

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.02.010

行星轮系水稻钵苗移栽机构正反求设计方法研究

吴国环^{1,2} 俞高红^{1,3} 叶秉良^{1,3} 俞亚新^{1,3}

(1. 浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018; 2. 温州职业技术学院机械工程系, 温州 325035;
3. 浙江省种植装备技术重点实验室, 杭州 310018)

摘要: 为了解决现有行星轮系水稻钵苗移栽机构较难同时具备理想的移栽轨迹和姿态的问题, 提出了正向设计与局部轨迹微调的反求设计相结合的设计方法。以非圆齿轮行星轮系水稻钵苗移栽机构的设计为例, 阐述该方法的实现过程。建立行星轮系水稻钵苗移栽机构设计要求, 并分析其工作原理, 在前期正向设计的基础上, 局部调整其移栽静轨迹, 通过反求设计进一步优化设计移栽机构。进行局部反求设计的运动学分析和运动学建模, 基于 Matlab 平台开发计算机辅助设计软件, 通过人机交互的方式得到移栽机构的机构参数, 使其不仅满足移栽臂移栽的姿态要求, 同时获得更理想的移栽工作轨迹。根据最终得到的机构参数设计移栽机构结构, 完成三维建模、虚拟仿真试验, 加工、装配移栽机构物理样机, 完成了高速摄像运动学试验。将移栽机构理论计算、虚拟仿真、样机试验得到的移栽静轨迹比较, 同时逐一将轨迹相关参数、取秧角、推秧角、角度差等设计目标参数与相应数值化目标进行对比, 结果显示, 均满足要求, 验证了设计方法的正确性。与以往单一的正向设计、反求设计方法相比, 该方法设计的移栽机构不仅具有更优的移栽工作轨迹, 也可满足较好的移栽姿态要求。

关键词: 水稻钵苗移栽机构; 行星齿轮系; 正向设计; 反求设计

中图分类号: TH112; S223.92 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2020)02-0085-09

OSID:



Forward – Reverse Design Method for Rice Potted-seedling Transplanting Mechanism with Compound Planetary Gear Train

WU Guohuan^{1,2} YU Gaohong^{1,3} YE Bingliang^{1,3} YU Yaxin^{1,3}

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

2. Department of Mechanical Engineering, Wenzhou Polytechnic, Wenzhou 325035, China

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

Abstract: Existing rice potted-seedling transplanting mechanisms with compound planetary gear trains face difficulty in providing both the satisfactory trajectory and orientation during transplanting seedlings at the same time. Therefore, a design method based on the combination of forward design and reverse design was proposed to overcome the problem. The principles of the design method were discussed and illustrated by the design of a rice potted-seedling transplanting mechanism with a compound planetary gear train with a noncircular gear. The design requirements of rice potted-seedling transplanting mechanism with a compound planetary gear train with a noncircular gear were established, and its work principle was studied. On the basis of the previous forward design, fine tuning its static transplanting trajectory, and the reverse design was developed to further optimize the design of transplanting mechanism. The kinematics analysis of the transplanting mechanism in reverse design section was carried out and its kinematic model was set up. The computer aided analysis and design software of the transplanting mechanism based on Matlab was developed. A set of design parameters of the transplanting mechanism were obtained by using this software by means of human-computer interaction. According to the final mechanism parameters, the transplanting mechanism structure was designed, a 3D model of the

收稿日期: 2019-11-21 修回日期: 2019-12-10

基金项目: 国家重点研发计划项目(2018YFD0700703)、浙江省重点研发项目(2018C02046)、国家自然科学基金项目(51575495)、浙江省自然科学基金重点项目(LZ16E050003)和浙江省教育厅一般项目(Y201840685)

作者简介: 吴国环(1991—),男,博士生,温州职业技术学院讲师,主要从事农业机械设计研究, E-mail: 422361992@qq.com

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

mechanism was created by using Pro/E software, and a virtual simulation test was performed by using ADAMS software. Finally, a physical prototype of the mechanism was developed for bench-scale testing. The trajectory obtained by theoretical calculation was compared with trajectories obtained by virtual simulation and bench-scale tests. The design parameters, including the trajectory criteria, taking-seedling angle and pushing-seedling angle, and the difference between the taking-seedling angle and the pushing-seedling angle were compared with the corresponding design requirements. The results met the specified design requirements, thus the transplanting mechanism designed with this method not only satisfied the orientation requirement, but also provided satisfactory transplanting trajectory.

Key words: rice potted-seedling transplanting mechanism; planetary gear train; forward design; reverse design

0 引言

水稻钵苗移栽具有缓苗期短、秧苗损伤小、对气候具有补偿作用等优点,可以有效地实现省种、增产和增收。因此,水稻钵苗移栽技术具有很好的发展前景^[1],当前已有大量关于水稻钵苗移栽机构的研究^[2-5]。日本井关农机株式会社研发了一种有序移栽机,其移栽装置复杂、成本高,不适合中国国情。吉林省延吉市光华机械厂研制的串联四杆机构水稻钵苗移栽机^[6]、吉林鑫华裕农业装备有限公司和东北农业大学联合研发的拟合齿轮五杆水稻钵苗移栽机构^[7-8],均以连杆机构作为核心传动机构,移栽效率低、工作时机构振动大,制约了其应用和推广。延边大学研发了非圆齿轮行星轮系水稻钵苗摆栽机构^[9]和旋转式水稻钵苗夹摆秧机构^[10],两种机构的植苗方式均靠苗自身重力落入水田,故立苗率不佳;吉林大学研发了五齿轮钵苗移栽机构^[11],种植的秧苗直立度差;东北农业大学研发了B样条非圆齿轮行星轮系水稻钵苗移栽机构^[12],浙江理工大学研发了旋转式行星轮系水稻钵苗移栽机构^[13]、非圆-不完全非圆齿轮行星轮系水稻钵苗移栽机构^[14],以上几种移栽机构具有效率高、振动小的优点,但动轨迹(即移栽机前进作业时,移栽臂秧针尖点生成的轨迹)前倾明显,容易将栽植好的秧苗推倒。因此,现有旋转式行星轮系移栽机构能高效移栽,但存在不能同时具备良好的移栽姿态和轨迹的问题。故研究行星轮系水稻钵苗移栽机构的设计方法,使其能够同时满足移栽轨迹和姿态要求具有重要意义。

目前,行星轮系水稻钵苗移栽机构的设计方法主要为正向设计和反求设计。正向设计方法^[13-19]中非圆齿轮的节曲线方程是预先确定,它能够获得良好的移栽臂工作姿态,但在移栽轨迹上存在进一步优化的空间;反求设计是先给定理想的移栽静轨迹(移栽机不作业时,移栽机构旋转,移栽臂秧针尖点生成的轨迹),反向求解行星轮系的总传动比,最后确定非圆齿轮节曲线及机构参数^[20-22]。该设计

方法可以保证移栽轨迹是理想的工作轨迹,但很难保证获得较好的移栽臂姿态。

为了设计出能够同时满足移栽姿态和轨迹要求的行星轮系水稻钵苗移栽机构,本文结合正向设计和反求设计的优点提出正向设计与局部轨迹微调的反求设计相结合的设计方法,简称正反求设计方法。由于在前期已经开展了正向设计研究^[14],本文在文献[14]的基础上,进一步开展局部轨迹微调的反求设计,综合设计非圆齿轮行星轮系水稻钵苗移栽机构,验证该方法对解决当前行星轮系水稻钵苗移栽机构设计局限问题的有效性。

1 正反求设计方法

正反求设计方法主要由正向设计和反求设计两大部分组成,反求设计是在正向设计基础上进一步优化设计,正向设计重点在保证移栽姿态(取秧角、推秧角)满足设计要求,反求设计重点在保证移栽动轨迹满足设计要求。首先利用正向设计获得具有满足姿态要求的移栽静轨迹,然后在保证取秧位置和推秧位置移栽臂移栽姿态不变的前提下,局部调整正向设计得到的静轨迹使得其动轨迹满足设计要求,基于调整后的静轨迹开展反求设计,综合两步设计得到最终的移栽机构。设计流程如图1所示。

2 行星轮系水稻钵苗移栽机构设计

以非圆齿轮行星轮系水稻钵苗移栽机构的设计为例,说明正反求设计方法的实现过程。

2.1 机构工作原理与设计要求

移栽机构的工作原理如文献[14]所述,水稻钵苗移栽机的移栽臂模拟人手将钵苗从钵盘中取出,运送到推秧位置快速将秧苗推出插入水田土中完成秧苗的移栽。非圆齿轮行星轮系水稻钵苗移栽机构简图如图2所示,当移栽机不前进作业时,移栽机构旋转一周,移栽臂秧针尖点A'形成静轨迹ABCDEF,其中A为轨迹最高点、B点为轨迹交点、C点为推秧位置点、D点为轨迹的最低点、F点为离

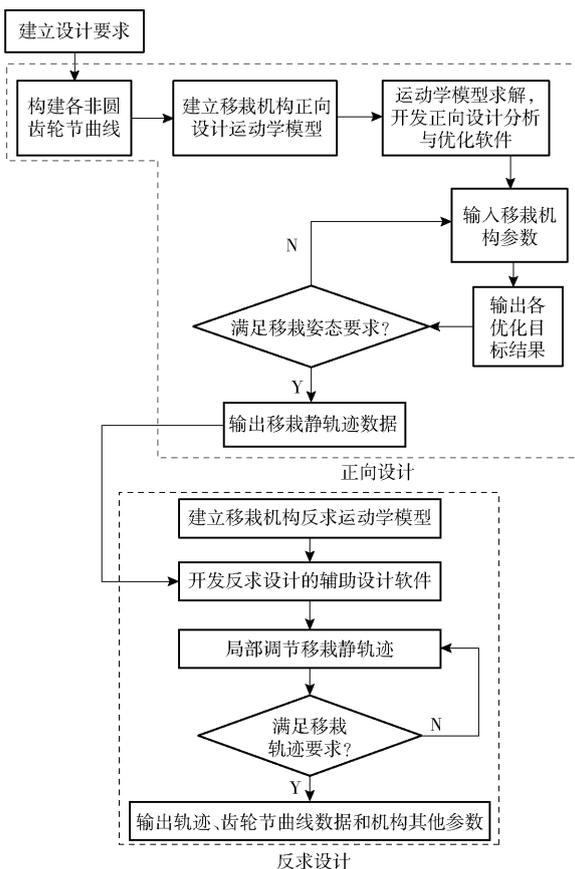


图1 正反求设计方法流程图

Fig. 1 Flow chart of forward-reverse design method

行星架回转中心距离最近的点、G点为离行星架回转中心距离最远的点(即取秧位置点)。当移栽机构工作时,行星架7匀速顺时针转动,第一中间非圆齿轮3和太阳轮6无齿部分啮合时,凹锁止弧13和凸锁止弧5接触,使得第一中间非圆齿轮3相对于行星齿轮架7静止,这个过程中移栽臂秧针尖点A'形成轨迹ABCD(轨迹ABC为持苗轨迹段),在轨迹点C处推秧至土中。当第一中间非圆齿轮3与太阳轮6有齿部分啮合时,第二中间非圆齿轮4与行星非圆齿轮2啮合并相对行星架7作非匀速转动;移栽臂14在DEF段和FGA段均相对行星架7作非匀速转动,分别形成回程段轨迹和取秧段轨迹。在取秧位置(轨迹右侧离回转中心最远点G处),为了防止移栽臂秧针与秧苗其他部位接触,移栽臂应从秧苗下部靠近钵盘,夹住秧苗茎秆根部实现取苗,轨迹右上角形成“环扣状”取秧轨迹。

为了使移栽机构能够实现上述工作原理,提出如下设计要求。规定移栽机移栽作业行进方向为右侧,每个移栽臂移栽速度为100株/min,株距H(两株秧苗之间的距离)为200mm。移栽臂旋转一周的静轨迹和动轨迹如图3所示。结合图2和图3分析在设计水稻钵苗移栽机构时,必须要满足的设计要求,例如:环扣轨迹、取秧角、推秧角、推秧角与取秧

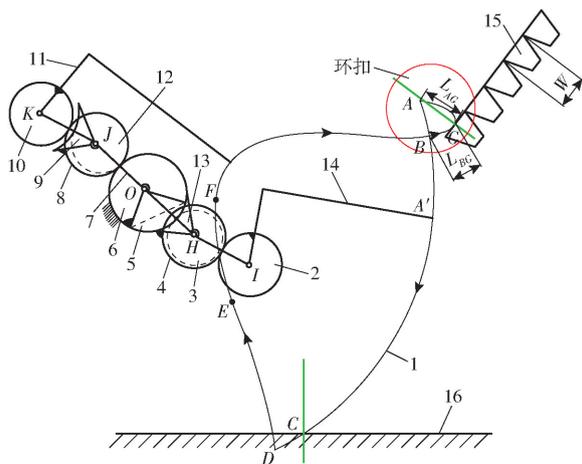


图2 非圆齿轮行星轮系水稻钵苗移栽机构简图

Fig. 2 Schematic of rice potted-seedling transplanting mechanism with noncircular planetary gear train

1. 移栽静轨迹
- 2, 10. 行星非圆齿轮
- 3, 12. 第一中间非圆齿轮
- 4, 8. 第二中间非圆齿轮
5. 凸锁止弧
6. 太阳轮(不完全非圆齿轮)
7. 行星架
- 9, 13. 凹锁止弧
- 11, 14. 移栽臂
15. 水稻钵盘
16. 地面

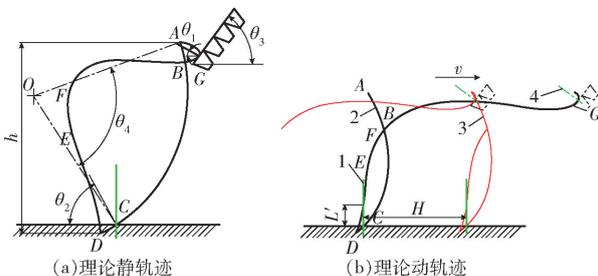


图3 移栽轨迹简图

Fig. 3 Diagram of potted-seedling transplanting trajectory

1. 种植秧苗位置
2. 移栽臂14的动轨迹
3. 移栽臂11的动轨迹
4. 钵盘中秧苗

角的角度差、轨迹高度及移栽动轨迹的回程段轨迹,具体见表1。

(1)环扣轨迹尺寸包含环扣高度和环扣宽度,移栽静轨迹环扣高度即取秧点G到轨迹上端拐点A的直线段距离 L_{AC} ,应大于钵体高度(20mm)以保证能够将钵苗完全取出;移栽静轨迹环扣宽度即取秧点G到轨迹上B点的距离 L_{BG} ,应大于钵体上端宽度 $W(W=18\text{mm})$,以保证秧针能夹取到秧苗。

(2)取秧点G到钵体中心的距离为 $W/3 \sim W/2$,保证一次只取一个钵里的秧苗。

(3)取秧角(在取秧位置,秧针与水平线的夹角)在 $5^\circ \sim 12^\circ$ 之间,防止秧针靠近秧苗时戳伤秧苗枝叶。

(4)推秧位置C点位于移栽臂秧针尖点A'从A点间歇运动转过 θ_4 ($\theta_4 = \alpha - \Delta$, α 为太阳轮无齿部分圆心角, Δ 取 $5^\circ \sim 8^\circ$)后所在的位置,推秧角(在推秧时位置,秧针与水平线的夹角)在 $55^\circ \sim 65^\circ$ 之间。

(5) 秧箱倾角一般在 50° 左右, 移栽臂推秧角与取秧角的角度差应在 $45^\circ \sim 55^\circ$, 保证秧苗插入土中的直立度。

(6) 移栽静轨迹的高度为静轨迹的最高点到最低点的距离, 应大于 260 mm [23]。

(7) 在推秧完成后, 移栽臂回程时, 移栽臂秧针动轨迹越过秧苗的高度 $L' > 80 \text{ mm}$, 否则认为动轨迹前倾, 秧针回程时会推倒已种植好的秧苗 (秧苗高度约为 80 mm)。

表 1 设计要求

Tab. 1 Design requirements

参数	数值
环扣高度 L_{AC}/mm	25 ~ 30
环扣宽度 L_{BC}/mm	> 18
取秧角 $\theta_1/(\circ)$	5 ~ 12
推秧角 $\theta_2/(\circ)$	55 ~ 65
推秧角与取秧角的角度差 $\Delta\theta/(\circ)$	45 ~ 55
轨迹高度 h/mm	> 260
秧针动轨迹越过秧苗的高度 L'/mm	> 80

2.2 正向设计

正向设计由多个步骤组成: ①构造一个非圆齿轮节曲线方程, 该方程可以是椭圆方程、偏心圆方程或是自主开发的特殊方程。②根据齿轮啮合过程的数值关系, 利用数学建模的理论建立运动学模型, 然后确定设计参数、设计目标和约束条件。③开发正向设计的参数优化软件。齿轮节曲线方程的参数、移栽机构安装角、移栽臂相关参数及株距作为输入量, 在优化软件界面直观显示移栽机构工作轨迹、移栽臂姿态 (取秧角、推秧角) 及环扣尺寸, 通过人机交互方式, 优化得到移栽臂姿态满足取秧和推秧要求的移栽静轨迹。

前期已经开展了正向设计研究 [14], 当株距为 200 mm 、双移栽臂移栽速度为 $200 \text{ 株}/\text{min}$ 时, 正向设计得到的移栽静轨迹、动轨迹 (其中一个移栽臂) 如图 4 所示, 正向设计得到的移栽机构轨迹存在不足之处: $L' = 39.8 \text{ mm}$, 小于 80 mm , 故其动轨迹前倾明显, 移栽臂秧针容易推倒已栽植好的秧苗。在此研究基础上, 局部调整移栽静轨迹回程段, 开展局部轨迹微调的反求设计。

2.3 反求设计

反求设计是在正向设计基础上开展: ①保持 $EFGA$ 段轨迹和 $ABCD$ 段轨迹不变, 将移栽臂回程段 DEF 调整至 $DE'F$, 得到新的水稻钵苗移栽机构移栽静轨迹 $ABCDE'FGA$, 使得动轨迹满足设计要求, 如图 5 所示; 由于 $ABCD$ 段轨迹为行星齿轮系间歇运动阶段, 此时中间非圆齿轮和行星非圆齿轮都相

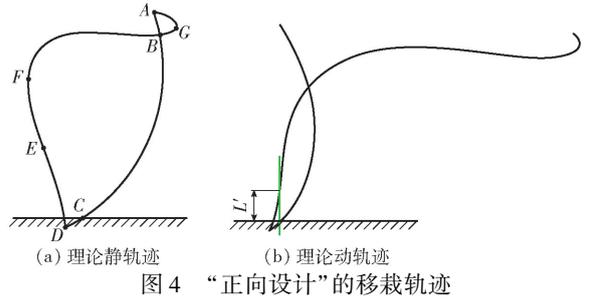


Fig. 4 Static trajectory and dynamic trajectory of forward design

对行星架保持静止, 所以 $ABCD$ 段轨迹是一段以行星架旋转中心为圆心, 行星非圆齿轮旋转中心和移栽臂秧针尖点之间的距离为半径的圆弧, 所以根据 $DE'FGA$ 这段轨迹进行局部反求设计, 图 5 中曲线 1 为调整后移栽静轨迹图。②在新的移栽静轨迹上选取 25 个数据点 (型值点) (图 6), q_0 为轨迹起始点, 即 A 点, q_3 位于 G 点位置, q_{14} 位于 F 点位置, q_0 到 q_{14} 保证 FGA 段轨迹形状不被调整; q_{24} 位于 D 点位置, q_{14} 到 q_{24} 根据要求往左侧调整 (即 $DE'F$ 轨迹段), 利用三次 B 样条曲线拟合型值点。③根据拟合调整后轨迹的型值点得到的数据求解移栽机构中非圆齿轮传动的总传动比, 再分配两级齿轮传动比。④根据齿轮啮合关系确定非圆齿轮节曲线, 建立移栽机构运动学模型, 开发可视化辅助设计软件, 可直观地表示机构的工作轨迹与姿态, 以及各数值化的设计目标。

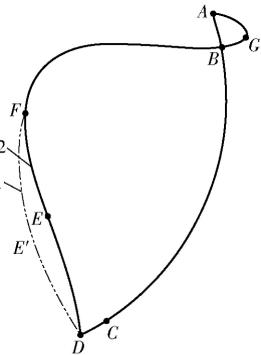


图 5 移栽静轨迹

Fig. 5 Static transplanting trajectory

1. 调整后轨迹 2. 调整前轨迹

以 O 点为原点、水平方向为 x 轴, 垂直方向为 y 轴建立坐标系, 移栽机构单臂初始位置如图 7a 所示。将移栽机构模型转化为平面 RR 杆开链机构模型, 该机构有固定的旋转铰链 O , OI 为曲柄, IA' 为摆杆, 如图 7b 所示。规定曲柄 OI 的角位移 φ_5 是从 OI 到 x 轴的角度, 摆杆相对于曲柄的角位移 φ_7 是从 OI 到 IA' 的角度, φ_6 是从 OA' 到 OI 的角度, φ_4 是从 OA' 到 x 轴的角度。当曲柄和摆杆按照一定规律的 φ_5 和 φ_7 运动就可以实现移栽臂秧针尖点 A' 按调整后

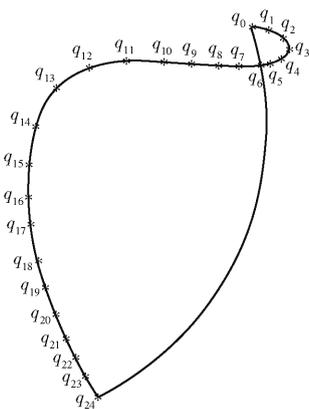
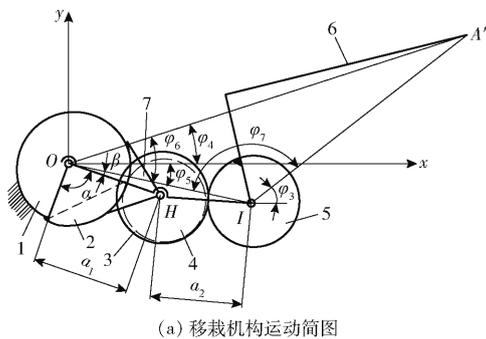
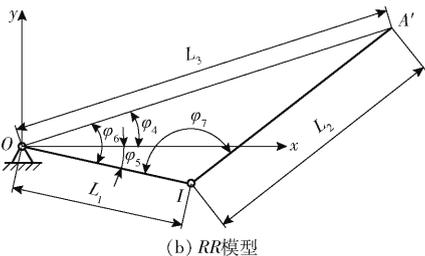


图6 调整后的移栽静轨迹型值点

Fig. 6 Modified trajectory of rice potted-seedling transplanting mechanism



(a) 移栽机构运动简图



(b) RR模型

图7 移栽机构简图

Fig. 7 Transplanting mechanism diagrams

1. 太阳轮 (不完全非圆齿轮)
2. 凸锁止弧
3. 第二中间非圆齿轮
4. 第一中间非圆齿轮
5. 行星非圆齿轮
6. 移栽臂
7. 凹锁止弧

的轨迹曲线1(图5所示)的DE'FGA轨迹段运动。

由于移栽静轨迹回程最左侧轨迹线位于行星架回转中心位置右侧,因此, $L_2 > L_1$, 反求设计具体计算步骤如下:

$$L_3 = \sqrt{x_{A'}^2 + y_{A'}^2} \quad (1)$$

式中 L_3 ——行星架回转中心 O 到移栽臂秧针尖点 A' 的距离, mm

$x_{A'}, y_{A'}$ ——利用 B 样条曲线插值拟合 q_0 到 q_{24} 型值点得到的轨迹数据点坐标, mm

$$L_1 = \frac{\max L_3 - \min L_3}{2} \quad (2)$$

$$L_2 = \frac{\max L_3 + \min L_3}{2} \quad (3)$$

式中 L_1 ——行星架回转中心 O 到行星非圆齿轮回转中心 I 距离, mm

L_2 ——行星非圆齿轮回转中心 I 到移栽臂秧针尖点 A' 的距离, mm

由于太阳轮为不完全非圆齿轮, 计算齿轮节曲线时, 令行星架旋转方向与实际相反即取逆时针, 角度以逆时针为正。故计算时, 秧针尖点 A' 在不同位置的坐标值为轨迹上对应数据点的坐标, 即依次取从 q_0 点到 q_{24} 之间的插值拟合产生的数据点坐标值。秧针尖点 A' 在 q_3 处时 L_3 最大, 即 $\max L_3$, 秧针尖点 A' 在 q_{14} 处时 L_3 最小, 即 $\min L_3$ 。因此, 保持 FGA 段轨迹不变即 $\max L_3$ 和 $\min L_3$ 不变, 由式(2)、(3)可得 L_1 和 L_2 不变, 从而确保在取秧位置 G 点处取秧角不变; 由于在 $ABCD$ 段轨迹阶段, 移栽臂相对行星架不转动, 因此保持 $ABCD$ 段轨迹不变确保了到达推秧位置 C 点处推秧角不变, 故理论上保证了取秧姿态和推秧姿态不变。

移栽机构运动过程中, φ_4, φ_5 及 φ_6 满足关系

$$\varphi_5 = \varphi_6 - \varphi_4 \quad (4)$$

其中
$$\varphi_4 = \arctan(y_{A'}/x_{A'}) \quad (5)$$

当秧针尖点 A' 在 $DE'FGA$ 段轨迹不同位置时, 依次取从点 q_0 到 q_{24} 之间的插值拟合产生的数据点坐标值, 则 φ_6 和 φ_7 数值关系如下(以 q_3, q_{14} 为分界点): 当秧针尖点 A' 在点 q_0 (包含点 q_0) 到点 q_3 之间时, 有

$$\varphi_6 = -\arccos \frac{L_1^2 + L_3^2 - L_2^2}{2L_1L_3} \quad \varphi_7 = \arccos \frac{L_1^2 + L_2^2 - L_3^2}{2L_1L_2}$$

当秧针尖点 A' 在点 q_3 时, 有

$$\varphi_6 = 0 \quad \varphi_7 = \pi$$

当秧针尖点 A' 在点 q_3 到 q_{14} 之间时, 有

$$\varphi_6 = \arccos \frac{L_1^2 + L_3^2 - L_2^2}{2L_1L_3}$$

$$\varphi_7 = -\arccos \frac{L_1^2 + L_2^2 - L_3^2}{2L_1L_2} + 2\pi$$

当秧针尖点 A' 在点 q_{14} 时, 有

$$\varphi_6 = \pi \quad \varphi_7 = 2\pi$$

当秧针尖点 A' 在点 q_{14} 到 q_{24} (包含点 q_{24}) 之间时, 有

$$\varphi_6 = 2\pi - \arccos \frac{L_1^2 + L_3^2 - L_2^2}{2L_1L_3}$$

$$\varphi_7 = 2\pi + \arccos \frac{L_1^2 + L_2^2 - L_3^2}{2L_1L_2}$$

其中秧针尖点 A' 在点 q_0 和点 q_{24} 两位置时 L_3 相等。

移栽机构总传动比初值为

$$i_0 = \frac{d\varphi_5}{d\varphi_7} \quad (6)$$

参考圆柱齿轮等效转动惯量最小原则条件和二级齿轮传动系统传动比分配方法,构建第二级齿轮传动比初值

$$i_{20} = \sqrt{2} \left(\frac{i_0}{2} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (7)$$

由于第二级齿轮传动为行星非圆齿轮和第二中间非圆齿轮啮合组成,则行星非圆齿轮节曲线向径 R_4 和第二中间非圆齿轮节曲线向径 R_3 为

$$R_4 = a_2 i_{20} / (1 + i_{20}) \quad (8)$$

$$R_3 = a_2 - R_4 \quad (9)$$

式中 a_2 ——第二级啮合齿轮中心距,mm

根据非圆齿轮啮合原理,行星非圆齿轮转过过的弧长与第二中间非圆齿轮的弧长相等,即

$$R_3 d\varphi_2 = R_4 d\varphi_7 \quad (10)$$

式中 φ_2 ——第二中间非圆齿轮相对行星架的角位移,rad

行星非圆齿轮旋转 360° 时,第二中间非圆齿轮也旋转 360° ,可得

$$\sum d\varphi_2 = \sum \frac{R_4}{a_2 - R_4} d\varphi_7 = 2\pi \quad (11)$$

参考正向设计得到的第二级齿轮中心距数值,取反求设计中第二级齿轮中心距初值为 a_{20} ,则行星非圆齿轮的节曲线向径 R_4 取 $a_{20} / (1 + i_{20})$,代入式(11)进行迭代搜索,若 φ_2 小于 2π 则中心距 a_2 等于 a_{20} 加一个步长,重新代入式(11)迭代计算直到 φ_2 与 2π 差值在精度(精度为 0.01 mm)要求内,算出第二中间非圆齿轮与行星非圆齿轮中心距的精确值 a'_2 ,那么第二中间非圆齿轮节曲线向径的精确值 R'_3 为

$$R'_3 = a'_2 - R_4 \quad (12)$$

第二级非圆齿轮副传动比的精确值为

$$i_2 = \frac{R_4}{R'_3} \quad (13)$$

第一级齿轮传动比初值为

$$i_{10} = \frac{i_0}{i_2} \quad (14)$$

同理,给定第一中间非圆齿轮与太阳轮(不完全非圆齿轮)的中心距初值 a_{10} ,再根据节曲线封闭条件和啮合条件,采用迭代搜索获得中心距 a_1 的精确值。

$$R_2 = a_1 i_{10} / (1 + i_{10}) \quad (15)$$

$$R_1 = a_1 - R_2 \quad (16)$$

式中 a_1 ——第一级啮合齿轮中心距,mm

R_1 ——太阳轮节曲线向径,mm

R_2 ——第一中间非圆齿轮节曲线向径,mm

根据非圆齿轮啮合原理,第一中间非圆齿轮转过过的弧长与太阳轮的弧长相等,即

$$R_1 d\varphi_1 = R_2 d\varphi_2 \quad (17)$$

$$\text{其中 } d\varphi_1 = \frac{R_2}{a_1 - R_2} d\varphi_2 \quad (18)$$

第一中间非圆齿轮旋转 360° 时,太阳轮旋转 $2\pi - \alpha$,可得

$$\sum d\varphi_1 = \sum \frac{R_2}{a_1 - R_2} d\varphi_2 = 2\pi - \alpha \quad (19)$$

式中 φ_1 ——行星架相对太阳轮的转角,rad

α ——太阳轮无齿部分的圆心角,rad

参考正向设计得到的第一级齿轮中心距数值,取反求设计中第一级齿轮中心距初值为 a_{10} ,则第二中间非圆齿轮向径的精确值 R_2 为 $a_{10} / (1 + i_{10})$,代入式(19)进行迭代搜索,若 φ_1 小于 $2\pi - \alpha$,则中心距 a_1 等于 a_{10} 加一个步长,重新代入式(19)迭代计算直到 φ_1 与 $2\pi - \alpha$ 差值在精度要求内,搜索算出第一级非圆齿轮副中心距的精确值 a'_1 ,那么太阳轮向径的精确值 R'_1 为

$$R'_1 = a'_1 - R_2 \quad (20)$$

第一级非圆齿轮副传动比的精确值为

$$i_1 = \frac{R_2}{R'_1} \quad (21)$$

移栽臂的秧针尖点 A' 位移方程,即静轨迹曲线的方程为

$$\begin{cases} x_{A'} = L_3 \cos\varphi_3 \\ y_{A'} = L_3 \sin\varphi_3 \end{cases} \quad (22)$$

$$\beta = \arccos \frac{a_1'^2 + L_1^2 - a_2'^2}{2a_1' L_1} \quad (23)$$

$$\varphi_3 = \arctan \frac{y_{A'} - y_I}{x_{A'} - x_I} \quad (24)$$

其中 $x_I = L_1 \cos\varphi_3$ $y_I = L_1 \sin\varphi_3$

式中 β —— OI 和 OH 的夹角,rad

φ_3 ——行星非圆齿轮相对行星架角位移,rad

当株距为 H 时,移栽臂的秧针尖点 A' 的动轨迹曲线方程为

$$\begin{cases} x'_{dA'} = x_{A'} - H \frac{\varphi_3 - \beta}{\pi} \\ y'_{dA'} = y_{A'} \end{cases} \quad (25)$$

基于 Matlab 平台,自主开发反求设计的辅助设计软件,其主界面见图 8。在该软件上可以实现如下功能:可以输入 25 个型值点的 x 和 y 坐标数据,直观显示静轨迹、动轨迹、传动比曲线和移栽机构,输出机构参数、取秧角、推秧角、推秧角和取秧角的角度差、轨迹高度、环扣尺寸及秧针动轨迹越过秧苗的高度 L' 等参数。在正向设计得到的移栽静轨迹上选择 25 个数据点(即 $q_0 \sim q_{24}$),不断调整数据点 $q_{15} \sim q_{24}$ 数值,观察移栽静轨迹、动轨迹和秧针动轨

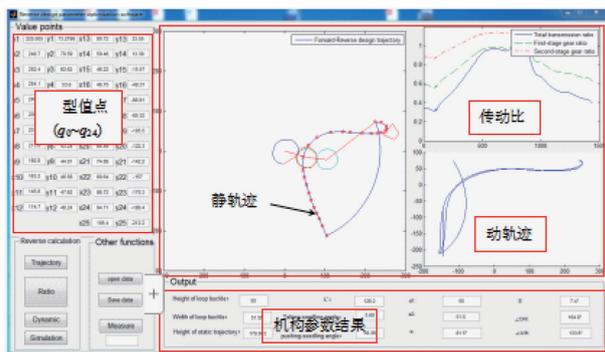


图 8 反求设计的辅助设计软件界面

Fig. 8 Interface of reverse design parameter optimization software

迹越过秧苗的高度 L' , 直到 L' 满足设计要求, 最终获得满足移栽轨迹和姿态要求的移栽机构结构参数。

2.4 设计结果

利用反求设计的辅助设计软件得到移栽机构的各齿轮节曲线数据点(齿轮节曲线数据点导入齿廓

生成软件中获得齿廓数据点用于三维建模)及齿轮相对位置等参数(即 $a'_1 = 55 \text{ mm}$, $a'_2 = 51.6 \text{ mm}$, $\alpha = 81.5^\circ$, $\beta = 7.4^\circ$)。最终设计数据点 $q_0 \sim q_{24}$ 的 x 、 y 坐标如表 2 所示, 正反求设计方法设计得到的参数结果如表 3 所示。

表 2 $q_0 \sim q_{24}$ 的 x 、 y 坐标

Tab. 2 Results of x and y values of $q_0 \sim q_{24}$ mm

数据点	x	y	数据点	x	y	数据点	x	y
q_0	225.56	73.28	q_9	163.20	46.58	q_{18}	60.86	-105.50
q_1	240.70	70.59	q_{10}	145.80	47.62	q_{19}	66.49	-122.30
q_2	252.40	62.62	q_{11}	114.70	46.24	q_{20}	74.06	-142.20
q_3	254.10	53.60	q_{12}	80.72	33.55	q_{21}	80.64	-157.10
q_4	249.90	49.20	q_{13}	59.46	13.39	q_{22}	86.72	-170.30
q_5	239.90	45.45	q_{14}	46.22	-15.57	q_{23}	94.71	-188.40
q_6	231.30	44.15	q_{15}	46.75	-49.37	q_{24}	105.8	-212.26
q_7	215.80	43.24	q_{16}	49.78	-66.91			
q_8	192.80	44.01	q_{17}	54.63	-85.32			

表 3 正反求设计方法结果与正向设计、设计要求比较

Tab. 3 Comparison of forward design, forward - reverse design method and design requirements

类别	环扣高度/ mm	环扣宽度/ mm	取秧角/ ($^\circ$)	推秧角/ ($^\circ$)	推秧角和取秧角 角度差/($^\circ$)	轨迹高度/ mm	秧针动轨迹越过 秧苗根部的高度/mm
正反求设计方法	29.84	28.42	5.68	59.36	53.68	286.42	128.2
正向设计 ^[14]	29.94	28.61	5.74	59.26	53.52	286.42	39.8
设计要求	25 ~ 30	> 18	5 ~ 12	55 ~ 65	45 ~ 55	> 260	> 80
误差/%	0.33	0.66	1.05	0.17	0.30	0	

从表 3 和图 9 可知, 正反求设计方法得到移栽臂秧针尖点动轨迹越过秧苗根部的高度 L' 等于 128.2 mm, 远大于 80 mm, 改善了正向设计时的动轨迹, 提高了秧苗植苗率和直立度, 同时保持了正向设计时得到的取秧姿态、推秧姿态及环扣尺寸, 满足设计要求。综上所述, 正反求设计方法设计得到的移栽机构在理论上不仅满足移栽姿态的要求, 同时满足移栽轨迹的要求, 解决了过去单一的正向设计或反求设计存在不能同时具备良好的移栽姿态和轨迹的问题。

3 运动学仿真与样机试验

3.1 机构设计与运动学仿真

根据正反求设计方法得到满足设计要求的移栽机构各个齿轮节曲线和齿轮相对位置的参数, 结合这些数据对移栽机构进行结构设计; 将各个齿轮节曲线数据导入自主开发的齿廓生成软件^[24-27] (如图 10), 给定齿轮的齿数, 得到各非圆齿轮的齿廓线数据, 运用三维建模软件 Pro/E 5.0 对该机构各个零件进行三维实体建模和虚拟样机装配, 最后在 ADAMS 软件中完成虚拟样机仿真试验, 生成仿真静

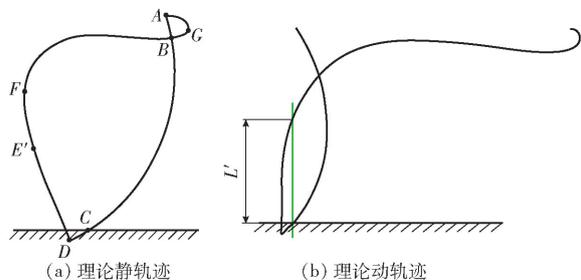


图 9 正反求设计方法得到的移栽轨迹

Fig. 9 Trajectories of forward - reverse design method

轨迹、动轨迹曲线以及移栽臂秧针尖点坐标数值, 虚拟仿真移栽静轨迹数据导入 AutoCAD 软件测得添加缓冲装置后移栽静轨迹高度。将理论计算静轨迹、动轨迹分别导入 ADAMS, 轨迹对比如图 11 所示, 虚拟仿真得到的轨迹与理论计算得到的轨迹基本重合, 唯一不同的是虚拟仿真得到的轨迹下端是圆弧, 理论计算得到的轨迹下端为尖点, 其原因是结构设计时考虑不完全齿轮冲击问题, 机构添加了缓冲装置, 而理论计算时未考虑缓冲装置。由于结构设计过程中, 行星架的回转中心与地面的距离不变, 因此轨迹下端因缓冲装置变成圆弧对回程段秧针动轨迹越过秧苗根部的高度 L' 不影响。

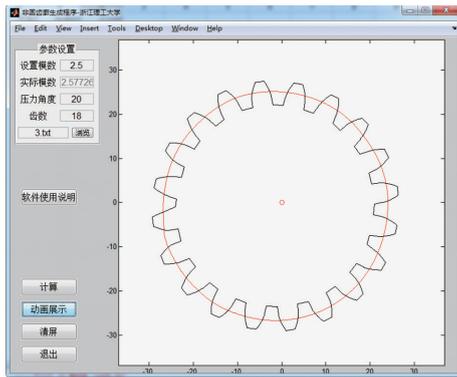


图10 齿廓生成软件界面

Fig. 10 Interface of profile generation software

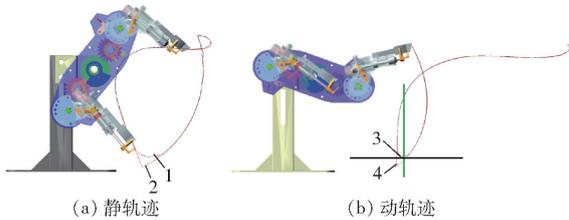


图11 虚拟仿真与理论计算轨迹对比

Fig. 11 Comparison of virtual simulation trajectory and theoretical trajectory

1. 虚拟仿真静轨迹
2. 理论计算静轨迹
3. 虚拟仿真动轨迹
4. 理论计算动轨迹

3.2 样机试验

为了验证正反求设计方法研究的正确性和可行性,研制移栽机构物理样机并安装在土槽试验台上完成高速摄像运动学试验。利用高速摄像机捕获移栽机构一个工作周期内的运动过程,将拍摄帧速率设置为 300 f/s,移栽机构的转速为 100 r/min,使用 Blaster' MAS 图像分析软件获得试验静轨迹(如图 12 所示),分析记录移栽机构齿轮箱每转 10° 移栽臂秧针尖点的坐标数值。使用 DMI410 型数显倾角仪测量移栽臂在取秧和推秧位置上的取秧角和推秧角度。

3.3 结果分析

通过对比理论计算、虚拟仿真、样机试验测量的结果,并将相应参数与水稻钵苗移栽机构设计要求逐一进行对比,可以看出:

(1) 如图 11 所示,比较理论计算、虚拟仿真得

表4 理论计算、虚拟仿真、试验测试及设计要求比较

Tab. 4 Comparison of theoretical calculation, virtual simulation, bench test and design requirements

类别	环扣高度/ mm	环扣宽度/ mm	取秧角/ ($^\circ$)	推秧角/ ($^\circ$)	推秧角和取秧角 角度差/($^\circ$)	移栽静轨迹 高度/mm	秧针动轨迹越过 秧苗根部的高度/mm
理论计算	29.84	28.42	5.68	59.36	53.68	286.42	128.2
虚拟仿真	29.59	27.87	5.75	59.58	53.83	264.35	127.8
试验测试	29.34	28.12	5.86	59.72	53.86	263.48	
设计要求	25~30	>18	5~12	55~65	45~55	>260	>80
误差/%	1.68	1.06	3.17	0.61	0.34	0.33	0.31

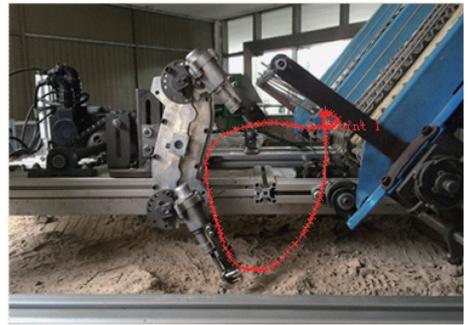


图12 台架试验和试验测试轨迹

Fig. 12 Bench test and test trajectory

到的移栽静轨迹和动轨迹,结果表明静轨迹基本吻合。比较图 11、12 可知,样机试验得到的静轨迹形状与理论计算和虚拟仿真得到的基本一致。此外,如图 13 所示,虚拟仿真和样机试验的秧针尖点不同位置对应静坐标基本一致,由式(25)可知,当移栽株距、移栽机构旋转速度相同,样机的动轨迹与虚拟仿真的动轨迹基本一致。虚拟仿真移栽动轨迹数据导入 AutoCAD 软件测得秧针动轨迹越过秧苗根部高度 L' 为 127.8 mm,满足设计要求。

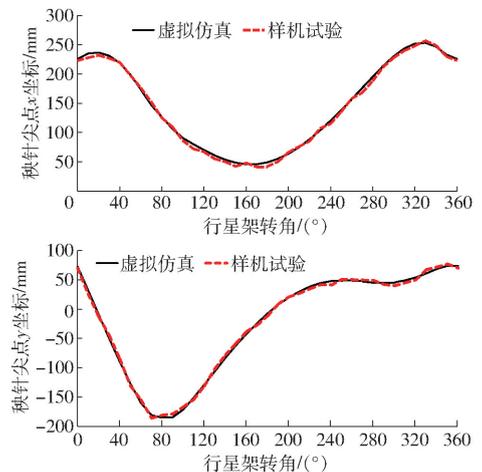


图13 秧针尖点坐标曲线

Fig. 13 Comparison of coordinate curves of seedling needle tip

(2) 由表 4 可知,移栽机构的移栽静轨迹环扣高度和宽度、轨迹高度、取秧姿态、推秧姿态误差都不大于 3.17%,故均满足设计要求。

上述表明:移栽静轨迹、动轨迹的参数及移栽姿态均满足设计要求,验证了正反求设计方法的正确

性和可行性。

4 结论

(1)分析了现有旋转式移栽机构设计方法的特点,提出了一种基于人机交互的正向设计与局部轨迹微调的反求设计相结合的正反求设计方法。

(2)建立了旋转式移栽机构反求设计数学模型,并开发了反求设计的辅助设计软件,最终得到移栽机构的机构参数。该移栽机构同时满足移栽要求的移栽轨迹和姿态,其推秧角达到 59.72° ,推秧角

与取秧角的角度差为 53.86° ,移栽臂秧针尖点动轨迹越过秧苗根部的理论高度为 128.2 mm ,远大于 80 mm 的设计要求。

(3)利用Pro/E 5.0完成非圆齿轮行星轮系水稻钵苗移栽机构的三维建模、装配,并在ADAMS软件中进行虚拟仿真分析,同时将该机构安装在试验台上,完成高速摄像运动学试验,将实际测试的移栽静轨迹与理论计算、虚拟仿真得到的静轨迹进行对比,同时将移栽机构相应目标参数与设计要求逐一对比,验证了正反求设计方法的正确性和可行性。

参 考 文 献

- [1] ZHAO Yun, SUN Liang, ZHAO Xiong, et al. Innovation, optimization, virtual testing, and industrialization of a walking-type rice transplanting mechanism[J]. Transactions of the ASABE, 2012, 55(6): 2035–2042.
- [2] VAREED T E. Development of a mechanism for transplanting rice seedlings[J]. Mechanism and Machine Theory, 2002, 37(4): 395–410.
- [3] GUO L S, ZHANG W J. Kinematic analysis of a rice transplanting mechanism with eccentric planetary gear train[J]. Mechanism Machine Theory, 2001, 36(11): 1175–1188.
- [4] WAN ISHAK W I, AWAL M A, ELANGO R. Development of an automated transplanter for the gantry system[J]. Asian Journal of Scientific Research, 2008, 1(4): 451–457.
- [5] 代丽, 孙良, 赵雄, 等. 基于运动学目标函数的插秧机分插机构参数优化[J]. 农业工程学报, 2014, 30(3): 35–42.
DAI Li, SUN Liang, ZHAO Xiong, et al. Parameters optimization of separating-planting mechanism in transplanter based on kinematics objective function[J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(3): 35–42. (in Chinese)
- [6] 陈邦仁. 水稻钵苗移栽机; 200710055753. 2[P]. 2008–12–22.
- [7] 赵匀, 朱慧轩, 辛亮, 等. 拟合齿轮五杆水稻钵苗移栽机构的机理分析与试验[J]. 农业工程学报, 2016, 32(1): 12–21.
ZHAO Yun, ZHU Huixuan, XIN Liang, et al. Mechanism analysis and experiment of transplanting mechanism with fitting gear five-bar for rice pot seedling[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(1): 12–21. (in Chinese)
- [8] XIN Liang, LÜ Zhijun, WANG Wenqing, et al. Optimal design and development of a double-crank potted rice seedling transplanting mechanism[J]. Transactions of the ASABE, 2017, 60(1): 31–40.
- [9] 许通. 水稻钵苗摆秧机构设计与仿真[D]. 延吉: 延边大学, 2015.
XU Tong. Design and simulation of the rice seedling transplanting mechanism[D]. Yanji: Yanbian University, 2015. (in Chinese)
- [10] 郑鑫. 旋转式水稻钵苗夹摆秧机构设计与仿真研究[D]. 延吉: 延边大学, 2015.
ZHENG Xin. Design and simulation study of rotation taking and placing rice potted-seedling mechanism[D]. Yanji: Yanbian University, 2015. (in Chinese)
- [11] 刘健. 新型钵苗移栽机构设计及其工作过程分析[D]. 长春: 吉林大学, 2017.
LIU Jian. Design of new pot seedling transplanting mechanism and analysis of its working process[D]. Changchun: Jilin University, 2017. (in Chinese)
- [12] ZHOU Maile, SUN Liang, DU Xiaoqiang, et al. Optimal design and experiment of rice pot seedling transplanting mechanism with planetary Bezier gears[J]. Transactions of the ASABE, 2014, 57(6): 1537–1548.
- [13] 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)
- [14] 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的优化设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(11): 68–73.
YE Bingliang, WU Guohuan, YU Gaohong, et al. Optimized design and tests on rice potted seedling transplanting mechanism of planetary gear train with non-circular gears[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(11): 68–73. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20161109&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.11.009. (in Chinese)
- [15] 俞高红, 俞腾飞, 叶秉良, 等. 一种旋转式穴盘苗取苗机构的设计[J]. 机械工程学报, 2015, 51(7): 67–76.
YU Gaohong, YU Tengfei, YE Bingliang, et al. Design of a rotary plug seedling pick-up mechanism[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(7): 67–76. (in Chinese)
- [16] SUN Liang, MAO Shimin, ZHAO Yun, et al. Kinematic analysis of rotary transplanting mechanism for wide-narrow row pot seedlings[J]. Transactions of the ASABE, 2016, 59(2): 475–485.
- [17] YE Bingliang, YI Weiming, YU Gaohong, et al. Optimization design and test of rice plug seedling transplanting mechanism of planetary gear train with incomplete eccentric circular gear and non-circular gears[J]. Int. J. Agric. & Biol. En., 2017, 10(6): 43–55.

- wettability by laser micromachining technology[J]. *Polymer Materials Science and Engineering*, 2018, 34(4): 147–151. (in Chinese)
- [17] FALAH T S, MORADI S, KAMAL S, et al. Superhydrophobic laser ablated PTFE substrates[J]. *Applied Surface Science*, 2015, 349: 715–723.
- [18] 王春华, 曲辉, 王仲娴, 等. 聚四氟乙烯涂层滚筒防冻粘特性的试验研究[J]. *机械强度*, 2016, 38(4): 698–702.
WANG Chunhua, QU Hui, WANG Zhongxian, et al. Experimental study on anti-freezing adhesive roller with PTFE[J]. *Journal of Mechanical Strength*, 2016, 38(4): 698–702. (in Chinese)
- [19] 杨军, 刘艳. 造纸辊筒用防粘耐磨涂料的研究[J]. *中国造纸*, 2005(3): 18–20.
YANG Jun, LIU Yan. Wear resistance and anti-adherence coating for the surface of rollers of papermachine[J]. *China Pulp and Paper*, 2005(3): 18–20. (in Chinese)
- [20] 杨晓东, 尚广瑞, 金敬福. Q235 钢表面 PTFE 涂层的冻粘试验[J]. *吉林大学学报(工学版)*, 2004, 34(2): 272–276.
YANG Xiaodong, SHANG Guangrui, JIN Jingfu. Freezing adhesion of Q235 steel sheet with PTFE coating to ice[J]. *Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition)*, 2004, 34(2): 272–276. (in Chinese)
- [21] 曾盛渠, 董雪芳, 叶真午, 等. 静电喷涂高附着力疏水涂层及其性能[J]. *表面技术*, 2019, 48(4): 203–208.
ZENG Shengqu, DONG Xuefang, YE Zhenwu, et al. High adhesion hydrophobic coating by electrostatic spraying and properties[J]. *Surface Technology*, 2019, 48(4): 203–208. (in Chinese)
- [22] GB/T 9286—1998 色漆和清漆漆膜的划格试验[S]. 1998.
- [23] 原建博, 吴崇友, 李骅, 等. 我国南方两种水稻脱出物物理特性测定与分析[J]. *农机化研究*, 2018, 40(2): 154–159.
YUAN Jianbo, WU Chongyou, LI Hua, et al. Determination and analysis of two kinds of threshed rice physical properties in south China[J]. *Journal of Agricultural Mechanization Research*, 2018, 40(2): 154–159. (in Chinese)
- [24] 委凯琪, 佟金, 张东光, 等. 牛鲨牙齿微观结构组成和摩擦磨损特性[J]. *农业工程学报*, 2017, 33(5): 70–74.
WEI Kaiqi, TONG Jin, ZHANG Dongguang, et al. Micro-structure composition and behavior of friction wear for bull shark teeth[J]. *Transactions of the CSAE*, 2017, 33(5): 70–74. (in Chinese)
- [25] [德]瓦伦丁, 波波夫 L. 接触力学与摩擦学的原理及其应用[M]. 李强, 雒建斌, 译. 北京: 清华大学出版社, 2011.
- [26] 温诗铸, 黄平. 界面科学与技术[M]. 北京: 清华大学出版社, 2011.

(上接第 93 页)

- [18] 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 with eccentric gear and non-circular gear[J]. *Transactions of the CSAE*, 2011, 27(12): 7–12. (in Chinese)
- [19] 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.
- [20] 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.
- [21] 赵雄, 陈建能, 王英, 等. 水稻钵苗“D形”静轨迹移栽机构逆向设计与分析[J]. *农业工程学报*, 2012, 28(8): 92–97.
- [22] 李革, 应孔月, 张继钊, 等. 基于秧针静轨迹的分插机构非圆齿轮求解[J]. *机械工程学报*, 2016, 52(1): 64–71.
LI Ge, YING Kongyue, ZHANG Jizhao, et al. Computation method of non-circular gear based on seedling needle tip point's static trajectory in transplanting mechanism[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 52(1): 64–71. (in Chinese)
- [23] 李丽. 水稻钵苗移栽机构的优化设计及试验研究[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2015.
LI Li. Optimization design and tests of rice pot-seedling transplanting mechanism of planetary gear train with incomplete eccentric circle gear[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2015. (in Chinese)
- [24] MUNDO D. Geometric design of a planetary gear train with non-circular gears[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2006, 41(4): 456–472.
- [25] 谭伟明, 梁燕飞, 安军, 等. 渐开线非圆齿轮的齿廓曲线数学模型[J]. *机械工程学报*, 2002, 38(5): 75–79.
TAN Weiming, LIANG Yanfei, AN Jun, et al. Mathematical model for tooth profile of non-circular involute gears[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2002, 38(5): 75–79. (in Chinese)
- [26] 刘大伟, 任廷志. 由补偿法构建封闭非圆齿轮节曲线[J]. *机械工程学报*, 2011, 47(13): 147–152.
LIU Dawei, REN Tingzhi. Creating pitch curve of closed non-circular gear by compensation method[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(13): 147–152. (in Chinese)
- [27] CHEN Zaigang, SHAO Yimin. Mesh stiffness of a internal spur gear pair with ring gear rim deformation[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2013, 69: 1–12.