针转动;行星非圆齿轮 1 随着行星架公转的同时也与中间非圆齿轮 2 啮合传动,绕着行星架上的 O_1 点顺时针转动。中间轮上的中间非圆齿轮 2 与太阳

轮上的不完全偏心圆齿轮 5 啮合时,机构完成取苗、运苗和推苗工作工程,取苗臂尖点形成 $ABCDEF$ 段轨迹,两者啮合完成后中间轮上的中间不完全非圆齿轮 3 与太阳轮上的中心不完全非圆齿轮 4 进行啮合,机构进入回程,取苗臂尖点形成 FA 段轨迹,回程结束后,开始下一个工作循环。

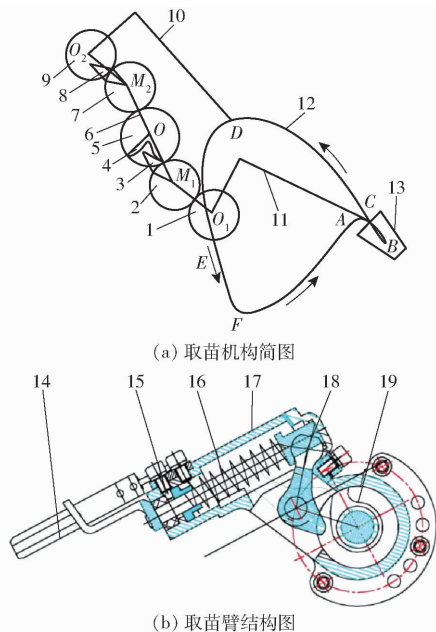


图 1 组合式不完全偏心圆-非圆齿轮行星轮系取苗机构简图

Fig. 1 Diagrams of seedling pick-up mechanism of planetary gear train with combined gear transmission of incomplete eccentric circle gear and non-circular gears

1、9. 行星非圆齿轮 2、7. 中间非圆齿轮 3、8. 中间不完全非圆齿轮 4. 中心不完全非圆齿轮 5. 不完全偏心圆齿轮 6. 行星架 10、11. 取苗臂 12. 取苗轨迹 13. 钵苗盘 14. 取苗针 15. 推苗杆 16. 弹簧 17. 取苗臂壳体 18. 拨叉 19. 凸轮

根据取苗机构的设计要求和运动分析,其运动过程可分为 4 个过程,分别为取苗、运苗、推苗和回程,各运动过程及其对应的行星架转角范围如图 2 所示。

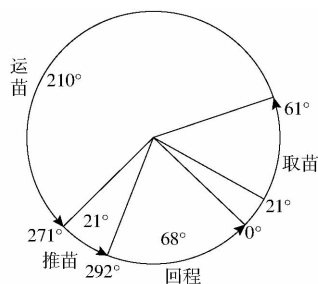


图 2 取苗机构工作循环图

Fig. 2 Working cycle diagram of seedling pick-up mechanism

取苗机构正常运转的一个工作周期内,在取苗过程中,取苗初始时刻行星架转角为 0° ,弹簧处于最大压缩量状态,当行星架从 0° 转到 21° 时,取苗针

进入钵苗盘,拨叉相对于凸轮转动,此过程中拨叉驱动推苗杆,从而带动两个取苗针逐渐闭合并夹紧钵苗,弹簧从最大压缩量减小到最小压缩量,拨叉对凸轮有力矩作用;而当行星架转角为 $21^\circ \sim 61^\circ$ 时,弹簧处于最小压缩状态并维持不变,此阶段拨叉与凸轮没有相对于取苗臂转动,拨叉对凸轮无力矩作用。在运苗过程中,行星架转角为 $61^\circ \sim 271^\circ$ 时,两个取苗针始终保持夹紧钵苗状态,并随着取苗臂一起运动,此过程中凸轮与拨叉一直未接触,且无相对运动,拨叉对凸轮无力矩作用,拨叉、推苗杆以及取苗臂壳体与行星轮可视为一个整体进行受力分析。在推苗过程中,行星架转角为 $271^\circ \sim 292^\circ$ 时,凸轮与拨叉开始接触,拨叉相对于凸轮转动,此过程中拨叉驱动推苗杆,从而带动两个取苗针张开并释放钵苗使其落入植苗机构中,弹簧从最小压缩量增加到最大压缩量,拨叉对凸轮有力矩作用。在回程过程中,行星架转角为 $292^\circ \sim 360^\circ$ 时,弹簧压缩量最大,两个取苗针之间的距离和推苗杆相对位移均为最大并保持不变,由于凸轮与拨叉之间正压力的作用线正好通过凸轮回转中心,故在忽略摩擦力情况下,拨叉对凸轮没有力矩作用。

2 取苗机构动力学分析

开展组合式不完全偏心圆-非圆齿轮行星轮系取苗机构的动力学研究,要求出该机构在一个工作周期内各运动构件受力、运动副约束反力和驱动力与行星架转角之间的关系,必须先建立取苗机构的行星轮系传动和取苗臂的动力学模型,由于篇幅限制,参考文献[23-24],本文仅对取苗机构行星轮系传动的动力学建模进行阐述。

2.1 取苗机构行星轮系传动的动力学建模

2.1.1 行星非圆齿轮

设行星轮和中间轮啮合点 J 处受力为 $-F_{Jx}$ 、 $-F_{Jy}$,行星轮轴受力为 F_{O_1x} 、 F_{O_1y} ,在不同运动过程,取苗臂受力分析不同,则行星轮的受力也会有所不同,故可根据运动过程不同分为4种情况对行星轮进行分析,本文列出取苗过程的动力学平衡方程,并对各运动过程相关参数的赋值进行说明。其他运动过程可根据该说明参照取苗过程动力学平衡方程进行建模。在取苗过程第1阶段,行星架转角为 $0^\circ \sim 21^\circ$ 时,推苗杆和拨叉均相对于取苗臂运动,故行星轮受力分析不包含拨叉和推苗杆这两个构件(如图3所示),其动力学平衡方程为

$$\sum F_x = F_{O_1x} - F_{Jx} + (-F_{HT} + F_{KT} - F_Z - F_{Bx'}) \cos \alpha_1 - F_{By'} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_1 \right) - (m_3 - m_B - m_T) [\ddot{x}_{O_1} - \ddot{\varphi}_{1x} (y_{1C} - y_{O_1}) - (\dot{\varphi}_{1x} + \dot{\varphi}_X)^2 (x_{1C} - x_{O_1})] = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_y = F_{O_1y} - F_{Jy} - (m_3 - m_B - m_T) g + (-F_{HT} + F_{KT} - F_Z - F_{Bx'}) \sin \alpha_1 - F_{By'} \sin \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_1 \right) - (m_3 - m_B - m_T) [\ddot{y}_{O_1} - \ddot{\varphi}_{1x} (x_{1C} - x_{O_1}) - (\dot{\varphi}_{1x} + \dot{\varphi}_X)^2 (y_{1C} - y_{O_1})] = 0 \quad (2)$$

$$\sum M_{O_1} = M_J - (m_3 - m_B - m_T) g (x_{1C} - x_{O_1}) + F_{Bx'} y'_B - F_{By'} x'_B - (-F_{HT} + F_{KT} - F_Z) y'_{TC} - J_{CO_1} \ddot{\varphi}_{1x} - (m_3 - m_B - m_T) \cdot [\ddot{y}_{O_1} (x_{1C} - x_{O_1}) - \ddot{x}_{O_1} (y_{1C} - y_{O_1})] = 0 \quad (3)$$

式中 F_{Jx} 、 F_{Jy} ——中间轮与行星轮啮合点处的受力
 F_Z 、 F_{KT} 、 F_{HT} ——取苗针所受取苗阻力、弹簧对推苗杆的作用力和推苗杆受到的滑道阻力
 m_3 、 m_B 、 m_T ——行星轮(含取苗臂)、拨叉和推苗杆的质量
 $F_{Bx'}$ 、 $F_{By'}$ ——拨叉对行星轮的作用力
 α_1 ——取苗针与水平坐标的夹角
 (x_{O_1}, y_{O_1}) 、 (x_{1C}, y_{1C}) ——行星轮旋转中心和质心的坐标
 (x'_B, y'_B) 、 (x'_{TC}, y'_{TC}) ——拨叉旋转中心和推苗杆质心相对坐标

$\dot{\varphi}_X$ ——行星架角速度

$\dot{\varphi}_{1x}$ 、 $\ddot{\varphi}_{1x}$ ——行星轮相对行星架的角速度和角加速度

J_{CO_1} ——行星轮绕 O_1 点的转动惯量

M_J ——中间轮对行星轮的作用力矩

δ_0 ——行星架 M_1O_1 相对 OM_1 的角度

F_x ——行星轮 x 方向受力

F_y ——行星轮 y 方向受力

M_{O_1} —— O_1 力矩

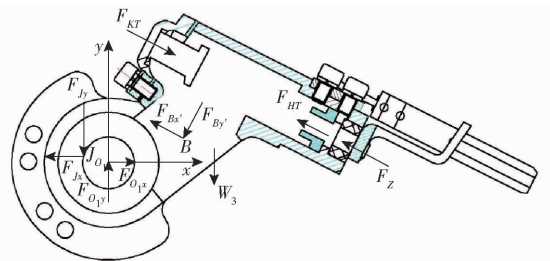


图3 行星轮受力分析图

Fig.3 Force analysis of planetary gear

在取苗过程中,第1阶段行星架转角为 $0^\circ \sim 21^\circ$ 时,推苗杆和拨叉均相对于取苗臂运动,取苗臂中 F_{HT} 、 F_{KT} 、 F_Z 、 $F_{Bx'}$ 、 $F_{By'}$ 均不为零,行星轮总质量为 $m_3 - m_T - m_B$ (不含推苗杆 m_T 和拨叉质量 m_B),其转动惯量按照无拨叉和推苗杆进行计算;第2阶段

行星架转角为 $21^\circ \sim 61^\circ$ 时,推苗杆和拨叉相对于取苗臂均无运动, F_{KT} 为内力不予考虑, F_{HT} 、 $F_{Bx'}$ 、 $F_{By'}$ 、 F_z 均为零,行星轮质量为 m_3 (其中包含拨叉质量 m_b 和推苗杆质量 m_T)。在运苗过程中,凸轮与拨叉无接触,将行星轮、取苗臂 (包含拨叉和推苗杆) 视为一个整体, F_{KT} 为内力不予考虑, F_{HT} 、 F_z 、 $F_{Bx'}$ 、 $F_{By'}$ 均为零。在推苗过程中,拨叉和推苗杆相对于取苗臂运动,行星轮受力情况受力分析与取苗过程中的第 1 阶段相同,但其受到的滑道阻力方向相反,且取苗阻力为零。在回程过程中,弹簧保持最大压缩量状态,行星轮的受力分析与运苗阶段相同。

2.1.2 中间轮

中间轮与太阳轮、行星非圆齿轮的啮合点分别为 P 和 J 。在取苗、运苗、推苗过程中,中间非圆齿轮与太阳轮上的不完全偏心圆齿轮、行星非圆齿轮啮合;而在回程中,中间轮上的中间不完全非圆齿轮与太阳轮上的中心不完全非圆齿轮、行星非圆齿轮啮合。中间轮受力分析如图 4 所示,其动力学平衡方程为

$$\sum F_x = -F_{Px} + F_{Jx} + F_{M1x} - m_2 [\ddot{x}_{M1} - \dot{\varphi}_{2X} (y_{2C} - y_{M1}) - (\dot{\varphi}_X + \dot{\varphi}_{2X})^2 (x_{2C} - x_{M1})] = 0 \quad (4)$$

$$\sum F_y = -F_{Py} + F_{Jy} + F_{M1y} - m_2 g - m_2 [\ddot{y}_{M1} + \dot{\varphi}_{2X} (x_{2C} - x_{M1}) - (\dot{\varphi}_X + \dot{\varphi}_{2X})^2 (y_{2C} - y_{M1})] = 0 \quad (5)$$

$$\sum M_{M1} = M_P - M_J - m_2 g (x_{2C} - x_{M1}) - J_{CM1} \ddot{\varphi}_{2X} - m_2 [\ddot{y}_{M1} (x_{2C} - x_{M1}) - \ddot{x}_{M1} (y_{2C} - y_{M1})] = 0 \quad (6)$$

式中 F_{Px} 、 F_{Py} ——中间轮与太阳轮啮合点处受力
 F_{M1x} 、 F_{M1y} ——中间轮轴受力
 \ddot{x}_{M1} 、 \ddot{y}_{M1} ——中间轮旋转中心加速度
 M_{M1} ——中间轮 M_1 处所受力矩
 m_2 、 J_{CM1} ——中间轮质量和转动惯量
 M_P ——中间轮 P 处所受力矩
 M_J ——中间轮 J 处所受力矩
 $\dot{\varphi}_{2X}$ 、 $\dot{\varphi}_{2X}$ ——中间轮相对行星架角速度和角加速度

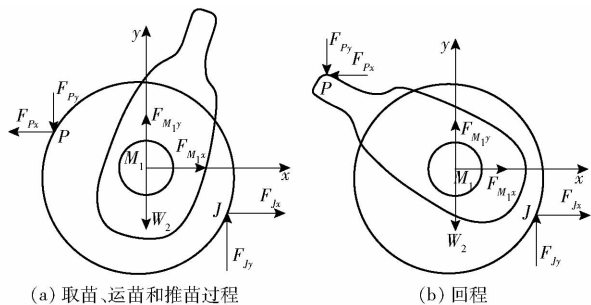


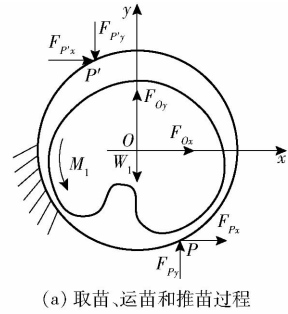
图 4 中间非圆齿轮受力分析图

Fig. 4 Force analyses of middle non-circular gear

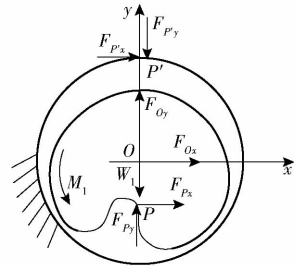
(x_{M1}, y_{M1}) 、 (x_{2C}, y_{2C}) ——中间轮旋转中心和质心的坐标

2.1.3 太阳轮

太阳轮两侧的中非圆齿轮对太阳轮的作用力分别作用在啮合点 P 和 P' 处,由于啮合齿轮副的不同,受力分析分为 2 种情况,如图 5 所示。



(a) 取苗、运苗和推苗过程



(b) 回程

图 5 太阳轮受力分析图

Fig. 5 Force analyses of sun gear

$$\sum F_x = F_{Ox} + F_{Px} + F_{P'x} = 0 \quad (7)$$

$$\sum F_y = F_{Oy} + F_{Py} - F_{P'y} - m_1 g = 0 \quad (8)$$

$$\sum M_O = M_1 + F_{Px} y_P - F_{P'x} y_{P'} + F_{P'y} x_{P'} + F_{Py} x_P = 0 \quad (9)$$

式中 F_{Ox} 、 F_{Oy} ——机架对太阳轮的作用力
 $F_{P'x}$ 、 $F_{P'y}$ ——太阳轮在对称侧啮合点 P' 处受到中间轮的作用力
 m_1 ——太阳轮质量
 M_1 ——太阳轮受到的阻力矩
 M_O ——太阳轮 O 处所受力矩
 (x_P, y_P) 、 $(x_{P'}, y_{P'})$ ——啮合点 P 和 P' 坐标

2.1.4 行星架

行星架受力主要来自链条驱动力、两个中间非圆齿轮对行星架的轴心力、行星非圆齿轮对行星架的轴心力以及凸轮反力矩。由于作用在凸轮上力的方向和大小都随时间而变化,为方便受力分析,将其等效为作用于 O_1 的力和力偶,行星架受力分析如图 6 所示。

设中心轴对行星架的作用力为 F_{Ox1} 、 F_{Oy1} ,行星架的动力学平衡方程为

$$\sum F_x = F_{Ox1} - F_{Nx} - F'_{Nx} - F_{M1x} - F_{O1x} - F'_{M1x} - F'_{O1x} - F_i \cos \alpha_i = 0 \quad (10)$$

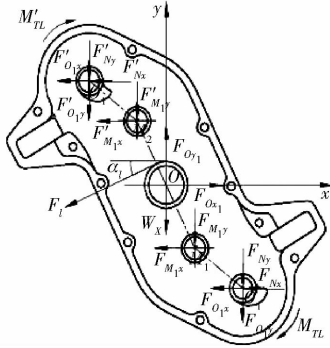


图6 行星架受力分析图

Fig. 6 Force analysis of planetary carrier

$$\sum F_y = F_{O_{y1}} - F_{N_y} - F'_{N_y} - F_{M_{1y}} - F_{O_{1y}} - F'_{M_{1y}} - F'_{O_{1y}} - m_x g - F_l \sin \alpha_l = 0 \quad (11)$$

$$\sum M_O = (F_{N_x} + F_{O_{1x}}) y_{O_1} + (F'_{O_{1x}} + F'_{N_x}) y'_{O_1} + F_{M_{1x}} y_{M_1} + F'_{M_{1x}} y'_{M_1} - (F_{N_y} + F_{O_{1y}}) x_{O_1} + F_l r_l - (F'_{O_{1y}} + F'_{N_y}) x'_{O_1} - F_{M_{1y}} x_{M_1} - F'_{M_{1y}} x'_{M_1} - M_{TL} - M'_{TL} = 0 \quad (12)$$

式中 (F_{N_x}, F_{N_y}) 、 (F'_{N_x}, F'_{N_y}) ——拨叉对凸轮正压力
 $(F'_{M_{1x}}, F'_{M_{1y}})$ 、 $(F'_{O_{1x}}, F'_{O_{1y}})$ ——对称侧中间轮轴和行星轮轴受力

F_l 、 α_l ——机构所受的链条力及其方向角

r_l ——链轮半径 m_x ——行星架质量

(x'_{O_1}, y'_{O_1}) 、 (x'_{M_1}, y'_{M_1}) ——对称侧行星轮和中间轮旋转中心坐标

M_{TL} 、 M'_{TL} ——拨叉对凸轮作用力矩,在取苗过程第2阶段、运苗过程和回程中力矩为零

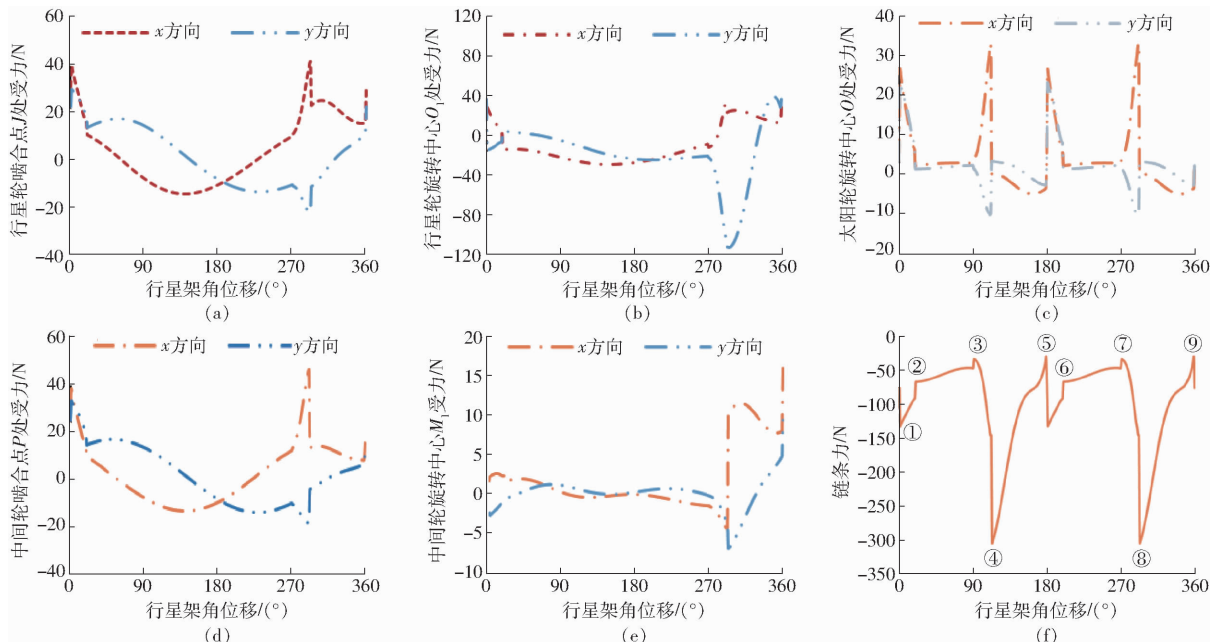


图7 各运动构件不同位置受力变化曲线

Fig. 7 Applied force curves of various positions of each moving link

2.2 取苗机构动力学结果分析

应用VB软件编写了组合式不完全偏心圆-非圆齿轮行星轮系取苗机构的动力学分析软件,得到了取苗机构转速为60 r/min时各齿轮的啮合点和旋转中心受力、链条力与行星架转角之间的关系,如图7所示。

从受力曲线得知,由于取苗机构在取苗和推苗过程中拨叉与凸轮的相互作用,以及回程太阳轮上的中心不完全非圆齿轮与中间轮上的中间不完全非圆齿轮啮合产生柔性冲击,取苗机构受力变化主要发生在取苗、推苗和回程3个过程。由图7f链条力变化曲线可知,由于取苗机构对称布置了2个取苗臂,对应于取苗机构运转的一个周期,链条力变化两个周期(以行星架转角 180° 处为分界点)。取苗机构在取苗过程第1阶段(区间①~②和⑤~⑥)、推苗过程(区间③~④和⑦~⑧)和回程(区间④~⑤和⑧~⑨)受力产生波动,尤其是推苗过程和回程受力波动较大,造成机构振动,影响机构运转的平稳性。

2.3 与原取苗机构动力学性能比较

图8是取苗机构动力学理论分析所得到的x、y方向支座受力变化曲线,图9和图10分别是课题组之前设计的椭圆-不完全非圆齿轮行星轮系蔬菜钵苗取苗机构(下称“原取苗机构”)动力学理论分析所得到的链条力和支座在y方向上的受力变化曲线^[25]。

表1为本文取苗机构与原取苗机构的链条力和y方向支座反力比较。从图表可知,本文取苗机构链条力和y方向的支座反力的方差由原取苗机

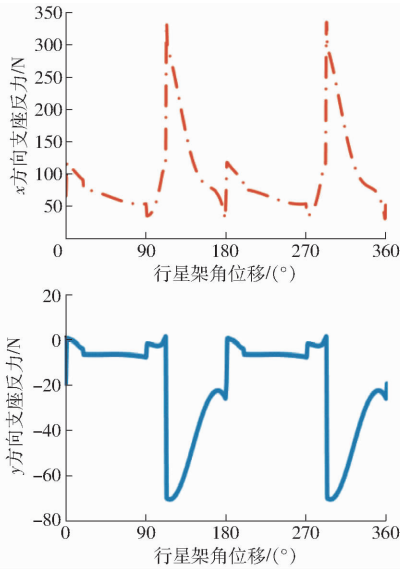


图 8 取苗机构支座反力变化曲线

Fig. 8 Bearing reaction force curves of seedling pick-up mechanism

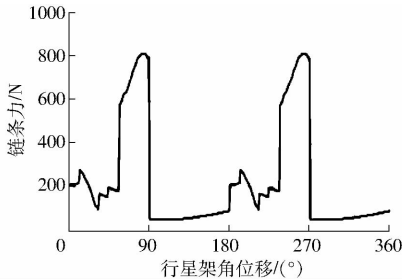


图 9 原取苗机构链条力变化曲线

Fig. 9 Chain force of original seedling pick-up mechanism

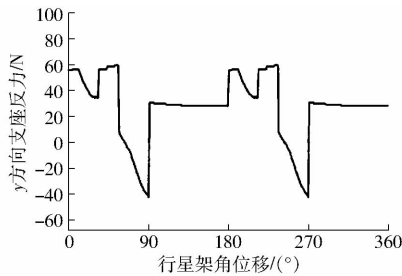


图 10 原取苗机构 y 方向支座反力变化曲线

Fig. 10 Bearing reaction force in y direction of original seedling pick-up mechanism

构的 $6\ 023\ \text{N}^2$ 和 $618.3\ \text{N}^2$ 分别减小为 $4\ 096\ \text{N}^2$ 和 $493.0\ \text{N}^2$, 降低了 32% 和 20%, 由此可知, 相较于课题组之前所设计的原蔬菜钵苗取苗机构, 本文所研究的取苗机构的动力学性能更好, 这也说明组合式非圆齿轮行星轮系取苗机构的移栽作业平稳性更好。

3 取苗机构动力学仿真

应用 UG 建立组合式不完全偏心圆-非圆齿轮行星轮系取苗机构三维实体模型, 将其导出保存为 .x_t 文件后再导入 ADAMS 软件中, 添加约束, 设定

表 1 取苗机构链条力和 y 方向支座反力比较

Tab.1 Comparison of chain force and bearing reaction force in y direction of seedling pick-up mechanism

参数	力最大值/ 力最小值/		力的方差/ N^2	
	N	N		
本文取苗机构	链条力	-28	-303	4 096
	y 方向支座反力	70	2	493
原取苗机构	链条力	810	30	6 023
	y 方向支座反力	60	-41.7	618.3

碰撞约束中的刚度、阻尼系数、全阻尼状态穿透值、弹簧的弹性系数和预载荷等参数后, 在太阳轮轴与地面的转动副处添加一个逆时针方向旋转的电机, 旋转角速度为 $360\ (\text{°})/\text{s}$ (即机构转速为 $60\ \text{r}/\text{min}$), 进行取苗机构的动力学仿真 (图 11)。

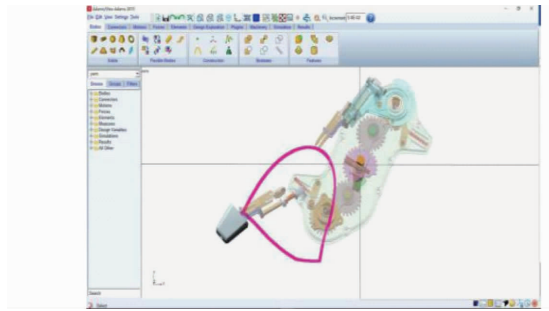


图 11 取苗机构动力学仿真

Fig. 11 Dynamics simulation of seedling pick-up mechanism

图 12 所示为取苗机构动力学仿真所得到的支座反力曲线。根据 ADAMS 仿真分析与理论分析支座反力曲线计算得到的受力最大幅值和方差, 如表 2 所示。根据图 8、12 和表 2 数据可以发现, 理论分析和仿真分析的受力变化趋势基本一致, 并且幅值相差不大, 验证了本文取苗机构动力学建模和分析的正确性。另外, 图 12 中支座反力曲线的波动是

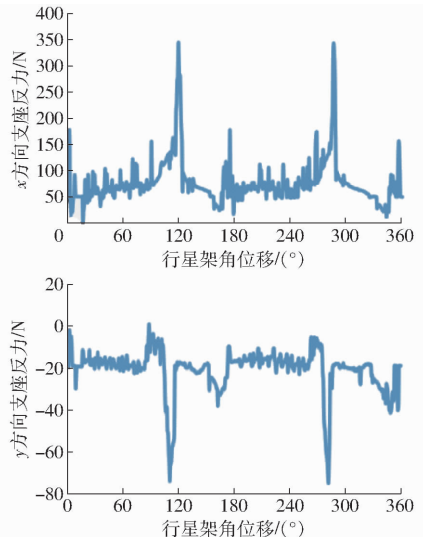


图 12 取苗机构支座反力动力学仿真变化曲线

Fig. 12 Dynamics simulation curves of bearing reaction force of seedling pick-up mechanism

由于取苗机构动力学仿真过程中取苗臂有轻微抖动所致。

表2 取苗机构支座反力动力学仿真与理论分析结果比较

Tab.2 Comparison of dynamics simulation and theoretical analysis results of bearing reaction force of seedling pick-up mechanism

参数	x 方向		y 方向	
	理论值	仿真值	理论值	仿真值
最大幅值/N	333	350	68	75
方差/ N^2	3 998	4 011	493	624

4 取苗机构动力学试验

加工出组合式不完全偏心圆-非圆齿轮行星轮系取苗机构样机,构建取苗机构动力学试验台(图13),开展取苗机构动力学试验^[22-26],在机构转速为60 r/min时,研究取苗机构样机的动力学特性,进而验证取苗机构动力学理论分析的正确性。

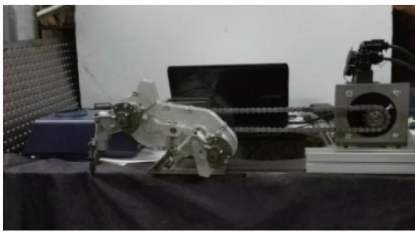
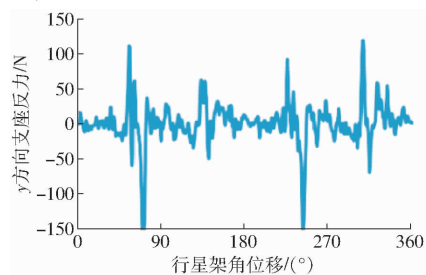


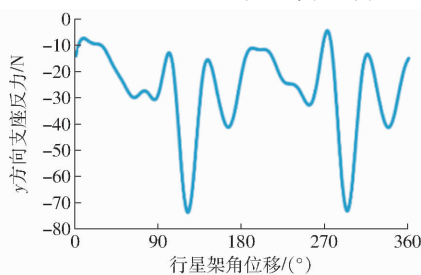
图13 取苗机构样机和试验台

Fig.13 Prototype and test bench of seedling pick-up mechanism

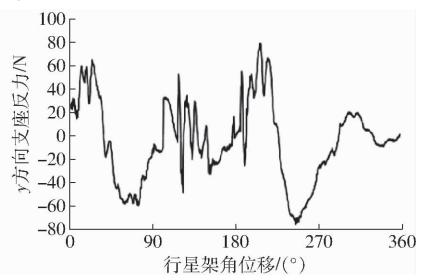
图14为取苗机构x方向支座反力曲线,表3为取苗机构x方向支座反力动力学试验和理论分析所得到的最大幅值和方差。图15为取苗机构y方向支座反力曲线,其中图15a由于y方向的支座受力没有很明显的规律,所以本文采用Matlab自带的Filter程序对采集到的y方向支座受力进行过滤,过滤后的曲线如图15b所示。表4为取苗机构y方向支座反力动力学试验和理论分析所得到的最大幅值和方差。



(a) 过滤前的本文取苗机构



(b) 过滤后的本文取苗机构



(c) 原取苗机构

图15 取苗机构y方向支座反力试验曲线

Fig.15 Test curves of bearing reaction force in y direction of seedling pick-up mechanism

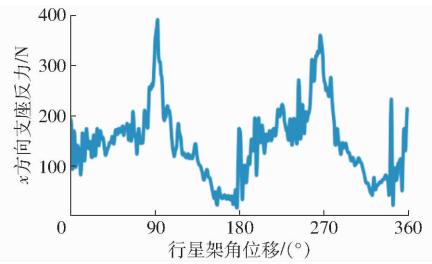


图14 取苗机构x方向支座反力试验曲线

Fig.14 Test curves of bearing reaction force in x direction of seedling pick-up mechanism

表3 取苗机构x方向支座反力比较

Tab.3 Comparison of bearing reaction force in x direction of seedling pick-up mechanism

参数	动力学试验	理论分析
最大幅值/N	409	333
方差/ N^2	5 126	3 998

由于测试过程中链条抖动以及机构装配误差等原因导致试验测量数据产生误差。从图14可以看出,试验曲线存在不少锯齿状波动。表3中动力学试验数值比理论分析数值大。但从图14和图15动力学试验和理论分析曲线的比较可知,试验曲线和理论分析曲线的变化趋势基本一致,验证了取苗机构动力学建模的正确性;而且可清楚地看出取苗机构运行周期中各个过程支座反力的变化情况,机构在特殊齿廓齿轮副接触时,受力较大。另外,通过图15和表4的试验数据比较可知,本文取苗机构y方向的支座反力的方差由原取苗机构的 $1\ 171\ N^2$ 减小为 $553\ N^2$,降低52.7%,其最大幅值由原取苗机构的155 N减小为77 N,降低50.3%。相较于课题组以前设计的原取苗机构,本文取苗机构在动力学性能上有所改进,有利于取苗的工作平稳性。

通过开展组合式非圆齿轮行星轮系取苗机构的取苗试验,当机构转速为30、40、50 r/min(即单行取苗效率为60、80、100株/min)时,取苗成功率分别为93.8%、87.5%和83.6%,试验结果表明该机构取苗成功率随着机构转速的升高而降低,同时验证了该取苗机构的可行性。

表 4 取苗机构 y 方向支座反力比较Tab. 4 Comparison of bearing reaction force in y direction of seedling pick-up mechanism

参数	本文机构		原机构	
	试验结果	理论结果	试验结果	理论结果
最大幅值/N	77	68	155	101
方差/ N^2	553.0	493.0	1 171.0	618.3

5 结论

(1) 分析了组合式不完全偏心圆-非圆齿轮行星轮系取苗机构的运动和受力情况, 运用动态静力分析法和动力学方程组序列求解法, 建立了取苗机构的动力学模型, 开发了基于 VB 平台的

取苗机构动力学分析软件, 计算得到取苗机构在一个运转周期内, 各齿轮啮合点和旋转中心受力、链条力及支座反力的变化曲线。计算得到的机构运动副反力为齿轮和轴的强度计算提供了理论依据。

(2) 开展取苗机构的动力学仿真和动力学试验, 得到机构在转速为 60 r/min 时的机构支座反力, 对理论分析、虚拟仿真、台架试验所得到的机构动力学特性进行比较, 验证了取苗机构动力学建模和理论分析的正确性, 为机构通过改进结构来改善其动力学性能提供了依据; 同时对比课题组所设计的原取苗机构, 本文取苗机构的动力学性能更优。

参 考 文 献

- 于晓旭, 赵匀, 陈宝成, 等. 移栽机械发展现状与展望[J/OL]. 农业机械学报, 2014, 45(8): 44-53. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20140808&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.08.008.
YU Xiaoxu, ZHAO Yun, CHEN Baocheng, et al. Current situation and prospect of transplanter[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(8): 44-53. (in Chinese)
- 张冕, 姬江涛, 杜新武. 国内外移栽机研究现状与展望[J]. 农业工程, 2012, 2(2): 21-23.
ZHANG Mian, JI Jiangtao, DU Xinwu. Status and prospect of transplanter at home and abroad[J]. Agricultural Engineering, 2012, 2(2): 21-23. (in Chinese)
- 韩长杰, 张学军, 杨宛章, 等. 旱地钵苗自动移栽技术现状与分析[J]. 农机化研究, 2011, 33(11): 238-240.
HAN Changjie, ZHANG Xuejun, YANG Wan Zhang, et al. Present status and analysis of dry-land auto-transplanting seedling technique[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2011, 33(11): 238-240. (in Chinese)
- CHOI W C, KIM D C, RYU I H, et al. Development of seedling pick-up device for vegetable transplanters[J]. Transactions of the ASAE, 2001, 45(1): 13-19.
- SHAW L N. Automatic transplanter for vegetable[J]. Proceedings of the Florida State Horticultural Society, 1997, 110: 262-263.
- NAOKATSU I, SHUICHI K, SHUNRO N. Transplanting machine: 99118740.7 [P]. 2000-05-03.
- KONOSUKE T. Development of fully automatic vegetable transplanter[J]. Japan Agriculture Research Quarterly, 2000, 34: 21-28.
- 俞高红, 刘炳华, 赵匀, 等. 椭圆齿轮行星轮系蔬菜钵苗自动移栽机构运动机理与分析[J]. 农业机械学报, 2011, 42(4): 53-57.
YU Gaohong, LIU Binghua, ZHAO Yun, et al. Kinematic principle analysis of transplanting mechanism with planetary elliptic gears in automatic vegetable transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(4): 53-57. (in Chinese)
- 叶秉良, 俞高红, 陈志威, 等. 偏心齿轮-非圆齿轮行星系取苗机构的运动学建模与参数优化[J]. 农业工程学报, 2011, 27(12): 7-12.
YE Bingliang, YU Gaohong, CHEN Zhiwei, et al. Kinematics modeling and parameters optimization of seedling pick-up mechanism of planetary gear train and non-circular gear[J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(12): 7-12. (in Chinese)
- 陈建能, 赵匀. 高速插秧机椭圆齿轮行星系分插机构的参数优化[J]. 农业机械学报, 2003, 34(5): 46-49.
CHEN Jianneng, ZHAO Yun. Parameters optimization of transplanting mechanism with planetary elliptic gears for high-speed transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2003, 34(5): 46-49. (in Chinese)
- 叶秉良, 刘安, 俞高红, 等. 蔬菜钵苗移栽机取苗机构人机交互参数优化与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2013, 44(2): 57-62. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20130212&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2013.02.012.
YE Bingliang, LIU An, YU Gaohong, et al. Parameters optimization with human-computer interaction method and experiment of vegetable seedling pick-up mechanism[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(2): 57-62. (in Chinese)
- ZHAO Xiong, CUI Haiyang, DAI Li, et al. Kinematic analysis and experimental research on the seedling pick-up mechanism of a second-order free noncircular planetary gear system[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2017, 33(2): 169-179.
- 俞高红, 陈志威, 叶秉良, 等. 一种新型非匀速间歇机构的研究[J]. 中国机械工程, 2012, 23(23): 2778-2782.
YU Gaohong, CHEN Zhiwei, YE Bingliang, et al. Study on a new non-uniform and intermittent mechanism[J]. China

- Mechanical Engineering, 2012, 23(23):2778-2782. (in Chinese)
- 14 俞高红,陈志威,赵匀,等. 椭圆-不完全非圆齿轮行星系蔬菜钵苗取苗机构的研究[J]. 机械工程学报,2012,48(13):32-39.
YU Gaohong, CHEN Zhiwei, ZHAO Yun, et al. Study on vegetable plug seedling pick-up mechanism of planetary gear train with ellipse gears and incomplete non-circular gear[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012,48(13):32-39. (in Chinese)
- 15 俞亚新,骆春晓,俞高红,等. 椭圆-不完全非圆齿轮行星系取苗机构参数优化[J/OL]. 农业机械学报,2013,44(6):62-68. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20130612&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.06.012.
YU Yaxin, LUO Chunxiao, YU Gaohong, et al. Parameters optimization of pick-up mechanism of planetary gear train with ellipse gears and incomplete non-circular gear[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(6):62-68. (in Chinese)
- 16 俞高红,俞腾飞,叶秉良,等. 一种新型行星轮系机构的研究[J]. 机械工程学报,2013,49(15):55-61.
YU Gaohong, YU Tengfei, YE Bingliang, et al. Research on a new planetary gear train mechanism [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013,49(15):55-61. (in Chinese)
- 17 YE Bingliang, JIN Xuejun, YU Gaohong, et al. Parameter modification guiding optimization design and tests of a rotary transplanting mechanism for rice plug seedlings[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2015, 31(6):863-873.
- 18 金学军. 组合式不完全偏心圆-非圆齿轮行星轮系取苗机构的优化设计与试验[D]. 杭州:浙江理工大学,2017.
JIN Xuejun. Optimization design and tests of seedling pick-up mechanism of planetary gear train with combined gear transmission of incomplete eccentric circle gear and non-circular gears[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2017. (in Chinese)
- 19 叶秉良,金学军,俞高红,等. 凹齿-不完全偏心圆-非圆齿轮行星系蔬菜取苗机构:201610118934.4 [P]. 2017-09-05.
- 20 赵匀. 农业机械分析与综合[M]. 北京:机械工业出版社,2009.
- 21 ZHAO Yun, YU Gaohong, CHEN Jianneng, et al. Mechanism dynamics sequence-solution method and its application[J]. ASME Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2007,2(2):105-113.
- 22 张国凤,赵匀,陈建能. 基于动力学序列求解法的椭圆齿轮动力学分析[J]. 浙江理工大学学报,2005,22(2):157-161.
ZHANG Guofeng, ZHAO Yun, CHEN Jianneng. Dynamics analysis of elliptic gear based on dynamics sequence solution [J]. Journal of Zhejiang Sci-Tech University, 2005,22(2):157-161. (in Chinese)
- 23 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?flag=1&file_no=20140612&journal_id=jcsam. 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)
- 24 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?flag=1&file_no=20160508&journal_id=jcsam. 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)
- 25 刘安. 蔬菜钵苗移栽机取苗机构动力学分析与试验研究[D]. 杭州:浙江理工大学,2014.
LIU An. Dynamics analysis and test study on pick-up mechanism for vegetable pot-seedling transplanter [D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University,2014. (in Chinese)
- 26 叶秉良,易卫明,俞高红,等. 不完全非圆齿轮传动钵苗移栽机构缓冲装置研究[J/OL]. 农业机械学报,2017,48(3):70-75. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20170308&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.03.008.
YE Bingliang, YI Weiming, YU Gaohong, et al. Buffer device of transplanting mechanism for plug seedlings based on transmission with incomplete non-circular gears [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(3):70-75. (in Chinese)