

吴泽栋,刘浩蓬,张国忠,等. 振动挤压式荸荠收获机的设计与试验[J]. 华中农业大学学报, 2024, 43(2): 205-214.
DOI: 10.13300/j.cnki.hnlkxb.2024.02.023

振动挤压式荸荠收获机的设计与试验

吴泽栋, 刘浩蓬, 张国忠, 周勇, 宿衍强, 刘冉

华中农业大学工学院/农业农村部长江中下游农业装备重点实验室, 武汉 430070

摘要 针对旱收荸荠(*Eleocharis dulcis*)时人工劳动强度大、作业效率低和果土分离困难的问题,设计了一种振动挤压式荸荠收获机。通过对作业过程中荸荠土块的受力分析,确定了影响分离性能的关键参数为振动板振幅、振动板振频和钉齿辊转速,并根据已有经验初步确定关键参数取值范围。以振动板振幅、振动板振频和钉齿辊转速为影响因素,以土层破碎率为评价指标,利用Design-Expert 10.0设计CCD中心组合试验,通过RecurDyn-EDEM耦合进行仿真,确定当振动板振幅为33.04 mm、振动板振频6.63 Hz、钉齿辊转速336.72 r/min时,存在较优破碎效果,土层破碎率为93.58%。以振动板实际振幅32.41 mm、振频6.5 Hz、钉齿滚转速330 r/min进行田间验证试验,结果显示,实际土层破碎率93.54%、明芥率80.33%、损伤率28.08%,碎土效果好,与仿真结果拟合度高。试验结果表明,通过增强土层破碎效果进而提高果土分离程度,使得分离后的荸荠抛撒在表层,便于人工捡拾。

关键词 荸荠; 收获机械; 振动挤压破碎; RecurDyn-EDEM耦合仿真

中图分类号 S225.7 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2024)02-0205-10

荸荠(*Eleocharis dulcis*)又名马蹄,营养价值丰富,广泛种植于我国南方及东南亚,我国种植面积约5万hm²,年产量超80万t,主要种植于广西、安徽及湖北等地^[1-2]。当前荸荠收获主要有水收和旱收2种形式,其中,人工手持高压水枪采挖属于现阶段主流收获方式,旱收多为人工利用专用齿锹挖掘作业^[3],2种方式均存在劳动强度大、作业效率低的问题,且利用高压水枪采收的荸荠存在难保存、口感变差的问题^[4]。研制高效可靠的旱收荸荠收获机显得尤为重要。

国外荸荠总种植面积较小,美国夏威夷的Steve Hopkins研究了一套在种植池底铺设衬网的荸荠栽培技术,主要依靠高压水枪冲刷配合人工拽拉栽培衬网进行收获^[5]。国内华中农业大学、东北大学秦皇岛分校、陕西科技大学和安徽农业科学院等科研院所关于荸荠收获机的研究主要分为3类:一种为利用高压水枪冲刷,配合捞取装置进行采收作业的水收荸荠收获机^[6],此种方式作业效率高、损伤率低,但明芥率低且荸荠果实不易保存,适合小区块荸荠收获作业;第二种为利用土壤液化原理进行泥果分离^[7],

再通过打捞装置对荸荠进行打捞,该机对田间土壤含水率要求严格,更适用于提前灌田的田块;第三种为利用挖掘铲先挖掘,后运用输送筛分离的旱收荸荠收获机^[8],此种方式作业效率高,但果土分离效果不佳,明芥率低,适合规模化种植收获作业。

本研究主要针对现有的旱收荸荠收获机果土分离差的问题,设计了一款振动挤压分离式荸荠收获机,以有效解决黏重土壤破碎问题为导向,以提高果实挖净率及降低损伤率为目标^[9],对关键部件进行优化设计,并通过田间试验考察振动板振频、钉齿辊转速和振动板振幅对机具的土壤破碎性能的影响,为旱收荸荠收获机优化设计提供参考。

1 材料与方法

1.1 机具结构与工作原理

振动挤压分离式荸荠收获机主要由振动式挖掘铲、一级振动输送筛、振动挤压分离装置、二级输送筛等装置组成,其中振动挤压分离装置由振动板和钉齿辊等组成(图1)。其外形尺寸为2 400 mm×1 000 mm×1 000 mm(长×宽×高),整机质

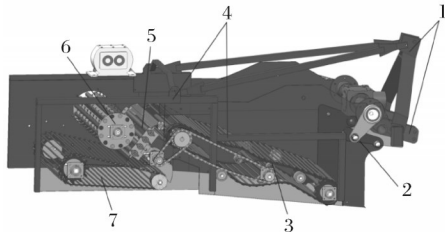
收稿日期:2023-01-19

基金项目:国家特色蔬菜产业技术体系专项(CARS-24-D-02)

吴泽栋, E-mail: 1041067140@qq.com

通信作者: 周勇, E-mail: zhyong@mail.hzau.edu.cn

量约为463 kg,配套动力为51.5~66.2 kW拖拉机,配套形式为三点悬挂,作业幅宽为900 mm。



1. 三点悬挂机构 Three point linkage; 2. 振动式挖掘铲 Vibrating excavator; 3. 一级振动输送筛 Primary vibrating conveyor screen; 4. 前后机架 Front and rear frames; 5. 振动板 Vibrating plate; 6. 钉齿辊 Spiked roller; 7. 二级输送筛 Secondary conveyor screen.

图1 振动挤压分离式荸荠收获机结构示意图

Fig.1 Structural diagram of vibrating extrusion separating water chestnut harvester

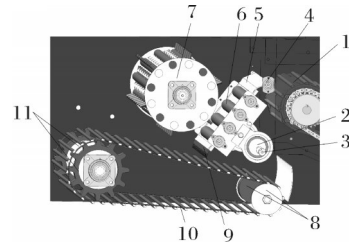
振动挤压分离式荸荠收获机工作原理为:机具与拖拉机通过三点悬挂连接,可根据荸荠种植深度调节挖掘深度。在作业过程中,挖掘铲将埋有荸荠的土层铲挖后,输送至一级振动输送筛;一级振动输送筛通过振动的方式进行初步土层破碎和果土分离,并向后输送至振动挤压分离装置,土层从振动挤压分离装置的振动板和钉齿辊之间通过,振动板以特定频率振动,钉齿辊以一定转速转动,两者间的空间呈间歇性压缩,主要对经过此处的尺寸较大土块进行挤压和撞击破碎,分离出的荸荠经振动挤压机构下方的二级输送筛向机具后方输送,平铺于地面上,方便后续人工捡拾。

1.2 关键部件结构与工作原理

振动挤压分离装置主要由偏心轴承振动机构、振动板、钉齿辊、二级输送筛等组成,如图2所示。偏心轴承振动机构由转轴、偏心轴承、摇臂等部件组成,摇臂与振动板通过销连接,振动板由板体、橡胶球辊、偏心轴等组成,其中,橡胶球辊通过菱形轴承安装于板体上,偏心轴安装于机架侧板上的偏心轴承处。钉齿辊由橡胶钉齿棒和辊体组成,通过轴承座安装于机架侧板上,与振动板保持一定间距并且间距可调。二级输送筛置于振动挤压装置下方,动力通过链传动由前方传递。

1.3 振动板运动分析与参数确定

振动板在作业时,其运动是由随机具前进的匀速直线运动和绕振心的往复摆动组合成的偏斜正弦振动^[10],使得振动板与钉齿辊之间的空间呈一定规律压缩,从而达到破碎土块的目的,其运动轨迹仿真图如图3所示。



1. 一级振动输送筛 Primary vibrating conveyor screen; 2. 偏心振动轴承 Eccentric vibration bearing; 3. 转轴 Rotation shaft; 4. 偏心振动轴承 Vibration spindle bearing; 5. 振动板 Vibrating plate; 6. 橡胶球辊 Rubber ball roller; 7. 钉齿辊 Spiked roller; 8. 前导向轮 Leading wheel; 9. 挡板 Baffle; 10. 二级输送筛 Secondary conveyor screen; 11. 二级输送筛驱动轮 Secondary conveyor screen drive wheel.

图2 振动挤压分离系统工作形式图

Fig.2 Working form diagram of vibration extrusion separation system

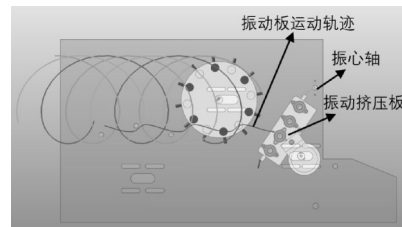


图3 振动板运动轨迹仿真图

Fig.3 Simulation diagram of motion track of vibrating plate

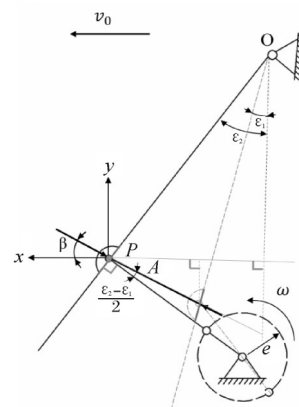


图4 振动板运动分析图

Fig.4 Vibration plate motion analysis diagram

振动板主要破碎点的运动分析图如图4所示,以偏心轴所在位置为坐标原点,振动板由虚线初始位置运动至破碎点P的运动轨迹可由坐标方程表示为:

$$\begin{cases} x = v_0 t + A \cos \beta \sin \omega t \\ y = A \sin \beta \cos \omega t \\ \beta = \epsilon_2 - \frac{\epsilon_2 - \epsilon_1}{2} \end{cases} \quad (1)$$

式(1)中: v_0 为机具前进速度,m/s; A 为振动板振幅,mm; β 为振动板摆角, $(^\circ)$; ϵ_1 、 ϵ_2 为振动板两极

限位置与竖直方向夹角, ($^{\circ}$); ω 为偏心轮角速度, rad/s。

对(1)式求导得破碎点速度方程:

$$\begin{cases} v_x = v_0 + A\omega \cos \beta \cos \omega t \\ v_y = A\omega \sin \beta \cos \omega t \\ v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} \end{cases} \quad (2)$$

对(2)式继续求导得破碎点加速度方程:

$$\begin{cases} a_x = -A\omega^2 \cos \beta \sin \omega t \\ a_y = A\omega^2 \sin \beta \cos \omega t \\ a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2} \end{cases} \quad (3)$$

其中: $\omega = 2\pi f$, 解得:

$$a = 4A\pi^2 f^2 \sqrt{\cos^2 \beta \sin^2 2\pi ft + \sin^2 \beta \cos^2 2\pi ft} \quad (4)$$

由式(2)~(4)可以得到, 振动板到达破碎点的速度、加速度与振动板的振幅 A 和振频 f 有关。结合颚式破碎机相关设计参数^[11-12], 根据本设计需要, 确定振动板两极限位置与竖直方向夹角 ϵ_1 、 ϵ_2 分别为 9° 、 20° , 解得摆角 $\beta = 14.5^{\circ}$, 振幅 A 设计范围为 25~45 mm, 振频 f 设计范围为 3~7 Hz。

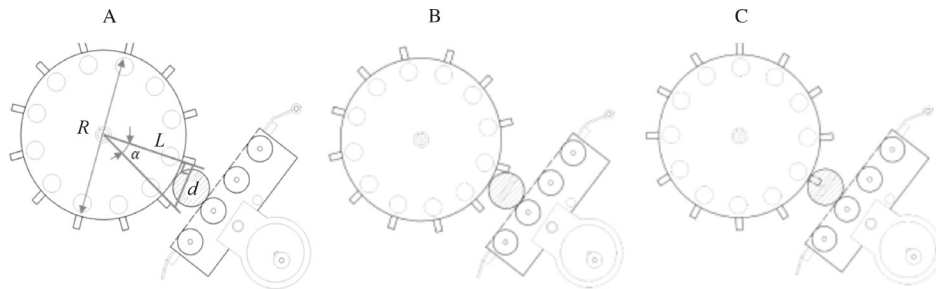
1.4 土块破碎分析与钉齿辊参数确定

1) 土块破碎分析。湖北地区荸荠直径尺寸主要集中在 25~45 mm^[13], 经过实地考察和试验发现, 50 mm 以内尺寸的土块很难具备包裹 1 个或 2 个荸荠的条件, 故认为, 直径 ≤ 50 mm 的土块内不包含荸荠,

称为小直径土块。土块直径在 50~100 mm 时称为中直径土块, 土块有可能完全包裹住 1 个荸荠或同时包裹住 2 个荸荠。直径 > 100 mm 的为大直径土块, 荸荠有较大概率被包裹在大直径土块内且同一大直径土块可能同时包裹 1 个或多个荸荠。

实际作业中, 中等直径土块不易破碎, 故应尽量减少中等直径土块占比; 大直径土块的产生容易造成堵塞, 所以应尽可能避免大直径土块的产生。因此, 研究中提高土层破碎率的关键是大直径土块的破碎问题。

土块进入振动分离装置后并到达破碎点时, 其破碎形式主要可分为 3 种: 如图 5A 所示, 土块位于钉齿辊 2 个钉齿之间, 主要受振动板与钉齿辊圆柱面的对挤作用, 达到抗压极限后破碎。荸荠损伤小, 较大直径土块主要经历此种形式的破碎, 但中等直径土块难以被此种形式破碎。如图 5B 所示, 土块受到振动板与钉齿辊的对挤作用, 但未达到土块抗压极限。土块主要受到上方钉齿的冲击力而产生破碎。此种情况下, 中大直径土块易被破碎, 荸荠较易损伤。如图 5C 所示, 钉齿辊钉齿此刻垂直于振动板平面, 此时荸荠和土块将受到振动板与钉齿辊钉齿头部的挤压。此种情况, 荸荠和土块都极易破碎, 是荸荠在此分离装置处损伤的主要原因。



A: 土块破碎方式 1 Soil fragmentation method 1; B: 土块破碎方式 2 Soil fragmentation method 2; C: 土块破碎方式 3 Soil fragmentation method 3.

图 5 土块 3 种破碎形式示意图

Fig.5 Three types of soil fragmentation

在实际作业过程中, 需要利用第 2 种破碎形式来破碎土块, 同时尽量避免出现第 3 种破碎形式, 以免带来荸荠损伤率高的问题。

2) 钉齿辊结构参数确定。为达到以上目的, 2 个钉齿间垂直间距应尽量满足式(5):

$$d = L \sin \alpha \geq r \quad (5)$$

式(5)中: L 为圆心到钉齿头部距离, mm; α 为两钉齿夹角, ($^{\circ}$); r 为土块最大直径, mm。

其中, 参考小型谷物脱粒装置, 设计钉齿辊直径

和钉齿长度, 取钉齿辊直径 $L = 270$ mm^[14], 钉齿直径 12 mm, 长度 60 mm^[15]。据统计, 经过振动挤压分离装置前的土块最大直径为 120 mm, 计算得出: $\alpha \geq 26^{\circ}$ 。实际取 $\alpha = 30^{\circ}$, 即钉齿按圆周等角度阵列排布 12 排。

3) 钉齿辊运动参数确定。在破碎过程中, 高速旋转的钉齿辊上的钉齿与土块发生碰撞, 物料因受冲击在瞬间产生局部破碎, 两者的碰撞是复杂的非线性接触问题^[16]。

为方便分析,假设:(1)忽略撞击时土块的变形;(2)忽略破碎过程中的能量损失,只考虑位能、动能和应变能的变化^[17]。将碰撞模型等效为拥有初速度 v_0 的土块与固定不动的钉齿发生碰撞。其中,钉齿简化为弹性悬臂梁,可在土块的撞击下产生变形。以钉齿安装点 O 为原点,钉齿辊钉齿安装处切线方向为 y 轴方向,沿钉齿方向为 x 轴方向,建立坐标系。分析图如图6所示^[18]。

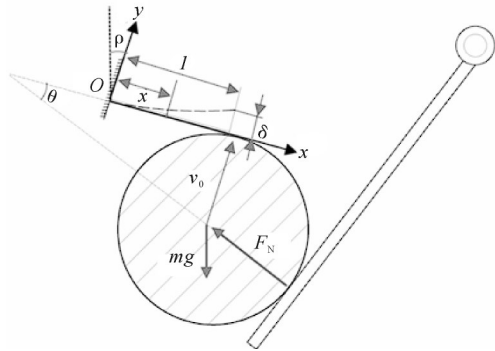


图6 钉齿冲击力分析图

Fig. 6 Analysis diagram of nail tooth impact force

由上述分析可知,产生此种碰撞破碎情况属于土块的第2种破碎形式,图示角 $\theta \leq \alpha/2 = 15^\circ$, L 为钉齿长度, δ 为钉齿头部的挠度, F_N 为挤压板对土块的挤压力。

当钉齿形变最大时,土块失去的能量为:

$$E_0 = \frac{1}{2}mv_0^2 - mg\delta_{\max}\cos\rho \quad (6)$$

式(6)中: m 为土块质量,kg; v_0 为土块等效初速度,m/s; δ 为钉齿头部挠度,m; ρ 为钉齿延长方向与水平方向夹角, $(^\circ)$ 。其中,土块的初速度 $v_0 = 2\pi nR$,为碰撞模型等效前钉齿头部的线速度。

设在静载 $F_N \sin\theta - mg \cos\rho$ 作用下,钉齿头部静挠度为 δ_j ,悬臂梁加载与形变的关系遵循下式:

$$\frac{F_N \sin\theta - mg \cos\rho}{\delta_j} = \frac{F_{\max}}{\delta_{\max}} = K \quad (7)$$

式(7)中: F_{\max} 为最大冲击力,N; δ_{\max} 为钉齿头部最大挠度,m; K 为钉齿刚度系数。

当钉齿形变最大时,钉齿获得的弹性势能为:

$$E_p = \frac{1}{2}K\delta_{\max}^2 = \frac{1}{2}(F_N \sin\theta - mg \cos\rho) \frac{\delta_{\max}^2}{\delta_j} \quad (8)$$

由于钉齿的质量远小于土块质量,因此钉齿的位能变化不考虑,根据能量守恒定律,可得 $E_0 = E_p$ 。设 $a = mg \cos\rho$,为与土块质量有关的物理量, $b =$

$F_N \sin\theta$,为与振动板挤压力和挤压角有关的物理量,可求得:

$$\delta_{\max} = \frac{\sqrt{a^2 + (b-a)mv_0^2} - a}{b-a} \cdot \delta_j \quad (9)$$

将式(9)代入式(7)中,解得最大冲击力表达式为:

$$F_{\max} = \delta_{\max}K = \sqrt{a^2 + (b-a)mv_0^2} - a \quad (10)$$

其中, $v_0 = 2\pi nR$ 。

由式(10)可以看出,当土块质量 m 一定时,钉齿对土块产生的最大打击力与 $\sqrt{F_N \sin\theta}$ 和 v_0 成正比相关,钉齿的线速度 v 对钉齿打击力的影响更为显著。依据中小型谷物脱粒滚筒转速设计要求^[19],结合荸荠易损伤的物料特性,适当降低钉齿辊转速范围,设计钉齿辊转速在200~400 r/min。

1.5 土层综合受力分析

经土层破碎分析,土层在经过破碎点处时,破碎对象多为中直径土块。故将土块在此处的受力作为分析土层破碎的切入点,将土块理想化为2个半球因粘结力而构成的类球体,对土块进行力学分析,不考虑其他物料对土块的作用力^[20],土块受力分析如图6所示。

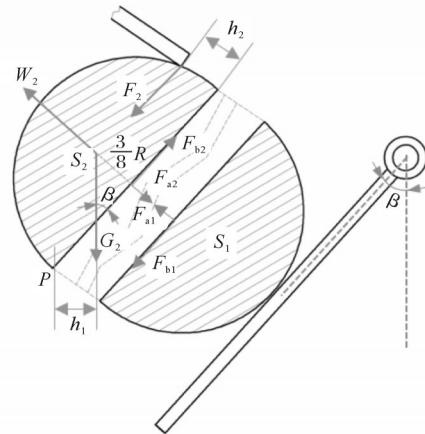


图7 土块受力分析图

Fig.7 Stress analysis diagram of soil block

假设半球 S_2 为即将被破碎的部分,若要保证半球 S_2 在受力后能沿图示断裂带脱离半球 S_1 ,其所受外力沿断裂方向的合力应大于土壤抗剪力,所受外力产生的破碎力矩应大于其粘结力矩,即应满足以下方程:

$$\begin{cases} F_2 + G_2 \cos\beta \geq F_{b2} \\ F_2 h_2 + W_2 R \geq G_2 h_1 + F_{a2} R \end{cases} \quad (11)$$

$$\text{其中} \begin{cases} W_2 = ma \\ G_2 = mg \end{cases} \quad (12)$$

式(11)~(12)中: G_2 为2个半球重力,N; F_2 为钉齿对土块的瞬时冲击力,N; β 为振动板摆角, 20° ; F_{a1} 、 F_{a2} 为土块粘结力,N; F_{b1} 、 F_{b2} 为土块抗剪力,N; h_1 为土块重力方向与断裂点垂直距离,mm; h_2 为钉齿冲击力方向与断裂点垂直距离,mm; m 为半球质量,kg; a 为土块随振动板运动的加速度, m/s^2 。

将式(12)代入式(11)得:

$$\begin{cases} F_2 + mg \cos \beta \geq F_{b2} \\ F_2 h_2 + maR \geq mgh_1 + F_{a2}R \end{cases} \quad (13)$$

设土块球体半径为 $R=40$ mm,根据几何关系可知:

$$\begin{cases} h_1 = (1 - \frac{3}{8 \tan \beta}) \sin \beta \cdot R \\ h_2 = \frac{3}{8} R \end{cases} \quad (14)$$

将式(14)代入式(13)得剪切破碎力方程与破碎力矩方程:

$$\begin{cases} F_0 = F_2 + mg \cos \beta \\ M_0 = \frac{3}{8} F_2 R + maR - mg(1 - \frac{3}{8 \tan \beta}) \sin \beta \cdot R \end{cases} \quad (15)$$

土壤力学中土壤抵抗外应力保持自身稳定性的能力叫做土壤结构力学稳定性。研究人员通过剪切、压缩试验获得抗剪强度、黏聚力、内摩擦角等参数来表征土壤力学性质^[21],它与土壤组成、含水量、容重等因素密切相关^[22]。土壤的抗剪强度可采用ZJ型应变控制式四联直剪仪测定,根据已有研究^[23],南方容重 $c=1.4$ g/cm³,含水率23.21%的黏土抗剪强度 $\tau_0=55$ kPa,黏聚力(粘结强度) $c=30$ kPa。

土壤质量为:

$$m = \gamma V = \gamma \cdot \frac{4}{3} \pi R^3 \quad (16)$$

式(16)中: γ 为土壤容重,g/cm³。

土壤抗剪力为:

$$F_{b2} = \tau_0 S \quad (17)$$

式(17)中: τ_0 为土壤抗剪强度,kPa; S 为断裂面面积,m²。计算得出 $F_{b2}=275$ N。

土壤粘结力为:

$$F_{a2} = cS \quad (18)$$

式(18)中: c 为土壤抗剪强度,kPa; S 为断裂面面积,m²。计算得出 $F_{a2}=150$ N。

将式(16)~(18)代入式(13)中,得知,当土块满足剪切破碎条件时,钉齿打击力应满足 $F_2 \geq 246.8$ N。根据式(15)可知,相较于剪切破碎而言,土块更容易满足破碎力矩方程的破碎条件,在此情形下,因钉齿

冲击力 F_2 和振动板共同作用,土块所受破碎力矩大于其粘结力矩,土块产生破碎。此时钉齿打击力明显小于246.8 N。由此可知,土块的破碎与振动板位于破碎点时的加速度 a 和钉齿冲击力 F_2 有关。基于本文“1.3、1.4”节可知,振动板振幅 A 、振动板振频 f 以及钉齿辊转速 n 为影响土块加速度 a 和钉齿冲击力 F_2 的关键因素。因此,合理选取上述三因素的数值是保证破碎效果的关键。

2 结果与分析

2.1 土层破碎仿真试验

采用EDEM 2020软件,构建长×宽×高为600 mm×900 mm×250 mm的离散元土层仿真模型;利用Solidworks 2018软件建立振动挤压分离机构三维模型,利用RecurDyn V9R2软件对运动部件添加约束。利用RecurDyn-EDEM耦合接口进行耦合仿真,分析各因素对土层模型Bonding键断裂数目的影响,最终得到最优因素组合,为后续田间试验奠定基础。仿真模型如图8所示。

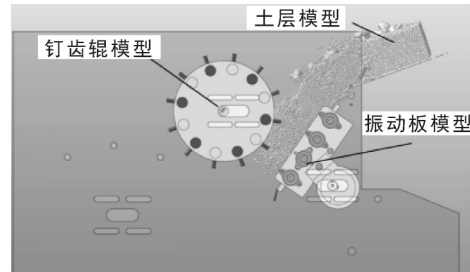


图8 机具和土层仿真模型

Fig.8 Tools and soil simulation model

1)EDEM土层模型建立。试验用地土壤质地为中黏土,建立的EDEM土层仿真模型由直径3 mm的土壤颗粒粘结形成的土层和部分中大型土块组成。土壤颗粒间模型采用Hertz-Mindlin with Bonding模型,此模型可模拟出颗粒间的粘结作用和破碎现象。土块为直径80 mm的模型。土壤与触土部件见模型选择Hertz-Mindlin(no slip)模型。结合前期标定和相关文献,材料颗粒相关参数如表1^[24-26]所示。

在EDEM软件中,设置固定时间步长为 3×10^{-5} s,网格单元尺寸为最小颗粒半径的3倍;在RecurDyn软件中,时间步长设置为EDEM中时间步长的整数倍,总仿真时间3 s。

2)仿真试验设计。基于对振动板、钉齿辊运动分析和土块破碎分析,选取振动板振幅 A 、振动板振频 f 、钉齿辊转速 n 为试验因素,根据中心组合试验

表1 材料参数

Table 1 Material parameters

材料 Materials	参数 Parameters	数值 Value
	含水率/% Water content	17.36
土壤颗粒 Soil particle	密度/(kg/m ³) Density	1 650
	泊松比 Poisson's ratio	0.38
	剪切模量/Pa Shear modulus	2.8×10 ⁷
机具铁部分 Iron part of the implement	密度/(kg/m ³) Density	7 800
	泊松比 Poisson's ratio	0.30
	剪切模量/Pa Shear modulus	7×10 ¹⁰
机具橡胶部分 Rubber part of implement	密度/(kg/m ³) Density	940
	泊松比 Poisson's ratio	0.47
	剪切模量/Pa shear modulus	2.9×10 ⁹
土壤-土壤 Soil-soil	静摩擦因数 Static friction coefficient	0.67
	滚动摩擦因数 Rolling friction coefficient	0.03
	恢复系数 Coefficient of restitution	0.2
土壤-铁 Soil-iron	静摩擦因数 Static friction coefficient	0.75
	滚动摩擦因数 Rolling friction coefficient	0.10
	恢复系数 Coefficient of restitution	0.2
土壤-橡胶 Soil-rubber	静摩擦因数 Static friction coefficient	0.47
	滚动摩擦因数 Rolling friction coefficient	0.12
	恢复系数 Coefficient of restitution	0.3

(CCD)设计原理,设置因素参数进行耦合仿真试验。试验因素编码如表2所示。

表2 试验因素编码

Table 2 Experimental factors and codes

编码 Code	振动板振幅 A/mm Vibration plate amplitude	振动板振频 f /Hz Vibration frequency of vibrating plate	钉齿辊转速 n /(r/min) Speed of spike roller
-1.682	25	3	200
-1	30	4	250
0	35	5	300
1	40	6	350
1.682	45	7	400

使用土层破碎率 U_m 作为衡量振动挤压分离机构碎土性能的指标。测定方法:利用EDEM软件后处理模块,对土壤颗粒间总bonding键数目 U_0 和破碎过程中土壤颗粒间bonding键断裂数目 U_i 进行统计,根据公式 $U_m = U_i/U_0 \times 100\%$ 计算土层破碎率。

3) 显著性分析与回归方程。通过RecurDyn-EDEM进行20组仿真试验,仿真结果如表3所示,表3中 X_1 、 X_2 、 X_3 为因素编码值。利用Design-Expert 10.0分析软件对试验结果进行处理,分析振动板振幅 A 、振动板振频 f 、钉齿辊转速 n 对碎土性能影响显著性,拟合回归方程获得测定指标的响应模型。

表3 仿真试验结果

Table 3 Simulation test results

试验号 Test No.	X_1	X_2	X_3	土层破碎率 $U_m/\%$ Soil fragmentation rate
1	-1	-1	-1	73.2
2	1	-1	-1	81.1
3	-1	1	-1	85.6
4	1	1	-1	89.4
5	-1	-1	1	81.1
6	1	-1	1	86.7
7	-1	1	1	88.9
8	1	1	1	91.3
9	-1.682	0	0	76.0
10	1.682	0	0	85.6
11	0	-1.682	0	79.0
12	0	1.682	0	89.5
13	0	0	1.682	82.1
14	0	0	1.682	87.9
15	0	0	0	69.5
16	0	0	0	72.1
17	0	0	0	68.9
18	0	0	0	69.3
19	0	0	0	70.4
20	0	0	0	68.5

对表3试验结果进行显著性和方差分析,选用二次多项式回归方程,方差分析表如表4所示。土层破碎率响应面回归模型极显著($P < 0.0001$);不失拟($P = 0.6410$),试验指标回归方程与试验数据拟合良好,因素 X_1 、 X_2 、 X_3 、 X_1^2 、 X_2^2 与 X_3^2 对土层破碎率影响极显著, X_2X_3 影响显著。剔除不显著项 X_1X_2 、 X_1X_3 得到土层破碎率 U_m 回归方程为:

$$U_m = 69.77 + 2.62X_1 + 3.72X_2 + 2.08X_3 - 1.04X_2X_3 + 4X_1^2 + 5.22X_2^2 + 5.48X_3^2 \quad (19)$$

4) 响应面分析。由土层碎土率回归模型显著性分析可知,振动板振频 f 和钉齿辊转速 n 对土层破碎率交互影响显著,而振动板振幅 A 与振动板振频 f 、振动板振幅 A 与钉齿辊转速 n 对土层破碎率交互影响不显著。绘制振动板振频 f 和钉齿辊转速 n 交互作用响应曲面如图9所示。

响应面分析结果表明,当振动板振幅为35 mm时,若钉齿辊转速固定,土层破碎率随振动板振频增大整体呈上升趋势;若振动板振频固定,土层破碎率随钉齿辊转速升高整体呈上升趋势。

当钉齿辊转速较高或振动板振频较大时,土层破碎率随振动板振频或钉齿辊转速增大呈先降后升的趋势。由本文“1.3 振动板运动分析”可知,振动板

表4 土层破碎率回归模型显著性分析

Table 4 Significant analysis of regression model of soil fragmentation rate

方差来源 Variance source	平方和 Sum of squares	自由度 Degree of freedom	均方和 Mean square	F值 F value	P值 P value
模型 Model	1 245.08	9	138.34	95.22	< 0.000 1**
X_1	94.08	1	94.08	64.76	< 0.000 1**
X_2	188.66	1	188.66	129.85	< 0.000 1**
X_3	59.29	1	59.29	40.81	< 0.000 1**
X_1X_2	6.66	1	6.66	4.58	0.057 9
X_1X_3	1.71	1	1.71	1.18	0.303 3
X_2X_3	8.61	1	8.61	5.93	0.035 2*
X_1^2	230.38	1	230.38	158.57	< 0.000 1**
X_2^2	392.39	1	392.39	270.09	< 0.000 1**
X_3^2	433.28	1	433.28	298.23	< 0.000 1**
残差 Residual	14.53	10	1.45		
失拟项 Lack of fit	6.04	5	1.21	0.71	0.641 0
纯误差 Pure error	8.49	5	1.70		
总和 Total sum	1 259.61	19			

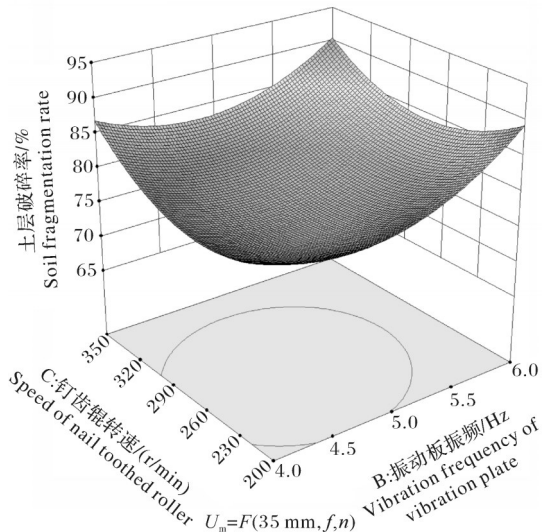


图9 交互作用响应曲面

Fig.9 Interaction effect response surface

与钉齿辊之间形成挤压破碎空腔,振动板在运动至最大振幅位置的过程中,空腔被挤压,空腔内的土层被破碎。若钉齿辊固定为较高转速,当挤压点振动板振频较低,土层会较长时间地滞留在振动板与钉齿辊形成的挤压空腔内,破碎相对充分;振动板振频较大时,土层单位时间内收到的挤压次数较多,破碎更为充分。

5)参数优化。为获得振动挤压分离机构的最优运行状态参数,在Design-Expert 10.0软件中对模型进行优化求解,以最大土层破碎率为优化目标,设置约束条件为:振动板振幅25~45 mm、振动板振频3~7 Hz、钉齿辊转速200~350 r/min,运用Optimization模块求解回归模型得最优运动参数为:振动板振幅

33.04 mm、振动板振频6.63 Hz、钉齿辊转速336.72 r/min,最优土层破碎率为93.58%。选用偏心距为15 mm的偏心轴承,结合振动板整体尺寸,振动板实际振幅为32.41 mm、振频6.5 Hz,钉齿辊转速330 r/min。

2.2 田间试验

为验证振动挤压分离机构实际作业性能,于2022年12月27日在湖北省团风县方高坪镇荸荠试验田进行田间试验(图10)。试验设备包括久保田M954拖拉机、振动挤压分离式荸荠收获机、卷尺、电子秤、储物盒、密封袋、铁铲等。试验区土壤为中黏土,土壤坚实度均值16.11 kPa、含水率17.36%。



图10 荸荠收获试验

Fig.10 Harvesting experiment of water chestnut

在田间划分5条长度10 m、宽度1 m的作业区域,铲挖深度260 mm。每个作业区域内随机选取5个500 mm×500 mm的测试区域,测定该区域内土层破碎率并取平均值,田间试验土层破碎率测定公式为: $U_m = m_{\text{小直径}}/m_{\text{总}} \times 100\%$,小直径土块为直径小于50 mm的土块或土粒。同时统计5个区域内的明芥率和损伤率。

田间试验结果如表5所示,整机平均土层破碎率为93.54%,土层破碎能力强;平均明芥率80.33%,造

成明芥率较低的原因是被分离出的荸荠被后续抛送的土壤覆盖,造成表层荸荠较少。平均损伤率28.08%,由于振动板振心轴安装位置较高,导致第一级输送筛向后输送的荸荠被振动板上沿钢板切割,造成大量损伤,同时,钉齿辊对荸荠的冲击也使得部分荸荠出现破损。

表5 荸荠采挖田间试验结果

编号 No.	土层破碎率 Soil fragmentation rate	明芥率 Proportion of surface <i>Eleocharis ulcis</i>	损伤率 Damage rate
1	98.16	77.86	31.51
2	93.22	77.20	24.30
3	90.57	81.76	28.90
4	92.68	83.34	30.61
5	93.10	81.51	25.12

3 讨论

为增强荸荠收获机对黏重土层的破碎效果,提高果土分离能力,设计了一种振动挤压分离式荸荠收获机。对振动挤压分离装置的振动板和钉齿辊等结构进行了运动学分析,得出影响土层破碎率的关键因素为:振动板振幅、振动板振频和钉齿辊转速。

通过RecurDyn-EDEM耦合仿真试验,对振动挤压分离装置中的振动板和钉齿辊运动参数进行分析,得到较优的设计参数为:振动板振幅33.04 mm、振动板振频6.63 Hz、钉齿辊转速336.72 r/min,此时土层破碎率可达93.58%。荸荠采收试验表明,当振动板振幅32.41 mm、振动板振频6.5 Hz、钉齿辊转速330 r/min时,田间试验实际平均土层破碎率为93.54%,与模型基本一致。但是存在损伤率过高的问题,总结发现损伤来源主要为振动板安装较高,导致一级输送筛向后输送的荸荠被振动板上沿切割。

针对样机出现的损伤率高、明芥率较低的问题,后续将降低振动板振心轴安装高度,使振动板低于一级输送筛输送切线以下100 mm左右,而非与振动板平齐,达到降低损伤率的目的。适当降低二级输送筛转速,以免平铺于田间表面的荸荠被后续掩埋,提高明芥率,降低后期人工捡拾劳作强度。

早收荸荠收获机具有结构简单、工作可靠和效率高等特点,是实现荸荠收获机械化的重要研究方向,应采取“农机-农艺”相结合的形式进行研究。荸荠可以起垄种植,或在种植时泥底铺设衬网,使荸荠生长更规律,有利于机械化收获。

参考文献 References

- [1] 戴桂荣,冯慧光,龚瑾.长江流域荸荠高产栽培技术[J].科学种养,2020(12):33-34.DAI G R, FENG H G, GONG J. High-yield cultivation techniques of water chestnut in Yangtze River Basin[J].Journal of scientific breeding,2020(12):33-34 (in Chinese).
- [2] 李双梅,刘义满,彭静,等.湖北地区荸荠高效栽培模式[J].长江蔬菜,2014(23):36-38.LI S M, LIU Y M, PENG J, et al. Efficient cultivation model of water chestnut in Hubei Province [J]. Journal of Changjiang vegetables, 2014 (23) : 36-38 (in Chinese).
- [3] 张杰,付祖科,马亚平,等.荸荠采收专用齿辙的设计制造与使用效果[J].上海蔬菜,2010(6):79-80.ZHANG J, FU Z K, MA Y P, et al. Design, manufacture and application effect of special tooth shovel for water chestnut harvesting[J].Shanghai vegetables,2010(6):79-80(in Chinese).
- [4] 李旭,杜铮,郭翔,等.荸荠人工采收和机械采收技术[J].长江蔬菜,2020(17):9-13.LI X, DU Z, GUO X, et al. Artificial harvesting and mechanical harvesting technology of water chestnut[J].Journal of Changjiang vegetables,2020(17):9-13 (in Chinese).
- [5] BRECHT J K, BERGSMA K A, SANCHEZ C A. Harvest maturity and storage temperature effects on quality of Chinese water chestnuts (*Eleocharis dulcis*) [J]. Acta Hort, 1992,318:313-319.
- [6] 马锁才,陈书金.一种马蹄收获机:CN105993356B[P].2018-02-27. MA S C, CHEN S J. A horseshoe harvester: CN105993356B [P].2018-02-27(in Chinese).
- [7] 张国忠,董昭,陈立明,等.4BZ-800型荸荠收获机设计与试验[J].华中农业大学学报,2023,42(1):219-226.ZHANG G Z, DONG Z, CHEN L M, et al. Design and test of 4BZ-800 water chestnut harvester [J]. Journal of Huazhong Agricultural University, 2023,42(1):219-226(in Chinese with English abstract).
- [8] 陈子林.荸荠采收机设计与试验研究[D].武汉:华中农业大学,2017.CHEN Z L. Design and experiment research of water chestnut harvesting machine [D]. Wuhan: Huazhong Agricultural University, 2017(in Chinese with English abstract).
- [9] 黄宁,李素云,黎进.黏性土壤荸荠机械化采收模式探索[J].农业工程,2017,7(1):23-25.HUANG N, LI S Y, LI J. Exploration of mechanized harvesting model for water chestnut in cohesive soil [J]. Agricultural engineering, 2017, 7 (1) : 23-25 (in Chinese with English abstract).
- [10] 张永华,匡玉兰,陈颖,等.液压激振式马铃薯收获机挖掘装置的设计[J].西南农业学报,2013,26(2):783-788.ZHANG Y H, KUANG Y L, CHEN Y, et al. Design of hydraulic vibration potato harvester mining device [J]. Southwest China journal of agricultural sciences, 2013, 26 (2) : 783-788 (in Chinese).

- with English abstract).
- [11] 吴文震,冯雁明,丁智勇,等.基于RecurDyn和EDEM的颚式破碎机的破碎耦合仿真[J].建筑机械,2022(11):91-94.WU W Z, FENG Y M, DING Z Y, et al. Coupling simulation of jaw crusher based on RecurDyn and EDEM[J]. Construction machinery, 2022(11):91-94(in Chinese).
- [12] 王旭,夏晓鸥,罗秀建,等.颚式破碎机分类及研究现状综述[J].中国矿业,2018,27(S2):227-230.WANG X, XIA X O, LUO X J, et al. Review of classification and research status of jaw crusher[J]. China mining magazine, 2018, 27(S2):227-230(in Chinese with English abstract).
- [13] 张国忠,陈立明,刘浩蓬,等.荸荠离散元仿真参数标定与试验[J].农业工程学报,2022,38(11):41-50.ZHANG G Z, CHEN L M, LIU H P, et al. Calibration and experiments of the discrete element simulation parameters for water chestnut[J]. Transactions of the CSAE, 2022, 38(11):41-50(in Chinese with English abstract).
- [14] 邓兴旭.丘陵山区绿豆联合收割机脱粒清选装置的设计与试验[D].重庆:西南大学,2022.DENG X X. Design and experiment of threshing and cleaning device of mung bean combine harvester in hilly and mountainous areas [D]. Chongqing: Southwest University, 2022(in Chinese with English abstract).
- [15] 侯杰,王修善,谢方平,等.基于刚柔耦合的水稻脱粒滚筒仿真分析与试验[J/OL].湖南农业大学学报(自然科学版):1-9[2022-12-19]. <https://kns.cnki.net/kcms/detail/43.1257.S.20220909.1533.002.html>. HOU J, WANG X S, XIE F P, et al. Experiment of rigid flexible coupling threshing drum based on EDEM[J/OL]. Journal of Hunan Agricultural University (natural sciences edition):1-9[2022-12-19]. <https://kns.cnki.net/kcms/detail/43.1257.S.20220909.1533.002.html> (in Chinese with English abstract).
- [16] 韩长杰,宋东良,朱雪峰,等.插盘食葵原位脱粒收获原理机设计与试验[J].农业机械学报,2022,53(12):181-192.HAN C J, SONG D L, ZHU X F, et al. Design and experiment of principle machine for *in situ* harvesting of edible sunflower heads on stalks[J]. Transactions of the CSAM, 2022, 53(12):181-192(in Chinese with English abstract).
- [17] 李耀明,王显仁,徐立章.基于能量平衡的水稻谷粒脱粒损伤[J].机械工程学报,2007,43(3):160-164.LI Y M, WANG X R, XU L Z. Threshing injury to rice grain based on the energy conservation[J]. Chinese journal of mechanical engineering, 2007, 43(3):160-164(in Chinese with English abstract).
- [18] 谢方平,罗锡文,卢向阳,等.基于能量守恒的柔性脱粒动力学分析[J].湖南农业大学学报(自然科学版),2009,35(2):181-184.XIE F P, LUO X W, LU X Y, et al. Kinetic analysis of flexible threshing under law of conservation of energy[J]. Journal of Hunan Agricultural University (natural sciences edition), 2009, 35(2):181-184(in Chinese with English abstract).
- [19] 曾山,曾力,刘伟健,等.再生稻收割机刚柔耦合杆齿脱粒装置的设计与试验[J].华南农业大学学报,2022,43(5):61-69. ZENG S, ZENG L, LIU W J, et al. Design and experiment of rigid-flexible coupling rod tooth threshing device of harvester for ratooning rice[J]. Journal of South China Agricultural University, 2022, 43(5):61-69(in Chinese with English abstract).
- [20] 吕金庆,孙贺,兑瀚,等.粘重土壤下马铃薯挖掘机分离输送装置改进设计与试验[J].农业机械学报,2017,48(11):146-155.LÜ J Q, SUN H, DUI H, et al. Design and experiment on conveyor separation device of potato digger under heavy soil condition[J]. Transactions of the CSAM, 2017, 48(11):146-155(in Chinese with English abstract).
- [21] 孙莉萍,杨玉春,刘梁.土工直接剪切试验和三轴剪切试验优缺点及适用范围[J].水利水电工程设计,2013,32(4):40-42. SUN L P, YANG Y C, LIU S. Advantages, disadvantages and application scope of geotechnical direct shear test and triaxial shear test[J]. Design of water resources & hydroelectric engineering, 2013, 32(4):40-42(in Chinese).
- [22] 陈安强,张丹,熊东红,等.元谋干热河谷坡面表层土壤力学特性对其抗冲性的影响[J].农业工程学报,2012,28(5):108-113.CHEN A Q, ZHANG D, XIONG D H, et al. Effects of mechanical properties of surface soil on soil anti-scourability in Yuanmou dry-hot valley [J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(5):108-113(in Chinese with English abstract).
- [23] 张红霞,彭新华,郭自春,等.土壤含水量和容重对砂姜黑土抗剪强度的影响及其传递函数构建[J].土壤通报,2022,53(3):524-531.ZHANG H X, PENG X H, GUO Z C, et al. Influence of soil water content and bulk density on shear strength of Shajiang black soil and its pedo-transfer function construction[J]. Chinese journal of soil science, 2022, 53(3):524-531(in Chinese with English abstract).
- [24] 郑佩,李宇飞,夏俊芳,等.开沟旋耕机渐变螺旋升角轴向匀土刀辊设计与试验[J].农业机械学报,2021,52(5):63-73. ZHENG K, LI Y F, XIA J F, et al. Design and experiment of land leveling blade roller of ditching and rotary tiller with gradual spiral angle[J]. Transactions of the CSAM, 2021, 52(5):63-73(in Chinese with English abstract).
- [25] 徐高明,丁启朔,汪小昆,等.秸秆-土壤-旋耕机交互下秸秆位移与埋覆效果研究[J].农业机械学报,2022,53(7):23-29. XU G M, DING Q S, WANG X C, et al. Analysis of straw displacement and burying effect in straw-soil-rotary tiller interaction [J]. Transactions of the CSAM, 2022, 53(7):23-29(in Chinese with English abstract).
- [26] 赵亚君.轮胎-土壤相互作用研究平台设计与试验[D].杨凌:西北农林科技大学,2022.ZHAO Y J. Design and experiment of tire-soil interaction research platform [D]. Yangling: Northwest A & F University, 2022 (in Chinese with English abstract).

Design and test of vibration extrusion type water chestnut harvester

WU Zedong, LIU Haopeng, ZHANG Guozhong, ZHOU Yong, SU Yanqiang, LIU Ran

College of Engineering/Ministry of Agriculture and Rural Affairs Key Laboratory of Agricultural Equipment in Mid-Lower Yangtze River, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070, China

Abstract A vibration extrusion type water chestnut harvester was designed to solve the problems of high manual labor intensity, low operation efficiency, and difficulty in separating fruit and soil during dry harvesting of water chestnuts. The separated water chestnuts were scattered on the surface for easy manual picking by enhancing the effect of crushing the soil layer and improving the degree of fruit and soil separation. The key parameters affecting the separation performance were determined to be the amplitude of the vibration plate, the vibration frequency of the vibration plate, and the speed of the nail roller by analyzing the stress on the water chestnut soil block during the process of operation. The range of key parameter values was preliminarily determined according to the existing experience. Design-Expert 10.0 was used to design the CCD center combination test by using the amplitude of the vibration plate, the vibration frequency of the vibration plate, and the speed of the nail roller as the influencing factors, and the rate of soil fragmentation as the evaluation index. The results of simulating the RecurDyn-EDM coupling showed that there was a better crushing effect and the rate of soil fragmentation was 93.58% when the vibration frequency of the vibration extrusion plate, the vibration frequency of the vibration plate, and the speed of the nail roller was 33.04 mm, 6.63 Hz, and 336.72 r/min, respectively. The results of field verification test showed that the actual rate of soil fragmentation, the rate of water chestnut, and the damage rate was 93.54%, 80.33%, and 28.08%, respectively when the actual amplitude of vibration plate, vibration frequency and the speed of nail tooth was 32.41 mm, 6.5 Hz, and 330 r/min, respectively. It is indicated that the effect of crushing soil is good, and the fitting degree with the results of simulation is high.

Keywords water chestnut; harvesting machinery; vibration extrusion crushing; simulation of RecurDyn-EDEM coupling

(责任编辑:陆文昌)