

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.11.007

## 棘轮齿轮式水稻钵苗移栽纵向送秧机构设计与试验\*

那明君 宋志超 周脉乐 朱慧轩 王琦 赵匀

(东北农业大学工程学院, 哈尔滨 150030)

**摘要:** 为了研究棘轮齿轮式水稻钵苗移栽纵向送秧机构的可行性,分析了水稻钵苗移栽纵向送秧机构的工作原理和棘轮齿轮式机构的传动特性,针对高速回转式水稻钵苗移栽机送秧机构需满足传动平稳、传动比精确、工作可靠性好、作业中没有积累误差、振动和噪声小的特点,设计棘轮齿轮式水稻钵苗移栽纵向送秧机构,对其结构设计中的重要几何参数建立了数学模型,进行了优化,采用CAD/CAE软件建立虚拟模型。对该机构进行了台架试验,结果表明,该种传动形式的纵向送秧机构能够满足高速回转式钵苗移栽机的工作要求,为研发高速回转式钵苗移栽机纵向送秧机构提供了理论和实践依据。

**关键词:** 棘轮齿轮 钵苗 纵向送秧机构 钵苗移栽 台架试验

**中图分类号:** S223.9; TH112.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)11-0043-06

## Design and Experiment on Longitudinal Seedling Feeding Mechanism for Rice Pot Seedling Transplanting with Ratchet Gear

Na Mingjun Song Zhichao Zhou Maile Zhu Huixuan Wang Qi Zhao Yun

(College of Engineering, Northeast Agricultural University, Harbin 150030, China)

**Abstract:** In order to discuss the feasibility of longitudinal seedling feeding mechanism for rice pot seedling transplanting with ratchet gear, the working principle of longitudinal seedling feeding mechanism and the transmission characteristics of ratchet gear mechanism were analyzed. Considering that the pot seedling feeding mechanism of high-speed rotary pot seedling transplanting machine must meet the requirements of steady transmission, accurate transmission ratio, good working reliability, no accumulated error in operation as well as low vibration and noise, the longitudinal seedling feeding mechanism for rice pot seedling transplanting with ratchet gear was designed. The mathematical models of some important geometrical parameters in the design of structure were built and then these parameters were optimized. Besides, the virtual model was also built by using CAD/CAE software. At last, the bench test was carried out. The test result showed that the proposed longitudinal seedling feeding mechanism could meet the working demands of high-speed rotary pot seedling transplanting machine, which provides theory and implement basis for developing this kind of transplanting mechanism.

**Key words:** Ratchet gear Pot seedling Longitudinal seedling feeding mechanism Pot seedling transplanting Bench test

### 引言

目前,国内市场上的钵苗移栽机构主要是双曲

柄五杆式和旋转式<sup>[1-3]</sup>。其配套的纵向送秧机构为棘轮和连杆组合机构(如图1所示),由于多杆式机构的结构限制,单行效率只有80株/min左右,高速

收稿日期:2015-03-24 修回日期:2015-04-30

\*浙江省种植装备技术重点实验室开放基金资助项目(2013E10013-06)、公益性行业(农业)科研专项经费资助项目(201203059-01)和“十二五”国家科技支撑计划资助项目(2011BAD20B08,2014BAD06B01-04)

作者简介:那明君,高级工程师,主要从事农业机械设计与应用研究,E-mail:nmj911@126.com

通讯作者:赵匀,教授,博士生导师,主要从事农业机械设计与应用研究,E-mail:zhaoyun@neau.edu.cn

工作时由于惯性力作用积累误差明显,不能满足高速移栽要求。毯状苗插秧机纵向送秧机构大多采用四杆机构带动单向轴承驱动同步带轮,同步平带通过与秧苗底部的摩擦力带动秧苗向下移动实现纵向送秧<sup>[4]</sup>。每次取秧时秧针只需从毯状的秧苗上夹取一小块,不需要精确定量也能满足移栽要求。与毯状苗纵向送秧不同,钵苗移栽纵向送秧要求送秧精准定量,不能出现送秧积累误差。棘轮和连杆组合机构传动不平稳、惯性力大、振动噪声大,纵向送秧时存在以下问题:易造成秧苗从钵体中震落;存在纵向送秧积累误差,导致取秧位置不准确;难以满足高速回转式钵苗移栽机每行移栽 250 株/min 的工作要求。这些限制了水稻钵苗移栽高产高效技术的发展<sup>[4-9]</sup>。

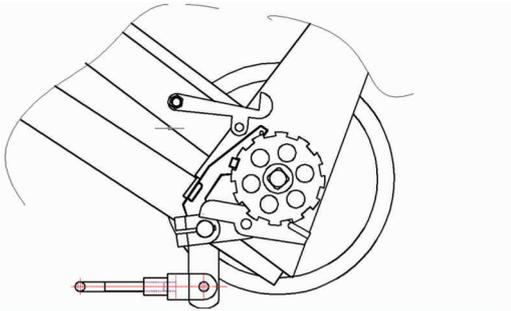


图1 棘轮-连杆式纵向送秧机构

Fig. 1 Longitudinal seedling feeding mechanism with ratchet-linkage

为此本文提出一种棘轮齿轮式水稻钵苗移栽纵向送秧机构,该机构符合水稻钵苗移栽纵向送秧精确、传动稳定、单向传动的设计要求,包括一种棘轮齿轮一体化的单向齿轮传动装置和送秧定位装置<sup>[10]</sup>。为了得出最优化的设计参数,验证所设计的纵向送秧机构满足工作要求,进行三因素三水平正交试验。

## 1 水稻钵苗移栽机纵向送秧机构设计要求和工作原理

### 1.1 设计要求

目前国内市场上广泛用于机械化移栽作业的水稻育秧钵苗盘是由 406 个钵体排列而成,各钵体呈倒方锥形,钵体之间具有间隙;横向钵体为 14 个,纵向钵体为 29 个,相邻两钵孔之间的距离为 20 mm,钵口的大小为 17 mm × 17 mm。在钵盘纵向进给时要求保证纵向进给一次的距离为穴盘纵向相邻钵孔之间的中心距 20 mm,在纵向间歇进给设计中需要解决的关键问题是如何实现对进给动作的时间控制和进给距离控制<sup>[11]</sup>,对此,纵向送秧功能的设计要求为:间歇进给,单次进给量为 20 mm;进给需在横

向每取完一排钵苗之后进行;因本文所设计的纵向送秧机构是装备在现有的水稻钵苗移栽机的秧箱上的,其秧箱的送秧轴与转臂轴的中心距是 75 mm,故本文设计的纵向送秧机构的送秧轴与转臂轴的中心距也应为 75 mm;原有的秧箱每一次纵向送秧,送秧轮转过 30°,对应纵向进给 20 mm,该纵向送秧机构应满足此要求;传动比精确、传动稳定、单向传动<sup>[12]</sup>。

### 1.2 工作原理

秧箱往复运动到一端后,推拉杆迅速往复运动一次,推拉杆驱动转臂轴离合转动一定角度,棘爪驱动内棘轮与外齿轮组合体转动一定角度,内棘轮与外齿轮组合体驱动送秧轴驱动齿轮转动一定角度,与此同时定位装置作用在送秧轴驱动齿轮上,限定其转动固定的角度,送秧轴随送秧轴驱动齿轮转动相同角度,送秧轮随送秧轴转动同一角度;与此同时转臂轴离合恢复原位,棘爪在内棘轮与外齿轮组合体内滑转一定的齿数,但不驱动内棘轮与外齿轮组合体转动,从而完成一次纵向精确钵苗送秧,如图 2 所示。

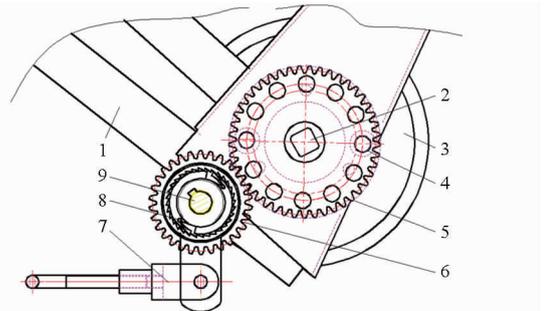


图2 棘轮齿轮式水稻钵苗移栽纵向送秧机构结构简图

Fig. 2 Structural sketch of longitudinal seedling feeding mechanism with ratchet-gear

1. 秧箱侧支架 2. 送秧轴 3. 送秧轮 4. 转臂轴离合 5. 棘爪
6. 推拉杆 7. 定位装置 8. 内棘轮与外齿轮组合体 9. 送秧轴驱动齿轮

## 2 齿式棘轮运动特性分析

内啮合与外啮合齿式棘轮的传动原理和传动特性是一样的,本文采用作图解析法对齿式棘轮机构运动过程进行分析,因内啮合齿式棘轮结构太紧凑,不方便绘图和标注,本文以外啮合棘轮为例进行运动过程分析,如图 3 所示。棘爪顺利进入棘轮齿槽并压紧齿根是棘轮稳定精确传动的关键,本文对齿式棘轮运动参数进行了精确计算,为棘轮、棘爪零件及整个机构的精确运动设计提供了理论依据<sup>[13]</sup>。

### 2.1 棘轮齿面倾斜角的精确计算方法

如图 3 所示,选定棘轮模数  $m$ 、齿数  $z$ 、齿高  $h$ 、

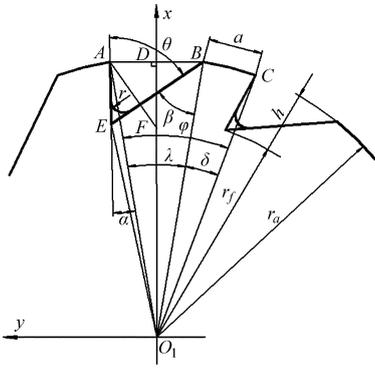


图 3 齿式棘轮运动分析图

Fig. 3 Motion analysis of ratchet-gear

齿顶厚  $a$ 、齿槽角  $\theta$  后, 棘轮的齿形即能够完全确定, 组成棘轮齿槽的 2 个平面按照理论应汇交于根圆, 且它们的夹角为  $\theta$ 。从几何定理可知 2 个齿面与根圆的交点  $E$  在经  $A$ 、 $B$  两点且圆周角为  $\theta$  的圆上。据此通过作图确定  $E$  点位置, 然后测量出齿面的倾斜角  $\alpha$ 。

首先设  $F$  点为过  $A$ 、 $B$  两点且圆周角为  $\theta$  的圆的圆心, 那么该圆与根圆的交点为  $E$  点。建立直角坐标系, 则  $E$  点坐标满足关系式

$$\begin{cases} E_x^2 + E_y^2 = r_f^2 \\ (E_x - l_{FO_1})^2 + E_y^2 = l_{AF}^2 \end{cases} \quad (1)$$

其中  $r_f = r_a - h$   $r_a = \frac{mz}{2}$

$$l_{FO_1} = mz \sin \left( \theta - \frac{\pi}{z} - \arcsin \frac{a}{mz} \right) / (2 \sin \theta)$$

$$l_{AF} = mz \sin \left( \frac{\pi}{z} - \arcsin \frac{a}{mz} \right) / (2 \sin \theta)$$

由式(1)得

$$\begin{cases} E_x = \frac{l_{FO_1}^2 - l_{AF}^2}{2l_{FO_1}} \\ E_y = (r_f^2 - E_x^2)^{\frac{1}{2}} \end{cases} \quad (2)$$

据此可求出棘轮齿面的长度和倾斜角为

$$\begin{cases} l_{AE} = [(l_{DO_1} - E_x)^2 + (E_y - l_{AD})^2]^{\frac{1}{2}} \\ \alpha = \arccos \frac{l_{AE}^2 + r_a^2 - r_f^2}{2l_{AE}r_a} \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} l_{BE} = [(l_{DO_1} - E_x)^2 + (E_y + l_{AD})^2]^{\frac{1}{2}} \\ \beta = \arccos \frac{l_{BE}^2 + r_a^2 - r_f^2}{2l_{BE}r_a} \end{cases} \quad (4)$$

其中  $l_{DO_1} = \frac{mz}{2} \cos \left( \frac{\pi}{z} - \arcsin \frac{a}{mz} \right)$

$$l_{AD} = \frac{mz}{2} \sin \left( \frac{\pi}{z} - \arcsin \frac{a}{mz} \right)$$

当已知  $l_{AE}$  后,  $\Delta AEO_1$  即可以完全确定, 然后能够求出  $\mu(\angle AEO_1)$  及  $\rho(\angle EO_1A)$ 。棘轮棘爪工作时能

顺利进入棘轮齿槽并啮紧不脱的条件是  $\alpha$  角应满足摩擦条件, 一般情况应满足  $\alpha \geq 10^\circ$ 。若刀具按以上数据调整倾角然后进行加工, 则由于加工中存在圆角  $r$ , 实际根圆半径比理论值  $r_f$  大, 即齿高缩短。若设定齿根圆角的圆心为  $O_3$ , 则实际根圆半径为  $r'_f = l_{O_1O_3} - r$ , 实际齿高为  $k' = r_a - r'_f$ 。其中

$$l_{O_1O_3} = \left[ \left( \frac{r}{\sin \frac{\theta}{2}} \right)^2 + r_f^2 - \frac{2rr_f}{\sin \frac{\theta}{2}} \cos \left( \mu - \frac{\theta}{2} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

## 2.2 棘爪外形尺寸的确定

棘轮工作面的倾斜角  $\eta$  和该面相对于棘爪转动中心  $O_2$  的距离  $S$  是棘爪外形设计的关键, 当棘轮的棘爪进入棘轮齿槽并且两者一起运动时, 理论上棘爪工作面应与棘轮对应齿面完全贴合, 如图 4 所示, 故有

$$\begin{cases} \eta = 180^\circ - \sigma - \tau + \frac{\theta}{2} \\ S = (L - r_1) \sin \eta + r_1 \end{cases} \quad (6)$$

式中  $\sigma(\angle EO_1O_2)$ 、 $\tau(\angle O_1O_2O_3)$  均可由余弦定理求得。其中  $r_1$  为棘爪顶部圆角, 由加工圆角  $r$  和上文求出的数据确定,  $L$  为棘爪转动中心到棘爪顶部圆弧距离。

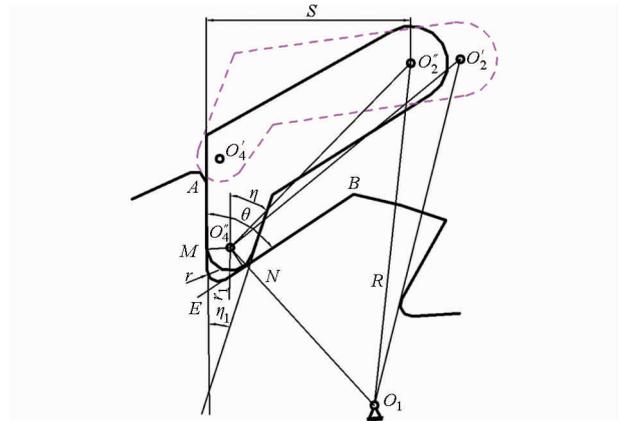


图 4 齿式棘轮棘爪运动分析图

Fig. 4 Motion analysis on pawl of ratchet-gear

## 3 结构设计

### 3.1 内棘轮与外齿轮组合体设计

棘轮齿轮装置是内棘轮机构与外齿轮的组合体, 其结构紧凑、工作可靠、性能稳定、寿命长; 外部具有齿轮结构, 保证定比传动; 内部具有棘轮结构, 保留了原有齿轮传动的优点, 可以实现便捷地单向超越离合。通过对水稻钵苗纵向移箱机构工作原理的分析, 根据本文中提到的纵向移箱的工作和设计的要求, 基于齿式棘轮的运动特性, 选取重要参数: 外齿轮模数  $m_0 = 2 \text{ mm}$ , 齿数  $z_0 = 30$ , 内棘轮模数  $m =$

1.29 mm, 齿数  $z = 32$ , 齿高  $h = 1.54$  mm, 齿顶厚  $a = 0.1$  mm, 齿槽角  $\theta = 74.9^\circ$ , 设计一种内棘轮外齿轮组合形式的纵向送秧机构, 如图 5 所示。应用解析法精确计算得到棘轮齿面倾斜角及棘爪等结构参数:  $r = 0.5$  mm,  $r_a = \frac{mz}{2} = 20.64$  mm; 棘爪参数为  $R = 17$  mm,  $L = 11.3$  mm,  $\theta_1 = 74.3^\circ$ 。

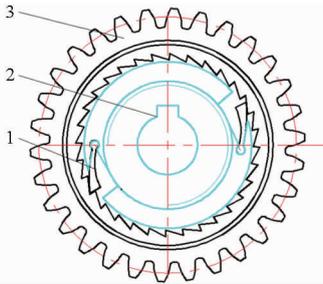


图 5 内棘轮与外齿轮组合体结构图

Fig. 5 Assembly structural diagram of inner ratchet wheel and outer gear

1. 棘爪 2. 芯子 3. 内棘轮外齿轮组合体

### 3.2 送秧轴驱动齿轮的设计

根据设计要求选取满足水稻钵苗纵向送秧机构要求的送秧轴驱动齿轮设计参数: 齿轮模数  $m_1 = 2$ , 齿数  $z_1 = 45$ , 压力角  $\alpha = 20^\circ$ 。为与限位装置配合, 加工 12 个均布在送秧轴驱动齿轮表面上的锥孔, 孔径为 10 mm, 孔深为 4.5 mm, 如图 6 所示。

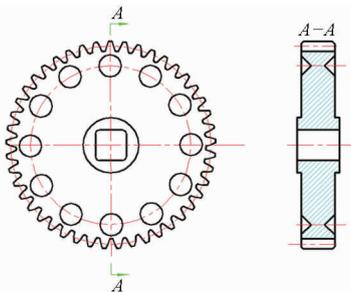


图 6 送秧轴驱动齿轮

Fig. 6 Driven gear of seedling feeding shaft

### 3.3 纵向送秧定位装置的设计

送秧定位装置的目的是消除送秧积累误差: 由于惯性力的存在, 传动过程中容易引起微小的积累误差; 与水稻毯状苗插秧相比, 钵苗移栽要求纵向送秧装置送秧精确, 确保夹秧片每一次都能在钵体孔中心位置取秧, 不允许存在纵向送秧积累误差, 否则容易造成取秧不准确、漏秧、夹秧片损坏秧盘等现象的发生。定位装置工作原理如图 7 所示, 弹簧固装在滚珠定位架上的套管里, 滚珠安装在套管里, 一边与弹簧接触, 另一边与送秧轴驱动齿轮的表面接触, 弹簧对滚珠有一个作用力, 使得滚珠与送秧轴驱动齿轮表面间存在滑动摩擦力。送秧轴驱动齿轮表面上圆周均布 12 个锥孔, 每一次纵向送秧, 要求送秧

轴驱动齿轮转动  $30^\circ$ , 对应着滚珠从一个锥孔滑动嵌入到下一个锥孔, 滚珠嵌入锥孔时给送秧轴驱动齿轮一个阻力, 消除其因惯性力致使转动超过  $30^\circ$  而产生的送秧误差, 从而达到精确送秧的效果<sup>[14-16]</sup>。

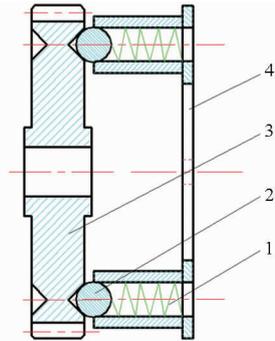


图 7 定位装置

Fig. 7 Locating device

1. 弹簧 2. 滚珠 3. 送秧轴驱动齿轮 4. 滚珠定位架

## 4 试验

### 4.1 试验目的

为了验证所设计的棘轮齿轮式水稻钵苗移栽纵向送秧机构的可行性, 在不同移栽效率和结构参数下, 进行纵向送秧精度试验, 得到精准纵向送秧的最优结构参数。

### 4.2 试验设备

棘轮齿轮式纵向送秧机构物理样机 1 台, 自主研发的移栽机械试验台架 1 台, 变频调速三相鼠笼异步电动机 1 台, 空秧盘、半盘秧苗秧盘、全盘秧苗秧盘各 1 盘, 直尺 1 个, 计时器 1 个。

### 4.3 试验方法

根据试验可行性原则, 棘轮齿轮式纵向送秧机构仍处于试验台试验阶段, 故宜进行室内试验。首先把棘轮齿轮式纵向送秧机构物理样机模型安装在自主研发的移栽机械试验台架上(图 8), 由变频调速三相鼠笼异步电动机为送秧机构提供动力, 并调节电动机转速, 控制送秧速率。经过前期的单因素初步试验, 发现送秧速率、送秧限位装置中滚珠直径、弹簧预紧力 3 个因素对试验结果有影响。试验采用  $L_9(34)$  正交试验表设计, 为送秧速率(A)、滚珠直径(B)和弹簧预紧力(C)三因素三水平<sup>[17]</sup>。表 1 为因素水平编码表。

设置空秧盘(图 9a)、半盘秧苗秧盘(图 9b)、全盘秧苗秧盘(图 9c) 3 种情况逐一进行该试验(图 8)。秧箱上放置做好记号的直尺, 用直尺测量 5 次纵向送秧过程中的纵向进给距离(理论送秧距离为 100 mm)。



图 8 棘轮齿轮式水稻钵苗纵向送秧机构物理样机

Fig. 8 Physical prototype of longitudinal seedling feeding mechanism with ratchet-gear



(a)



(b)



(c)

图 9 棘轮齿轮式纵向送秧机构正交试验设计

Fig. 9 Design of orthogonal experiment for longitudinal seedling feeding mechanism with ratchet-gear

进行分析。试验中得到数据如表 2 所示,从表中可以观察到棘轮齿轮式纵向送秧机构工作过程中,影响纵向送秧距离的因素主次顺序为  $C > B > A$ ,即弹簧预紧力、滚珠直径、送秧速率。由纵向送秧距离指标得到各因素的最优组合为  $A_2B_2C_3$ 。因送秧速率

表 2 正交试验

Tab. 2 Orthogonal test

试验号	因素			实际纵向送秧距离/mm
	A	B	C	
1	1	1	1	95
2	1	2	2	98
3	1	3	3	103
4	2	1	2	97
5	2	2	3	100
6	2	3	1	104
7	3	1	3	103
8	3	2	1	101
9	3	3	2	98
$k_1$	98.7	98.3	100	
$k_2$	100.3	99.7	97.7	
$k_3$	100.7	101.7	102	
极差	2	3.4	4.3	

表 1 因素水平编码  
Tab. 1 Factors and levels

水平	因素		
	送秧速率 A/ (株·min <sup>-1</sup> )	滚珠直径 B/ mm	弹簧预紧力 C/ N
1	80	8	15
2	160	10	30
3	240	12	45

#### 4.4 试验结果与分析

实测试验数据 3 组相似,选全盘秧苗秧盘数据

影响最小,故选取最优化参数为电动机转速随机,滚珠直径 10 mm,弹簧预紧力 45 N。在优选参数组合下送秧机构送秧准确无积累误差。表 2 中实际纵向送秧距离与理论纵向送秧距离有差异,经研究发现造成此问题的因素是零件实际加工存在误差,比如送秧轴驱动齿轮表面上锥孔的加工锥度等。

#### 5 结论

(1)分析了水稻钵苗移栽纵向送秧机构的工作原理和棘轮齿轮式机构的传动特性,设计了棘轮齿轮式水稻钵苗移栽纵向送秧机构,并阐述了该机构的工作原理。

(2)提出了齿式棘轮参数设计的精确计算方法,为棘轮、棘爪零件及整个机构的精确运动设计提供了依据。

(3)加工制造了该机构的物理样机模型,在试验台架上完成了三因素三水平的正交试验,验证了棘轮齿轮式水稻钵苗纵向送秧机构的可行性,得出了最优化的设计参数,为研发高速回转式钵苗移栽机纵向送秧机构提供了理论和实践依据。

#### 参 考 文 献

- 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):16-17. 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):16-17. (in Chinese)
- Choi W C, Kim D C, Ryu I H, et al. Development of a seedling pick-up device for vegetable transplanters[J]. Transactions of the ASAE,2002,45(1):13-19.
- Edathiparambil Vareed Thomas. Development of a mechanism for transplanting rice seedlings[J]. Mechanism and Machine Theory,2002,37(9):395-410.
- Choi W C, Kim D C, Ryu I H, et al. Development of seedling pick-up device for vegetable transplants[J]. Transactions of the ASAE,2001,45(1):13-19.

- 5 杜立恒,俞高红,张国凤,等. 高速插秧机钵体毯状苗纵向送秧装置的设计与试验[J]. 农业工程学报,2014,30(14):17-23.  
Du Liheng, Yu Gaohong, Zhang Guofeng, et al. Design and experiment of vertically feeding-seedling device for pot-blanket seedling based on high-speed rice transplanter[J]. Transactions of the CSAE,2014,30(14):17-23. (in Chinese)
- 6 宋建农,黄育仕,魏文军,等. 水稻钵苗对辊式拔秧机构[J]. 江苏大学学报:自然科学版,2006,27(4):92-94.  
Song Jiannong, Huang Yushi, Wei Wenjun, et al. Evulsing rice potted-seedling mechanism equipped with double roller[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2006,27(4):92-94. (in Chinese)
- 7 陈恒高,田金和,宋来田. 机械手式水稻抛秧机的研究[J]. 农业机械学报,1998,29(3):48-52.  
Chen Henggao, Tian Jinhe, Song Laitian. Study on rice seeding throwing transplanter of manipulator type[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1998,29(3):48-52. (in Chinese)
- 8 肖丽萍. 基于空间机构的水稻钵苗精准栽植机构的研究[D]. 北京:中国农业大学,2007.  
Xiao Liping. Research on the mechanism of the rice seedling transplanting mechanism based on spatial mechanism[D]. Beijing: China Agricultural University,2007. (in Chinese)
- 9 潘显武,孔令有. 钵苗水稻插秧机:中国,200820072816.5[P]. 2009-12-09.
- 10 尹大庆,张敏. 钵苗移栽纵向送秧机构:中国,201310154750X[P]. 2013-04-28.
- 11 裘利钢. 蔬菜钵苗自动移栽机送苗装置的设计与分析[D]. 杭州:浙江理工大学,2011.  
Qiu Ligang. The design and analysis of seedling feeding device of the automatic transplanting machine for vegetable bowl[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-tech University,2011. (in Chinese)
- 12 赵匀,宋志超. 齿轮驱动钵苗移栽纵向送秧机构:中国,2013106210314[P]. 2013-11-29.
- 13 钱瑞明. 齿式棘轮的精确设计[J]. 机械科学与技术,1993(6):19-21.  
Qian Ruiming. Precise design of tooth type ratchet [J]. Mechanical Science and Technology,1993(6):19-21. (in Chinese)
- 14 濮良贵,纪名刚. 机械设计[M]. 北京:高等教育出版社,2011.
- 15 赵匀. 农业机械分析与综合[M]. 北京:机械工业出版社,2008.
- 16 成大先. 机械设计手册[M]. 北京:机械工业出版社,2010.
- 17 张成军. 实验设计与数据处理[M]. 北京:化学工业出版社,2009.

~~~~~

(上接第 81 页)

- 8 严海军,初晓一,王敏,等. 微灌系统文丘里施肥器吸肥性能试验[J]. 排灌机械工程学报,2010,28(3):251-255.  
Yan Haijun, Chu Xiaoyi, Wang Min, et al. Injection performance of Venturi injector in micro-irrigation system [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2010,28(3):251-255. (in Chinese)
- 9 孙艳琦. 文丘里施肥器结构参数对吸肥性能的影响[D]. 杨凌:西北农林科技大学,2010.  
Sun Yanqi. Effects of Venturi structural parameters on the absorption fertilizer performance [D]. Yangling: Northwest A&F University,2010. (in Chinese)
- 10 李百军,毛罕平,李凯. 并联文丘里管吸肥装置的研究及其参数选择[J]. 排灌机械,2001,19(1):42-45.  
Li Baijun, Mao Hanping, Li Kai. A study on the parallel connection Venturi tube and its parameter selection [J]. Drainage and Irrigation Machinery,2001,19(1):42-45. (in Chinese)
- 11 Huang Xingfa, Li Guangyong, Wang Miao. CFD simulation to the flow field of Venturi injector[J]. IFIP Advances in Information and Communication Technology, 2009, 294: 805-815.
- 12 韩启彪,黄兴法,范永申,等. 6种文丘里施肥器吸肥性能比较分析[J]. 农业机械学报,2013,44(4):113-117  
Han Qibiao, Huang Xingfa, Fan Yongshen, et al. Comparative analysis on fertilization performance of six Venturi injectors [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2013,44(4):113-117. (in Chinese)
- 13 单德东. 新产品设计开发中的标准化[J]. 机械工业标准化与质量,2004(4):17-18.
- 14 王淼. 文丘里施肥器性能与结构参数优化研究[D]. 北京:中国农业大学,2006.  
Wang Miao. Numerical simulation of characteristics of Venturi injector[D]. Beijing: China Agricultural University,2006. (in Chinese)
- 15 严海军,初晓一. 喉管直径对文丘里施肥器性能影响的数值模拟[J]. 排灌机械工程学报,2011,29(4):359-363.  
Yan Haijun, Chu Xiaoyi. Numerical simulation for influence of throat diameter on Venturi injector performance [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2011,29(4):359-363. (in Chinese)
- 16 封俊,沈雪民,刘春和,等. 文丘里滴灌施肥器水力性能的研究[J]. 喷灌技术,1992(1):41-43.  
Feng Jun, Shen Xuemin, Liu Chunhe, et al. Research of Venturi fertigation device hydraulic performance [J]. Sprinkler Technology, 1992(1):41-43. (in Chinese)
- 17 王福军. 计算流体动力学分析——CFD 软件原理与应用[M]. 北京:清华大学出版社,2004.
- 18 孙帮成,李明高. ANSYS FLUENT 14.0 仿真分析与优化设计[M]. 北京:机械工业出版社,2013.
- 19 沈艳宁,袁寿其,陆伟刚,等. 复合叶轮离心泵数值模拟正交试验设计方法[J]. 农业机械学报,2010,41(9):22-26.  
Shen Yaning, Yuan Shouqi, Lu Weigang, et al. Orthogonal test design method based on numerical simulation for non-overload centrifugal pump with complex impeller[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(9): 22-26. (in Chinese)