

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.07.010

轮胎摩擦驱动的旋转式圆形土槽试验台设计与应用*

陈建能^{1,2} 叶 军¹ 夏旭东¹ 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: 为了克服传统直线式土槽试验台的缺点,提出了旋转式圆形土槽试验台的总体设计方案;为补偿大尺寸圆形土槽加工、装配误差和方便后续配合农业机械的模拟田间试验,设计了轮胎摩擦驱动的旋转式圆形土槽试验台的初始安装位置机械式调整装置,并计算了土槽不圆度补偿能力;设计了土槽试验台控制系统,建立以 PLC 为主控、伺服电机为执行机构的闭环系统,使得该土槽具有平稳的运行速度;经试验发现该试验台能够补偿土槽的不圆度,可以在 0~3.8 r/min 转速范围内平稳运转,最大速度波动标准差为 0.038 r/min,从启动到进入平稳运行所需最长时间为 9.8 s;配合栽植机构进行移栽试验,株距变异系数为 4.46%,均匀性好,能够满足移栽农艺要求。

关键词: 圆形土槽试验台 轮胎摩擦驱动 闭环系统 移栽试验

中图分类号: S22; S237 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)07-0066-06

Design and Application of Rotary Round Soil-bin Test Bed Driven by Tyre Friction

Chen Jianneng^{1,2} Ye Jun¹ Xia Xudong^{1,2} Zhao Yun^{1,2}

(1. Faculty of Mechanical Engineering and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China
2. Zhejiang Province Key Laboratory of Transplanting Equipment and Technology, Hangzhou 310018, China)

Abstract: In order to overcome the shortcomings of traditional linear soil-bin test bed, a kind of rotary round soil-bin test bed was proposed. To compensate the processing and assembly errors of the large-size round soil-bin test bed and provide convenience for the following simulating field trials of agricultural machinery, a driving scheme of rotary round soil-bin test bed driven by tire friction was optimized. Mechanical adjusting device for initial installation position of the rotary round soil-bin test bed driven by tire friction was designed, and the soil-bin roundness compensation capability was calculated. The control system for the proposed rotary round soil-bin test bed was designed, and the closed-loop system was established with PLC as controlling unit and servomotor as executive device. All of these made the soil-bin test bed run at a steady speed; it was found that the test bed can compensate for roundness of soil-bin, it can smoothly run at the speed of 0~3.8 r/min, the maximum standard deviation of speed fluctuation was 0.038 r/min, the longest time required from the start to smooth running was 9.8 s. Transplant experiment with planting mechanism was carried out; the spacing coefficient of variation was 4.46% which means good uniformity and can well meet the transplanting agronomic requirements.

Key words: Round soil-bin test bed Tire friction driven Loop system Transplanting test

引言

室内土槽是新型农业机械研发过程中模拟田间作业的试验台。相比较田间试验,土槽模拟田间试

验不受季节、气候和是否已经研制出整机(可只对核心工作部件进行测试)等因素的限制,并且可以精准控制试验变量测试性能参数,大大缩短研发周期,常用于移栽、播种和耕作等农业机械的试

收稿日期: 2014-09-29 修回日期: 2014-11-06
* 国家自然科学基金资助项目(51275481)、高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(20123318110001)和浙江理工大学科研创新团队专项资助项目
作者简介: 陈建能,教授,博士生导师,主要从事现代农业装备与技术研究,E-mail: jiannengchen@zstu.edu.cn

验^[1-5]。传统直线式土槽不能进行连续测试(因为土槽的长度有限,如果要连续测试,必须拉回起始点重新试验)、占地面积过大、参数测试麻烦(测试仪器必须与被测对象同时移动,特别是当被测参数是轨迹姿态时)^[3,6-8],因此不能很好满足农业机械试验要求。

本文针对现有直线式土槽的不足,提出一种可进行连续试验、占地面积小、参数测试方便的轮胎摩擦驱动的旋转式圆形土槽试验台。由于在室内土壤状态无法恢复到室外风吹雨打日晒的土壤状态,因此该试验台与传统试验台一样都不适合作旋耕等涉及土壤地面力学的试验,该土槽适合移栽和播种等试验。

1 总体设计思路与特点

旋转式圆形土槽试验台总体结构如图 1 所示,在驱动系统的带动下圆形土槽绕着其自身的轴线做匀速旋转运动,被测对象(图中是移栽机)及测试仪器(图中是振动测试仪)固定于地面,保证了被测对象和土槽的相对运动关系,模拟田间作业。

该旋转式圆形土槽具体的外形尺寸为:外径 $D=6.28\text{ m}$,内径 $d=5\text{ m}$,高 $h=0.3\text{ m}$,转速调节范围为 $0\sim3.8\text{ r/min}$,以满足各种田间作业机械的要求。

由于旋转式土槽装置是圆形的,相对于往复式的直线式土槽装置(直线式土槽一般都在 15 m 以上),占地面积小,同时可使其一直旋转实现连续试验,如机器或者部件的可靠性试验。

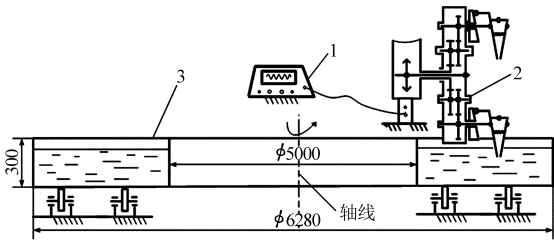


图 1 旋转式圆形土槽试验台示意图

Fig. 1 Schematic of rotating circular soil-bin test bed

1. 振动测试仪 2. 移栽机 3. 圆形土槽

2 驱动方案设计

根据第 1 节的总体设计思路,提出 2 种驱动方案,使外径为 6.28 m 的大尺寸土槽在 $0\sim3.8\text{ r/min}$ 的低速范围内匀速旋转。

2.1 轮胎摩擦驱动

该方案如图 2,通过主动的大轮胎(带动力)和被动的的小轮胎(不带动力)夹住土槽内侧裙板,依靠轮胎和裙板的摩擦力带动土槽旋转;大轮胎的动力由电动机提供经过齿轮传动和链传动的减速获得。

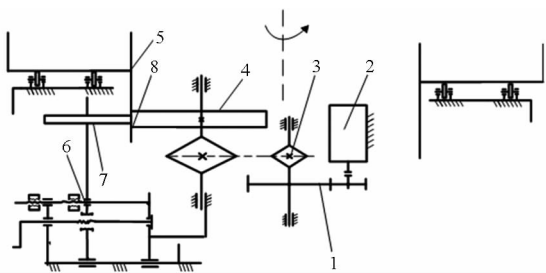


图 2 轮胎摩擦驱动的旋转式圆形土槽试验台简图

Fig. 2 Sketch of rotary round soil-bin test bed driven by tyre friction

1. 齿轮传动 2. 伺服电机 3. 链传动 4. 大轮胎 5. 土槽 6. 补偿装置 7. 小轮胎 8. 土槽内侧裙板

这种驱动方案在运行时将存在因土槽旋转中心不确定使得惯性矩时刻变化和圆形土槽因加工不圆度而产生偏移现象,因此设计了不圆度补偿装置,既能实现补偿土槽加工、装配的不圆度,又能固定圆形土槽的旋转中心,实现土槽速度与电动机速度良好的跟随性,为后续土槽的速度控制奠定基础。

2.2 齿轮啮合驱动

该方案如图 3 所示,其动力由电动机提供,通过一对大减速比齿轮减速装置把动力传给连接杆,连接杆另一端与土槽连接,带动土槽和连接杆、大齿圈一起转动。

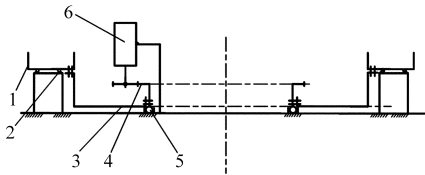


图 3 齿轮啮合驱动的旋转式圆形土槽试验台简图

Fig. 3 Sketch of gear-driven rotary circular soil-bin test bed

1. 圆形土槽 2. 支撑系统 3. 连接杆 4. 齿轮减速装置 5. 圆形轨道 6. 电动机

该方案转动中心固定,但是需要用到加工难度大的大齿圈,而且大齿圈的支撑系统(原理是止推轴承)实现有难度,同时电动机的悬臂支撑固定方式对传动不利(如果不悬臂,要求大齿圈是内齿圈,加工更麻烦)。

两种方案比较后,本文最终选择方案 1。

3 机械部分设计与计算

3.1 初始安装位置机械式调整装置设计及土槽不圆度补偿能力计算

平面上不在同一直线上的 3 个点能够确定唯一的圆,因此为了确定圆形土槽能够作固定轴线的旋转运动,应至少布置 3 个位置的轮胎夹紧土槽内侧裙板。本文采用对角的 4 个驱动轮胎方式布置,如

图 4,既保证提供足够的驱动力,同时提高圆形土槽旋转的平稳性。

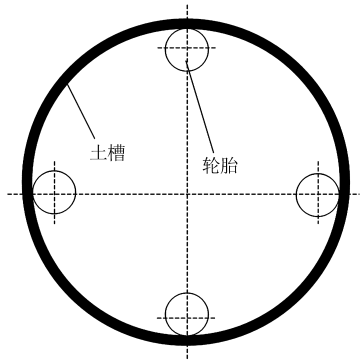


图 4 试验台轮胎布置方式

Fig.4 Tire arrangement of test bed

本文圆形土槽外径 6.28 m,由 16 片高强度不锈钢连接围成,由于加工、装配精度难以保证,因此要求轮胎的初始位置能够调节,避免因加工、装配误差使轮胎无法对土槽裙板保持合适的正压力,甚至存在轮胎无法接触土槽裙板的可能性。工作时土槽不圆度误差通过轮胎形变补偿。

3.1.1 初始安装位置机械式调整装置

初始安装位置机械式调整装置如图 5 所示,具体的工作原理及调整过程如下:首先,通过梯形螺杆的手柄旋转使大、小轮胎接近土槽裙板,并使旋转圆形土槽寻找到土槽内裙板与轮胎的初步最佳位置;在此位置上,旋转手柄压紧大、小轮胎并且锁紧前螺母保证此调整装置固定,然后依次调节其他调整装置;最后,按轮胎所需正压力转动手柄调节大轮胎的下沉量,并最终锁紧后螺母完成对圆形土槽初始位置的调整。

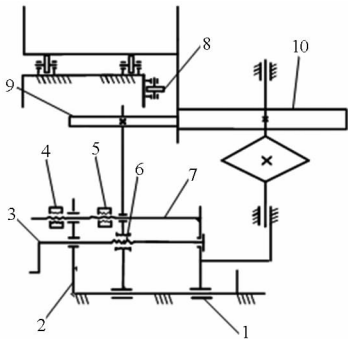


图 5 不圆度补偿装置示意图

Fig.5 Schematic of roundness compensation device

1. 导轨滑块 2. 底座 3. 梯形螺杆 4. 前螺母 5. 后螺母
6. 内螺纹 7. 三角形螺纹 8. 限位轮 9. 大轮胎 10. 小轮胎

驱动圆形土槽的大轮胎与小轮胎相互挤压保证对土槽裙板的正压力,正压力的大小可以体现在大轮胎被压扁变形的下沉量,在此装置中梯形螺纹杆旋转一周,大、小轮胎相对运动 5 mm。图 5 中的限位轮是限制最大圆形土槽偏移量,可以保证土槽在

运行过程不会和固定支座发生碰撞而使圆形土槽停止运转。

3.1.2 土槽不圆度补偿能力计算

旋转式圆形土槽(包含土壤)的总质量约为 $m=5\,000\text{ kg}$,旋转土槽可以看作是个空心圆柱,因此通过材料力学公式^[9]

$$J=\frac{1}{2}m(R^2+r^2) \tag{1}$$

式中 R ——圆形外圈半径,m

r ——圆形内圈半径,m

计算得旋转式圆形土槽转动惯量 $J=40\,812\text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 。

设从电动机启动到圆形土槽匀速转动的时间为 $t=10\text{ s}$,平稳运转最高转速 $n=3.8\text{ r/min}$,圆形土槽与试验农机相对速度为 1.12 m/s 。从零速度加到最高速的角加速度 $\alpha=2\pi n/(60t)=0.039\,7\text{ rad/s}^2$,土槽加速阶段所需的力矩 $M=J\alpha=1\,623\text{ N}\cdot\text{m}$,当圆形土槽平稳运行时,土槽底面与支撑轮相对滚动,因此平稳运行时所需的力矩是滚轮的摩擦力矩: $M_1=mgf_1r_1=1\,410\text{ N}\cdot\text{m}$,式中 f_1 为滚轮滚动摩擦因数(0.01), r_1 为滚轮处土槽半径(2.82 m)。加速阶段轮胎所需要提供的扭矩 $T=M+M_1=1\,863\text{ N}\cdot\text{m}$ 。圆形土槽从零速度进入平稳转动所需动能

$$E=\frac{1}{2}J\omega^2=\frac{1}{2}\times40\,812\times0.397^2=3\,216.17\text{ J}$$

式中 ω 为圆形土槽的角速度。 $\omega=\alpha t$ 。土槽加速所需提供的功率 $P=E/t=321.6\text{ W}$ 。克服摩擦力所需的功率 $P_1=M_1\omega/2=302.45\text{ W}$,可知电动机所需要提供的功率为 $P_2=P+J_1\alpha_1+P_1$,其中 J_1 是电动机的等效转动惯量, α_1 为电动机的角加速度。由于相对于土槽所需功率,传动轴等转动功率可以忽略不计,因此电动机的总功率 $P_2>624.05\text{ W}$ 。每个驱动圆形土槽的摩擦力为 $F_1=\frac{T}{\frac{d}{4}}=303.3\text{ N}$,橡胶与钢

板的静摩擦因数为 $f=0.46$ ^[10],因此轮胎所需的预紧力 $F_2=F_1/f\geq674\text{ N}$ 。

选用轮胎为子午线轮胎,对不同气压下轮胎的承载能力进行估算^[11-12]。

$$Q=0.033\,2P^{0.63}B_m^{1.07}D_1^{1.38} \tag{2}$$

其中
$$B_m=B'\frac{180-\arctan\frac{C}{B'}}{121.8} \tag{3}$$

式中 B_m ——在理想轮辋上充气断面宽度,m

D_1 ——轮胎外直径,m

C ——配用的轮辋宽度,mm

B' ——在配用轮辋上充气断面宽度,mm

实际加载时,以轮胎在固定气压下不超过承载

能力的 150% 为最大加载。

Komandi G 通过大量试验,提出了轮胎下沉量的经验计算公式^[13-14]

$$h' = C_1 \frac{K_1 Q^{0.85}}{B'^{0.7} D_0^{0.43} P^{0.6}} \quad (4)$$

其中 $K_1 = 0.015B' + 0.42$

式中 C_1 ——轮胎设计参数,子午线轮胎取 $C_1 = 1.5$

D_0 ——充气轮胎外直径,mm

圆度公差是回转体同一截面上被测轮廓对其理想圆的变动量。孔类零件基本采用最大内接圆法,由轮胎布置方案可知,当轮胎最大下沉量 h_Q 时四轮胎的外接圆与实际正压力下下沉量 h_F 时四轮胎的外接圆差值为最大圆度公差^[15],计算公式为

$$E = h_Q - h_F \quad (5)$$

圆形土槽在加工装配之后的实际圆度误差通过最小二乘法计算^[15]:首先以土槽的旋转中心为测量中心,将圆周分为 n 等份,得到测量半径 $r_i (i = 1, 2, \dots, n)$ 。根据极坐标 $P(r_i, \theta_i)$ 求得 a 和 b : $a = \frac{2}{n} \sum_1^n r_i \cos \theta_i, b = \frac{2}{n} \sum_1^n r_i \sin \theta_i$ 。同时最小二乘圆的半径: $\bar{R} = \frac{1}{n} \sum_1^n r_i$,推出 $\varepsilon_i = r_i - \bar{R} - a \cos \theta_i - b \sin \theta_i$;最后得到实际圆度误差 $\Omega = \varepsilon_{\max} - \varepsilon_{\min}$ 。本试验台中采用的轮胎型号为 145/80R12L,胎压为 200 kPa。通过式(4)计算得出轮胎在保证驱动力的情况下的下沉量为 3.09 mm。

3.2 机械结构设计

旋转式圆形土槽试验台机械部分主要由圆形土槽、伺服电机、传动系统和导轨系统等构成,具体的三维结构如图 6 所示。

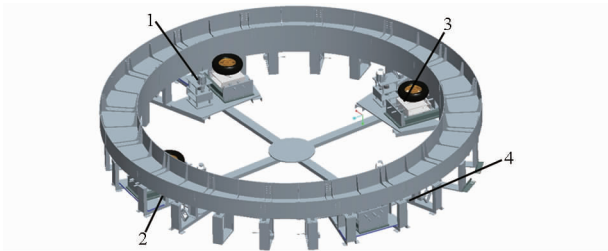


图 6 旋转式圆形土槽试验台三维模型

Fig. 6 3D model of rotating circular soil-bin test bed

1. 伺服电机 2. 圆形土槽 3. 传动系统 4. 导轨系统

4 控制系统设计

4.1 控制系统总体设计

旋转式圆形土槽试验台的控制系统主要由测速装置、触摸显示屏、PLC 和伺服放大器组成。由试验台的驱动系统可知 4 个伺服电机的转速应完全同

步,因此采用主令同步的控制策略,即 4 个伺服电机的控制信号都是由 PLC 产生的同一个脉冲信号,具体实现原理如图 7 所示。

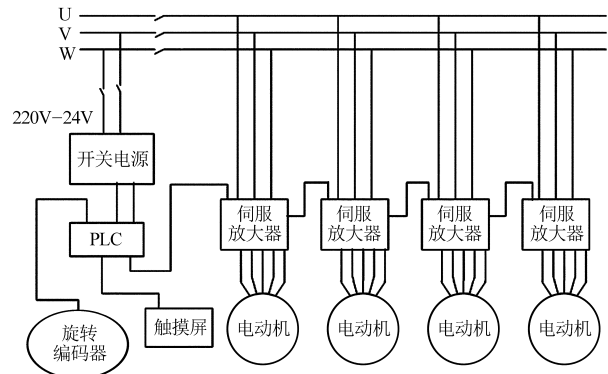


图 7 主令同步控制策略实现原理图

Fig. 7 Schematics of master synchronization control strategy

旋转式圆形土槽的控制系统采用闭环控制的方式,通过输入设定速度及测速装置反馈的速度来确定模糊控制器的输入量,然后通过模糊控制器确定脉冲的输出量,最终实现对旋转式圆形土槽机械部分的控制,如图 8 所示。

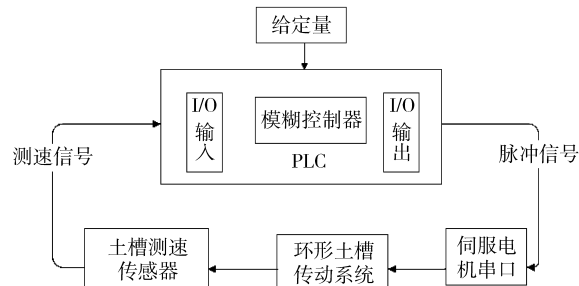


图 8 旋转式圆形土槽控制系统构成图

Fig. 8 Structure diagram of rotating circular soil-bin control system

4.2 控制系统的硬件设计

试验台控制系统的硬件框图如图 9 所示。选用欧姆龙触摸屏作为控制系统的显示和输入端,在界面上设置土槽的旋转速度以实现速度的调节,并且选用旋转编码器测试土槽的实时速度,PLC 作为控制中心,接收来自编码器、触摸屏的信号,并做出相应的控制。旋转式圆形土槽试验台的测速方式,采用的是编码器直接从旋转圆形土槽内壁测土槽实际转速的方式,并且通过弹簧拉力使得测速轮与内壁时刻保持接触,能够精确地得到土槽速度,具体的原理如图 10 所示。

4.3 控制系统的软件设计

由 4.1 节总体设计可知,整个系统的控制指令都由 PLC 程序给出。首先,对整个圆形土槽系统进行数学模型的简化,建立传递函数。因为圆形土槽旋转受到多因素的影响,所以选用模糊控制技术对

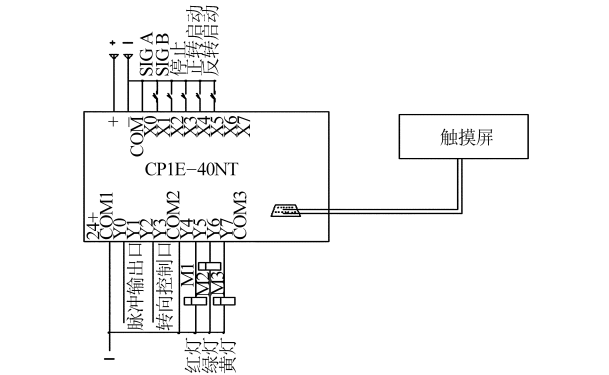


图 9 土槽试验台控制电路原理图

Fig.9 Schematic of control circuit of soil-bin test bed



图 10 土槽试验台的测速方式

Fig. 10 Speed management of rotating circular soil-bin test bed

1. 旋转编码器 2. 连杆 3. 弹簧

土槽旋转速度进行实时调整。其次,使用软件建立模糊控制规则表,然后采用查表法嵌入 PLC 程序实现模糊控制,具体软件流程图如图 11 所示。

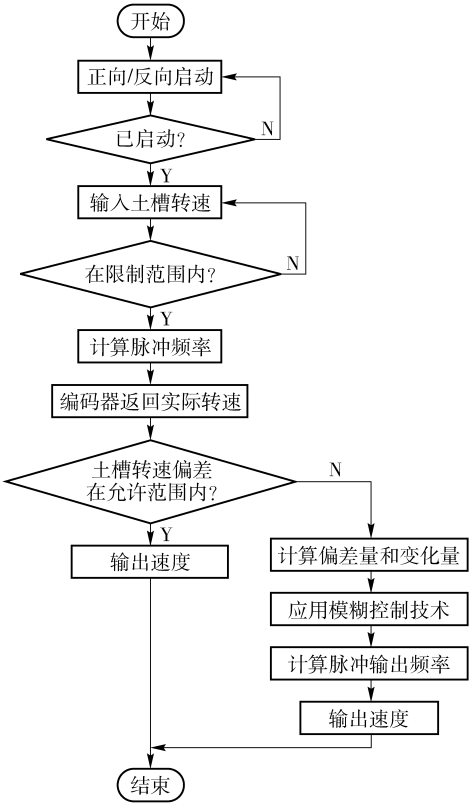


图 11 旋转式圆形土槽试验台控制流程图

Fig. 11 Flow chart of rotating circular soil-bin test bed control

5 应用

5.1 旋转式圆形土槽试验台研制

研制的旋转式圆形土槽试验台如图 12 所示。由于要适应各种农机作业环境,因此圆形土槽安装在拼接位置需要进行密封防水和防锈处理。



图 12 轮胎摩擦驱动的旋转式圆形土槽试验台

Fig. 12 Rotary round soil-bin test bed driven by tyre friction

5.2 旋转式圆形土槽试验台试验

试验条件:圆形土槽装土高度为 250 mm,圆形土槽的总质量约为 5 000 kg;轮胎的胎压为 200 kPa;每个电动机功率为 1 kW。

在调整好初始位置后,顺时针旋转梯形螺纹半圈,并且保持轮胎正压力约 800 N;通过式(2)计算可以得出轮胎的最大承载能力 $Q = 5.408 \text{ kN}$ 。通过式(4)计算得出轮胎达到最大许用载荷的下沉量为 16.8 mm。当正压力为 800 N 时轮胎下沉量为 4.12 mm,按式(5)可算出此时允许的最大圆度误差 $E = 12.68 \text{ mm}$ 。

按照最小二乘法计算圆度误差时将圆形土槽 36 等分,测量出对应角度的半径 r_i ,通过计算得出实际的圆形误差为 $\Omega = 6.25 \text{ mm} < E$,在最大圆形误差的范围内。

通过记录圆形土槽试验台从启动到最高平稳运行速度的转速变化,如图 13,可见虽然试验台启动时不是直线,但是大致趋势是直线,即土槽角加速度是大致恒定的,应用线性回归分析方法得线性回归方程 $y = 0.411x - 0.2245$,得出土槽实际角加速度 $\alpha_2 = 2\pi \times 0.411/60 = 0.0445 \text{ rad/s}^2 > \alpha = 0.0397 \text{ rad/s}^2$,证明该试验台的电动机容量选择是合适的。

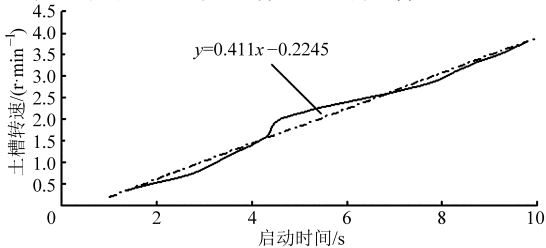


图 13 土槽启动到最高运行速度的转速变化曲线

Fig. 13 Curves of rotational speed from start to the maximum speed

不同的农业机械作业速度不同,因此要求该试验台能够在不同转速下平稳运行,图 14 为不同时间 1.84 r/min 转速要求下的土槽实际转速。表 1 为土槽在各个设置速度下的实际转速平均值及其标准偏差。

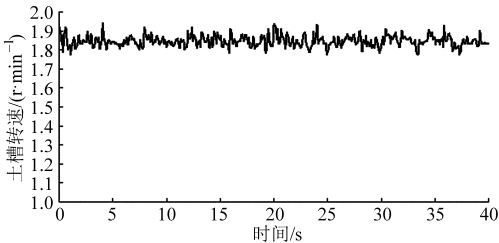


图 14 1.84 r/min 转速下的土槽实际转速变化曲线

Fig. 14 Soil-bin speed at 1.84 r/min

表 1 土槽的速度测试结果

Tab.1 Speed test results of soil-bin r/min

指标	设置转速				
	0.367	0.735	1.10	1.837	3.20
平均值	0.379	0.745 2	1.129	1.846	3.214
标准偏差	0.038	0.037 9	0.030	0.013	0.012

从表 1 中可以得出,当转速较小时实际转速标准偏差为 0.038 r/min,随着转速增大偏差越来越小,同时实际值的标准偏差也随着速度增加而变小。其原因是圆形土槽底部不平稳,在低速运行时候底部与支撑轮不完全接触,以及链传动无张紧装置。可见可以满足不同农机的试验要求。

5.3 旋转式圆形土槽试验台移栽试验

在旋转式圆形土槽试验台上搭建钵苗栽植机构,并且进行钵苗栽植试验(图 15)。试验选用西

花作为栽植物,移栽机构转速为 40 r/min,设计移栽株距为 400 mm,可计算圆形土槽速度为 1.78 r/min。最后量取株距,得出株距范围为[374 mm,434 mm],通过计算得出株距的平均值为 405.1 mm,方差为 326.3,变异系数为 4.46%。



图 15 旋转土槽的移栽试验

Fig. 15 Transplanting test of rotating circular soil-bin

6 结论

(1)提出轮胎摩擦驱动的旋转式圆形土槽试验台,可进行连续性试验,占地面积小,参数测试方便,克服了传统直线式土槽模拟田间试验存在的缺点,更好地满足了农业机械试验要求。

(2)设计并试验了轮胎摩擦驱动的旋转式圆形土槽试验台,该试验台能够补偿土槽的不圆度,可以在 0~3.8 r/min 转速范围内平稳运转,最大速度波动标准差为 0.038 r/min,从图 13 可知启动到进入平稳运行所需最长时间为 9.8 s。配合栽植机构进行移栽试验,株距变异系数为 4.46%,株距均匀性好,能够满足移栽农艺要求。

参 考 文 献

1 赵祚喜,罗锡文. 土槽遥控系统的设计与制作[J]. 农业机械学报,1999,30(3):5-10.
Zhao Zuoxi, Luo Xiwen. Design of a remote control system for soil-bin [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1999, 30(3): 5-10. (in Chinese)

2 李永磊,宋建农,董向前,等. 基于土槽试验台的旋转耕作部件试验装置设计[J]. 农业工程学报,2012,28(17):38-43.
Li Yonglei, Song Jiannong, Dong Xiangqian, et al. Design of test device for rotary tiller components based on soil-bin [J]. Transactions of the CSAE,2012,28(17):38-43. (in Chinese)

3 王殿军. 土槽台车计算机自动控制系统研究[D]. 长春:吉林大学,2004.
Wang Dianjun. A computer automatic control system for soil-bin trolley [D]. Changchun: Jilin University, 2004. (in Chinese)

4 田斌,吴建民,胡靖明,等. 新型免耕农业机械试验土槽的设计[J]. 甘肃农业大学学报,2006,41(1):94-96.
Tian Bin, Wu Jianmin, Hu Jingming, et al. Design of new trail soil slot for no-tillage farm machinery [J]. Journal of Gansu Agricultural University, 2006, 41(1): 94-96. (in Chinese)

5 Rosa U A, Wulfsohn D. Soil-bin monorail for high-speed testing of narrow tillage tools [J]. Biosystems Engineering,2008,99(3):444-454.

6 于艳,龚丽农,尚书旗. 农机土槽试验动力学参数测试系统的研制[J]. 农业工程学报,2011,27(1):323-328.
Yu Yan, Gong Linong, Shang Shuqi. Development of soil-bin test dynamic parameters measurement system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,27(1):323-328. (in Chinese)

7 吴俭敏,朱立成,米义,等. 新型土槽试验台的研制[J]. 农机化研究,2011,33(3):92-95.
Wu Jianmin, Zhu Licheng, Mi Yi, et al. The development of the new soil-bin test-bed [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research,2011,33(3):92-95. (in Chinese)

- Zhang Shuhui, Ma Chenglin, Wu Caicong, et al. Development and application of variable rate fertilizer applicator for precision agriculture[J]. Transactions of the CSAE, 2003, 19(1): 129 – 131. (in Chinese)
- 9 郎春玲, 王金武, 王金峰, 等. 深施型液态肥变量施肥控制系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2013, 44(2): 43 – 47.
Lang Chunling, Wang Jinwu, Wang Jinfeng, et al. Variable fertilizer control system for deep-fertilization liquid fertilizer applicator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(2): 43 – 47. (in Chinese)
- 10 郎春玲. 基于处方图的深施型液态肥变量施肥作业系统设计与开发[D]. 哈尔滨: 东北农业大学, 2012.
Lang Chunling. Variable-rate fertilization system for deep-fertilization liquid fertilizer applicator based on the prescription map[D]. Harbin: Northeast Agricultural University, 2012. (in Chinese)
- 11 梁春英, 衣淑娟, 王熙, 等. 变量施肥控制系统 PID 控制策略[J]. 农业机械学报, 2010, 41(7): 158 – 160.
Liang Chunying, Yi Shujuan, Wang Xi, et al. PID control strategy of the variable rate fertilization control system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(7): 158 – 160. (in Chinese)
- 12 何剑南. 液肥注射式工作部件的工作机理与试验研究[D]. 哈尔滨: 东北农业大学, 2013.
He Jiannan. Study on working principle and experiment of work components of liquid fertilizer injection type[D]. Harbin: Northeast Agricultural University, 2013. (in Chinese)
- 13 李革, 赵匀, 俞高红. 椭圆齿轮行星系分插机构的机理分析和计算机优化[J]. 农业工程学报, 2000, 16(4): 78 – 81.
Li Ge, Zhao Yun, Yu Gao hong. Theoretical analysis and parameters optimizing of separating-planting mechanism with planetary elliptic gears[J]. Transactions of the CSAE, 2000, 16(4): 78 – 81. (in Chinese)
- 14 王金武, 何剑南, 潘振伟, 等. 液态施肥机液肥分配器凸轮运动学分析与仿真[J]. 农业机械学报, 2013, 44(4): 77 – 82.
Wang Jinwu, He Jiannan, Pan Zhenwei, et al. Kinematic analysis and imulation of liquid fertilizer distributor's cam for liquid fertilizer applicator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(4): 77 – 82. (in Chinese)
- 15 王金武, 刘亚华, 王金峰, 等. 全椭圆齿轮行星系液态肥深施机构优化设计与试验[J]. 农业机械学报, 2012, 43(10): 60 – 65.
Wang Jinwu, Liu Yahua, Wang Jinfeng, et al. Optimization design and experiment of liquid-fertilizer applying deep-fertilization mechanism for planetary elliptic gears[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(10): 60 – 65. (in Chinese)
- 16 王金武, 纪文义, 冯金龙, 等. 液态施肥机的设计与试验研究[J]. 农业工程学报, 2008, 24(6): 157 – 159.
Wang Jinwu, Ji Wenyi, Feng Jinlong, et al. Design and experimental investigation of the liquid fertilizer applicator[J]. Transactions of the CSAE, 2008, 24(6): 157 – 159. (in Chinese)
- 17 孙桓, 陈作模, 葛文杰. 机械原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- 18 邹慧君. 凸轮机构的现代设计[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2005.
- ~~~~~

(上接第 71 页)

- 8 颜华, 吴俭敏, 林金天. 环形土槽微耕机试验台设计[J]. 农业机械学报, 2010, 41(1): 69 – 72.
Yan Hua, Wu Jianmin, Lin Jintian. Design of micro-cultivator testing plat form with annular soil-bin[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Mechanization, 2010, 41(1): 69 – 72. (in Chinese)
- 9 刘鸿文. 材料力学[M]. 5 版. 北京: 高等教育出版社, 2011: 376 – 381.
- 10 刘仁家, 陶性华. 机械设计师手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1989.
- 11 俞洪, 丁剑平, 姚钟尧, 等. 轮胎的承载能力分析[J]. 轮胎工业, 2000, 20(11): 653 – 659.
- 12 程钢, 赵国群, 管延锦, 等. 子午线轮胎负荷性能试验研究[J]. 弹性体, 2004(2): 53 – 57.
Cheng Gang, Zhao Guoqun, Guan Yanjin, et al. Experiment study on load performances of radial tire[J]. China Elastomerics, 2004(2): 53 – 57. (in Chinese)
- 13 唐升武. 轮胎下沉量理论计算方法在结构设计中的应用[J]. 轮胎工业, 2004, 24(1): 16 – 17.
- 14 张士齐. 轮胎力学与热学[M]. 北京: 化学工业出版社, 1988.
- 15 张春阳, 雷贤卿, 李济顺, 等. 基于几何优化的圆度误差评定算法[J]. 机械工程学报, 2010, 46(12): 8 – 12.
Zhang Chunyang, Lei Xianqing, Li Jishun, et al. Method for roundness error evaluation based on geometry optimization[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(12): 8 – 12. (in Chinese)