

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.03.004

基于振动减阻原理的旋转中耕机关键部件设计与试验

王文明¹ 王天元¹ 郭兵² 陈旭¹ 周福君¹

(1. 东北农业大学工程学院, 哈尔滨 150030; 2. 黑龙江省农业机械工程科学研究院, 哈尔滨 150081)

摘要: 针对传统中耕机粘重土壤环境作业时切削阻力大、能耗高等问题,借鉴农业机械设计中振动减阻方法,对旋转中耕机关键部件进行设计。通过建立旋转单体运动方程,对碎土刀切削土壤阻力及旋转单体减阻机理进行分析,为旋转中耕机关键部件设计提供理论依据。采用二次正交旋转组合试验,以机器前进速度、刀辊转速和弹簧刚度为试验因素,以作业功耗、碎土率为试验指标,在室内进行台架试验,并运用 Design-Expert 软件对试验数据进行方差分析和响应面分析,得到影响因素与响应指标之间的数学模型,对数学模型进行优化及验证。试验结果表明,在刀辊转速为 247 ~ 268 r/min、机器前进速度为 0.5 ~ 1.0 m/s、弹簧刚度为 11.39 ~ 15.16 N/mm 时,相应试验指标作业功耗为 1.55 ~ 1.90 kW、碎土率为 91.3% ~ 92.9%。选取最优水平组合中的一组进行验证及对比试验,结果表明,通过振动可有效降低旋转中耕机的作业功耗,与传统机型相比,其作业功耗下降了 32%。在最优组合参数下进行田间试验,得到其作业功耗为 1.95 kW,碎土率为 92.8%,其作业性能满足中耕机作业要求。

关键词: 中耕机; 旋转单体; 减阻降耗; 振动; 试验

中图分类号: S224.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2019)03-0035-11

Design and Experiment of Key Components of Rotary Cultivator Based on Vibration Reducing Resistance Principle

WANG Wenming¹ WANG Tianyuan¹ GUO Bing² CHEN Xu¹ ZHOU Fujun¹

(1. College of Engineering, Northeast Agricultural University, Harbin 150030, China

2. Heilongjiang Academy of Agricultural Machinery Sciences, Harbin 150081, China)

Abstract: Aiming at the problems of large cutting resistance and high energy consumption when working on rotating monomer of traditional cultivators, the key component of rotary cultivator was designed according to the method of vibration reducing resistance in agricultural machinery design. The motion equation of rotating monomer was established, and the analysis of reducing resistance was done. The analysis can provide theoretical basis for the design of the rotating monomer. For the study on performance of rotary cultivator, the quadratic regression orthogonal rotation combined design was used for the experiment. The forward speed, spring stiffness coefficient and rotational speed of knife were taken as the influential factors, the rate of broken soil and the power consumption were taken as test indexes, and the test was conducted in the indoor soil bin. Through the variance analysis and response surface analysis by Design-Expert software, the mathematical model between influencing factors and response indexes was obtained, and the mathematical model was optimized and validated. The field test showed that when rotational speed of knife was 247 ~ 268 r/min, forward speed was 0.5 ~ 1.0 m/s and the spring stiffness coefficient was 11.39 ~ 15.16 N/mm, the rate of broken soil was 91.3% ~ 92.9%, the power consumption was 1.55 ~ 1.90 kW, the result of contrast test showed that the vibration can effectively reduce the operating power consumption of the rotating monomer, compared with the traditional device, the results showed that the vibration rotating monomer can reduce the power consumption by 32%. To the optimal level combination of field experiment, the rate of broken soil was 92.8%, and the power consumption was 1.95 kW. The results showed that the vibrating rotary monomer can meet the requirements of operation technology of cultivator. The research result provided important theoretical and technical reference for the improvement and optimization of the key components of rotary cultivator.

Key words: cultivator; rotating monomer; reducing resistance and consumption; vibration; experiment

收稿日期: 2018-09-28 修回日期: 2018-12-28

基金项目: 国家重点研发计划项目(2016YFD0701905)和黑龙江省应用技术与开发计划重大项目(GA16B301)

作者简介: 王文明(1991—),男,博士生,主要从事智能农业机械研究,E-mail: 15776640216@163.com

通信作者: 周福君(1969—),男,教授,博士生导师,主要从事田间作业机械研究,E-mail: fjzhou@163.com

0 引言

中耕作业对作物的产量有很大的影响,中耕作业的主要作用是铲除杂草、疏松土壤、保墒抗旱、提高地温、改善土壤营养环境等,从而直接提高作物产量^[1-4]。现有的中耕机工作部件按其运动形式主要分为锄铲式和旋转式^[5-6],在土壤环境较好的情况下,锄铲式工作部件具有较高的工作效率,但在粘重土壤、泥炭沼泽土壤、水浇后板结地以及杂草过多的土壤等情况,往往达不到理想的作业效果,碎土率低、伤苗率高、部件易缠草等问题尤为突出。因此,近年来中耕机旋转工作部件成为学者们研究的重点,韩豹等^[7-8]分别设计了组合梳齿式和水平圆盘式旋转除草装置,土槽试验表明,其具有较高的除草性能;吕金庆等^[9]针对粘重土壤条件下,现有马铃薯中耕机存在作业质量差、碎土率低等问题,设计了马铃薯中耕机驱动旋转式工作部件,通过对其关键部件的合理设计,提高了装置的碎土率。现有研究

以设计旋转部件和提高其作业质量为主,而针对其切削阻力和能耗方面的研究,国内却鲜有报道。

振动减阻方法^[10-15]在农业机械设计和研究中应用广泛。本文借鉴振动旋切理论,在现有旋转中耕机上加入弹簧、凸轮等部件,使其作业时与土壤构成振动系统,形成对土壤的振动切削作用,以期达到减阻降耗的目的。

1 整机结构与工作原理

1.1 整机结构

试验样机整机结构如图 1 所示,其主要由动力输入轴、机架、扭矩传感器、中间轴、传动系统、振动式旋转单体、数据采集仪等组成。其中动力输入轴通过轴承座固装在机架前方,扭矩传感器由法兰盘分别与动力输入轴和中间轴串联连接,传动系统配装在中间轴与旋转单体之间,旋转单体用 U 形螺栓固装在机架后方的横梁上,且可调节其横向位置,以适应不同的垄距作业。

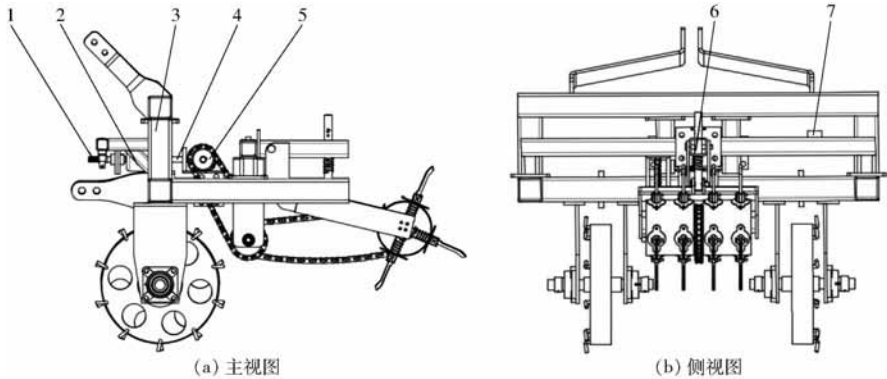


图 1 试验样机整机结构图

Fig. 1 Structure diagrams of prototype of cultivator

1. 动力输入轴 2. 扭矩传感器 3. 机架 4. 中间轴 5. 传动系统 6. 振动式旋转单体 7. 数据采集仪

1.2 工作原理

作业时,将试验样机与拖拉机挂接,试验样机上挂接 1 个振动式旋转单体;调整旋转单体的位置,使旋转单体上的碎土刀均匀分布在玉米苗带两侧;拖拉机动力输出轴通过法兰盘与试验样机动力输入轴连接,并通过传动系统将动力传递给旋转单体,带动旋转单体进行碎土作业。本文所设计的振动式旋转单体的辊筒是一个空心圆筒,空心圆筒上开有刀孔,安装碎土刀具,辊筒内部有一根凸轮轴,凸轮轴轴线与辊筒轴线重合,在辊筒与凸轮轴之间添加弹簧,弹簧和碎土刀均固定在辊筒上,当辊筒以一定的角速度旋转时,刀具会沿着凸轮的轮廓曲线内外摆动,从而形成振动切削减阻作用。

2 旋转单体运动方程与减阻机理

首先建立旋转单体运动方程,并在此基础上对

碎土刀切削土壤阻力及旋转单体减阻机理分别进行分析,确定旋转单体作业减阻降耗的能力,为旋转中耕机关键部件的设计提供理论依据。

2.1 旋转单体运动方程

如图 2 所示,旋转单体的角速度为 ω ,凸轮轴固定,则在作业过程中,碎土刀某一时刻的伸出速度为

$$v = \omega r \tag{1}$$

式中 r ——凸轮推动碎土刀位移, m

v ——碎土刀伸出速度, m/s

凸轮是按正弦加速度运动规律周期性运动的,因此碎土刀伸出速度也是周期性的。以辊筒旋转的中心作为原点建立相对坐标系, x 轴为水平前进方向, y 轴为垂直向上方向。碎土作业初始时,刀具的刀尖在旋转单体作业的前进方向,建立碎土刀刀尖的相对运动方程为

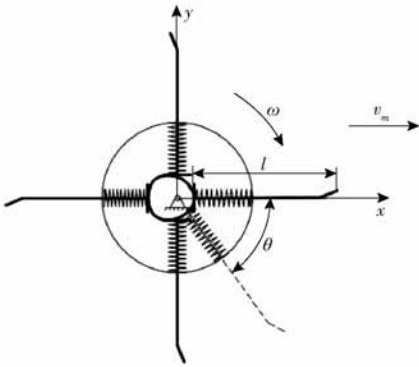


图 2 旋转单体运动学分析

Fig. 2 Kinematic analysis of rotating monomer

$$\begin{cases} v_x = -\omega(r+r_0+l)\sin\theta + v_m \\ v_y = -\omega(r+r_0+l)\cos\theta \\ \theta = \omega t \end{cases} \quad (2)$$

式中 l ——碎土刀长度, m
 θ ——碎土刀转动角, rad
 r_0 ——凸轮基圆半径, m
 v_x, v_y ——碎土刀端点在任意时刻相对速度的水平分量和垂直分量, m/s
 v_m ——机器前进速度, m/s
 t ——时间, s

进一步整理可得其绝对速度为

$$v_a = \sqrt{\omega^2(r+r_0+l)^2 + v_m^2 - 2\omega v_m(r+r_0+l)\sin\theta} \quad (3)$$

根据式(3)可知, 碎土刀的切削速度与装置的运动参数、振幅和碎土刀所处的位置都有关系, 随着装置运动参数和振幅的增大, 其切削速度也增大。

2.2 碎土刀切削土壤阻力

通常, 碎土刀切削作业时, 土壤由于受到其挤压力而产生裂纹, 裂纹慢慢扩张, 使其破碎, 其间土壤还会随着刀具运动, 因此分析其切削阻力比较复杂, 本文对其切削阻力进行简化处理。根据文献[5], 分析中耕机旋转类工作部件与土壤的作用力, 应分别考虑其刀柄与刀刃, 如图 3 所示, 作用在碎土刀上的切削阻力主要分为刀刃的切土阻力 F_c , 刀片与土壤的摩擦阻力 F_f , 刀柄挤压土壤的压土阻力 F_r 以及其抛土阻力 F_p [8], 根据文献[6], 可分别得到其计算公式

$$F_c = k_c l_1 v_c d \quad (4)$$

式中 k_c ——切土阻力系数, N·s/m³
 l_1 ——刃口长度, m
 v_c ——碎土刀切土速速, m/s
 d ——切割土壤阀片厚度, m

$$F_r = k_r d \frac{dV}{dt} \quad (5)$$

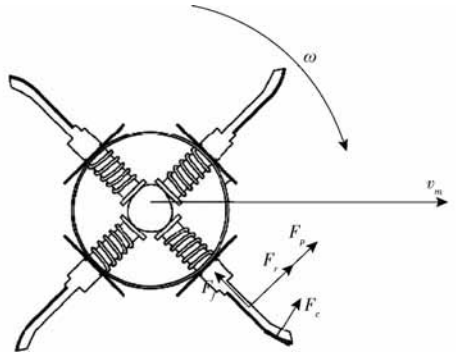


图 3 旋转单体旋切阻力分析

Fig. 3 Rotary tillage resistance analysis of rotating monomer

其中 $\frac{dV}{dt} = l \frac{dA}{dt} = blv_1 \quad (6)$

式中 k_r ——土壤阻力特性参数, N·s/m⁴
 v_1 ——碎土刀中点的线速度, 近似取为刀尖线速度的一半, m/s
 b ——碎土刀厚度, m
 A ——碎土刀正切面面积, m²
联立式(5)、(6)可得

$$F_r = \frac{1}{2} k_r d b l \cdot$$

$$\sqrt{\omega^2(r+r_0+l)^2 + v_m^2 - 2\omega v_m(r+r_0+l)\sin\theta} \quad (7)$$

碎土刀的摩擦阻力与土壤特性、刀片形状、刀片与土壤接触的正压力有关, 其计算式为

$$F_f = C_a A + F_1 k_f \quad (8)$$

式中 C_a ——土壤粘附系数, Pa
 F_1 ——土壤与刀片接触的正压力, N
 k_f ——刀片与土壤的摩擦因数

碎土刀抛土阻力与抛土质量和抛土速度有关, 由动能定理可得

$$F_p = \rho l d v_c (v_p - v_0) \quad (9)$$

式中 ρ ——土壤密度, kg/m³
 v_p ——抛土速度, m/s
 v_0 ——土壤初始速度 ($v_0 = 0$), m/s

通过分析可知, 碎土刀作业时的切削阻力主要与土壤特性参数、碎土刀外形尺寸、旋转单体运动参数等有关, 可以通过合理设计碎土刀外形尺寸、选择合适的运动参数、改善碎土刀与土壤之间相互作用等方法来减小旋转单体的切削阻力。

2.3 旋转单体减阻机理

通过上述对碎土刀切削土壤阻力的分析, 本文借鉴振动法在农业机械设计中的应用, 通过设计弹簧、凸轮等机构, 使得作业时, 旋转单体与土壤构成振动系统。

如图 4 所示, 根据达朗贝尔原理有

$$\begin{cases} F_c \cos \theta_1 + F_r + F_p = m l \ddot{\theta} \\ F_c \sin \theta_1 + F(t) + F_f - kx = m \ddot{x} \end{cases} \quad (10)$$

式中 $F(t)$ ——旋转单体给碎土刀的驱动力, N
 x ——弹簧变形量, m
 m ——碎土刀质量, kg
 k ——弹簧刚度系数, N/m
 θ_1 ——刀刃与刀柄的夹角, rad

则该系统的振动微分方程为

$$m \ddot{x} + kx = F_c \sin \theta_1 + F(t) + F_f \quad (11)$$

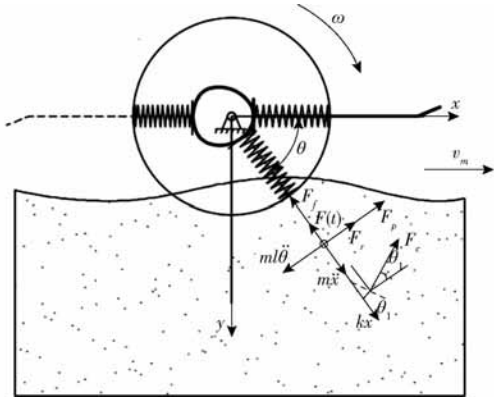


图4 碎土刀受力分析

Fig.4 Force analysis of soil-broken knife

通过式(11)可知,旋转单体作业时,碎土刀振动柔性切割土壤,一方面可以改善碎土刀表面润滑,降低碎土刀与土壤的摩擦阻力^[16-18];同时由于振动的存在,改变了碎土刀的受力状态,使得一部分土壤阻力转换为弹簧的弹力,因此弹簧的变形量越大,旋转单体的减阻效果越明显^[12-14],同时过大的弹簧变形量会使装置运行不稳定,降低作业效果。

通过上面分析可知,旋转单体作业时碎土刀受到的阻力及驱动力都是呈周期性变化的,因此可以用总激振力 $F_0 \sin(\omega t)$ 表示碎土刀受到的阻力及装置的驱动力,则该系统振动微分方程可用二阶非齐次方程表示

$$m \ddot{x} + kx = F_0 \sin(\omega t) \quad (12)$$

式中 F_0 ——振动系统最大激振力, N

进一步计算可得其通解表达式为

$$x = C_1 \cos \left(\sqrt{\frac{k}{m}} t \right) + C_2 \sin \left(\sqrt{\frac{k}{m}} t \right) + \frac{F_0}{k - m\omega^2} \sin(\omega t) \quad (13)$$

式中 C_1, C_2 ——方程待定系数

由于本文研究的旋转中耕机,其作业环境一般为粘重土壤、泥炭沼泽土壤等,通过式(13)可知,当土壤特性参数和旋转单体结构参数确定后,可通过改变机器前进速度、弹簧刚度和刀辊转速来改变弹簧的变形量,增加装置减阻能力的同时,不影响装置的作业效果。

综上所述,本文所设计的振动式旋转单体具有较好的减阻效果,机器前进速度、弹簧刚度和刀辊转速影响其减阻效果,同时需要进一步试验来确定机器前进速度、弹簧刚度和刀辊转速对旋转单体减阻效果和作业质量的影响。

3 关键部件设计及参数确定

如图5所示,设计了一种振动式旋转单体。该旋转单体由单体机架、弹簧杆、仿形弹簧、刀轴、单体弹簧、碎土刀、压缩杆、固定片等组成。其中弹簧管的下端与单体机架铰连,上端穿过单体机架上横梁,其上开有多个小孔,通过插入开口销可固定其轴向位置,以调节碎土刀的入土深度;仿形弹簧装配在弹簧杆上;凸轮轴固装在机架上,辊筒与凸轮轴同心配套,压缩杆装配在凸轮轴与辊筒之间,弹簧和固定片分别套装在压缩杆上,且固定片通过螺栓与辊筒固装,碎土刀用螺栓固装在压缩杆上。

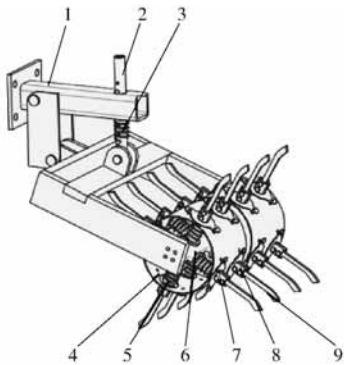


图5 振动式旋转单体结构图

Fig.5 Schematic of vibration rotating monomer

1. 单体机架 2. 弹簧杆 3. 仿形弹簧 4. 辊筒 5. 单体弹簧
6. 凸轮轴 7. 固定片 8. 压缩杆 9. 碎土刀

3.1 碎土刀

碎土刀是旋转单体的执行部件,其直接决定着装置的作业效果。现有的中耕机旋转工作部件大多使用L型刀或直刀进行作业,这两种刀在实际作业时都存在切削阻力大、功耗高等问题,为了进一步降低切削阻力和功耗,本文设计一种新型的碎土刀,与L型刀和直刀相比,其切削阻力更小,入土性能良好。

3.1.1 主要结构尺寸设计

设计的碎土刀结构如图6所示,其主要结构尺寸包括刀长 l 和刀宽 w_d ,根据苗间松土作业要求,碎土刀的入土深度在5~10 cm之间,其碎土效果较好,同时为了防止阻力矩过大导致碎土刀弯折,碎土刀入土部分不应小于刀长的1/3,因此综合考虑确定其长度 l 为106 mm,碎土刀的宽度影响其切割阻力,宽度过大会增加碎土刀与土壤的接触面积,从而

增加刀的摩擦阻力,同时宽度过小会降低碎土刀的强度,所以确定其宽度 w_d 为 12 mm^[19]。

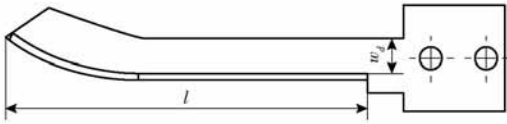


图 6 碎土刀结构示意图

Fig. 6 Structural parameters of soil-broken blade

3.1.2 切刃曲线设计

为了降低碎土刀的切土阻力以及防止刀尖缠草,碎土刀作业过程中应具有一定的滑切作用,由于碎土刀主要作用是切碎土壤、铲除杂草,因此综合考虑其作业效果及功耗,根据文献[19],采用正弦指数曲线设计其切刃曲线,其方程式为

$$\rho_1 = \rho_0 \left(\frac{\sin(\tau_0 + k_1 \alpha)}{\sin \tau_0} \right)^{\frac{1}{k_1}} \quad (14)$$

式中 ρ_1 ——曲线上任一点极径

ρ_0 ——曲线起点极径

k_1 ——静态滑切角增量与极径的比例系数

α ——曲线上任一点极角

τ_0 ——静态滑切角

最终确定 ρ_0 取 120 mm, k_1 取 -0.1, τ_0 取 40°^[18]。

碎土刀与土壤接触使土壤产生裂纹,其方向与水平面呈 45°^[19],土壤更容易破碎,因此设计其两侧侧刃角为 45°,刃口宽度 2 mm,选择比较耐磨的 45 号钢作为碎土刀的材料,并对其刀刃进行表面热处理,使其硬度达到 HRC50,为了防止碎土刀作业过程中遇较大阻力时产生变形,其厚度不宜过小,本文设计其厚度为 8 mm。

3.2 辊筒

3.2.1 辊筒宽度

辊筒宽度由玉米垄台结构尺寸决定,如图 7 所示,两辊筒间距为 l_2 ,垄顶和垄底宽分别为 w_1 、 w_2 ,为了减少伤根和漏耕,辊筒宽度 w 应满足 $w_1 < 2w + l_2 < w_2$,经实地测量, w_1 平均值为 183 mm, w_2 平均值为 450 mm, l_2 取 30 mm,则将相关数据代入可得 $76.5 \text{ mm} < w < 210 \text{ mm}$,综合考虑整机尺寸不宜过大,最终确定 w 取 160 mm。

3.2.2 辊筒直径

设计的旋转单体辊筒采用对称安置,即两辊筒分别位于玉米苗的左右两侧,如图 7 所示,为防止伤苗,应有 $(D - d_1)/2 + h_1 \geq h$,经实地测量,玉米苗的高度 h 平均值为 105 mm,根据旋转单体整体设计要求,链轮直径 d_1 取 60 mm,辊筒离地高度 h_1 取 45 mm,将参数代入可确定 D ,同时根据文献[16],中耕机旋转工作部件抛土所产生的功耗占总功耗的一半左右,为降低抛土功耗只能适当减小刀片端点

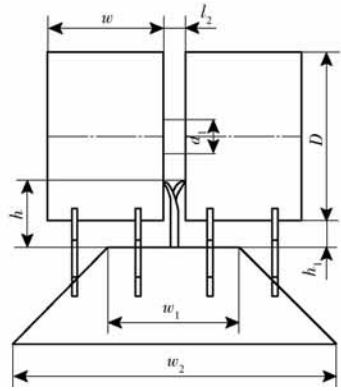


图 7 辊筒结构示意图

Fig. 7 Structural diagram of roller

的切线速度,因此辊筒的直径设计不宜过大,综合考虑最终确定辊筒直径 D 取 185 mm。

本文采用中间传动、两侧辊筒对称布置的方式,左右两辊筒分别用螺栓与中间传动轴固连,这样的布置可确保左右两辊筒所获得的驱动力矩相同,使装置工作更加稳定。

3.3 压缩杆

压缩杆是旋转单体的关键部件,其尺寸设计直接影响装置的工作效率,如图 8 所示,压缩杆的主要结构尺寸为杆长 l_3 和杆的直径 d_2 及杆头长 l_4 ;根据碎土装置作业要求,压缩杆不宜设计过长,其长度应满足 $D/2 < l_3 < D$,因此综合考虑本文设计压缩杆长度为 105 mm;根据设计要求,压缩杆直径不宜过大,其应满足 $d_2 < w$,同时过小的直径会减少其与凸轮轴的接触面积,使装置运行不稳定,因此综合考虑,设计其直径为 25 mm,根据设计要求其杆头长度应大于弹簧长度,最终确定其杆头长 l_4 为 85 mm^[19]。

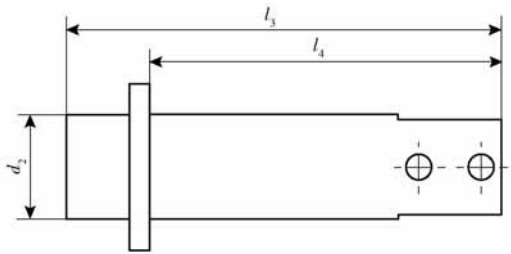


图 8 压缩杆结构示意图

Fig. 8 Structural diagram of compression rod

3.4 凸轮轴

由旋转单体工作原理可知,凸轮轴结构尺寸对装置作业性能影响较大,合理地设计凸轮轮廓选线可有效提升装置的减阻效果,采用解析法设计凸轮轮廓曲线,根据旋转单体作业要求合理分配凸轮运动角;根据装置整体尺寸设计要求,确定凸轮的基圆半径并选择合适的凸轮运动规律;建立凸轮轮廓曲线数学模型,将相关参数代入,得到合理的轮廓曲

$$k > \frac{mg}{x} \tag{19}$$

由凸轮机构运动规律可知,此时 x 为 4.6 mm,碎土刀重力取 10 N,则经计算可初步确定弹簧刚度的取值范围,进一步预试验的基础上,最终确定弹簧刚度范围为 5 ~ 25 N/mm,同时由前面对压缩杆的结构尺寸设计可知,弹簧中径应在 23 ~ 40 mm 之间,弹簧长度为 40 ~ 60 mm,本文选取 5 种相同材料(65Mn)的弹簧,其具体参数如表 1 所示。

表 1 弹簧参数
Tab.1 Parameters of spring

材料直径/mm	弹簧中径/mm	弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	圈数
3.0	20	5.4	18.0
3.5	22	8.6	16.0
4.0	25	13.2	12.5
4.5	28	17.8	10.5
5.0	30	21.0	9.5

4 室内台架试验

4.1 试验设备与条件

2018 年 5 月在东北农业大学试验基地进行室内台架试验,如图 11 所示。



图 11 室内台架试验

Fig.11 Experiment of testing block

1. 振动式旋转单体 2. 传动系统 3. 扭矩转速传感器 4. 电动机 5. 功率显示仪 6. 计算机

试验设备:电机、室内土槽(长 30 m,宽 5 m)、HCNJ-101 型扭矩传感器(范围 5 ~ 200 N·m,北京海博华科技有限公司生产)、HN-201 型扭矩转速功率显示仪、天平、土壤坚实度仪等。

试验条件:土壤为典型的东北黑土,由于旋转中耕机的作业对象大多是粘重土壤等条件较差的土地,为了近似模拟粘重土壤在田间的含水率和坚实度范围,试验前,对土壤进行喷水和压实,经干燥,使其土壤含水率达到 12.4%,土壤坚实度为 91.3 kPa,达到粘重土壤的坚实度。试验中土槽的前进速度和旋转单体的转速均可通过控制台进行调整,安装在机架上的旋转单体,其动力由电动机提供。

4.2 试验因素及指标

由前面分析可知,刀辊转速、前进速度和弹簧刚度对装置作业性能影响较大,故选择刀辊转速、前进速度和弹簧刚度为试验因素,通过计算和单因素预试验确定:弹簧刚度为 5.4 ~ 21.0 N/mm,机器前进速度为 0.4 ~ 1.0 m/s;刀辊转速为 185 ~ 315 r/min,粘重土壤条件下,碎土率为中耕机的重要指标,因此选择碎土率来衡量旋转单体作业效果,同时为了验证旋转单体减阻降耗的能力,最终选取碎土率和作业功耗为试验指标^[21]。

碎土率的测定方法为随机选取作业过程中 0.2 m × 0.2 m 区域内,测定全松层内土块最小边小于 2.5 cm 的土块质量及土块总质量,其计算公式为

$$G_s = \frac{G_z}{G_0} \times 100\% \tag{20}$$

式中 G_s ——全松层碎土率,%
 G_z ——全松层小于 2.5 cm 土块质量,kg
 G_0 ——全松层土块总质量,kg

作业功耗直接由扭矩传感器读出,其计算公式为

$$P = \frac{Tn_1}{9\,550} \tag{21}$$

式中 P ——作业功耗,kW
 T ——工作时,电机输出的平均扭矩,N·m
 n_1 ——电机转速,r/min

4.3 试验方案设计

采用三因素五水平二次旋转组合设计试验方法安排试验,以确定旋转单体最优工作参数组合,试验因素编码如表 2 所示,试验方案及结果如表 3 所示。

表 2 因素编码

Tab.2 Actual value and code of variables			
编码	因素		
	机器前进速度/ (m·s ⁻¹)	刀辊转速/ (r·min ⁻¹)	弹簧刚度/ (N·mm ⁻¹)
1.682	1.0	315	21.0
1	0.9	289	17.8
0	0.7	250	13.2
-1	0.5	211	8.6
-1.682	0.4	185	5.4

4.4 试验结果分析

4.4.1 回归模型的建立与检验

试验数据采用 Design-Expert 8.0.6 数据分析软件进行回归分析,得到作业功耗、碎土率 2 个试验指

表 3 试验方案与结果
Tab.3 Experiment design and results

序号	机器前进	刀辊转速	弹簧刚度	作业功耗 Y_1/kW	碎土率 $Y_2/\%$
	速度 $x_1/$ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	$x_2/$ ($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	$x_3/$ ($\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$)		
1	0.5	211	8.6	2.07	92.8
2	0.9	211	8.6	1.91	90.7
3	0.5	289	8.6	2.51	93.7
4	0.9	289	8.6	2.11	91.3
5	0.5	211	17.8	1.83	90.1
6	0.9	211	17.8	1.76	89.1
7	0.5	289	17.8	1.81	90.6
8	0.9	289	17.8	1.75	90.9
9	0.4	250	13.2	1.62	93.0
10	1.0	250	13.2	1.45	91.3
11	0.7	185	13.2	1.75	89.3
12	0.7	315	13.2	2.46	93.5
13	0.7	250	5.4	2.19	92.4
14	0.7	250	21.0	1.48	89.6
15	0.7	250	13.2	1.78	92.3
16	0.7	250	13.2	1.73	92.1
17	0.7	250	13.2	1.91	92.8
18	0.7	250	13.2	1.82	92.3
19	0.7	250	13.2	1.76	91.6
20	0.7	250	13.2	2.05	92.1
21	0.7	250	13.2	1.94	92.5
22	0.7	250	13.2	1.87	91.6
23	0.7	250	13.2	1.76	91.2

表 4 作业功耗回归方程方差分析

Tab.4 Variance analysis of regression equation for power consumption

方差来源	平方和	自由度	均方	F	P
模型	1.25/1.21	9/6	0.14/0.20	7.85/11.93	0.000 6 ***/ <0.000 1 ***
x_1	0.07/0.07	1/1	0.07/0.07	3.93/4.11	0.069 1 * /0.059 6 *
x_2	0.24/0.24	1/1	0.24/0.24	13.42/14.05	0.002 9 **/0.001 8 **
x_3	0.51/0.51	1/1	0.51/0.51	28.82/30.19	0.000 1 ***/ <0.000 1 ***
x_1^2	0.1/0.1	1/1	0.1/0.1	5.74/6.04	0.032 3 **/0.025 8 **
x_2^2	0.23/0.23	1/1	0.23/0.23	13.19/13.77	0.003 ***/0.001 9 ***
x_3^2	0.011	1	0.011	0.60	0.451 4
x_1x_2	6.612×10^{-3}	1	6.612×10^{-3}	0.37	0.552 3
x_1x_3	0.023	1	0.023	1.30	0.274 5
x_2x_3	0.056/0.056	1/1	0.056/0.056	3.16/3.31	0.098 9 * /0.087 7 *
残差	0.23/0.27	13/16	0.018/0.017		
失拟项	0.14/0.18	5/8	0.028/0.023	2.58/2.07	0.112 4/0.162 0
纯误差	0.088	8/8	0.011/0.011		
所有项	1.49	22/22			

注：斜线后面为剔除不显著因素后作业功耗 Y_1 方差分析结果；***表示极显著 ($P<0.01$)；**表示显著 ($0.01<P<0.05$)；*表示较显著 ($0.05<P<0.1$)。下同。

(2)碎土率回归模型与显著性检验

通过对试验数据的分析和多元回归拟合,试验指标碎土率 Y_2 方差分析如表 5 所示。由表 5 可知,对于碎土率 Y_2 ,因素影响的主次顺序是 x_3 、 x_2 、 x_1 、 x_3^2 、 x_1x_3 、 x_2^2 、 x_1x_2 、 x_2x_3 、 x_1^2 、弹簧刚度 x_3 、刀辊转速 x_2 、

标的回归方程,并检验其显著性。

(1)作业功耗回归模型与显著性检验

通过对试验数据的分析和拟合,作业功耗 Y_1 方差分析如表 4 所示。由表 4 可知,对于作业功耗 Y_1 ,因素及因素间的交互作用影响的主次顺序是 x_3 、 x_2 、 x_2^2 、 x_1^2 、 x_1 、 x_2x_3 、 x_1x_3 、 x_3^2 、 x_1x_2 ,弹簧刚度 x_3 、刀辊转速二次项 x_2^2 对作业功耗 Y_1 的影响极显著 ($P<0.01$)；刀辊转速 x_2 、机器前进速度二次项 x_1^2 对作业功耗 Y_1 的影响显著 ($0.01<P<0.05$)；机器前进速度 x_1 、刀辊转速和弹簧刚度的交互项 x_2x_3 对作业功耗 Y_1 的影响较显著 ($0.05<P<0.1$)；其中机器前进速度和弹簧刚度的交互项 x_1x_3 、机器前进速度和刀辊转速的交互项 x_1x_2 和弹簧刚度的二次项 x_3^2 对作业功耗 Y_1 的影响不显著 ($P>0.1$)。将不显著的交互作用项的回归平方和及自由度并入残差项,而后再进行方差分析,结果如表 4 所示。得到各因素对作业功耗 Y_1 影响的回归方程

$$Y_1=4.28+2.45x_1-0.03x_2+0.08x_3-0.000\,47x_2x_3-2.01x_1^2+7.97x_2^2$$

(22)

对上述回归方程进行失拟性检验,其中 $P=0.162\,0$,不显著,说明不存在其他影响试验指标的主要因素,试验指标和试验因素存在显著的二次关系。

机器前进速度 x_1 对碎土率 Y_2 的影响极显著 ($P<0.01$)；弹簧刚度的二次项 x_3^2 、机器前进速度和弹簧刚度的交互项 x_1x_3 对碎土率 Y_2 的影响显著 ($0.01<P<0.05$)；刀辊转速的二次项 x_2^2 对碎土率 Y_2 的影响为较显著 ($0.05<P<0.1$)；其中机器前进速度和刀

表 5 碎土率回归模型方差分析

Tab.5 Variance analysis of regression equation for soil broken rate

方差来源	平方和	自由度	均方	F	P
模型	31.4/31.18	9/6	3.49/5.20	9.41/16.48	0.000 2 ***/ <0.000 1 ***
x_1	4.76/4.76	1/1	4.76/4.76	12.83/15.08	0.003 3 **/0.001 3 **
x_2	8.64/8.64	1/1	8.64/8.64	23.31/27.41	0.000 3 ***/ <0.000 1 ***
x_3	11.46/11.46	1/1	11.46/11.46	30.91/36.34	<0.000 1 ***/ <0.000 1 ***
x_1^2	0.02	1	0.02	0.055 5	0.818 0
x_2^2	1.44/1.44	1/1	1.44/1.44	3.88/4.56	0.070 4 */0.048 5 **
x_3^2	3.11/3.11	1/1	3.11/3.11	8.39/9.86	0.012 5 **/0.006 3 ***
x_1x_2	0.13	1	0.13	0.34	0.571 4
x_1x_3	1.81/1.81	1/1	1.81/1.81	4.87/5.73	0.045 9 **/0.029 3 **
x_2x_3	0.08	1	0.08	0.22	0.649 9
残差	4.82	13/16	0.37/0.32		
失拟项	2.8	5/8	0.56/0.38	2.21/1.49	0.152 1/0.291 5
纯误差	2.02	8/8	0.25/0.25		
所有项	36.22	22/22			

辊转速的交互项 x_1x_2 、机器前进速度的二次项 x_1^2 、刀辊转速和弹簧刚度的交互项 x_2x_3 对碎土率 Y_2 的影响不显著($P>0.1$)。将不显著的交互作用项的回归平方和及自由度并入残差项,而后再进行方差分析,结果如表 5 所示。得到各因素对碎土率 Y_2 影响的回归方程

$$Y_2=80.41-9.77x_1+0.12x_2-0.008\,8x_3+0.52x_1x_3-0.000\,2x_2^2-0.02x_3^2\quad(23)$$

对上述回归方程进行失拟性检验,如表 5 所示,其中 $P=0.291\,5$,不显著($P>0.1$),证明不存在其他影响指标的主要因素,试验指标和试验因素存在显著的二次关系。

4.4.2 各单因素对各项性能指标影响主次分析

考虑到试验指标的回归方程为多元非线性模型,因此采用因素贡献率来确定各因素对试验指标的相对重要程度^[22]。根据第 j 个因素一次项、二次项和交互项对应的 F 值(F_j 、 F_{jj} 和 F_{ij})来计算贡献率

$$\delta=\begin{cases}0 & (F\leq 1) \\ 1-\frac{1}{F} & (F>1)\end{cases}\quad(24)$$

式中 δ ——因素对指标的贡献率

则第 j 个因素对指标的贡献率为

$$\Delta_j=\delta_j+\frac{1}{2}\sum_{i=1\atop i\neq j}^m(\delta_{ij}+\delta_{ji})\quad(25)$$

式中 δ_j ——第 j 个因素一次项的贡献率

δ_{jj} ——第 j 个因素二次项的贡献率

δ_{ij} ——第 j 个因素交互项的贡献率

则根据式(24)、(25),求出各个指标下因素的贡献率,结果如表 6 所示,各因素对作业功耗贡献率由大到小依次为刀辊转速、机器前进速度、弹簧刚度;各因素对碎土率贡献率由大到小依次为弹簧刚

表 6 各因素对各项指标的贡献率

Tab.6 Contribution rate of factors to each index

性能指标	影响因素贡献率			贡献率排序
	x_1	x_2	x_3	
Y_1	1.69	2.19	1.42	x_2 、 x_1 、 x_3
Y_2	1.32	1.70	2.25	x_3 、 x_2 、 x_1

度、刀辊转速、机器前进速度。

4.4.3 各因素对性能指标影响规律分析

通过 Design-Expert 8.0.6 软件对数据处理,运用相应曲面法分析各因素对碎土率和作业功耗的影响,通过固定 3 个因素中 1 个因素为零水平,考察其他两个因素对作业指标的影响。

对于作业功耗 Y_1 ,当机器前进速度为 0.7 m/s 时,刀辊转速和弹簧刚度交互作用响应曲面如图 12 所示。当刀辊转速一定时,作业功耗 Y_1 随着弹簧刚度的增加而减小,最优弹簧刚度在 10.9 ~ 17.8 N/mm 之间;当弹簧刚度一定时,作业功耗 Y_1 随着刀辊转速的增加而逐渐增加,最优的刀辊转速在 230.5 ~ 269.5 r/min 之间。在刀辊转速和弹簧刚度的交互作用中,主要影响作业功耗 Y_1 的因素是刀辊

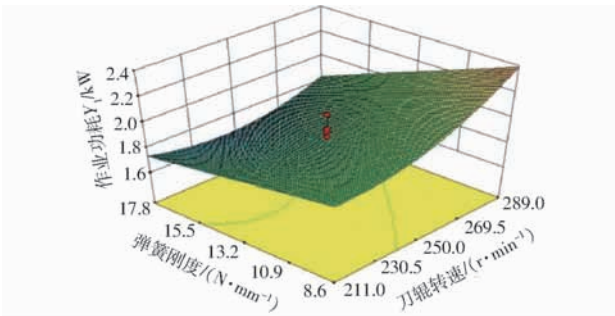


图 12 作业功耗的双因素响应曲面

Fig.12 Two-factor response surface for power consumption

转速。

当刀辊转速为 250 r/min 时,机器前进速度和弹簧刚度的交互作用如图 13 所示。当机器前进速度一定时,碎土率 Y_2 随着弹簧刚度的增加呈减小趋势,最优的弹簧刚度在 8.9 ~ 14.5 N/mm 之间;当弹簧刚度一定时,碎土率 Y_2 随着前进速度的增加而减小,最优的机器前进速度在 0.55 ~ 0.75 m/s 之间。在机器前进速度和弹簧刚度的交互作用中,主要影响碎土率 Y_2 的因素是弹簧刚度。

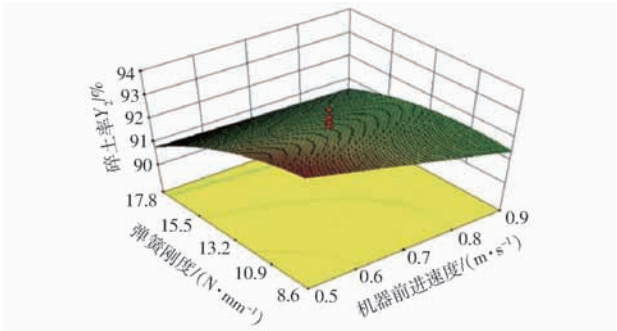


图 13 碎土率的双因素响应曲面

Fig. 13 Two-factor response surface for soil broken rate

4.4.4 优化分析

通过 2 个响应曲面的分析,利用 Design-Expert 8.0.6 软件中的优化模块对 2 个回归模型进行求解,根据除草装置的实际工作条件、作业性能要求及上述相关模型分析结果^[23],选择优化约束条件为

$$\begin{cases} \min Y_1(x_1, x_2, x_3) \\ \max Y_2(x_1, x_2, x_3) \\ \text{s. t.} \begin{cases} 0.4 \text{ m/s} \leq x_1 \leq 1.0 \text{ m/s} \\ 185 \text{ r/min} \leq x_2 \leq 315 \text{ r/min} \\ 5.4 \text{ N/mm} \leq x_3 \leq 21.0 \text{ N/mm} \end{cases} \end{cases} \quad (26)$$

对其参数进行求解,得到多种参数优化组合。考虑机具工作稳定性,同时保证除草机作业质量,从优化结果中选取最佳参数组合范围为:刀辊转速 247 ~ 268 r/min、机器前进速度 0.5 ~ 1.0 m/s、弹簧刚度 11.39 ~ 15.16 N/mm,相对应的试验指标作业功耗为 1.55 ~ 1.90 kW、碎土率为 91.3% ~ 92.9%。

4.5 验证与对比试验

4.5.1 试验条件

在东北农业大学工程学院试验基地进行土槽验证试验。土壤含水率 11.6%,土壤坚实度 94.3 kPa。以《旱田中耕追肥机试验方法》标准中的试验方法,对所设计的旋转中耕机关键部件的作业效果进行验证,同时增加与传统机型的对比试验。传统机型为课题组自行加工的旋转锄式中耕松土除草机,该型除草机的工作部件由多组主动旋转的锄齿组成,其结构如图 14 所示。



图 14 传统机型

Fig. 14 Traditional cultivator

4.5.2 试验结果分析

经过参数结构优化的中耕机性能指标与相关评价指标结果对比,中耕机作业参数为:刀辊转速 247 r/min、机器前进速度 0.5 m/s、弹簧刚度 12 N/mm。将最优组合进行 8 次重复试验,其结果如表 7 所示。

表 7 验证及对比试验结果

Tab. 7 Validation and comparison test results

除草装置类型	作业功耗/kW	碎土率/%
振动式旋转单体	1.89	93.1
传统机型	2.79	91.6

试验结果表明:设计的旋转中耕机,其作业功耗为 1.89 kW,碎土率为 93.1%,与优化所得结果基本一致。与传统机型相比,其减阻降耗效果明显,可使机器的作业功耗下降 32%,该结果与文献[12]的类似,表明试验结果的正确性。验证试验结果表明相关优化组合合理,按优化参数调节后的旋转中耕机的作业效果满足行业要求。

5 田间试验

为进一步检验旋转中耕机实际的工作性能,于 2018 年 6 月中旬在东北农业大学校内试验田进行田间试验,测得试验地的平均含水率为 13.1%,土壤坚实度平均值为 92.7 kPa,满足粘重土壤作业条件;配套动力拖拉机功率 33 kW,试验样机上挂接一个振动式旋转单体,通过扭矩传感器直接测出旋转单体的作业功耗,试验现场如图 15 所示。

当刀辊转速为 247 r/min、机器前进速度为 0.5 m/s、弹簧刚度为 12 N/mm 时,测得其作业功耗



图 15 田间试验

Fig. 15 Field experiment

为 1.95 kW,碎土率为 92.8%,与优化结果及台架验证试验基本一致。

6 结论

(1)借鉴农业机械设计中振动减阻方法,对旋转中耕机关键部件进行设计,弹簧、凸轮等机构的设计使得旋转单体作业时对土壤形成振动切削,有效降低了旋转中耕机的作业功耗。

(2)对设计的中耕机进行了二次回归正交试验,建立作业功耗和碎土率 2 个试验指标与试验因素间的回归模型,分析得出各因素对作业功耗影响贡献率由大到小依次为刀辊转速、机器前进速度、弹

簧刚度;对碎土率影响的贡献率由大到小依次为弹簧刚度、刀辊转速、机器前进速度。

(3)利用 Design-Expert 8.0.6 的优化功能,根据中耕机的实际工作条件和作业性能要求对试验因素添加约束,以作业功耗和碎土率为评价指标,对其回归模型进行优化求解,当刀辊转速 247 ~ 268 r/min、机器前进速度 0.5 ~ 1.0 m/s、弹簧刚度 11.39 ~ 15.16 N/mm 时,作业功耗为 1.55 ~ 1.90 kW、碎土率为 91.3% ~ 92.9%。通过与传统机型的对比试验,验证了旋转中耕机减阻降耗的能力。田间试验表明,所设计的旋转中耕机碎土性能良好、作业功耗较小,其性能满足中耕机的作业要求。

参 考 文 献

- [1] 王险峰,关成宏. 关于农田杂草对除草剂产生抗性问题的讨论[J]. 现代化农业,2004(1):8-10.
- [2] FRASCONI C, FONTANELLI M, RAFFAELLI M, et al. Design and full realization of physical weed control(PWC) automated machine within the RHEA project[C] // Proceedings of International Conference of Agriculture Engineering, Zurich, 2014, C0705.
- [3] 陈子文,张春龙,李楠,等. 智能高效株间锄草机器人研究进展与分析[J]. 农业工程学报,2015,31(5):42-46. CHEN Ziwen, ZHANG Chunlong, LI Nan, et al. Study review and analysis of high performance intra-row weeding robot[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(5): 42-46. (in Chinese)
- [4] 周福君,王文明,李小利,等. 凸轮摇杆式摆动型玉米株间除草装置设计与试验[J/OL]. 农业机械学报,2018,49(1):77-85. ZHOU Fujun, WANG Wenming, LI Xiaoli, et al. Design and experiment of cam rocker swing intra-row weeding device for maize[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(1): 77-85. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/create_pdf.aspx?file_no=20180109&flag=1&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.01.009. (in Chinese)
- [5] 李守仁,林金天. 驱动型土壤耕作机械的理论与计算[M]. 北京:机械工业出版社,1997.
- [6] 宋建农,李自华. 反转旋耕理论分析[J]. 北京农业大学学报,1990,10(3):15-22. SONG Jiannong, LI Zihua. Theoretical studies of reverse rotary tillage[J]. Journal of Beijing Agricultural Engineering University, 1990, 10(3): 15-22. (in Chinese)
- [7] 韩豹,申建英,李悦梅. 3ZCF-7700 型多功能中耕除草机设计与试验[J]. 农业工程学报,2011,27(1):124-129. HAN Bao, SHEN Jianying, LI Yuemei. Design and experiment on 3ZCF-7700 multi-functional weeding-cultivating machine[J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(1): 124-129. (in Chinese)
- [8] 韩豹,吴文福,申建英. 水平圆盘式苗间除草装置试验台优化试验[J]. 农业工程学报,2010,26(2):142-146. HAN Bao, WU Wenfu, SHEN Jianying. Optimization experiment on test-bed of horizontal disk weeding unit between seedlings[J]. Transactions of the CSAE, 2010, 26(2): 142-146. (in Chinese)
- [9] 吕金庆,王英博,兑瀚,等. 驱动式马铃薯中耕机关键部件设计与碎土效果试验[J/OL]. 农业机械学报,2017,48(10):49-58. LÜ Jinqing, WANG Yingbo, DUI Han, et al. Design of key components of driving-type potato cultivator and its soil-broken effect experiment[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(10): 49-58. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/create_pdf.aspx?file_no=20171006&flag=1&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.10.006. (in Chinese)
- [10] 张军昌,闫小丽,林泽坤,等. 自激式振动深松整地机设计与试验[J/OL]. 农业机械学报,2016,47(9):44-49. ZHANG Junchang, YAN Xiaoli, LIN Zekun, et al. Design and experiment of self-exciting vibration deep-loosening and subsoiling machine[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(9): 44-49. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20160907&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.09.007. (in Chinese)
- [11] 崔涛,史智栋,杨丽,等. 弹簧预紧力可调式振动深松机设计与试验[J/OL]. 农业机械学报,2016,47(增刊):96-102. CUI Tao, SHI Zhidong, YANG Li, et al. Design and experiment of vibration subsoiler with adjustable spring pre-tightening force[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(Supp.): 96-102. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=2016S015&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.S0.015. (in Chinese)
- [12] 蒋建东,高洁,赵颖娣,等. 土壤旋切振动减阻的有限元分析[J/OL]. 农业机械学报,2012,43(1):58-62. JIANG Jiandong, GAO Jie, ZHAO Yingdi, et al. Finite element simulation and analysis on soil rotary tillage with external vibration excitation[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(1): 58-62. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20120112&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.01.012. (in Chinese)

- YAN Ru,GAO Jing, ZHENG Jiahong, et al. Analysis of mechanical properties of walnut shell based on workbench[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research,2014,36(10):38-41. (in Chinese)
- [9] 刘奎,李忠新,杨莉玲,等. 机械破壳时核桃仁损伤特性研究[J]. 农产品加工,2014,8(8):41-44.
- [10] 李忠新,刘奎杨,杨莉玲,等. 锥篮式核桃破壳装置设计与试验[J/OL]. 农业机械学报,2012,43(增刊):146-152. LI Zhongxin, LIU Kuiyang, YANG Liling, et al. Design and experiment of walnut-cracking device[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43 (Supp.): 146-152. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=2012s29&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.S0.029. (in Chinese)
- [11] OJOLO S J, DAMISA O. Design and development of cashew nut shelling machine [J]. Journal of Engineering, Design and Technology, 2010, 8(2):146-157.
- [12] 奉山森,王娟,陈致水. 滚压式核桃破壳机的设计[J]. 湖北农业科学,2014,53(14):3338-3341. FENG Shansen, WANG Juan, CHEN Zhishui. Design of walnut shell cracking equipment based on roller type[J]. Hubei Agricultural Science, 2014, 53(14):3338-3341. (in Chinese)
- [13] 丁冉,曹成茂,詹超,等. 仿生敲击式山核桃破壳机的设计与试验[J]. 农业工程学报. 2017,33(3):257-264. DING Ran, CAO Chengmao, ZHAN Chao, et al. Design and experiment of bionic-impact type pecan shell breaker[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(3): 257-264. (in Chinese)
- [14] 丁正耀,朱德泉,钱良存,等. 山核桃坚果有限元模型建立及受力分析[J]. 农业装备与车辆工程,2010,48(6):6-9. DING Zhengyao, ZHU Dequan, QIAN Liangcun, et al. Finite element modeling and mechanical analysis of hickory kernel [J]. Agricultural Equipment and Vehicle Engineering, 2010, 48(6):6-9. (in Chinese)
- [15] BOEKELHEIDE K. Cracking the nut[J]. Toxicological Sciences, 2004, 81(1):1-2.
- [16] OLUWOLE F A, AVIARAH M A. Development and performance tests of a sheanut cracker [J]. Journal of Food Engineering, 2004, 65:117-123.
- [17] 吴瑶,赵超,张中卫,等. 山核桃属性测量及其剥壳破碎临界值的压缩刚度分析[J]. 安徽农业科学,2012,40(9):5338-5339,5620. WU Yao, ZHAO Chao, ZHANG Zhongwei, et al. Measurement of walnut properties and compressive stiffness analysis on the critical value of shell-cracking[J]. Journal of Anhui Agricultural Sciences, 2012, 40(9):5338-5339,5620. (in Chinese)
- [18] 孙偲,曹成茂,娄帅帅,等. 山核桃破壳力学性能试验[J]. 安徽农业大学学报,2016,43(2):331-336. SUN Si, CAO Chengmao, LOU Shuaishuai, et al. A test of breaking mechanical properties of pecan shell[J]. Journal of Anhui Agricultural University, 2016, 43(2):331-336. (in Chinese)
- [19] 张毅,史建新,周军. 栅栏式核桃二次破壳机的设计与试验[J]. 新疆农机化,2016(2):5-8.
- [20] 曹成茂,蒋兰,吴崇友,等. 山核桃破壳机加载锤头设计与试验[J/OL]. 农业机械学报,2017,48(10):307-315. CAO Chengmao, JIANG Lan, WU Chongyou, et al. Design and test on hammerhead of pecan shell-breaking machine[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(10):307-315. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20171039&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.10.039. (in Chinese)

(上接第45页)

- [13] 邱立春,李宝筏. 自激振动深松机减阻试验研究[J]. 农业工程学报, 2000, 16(6):72-76. QIU Lichun, LI Baofa. Experiment study on the self-excited vibration subsoiler for reducing draft force[J]. Transactions of the CSAE, 2000, 16(6):72-76. (in Chinese)
- [14] 李霞,付俊峰,张东兴,等. 基于振动减阻原理的深松机牵引阻力的试验[J]. 农业工程学报,2012,28(1):32-36. LI Xia, FU Junfeng, ZHANG Dongxing, et al. Experiment analysis on traction resistance of vibration subsoiler [J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(1):32-36. (in Chinese)
- [15] 刘宏俊,赵淑红,谭贺文,等. 基于刮削与振动原理的减粘降阻镇压装置研究[J/OL]. 农业机械学报,2018,49(1):86-92. LIU Hongjun, ZHAO Shuhong, TAN Hewen, et al. Investigation on press device in reducing adhesion and resistance based on scrape and vibration principle[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(1):86-92. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20180110&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.01.010. (in Chinese)
- [16] 孙一源. 农业土壤力学[M]. 北京:农业出版社,1985.
- [17] 陈滨. 分析动力学[M]. 北京:北京大学出版社,1987.
- [18] 西涅阿科夫. 土壤耕作机械的理论和计算[M]. 北京:中国农业机械出版社,1981:273-354.
- [19] 中国农业机械化科学研究院. 农业机械设计手册:上册[M]. 北京:中国农业科学技术出版社,2007.
- [20] 石永刚,吴央芳. 凸轮机构设计与应用创新[M]. 北京:机械工业出版社,2007.
- [21] JB/T 7864—1999 旱田中耕追肥机 试验方法[S]. 1999.
- [22] 徐仲儒. 试验回归设计[M]. 哈尔滨:黑龙江科技出版社,1998.
- [23] 葛宜元,梁秋艳,王桂莲. 试验设计方法与 Design-Expert 软件应用[M]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2015.