

蔬菜钵苗旋转式取苗机构动力学分析与试验^{*}

叶秉良^{1,2} 李丽^{1,2} 俞高红^{1,2} 刘安^{1,2} 赵匀^{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: 针对一种应用于蔬菜钵苗全自动移栽机的旋转式取苗机构——偏心齿轮-非圆齿轮行星系取苗机构, 建立机构的动力学模型, 采用动力学方程组序列求解法进行求解, 得到机构在一个工作周期内链条、太阳轮轴心、中间轮轴心、行星轮轴心、太阳轮与中间轮啮合点、中间轮与行星轮啮合点等处的受力随行星架转角变化的规律。设计了机构的物理样机, 开展机构动力学试验, 测试得到机构物理样机在4种不同工作转速下的动力学特性, 同时验证了机构动力学模型的正确性。

关键词: 全自动移栽机 蔬菜钵苗 旋转式取苗机构 偏心齿轮-非圆齿轮 动力学分析 试验

中图分类号: TH132.425; S223.92 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)06-0070-09

引言

蔬菜钵苗移栽机构是蔬菜钵苗栽植机械的核心部件, 直接影响蔬菜移栽作业质量和效率。近年来, 针对国内外所研究的以滑道机构或杆机构为主的取苗机构移栽速率都不超过40~50株/(min·行), 相对于自动移栽机而言作业效率不高, 并且还存在机构振动和冲击较大、滑道易磨损等问题^[1-7], 俞高红等^[8-14]提出了多种旋转式行星系取苗机构, 进行了机构工作机理和运动学特性分析, 机构结构参数优化、运动学仿真和试验研究等工作, 但尚未见研究机构动力学分析及相关试验等内容。这些旋转式取苗机构将不完全(非)圆齿轮机构和椭圆齿轮机构或偏心齿轮-非圆齿轮机构进行组合, 是一类新型的旋转式取苗机构, 行星架旋转一周取苗两次, 工作平稳, 取苗效率可高达120株/(min·行)。然而, 旋转式取苗机构的取苗臂在蔬菜移栽机工作时因作平面复合运动, 会产生较大的惯性力, 而且不完全齿轮机构在开始啮合和脱离啮合时都会产生冲击, 引起机器振动, 影响取苗机构的工作能力和运转平稳性。因此, 有必要开展机构动力学建模和分析, 研究和分析机构振动源作用力的周期性变化规律, 以及各运动副反作用力及其变化规律, 为机构的强度分析, 以及进一步通过优化机构的结构以改善其动力学性能提供理论基础。赵匀等^[15-16]提出的动力学方程组序列求解法, 能够逐次求解方程组中各方程的未知

参数, 并在编程求解过程中插入条件语句判断机构实际受力情况, 直接根据某些参数(力或力矩)的正负来校正动力学模型中的相关方程^[15-18]。因此, 本文拟以偏心齿轮-非圆齿轮行星系蔬菜钵苗旋转式取苗机构为研究对象, 采用动力学方程组序列求解法对该机构进行动力学建模并求解, 再通过动力学试验, 得到机构物理样机的动力学特性并验证机构动力学模型及分析理论和方法的正确性。

1 取苗机构的结构组成和工作原理

偏心齿轮-非圆齿轮行星系取苗机构简图见图1, 其驱动部分由不完全圆柱齿轮机构(包含1个带有凸锁住弧的不完全圆柱齿轮, 2个分别带有凹锁住弧的圆柱齿轮)和偏心齿轮-非圆齿轮机构(包含2个分别与圆柱齿轮同轴固结的偏心齿轮, 2个非圆齿轮)组成; 取苗臂则由凸轮摆杆机构和双摇杆滑块机构组合而成的机构驱动, 其中取苗臂壳体通过行星轮轴固结于行星轮, 凸轮固结于行星架^[10-11]。

以一侧机构结构为例, 工作时不完全齿轮(即太阳轮)固定不动, 齿轮盒(即行星架H)逆时针转动。当齿轮3在行星架H的带动下转到太阳轮的无齿部分时, 由于齿轮同轴固结, 齿轮3和齿轮2相对行星架无转动, 则行星轮1也不自转, 取苗臂12的尖点P形成DEB段圆弧轨迹。当齿轮3与太阳轮的有齿部分啮合, 即凹锁住弧11与凸锁住弧10脱离时, 行星轮1与齿轮2啮合实现非匀速传动, 取

收稿日期: 2014-01-28 修回日期: 2014-02-26

^{*} 国家高技术研究发展计划(863计划)资助项目(2012AA10A504)、国家自然科学基金资助项目(51175477)、浙江省自然科学基金资助项目(Y1110691)、浙江理工大学“521人才培养计划”资助项目和浙江理工大学科研创新团队专项资助项目

作者简介: 叶秉良, 副教授, 博士, 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

通讯作者: 俞高红, 教授, 博士生导师, 主要从事农业机械设计和机构数值分析与综合研究, E-mail: yugh@zstu.edu.cn

苗针尖点 P 形成 $BACD$ 段轨迹。取苗臂 12 随着行星架的匀速转动为牵连运动,同时又相对行星架作非匀速间歇转动为相对运动,两者复合运动构成了取苗臂 12 的平面运动^[10-11]。

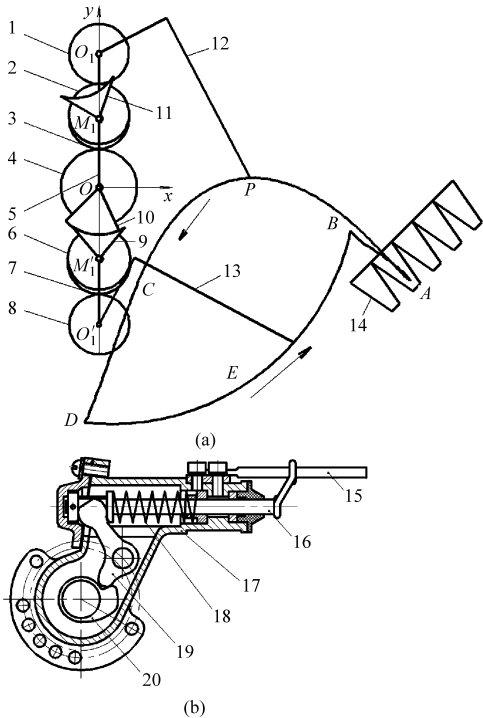


图 1 偏心齿轮-非圆齿轮行星系蔬菜钵苗取苗机构简图
Fig. 1 Diagram of vegetable seedling pick-up mechanism of planetary gear train with eccentric gear and non-circular gear
(a) 机构初始位置 (b) 取苗臂结构图

1、8. 行星非圆齿轮 2、7. 中间偏心齿轮 3、6. 中间圆柱齿轮
4. 不完全圆柱齿轮 5. 齿轮盒 9、11. 凹锁住弧 10. 凸锁住弧
12、13. 取苗臂 14. 钵苗盘 15. 取苗针 16. 推苗杆 17. 取苗臂壳体 18. 弹簧 19. 拨叉 20. 凸轮

通过优化取苗机构的机构参数,可使取苗臂按照移栽作业所要求的轨迹和姿态运动,其中一个取苗臂的工作循环如图 2 所示。

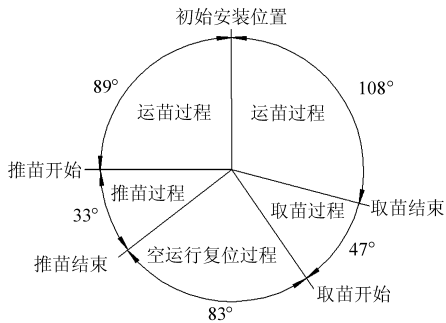


图 2 取苗机构运动循环图

Fig. 2 Motion cycle of seedling pick-up mechanism

2 取苗机构动力学模型的建立

2.1 取苗机构工作过程分析

根据取苗机构在一个工作周期内的作业要求,

机构的工作过程分为取苗、运苗、推苗、空运行复位 4 个过程。

2.1.1 取苗过程

当行星架转到取苗开始位置时,机构开始取苗作业,此时弹簧从最大压缩量的位置开始逐步放松,恢复到初始安装压缩位置,从而推动推苗杆往复运动使取苗针进入钵苗盘后闭合并将钵苗夹住取出,同时取苗针受到一个取苗阻力。在此过程,推苗杆在受到弹簧作用力后推动拨叉相对取苗臂摆动,拨叉将作用力传递给凸轮,且力臂不断变化,故存在变化的阻力矩。

2.1.2 运苗过程

在运苗过程中,拨叉被弹簧座固定住,相对于取苗臂无运动,两者可视为一个整体。而且凸轮与拨叉之间没有接触,即没有相互作用力,故未对凸轮产生阻力矩,即行星架也没有受到阻力矩。

2.1.3 推苗过程

当行星架转到推苗开始位置时,机构开始推苗作业,此时凸轮在行星架的带动下,驱动拨叉相对取苗臂快速摆动,从而带动推苗杆克服不断增大的弹簧阻力向取苗臂尖点方向运动,促使取苗针张开后释放钵苗落入栽植器中。在此过程中,凸轮受到拨叉所施加的正压力,正压力会对凸轮产生变化的阻力矩。推苗过程中除了未受到取苗阻力外,其动力学工况与取苗过程相同。

2.1.4 空运行复位过程

在空运行复位过程中,中间圆柱齿轮转到太阳轮的无齿部分,行星轮没有自转而只存在公转,因此,行星轮、中间轮、行星架和取苗臂(含拨叉和推苗杆)成为一个整体转动,中间轮和太阳轮及行星轮之间均没有作用力,并且拨叉对凸轮的正压力通过凸轮的回转中心,故如不考虑摩擦力,凸轮阻力矩为零。

2.2 动力学分析的有关说明

限于篇幅,本文仅对偏心齿轮-非圆齿轮行星系取苗机构的驱动部分进行动力学分析,取苗臂的动力学分析将另外撰文研究。动力学分析的假设条件为:①机构行星架作匀速回转运动。②机构各运动副间隙的影响、钵苗的质量等均忽略不计。③齿轮、行星架、行星轮轴等均视为刚性体。

2.3 取苗机构动力学模型

2.3.1 以太阳轮为研究对象

设机架作用于太阳轮的力为 F_{Ox} 、 F_{Oy} ,对称布置于太阳轮两侧的中

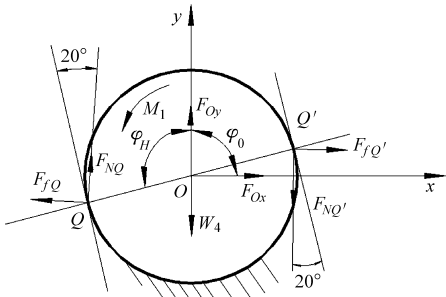


图 3 太阳轮受力分析

Fig. 3 Force analysis of sun gear

$$\sum F_x = F_{Qx} + F_{Q'x} + F_{Ox} = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_y = F_{Qy} + F_{Q'y} + F_{Oy} - m_4 g = 0 \quad (2)$$

$$\sum M_O = -F_{Qx}y_Q - F_{Q'x}y_{Q'} + F_{Qy}x_Q + F_{Q'y}x_{Q'} + M_1 = 0 \quad (3)$$

其中 $F_{Qx} = F_{Qx}(\varphi_H) = F_{NQ} \cos(\varphi_H + \varphi_0 + \varphi_{q1}) + F_{fQ} \cos(\varphi_H + \varphi_0 + \varphi_{q2})$ (4)

$$F_{Qy} = F_{Qy}(\varphi_H) = F_{NQ} \sin(\varphi_H + \varphi_0 + \varphi_{q1}) + F_{fQ} \sin(\varphi_H + \varphi_0 + \varphi_{q2}) \quad (5)$$

$$F_{NQ} = M_Q \cos \varphi_f / [R_4 \cos(\varphi_f - \pi/9)] \quad (6)$$
$$F_{fQ} = F_{NQ} \tan \varphi_f$$

$$F_{Q'x} = F_{Qx}(\varphi_H - \pi) \quad F_{Q'y} = F_{Qy}(\varphi_H - \pi)$$

式中 M_1 ——太阳轮所受的阻力矩
 m_4 ——太阳轮质量
 $(x_Q, y_Q), (x_{Q'}, y_{Q'})$ —— Q 和 Q' 点的坐标
 $\varphi_H, \dot{\varphi}_H$ ——行星架角位移、角速度
 φ_0 ——行星架初始角位移
 F_{NQ}, F_{fQ} ——太阳轮啮合点 Q 正压力和摩擦力
 $\varphi_{q1}, \varphi_{q2}$ —— F_{NQ} 和 F_{fQ} 相对 $\vec{OQ}$ 的角位移
 R_4 ——不完全圆柱齿轮 4 的节圆半径
 φ_f ——摩擦角

当取苗机构的一侧处于空运行过程,该侧中间轮、行星轮、取苗臂和行星架可视为一个整体,太阳轮上的 Q 或 Q' 受力为零。

2.3.2 以中间轮为研究对象

设行星架作用于中间轮轴的力为 F_{M1x}, F_{M1y} ,行星轮在啮合点 S 作用于中间轮的力为 F_{sx}, F_{sy} ,中间轮的受力分析如图 4 所示。

$$\sum F_x = -F_{Qx} + F_{sx} + F_{M1x} - m_2 [\ddot{x}_{M1} - \ddot{\varphi}_2^H (y_2 - y_{M1}) - (\dot{\varphi}_H + \dot{\varphi}_2^H)^2 (x_2 - x_{M1})] = 0 \quad (7)$$

$$\sum F_y = -F_{Qy} + F_{sy} + F_{M1y} - m_2 g - m_2 [\ddot{y}_{M1} + \ddot{\varphi}_2^H (x_2 - x_{M1}) - (\dot{\varphi}_H + \dot{\varphi}_2^H)^2 (y_2 - y_{M1})] = 0 \quad (8)$$

$$\sum M_{M1} = M_Q - M_S - m_2 g (x_2 - x_{M1}) - J_{2M1} \ddot{\varphi}_2^H - m_2 [\ddot{y}_{M1} (x_2 - x_{M1}) - \ddot{x}_{M1} (y_2 - y_{M1})] = 0 \quad (9)$$

其中

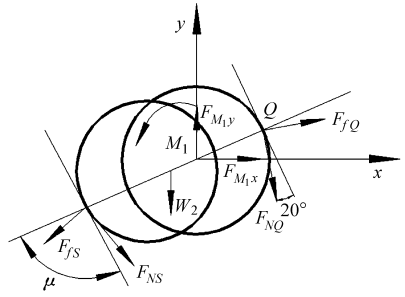


图 4 中间轮受力分析

Fig. 4 Force analysis of middle gear

$$F_{sx} = F_{NS} \cos(\varphi_H + \varphi_0 + \varphi_{s1}) + F_{fs} \cos(\varphi_H + \varphi_0 + \varphi_{s2}) \quad (10)$$

$$F_{sy} = F_{NS} \sin(\varphi_H + \varphi_0 + \varphi_{s1}) + F_{fs} \sin(\varphi_H + \varphi_0 + \varphi_{s2}) \quad (11)$$

$$F_{fs} = F_{NS} \tan \varphi_f$$

其中 $F_{NS} = M_S \cos \varphi_f / [r_2 \cos(\varphi_f - \mu(\varphi) + 7\pi/18)]$ (12)

或 $F_{NS} = M_S \cos \varphi_f / [r_2 \cos(\varphi_f + \mu(\varphi) + 7\pi/18)]$

式中 m_2 ——中间轮质量
 J_{2M1} ——中间轮转动惯量
 $(x_{M1}, y_{M1}), (x_2, y_2)$ ——中间轮旋转中心 M_1 和质心的坐标

M_Q, M_S ——中间轮在 Q 点和 S 点所受的力矩

$\varphi_2^H, \dot{\varphi}_2^H, \ddot{\varphi}_2^H$ ——中间轮相对行星架的角位移、角速度、角加速度

F_{NS}, F_{fs} ——中间轮啮合点 S 正压力和摩擦力

$\varphi_{s1}, \varphi_{s2}$ —— F_{NS} 和 F_{fs} 相对 $\vec{M_1S}$ 的角位移

r_2 —— M_1 到啮合点 S 的距离

$\mu(\varphi)$ ——偏心齿轮啮合角

当取苗机构一侧处于空运行过程,该侧中间轮不独立做受力分析。

2.3.3 以行星轮为研究对象

设行星架作用于行星轮的力为 F_{o1x}, F_{o1y} ,行星轮受力分析如图 5 所示。

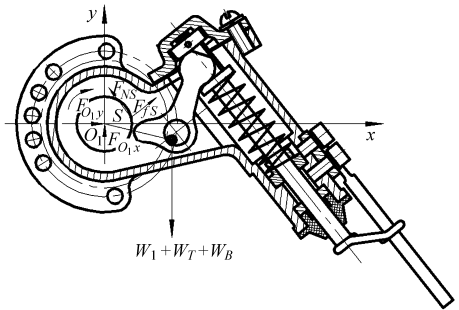


图 5 行星轮受力分析

Fig. 5 Force analysis of planetary gear

$$\sum F_x = F_{o1x} - F_{sx} + (F_5 + F_6 - F_7 - F_{Ex'}) \cos \alpha_1 - F_{Ey'} \cos(\pi/2 - \alpha_1) - (m_1 + m_T + m_B) [\ddot{x}_{o1} - \ddot{\varphi}_1^H (y_1 - y_{o1}) - (\dot{\varphi}_1^H + \dot{\varphi}_H)^2 (x_1 - x_{o1})] = 0 \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \sum F_y &= F_{O_1y} - F_{S_y} - (m_1 + m_T + m_B)g + \\ & (F_5 + F_6 - F_7 - F_{Ex'}) \sin \alpha_1 - \\ & F_{Ey'} \sin(\pi/2 - \alpha_1) - (m_1 + m_T + m_B) [\ddot{y}_{O_1} + \\ & \ddot{\varphi}_1^H (x_1 - x_{O_1}) - (\dot{\varphi}_1^H + \dot{\varphi}_H)^2 (y_1 - y_{O_1})] = 0 \quad (14) \\ \sum M_{O_1} &= M_S - (m_1 + m_T + m_B)g(x_1 - x_{O_1}) + \\ & F_{Ex'}y'_E - F_{Ey'}x'_E - (F_5 + F_6 - F_7)y'_{TC} - J_{O_1}\ddot{\varphi}_1^H - \\ & (m_1 + m_T + m_B) [\ddot{y}_{O_1}(x_1 - x_{O_1}) - \ddot{x}_{O_1}(y_1 - y_{O_1})] = 0 \quad (15) \end{aligned}$$

式中 m_1, m_B, m_T ——行星轮、拨叉和推苗杆质量
 F_5, F_6, F_7 ——滑道对推苗杆的阻力、弹簧对推苗杆的作用力、实测得到的取苗阻力
 α_1 ——动坐标 $x'O_1y'$ 与静坐标 xO_1y 的夹角 (为锐角, x' 轴与取苗针平行)
 $F_{Ex'}, F_{Ey'}$ ——拨叉旋转中心 E 点在动坐标系 x' 和 y' 方向的作用力
 φ_1^H ——行星轮 1 相对行星架的角位移
 (x_{O_1}, y_{O_1}) ——行星轮旋转中心 O_1 的坐标
 (x'_E, y'_E) ——拨叉转动中心 E 的相对坐标
 (x'_{TC}, y'_{TC}) ——推苗杆质心的相对坐标
 (x_1, y_1) ——行星轮 (包含行星轮轴和取苗臂) 质心的坐标

当取苗机构一侧处于空运行过程, 该侧行星轮不独立做受力分析。

2.3.4 以行星架为研究对象

设太阳轮轴对行星架的作用力为 $F_{O_{x_1}}, F_{O_{y_1}}$ 。当取苗机构两侧均未处于空运行过程时, 行星架受力分析如图 6 所示。

$$\begin{aligned} \sum F_x &= F_{O_{x_1}} - F_{M_1x} - F_{O_1x} - F_{M_1'x} - F_{O_1'x} + \\ & F_L \cos \alpha_L = 0 \quad (16) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_y &= F_{O_{y_1}} - F_{M_1y} - F_{O_1y} - F_{M_1'y} - F_{O_1'y} - m_5g + \\ & F_L \sin \alpha_L = 0 \quad (17) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_O &= -F_{M_1y}x_{M_1'} - F_{O_1y}x_{O_1'} + F_{M_1'x}y_{M_1'} + \\ & F_{O_1'x}y_{O_1'} - F_{M_1y}x_{M_1} - F_{O_1y}x_{O_1} + F_{M_1'x}y_{M_1} + \\ & F_{O_1'x}y_{O_1} + F_Lr - M(\omega t) - M(\omega t - \pi) = 0 \quad (18) \end{aligned}$$

其中 $F_{M_1'x} = F_{M_1x}(\varphi_H - \pi)$ $F_{M_1'y} = F_{M_1y}(\varphi_H - \pi)$
 $F_{O_1'x} = F_{O_1x}(\varphi_H - \pi)$ $F_{O_1'y} = F_{O_1y}(\varphi_H - \pi)$
 $x_{M_1'} = x_{M_1}(\varphi_H - \pi) = -x_{M_1}$ $y_{M_1'} = y_{M_1}(\varphi_H - \pi) = -y_{M_1}$
 $x_{O_1'} = x_{O_1}(\varphi_H - \pi) = -x_{O_1}$ $y_{O_1'} = y_{O_1}(\varphi_H - \pi) = -y_{O_1}$
 式中 α_L ——链轮两侧链条与 x 轴负方向的夹角 α_1 或 α_{II}

F_L ——链条驱动力对行星架的作用力
 r ——链轮半径 m_5 ——行星架质量
 $M(\omega t), M(\omega t - \pi)$ ——两侧拨叉对应凸轮 (行星架) 的阻力矩

当取苗机构一侧处于空运行过程时, 该侧凸锁住弧与凹锁住弧锁住, 中间轮 (质量 m_2) 和行星轮 (质量 m_1 , 含取苗臂) 相对行星架无转动, 拨叉 (质量 m_B) 和推苗杆 (质量 m_T) 相对取苗臂无运动, 与行星架均可视为一个整体。因此, 在对行星架进行受力分析时, 该侧齿轮系与取苗臂对行星架作用力均为内力。此时该侧齿轮系和取苗臂 (含拨叉和推苗杆) 可简化为一个质点 (质量 $m_1 + m_2 + m_B + m_T$), 在动力学平衡方程中需考虑该质点所产生的惯性力 $(m_1 + m_2 + m_T + m_B)\dot{\varphi}_H^2 L_K$ 及重力所产生的力矩 $-(m_1 + m_2 + m_T + m_B)g \cos(\varphi_H + \varphi_0 + \varphi_K)L_K$ 。行星

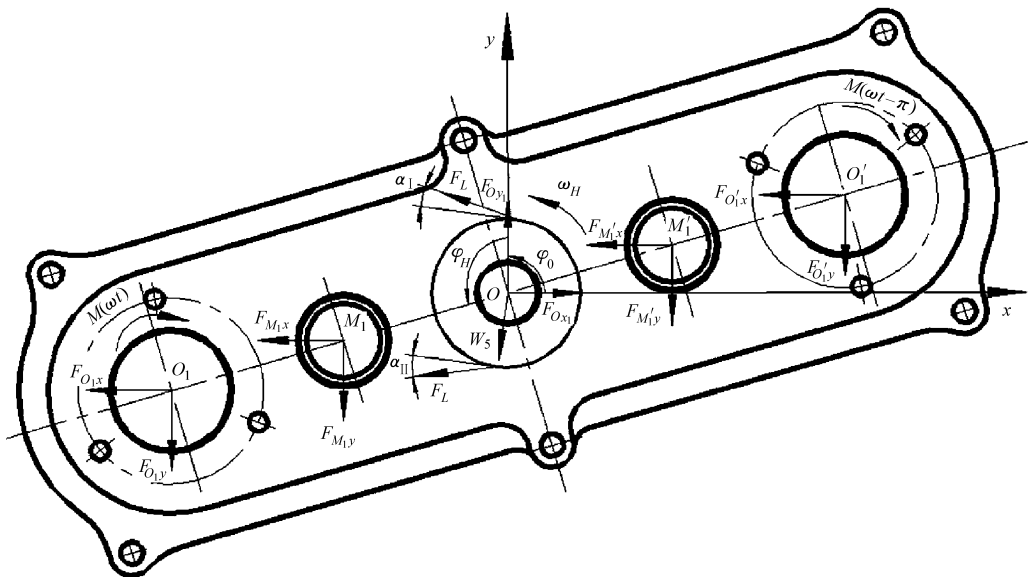


图 6 除空运行过程外行星架受力分析

Fig. 6 Force analysis of planetary carrier excluding during return process

架受力分析如图 7 所示。

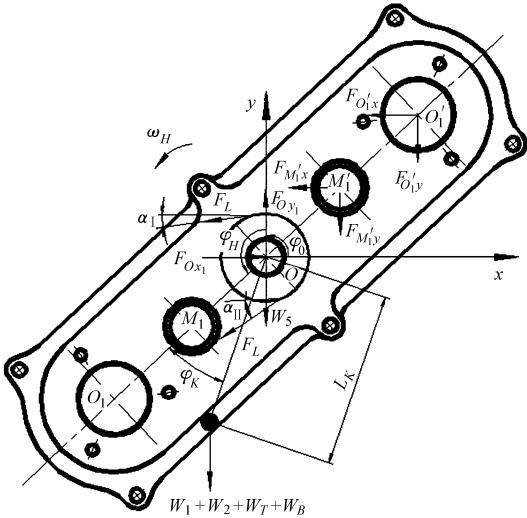


图 7 空运行过程行星架受力分析
Fig.7 Force analysis of planetary carrier during return process

$$\sum F_x = F_{O_{x1}} - F_{M_{1x}} - F_{O_{1x}} - (m_1 + m_2 + m_T + m_B) \cdot \ddot{\varphi}_H L_K \cos(\varphi_H + \varphi_0 + \varphi_K) + F_L \cos \alpha_L = 0 \quad (19)$$

$$\sum F_y = F_{O_{y1}} - F_{M_{1y}} - F_{O_{1y}} - (m_1 + m_2 + m_T + m_B) g - m_5 g - (m_1 + m_2 + m_T + m_B) \ddot{\varphi}_H^2 L_K \sin(\varphi_H + \varphi_0 + \varphi_K) + F_L \sin \alpha_L = 0 \quad (20)$$

$$\sum M_O = -F_{M_{1x}} x_{M_1} - F_{O_{1y}} x_{O_{1y}} + F_{M_{1y}} y_{M_1} + F_{O_{1x}} y_{O_{1x}} - (m_1 + m_2 + m_T + m_B) g \cos(\varphi_H + \varphi_0 + \varphi_K) L_K + F_L r = 0 \quad (21)$$

式中 L_K 、 φ_K ——行星轮(含取苗臂、拨叉和凸轮)和中间轮质心与太阳轮转动中心的距离、这两点的连线和 OO_1 之间的夹角

2.4 取苗机构作用力及其转动惯量的赋值

式(1)~(21)中,各作用力和转动惯量在取苗机构的一个工作周期内的不同工作过程中赋值如下:

(1)取苗过程: F_4 、 F_5 、 F_6 、 F_7 、 $F_{Ex'}$ 、 $F_{Ey'}$ 和 $M(\omega t)$ 均存在,可通过取苗过程动力学分析求得;行星轮总质量为 m_1 ;行星轮的转动惯量为行星轮和取苗臂(不包括推苗杆和拨叉等)的转动惯量。

(2)运苗过程: $F_4 = 0$, $F_5 = 0$, $F_6 = 0$, $F_7 = 0$, $F_{Ex'} = 0$, $F_{Ey'} = 0$, $M(\omega t) = 0$;行星轮总质量为 $m_1 + m_T + m_B$;行星轮的转动惯量为行星轮和取苗臂(包括推苗杆和拨叉等)的转动惯量。

(3)推苗过程: $F_7 = 0$; F_4 、 F_5 、 F_6 、 $F_{Ex'}$ 、 $F_{Ey'}$ 和 $M(\omega t)$ 均存在,可通过推苗过程动力学分析求出;行星轮总质量和转动惯量与取苗过程相同。

(4)空运行过程: $F_4 = 0$, $F_5 = 0$, $F_6 = 0$, $F_7 = 0$,

$F_{Ex'} = 0$, $F_{Ey'} = 0$, $M(\omega t) = 0$;中间轮和行星轮的轴心、中间轮和行星轮及中间轮与太阳轮的啮合点等处均无作用力。

3 动力学计算结果

根据动力学方程组序列求解法求解顺序编制了如图 8 所示的取苗机构动力学模型序列求解框图,并据此开发了基于 VB6.0 的取苗机构动力学分析软件(计算机软件著作权登记号:2013SR113962)进行计算,得到了取苗机构(转速为 80 r/min)在一个工作周期内,中间轮与行星轮及中间轮与太阳轮的啮合点、太阳轮和中间轮及行星轮和行星架的轴心、链条等处的受力随行星架转角变化的曲线,如图 9 所示。

式(15)、(9)求解 M_s 、 M_Q	
Y	N
$M_s > 0$	
$\varphi_{s1} = \mu(\varphi) + \pi/9$ $\varphi_{s2} = \varphi_{s1} - \pi/2$ $F_{NS} = \frac{M_s \cos \varphi_f}{r_2 \cos(\varphi_f - \mu(\varphi) + 7\pi/18)}$	$\varphi_{s1} = \mu(\varphi) + 8\pi/9$ $\varphi_{s2} = \varphi_{s1} + \pi/2$ $F_{NS} = \frac{M_s \cos \varphi_f}{r_2 \cos(\varphi_f + \mu(\varphi) + 7\pi/18)}$
式(10)求 F_{sx} , 式(11)求 F_{sy}	
式(13)求 $F_{O_{1x}}$, 式(14)求 $F_{O_{1y}}$; 式(6)求 F_{NQ}	
Y	N
$M_Q > 0$	
$\varphi_{q1} = -11\pi/18$, $\varphi_{q2} = \varphi_{q1} - \pi/2$	$\varphi_{q1} = 11\pi/18$, $\varphi_{q2} = \varphi_{q1} + \pi/2$ $F_{NQ} = -F_{NQ}$
式(4)求 F_{Qx} , 式(5)求 F_{Qy}	
式(7)求 $F_{M_{1x}}$, 式(8)求 $F_{M_{1y}}$; 式(1)求 $F_{O_{1x}}$, 式(2)求 $F_{O_{1y}}$, 式(3)求 M_1	
式(18)或(21)求 F_L	
Y	N
$F_L > 0$	
$\alpha_L = \alpha_1$	$\alpha_L = \alpha_{11}$, $F_L = -F_L$
式(16)或(19)求 $F_{O_{1x}}$, 式(17)或(20)求 $F_{O_{1y}}$	

图 8 取苗机构动力学模型序列求解框图

Fig.8 Flow chart for dynamics model sequence-solution of seedling pick-up mechanism

从受力变化曲线图可以得知,取苗机构在空运行过程(行星架转角为 $122^\circ \sim 205^\circ$),凸轮和拨叉无相互作用,受力波动最小,机构工作最为平稳;而在推苗过程(行星架转角为 $89^\circ \sim 122^\circ$),由于拨叉在凸轮推动下克服弹簧阻力摆动,受力波动比较大,则

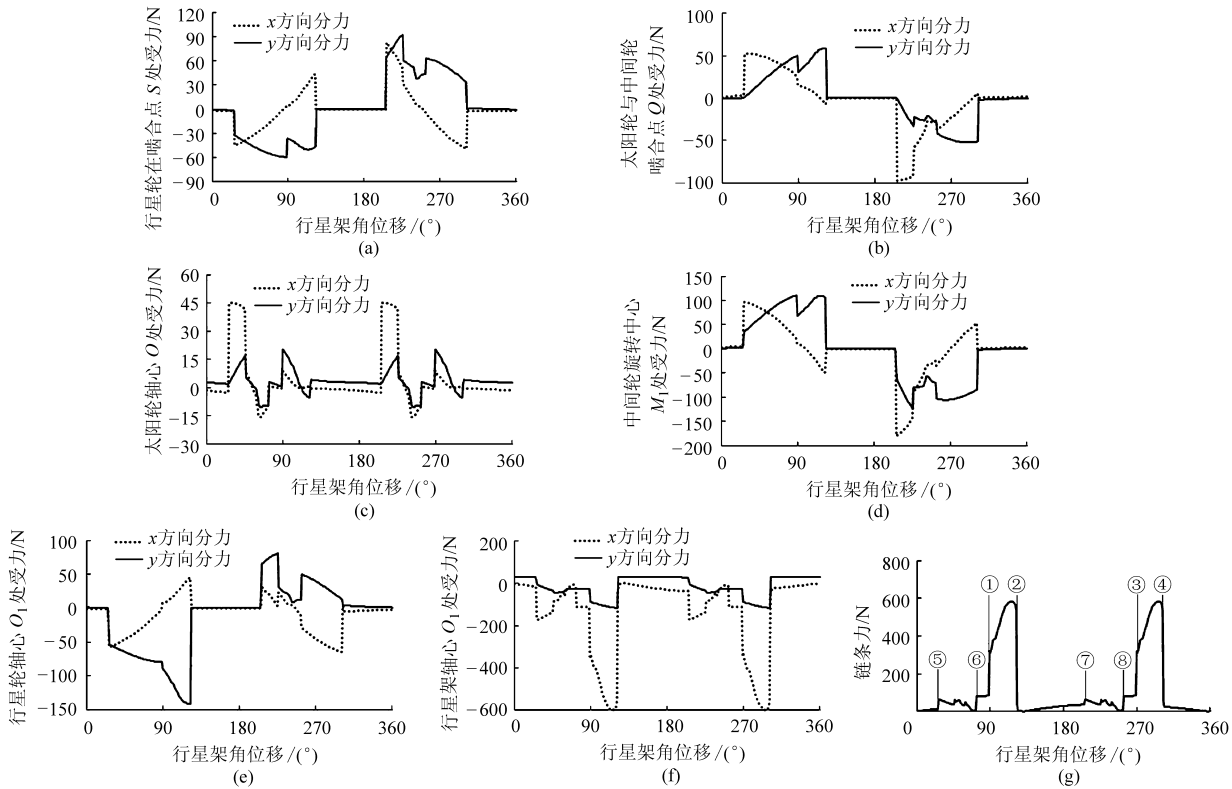


图 9 中间轮与行星轮啮合点、太阳轮与中间轮啮合点、太阳轮轴心、中间轮轴心、行星轮轴心、行星架轴心和链条的受力变化曲线

Fig.9 Relationship curves of applied force between various positions and angle positions of planetary carrier

(a) 中间轮与行星轮啮合点 F_{Sx} 、 F_{Sy} (b) 太阳轮与中间轮啮合点 F_{Qx} 、 F_{Qy} (c) 太阳轮轴心 F_{Ox} 、 F_{Oy} (d) 中间轮轴心 F_{M1x} 、 F_{M1y}
(e) 行星轮轴心 F_{O1x} 、 F_{O1y} (f) 行星架轴心 F_{Ox1} 、 F_{Oy1} (g) 链条受力 F_L

机构振动也比较大。根据图 9g 链条受力变化曲线可知,在取苗机构运转的一个周期内,链条受力变化可分为两个全等的过程(以图中虚线所示行星架转角 180° 为分界点,正好与取苗机构相位角相差 180° 的两个一样的取苗臂相对应),并且机构在推苗开始(①和③)、空运行开始(②和④)、空运行结束(⑤和⑦)和取苗结束(⑥和⑧)等时刻的链条受力都存在不同程度的突变,意即取苗机构在这些时刻会产生冲击,造成机构振动,影响机构的工作性能。

4 取苗机构动力学试验

4.1 动力学试验方案

4.1.1 动力学测定参数

试验时,旋转式取苗机构安装在支座上,通过链条驱动转动。取苗机构的取苗臂做平面复合运动所产生的惯性力,机构空运行开始和结束时刻的冲击,都会使取苗机构支座反力产生变化,是引起蔬菜移栽机振动的主要原因。因此,机构动力学试验需要测定机构在一个工作周期中的支座反力及其与行星架转角之间的关系。此外,由于取苗机构安装在悬臂梁上,与悬臂梁垂直方向的力波动是引起机构振动的主因,因此本文只测定支座的垂直分力^[19 20]。

4.1.2 动力学试验条件及参数测定方法

设计了取苗机构样机,搭建了试验台(图 10)。设计了便于安装压电式力传感器和机构样机的机座(图 11)。如图 11 所示,取苗机构安装在轴上,支座与底支座通过螺栓进行松连接,压电式传感器通过双头螺柱安装在支座的底部。

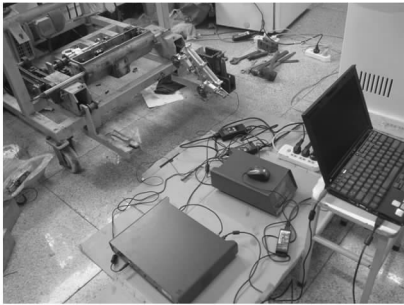


图 10 取苗机构样机及试验台

Fig.10 Prototype and test bench of seedling pick-up mechanism

试验台由无级调速电动机驱动,当取苗机构运转稳定时,开始动力学试验。利用 CL-YD-312 型压电式力传感器将支座垂直反力转换为电荷信号并将其传至 MI2004 型电荷放大器,经过信号放大后输出电压信号至 MI7008 型数据采集仪中,采集仪再将信号传输至计算机,最后应用数据采集仪附带

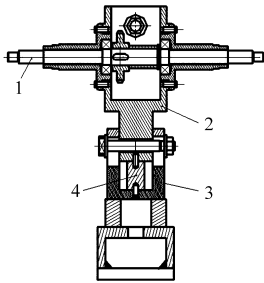


图 11 机座装配图

Fig. 11 Assembly drawing of base

1. 轴 2. 支座 3. 底支座 4. 传感器

的 MI7801 型软件进行处理,得出最终支座反力数据及其随时间变化的曲线。

4.2 动力学试验结果

通过取苗机构动力学试验,得到机构在 40、60、80 和 100 r/min 4 种不同工作转速下支座垂直反力变化曲线,如图 12 所示。计算得到不同转速下机构支座垂直反力最大变化幅度和方差值,见表 1。从表 1 可知,取苗机构工作转速从 40 r/min 提高到 60 r/min时,机构支座垂直反力最大变化幅度和方

差值相差不大,即机构在较低转速工作时,机构的振动情况变化不太明显;而当机构工作转速超过 80 r/min时,支座垂直反力最大振幅和方差值明显增大,则机构振动加大,工作平稳性变差。

表 1 不同工作转速下机构支座垂直反力试验结果

Tab.1 Bearing vertical reaction force test results of the mechanism under different rotary speed

项目	工作转速/(r·min ⁻¹)			
	40	60	80	100
机构支座垂直反力最大变化幅度/N	120	120.02	121.77	134.48
机构支座垂直反力方差值	916.4	968.7	1 177.2	1 892.9

对取苗机构工作转速为 80 r/min 的动力学试验结果和理论分析结果所得到的支座垂直反力与行星架转角的关系曲线进行比较,如图 13 所示。计算得到动力学试验和理论分析的机构支座垂直反力最大振幅和方差值,见表 2。

从图 13 可知,在取苗机构运转的一个周期内,其支座垂直方向力曲线可分为两个全等的过程(以

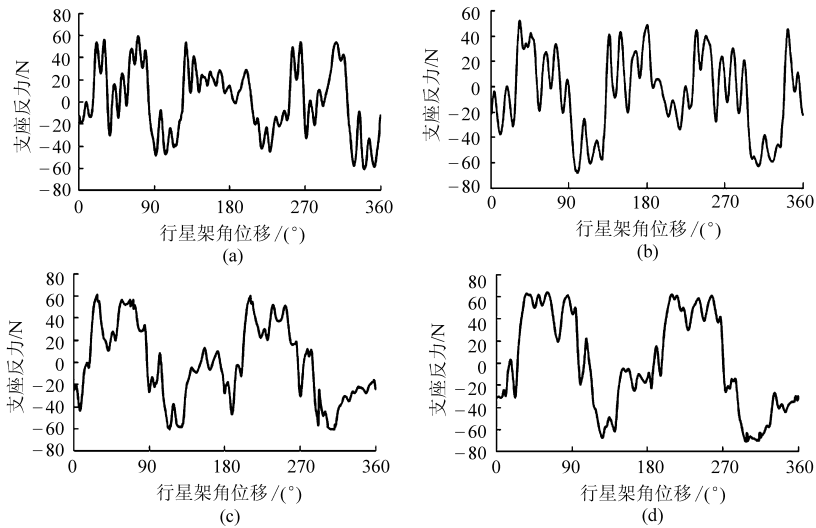


图 12 不同工作转速下机构支座垂直反力与行星架转角的关系曲线

Fig. 12 Relationship curve between bearing vertical reaction force and rotary angle of planetary carrier of mechanism under different rotary speed

(a) 40 r/min (b) 60 r/min (c) 80 r/min (d) 100 r/min

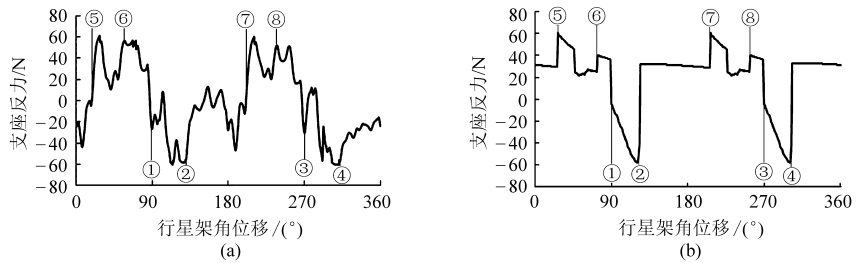


图 13 机构支座垂直反力与行星架转角的关系曲线比较

Fig. 13 Comparison of relationship curve between bearing vertical reaction force and rotary angle of planetary carrier of mechanism

(a) 动力学试验 (b) 理论分析

表 2 机构支座垂直反力动力学试验和 VB 理论分析结果比较

Tab.2 Comparison of dynamics test and VB theoretical analysis results of bearing vertical reaction force of mechanism

项目	支座反力 正方向最 大值/N	支座反力 负方向最 大值/N	最大变化 幅度/N	支座反力 方差值
动力学试验	61. 25	- 60. 52	121. 77	1 177. 20
理论分析	60. 44	- 57. 80	118. 24	824. 49

图中虚线所示行星架转角 180°为分界点,正好与取苗机构相位角相差 180°的两个一样的取苗臂相对应)。同时可看出,图 13a 的动力学试验曲线对称性相对较差,这主要是取苗机构的驱动部分(行星轮系)存在制造和安装误差,造成 2 个取苗臂的运动并不完全一致。此外,从表 2 的数据可知,动力学试验的数值均比理论分析的数值大,尤其是方差值。说明机构样机试验与理论分析相比较,其支座反力波动比较大,图 13a 动力学试验曲线的波动相对较大也同时说明了该问题。主要原因是制造和安装的误差造成齿轮副存在齿侧间隙,而且试验时动力学试验台本身也产生一定的振动。

图 13a 和图 13b 曲线的总体变化趋势是基本吻合的,表明本文取苗机构的动力学模型及其求解的

理论和方法是正确的。此外,从两图还可看出,取苗机构在推苗开始(①和③)、空运行开始(②和④)、空运行结束(⑤和⑦)和取苗结束(⑥和⑧)等时刻其支座垂直反力均存在不同程度的波动,则在这些时刻机构会产生振动和冲击,这与理论分析结果是一致的。此外,进一步分析可知,不完全齿轮机构在轮齿刚进入和脱离啮合时产生了较大的冲击,以及取苗臂相对行星架作非匀速转动所产生的惯性力,这些是引起机构振动的关键因素。为缓解冲击和平衡惯性力,可改进不完全齿轮机构的结构,添加瞬心线附加板,以及在取苗臂上适当增加配重,这样就能改善机构动力学性能,减小机构振动,提高机构的工作平稳性。

5 结论

(1)针对蔬菜钵苗旋转式取苗机构,进行了机构的动力学建模和分析,掌握了机构的动力学特性,得到机构在一个工作周期内,链条、各齿轮轴心和啮合点等处作用力与行星架转角的关系曲线。

(2)进行了旋转式取苗机构的动力学试验,测定机构支座垂直反力,得到其与行星架转角的关系曲线,并对试验和理论分析结果进行了比较,两者结果变化趋势基本吻合,表明所建立的取苗机构动力学模型是正确的。

参 考 文 献

1 [日]伊藤尚胜,清水修一,和田俊郎,等. 移植机的苗移植机构:中国,ZL99118740. 7[P]. 2006-03-09.

2 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.

3 Konosuke Tsuga. Development of fully automatic vegetable transplanter [J]. JARQ-Japan Agriculture Research Quarterly,2000,34:21-28.

4 Shaw L N. Automatic transplanter for vegetables[J]. Proc. Fla. State Hort. Soc. , 1997,110:262-263.

5 惠东志. 烟草自动移栽机取苗机构设计与试验研究[D]. 长沙:湖南农业大学,2010.

6 Hui Dongzhi. Design and research on the picking seedling machinery of tobacco auto-transplanter [D]. Changsha: Hunan Agricultural University, 2010. (in Chinese)

7 徐丽明,张铁中,史志清. 玉米自动移栽机取苗机械的设计[J]. 中国农业大学学报,2000,5(4):58-60.

8 Xu Liming, Zhang Tiezhong, Shi Zhiqing. Design on the picking seedling machinery in the maize auto transplanter[J]. Journal of China Agricultrual University, 2000, 5(4): 58-60. (in Chinese)

9 陈建能,王伯鸿,任根勇,等. 蔬菜移栽机放苗机构运动学模型建立与参数分析[J]. 农业机械学报,2010,41(12):48-53.

10 Chen Jianneng, Wang Bohong, Ren Genyong, et al. Kinematics modeling and parameters analysis of seven-linkage vegetable seedling transplanting mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010,41(12):48-53. (in Chinese)

11 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分析[J]. 农业机械学报,2011,42(4):53-57.

12 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)

13 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.

14 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 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.

11 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].农业机械学报,2013,44(2):57-62.
Ye Bingliang, Liu An, Yu Gaohong, et al. Parameters optimization with human-computer interaction method and experiment of vegetable seedling pick-up mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013,44(2):57-62. (in Chinese)

12 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)

13 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].农业机械学报,2013,44(6):62-68.
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]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013,44(6):62-68. (in Chinese)

14 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].农业机械学报,2013,44(10):52-56.
Chen Jianneng, Wang Ying, Huang Qianze, et al. Optimization and test of transplanting mechanism with planetary deformed elliptic gears for potted-seedling transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013,44(10): 52-56. (in Chinese)

15 赵匀.农业机械分析与综合[M].北京:机械工业出版社,2009.

16 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.

17 俞高红,陈建能,赵凤芹,等.正齿行星轮分插机构的动力学分析[J].农业机械学报,2005,36(4):51-55.
Yu Gaohong, Chen Jianneng, Zhao Fengqin, et al. Dynamics analysis of transplanting mechanism with planetary spur gears[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005,36(4):51-55. (in Chinese)

18 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):40-41.
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): 40-41. (in Chinese)

19 陈建能,李革,赵匀,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):40-41.

20 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].农业机械学报,2012,43(10):47-53.
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]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(10): 47-53. (in Chinese)

Dynamics Analysis and Test of Rotary Pick-up Mechanism for Vegetable Pot-seedling

Ye Bingliang^{1,2} Li Li^{1,2} Yu Gaohong^{1,2} Liu An^{1,2} Zhao Yun^{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: An automatic rotary seedling pick-up mechanism used in vegetable pot-seedling transplanter, planetary gear train with eccentric gear and non-circular gear, is taken as the research object to build dynamics model. The dynamics sequence-solution method was used for solving the dynamics model. Then the variation law of force between the rotary angle of planetary carrier and various positions of the mechanism in a working cycle was obtained. The positions included chain, axle center of the sun gear, axle center of middle gears, axle center of planetary gears, meshing point between the sun gear and middle gear, meshing point between the middle gear and planetary gear. Physical prototype of the seedling pick-up mechanism was designed. Dynamics bench test was carried out to investigate dynamics characteristics of the physical prototype under four different rotary speeds, while correctness of dynamics model was verified.

Key words: Automatic transplanter Vegetable pot-seedling Rotary pick-up mechanism Eccentric gear and non-circular gear Dynamics analysis Test