

凸轮摇杆双向挤压核桃破壳装置设计与试验

石明村¹ 刘明政¹ 李长河¹ 曹成茂² 李心平³

(1. 青岛理工大学机械与汽车工程学院, 青岛 266520; 2. 安徽农业大学工学院, 合肥 230036;
3. 河南科技大学农业装备工程学院, 洛阳 471003)

摘要: 针对当前核桃破壳装置自定位结构复杂,破壳行程无法控制,脱壳率低,核仁损伤率高的技术问题,通过对核桃失稳破壳、裂纹扩展临界条件及破壳位移分析,基于定间隙单果挤压破壳原理,设计了一种凸轮摇杆双向挤压核桃破壳装置。进行了双螺杆定量喂料、凸轮摇杆双向挤压破壳机构、挤压/落料 U 形块结构、凸轮机构运动角及位移、摇杆位移方程以及凸轮轮廓曲线等设计。以挤压间隙、凸轮轴转速、核桃周径作为试验因素,以一露仁率、二露仁率、碎仁率、脱壳率作为试验指标,进行 $L_9(3^4)$ 正交试验。结果表明,各因素对指标影响的主次顺序为核桃周径、挤压间隙、凸轮轴转速;最优水平组合为核桃周径范围 34 ~ 37 mm、挤压间隙 7 mm、凸轮轴转速 53 r/min。以最优组合进行验证试验,结果表明一露仁率为 61.39%,二露仁率为 23.30%,碎仁率为 15.31%,脱壳率为 92.36%,与传统型核桃剥壳取仁装置相比,高露仁率提高 14.69 个百分点,满足核桃产业初加工的需求。

关键词: 核桃; 破壳装置; 凸轮摇杆

中图分类号: S226.4 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2022)01-0140-11 **OSID:** 

Design and Experiment of Cam Rocker Bidirectional Extrusion Walnut Shell Breaking Device

SHI Mingcun¹ LIU Mingzheng¹ LI Changhe¹ CAO Chengmao² LI Xinping³

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, Qingdao University of Technology, Qingdao 266520, China
2. School of Engineering, Anhui Agricultural University, Hefei 230036, China
3. College of Agricultural Equipment Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China)

Abstract: Breaking of walnut shell with less damage remains to be a challenge because walnut kernel is crisp. The existing equipments which were used to break shell and take kernel cannot meet the high quality and mass requirements of walnut kernel. Aiming to resolve the above gaps, the cam rocker bidirectional extrusion self-positioning walnut shell breaking device were designed. By analyzing the critical condition of crack fracture, the mechanism of crack propagation and the displacement of breaking walnut shell, the double-screw quantitative feeding mechanism and cam rocker bidirectional extrusion breaking mechanism were designed. The size of the extrusion/blanking U-shaped block structure, the motion angle and displacement of the cam mechanism were determined, the rocker displacement equation was determined and the cam profile curve was designed. $L_9(3^4)$ orthogonal test was carried out with extrusion clearance, camshaft rotation speed and walnut circumference size as test factors, and one kernel rate, two kernel rate, nibs rate and hulling rate as test indexes. The results showed that the primary and secondary order of the various affecting factors were the walnut circumference size, extrusion clearance and camshaft rotation speed, and the optimized combination was as follows: the walnut circumference size was 34 ~ 37 mm, extrusion clearance was 7 mm, camshaft rotation speed was 53 r/min. Taking the optimal combination for verification experiment, the results showed that one kernel rate was 61.39%, two kernel rate was 23.30%, nibs rate was 15.31% and hulling rate was 92.36%. Compared with the traditional walnut sheller and kernel extractor, the high kernel rate was increased by 14.69 percentage points, which met the walnut industry primary processing needs.

Key words: walnut; hatching device; cam rocker swing type

收稿日期: 2021-01-14 修回日期: 2021-02-16
基金项目: 国家自然科学基金项目(52075003,51475002,51665058,51865046)
作者简介: 石明村(1994—),男,助理研究员,主要从事农业机械装备设计研究,E-mail: 17862266871@163.com
通信作者: 李长河(1966—),男,教授,博士生导师,主要从事农业机械装备设计研究,E-mail: sy_lichanghe@163.com

0 引言

中国核桃种植面积居世界首位。目前,传统破壳方式采用手工敲击的方法,不仅效率低,同时存在严重的卫生安全问题,不利于核桃产业持续发展。因此,急需研发核桃机械化破壳取仁装置。

脱青皮、干燥、分级、破壳取仁、壳仁分离、去种皮是核桃初加工流程中的 6 个工序,对核桃初加工产品质量有着不同程度影响,其中破壳取仁阶段对初加工产品质量有着直接影响^[1]。研究人员依据不同原理设计了类型多样的破壳装置^[2-17],但由于核桃品种繁多,导致不同破壳装置的适应性、破壳效果不尽理想,特别是高露仁率与碎仁率之间的矛盾已成为亟待解决的技术难题。尤其是核桃破壳、裂纹扩展临界条件需要明确;破壳装置需要进一步提升自定位、自适应功能;破壳挤压行程与核桃力学特性,挤压装置几何尺寸的量化需要揭示。针对以上问题,本文设计凸轮摇杆双向挤压自定位核桃破壳装置,将挤压、落料凸轮的旋转运动转化为挤压、落料 U 形块的双向挤压运动,采用沿核桃周径方向定间隙单果挤压破壳的方式,实现在破壳过程中对核桃外形差异的自适应、自定位,在提高脱壳率的同时降低碎仁率。

1 破壳机理分析与工作原理

1.1 破壳机理分析

1.1.1 破壳临界条件

如图 1 所示,核桃的三维尺寸包括:长径、周径、棱径。核桃球度为

$$S = \frac{\sqrt[3]{abc}}{a} \tag{1}$$

式中 S——球度 a——长径,mm
b——周径,mm c——棱径,mm

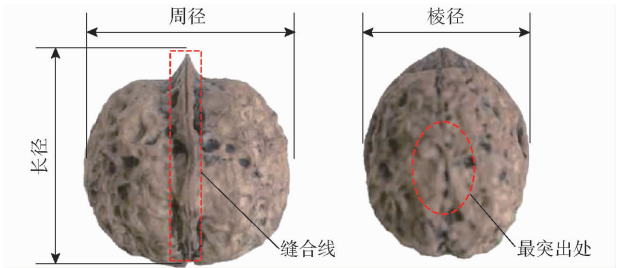


图 1 核桃外形尺寸图

Fig. 1 Outline dimensions of walnut

根据文献[18],当沿周径挤压可简化为各向同性均质弹性体。由弹性力学可知,核桃破壳临界压力为^[19]

$$p_{cr} = \frac{2E}{\sqrt{3(1-\mu^2)}} \left(\frac{h}{\sqrt[3]{abc}} \right)^2 \tag{2}$$

式中 p_{cr} ——临界压力,MPa
E——弹性模量,MPa
 μ ——泊松比
h——核桃壳厚度,mm

核桃外壳厚度在缝合线附近最大,最突出处最小。由式(2)可知,沿棱径方向施加外力,所需外力最大,最终核桃沿缝合线一分为二,不利于后续壳仁分离工作;沿周径方向施加外力破壳所需的外力最小;沿长径施加外力,由于核桃两头比较尖,在加载过程中容易产生应力集中现象,导致顶端和底端的小块壳体发生脱落,产生崩溃现象,一次破壳效果不佳,还需二次破壳,从而增加生产成本^[20]。综合以上因素,最为理想的加载方式为沿周径方向施力破壳。

利用楔形放置 U 形块的自定位功能,核桃挤压过程受力如图 2 所示。

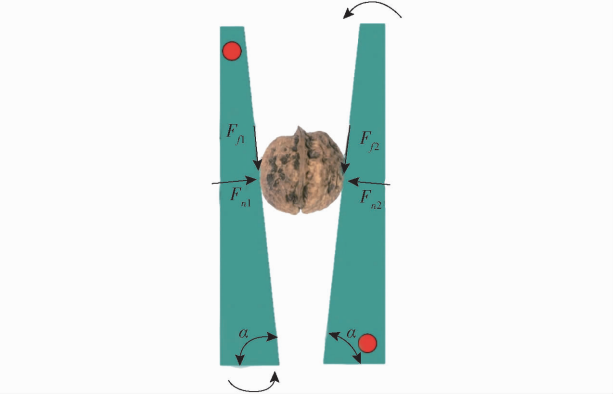


图 2 核桃破壳受力分析图

Fig. 2 Walnut shell force analysis diagram

核桃在挤压过程中处于自锁状态,水平、垂直方向受力平衡,即

$$\begin{cases} F_{n1} \sin \alpha + F_{f1} \cos \alpha = F_{n2} \sin \alpha + F_{f2} \cos \alpha \\ F_{n1} \cos \alpha + F_{n2} \cos \alpha = F_{f1} \sin \alpha + F_{f2} \sin \alpha + mg \\ F_{n1} = F_{n2} \\ F_{f1} = \mu' F_{n1} \\ F_{f2} = \mu' F_{n2} \end{cases} \tag{3}$$

式中 F_{n1} ——落料 U 形块法向力,N
 F_{n2} ——挤压 U 形块法向力,N
 F_{f1} ——落料 U 形块摩擦力,N
 F_{f2} ——挤压 U 形块摩擦力,N
 α ——U 形块与水平方向夹角,(°)
m——核桃质量,kg
g——重力加速度,m/s²
 μ' ——滑动摩擦因数

在破壳过程中,核桃同时受到挤压 U 形块与落料 U 形块的双向挤压作用,核桃与 U 形块之间的接触面积为 S_0 ,核桃发生破壳时,落料 U 形块法向力需满足

$$F_{n1} > p_{cr} S_0$$

(4)

1.1.2 裂纹扩展临界条件

裂纹扩展主要分为Ⅰ型(张开型)和Ⅱ型(撕开型),如图 3 所示^[21]。

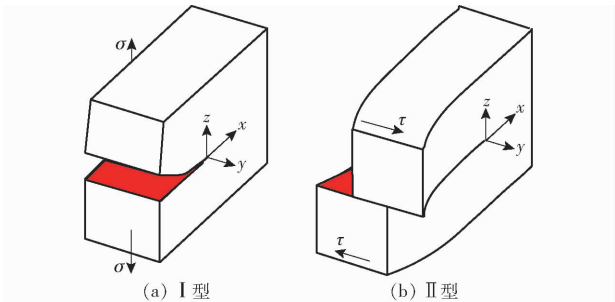


图 3 裂纹类型
Fig.3 Crack styles

根据文献[22],假设核桃为理想弹性材料,在外力作用下,当施加应力大于裂纹扩展临界应力时,裂纹扩展贯通实现破壳,其临界应力为

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{2E\gamma}{\pi l}}$$

(5)

式中 σ_c ——裂纹扩展临界应力,Pa
 γ ——单位面积的表面能,kJ/m²
 l ——裂纹长度,mm

由断裂力学可知核桃裂纹扩展贯通实现破壳的临界外力为

$$F'_{n1} > \sigma_c S_1$$

(6)

或

$$F'_{f1} > \sigma_c S_1$$

(7)

式中 F'_{n1} ——裂纹扩展法向力,N
 S_1 ——裂纹表面积,m²
 F'_{f1} ——裂纹扩展摩擦力,N

1.1.3 核桃破壳位移分析

如图 4 所示, φ 为纬线上任意一点与 z 轴正向之间的球心角, θ 为同一条纬线上任意一点与 x 轴正向之间的圆心角。壳体上任一点的位置均可由 θ 、 φ 确定。

在一对集中压力 P 下,核桃产生法向位移 W 与切向位移 U 的关系为^[23]

$$\begin{cases} \frac{dU}{d\varphi} + W = \frac{\sqrt{3abc}}{Eh} N_\varphi \\ U \cot \varphi + W = \frac{\sqrt{3abc}}{Eh} N_\theta \end{cases}$$

(8)

式中 N_φ ——球心角为 φ 的圆截面内力,N
 N_θ ——圆心角为 θ 的圆截面内力,N

在集中力处 $\varphi = 0$,代入式(8)得

$$\begin{cases} U = 0 \\ W = -\frac{\sqrt{3}Pr}{8Eh^2} \end{cases}$$

(9)

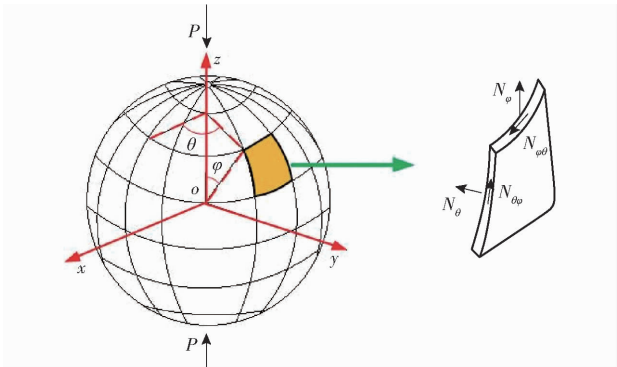


图 4 薄壳截面内力简图

Fig.4 Diagram of internal force of thin shell section

1.2 工作原理

凸轮摇杆双向挤压自定位核桃破壳装置如图 5 所示,由动力传动机构、双螺杆定量喂料机构、机架、凸轮摇杆双向挤压破壳机构、卸料仓、调速器等组成。采用双螺杆定量喂料机构,第一螺杆、第二螺杆交错排列,通过动力传动机构带动第一螺杆、第二螺杆转动,将螺距内的单个核桃旋转至棱径与螺杆轴向平行的位置,落入下方挤压破壳机构工位。挤压破壳机构有 9 个破壳工位,每个破壳工位为两组相对布置的凸轮摇杆机构,实现对核桃的双向挤压破壳,同时利用 U 形块的自定位功能实现沿核桃周径挤压,且可保证不同大小的核桃无论定位位置如何均受到相同的挤压间隙,从而有效减小了碎仁率。当核桃开始落下时,对应工位的落料凸轮、挤压凸轮同时处于第一远休止工作段,挤压/落料 U 形块之间形成 V 形间隙且相对位置保持不变;然后,挤压凸轮与落料凸轮以等速传动比同向转动,依次进入第二推程工作段、第二远休止工作段,挤压/落料 U 形块分别绕各自旋转中心运动,完成沿核桃周径方向双向挤压破壳动作,使核桃表面产生裂纹且进一步扩展,直至壳体完全破碎;然后挤压凸轮、落料凸轮进入回程工作段,挤压/落料 U 形块底部形成倒 V 形开口,完成破壳后的核桃在重力下落入卸料仓。最后挤压凸轮、落料凸轮转过第一推程运动角,进入下一破壳流程。通过调速器实现对电机调速,调整凸轮轮廓曲线可以实现对挤压间隙的控制。凸轮摇杆双向挤压自定位核桃破壳装置配套动力为 1.2 kW。

2 主要工作部件设计

2.1 双螺杆定量喂料机构设计

如图 6 所示,第一螺杆、第二螺杆分别通过固定

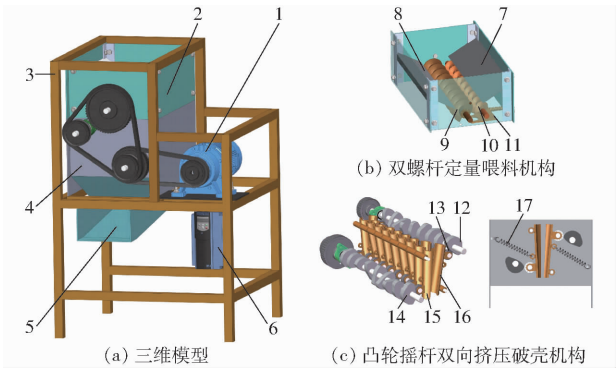


图 5 凸轮摇杆双向挤压自定位核桃破壳装置结构图

Fig. 5 Structure diagrams of cam rocker bidirectional extrusion self-positioning walnut shell breaking device

1. 动力传动机构 2. 双螺杆定量喂料机构 3. 机架 4. 凸轮摇杆双向挤压破壳机构 5. 卸料仓 6. 调速器 7. 第二螺杆 V 形挡板 8. 第一螺杆 V 形挡板 9. 第一螺杆 10. 第二螺杆 11. 可调弹簧隔板 12. 挤压凸轮 13. 滚子轴承 14. 落料凸轮 15. 落料 U 形块 16. 挤压 U 形块 17. 拉簧

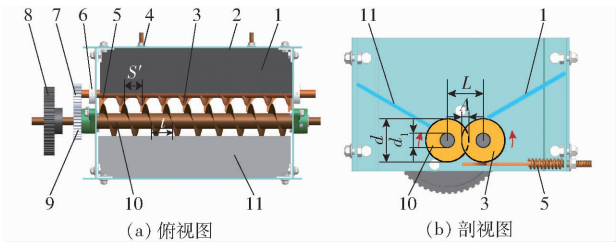


图 6 喂料机构结构图

Fig. 6 Structure diagrams of feeding mechanism

1. 第二螺杆 V 形挡板 2. 喂料机构箱体 3. 第二螺杆 4. 螺母 5. 可调弹簧隔板 6. 轴承 7. 第一齿轮 8. 同步带轮 9. 第二齿轮 10. 第一螺杆 11. 第一螺杆 V 形挡板

在喂料机构箱体侧壁的轴承安装在喂料机构箱体内部。在第二螺杆底部设有可调弹簧隔板,其一侧开有 9 个均匀排布的 U 形口,其宽度与挤压/落料 U 形块宽度相同,另一侧通过两颗螺母与喂料机构箱体相连,通过旋转螺母可以调整弹簧压缩量进而调节喂料机构出料口大小。

喂料机构采用非啮合型双螺杆定量螺旋输送机,实现核桃位姿可控、定量喂料的目的,即保证在每个破壳工位中沿周径方向挤压单个核桃。喂料机构动力传动机构通过同步带轮带动第一螺杆旋转,其中,第一/二螺杆通过轴端固定且相互啮合的大、小齿轮,实现向下反向转动,利用第一/二螺杆螺旋叶片对核桃的向下拨动作用,将核桃从上方喂料箱拨离到下方破壳机构。

双螺杆输送机满足几何关系

$$\begin{cases} 2b_{\min} > L - d_1 \geq b_{\max} \\ 2c_{\min} > t > c_{\max} \end{cases} \quad (10)$$

其中 $L = d - A$ (11)

式中 L ——两驱动轴轴心距,mm

d_1 ——驱动轴直径,mm
 $b_{\max}$ ——核桃最大周径,mm
 $b_{\min}$ ——核桃最小周径,mm
 $c_{\max}$ ——核桃最大棱径,mm
 $c_{\min}$ ——核桃最小棱径,mm
 t ——螺距,mm
 d ——螺旋叶片直径,mm
 A ——螺旋叶片间交叠量,mm

错位量 S' 的选取对于喂料效果影响较大,错位量 S' 过小往往会导致较大核桃无法下落,错位量 S' 过大会造成破壳机构挤压/落料 U 形块之间同时落入多个核桃,影响破壳效果。

2.2 凸轮摇杆双向挤压破壳机构设计

破壳机构主要由 U 形块和凸轮两部分组成,如图 7 所示。从喂料机构落下的核桃在自身重力作用下,落入挤压 U 形块与落料 U 形块之间的 V 型间隙,完成自动定位。挤压凸轮、落料凸轮同时转过第二推程运动角和第二远休止角,在挤压凸轮、落料凸轮的推动下,挤压 U 形块、落料 U 形块同时对核桃挤压,使核桃表面产生裂纹并扩展,直至壳体完全破碎。最后,挤压凸轮、落料凸轮同时转过回程运动角,完成卸料。完成破壳后的薄皮核桃在自身重力下落入卸料仓,进入下一步壳、仁分离工序。

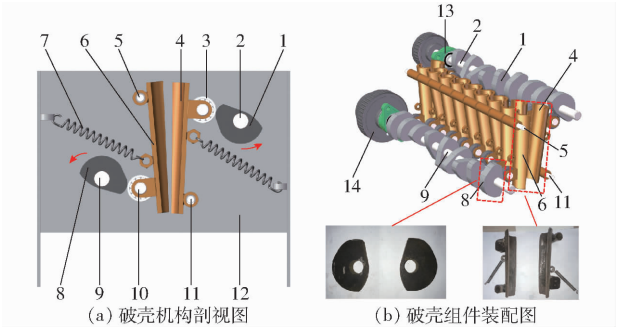


图 7 挤压破壳机构示意图

Fig. 7 Sketch of crushing and breaking mechanism

1. 挤压凸轮 2. 挤压凸轮固定轴 3. 滚子轴承 4. 挤压 U 形块 5. 落料 U 形块铰接轴 6. 落料 U 形块 7. 拉簧 8. 落料凸轮 9. 落料凸轮固定轴 10. 销轴 11. 挤压 U 形块铰接轴 12. 挤压破壳机构箱体 13. 菱形底座轴承 14. 同步带轮

2.2.1 挤压/落料 U 形块结构设计

如图 8 所示,挤压 U 形块结构参数包括挤压 U 形块旋转中心与拉簧挂点垂直距离 L_1 ,与滚子轴承旋转中心垂直距离 L_2 ,与挤压 U 形块顶部的垂直距离 L_3 ,以及挤压 U 形块整体长度 L_4 ,滚子轴承半径 r_r ,挤压 U 形块厚度 t_1 ,宽度 W_1 ,挤压 U 形块内圆弧面半径 R_1 ;落料 U 形块结构参数包括落料 U 形块旋转中心与拉簧挂点垂直距离 L_5 ,与滚子轴承旋转中心垂直距离 L_6 ,与落料 U 形块底部垂直距离 L_7 ,以

及落料 U 形块长度 L_8 ,落料 U 形块厚度 t_2 ,宽度 W_2 ,落料 U 形块内圆弧面半径 R_2 。

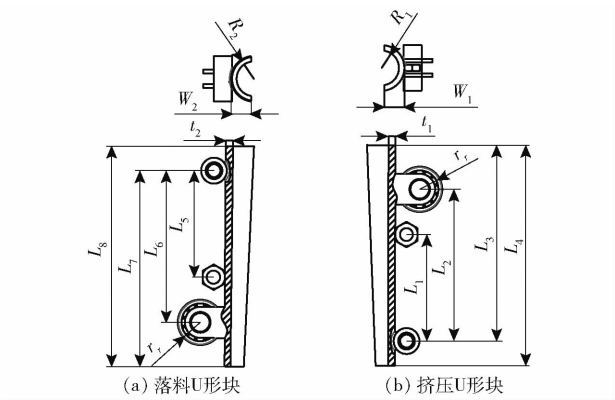


图 8 挤压/落料 U 形块结构参数示意图
Fig. 8 Sketch of structural parameters of extrusion/
blanking U-shaped plate

云南省漾濞核桃具有果大、皮薄、核仁肥厚、出仁率高、出油率高的特点,栽培面积广,具有非常高的经济价值,漾濞核桃周径在 31 ~ 40 mm 之间。凸轮摇杆双向挤压自定位核桃破壳装置采用一对集中力进行挤压破壳的方式,需保证 $R_1 = R_2 > b_{\max}/2 = 20$ mm,取 $R_1 = R_2 = 25$ mm。为防止在挤压过程中,挤压 U 形块和落料 U 形块发生碰撞,令 $W_1 = W_2 < (b_{\min} - \Delta X)/2 = (31 - 7)/2 = 12$ mm,其中 ΔX 为挤压间隙,取 $W_1 = W_2 = 10$ mm。其它参数为: $L_3 = L_7 = 160$ mm, $L_4 = L_8 = 170$ mm, $L_1 = L_5 = 90$ mm, $L_2 = L_6 = 120$ mm, $t_1 = t_2 = 6$ mm。

2. 2. 2 凸轮机构运动角及位移确定

挤压凸轮、落料凸轮、挤压 U 形块、落料 U 形块的旋转中心依次为 O_1 、 O_2 、 O 、 O_3 。 O' 为点 O 在挤压 U 形块内腔面上的垂直投影点, O'' 为点 O' 沿 x 轴方向在落料 U 形块内腔面上的投影点, O_3' 为点 O_3 在落料 U 形块上的垂直投影点, O_3'' 为点 O_3' 沿 x 轴方向在挤压 U 形块内腔面上的投影点。

为保证薄皮核桃准确落入挤压 U 形块与落料 U 形块之间,需满足

$$\begin{cases} L_{O_3O_3'} = L_{O'O_3'} \cos \alpha_1 + L_{O_3O''} \sin(\beta_1 - 90^\circ) + L_{O'O''} \\ \alpha_1 + \beta_1 = 180^\circ \\ L_{O'O_3'} = L_{O_3O''} \\ \frac{b_{\max} - b_{\min}}{2 \times \frac{1}{4} L_{O'O_3'}} = \cos \alpha_1 \end{cases} \quad (12)$$

式中 $L_{O_3O''}$ ——投影点 O_3' 、 O'' 之间距离,mm
 $L_{O'O''}$ ——投影点 O' 、 O'' 之间距离,mm
 $L_{O_3O_3'}$ ——投影点 O_3' 、 O_3' 之间距离,mm
 $L_{O'O_3'}$ ——投影点 O' 、 O_3' 之间距离,mm

α_1 ——挤压 U 形块与 x 轴正向初始夹角, ($^\circ$)
 β_1 ——落料 U 形块与 x 轴负向初始夹角, ($^\circ$)

$L_{O'O''}$ 对破壳效果有重大影响,距离过小会影响大核桃破壳效果,距离过大则会增大破壳机构能耗,综合考虑取 $L_{O'O''} = 0.5 b_{\min} = 15.5$ mm。 $L_{O_3O_3'} = 2L_3 - L_4 = 150$ mm,将核桃最大周径 $b_{\max} = 40$ mm、最小周径 $b_{\min} = 31$ mm 代入式 (12),计算出 $\alpha_1 = 83^\circ$, $\beta_1 = 97^\circ$ 。

如图 2 所示,为保证核桃在挤压过程中不被弹出,需满足条件

$$(F_{n1} + F_{n2}) \cos \alpha_1 \leq (F_{f1} + F_{f2}) \sin \alpha_1 \quad (13)$$

将式 (3) 代入式 (13) 中,得

$$\mu' \geq \arctan \alpha_1 \quad (14)$$

设核桃外壳与挤压 U 形块内腔任意接触点为 A ,与落料 U 形块内腔面任意接触点为 B ,核桃的挤压间隙为

$$\begin{cases} \Delta x_A = L_{AO'} (\alpha_2 - \alpha_1) \pi / 180 \\ \Delta x_B = (L_{O_3O''} - L_{BO''}) (\beta_2 - \beta_1) \pi / 180 \\ \beta_2 - \beta_1 = \alpha_2 - \alpha_1 \\ L_{AO'} = L_{BO''} \\ L_{O_3O''} = L_{O'O_3'} \\ \Delta x = \Delta x_A + \Delta x_B \end{cases} \quad (15)$$

式中 Δx_A ——核桃在点 A 的挤压间隙,mm
 Δx_B ——核桃在点 B 的挤压间隙,mm
 α_2 ——挤压 U 形块在挤压阶段结束位置与 x 轴正向夹角, ($^\circ$)
 β_2 ——落料 U 形块在挤压阶段结束位置与 x 轴负向夹角, ($^\circ$)
 $L_{AO'}$ ——点 A 与点 O' 之间的距离,mm
 $L_{BO''}$ ——点 B 与点 O'' 之间的距离,mm

整理得到

$$\Delta x = L_{O'O_3'} (\alpha_2 - \alpha_1) \pi / 180 \quad (16)$$

为保证核桃在卸料阶段,能够完全从挤压 U 形块与落料 U 形块之间落下,需保证

$$L_{O_3O''} (\beta_1 - \beta_3) \pi / 180 + L_{O'O''} > b_{\max} \quad (17)$$

式中 β_3 ——落料 U 形块在卸料阶段结束位置与 x 轴负向夹角, ($^\circ$)

2. 2. 3 摇杆位移方程确定

凸轮廓线的设计如图 9、10 所示,挤压破壳装置完成一套挤压破壳流程需经过准备阶段、喂料阶段、挤压阶段和卸料阶段。其中,准备阶段:挤压/落料 U 形块分别在凸轮 EF 段轮廓曲线推动下旋转 $\alpha_1 - \alpha_3$,使挤压 U 形块与落料 U 形块之间形成 V 形

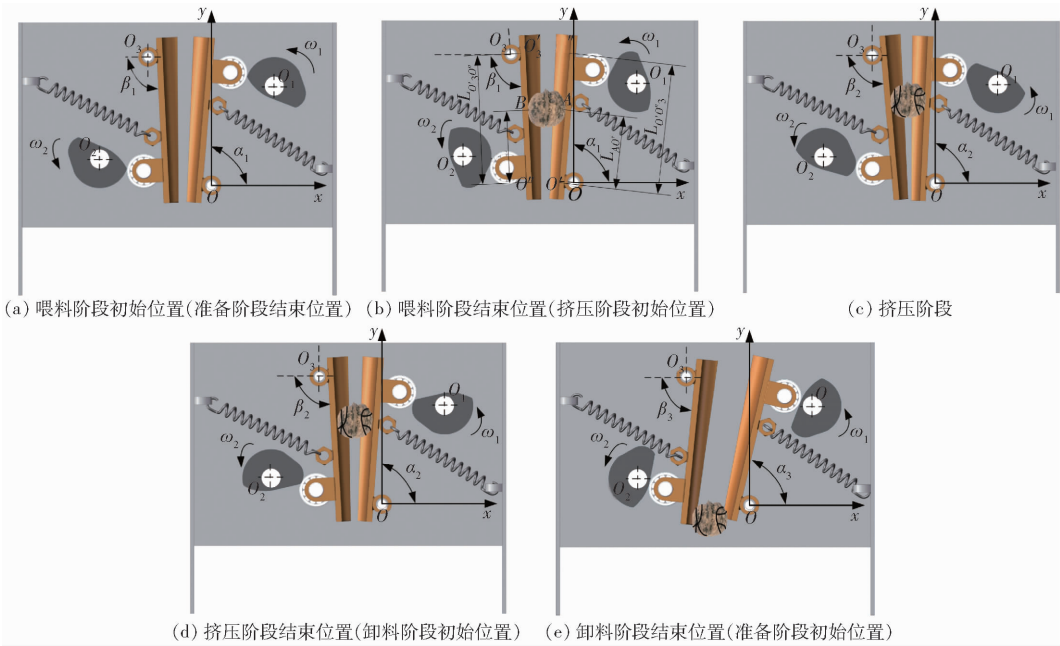


图 9 挤压破壳装置各工作阶段示意图

Fig. 9 Sketch of each working stage of crushing and breaking device

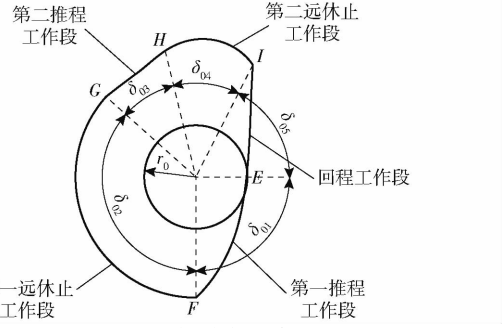


图 10 凸轮转角示意图

Fig. 10 Sketch of cam rotation

形块与落料 U 形块相对位置保持不变;挤压阶段:挤压/落料 U 形块分别在凸轮 GH 段轮廓曲线推动下旋转 $\alpha_2 - \alpha_1$,在此阶段核桃受一对集中力作用,核桃壳表面产生裂纹,部分裂纹开始拓展,然后,凸轮转过 HI 段轮廓曲线,核桃表面裂纹进一步向外围拓展;卸料阶段:凸轮转过 IE 段轮廓曲线,在拉簧作用下,挤压/落料 U 形块同时转过 $\alpha_2 - \alpha_3$,底部形成开口,实现落料。

(1)第一推程工作段采用二次多项式与正弦加速度的组合运动规律,如图 11a 所示,其运动曲线由 6 段组成。其摇杆位移的计算公式为

$$\psi_1 = \begin{cases} (\psi'_1 + \psi'_3) [\delta_1 / (\varphi_1 + \varphi_3) - \sin(\pi \delta_1 / (\varphi_1 + \varphi_3)) / \pi] & (0 \leq \delta_1 < \varphi_1) \\ 2\psi'_2 (\delta_1 - \varphi_1)^2 / \varphi_2^2 + \psi'_1 & (\varphi_1 \leq \delta_1 < \varphi_1 + \varphi_2) \\ (\psi'_1 + \psi'_3) [(\delta_1 - \varphi_1 - \varphi_2) / (\varphi_1 + \varphi_3) - \sin(\pi (\delta_1 - \varphi_1 - \varphi_2) / (\varphi_1 + \varphi_3)) / \pi] + \psi'_1 + \psi'_2 & (\varphi_1 + \varphi_2 \leq \delta_1 < \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3) \\ (\psi'_4 + \psi'_5) [\delta_1 / (\varphi_4 + \varphi_5) - \sin(\pi (\delta_1 - \varphi_1 - \varphi_2 - \varphi_3) / (\varphi_4 + \varphi_5)) / \pi] + \psi'_1 + \psi'_2 + \psi'_3 & (\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 \leq \delta_1 < \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4) \\ 2(\psi'_{01} - \psi'_1 - \psi'_2 - \psi'_3 - \psi'_4 - \psi'_5) - (\psi'_{01} - \psi'_1 - \psi'_2 - \psi'_3 - \psi'_4 - \psi'_5) (2\delta_{01} - \delta_1 - \varphi_1 - \varphi_2 - \varphi_3 - \varphi_4 - 2\varphi_5)^2 / (\delta_{01} - \varphi_1 - \varphi_2 - \varphi_3 - \varphi_4 - \varphi_5)^2 + \psi'_1 + \psi'_2 + \psi'_3 + \psi'_4 & (\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4 \leq \delta_1 < \delta_{01} - \varphi_5) \\ \psi'_{01} - (\psi'_4 + \psi'_5) (\delta_{01} - \delta_1) / (\varphi_4 + \varphi_5) + (\psi'_4 + \psi'_5) \sin(\pi (\delta_{01} - \delta_1) / (\varphi_4 + \varphi_5)) / \pi & (\delta_{01} - \varphi_5 \leq \delta_1 < \delta_{01}) \end{cases} \quad (18)$$

式中 ψ_1 ——第一推程工作段内摇杆角位移,rad
 δ_1 ——第一推程工作段内凸轮转角,rad
 ψ'_{01} ——第一推程工作段内摇杆行程角,rad
 δ_{01} ——第一推程工作段内凸轮推程运动角,rad
 ψ'_1 ——第一修正区段内摇杆角位移,rad
 ψ'_2 ——第二修正区段内摇杆角位移,rad
 ψ'_3 ——第三修正区段内摇杆角位移,rad

ψ'_4 ——第四修正区段内摇杆角位移,rad
 ψ'_5 ——第五修正区段内摇杆角位移,rad
 φ_1 ——第一修正区段内凸轮推程运动角,rad
 φ_2 ——第二修正区段内凸轮推程运动角,rad
 φ_3 ——第三修正区段内凸轮推程运动角,rad
 φ_4 ——第四修正区段内凸轮推程运动角,rad
 φ_5 ——第五修正区段内凸轮推程运动角,rad
(2)第一远休止工作段摇杆位移 $\psi_2 = \alpha_1 - \alpha_3$ 。

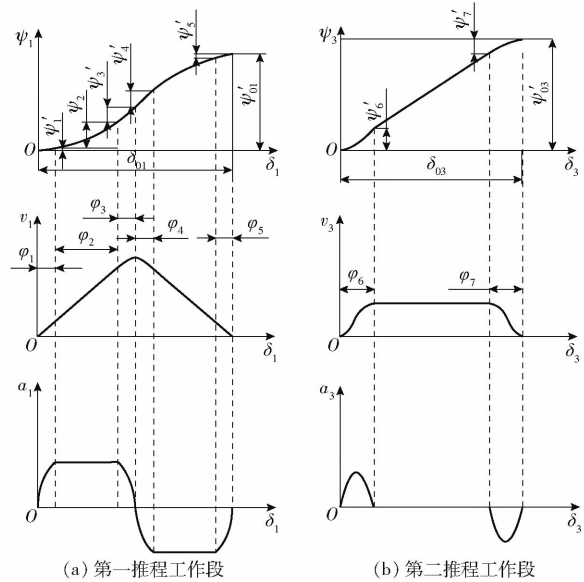


图 11 凸轮组合运动规律图

Fig. 11 Regular diagram of cam combination motion

(3) 第二推程工作段采用一次多项式与正弦加速的组合运动规律,由图 11b 所示,其运动曲线由 3 段组成。其摇杆位移方程为

$$\psi_3 = \begin{cases} \psi'_6 [\delta_3 / \varphi_6 - \sin(\pi \delta_3 / \varphi_6) / \pi] & (0 \leq \delta_3 < \varphi_6) \\ \psi'_6 + (\psi'_{03} - \psi'_6 - \psi'_7)(\delta_3 - \varphi_6) / (\delta_{03} - \varphi_6 - \varphi_7) & (\varphi_6 \leq \delta_3 < \delta_{03} - \varphi_7) \\ \psi'_{03} - \psi'_7 [(\delta_{03} - \delta_3) / \varphi_7 + \psi'_7 \sin(\pi(\delta_{03} - \delta_3) / \varphi_7) / \pi] & (\delta_{03} - \varphi_7 \leq \delta_3 < \delta_{03}) \end{cases} \quad (19)$$

式中 ψ_3 ——第二推程工作段内摇杆角位移,rad
 δ_3 ——第二推程工作段内凸轮转角,rad
 ψ'_{03} ——第二推程工作段内摇杆行程角,rad
 δ_{03} ——第二推程工作段内凸轮推程运动角,rad

ψ'_6 ——第六修正区段内摇杆角位移,rad
 ψ'_7 ——第七修正区段内摇杆角位移,rad
 φ_6 ——第六修正区段内凸轮推程运动角,rad
 φ_7 ——第七修正区段内凸轮推程运动角,rad

为保证两段运动规律在衔接点处运动参数的连续性,同时还应满足关系

$$\begin{cases} \psi'_6 = \varphi_6 \psi'_{03} / (2\delta_{03} - \varphi_6 - \varphi_7) \\ \psi'_7 = \varphi_7 \psi'_{03} / (2\delta_{03} - \varphi_6 - \varphi_7) \end{cases} \quad (20)$$

(4) 第二远休止工作段摇杆位移 $\psi_4 = \alpha_2 - \alpha_1$ 。

(5) 回程工作段采用二次多项式运动规律,其摇杆位移方程为

$$\psi_5 = \begin{cases} \psi'_{05} - 2\psi'_{05}\delta_5^2 / \delta_{05}^2 & (0 \leq \delta_5 < \delta_{05} / 2) \\ 2\psi'_{05}(\delta_{05} - \delta_5) / \delta_{05}^2 & (\delta_{05} / 2 \leq \delta_5 < \delta_{05}) \end{cases} \quad (21)$$

式中 ψ_5 ——回程工作段内摇杆角位移,rad
 δ_5 ——回程工作段内凸轮转角,rad
 ψ'_{05} ——回程工作段内摇杆行程角,rad
 δ_{05} ——回程工作段内凸轮运动角,rad

2.2.4 凸轮轮廓曲线设计

如图 12 所示,根据从动件运动规律、凸轮基本尺寸,用反转法求解凸轮轮廓曲线。挤压凸轮有两段推程和一段回程,其中滚子轴承中心点 D 即为挤压凸轮的理论轮廓线,在坐标系中对应位置为 $D(x, y)$,运用解析法求解挤压凸轮理论轮廓线,其方程为^[24]

$$\begin{cases} x = a_1 \sin \delta - L_2 \sin(\delta + \psi + \psi_0) \\ y = a_1 \cos \delta - L_2 \cos(\delta + \psi + \psi_0) \end{cases} \quad (22)$$

式中 a_1 ——挤压凸轮旋转中心与摇杆的中心距,mm

ψ_0 ——摇杆初始位置角,rad

δ ——凸轮运动角,rad

ψ ——摇杆角位移,rad

其中 $\psi_0 = \arccos \sqrt{(a_1^2 + L_2^2 - r_0^2) / (2a_1L_2)}$ (23)

式中 r_0 ——基圆半径,mm

凸轮工作轮廓线对应点坐标为

$$\begin{cases} x' = x + r_i \cos \theta' \\ y' = y + r_i \sin \theta' \end{cases} \quad (24)$$

其中

$$\begin{cases} \sin \theta' = (dx/d\delta) / \sqrt{(dx/d\delta)^2 + (dy/d\delta)^2} \\ \cos \theta' = -(dy/d\delta) / \sqrt{(dx/d\delta)^2 + (dy/d\delta)^2} \end{cases} \quad (25)$$

将相应从动件角位移 ψ 和凸轮转角 δ 代入式(22)、(24),可得凸轮工作轮廓线每个点的坐标值。

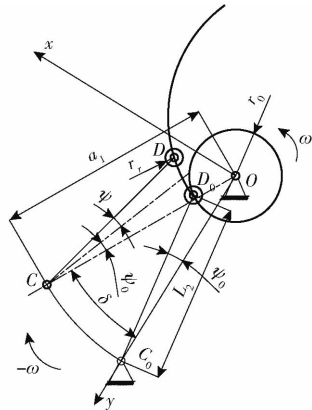


图 12 挤压凸轮轮廓曲线设计

Fig. 12 Design of extrusion cam profile curve

3 试验

3.1 试验条件

试验材料选用云南省种植的漾濞核桃,含水率

为 14.55% ~16.35% ,周径为 31 ~40 mm。试验设备及仪器等包括:凸轮摇杆双向挤压自定位核桃破壳装置、电子秤、游标卡尺等。

3.2 试验方案与结果分析

凸轮摇杆双向挤压自定位核桃破壳装置试验效果如图 13 所示。选取 $L_9(3^4)$ 正交表安排试验,每组试验选取 1 000 g 核桃。试验因素水平如表 1 所示。如图 14 所示,将壳仁未分离、核桃表面有裂纹及整体完整的核桃称为“未脱壳”。核桃脱壳后,核桃仁体积大于或等于整个核桃仁 1/4 的称为一露仁,大于或等于 1/8 小于 1/4 的称为二露仁;小于 1/8 的称为碎仁^[11]。

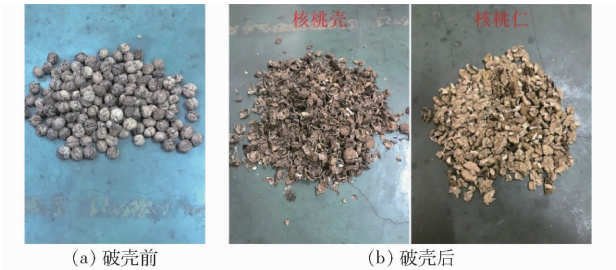


图 13 破壳装置作业效果

Fig. 13 Operation effects of shell breaking device

表 1 试验因素水平

Tab.1 Experimental factors and levels

水平	因素		
	挤压间隙/mm	凸轮轴转速/(r·min ⁻¹)	核桃周径/mm
1	3	46	31 ~34
2	5	53	34 ~37
3	7	60	37 ~40

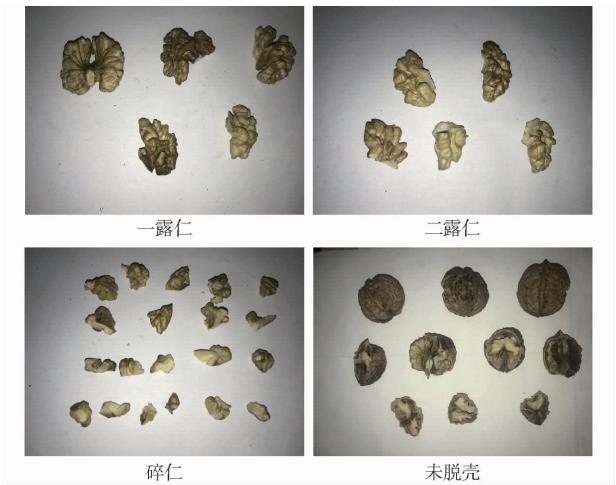


图 14 核桃仁等级特征

Fig. 14 Grade characteristics of walnut kernel

由表 2(表中 A 、 B 、 C 为因素水平值)可知各因素对一露仁率 η_1 、二露仁率 η_2 、碎仁率 η_3 、脱壳率 η_4 的影响情况。通过对试验结果的极差分析(表 3),得到影响一露仁率的主次顺序为 C 、 A 、 B ,各因素的最优水平分别为 A_2 、 B_3 、 C_3 ;影响二露仁率的

表 2 试验设计与结果

Tab.2 Results of experiment

序号	因素				一露仁	二露仁	碎仁	脱壳
	A	B	C	空列	率/%	率/%	率/%	率/%
1	1	1	1	1	40.00	28.00	31.20	89.52
2	1	2	2	2	62.24	26.57	13.99	92.22
3	1	3	3	3	70.77	16.15	16.15	90.37
4	2	1	2	3	66.86	18.93	15.38	95.77
5	2	2	3	1	76.06	16.90	9.86	90.49
6	2	3	1	2	55.73	28.24	19.08	85.89
7	3	1	3	2	73.45	15.82	12.99	91.29
8	3	2	1	3	47.76	29.10	25.37	93.88
9	3	3	2	1	73.08	17.31	10.90	95.71

表 3 试验结果极差分析

Tab.3 Range analysis of experimental results

序号		因素			
		A	B	C	空列
一露仁率	K_1	173.01	180.31	143.49	189.13
	K_2	198.65	186.06	202.18	191.41
	K_3	194.28	199.57	220.27	185.39
	k_1	57.67	60.10	47.83	63.04
	k_2	66.22	62.02	67.39	63.80
	k_3	64.76	66.52	73.42	61.80
	R	8.55	6.42	25.59	2.00
最优水平		A_2	B_3	C_3	
主次因素		$C > A > B$			
二露仁率	K_1	70.73	62.75	85.35	62.21
	K_2	64.08	72.58	62.82	70.64
	K_3	62.23	61.71	48.87	64.19
	k_1	23.58	20.92	28.45	20.74
	k_2	21.36	24.19	20.94	23.55
	k_3	20.74	20.57	16.29	21.40
	R	2.84	3.62	12.16	2.81
最优水平		A_1	B_2	C_1	
主次因素		$C > B > A$			
碎仁率	K_1	61.34	59.58	75.66	51.96
	K_2	44.33	49.22	40.27	46.06
	K_3	49.26	46.14	39.01	56.91
	k_1	20.45	19.86	25.22	17.32
	k_2	14.78	16.41	13.42	15.35
	k_3	16.42	15.38	13.00	18.97
	R	5.67	4.48	12.22	3.62
最优水平		A_2	B_3	C_3	
主次因素		$C > A > B$			
脱壳率	K_1	272.10	276.58	269.29	275.72
	K_2	272.15	276.59	283.69	269.39
	K_3	280.88	271.96	272.15	280.02
	k_1	90.70	92.19	89.76	91.91
	k_2	90.72	92.20	94.56	89.80
	k_3	93.63	90.65	90.72	93.34
	R	2.93	1.55	4.80	3.54
最优水平		A_3	B_2	C_2	
主次因素		$C > A > B$			

主次顺序为 C 、 B 、 A ,各因素的最优水平为 A_1 、 B_2 、 C_1 ;影响碎仁率的主次顺序为 C 、 A 、 B ,各因素的最优水平分别为 A_2 、 B_3 、 C_3 ;影响脱壳率的主次顺序为 C 、 A 、 B ,各因素的最优水平为 A_3 、 B_2 、 C_2 。

通过表 3 可以看出,核桃周径对 4 个指标影响程度最大;凸轮轴转速对一露仁率、脱壳率、碎仁率影响程度最低;挤压间隙对二露仁率影响程度最低。

通过方差分析,对各因素影响一露仁率、二露仁率、碎仁率、脱壳率进行显著性检验,如表 4 所示。核桃周径对一露仁率影响极显著,挤压间隙对一露仁率影响显著,主次顺序为 C 、 A 、 B ;挤压间隙、凸轮轴转速、核桃周径对二露仁率、碎仁率、脱壳率皆无显著性影响,其影响的主次顺序分别为 C 、 B 、 A 、 C 、 A 、 B 、 C 、 A 、 B ,这与极差分析的主次因素结论一致。

表 4 一露仁率、二露仁率、碎仁率和脱壳率方差分析
Tab.4 Variance analysis of the first grade kernel rate, the second grade kernel rate, kernel cracking rate and hulling rate

试验指标	方差来源	平方和	自由度	均方	<i>F</i>	<i>P</i>
一露仁率	模型	1 265. 03	6	210. 84	68. 23	0. 014 5
	<i>A</i>	125. 47	2	62. 74	20. 30	0. 046 9
	<i>B</i>	65. 24	2	32. 62	10. 56	0. 086 5
	<i>C</i>	1 074. 31	2	537. 16	173. 83	0. 005 7
	总和	1 271. 21	8			
二露仁率	模型	263. 04	6	43. 84	6. 78	0. 134 1
	<i>A</i>	13. 30	2	6. 65	1. 03	0. 493 0
	<i>B</i>	23. 97	2	11. 98	1. 85	0. 350 5
	<i>C</i>	225. 78	2	112. 89	17. 46	0. 054 2
	总和	275. 97	8			
碎仁率	模型	372. 65	6	62. 11	6. 33	0. 142 8
	<i>A</i>	51. 11	2	25. 56	2. 60	0. 277 5
	<i>B</i>	33. 02	2	16. 52	1. 68	0. 372 8
	<i>C</i>	288. 51	2	144. 25	14. 69	0. 063 7
	总和	392. 29	8			
脱壳率	模型	60. 55	6	10. 09	1. 06	0. 559 4
	<i>A</i>	17. 01	2	8. 51	0. 89	0. 527 9
	<i>B</i>	4. 73	2	2. 37	0. 25	0. 800 8
	<i>C</i>	38. 80	2	19. 40	2. 04	0. 329 0
	总和	79. 57	8			

根据凸轮摇杆双向挤压自定位核桃破壳装置性能要求,试验结果中各试验指标所对应的最优组合

并不相同,为了达到兼顾平衡各项指标的目的,采用综合加权评分法确定 4 个指标下的最优组合^[25]。考虑到 3 个因素对衡量指标的重要程度,以 100 分作为总“权”,对 4 个指标进行赋值:一露仁率 30 分、二露仁率 20 分、碎仁率 20 分、脱壳率 30 分。试验的综合加权结果如表 5 所示。

表 5 综合加权结果

Tab.5 Result of integrated weighted

综合加权值	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>
K_1	1 133. 75	1 139. 77	1 136. 09
K_2	1 129. 27	1 149. 66	1 161. 54
K_3	1 153. 99	1 127. 58	1 119. 39
k_1	377. 92	379. 92	378. 70
k_2	376. 42	383. 22	387. 18
k_3	384. 66	375. 86	373. 13
<i>R</i>	8. 24	7. 36	14. 05
最优水平	A_3	B_2	C_2

通过表 5 可得,各试验因素对试验指标(一露仁率、二露仁率、碎仁率、脱壳率)影响的最优组合。综合影响因素的大小顺序为 C 、 A 、 B ,最优组合为 $A_3B_2C_2$,即挤压间隙为 7 mm,凸轮轴转速为 53 r/min,核桃周径范围为 34 ~ 37 mm 时,试验效果最佳。

3.3 验证试验

为检验最优组合在破壳机中的工作效果,将最优组合 $A_3B_2C_2$ 进行 3 次动态验证性试验,试验结果如表 6 所示。对 3 次试验结果取平均值后,经过工作参数优化后的凸轮摇杆双向挤压自定位核桃破壳装置一露仁率平均值为 61. 39%;二露仁率平均值为 23. 30%;碎仁率平均值为 15. 31%;脱壳率平均值为 92. 36%。在满足高脱壳率的同时具有较高露仁率,与传统型核桃剥壳取仁装置相比,高露仁率提高了 14. 69 个百分点,满足核桃产业初加工的需求^[26]。

4 结论

(1)设计了凸轮摇杆双向挤压自定位核桃破壳装置,采用定间隙单果挤压破壳的方式,在提高脱壳率的同时,降低了碎仁率,并对该装置主要工作系统进行了参数化设计。采用 $L_9(3^4)$ 正交表进行试验,

表 6 核仁损伤率验证试验结果

Tab.6 Verification test results of kernel damage rate

测量组号	核桃质量/ g	未损伤果仁质量/g		碎仁质量/ g	未脱壳核 桃质量/g	一露仁率/	二露仁率/	碎仁率/%	脱壳率/%
		一露仁	二露仁			%	%		
1	1 002	246	96	66	72	60. 29	23. 53	16. 18	92. 81
2	1 011	267	105	63	63	61. 38	24. 14	14. 48	93. 77
3	1 011	270	96	66	96	62. 50	22. 22	15. 28	90. 50

利用 SPSS 统计分析软件对试验结果进行分析,得到核桃周径对一露仁率影响极显著,挤压间隙对一露仁率影响显著,影响的主次顺序为 C 、 A 、 B ,挤压间隙、凸轮轴转速、核桃周径对二露仁率、碎仁率、脱壳率皆无显著性影响,其影响的主次顺序分别为 C 、 B 、 A 、 C 、 A 、 B 、 C 、 A 、 B 。

(2)采用综合加权评分法得到凸轮摇杆双向挤

压自定位核桃破壳装置的最优水平组合为:核桃周径范围 34 ~ 37 mm、挤压间隙 7 mm、凸轮轴转速 53 r/min,并进行验证试验,得到一露仁率为 61.39%,二露仁率为 23.30%,碎仁率为 15.31%,脱壳率为 92.36%,与传统型核桃剥壳取仁装置相比,高露仁率提高了 14.69 个百分点,在满足高脱壳率的同时具有较高露仁率,满足核桃产业初加工需求。

参 考 文 献

[1] LIU Mingzheng, LI Changhe, CAO Chengmao, et al. Walnut fruit processing equipment: academic insights and perspectives [J]. Food Engineering Reviews, 2021, 13(4): 822 – 857.

[2] KACAL M, KOYUNCU M A. Cracking characteristics and kernel extraction quality of hazelnuts: effects of compression speed and positions[J]. International Journal of Food Properties, 2017, 20(1): 1664 – 1674.

[3] ZHANG H, SHEN L Y, LAN H P, et al. Mechanical properties and finite element analysis of walnut under different cracking parts[J]. International Journal of Agricultural & Biological Engineering, 2018, 11(6): 81 – 88.

[4] JAMES C H. Hulling apparatus and method: US7302886B2 [P]. 2007 – 12 – 04.

[5] 周军. 气爆式核桃破壳方法的试验研究[D]. 乌鲁木齐: 新疆农业大学, 2015.

ZHOU Jun. Study on experiment of the method of cracking walnut shell in gas explosion type[D]. Urumqi: Xinjiang Agricultural University, 2015. (in Chinese)

[6] 曹成茂, 罗坤, 彭美乐, 等. 山核桃物料风选机理与风选性能试验研究[J]. 农业机械学报, 2019, 50(9): 105 – 112.

CAO Chengmao, LUO Kun, PENG Meile, et al. Experiment on winnowing mechanism and winnowing performance of hickory material[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(9): 105 – 112. (in Chinese)

[7] LIM B Y, SHARNSUDIN R, BAHARUDIN B T H T, et al. Performance evaluation and CFD multiphase modeling for multistage jatrophia fruit shelling machine[J]. Industrial Crops and Products, 2016, 85: 125 – 138.

[8] RUIZ C G R, CARDENA M A T, FONFRIA J J J D. Design and analysis of an automatic shell cracking machine of metohuayo (“caryodendron orinocense karst”) with a capacity of 50 kg/h[J]. Agriculture, 2020, 10(11): 537.

[9] 李长河, 王玉成. 自定位预破壳同向螺旋自分级柔性挤压核桃破壳取仁装置: CN106473167A [P]. 2017 – 03 – 08.

[10] 青岛理工大学. 一种同向双螺旋辊自分级核桃柔性破壳装置及方法: CN106617135A [P]. 2017 – 05 – 10.

[11] 刘明政, 李长河, 张彦彬, 等. 柔性带剪切挤压核桃破壳机理分析与性能试验[J]. 农业机械学报, 2016, 47(7): 266 – 273.

LIU Mingzheng, LI Changhe, ZHANG Yanbin, et al. Shell crushing mechanism analysis and performance test of flexible-belt shearing extrusion for walnut[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(7): 266 – 273. (in Chinese)

[12] 刘明政, 李长河, 张彦彬, 等. 柔性带差速挤压核桃脱壳性能试验[J]. 农业机械学报, 2016, 47(9): 99 – 107.

LIU Mingzheng, LI Changhe, ZHANG Yanbin, et al. Performance test of walnut shelling using flexible-belt and differential velocity extrusion[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(9): 99 – 107. (in Chinese)

[13] 刘明政, 李长河, 曹成茂, 等. 核桃分级破壳取仁及壳仁分离关键技术与装置研究进展[J]. 农业工程学报, 2020, 36(20): 294 – 310.

LIU Mingzheng, LI Changhe, CAO Chengmao, et al. Research progress of key technology and device for size-grading shell-breaking and shell-kernel separation of walnut[J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(20): 294 – 310. (in Chinese)

[14] 青岛理工大学. 自动输送定位的核桃破壳装置及其使用方法: CN105852151A [P]. 2016 – 08 – 17.

[15] 青岛理工大学. 核桃破壳装置及其使用方法: CN105725224A [P]. 2016 – 07 – 06.

[16] 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-type pecan shell breaker[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(3): 257 – 264. (in Chinese)

[17] 曹成茂, 李正, 罗坤, 等. 山核桃二次破壳取仁机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2019, 50(3): 128 – 135.

CAO Chengmao, LI Zheng, LUO Kun, et al. Design and experiment of secondary shell breaking machine for pecan[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(3): 128 – 135. (in Chinese)

[18] 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]. 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]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(10): 307 – 315. (in Chinese)

[19] 徐芝纶. 弹性力学[J]. 北京: 高等教育出版社, 1990.

[20] 王亚雄. 多点挤压式核桃破壳机的设计与试验研究[D]. 西安: 陕西科技大学, 2018.

WANG Yaxiong. Design and experience study of multi-point extrusion type walnut shell crusher[D]. Xi'an: Shaanxi University of Science & Technology, 2018. (in Chinese)

[21] 沈成康. 断裂力学[M]. 上海:同济大学出版社, 1996.

[22] LIU M Z, LI C H, ZHANG Y B, et al. Semi-theoretical analyses on mechanical performance of flexible-belt shearline extrusion walnut shell crushing[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2016, 32(4): 459 – 467.

[23] 杨耀乾. 薄壳理论[M]. 北京: 中国铁路出版社, 1981.

[24] 孙桓, 陈作模, 葛文杰. 机械原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 2013.

[25] 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]. 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]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(1): 77 – 85. (in Chinese)

[26] 张彦彬, 刘洋, 刘明政, 等. 核桃剥壳取仁机的设计与实验研究[J]. 农机化研究, 2014, 36(4): 132 – 136.

ZHANG Yanbin, LIU Yang, LIU Mingzheng, et al. Design and experimental study of a walnut decorticating and kernel taking out machine[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2014, 36(4): 132 – 136. (in Chinese)

~~~~~

(上接第 40 页)

[18] 刘进一, 杜岳峰, 张硕, 等. 基于 GNSS/MIMU/DR 的农业机械组合导航定位方法[J]. 农业机械学报, 2016, 47(增刊): 1 – 7.

LIU Jinyi, DU Yuefeng, ZHANG Shuo, et al. Automatic navigation method for agricultural machinery based on GNSS/MIMU/DR information fusion[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(Supp.): 1 – 7. (in Chinese)

[19] 刘娅. 基于可视图法的避障路径生成及优化[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2012.

LIU Ya. Path generation and optimization of obstacle avoidance based on visibility graph[D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2012. (in Chinese)

[20] 孟志军, 刘卉, 王华, 等. 农田作业机械路径优化方法[J]. 农业机械学报, 2012, 43(6): 147 – 152.

MENG Zhijun, LIU Hui, WANG Hua, et al. Optimization method of field operation machinery path[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(6): 147 – 152. (in Chinese)

[21] 王建波, 赵玉芹, 朱晨辉, 等. 自动导航拖拉机田间作业路径规划与应用试验[J]. 农机化研究, 2017, 39(2): 242 – 245.

WANG Jianbo, ZHAO Yuqin, ZHU Chenhui, et al. Field-work path planning for tractor with automatic navigation and practical application[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2017, 39(2): 242 – 245. (in Chinese)

[22] 朱亚坤, 寇子明, 李俊飞. 拖拉机方向平行作业转弯路径规划研究[J]. 机械设计与制造, 2020(3): 110 – 113.

ZHU Yakun, KOU Ziming, LI Junfei. Research on turning path of parallel operation of tractor[J]. Machinery Design & Manufacture, 2020(3): 110 – 113. (in Chinese)

[23] 常明, 纪俊文. 计算机图形学[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2009.

[24] 黄琦. 履带式无人车辆的路径规划方法研究[D]. 武汉: 武汉大学, 2018.

HUANG Qi. Research on path planning method for tracked unmanned vehicles[D]. Wuhan: Wuhan University, 2018. (in Chinese)

[25] LI Y, CHEN H, MENG J E, et al. Coverage path planning for UAVs based on enhanced exact cellular decomposition method[J]. Mechatronics, 2011, 21(5): 876 – 885.