

不完全非圆齿轮传动钵苗移栽机构缓冲装置研究

叶秉良^{1,2} 易卫明^{1,2} 俞高红^{1,2} 吴国环³ 朱浩^{1,2} 童俊华^{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;
3. 温州职业技术学院, 温州 325035)

摘要: 针对旱地和水稻钵苗旋转式移栽机构中的不完全非圆齿轮传动机构存在较大冲击和振动、动力学性能较差问题,采用解析法对不完全非圆齿轮机构的缓冲装置进行改进设计。开展缓冲装置运动学和受力分析,开发基于VB平台的缓冲装置设计与分析软件,设计出缓冲装置结构;通过理论分析研究缓冲装置改进设计后移栽机构的动力学性能,搭建移栽机构动力学试验台,对安装了改进前、后缓冲装置的移栽机构分别进行动力学试验。动力学试验结果表明:移栽机构 X 、 Y 方向支座反力的最大幅值分别由改进前的365.5 N和48.4 N减小为345.2 N和42.2 N,降低了5.55%和12.81%;同时其方差分别由改进前的4 880.3和148.7减小为4 516.1和126.1,降低了7.46%和15.20%,且与理论分析结果基本吻合,缓冲装置的改进设计是正确和有效的,移栽机构的动力学性能得到了改善。

关键词: 旋转式移栽机构; 不完全非圆齿轮传动; 缓冲装置

中图分类号: S223.9; TH132.424 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2017)03-0069-07

Buffer Device of Transplanting Mechanism for Plug Seedlings Based on Transmission with Incomplete Non-circular Gears

YE Bingliang^{1,2} YI Weiming^{1,2} YU Gaohong^{1,2} WU Guohuan³ ZHU Hao^{1,2} TONG Junhua^{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

3. Wenzhou Vocational & Technical College, Wenzhou 325035, China)

Abstract: In order to solve the problems of great impact and vibration and poor dynamic performance of incomplete non-circular gear transmission applied in the rotary transplanting mechanism for dryland and rice plug seedlings, the analytic method was used to carry out improvement design for the buffer device of incomplete non-circular gear mechanism. The kinematics and force analysis of the buffer device were completed, and an analysis and design software based on VB platform for the buffer device was developed. The structure design of the buffer device was carried out. The dynamic performance of the transplanting mechanism with the improved buffer device was studied through theoretical analysis. The dynamic test bench of the transplanting mechanism was built and the dynamic tests were conducted for the transplanting mechanism installed with buffer device before improvement and post-improvement respectively. The dynamic test results showed that the maximum amplitudes of bearing force of the transplanting mechanism in X and Y directions were reduced from 365.5 N and 48.4 N before improvement to 345.2 N and 42.2 N after improvement, which were decreased by 5.55% and 12.81%, respectively, while the variances were reduced from 4 880.3 and 148.7 to 4 516.1 and 126.1, which were decreased by 7.46% and 15.20%, respectively. The test results after improvement were consistent with the corresponding results of theoretical analysis. The improved design of the buffer device was correct and effective, and the dynamic performance of the transplanting mechanism was improved.

Key words: rotary transplanting mechanism; incomplete non-circular gear transmission; buffer device

收稿日期: 2016-11-29 修回日期: 2017-01-09

基金项目: 国家自然科学基金项目(51275478、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,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

引言

不完全齿轮机构是一种结构简单、制造容易、工作可靠的间歇运动机构,常用于低速、轻载和具有特殊运动要求的专用机械设备中,如机械压力机的送料进给机构、半自动车床的间歇转位机构、铣削乒乓球拍周缘的专用靠模铣床等。但是不完全齿轮机构在传动过程中,从动轮开始进入啮合和脱离啮合的瞬间都存在速度突变,会产生刚性冲击,机构动力学性能较差,限制了该类机构在中高速传动机械中的应用。为此,可在两齿轮上加装瞬心线缓冲装置^[1-5]。俞高红等^[6-13]提出了多种旱地和水稻钵苗旋转式移栽机构,这些机构都应用了不完全(非圆)齿轮传动机构,包括直齿轮-不完全直齿轮传动、椭圆齿轮-不完全非圆齿轮传动和偏心圆齿轮-不完全非圆齿轮传动等,并开展了钵苗移栽机构的运动学和动力学建模与分析、参数优化和试验研究,但均未系统地研究过移栽机构缓冲装置的设计问题。以椭圆-不完全非圆齿轮行星轮系水稻钵苗移栽机构为例,为简化设计,目前该机构所应用的缓冲装置缓冲弧曲线为圆弧,并采用图解法进行设计^[14],虽然设计过程简单、直观,但要求设计人员具有丰富的设计经验^[15-16]。因此,本文以椭圆-不完全非圆齿轮行星轮系水稻钵苗移栽机构为对象,研究采用解析法设计移栽机构的缓冲装置,将原来的圆弧型缓冲弧轮廓曲线设计为满足五次多项式函数运动规律的瞬心曲线^[17],并开展缓冲装置的运动学和动力学建模和分析、结构设计,最后通过机构的动力学试验验证缓冲装置改进设计后机构动力学性能优化效果。

1 移栽机构工作原理

椭圆齿轮-不完全非圆齿轮行星系水稻钵苗移栽机构由驱动部分和移栽臂两部分组成^[13,18],如图1所示。驱动部分为非匀速间歇运动的行星轮系机构,以不完全非圆齿轮(即太阳轮5)为中心对称布置了4个全等的椭圆齿轮、锁止装置(凹锁止弧3和7、凸锁止弧4)和缓冲装置(中间轮缓冲弧9和12、太阳轮缓冲弧10),其中太阳轮缓冲弧和凸锁止弧一同固接在不完全非圆齿轮上,中间轮缓冲弧和凹锁止弧一同固接在中间轮上。移栽臂(固接在行星轮1的转动轴)相对于行星架作非匀速间歇运动,其尖点形成移栽钵苗所需的工作轨迹ABCDEFGA(EF为取苗段、FGAB为运苗段、BC为推苗段、CDE为空行程段)。以机构下半部分结构为例,机构在运苗工作阶段(行星架转角为 $0^\circ \sim 59^\circ$),

中间轮转到不完全非圆齿轮的无齿部分,中间轮上的凹锁止弧与固接在太阳轮上的凸锁止弧配合,中间轮与行星轮均相对行星架静止;为避免机构在凹凸锁止弧分离时刻产生刚性冲击,在机构中添加了一套缓冲装置,该缓冲装置中间轮缓冲弧与太阳轮缓冲弧在凹凸锁止弧分离之前即进入啮合(行星架转角为 59°),太阳轮缓冲弧取代了不完全非圆齿轮的一个齿的啮合作用,并且在缓冲弧尚未完全分离时太阳轮和中间轮的第2个齿即将进入啮合,太阳轮和中间轮的第2个齿啮合后,缓冲弧结束啮合(此时行星架转角为 80°),接着中间轮转到不完全非圆齿轮的有齿部分。由于移栽机构具有对称布置的2个移栽臂,因此在机构运转一周内,行星架转角为 $239^\circ \sim 260^\circ$ 过程中,缓冲装置也同样起作用。

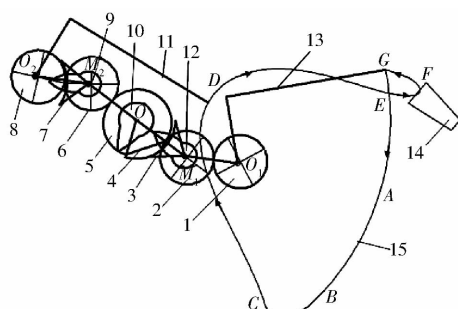


图1 椭圆齿轮-不完全非圆齿轮行星轮系水稻钵苗移栽机构简图

Fig. 1 Diagram of rice plug seedling transplanting mechanism of planetary gear train with elliptical gears and incomplete non-circular gear

1. 8. 行星椭圆齿轮 2. 6. 中间椭圆齿轮 3. 7. 凹锁止弧 4. 凸锁止弧 5. 不完全非圆齿轮 9. 12. 中间轮缓冲弧 10. 太阳轮缓冲弧 11. 13. 移栽臂 14. 钵苗盘 15. 移栽轨迹

2 缓冲装置运动学和受力分析

2.1 缓冲装置运动学分析

设太阳轮上的缓冲弧相对行星架的角位移、角速度、角加速度分别为 θ_1 、 ω_1 、 α_1 ,中间轮上的缓冲弧对应的相对角位移、角速度、角加速度分别为 θ_2 、 ω_2 、 α_2 ,传动比为 i 。缓冲装置作用过程中,行星架转角为 $59^\circ \sim 80^\circ$,可知 $\theta_1 \in [0^\circ, 21^\circ]$;行星架匀速转动角速度为 ω ,则 $\alpha_1 = 0, \omega_1 = -\omega$ 。

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d\theta_2}{d\theta_1} \quad (1)$$

由式(1)可得

$$\theta_2 = \int i d\theta_1 \quad (2)$$

$$\alpha_2 = \ddot{\theta}_2 = \omega_1^2 \frac{di}{d\theta_1} \quad (3)$$

为减小缓冲装置的冲击,按照五次多项式函数运动规律^[19],设未知数 a, b, c, d, e, f ,建立 $\int i d\theta_1$ 、

$\frac{di}{d\theta_1}$ 与 θ_1 的方程

$$\begin{cases} \int i d\theta_1 = \frac{a}{5}\theta_1^5 + \frac{b}{4}\theta_1^4 + \frac{c}{3}\theta_1^3 + \frac{d}{2}\theta_1^2 + e\theta_1 + f \\ i = a\theta_1^4 + b\theta_1^3 + c\theta_1^2 + d\theta_1 + e \\ \frac{di}{d\theta} = 4a\theta_1^3 + 3b\theta_1^2 + 2c\theta_1 + d \end{cases} \quad (4)$$

中间轮上缓冲弧的相对角位移、角速度、角加速度方程为

$$\begin{cases} \theta_2 = \frac{a}{5}\theta_1^5 + \frac{b}{4}\theta_1^4 + \frac{c}{3}\theta_1^3 + \frac{d}{2}\theta_1^2 + e\theta_1 + f \\ \omega_2 = (a\theta_1^4 + b\theta_1^3 + c\theta_1^2 + d\theta_1 + e)\omega_1 \\ \alpha_2 = (4a\theta_1^3 + 3b\theta_1^2 + 2c\theta_1 + d)\omega_1^2 \end{cases} \quad (5)$$

根据缓冲装置平稳进入和退出啮合的运动学要求,确定初始条件:中间轮上缓冲弧相对角位移的起始值 $\varphi_1 = 0$,起始传动比 i_1 为输入参数,起始角加速度 $\gamma_1 = \frac{\alpha_2}{\omega_1^2} = 0$;缓冲装置退出啮合时刻的相对角位移、角速度、角加速度与齿轮传动开始时刻中间轮的相对角位移、角速度和角加速度一致,为已知值。

方程组有 $a、b、c、d、e、f$ 等 6 个未知数,给定 i_1 (为 0.5) 并代入其它初始条件得出未知数的值分别为: $a = 187.54, b = -102.52, c = 6.34, d = 0, e = 0.5, f = 0$ 。

图 2 为缓冲弧运动分析简图,太阳轮上的缓冲弧建立直角坐标系 $y_1 O x$ 和极坐标 (r_1, θ_1) ,中间轮上的缓冲弧建立直角坐标系 $y_2 M_1 x$ 和极坐标 (r_2, θ_2) ,则有

$$\begin{cases} x_1 = r_1 \cos \theta_1 \\ y_1 = -r_1 \sin \theta_1 \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} x_2 = -r_2 \cos \theta_2 \\ y_2 = r_2 \sin \theta_2 \end{cases} \quad (7)$$

其中

$$\begin{cases} r_1 = \frac{-li}{1-i} \\ r_2 = \frac{l}{1-i} \end{cases} \quad (8)$$

式中 l ——太阳轮旋转中心 O 与中间轮旋转中心 M_1 之间的距离

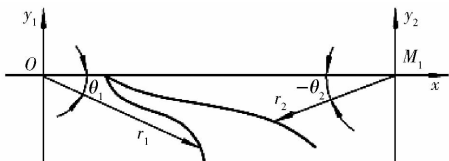


图 2 缓冲弧运动分析简图

Fig. 2 Kinematic analysis diagram of buffer arc

2.2 缓冲装置受力分析

设缓冲装置的接触点为 G ,太阳轮上缓冲弧对

中间轮上缓冲弧的作用力为 F_G (摩擦力忽略不计), M_p 为太阳轮给中间轮的力矩,则

$$M_p = |r_2 \times F_G| = r_2 F_G \sin \left(-\alpha + \frac{\pi}{2} - (\varphi - \varphi_{TMO} + \pi) \right) \quad (9)$$

其中 $F_G = \frac{M_p}{r_2 \sin(-\alpha + \pi/2 - (\varphi - \varphi_{TMO} + \pi))}$ (10)

式中 φ ——行星架角位移

φ_{TMO} ——推苗开始时刻行星架转过的角度,

$$\varphi_{TMO} = -59^\circ$$

α ——缓冲弧上过接触点的切线与 x 轴的夹角 ($\alpha > 0$),如图 3 所示

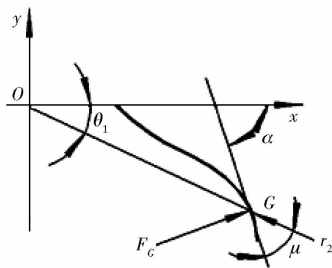


图 3 缓冲弧接触力分析图

Fig. 3 Contact force analysis of buffer arc

缓冲弧接触点切线与 x 轴夹角 α 的求解过程为

$$\alpha = \mu + \theta_1 \quad (11)$$

其中

$$\mu = \begin{cases} \frac{\pi}{2} & \left(\frac{di}{d\theta_1} = 0 \right) \\ \arctan \left(-\frac{(1-i)i}{\frac{di}{d\theta_1}} \right) & (\tan \mu > 0) \\ \arctan \left(-\frac{(1-i)i}{\frac{di}{d\theta_1}} \right) + \pi & (\tan \mu < 0) \end{cases} \quad (12)$$

$$\tan \mu = \frac{r_1}{\dot{r}_1} = -\frac{(1-i)i}{\frac{di}{d\theta_1}} \quad (13)$$

$$\dot{r}_1 = \frac{l}{(1-i)^2} \frac{di}{d\theta_1} \quad (14)$$

式中 μ ——缓冲弧上过接触点的切线与 r_2 的夹角 ($\mu > 0$),如图 3 所示

3 缓冲装置设计

3.1 缓冲装置分析与设计软件

根据以上对缓冲装置的运动学和动力学的分析以及文献[13、18]中对移栽机构的建模过程和动力学模型的阐述,利用 Visual Basic 可视化平台设计了椭圆齿轮-不完全非圆齿轮机构的缓冲装置分析与设计软件。该软件的人机交互主界面如图 4 所示,

主要分为:①运动模拟区,模拟并直观显示采用不同缓冲装置时移栽机构第一级传动的运动情况。②结果输出区,显示中间轮相对行星架的角速度、角加速度、链条力和支座反力与行星架转角之间的关系曲线。③数据输入区,可选择缓冲弧的运动规律,设定五次多项式函数运动的最小传动比(综合考虑太阳轮轴径、太阳轮牙嵌厚度及缓冲弧中心圆环厚度,本文最小传动比设定为 0.5),将运动模拟区显示的两条瞬心曲线的位置坐标保存到指定的文件夹。

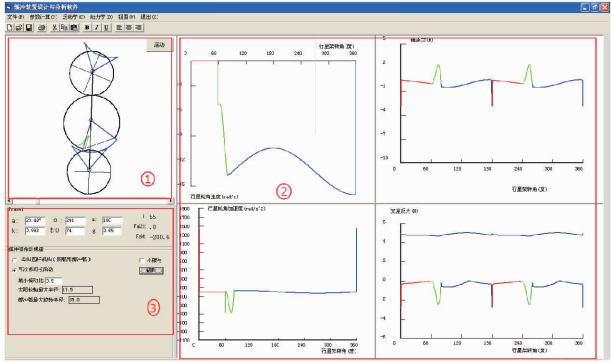


图 4 缓冲装置分析与设计软件主界面
Fig. 4 Main interface of buffer device analysis and design software

3.2 缓冲装置结构设计

通过缓冲装置分析和设计软件保存了缓冲弧轮廓曲线的位置坐标文件,再将数据导入 AutoCAD 中,然后在 AutoCAD 中通过绘制样条曲线命令绘制缓冲弧轮廓曲线,最后根据移栽机构的整体结构(不完全齿轮轴轴径为 25 mm,中间椭圆齿轮轴轴径为 18 mm,中心距为 52.5 mm,其中缓冲装置厚度均为 9 mm)设计了缓冲装置的结构并制造了实物(如图 5 所示),图 6 为安装了缓冲装置的不完全非圆齿轮机构。

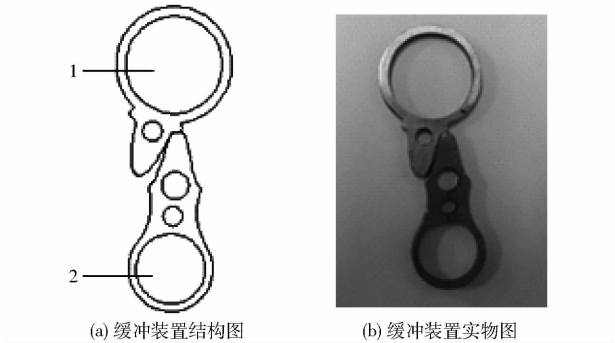


图 5 缓冲装置
Fig. 5 Buffer device
1. 太阳轮上缓冲弧 2. 中间轮上缓冲弧

4 移栽机构动力学分析和试验

4.1 移栽机构动力学分析

缓冲装置改进设计的主要目的是减小移栽机构

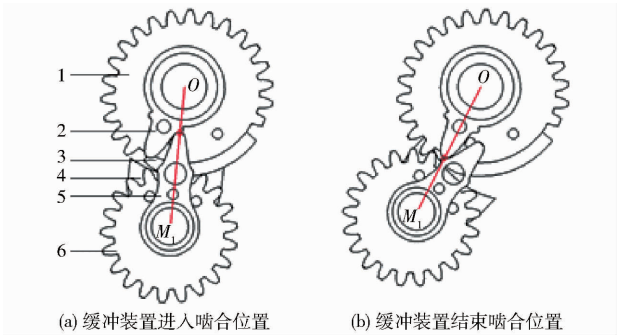


图 6 不完全非圆齿轮机构
Fig. 6 Incomplete non-circular gear mechanism

- 1. 太阳轮(不完全非圆齿轮) 2. 太阳轮缓冲弧 3. 凸锁止弧
- 4. 凹锁止弧 5. 中间轮缓冲弧 6. 中间轮(椭圆齿轮)

冲击、改善移栽机构动力学性能,为检验缓冲装置改进设计的效果,需要对移栽机构进行动力学分析^[20]。移栽机构的建模过程和动力学模型详见文献[13、18]。移栽机构的动力学性能可通过支座反力来进行表达,且动力学试验中支座反力可以方便测试得出,所以移栽机构动力学分析主要分析比较其改进前、后支座反力在 X 、 Y 方向的受力大小,来判断缓冲装置改进设计效果。

通过设计和分析软件可得到缓冲装置改进前和改进后移栽机构的动力学分析结果(机构转速为 160 r/min)。图 7 为缓冲装置改进前和改进后移栽机构的支座反力理论曲线对比图。经过比较可知:在缓冲装置作用的两个过程中(行星架转角为 $59^\circ \sim 80^\circ$ 和 $239^\circ \sim 260^\circ$),缓冲装置改进后的移栽机构支座反力 X 、 Y 方向突变程度均比改进前相对平缓;另外从表 1 数据分析可知,缓冲装置改进后的移栽机构运转一个周期, X 方向和 Y 方向的幅值和方差均有不同幅度的降低,最大幅值分别由改进前的 205.9 N 和 41.1 N 减小为 201.3 N 和 40.2 N,降低了 2.23% 和 2.18%;同时方差分别由改进前的 3 252.9 和 32.5 减小为 2 989.5 和 28.1,降低了 8.10% 和 13.40%,缓冲装置改进后移栽机构的动力学性能得到了改善。

4.2 移栽机构动力学试验

4.2.1 动力学试验方案

图 8 为移栽机构试验台示意图,移栽机构的支撑放置在压力传感器上面,使机构运转产生的振动直接作用在传感器上,从而得到较为精准的力学数据。驱动方式采用链条驱动,以符合机构实际工作情况。动力学试验需测定机构在一个工作周期内的支座反力,进而确定其与行星架转角之间的关系^[13-14]。通过机构动力学性能的试验研究,获得机构真实的受力变化规律,同时进一步验证缓冲装置改进设计的正确性和实际可行性,检验移栽机构动

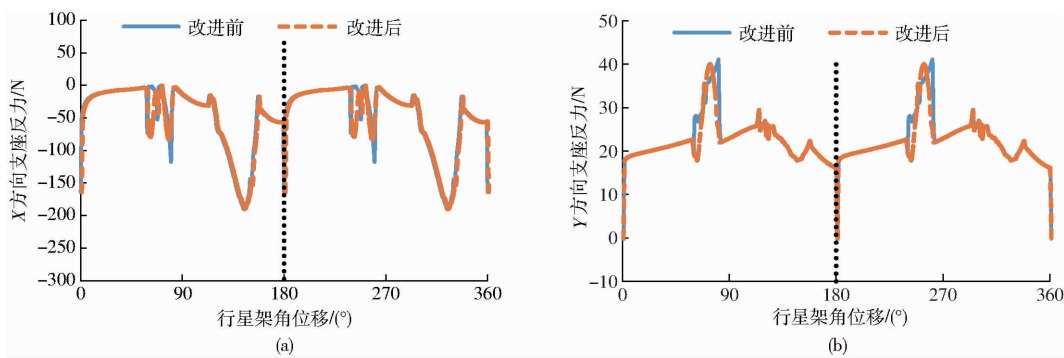


图 7 缓冲装置改进前后移栽机构 X、Y 方向支座反力理论曲线

Fig. 7 Theoretical curves of bearing reaction force of transplanting mechanism with buffer device in X and Y directions before improvement and post-improvement

表 1 缓冲装置改进前后移栽机构 X、Y 方向支座反力
计算结果

Tab.1 Calculation results of bearing reaction force of transplanting mechanism with buffer device in X and Y directions before improvement and post-improvement						
参数	X 方向			Y 方向		
	优化前	优化后	降低百分比/%	优化前	优化后	降低百分比/%
最大幅值/N	205.9	201.3	2.23	41.1	40.2	2.18
方差	3 235.2	2 989.5	8.10	32.5	28.1	13.40

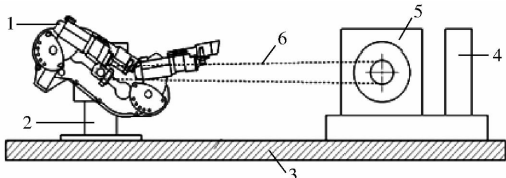


图 8 移栽机构试验台示意图

Fig. 8 Diagram of test bench of transplanting mechanism

1. 水稻钵苗移栽机构 2. 压力传感器 3. 试验台底座 4. 伺服
控制器 5. 电动机 6. 链条

力学性能改进效果。

制造加工出改进前和改进后的缓冲装置并将其安装到移栽机构物理样机，搭建动力学试验台（图 9）。试验时由无级调速电动机驱动，采用固连于支座上的压电式力传感器（CL-YD-312 型）将支座反力转化为电荷信号，通过电荷放大器（MI2004 型）经信号放大后将电压信号输出至数据采集与分析仪（MI7008 型）中，然后应用数据采集仪附带软件（MI7801 型）进行处理，即可得到支座反力水平方向（X）和竖直方向（Y）的受力及其随时间（行星架转角）的变化曲线。

4.2.2 动力学试验结果与分析

图 10 为动力学试验得到的缓冲装置改进前和改进后移栽机构 X、Y 方向支座反力试验曲线对比图（机构转速为 160 r/min）。链条抖动以及拉力变化极大地干扰了 Y 方向的支座反力的变化规律，使

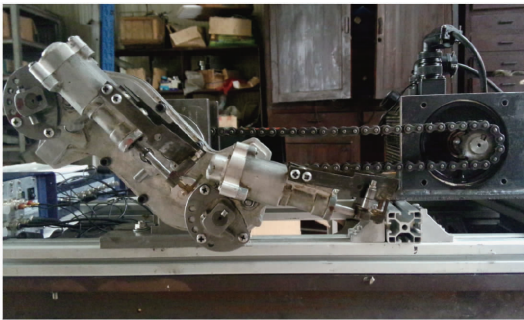


图 9 移栽机构动力学试验装置

Fig. 9 Dynamic test device of transplanting mechanism

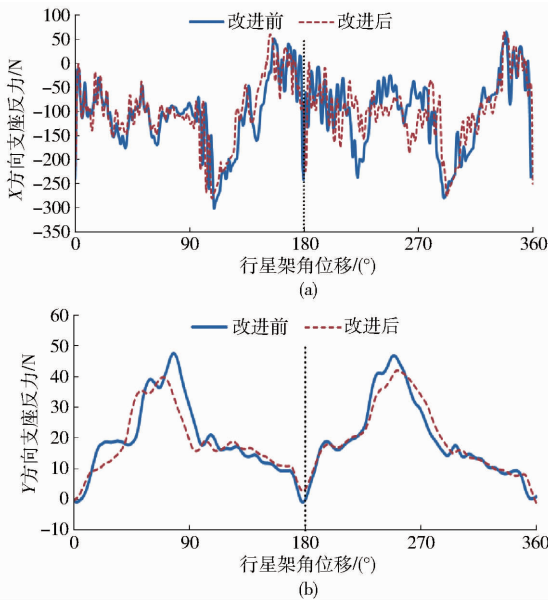


图 10 缓冲装置改进前后移栽机构 X、Y 方向支座反力
试验曲线

Fig. 10 Test curves of bearing reaction force of transplanting mechanism with buffer device in X and Y directions before improvement and post-improvement

用 ADAMS 中的滤波功能对结果进行滤波可以很好地消除这部分干扰^[13,18]。图 10a 中为测得的未过滤的 X 方向原始支座反力的试验曲线，该方向的支座反力受链条力影响较小且其趋势与理论曲线基本一致。图 10b 为过滤后的 Y 方向支座反力试验曲

线。同时计算得到动力学试验缓冲装置改进前和改进后移栽机构 X 、 Y 方向支座反力最大幅值和方差,见表 2。

表 2 缓冲装置改进前后移栽机构 X 、 Y 方向支座反力试验结果

Tab.2 Test results of bearing reaction force of transplanting mechanism with buffer device in X and Y directions before optimization and post-optimization

参数	X 方向			Y 方向		
	优化前	优化后	降低百分比/%	优化前	优化后	降低百分比/%
最大幅值/ N	365.5	345.5	5.50	48.4	42.2	12.81
方差	4 880.3	4 516.1	7.46	148.7	126.1	15.20

从图 7a、7b 和图 10a、10b 比较和分析可知,移栽机构试验曲线和理论曲线总体变化趋势基本吻合,表明缓冲装置的运动模型和受力分析及改进设计是正确的。试验曲线波动大的主要原因是试验台制造和安装的误差以及试验台本身在试验时所产生的振动。

从图 10 和表 2 的比较和分析可知,在移栽机构缓冲装置作用过程中(行星架转角为 $59^{\circ} \sim 80^{\circ}$ 和 $239^{\circ} \sim 260^{\circ}$),缓冲装置改进后移栽机构的 X 、 Y 方向支座反力波动相对较小,而且该移栽机构在一个工作周期内,支座反力的最大幅值和方差比缓冲装置改进前移栽机构均有不同幅度的减小,最大幅值分别由改进前的 365.5 N 和 48.4 N 减小为 345.2 N

和 42.2 N,降低了 5.55% 和 12.81%;同时方差分别由改进前的 4 880.3 和 148.7 减小为 4 516.1 和 126.1,降低了 7.46% 和 15.20%,表明缓冲装置改进设计后可使移栽机构的振动降低,改进设计达到了预期目的,具有较好的效果。

5 结论

(1)针对目前钵苗旋转式移栽机构缓冲装置设计中所存在的问题,采用解析法将缓冲弧的轮廓曲线由圆弧设计为满足五次多项式函数运动规律的瞬心曲线,开展了缓冲装置的运动学和受力分析,开发了相应的设计与分析软件,设计了缓冲装置的结构。缓冲装置改进后的移栽机构运转一个周期,理论分析得 X 方向和 Y 方向支座反力最大幅值、方差分别降低了 2.23%、2.18% 和 8.10%、13.40%,表明缓冲装置的改进设计是有效的。

(2)开展移栽机构物理样机动力学试验,分别测试得到安装改进前、后缓冲装置移栽机构的支座反力。通过比较缓冲装置改进后移栽机构台架试验和理论分析结果验证了缓冲装置的运动学模型、受力分析及改进设计是正确的。缓冲装置改进后移栽机构动力学试验结果表明,机构运转一个周期 X 、 Y 方向支座反力的最大幅值、方差分别降低了 5.55%、12.81% 和 7.46%、15.20%,缓冲装置的改进设计是有效的,移栽机构振动得到改善,工作性能得到提高。

参 考 文 献

1 孙恒,陈作模,葛文杰.机械原理[M].8版.北京:高等教育出版社,2013.

2 关玉明,张文雅,肖艳春,等.间歇机构——不完全齿轮的设计及应用[J].机械设计与制造,2009(7):59-61.
GUAN Yuming, ZHANG Wenya, XIAO Yanchun, et al. Incomplete gear—the design and application of incomplete gear[J]. Machinery Design & Manufacture, 2009(7):59-61. (in Chinese)

3 胡青春,莫海军.实现多种速比的不完全齿轮机构设计[J].机械科学与技术,2003,22(5):794-795.
HU Qingchun, MO Haijun. Design of multi-velocity ratio transmission mechanism of segment-gear[J]. Mechanical Science and Technology, 2003, 22(5):794-795. (in Chinese)

4 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)

5 叶秉良,吴国环,俞高红,等.非圆齿轮行星轮系水稻钵苗移栽机构优化设计与试验[J/OL].农业机械学报,2016,47(11):67-73. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20161109&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.11.009.
YE Bingliang, WU Guohuan, YU Gaohong, et al. Optimized design and test on rice potted seedling transplanting mechanism of planetary gear train with non-circular gear[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(11):67-73. (in Chinese)

6 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)

- 7 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)
- 8 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)
- 9 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.
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)
- 10 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)
- 11 俞高红,黄小艳,叶秉良,等.旋转式水稻钵苗移栽机构的机理分析与参数优化[J].农业工程学报,2013,29(3):16-22.
YU Gaohong, HUANG Xiaoyan, YE Bingliang, et al. Principle analysis and parameters optimization of rotary rice pot seedling transplanting mechanism[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(3): 16-22. (in Chinese)
- 12 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.
- 13 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. Dynamic analysis and tests of rotary rice transplanting mechanism for rice pot-seedling [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(5): 53-61. (in Chinese)
- 14 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. Dynamic 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)
- 15 叶秉良,李丽,俞高红,等.蔬菜钵苗移栽机取苗臂凸轮机构的设计与试验[J].农业工程学报,2014,30(8):21-29.
YE Bingliang, LI Li, YU Gaohong, et al. Design and test on cam mechanism of seedling pick-up arm for vegetable transplanter for pot seedling [J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(8): 21-29. (in Chinese)
- 16 叶秉良,吴国环,俞高红,等.旋转式水稻钵苗移栽机构的移栽臂设计与试验[J/OL].农业机械学报,2015,46(7):45-52. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20150707&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2015.07.007.
YE Bingliang, WU Guohuan, YU Gaohong, et al. Design and test on transplanting arm of rotary transplanting mechanism for rice pot-seedling[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(7): 45-52. (in Chinese)
- 17 王峰林.不完全齿轮瞬心曲线的设计[J].黑龙江商学院学报:自然科学版,1990(4):20-26.
- 18 朱浩.旋转式水稻钵苗移栽机构动力学分析与试验[D].杭州:浙江理工大学,2016.
ZHU Hao. Dynamics analysis and test of a rotary rice pot-seedling transplanting mechanism[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2016. (in Chinese)
- 19 申永胜.机械原理教程[M].2版.北京:清华大学出版社,2005.
- 20 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)