

# 手持冲击梳刷式油茶果采摘装置设计与试验

闫锋欣<sup>1</sup> 李许杰<sup>1</sup> 杨永霞<sup>1,2</sup> 黄国庆<sup>1</sup> 张 玉<sup>1</sup> 杨福增<sup>1,3</sup>

(1. 西北农林科技大学机械与电子工程学院, 陕西杨凌 712100;  
2. 农业农村部农业物联网重点实验室, 陕西杨凌 712100;  
3. 农业农村部北方农业装备科学观测试验站, 陕西杨凌 712100)

**摘要:** 针对丘陵山地油茶果人工采摘效率低、大型机械采收难且花苞损伤大等问题,设计了一种手持冲击梳刷式油茶果采摘装置,通过冲击指的碰撞作用和指间梳刷作用采摘油茶果,可有效降低花苞损伤率。以采摘装置质量最小化为目标,利用 Ansys Workbench 拓扑优化模块进行轻量化设计,机架减轻近 30.59%;建立“冲击指-油茶果”碰撞模型和“主枝-细枝-茶果”三摆动力学模型,明确影响油茶果采摘效果的主要因素为油茶果的质量和压入变形量、冲击指质量和转速、枝条长度和质量;进而以冲击指转速和指间夹角、装置梳刷次数为试验因素,以采摘速率、采净率和花苞损伤率为评价指标,开展油茶果采摘试验并采用响应面分析法处理试验数据。结果表明,冲击指转速对采摘效果的影响最为显著,且当冲击指转速为 409.8 r/min、指间夹角为 4.1°、装置梳刷 4.5 次时,装置的采摘性能最佳;此时,油茶果采摘速率为 43.67 kg/h、采净率为 86.42%,花苞损伤率低于 8.89%,满足高油茶果采净率和低花苞损伤率的工作要求。

**关键词:** 手持式; 冲击梳刷; 油茶果采摘装置; 三摆动力学模型; 拓扑优化

中图分类号: S225.93      文献标识码: A      文章编号: 1000-1298(2023)12-0129-12      OSID: 

## Design and Experiment of Hand-held Impacting Comb-type *Camellia oleifera* Fruit Harvester

YAN Fengxin<sup>1</sup> LI Xujie<sup>1</sup> YANG Yongxia<sup>1,2</sup> HUANG Guoqing<sup>1</sup> ZHANG Yu<sup>1</sup> YANG Fuzeng<sup>1,3</sup>

(1. College of Mechanical and Electronic Engineering, Northwest A&F University, Yangling, Shaanxi 712100, China  
2. Key Laboratory for Agricultural Internet of Things, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Yangling, Shaanxi 712100, China  
3. Northern Agricultural Equipment Scientific Observation and Experimental Station, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Yangling, Shaanxi 712100, China)

**Abstract:** *Camellia oleifera* is a unique woody oil tree species in China, which plays an important role in grain and oil security. However, there are problems with harvesting of *Camellia oleifera* fruits in hilly and mountainous areas such as low efficiency in manual harvesting, difficulties in flower and fruit synchronization, and difficulties in large-scale mechanical, limiting the development of mechanized harvesting of *Camellia oleifera* fruits. A hand-held impacting comb-type *Camellia oleifera* fruit harvester was designed. The impact component of the device was provided with a buffer sleeve and an angle adjustment mechanism. The harvesting of *Camellia oleifera* fruit was completed by using the collision and brushing action of the impact finger with the *Camellia oleifera* fruit. The goal was to minimize the quality of harvester. The topology optimization section of Ansys Workbench 19.2 software was used to lightweight design the harvester. After optimization the weight reduction of the rack was nearly 30.59%. Meanwhile, the “impact finger – *Camellia oleifera*” collision model and “main branch – secondary twig – fruit” three pendulum dynamic model were established. By analyzing, it can be seen that the main factors affecting the abscission of *Camellia oleifera* fruit were the mass and pressing deformation of *Camellia oleifera* fruit, the quality and rotation speed of the impact finger, and the length and quality of the branches after collision. The rotational speed of the impact finger, the number of comb strokes, and the angle between the impact fingers were taken as experimental factors. The rate of harvesting efficiency and net harvesting

rate of camellia fruits as well as the rate of flower bud abscission were calculated under different experimental conditions. The experiment results were analyzed by response surface analysis. The results indicated that the performance of the picking device was best when the number of combs was 4.5, the rotating speed of the impact finger was 409.8 r/min, and the impact finger included angle was  $4.1^{\circ}$ . In this case, the picking rate and net picking rate of *Camellia oleifera* fruit were 43.67 kg/h and 86.42%, and the falling rate of bud was 8.89%, which can meet the working requirements of high net picking rate and low damage rate of flower buds.

**Key words:** hand-held; impact comb brush; *Camellia oleifera* fruit harvester; three pendulum dynamic model; topology optimization

## 0 引言

油茶(*Camellia oleifera*)是我国特有的木本油料树种,被世界粮农组织优选为健康食用油原料<sup>[1-3]</sup>。油茶果采收目前已成为产业发展的瓶颈环节,劳动力需求占生产全程的33%~50%<sup>[4]</sup>。因此,油茶果采摘机的研制及产业化具有重要意义。

近年来,油茶果机械化采摘设备的研发已取得了重要进展。饶洪辉等采用对转胶辊夹持油茶果的采摘方式,分别研发了电动式<sup>[5]</sup>、液压驱动式<sup>[6]</sup>和枝条分散分层采收式<sup>[7]</sup>3种对辊夹拽式采摘装置,对转胶辊夹拽茶果易缠绕损伤枝条。伍德林等设计了摇枝式<sup>[4,8-9]</sup>、振动盘式<sup>[10]</sup>和扭梳式<sup>[11]</sup>茶果采摘装置,分别通过曲柄滑块机构、振动盘激振采果,扭梳组件夹持枝条、梳辊组件击打茶果实现采摘,但存在树冠和枝条损伤大等不足。高自成等<sup>[12]</sup>设计了齿梳式油茶果采摘机,通过拨禾轮架上的3组采摘齿梳理摘果,但只能采摘分布在树冠表层的油茶果。杜小强等<sup>[13]</sup>研制了高地隙振动采收机,集油茶果的采摘和收集于一体,但存在树冠和花苞损伤大等问题。此外,这些采摘(收)装置多为中大型机具,对操作空间和作业地形的要求较高。

小型化人工辅助采摘装置为解决上述难题提供了新思路。曹成茂等<sup>[14]</sup>研制的便携式山核桃高空拍打采摘机,通过偏心轮带动从动摆件摇摆实现山核桃采摘,低频振动采收时具有芽苞损伤小等优点;于英杰等<sup>[15]</sup>设计了手持振动梳刷式小粒咖啡采摘装置,采用偏心机构带动6组梳齿振拍果实,作业连续,操作灵便。罗时挺等<sup>[16]</sup>研制的齿梳拨刀式油茶果采摘装置,可在齿梳抱握茶果后拉动拨刀摘果;饶洪辉<sup>[17]</sup>设计的便携式油茶果剪采机,则是单果采摘方式的典型代表。可见,这些人工辅助采摘装置要么不能直接用于油茶果的采摘,要么因非连续式采摘而效率低下。

本文在研究油茶果采摘特性的基础上,开展油茶果脱落机理分析和采摘装置轻量化设计,试制手持冲击梳刷式油茶果采摘装置,并在陕西省安康市

的典型丘陵山区进行采摘性能试验。

## 1 油茶果采摘特性参数测定

### 1.1 试验材料与方法

试验材料的基础参数是研制采摘装置的关键。采摘油茶树枝条上的茶果时,果径、质量、果柄脱落力等参数,可决定采摘作业的难易程度;花苞与花梗的连接力、花梗与茎的脱落力等参数,可用来分析采摘装置对花苞的损伤效果。本文研究对象为陕西省安康市汉滨区洪山镇油茶种植基地主栽品系“秦巴1号”,如图1所示。

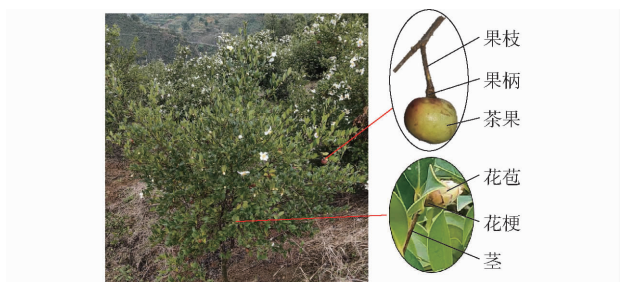


图1 “秦巴1号”油茶

Fig.1 “Qinba No.1” *Camellia oleifera*

不同品系油茶果的采摘特性往往存在较大差异。目前,对长林、湘林等品系油茶果采摘特性的研究成果<sup>[18-20]</sup>较多,但对“秦巴1号”采摘特性的研究尚未见报道。本文采用五点取样法在油茶种植基地中取样,每个取样点包括3×3棵油茶树,从这些茶树上选择油茶果和花苞作为待测目标。如图2所示,利用拉力计和尼龙绳套分别测量油茶果和花苞的脱落力,精准标记各次掉落的油茶果、花苞和果柄,并记录它们的长径、短径和质量。

### 1.2 采摘特性分析

图3给出了所测“秦巴1号”油茶果及其花苞脱落力的分布情况,分析可知,测定数据合理,无异常值,且符合正态分布。油茶果纵向和横向脱落力的中位数偏高,均值分别为16.22 N和24.28 N,数据分布较为均匀且集中于中位数上方,表明油茶果脱落力相对较大;但横向脱落力比纵向脱落力的跨度大且数值偏高,故可通过增加油茶果纵向受力的



图 2 脱落力测定

Fig. 2 Determination of shedding force

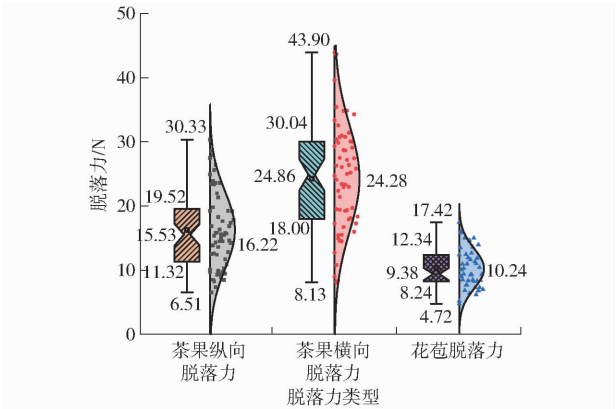


图 3 脱落力测定结果

Fig. 3 Results of shedding force measurement

方式,实现高效采摘。

花苞脱落力中位数偏低,均值为 10.24 N,数据分布相对不均衡且集中于中位线下方,表明花苞脱落力相对较低;但数据分布集中且远小于油茶果脱落力,故可通过降低花苞受力的方式,实现低损采摘。

油茶果和花苞物理特性参数如表 1,对比分析可知,油茶果尺寸和质量远大于花苞;故设计采摘装置时,可根据二者尺寸和质量的差异,选取合适的采摘方式。

| 表 1 油茶果和花苞物理特性参数                                                           |              |              |               |
|----------------------------------------------------------------------------|--------------|--------------|---------------|
| Tab. 1 Physical characteristics of <i>Camellia oleifera</i> fruit and buds |              |              |               |
| 试样类型                                                                       | 参数           |              |               |
|                                                                            | 长径/mm        | 短径/mm        | 质量/g          |
| 茶果纵向试样                                                                     | 38.25 ± 3.98 | 32.35 ± 3.53 | 29.94 ± 7.43  |
| 茶果横向试样                                                                     | 38.75 ± 3.97 | 32.73 ± 3.12 | 29.56 ± 16.54 |
| 花苞试样                                                                       | 19.26 ± 1.01 | 9.21 ± 0.75  | 0.612 ± 0.08  |

2 油茶果采摘机理分析

油茶果机械化采摘的过程中,使油茶果脱落的方式主要有振动式和接触式两种,分别具有采摘效率高和花苞损伤少的优势;综合考虑两种作用方式,本文采用机械装置冲击梳刷油茶果或树枝的方式,使油茶果动能发生突变,迫使油茶果掉落,完成采

摘。根据作用对象的不同,可将采摘过程分为“冲击指-茶果”碰撞产生冲击和“冲击指-枝条”碰撞引起振动 2 种。

2.1 冲击指与油茶果碰撞

图 4 为冲击指与油茶果碰撞时,油茶果的受力情况;当油茶果所受合力大于果柄临界脱落力时,果柄断裂,茶果掉落。将碰撞接触点处油茶果所受冲击力记为  $F$ ,则

$$F_o = F + G = F_v + F_f + G \tag{1}$$

式中  $F_o$ ——油茶果所受合外力, N  
 $G$ ——油茶果重力, N  
 $F_v$ 、 $F_f$ ——冲击指对油茶果的碰撞力和摩擦力, N

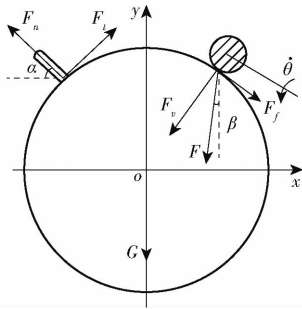


图 4 油茶果受力分析

Fig. 4 Stress analysis of *Camellia oleifera* fruit

根据受力平衡原理,对碰撞过程中油茶果的受力情况进行分析,得

$$\begin{cases} F_t \sin \alpha - F_n \cos \alpha - F \sin \beta = 0 \\ F_t \cos \alpha + F_n \sin \alpha - F \cos \beta - G = 0 \end{cases} \tag{2}$$

式中  $\alpha$ ——油茶果纵向临界脱落力与水平轴夹角, (°)  
 $\beta$ ——冲击合力与竖直轴夹角, (°)  
 $F_t$ ——油茶果横向临界脱落力, N  
 $F_n$ ——油茶果纵向临界脱落力, N

由式(2)可知,“冲击指-油茶果”碰撞时,油茶果的临界脱落条件为(二者满足其一即可)

$$\begin{cases} G \cos \alpha + F \cos (\alpha - \beta) > F_t \\ G \sin \alpha + F \sin (\alpha - \beta) > F_n \end{cases} \tag{3}$$

将“冲击指-油茶果”碰撞简化为双质体单点接触发生的碰撞;根据两质体相对入射速度的方向是否共线,将碰撞分为对心正、斜碰撞两种<sup>[21]</sup>,碰撞模型如图 5 所示。

采用赫兹接触力模型对质体接触期间的碰撞力进行模拟,则质体的运动方程为

$$m \ddot{x} + D(x) \dot{x} + kx^n = 0 \tag{4}$$

式中  $m$ ——质体质量, kg  
 $x$ ——质体形变量, m  
 $D(x)$ ——阻尼函数

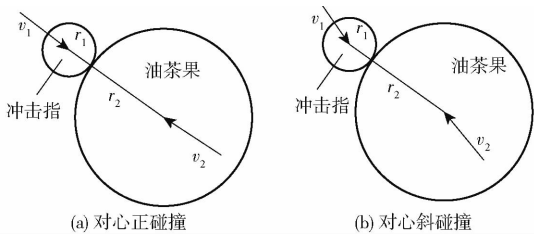


图 5 “冲击指-油茶果”碰撞模型

Fig. 5 “Impact finger - *Camellia oleifera*” collision model

$k$ ——赫兹刚度系数  
 $n$ ——碰撞模型指数,取 1.5

根据广义 Hertz 公式<sup>[21]</sup>,“冲击指-油茶果”对心正碰撞的碰撞力  $F_v$  为

$$F_v = k\delta^{1.5} + D\dot{\delta} \tag{5}$$

其中 
$$k = \frac{4}{3\pi(\sigma_1 + \sigma_2)} \left( \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2} \right)^{1/2}$$

$$\sigma_i = \frac{1 - \mu_i}{\pi E_i} \quad (i = 1, 2)$$

$$D = \lambda \delta^n$$

式中  $\delta$ ——冲击指和油茶果接触面法向相对形变量, m

$D$ ——阻尼系数, N·s/m

$\dot{\delta}$ ——相对速度, m/s

$\sigma_1, \sigma_2$ ——冲击指、油茶果材料特性系数, MPa

$r_1, r_2$ ——冲击指、油茶果曲率半径, m

$\mu_i$ ——质体泊松比

$E_i$ ——质体弹性模量, MPa

$\lambda$ ——滞后阻尼系数, N·s/m

基于牛顿恢复系数  $e$  和赫兹接触应力的滞后环, 计算系统的动能损耗为

$$\begin{cases} \Delta T = \overline{m} (v_1 - v_2)^2 (1 - e^2) / 2 \\ \Delta T = \oint D \dot{\delta} d\delta \approx 2 \int_0^{\delta_m} \lambda \delta^n \dot{\delta} d\delta = \frac{2\lambda \overline{m} (v_1 - v_2)^3}{3k} \\ \overline{m} = m_1 m_2 / (m_1 + m_2) \end{cases} \tag{6}$$

式中  $\Delta T$ ——冲击指和油茶果碰撞产生的动能损耗, J

$m_1, m_2$ ——单侧冲击指、油茶果质量, kg

$\overline{m}$ ——质体 2 折合质量, kg

$v_1, v_2$ ——单侧冲击指、油茶果初始速度, m/s

通过式(6)可得滞后阻尼系数  $\lambda$ 、碰撞前后冲击指速度  $v_1, v_2$  和牛顿恢复系数  $e$  之间的关系为

$$\lambda = 3k(1 - e^2) / [4(v_1 - v_2)] \tag{7}$$

即对心正碰撞的碰撞力可等价表示为

$$F_v = k\delta^n \left( 1 + \frac{3}{4} \frac{1 - e^2}{v_1 - v_2} \dot{\delta} \right) \tag{8}$$

当冲击指和油茶果接触面法向的相对变形量达

到最大  $\delta_m$  时, 所产生的碰撞力最大; 此时, 冲击指和油茶果相对静止, 即  $\dot{\delta} = 0$ , 则对心正碰撞的最大碰撞力为

$$F_{v\max} = k\delta_m^n \tag{9}$$

当“冲击指-油茶果”对心斜碰撞时, 两质体发生相对滑移, 导致碰撞前后质体的切向和法向速度发生变化; 根据动量定理, 碰撞前后系统的动量满足

$$\begin{cases} m_1 v_{1n} + m_2 v_{2n} = m_1 V_{1n} + m_2 V_{2n} \\ m_1 v_{1\tau} + m_2 v_{2\tau} = m_1 V_{1\tau} + m_2 V_{2\tau} \end{cases} \tag{10}$$

式中  $v_{1n}, v_{2n}, v_{1\tau}, v_{2\tau}$ ——碰撞前冲击指和油茶果的切向速度和法向速度

$V_{1n}, V_{2n}, V_{1\tau}, V_{2\tau}$ ——碰撞后冲击指和油茶果的切向速度和法向速度

因式(10)中含有 4 个未知量却仅有 2 个方程, 故需补充 2 个条件进行求解; 根据牛顿恢复系数和冲量比  $v$  (切向冲量  $P_t$  与法向冲量  $P_n$  的比) 的定义, 可知碰撞前后质体速度和冲量满足

$$\begin{cases} V_{2n} - V_{1n} = -e(v_{2n} - v_{1n}) \\ m_1 V_{1\tau} + v m_2 V_{2n} = m_1 v_{1\tau} + v m_2 v_{2n} \end{cases} \tag{11}$$

式中,  $\text{sgn} v = \text{sgn}((v_{2\tau} - v_{1\tau}) / (v_{2n} - v_{1n}))$ , 定义向量  $V = (V_{1n}, V_{1\tau}, V_{2n}, V_{2\tau})$ ,  $v = (v_{1n}, v_{1\tau}, v_{2n}, v_{2\tau})$ , 将式(10)、(11)表示为矩阵形式

$$AV = Bv \tag{12}$$

其中

$$A = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & m_2 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & m_2 \\ -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & m_1 & -vm_2 & 0 \end{bmatrix}$$
$$B = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & m_2 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & m_2 \\ e & 0 & -e & 0 \\ 0 & m_1 & -vm_2 & 0 \end{bmatrix}$$

求解后, 可知法向冲量  $P_n$  满足

$$eP_n = -(1 + e)\overline{m}(V_{2n} - V_{1n}) \tag{13}$$

假设碰撞期间冲击指对油茶果的压缩和恢复时间相同, 则碰撞接触时间为

$$\Delta t \approx 2.94\delta_m / \dot{\delta}_0 = 2.94\delta_m / (v_1 - v_2) \tag{14}$$

式中  $\dot{\delta}_0$ ——初始时刻冲击指和油菜果的相对速度, m/s

对心斜碰撞最大碰撞力可等价表示为

$$F_{v\max} = \frac{P_n}{\Delta t} = \frac{-(1 + e)\overline{m}(V_{2n} - V_{1n})(v_1 - v_2)}{e\delta_m} \tag{15}$$

当冲击指产生的最大碰撞力大于油茶果临界脱落力时, 油茶果脱落, 完成采摘。由式(9)可知, “冲

击指-油茶果”对心正碰撞时,碰撞力随着最大压入变形量的增大而增大;当发生对心斜碰撞时,由式(15)可知,碰撞力与碰撞前后速度变化量和油茶果的折合质量成正比,与最大压入变形量成反比。综上,影响油茶果脱落的主要因素为油茶果质量和压入变形量以及冲击指质量和速度。

2.2 冲击指与果枝碰撞

油茶树枝繁叶茂且枝条交错缠绕。采用冲击梳刷式采摘方式作业时,采摘装置易与油茶枝条发生碰撞,迫使枝条振动,从而引起油茶果动能发生突变而掉落。“冲击指-果枝”碰撞模型由茶果、果柄、细枝和主枝组成,其受力情况如图 6a 所示;因果柄质量和长度较小,在对该模型进行动力学分析时,忽略果柄的影响,将其简化为如图 6b 所示的“主枝-细枝-茶果”三摆动力学模型。

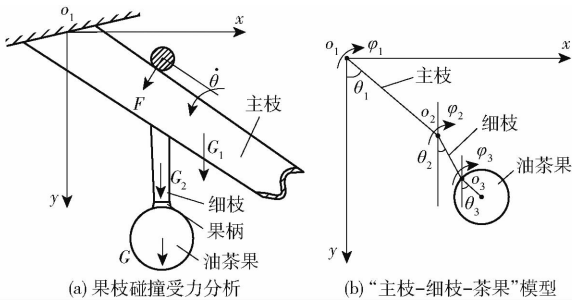


图 6 “冲击指-果枝”碰撞模型

Fig. 6 “Impact finger - fruit branch” collision model

根据力和力矩平衡原理,可知“冲击指-果枝”碰撞模型的受力情况为

$$\begin{cases} F_o = F + G + G_1 + G_2 \\ M_{o_3} = M_F + M_{G_1} + M_{G_2} + M_G \end{cases} \quad (16)$$

式中  $G_1$ 、 $G_2$ ——主枝和细枝重力,N

$M_G$ 、 $M_{G_1}$ 、 $M_{G_2}$ 、 $M_F$ ——油茶果、主枝和细枝重力以及冲击合力对细枝与油茶果连接点  $o_3$  的力矩,N·m

$M_{o_3}$ ——油茶果所受力矩,N·m

“主枝-细枝-茶果”三摆动力学模型系统受迫振动的过程中主要有 6 种运动形式:茶果相对细枝、细枝相对主枝、主枝相对树干的摆动和扭转运动<sup>[22]</sup>。若忽略果柄、空气阻力、枝条阻尼和弹性系数的影响,将主枝和细枝简化为刚性杆件,油茶果柄和果实视为实心球体;以主枝、细枝、油茶果的连接处  $o_1$ 、 $o_2$ 、 $o_3$  为原点建立三摆动力学模型,则简化后该模型的拉格朗日方程为

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_j} = Q_j \quad (17)$$

其中  $L = T_1 + T_2 + T_3 - (V_1 + V_2 + V_3)$

$$q_j = (\theta_1, \theta_2, \theta_3, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3)$$

$$Q_j = (Q_{\theta_1}, Q_{\theta_2}, Q_{\theta_3}, Q_{\varphi_1}, Q_{\varphi_2}, Q_{\varphi_3})$$

式中  $L$ ——系统总能,J

$q_j$ ——广义坐标

$\dot{q}_j$ ——广义速度,m/s

$Q_j$ ——外力,N

$T_1$ 、 $T_2$ 、 $T_3$ ——主枝、细枝和油茶果动能,J

$V_1$ 、 $V_2$ 、 $V_3$ ——主枝、细枝和油茶果势能,J

$\theta_1$ 、 $\theta_2$ 、 $\theta_3$ ——主枝、细枝和油茶果与竖直方向的夹角,rad

$\varphi_3$ 、 $\varphi_2$ 、 $\varphi_1$ ——油茶果相对细枝、细枝相对主枝和主枝相对树干的扭转夹角,rad

根据动能定理和平行轴定理,“主枝-细枝-茶果”三摆动力学模型系统中主枝、细枝和油茶果的动能为

$$\begin{cases} T_1 = \frac{7}{24}m_{l_1}l_1^2\dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{4}m_{l_1}R_1^2\dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{8}m_{l_1}l_1^2\dot{\varphi}_1^2 \\ T_2 = \frac{1}{2}m_{l_2}l_1^2\dot{\theta}_1^2 + \left( \frac{7}{24}m_{l_2}l_2^2 + \frac{1}{2}m_{l_2}l_1^2 \right) \dot{\theta}_2^2 + \frac{1}{4}m_{l_2}R_2^2\dot{\varphi}_2^2 + \\ \frac{1}{8}m_{l_2}l_2^2\dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2}m_{l_2}l_1l_2\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2\cos(\theta_1 - \theta_2) \\ T_3 = \frac{1}{2}m_2l_1^2\dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2}m_2l_2^2\dot{\theta}_2^2 + \left( \frac{6}{5}r_2^2 + \frac{1}{2}l_1^2 + \frac{1}{2}l_2^2 \right) m_2\dot{\theta}_3^2 + \\ m_2l_1l_2\cos(\theta_1 - \theta_2)(\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3^2) + m_2l_1r_2\cos(\theta_1 - \theta_3) \cdot \\ (\dot{\theta}_1\dot{\theta}_3 + \dot{\theta}_3^2) + m_2l_2r_2\cos(\theta_2 - \theta_3)(\dot{\theta}_2\dot{\theta}_3 + \dot{\theta}_3^2) + \\ \frac{6}{5}m_2r_2^2\dot{\varphi}_3^2 \end{cases} \quad (18)$$

式中  $m_{l_1}$ 、 $m_{l_2}$ ——主枝和细枝质量,kg

$l_1$ 、 $l_2$ ——主枝和细枝长度,m

$R_1$ 、 $R_2$ ——主枝和细枝半径,m

$\dot{\theta}_1$ 、 $\dot{\theta}_2$ 、 $\dot{\theta}_3$ ——主枝、细枝和油茶果相对竖直方向的角速度,rad/s

$\dot{\varphi}_3$ 、 $\dot{\varphi}_2$ 、 $\dot{\varphi}_1$ ——油茶果相对细枝、细枝相对主枝和主枝相对树干的扭转角速度,rad/s

“主枝-细枝-茶果”三摆动力学模型系统由重力所产生的势能为

$$\begin{cases} V_1 = m_{l_1}gl_1\cos\theta_1/2 \\ V_2 = m_{l_2}g(l_1\cos\theta_1 + l_2\cos\theta_2/2) \\ V_3 = m_2g(l_1\cos\theta_1 + l_2\cos\theta_2 + r_2\cos\theta_3) \end{cases} \quad (19)$$

式中  $g$ ——重力加速度,取 9.8 m/s<sup>2</sup>

在采摘过程中,“冲击指-果枝”的碰撞迫使枝条发生微幅振动,夹角  $\theta_1$ 、 $\theta_2$ 、 $\theta_3$  的变化小且差值趋

近于零<sup>[22]</sup>,故根据三角函数间的基本关系可得

$$\begin{cases} \sin\theta_1 \approx \theta_1 \\ \sin\theta_2 \approx \theta_2 \\ \sin\theta_3 \approx \theta_3 \\ \sin(\theta_1 - \theta_2) \approx \sin(\theta_1 - \theta_3) \approx \sin(\theta_2 - \theta_3) \approx 0 \\ \cos(\theta_1 - \theta_2) \approx \cos(\theta_1 - \theta_3) \approx \cos(\theta_2 - \theta_3) \approx 1 \end{cases} \quad (20)$$

将式(18)、(19)代入式(17),联立式(20),可将三摆动力学模型系统的受力情况简化为

$$\begin{cases} Q_{\theta_1} = \left( \frac{7}{12}m_{l_1} + m_{l_2} + m_2 \right) l_1^2 \ddot{\theta}_1 + \\ \quad \left( \frac{1}{2}m_{l_2} + m_2 \right) l_1 l_2 \ddot{\theta}_2 + \\ \quad m_2 l_1 r_2 \ddot{\theta}_3 - \left( \frac{1}{2}m_{l_1} + m_{l_2} + m_2 \right) g l_1 \theta_1 \\ Q_{\theta_2} = \left( \frac{1}{2}m_{l_2} + m_2 \right) l_1 l_2 \ddot{\theta}_1 + \\ \quad \left( \frac{7}{12}m_{l_1} l_2^2 + m_{l_2} l_1^2 + m_2 l_2^2 \right) \ddot{\theta}_2 + \\ \quad m_2 l_2 r_2 \ddot{\theta}_3 - \left( \frac{1}{2}m_{l_2} + m_2 \right) g l_2 \theta_2 \\ Q_{\theta_3} = \left( \frac{12}{5}r_2^2 + l_1^2 + l_2^2 + 2l_1 l_2 + 2l_1 r_2 + 2l_2 r_2 \right) m_2 \ddot{\theta}_3 + \\ \quad m_2 l_1 r_2 \ddot{\theta}_1 + m_2 l_2 r_2 \ddot{\theta}_2 - m_2 r_2 g \theta_3 \\ Q_{\varphi_1} = \left( \frac{1}{2}R_1^2 + \frac{1}{4}l_1^2 \right) m_{l_1} \ddot{\varphi}_1 \\ Q_{\varphi_2} = \left( \frac{1}{2}R_2^2 + \frac{1}{4}l_2^2 \right) m_{l_2} \ddot{\varphi}_2 \\ Q_{\varphi_3} = \frac{12}{5}m_2 r_2^2 \ddot{\varphi}_3 \end{cases} \quad (21)$$

式中  $\ddot{\theta}_1$ 、 $\ddot{\theta}_2$ 、 $\ddot{\theta}_3$ ——主枝、细枝和油茶果相对竖直方向的角加速度,rad/s<sup>2</sup>

$\ddot{\varphi}_3$ 、 $\ddot{\varphi}_2$ 、 $\ddot{\varphi}_1$ ——油茶果相对细枝、细枝相对主枝和主枝相对树干的扭转角加速度,rad/s<sup>2</sup>

根据上述分析可知,“冲击指-果枝”碰撞时,枝条的微振导致油茶果动能发生突变,油茶果所受外力逐渐增大,使细枝与油茶果的连接处断裂,完成采摘。由式(21)可知,系统所受外力与主枝、细枝、油茶果角加速度成正比。综上所述,影响油茶果脱落的主要因素为油茶果质量、冲击指转速、枝条质量和长度。

### 3 整机和关键部件设计

#### 3.1 整机结构与工作原理

针对丘陵山地油茶果人工采摘效率低、大型机

械采收难且花苞损伤大等问题,结合采摘特性测定试验结果和脱落机理分析的结论,设计了一种由梳齿排布式冲击指、指座、机架、带传动系统、底壳、上罩壳、手持杆、肩带、汽油机和启停开关等组成的手持冲击梳刷式油茶果采摘装置,具体结构如图7所示。

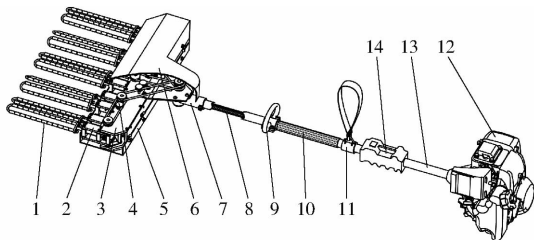


图7 手持式油茶果采摘装置结构示意图

Fig.7 Hand-held *Camellia oleifera* fruit harvester

1. 冲击指 2. 指座 3. 机架 4. 带传动系统 5. 底壳 6. 上罩壳 7. 连接头 8. 花键轴 9. 握把 10. 限位橡胶套 11. 肩带 12. 汽油机 13. 手持杆 14. 启停开关

进行采摘作业时,先将启停开关调节至开启状态,拉动启动手柄使汽油机运转;汽油机经离合器将动力传递至手持杆内的花键轴,花键轴通过连接头内的伞齿轮实现动力传递方向的90°变换,再由主传动轴上的带传动系统和一组(3个)斜齿轮驱动冲击指相对转动。

待冲击指运转正常后,将肩带挂于肩膀上,一只手紧握手持杆外侧的握把,另一只手控制启停开关的压紧程度以调节冲击指转速;当冲击指达到预定转速时,将其放置于油茶树结果层的下端,自下而上移动采摘头(1次采摘),对油茶枝条、油茶果产生冲击梳刷作用,迫使油茶果自身的动能发生突变。当油茶果所受外力大于其临近脱落力时,油茶果从果枝上脱落,采摘作业完成。

#### 3.2 冲击指设计

手持冲击梳刷式油茶果采摘装置是通过冲击指的旋转运动对油茶果或树枝进行一定频率和幅度的击打,迫使油茶果在冲击和振动的作用下脱落。冲击指作为影响油茶果采摘效率和花苞损伤率的关键部件,由指头和指座组成。其中,指头由U形杆、缓冲套、连接块、防松螺帽和限位转轴等零件装配而成;指座包括支撑轴承座、上L形板、斜齿轮、主传动轴、张角调节机构和下L形板等零件。一对(2个)冲击指通过主传动轴铰接形成冲击组件,其中,上L形板和下L形板对称安装,如图8所示。指尖处的U形结构可避免采摘过程中装置前端与树枝缠绕;末端由防松螺帽与连接块固定,降低了冲击组件装配的复杂性;U形杆的外侧设有多个可自由转动的橡胶缓冲套,可有效降低冲击组件对花苞的损伤。

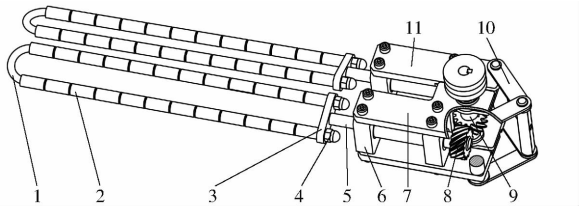


图 8 冲击组件

Fig. 8 Impact component

1. U 形杆 2. 缓冲套 3. 连接板 4. 防松螺帽 5. 限位转轴  
6. 支撑轴承座 7. 上 L 形板 8. 斜齿轮 9. 主动轴 10. 张角调节机构 11. 下 L 形板

根据油茶树的结果层厚度、油茶果和花苞的直径等关键参数设计冲击指尺寸。经测定，油茶树结果层平均厚度为 240 ~ 260 mm，油茶果平均直径为 32 ~ 38 mm，花苞平均直径为 9 ~ 19 mm；因此，设计 U 形杆长度为 300 mm、杆径为 6 mm，两杆中心距为 25 mm；当指座夹角为 0°时，U 形杆末端的限位转轴中心距为 44 mm，因此，相邻两个冲击指间距为 19 ~ 44 mm。为有效降低冲击指对花苞损伤，在其外侧设置有内径为 8 mm、外径为 10 mm、长度为 20 mm 的缓冲套以降低对花苞的冲击力。为保证采摘效率和采摘装置对油茶果枝的梳理效果，间隔 120 mm 均匀布置 5 组冲击组件。

将 U 形杆的结构简化为布置在转轴两侧的直杆，则冲击指运转过程中，冲击指产生的总动量为

$$P_a = P_R + P_U = 0 + 2m_1v_1 = 2m_1\dot{\theta}l \quad (22)$$

式中  $P_a$ 、 $P_R$ 、 $P_U$ ——冲击指总动量、转轴动量和 U 形杆动量，kg·m/s

$\dot{\theta}$ ——冲击指转动角速度，rad/s

$l$ ——单侧冲击指回转半径，m

3.3 夹角调节机构设计

为避免采摘过程中冲击指与油茶枝条卡死，设计了一个可自行改变指间夹角的调节机构，由圆柱销、连杆、带孔销、限位弹簧、螺栓、蝶形螺母和背板组成。螺栓穿过带孔销和背板与蝶形螺母连接，螺栓的外侧设有蝶形螺母，调整蝶形螺母的拧紧程度压缩限位弹簧带动带孔销在水平方向运动，带孔销通过连杆改变圆柱销位置，实现指间夹角的调节，具体结构如图 9 所示。

夹角调节机构由 2 组曲柄滑块机构合并组成，以主动轴的轴心为原点 A，圆柱销到主动轴的距离  $l_{AB}$  为曲柄，带孔销与圆柱销的距离  $l_{BC}$  为连杆，以螺栓作为滑块 C，如图 10 所示，所设计的实际连杆长度为 40 mm，曲柄长度为 26 mm，符合曲柄滑块的设计要求。

根据曲柄-连杆-滑块的几何关系，可知

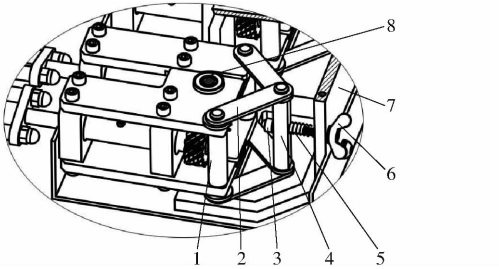


图 9 夹角调节机构

Fig. 9 Angle adjustment mechanism

1. 圆柱销 2. 连杆 3. 螺栓 4. 带孔销 5. 限位弹簧 6. 蝶形螺母 7. 背板 8. 主动轴

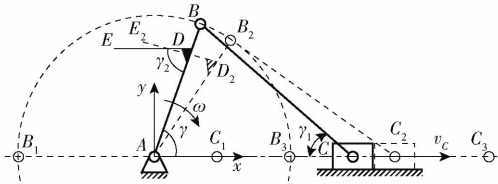


图 10 夹角调节机构原理图

Fig. 10 Principle analysis of angle adjustment mechanism

$$(x_c - l_{AB}\cos(\omega t))^2 + (l_{AB}\sin(\omega t))^2 = l_{BC}^2 \quad (23)$$

式中  $x_c$ ——滑块 C 关于 A 坐标系 x 轴的坐标，m

$\omega$ ——曲柄转动角速度，rad/s

$t$ ——曲柄转动时间，s

由曲柄和连杆长度，结合图 10 可知

$$x_c - l_{AB}\cos(\omega t) > 0 \quad (24)$$

根据式 (23)、(24) 可求得  $x_c$  为

$$x_c = l_{AB}\cos(\omega t) + \sqrt{l_{BC}^2 - (l_{AB}\sin(\omega t))^2} \quad (25)$$

故可求得滑块速度  $v_c$  与曲柄角速度的关系为

$$v_c = -\omega l_{AB}\sin(\omega t) - \frac{\omega l_{AB}^2 \sin(2\omega t)}{\sqrt{l_{BC}^2 - (l_{AB}\sin(\omega t))^2}} \quad (26)$$

夹角调节机构的设计可避免采摘过程中冲击指被树枝卡死，当冲击指所受扭力过大时，ED 带动曲柄 AB 转动，由连杆 BC 推动滑块 C 即带孔销挤压限位弹簧，可避免采摘过程中果枝和冲击指的损伤；同时，可在采摘工作开始前调整蝶形螺母，使冲击指的夹角和间隙达到适宜的位置，一定程度上增大冲击指的摆动幅度。

4 装置轻量化仿真优化

4.1 材料与属性

手持冲击梳刷式油茶果采摘装置需人工背负装置在山地油茶林进行采摘作业，依据 GB 12330—90《体力搬运重量限值》，采摘装置的总质量应小于 10 kg。基于质量最小化原则，选用铝合金 6061-T6(杨氏模量 71 000 MPa、泊松比 0.33、密度 2 770 kg/m³、屈服应力 280 MPa) 作为零件制造的材料，并通过

Ansys Workbench 19.2 软件内置的静力学分析和拓扑优化模块对机架(主要制造零件,由顶板、背板和底板组成,优化前机架总质量为 1.887 kg,如图 11)进行轻量化仿真设计<sup>[23-25]</sup>。

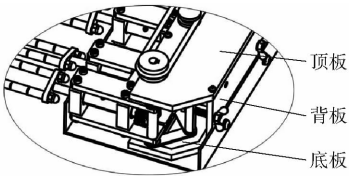


图 11 机架组成图

Fig. 11 Frame composition

4.2 机架仿真模型建立

油茶果采摘装置作业时机架所承受的载荷主要包括冲击指质量、机架自重和外载荷<sup>[26]</sup>。将机架拆分为顶板、背板和底板 3 个零件,并导入 Ansys Workbench 软件进行优化,设置网格单元最小尺寸为 5 mm;结合机架各零件的实际受力情况进行加载,在顶板、背板和底板相连的部分添加固定约束;在顶板和背板主轴安装孔的位置、背板上夹角调节机构安装孔,背板上连接顶板和底板的螺栓孔的位置添加作用力;在顶板、背板和底板的连接部分添加作用力矩。由于采摘头质量为 4.08 kg,采摘装置长度为 1.62 m,若仅考虑采摘头自身重力的影响不能保证采摘过程中机架的可靠性,故基于采摘头的自重对机架所受载荷进行放大,在作用点处施加 400 N 的作用力和 800 N·m 的力矩,如图 12 所示。

4.3 仿真结果分析

利用 Ansys Workbench 软件的静力学模块对零件的受力情况进行分析;再将仿真结果导入拓扑优化模块,设置需保留的特征面和质量去除比例,对零件进行轻量化设计,拓扑优化的结果如图 13 所示。

将优化后的模型导出至 SolidWorks 2016 软件,根据优化结果绘制切除部分的草图,如图 14 所示。为避免采摘过程中杂物掉落至传动系统内,根据优化建议对各零件进行重新建模时,切除部分保留 1 mm 的厚度。

将轻量化设计后的机架重新导入 Ansys Workbench 软件的静力学模块,设置相同的约束和载荷进行分析。优化前后各零件所受等效应力如图 15 所示。

对比仿真结果可知,相同载荷下,优化后顶板、背板和底板受到的最大等效应力分别增加 0.61、0.95、3.463 MPa,质量分别减少 0.13、0.20、0.234 kg,轻量化比例分别为 18.58%、40.83% 和 33.83%。

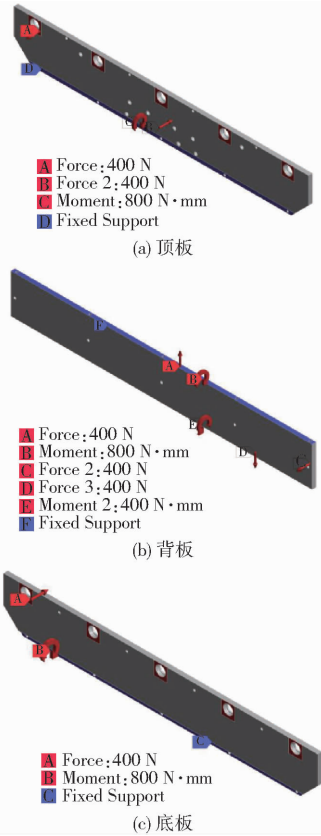


图 12 机架约束及受载情况

Fig. 12 Frame constraints and load conditions

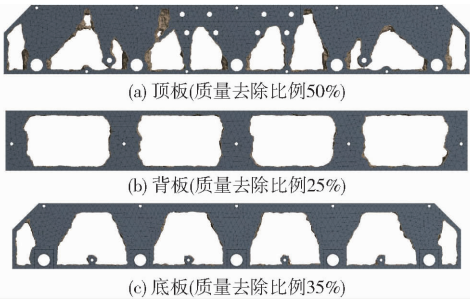


图 13 拓扑优化结果

Fig. 13 Topology optimization results

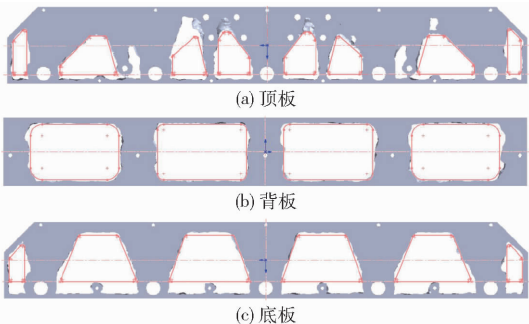


图 14 优化后方案草图

Fig. 14 Sketch of optimization scheme

优化后,零件受到的最大等效应力均小于铝合金材料的屈服应力,满足机架可靠性的要求;机架减轻近 30.59%,总质量降低 0.575 kg,达到机架质量最小化的目标。

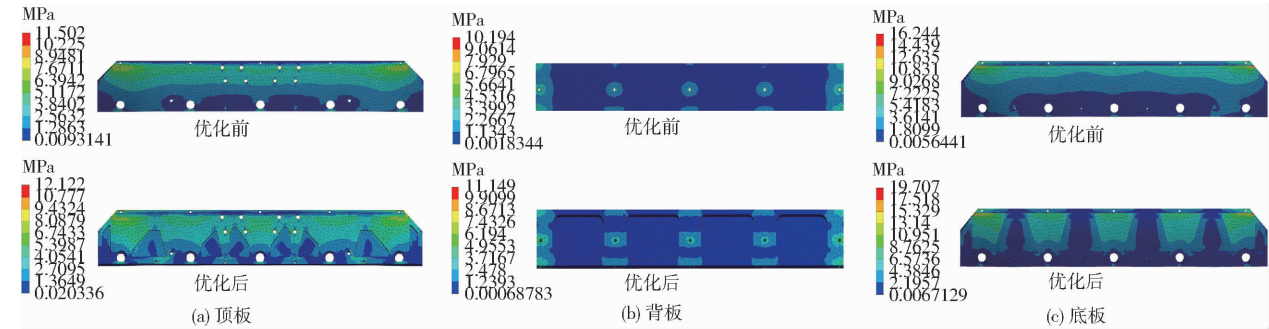


图 15 拓扑优化前后等效应力云图

Fig. 15 Equivalent stress cloud picture before and after topology optimization

5 油茶果采摘装置性能试验

手持冲击梳刷式油茶果采摘装置的总质量为 9.67 kg,符合国标要求;整体尺寸为 1 620 mm × 518 mm × 245 mm;采摘头尺寸为 535 mm × 518 mm × 124 mm;装置的作业幅宽为油茶果树的 1/4 区域,采用功率为 1.25 kW 的二冲程汽油机作为整机的动力源,通过调节启停开关控制冲击指的回转速度,采摘装置如图 16 所示。

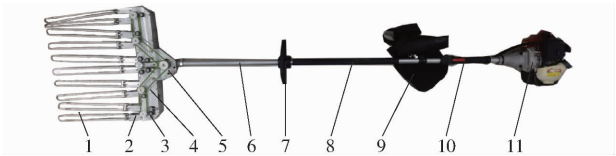


图 16 采摘装置实物图

Fig. 16 Picking device

1. 冲击指 2. 指座 3. 机架 4. 带传动系统 5. 连接头 6. 手持杆 7. 握把 8. 限位橡胶套 9. 肩带 10. 启停开关 11. 汽油机

5.1 试验条件

为验证冲击梳刷式油茶果采摘方式的合理性,利用研制的手持式油茶果采摘装置,于 2022 年 10 月 26—28 日在陕西省安康市汉滨区洪山镇油茶种植基地,以“秦巴 1 号”品种的油茶果为研究对象进行采摘试验,如图 17 所示。



图 17 山地采摘试验

Fig. 17 Mountain picking test

任选一棵树的 1/4 范围作为试验区域,统计并记录区域内油茶果和花苞的数量。启动汽油机,调整冲击指的转速至试验转速,试验人员手持采摘装

置,从油茶树结果层的下方缓慢移动至树冠顶端,即完成一次梳刷采摘;根据预定的梳刷次数,进行采摘试验,并记录梳刷时间。试验后统计掉落油茶果数量和质量、掉落花苞数量。

5.2 试验设计

在进行山地油茶果采摘试验的过程中,以冲击指转速  $X_1$ 、指间夹角  $X_2$  和梳刷次数  $X_3$  为试验因素;以油茶果采摘速率、油茶果实采净率和油茶花苞损伤率为试验的评价指标,其中

$$\begin{cases} P_v = 3.6m_t/t_t \\ P_c = n_{w_1}/n_w \times 100\% \\ P_d = n_{f_1}/n_f \times 100\% \end{cases} \quad (27)$$

式中  $P_v$ ——油茶果采摘速率,kg/h

$P_c$ ——油茶果采净率,%

$P_d$ ——油茶花苞损伤率,%

$m_t$ ——脱落油茶果总质量,g

$t_t$ ——采摘时间,s

$n_{w_1}$ ——脱落油茶果个数

$n_w$ ——采摘区域内油茶果总数

$n_{f_1}$ ——花苞掉落个数

$n_f$ ——采摘区域内花苞总数

为降低试验的复杂度,以高油茶果采净率和低花苞损伤率为目标,进行单因素试验,优选各因素的最佳范围,确定试验因素编码,如表 2 所示。利用 Design-Expert 11.0 软件设计三因素三水平的 Box – Behnken Design (BBD) 响应面试验;共设计 15 组试验。在实际试验的过程中,每组试验进行 3 次,以 3 次试验的平均值作为该组试验的结果;通过多元二

表 2 试验因素编码

Tab.2 Coding of horizontal experiment factors

| 编码 | 因素                     |              |            |
|----|------------------------|--------------|------------|
|    | 冲击指转速 $X_1$ /          | 指间夹角 $X_2$ / | 梳刷次数 $X_3$ |
|    | (r·min <sup>-1</sup> ) | (°)          |            |
| -1 | 350                    | 3            | 4          |
| 0  | 400                    | 4            | 5          |
| 1  | 450                    | 5            | 6          |

次方程拟合的方式,表征试验因素与试验评价指标间的关系<sup>[27-29]</sup>。

5.3 试验结果与分析

油茶果采摘试验结果如表 3 所示。

表 3 试验设计与结果  
Tab.3 Experiment design and results

| 序号 | 因素                                 |                |       | 评价指标                              |        |        |
|----|------------------------------------|----------------|-------|-----------------------------------|--------|--------|
|    | $X_1/$                             | $X_2/$         | $X_3$ | $P_v/$                            | $P_c/$ | $P_d/$ |
|    | ( $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ ) | ( $^{\circ}$ ) |       | ( $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$ ) | %      | %      |
| 1  | 400                                | 5              | 4     | 52.44                             | 77.39  | 8.11   |
| 2  | 400                                | 4              | 5     | 37.34                             | 83.56  | 8.61   |
| 3  | 350                                | 3              | 5     | 29.19                             | 59.86  | 7.34   |
| 4  | 350                                | 4              | 4     | 43.45                             | 62.00  | 7.00   |
| 5  | 450                                | 5              | 5     | 41.83                             | 85.45  | 12.11  |
| 6  | 400                                | 3              | 4     | 45.43                             | 76.16  | 8.33   |
| 7  | 450                                | 4              | 6     | 37.48                             | 87.54  | 13.20  |
| 8  | 350                                | 4              | 6     | 27.81                             | 65.12  | 7.66   |
| 9  | 450                                | 3              | 5     | 41.11                             | 84.39  | 11.94  |
| 10 | 400                                | 5              | 6     | 38.19                             | 81.27  | 8.71   |
| 11 | 400                                | 4              | 5     | 34.64                             | 85.05  | 8.26   |
| 12 | 400                                | 4              | 5     | 39.41                             | 87.30  | 9.02   |
| 13 | 350                                | 5              | 5     | 26.83                             | 61.56  | 7.51   |
| 14 | 400                                | 3              | 6     | 36.42                             | 82.46  | 8.94   |
| 15 | 450                                | 4              | 4     | 52.50                             | 85.92  | 11.34  |

针对表 3 所得试验结果,建立回归模型

$$\left\{\begin{aligned}P_v &= 2.35 + 0.24X_1 - 0.16X_2 - 16.86X_3 + \\&\quad 0.0043X_1X_2 + 0.00090X_1X_3 - 0.37X_2X_3 - \\&\quad 0.00029X_1^2 + 0.061X_2^2 + 1.61X_3^2 \\P_c &= -697.29 + 2.95X_1 + 37.87X_2 + 25.50X_3 - \\&\quad 0.0032X_1X_2 - 0.0075X_1X_3 - 0.61X_2X_3 - \\&\quad 0.0033X_1^2 - 4.15X_2^2 - 1.82X_3^2 \\P_d &= 2.35 + 0.24X_1 - 0.16X_2 - 16.86X_3 + \\&\quad 0.0044X_1X_2 + 0.00090X_1X_3 - 0.36X_2X_3 - \\&\quad 0.00029X_1^2 + 0.61X_2^2 + 1.61X_3^2\end{aligned}\right. \quad (28)$$

由表 4 方差分析<sup>[30]</sup>的结果可知,油茶果采摘速率和采净率、花苞损伤率回归模型的  $P$  值分别为 0.008 3、0.000 1 和 0.000 3,均小于 0.01,故 3 个模型都具有极显著性;各模型决定系数  $R^2$  分别为 0.952 0、0.991 6 和 0.988 1,则该模型误差较小,可用来对油茶果的采摘速率和采净率、花苞的掉落率进行分析和预测。

对表 4 进行分析可知,冲击指转速对油茶果的采摘速率和采净率、花苞损伤率均具有极显著影响。

表 4 回归模型方差分析  
Tab.4 Variance analysis of regression model

| 方差来源    | 自由度 | $P_v$   |         |            | $P_c$    |         |             | $P_d$   |         |             |
|---------|-----|---------|---------|------------|----------|---------|-------------|---------|---------|-------------|
|         |     | 平方和     | $F$     | $P$        | 平方和      | $F$     | $P$         | 平方和     | $F$     | $P$         |
| 模型      | 9   | 797.42  | 11.01   | 0.008 3 ** | 1 458.13 | 65.88   | 0.000 1 **  | 53.00   | 46.17   | 0.000 3 **  |
| $X_1$   | 1   | 260.32  | 32.34   | 0.002 3 ** | 1 122.26 | 456.33  | <0.000 1 ** | 45.54   | 357.07  | <0.000 1 ** |
| $X_2$   | 1   | 6.35    | 0.788 4 | 0.415 3    | 0.978 0  | 0.397 7 | 0.556 0     | 0.001 2 | 0.009 2 | 0.927 2     |
| $X_3$   | 1   | 363.48  | 45.16   | 0.001 1 ** | 27.84    | 11.32   | 0.020 0 *   | 1.74    | 13.61   | 0.014 2 *   |
| $X_1^2$ | 1   | 24.98   | 3.10    | 0.138 4    | 255.87   | 104.04  | 0.000 2 **  | 5.20    | 40.80   | 0.001 4 **  |
| $X_2^2$ | 1   | 0.160 1 | 0.019 9 | 0.893 3    | 63.67    | 25.89   | 0.003 8 **  | 0.030 2 | 0.237 1 | 0.646 9     |
| $X_3^2$ | 1   | 123.47  | 15.34   | 0.011 2 *  | 12.25    | 4.98    | 0.076 0     | 0.001 2 | 0.009 0 | 0.928 0     |
| 残差      | 5   | 40.24   |         |            | 12.30    |         |             | 0.637 7 |         |             |
| 失拟项     | 3   | 28.83   | 1.68    | 0.393 8    | 5.18     | 0.485 7 | 0.726 4     | 0.352 7 | 0.825 0 | 0.588 7     |
| 纯误差     | 2   | 11.42   |         |            | 7.11     |         |             | 0.285 0 |         |             |
| $R^2$   |     |         | 0.952 0 |            |          | 0.991 6 |             |         | 0.988 1 |             |
| 变异系数/%  |     |         | 7.29    |            |          | 2.02    |             |         | 3.88    |             |

注:\*\*表示极显著( $P<0.01$ );\*表示显著( $0.01\leq P\leq 0.05$ )。

梳刷次数对油茶果采摘速率具有极显著影响,对油茶果采净率和花苞损伤率具有显著影响。指间夹角对油茶果采摘速率和采净率、花苞损伤率的影响均不显著;其原因是指间夹角的调整会引起冲击指间距的改变,但油茶果的直径远大于冲击指间距,而花苞的直径却远小于冲击指间距;故通过改变指间夹角引起的冲击指间距的变化,对油茶果采摘速率和采净率、花苞损伤率的影响不显著。各因素对油茶果采摘速率影响的主次顺序为梳刷次数、冲击指转速、指间夹角;

各因素对油茶果采净率和花苞损伤率影响的主次顺序为冲击指转速、梳刷次数、指间夹角。

通过 Design-Expert 软件对采摘试验回归模型分析可知,当冲击指转速为 409.8 r/min、指间夹角为 4.1°、梳刷次数为 4.5 次时(0.5 次为采摘装置自树冠底部运行至树冠中部),采摘装置的工作性能最佳;基于优化后的参数进行验证试验,此时油茶果采摘效率为 43.67 kg/h、采净率为 86.42%,花苞损伤率为 8.89%,满足高油茶果采净率和低花苞损伤

率的工作要求,采摘装置符合体积小、操作便捷、连续性好

6 结论

(1)设计了一种用于采摘空间狭小、种植地形复杂的手持冲击梳刷式油茶果采摘装置,通过冲击指的碰撞作用和指间梳刷作用采摘油茶果,可有效降低花苞损伤率。搭建了“冲击指-油茶果”碰撞模型和“主枝-细枝-茶果”三摆动力学模型,分析了采摘过程中油茶果脱落的条件,明确了影响油茶果脱落的主要因素为油茶果质量和压入变形量、冲击指质量和转速、枝条质量和长度。

(2)以陕西省特有的油茶品种“秦巴 1 号”为研究对象,测定了茶果和花苞的采摘特性;确定了油茶果纵向脱落地集中于 11.32 ~ 19.52 N、横向脱落地集中于 18.00 ~ 30.04 N、花苞脱落地集中于 8.24 ~ 12.34 N;故采摘装置的设计可基于增大茶果纵向受

力和降低花苞受力的原则,以实现油茶果高效低损采摘。

(3)针对手持式采摘装置轻量化的需求,借助 Ansys Workbench 内置的静力学分析和拓扑优化模块,对装置机架部分进行轻量化设计。优化后,零件所受的最大等效应力均小于铝合金材料的屈服应力,满足机架可靠性要求;机架减轻近 30.59%,质量降低 0.575 kg,整机质量为 9.67 kg,达到机架质量最小化的目标。

(4)通过山地油茶果采摘性能试验,得到了油茶果采摘速率和采净率、花苞损伤率的回归方程;经方差分析得出冲击指转速对评价指标的影响最大,与理论分析结果相符。通过参数优化和试验验证可知,当冲击指转速为 409.8 r/min、指间夹角为 4.1°、梳刷次数为 4.5 次时,油茶果采摘效率为 43.67 kg/h、采净率为 86.24%,花苞损伤率为 8.89%,满足高油茶果采净率和低花苞损伤率的工作要求。

参 考 文 献

[1] 易雪平,段鹏飞,何守峰,等. 木本食用油料植物资源及其籽油的研究现状[J]. 中国野生植物资源,2017, 36(3): 62 - 69,73.  
YI Xueping, DUAN Pengfei, HE Shoufeng, et al. Research status of woody edible oil plant resources and its seed oil[J]. Chinese Wild Plant Resources, 2017, 36(3): 62 - 69,73. (in Chinese)

[2] 陈丰林,谢海,游昌乔,等. 我国油茶资源研究与开发利用现状及展望[J]. 生命科学研究,2021, 25(5): 425 - 431.  
CHEN Fenglin, XIE Hai, YOU Changqiao, et al. Current situation and prospect of research, development and utilization of *Camellia oleifera* resources in China[J]. Life Science Research, 2021, 25(5): 425 - 431. (in Chinese)

[3] WEN Yue, SU Shuchai, MA Lüyi, et al. Effects of canopy microclimate on fruit yield and quality of *Camellia oleifera* [J]. Scientia Horticulturae, 2018, 235: 132 - 141.

[4] 伍德林,傅立强,曹成茂,等. 摇枝式油茶果采摘机设计与试验[J]. 农业机械学报,2020, 51(11): 176 - 182,195.  
WU Delin, FU Liqiang, CAO Chengmao, et al. Design and experiment of shaking-branch fruit picking machine for camellia fruit[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(11): 176 - 182,195. (in Chinese)

[5] 饶洪辉,张立勇,黄登昇,等. 电动胶辊旋转式油茶果采摘执行器设计与试验[J]. 农业机械学报,2018, 49(9): 115 - 121.  
RAO Honghui, ZHANG Liyong, HUANG Dengsheng, et al. Design and test of motor-driven picking actuator of camellia fruit with rotate rubber roller[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(9): 115 - 121. (in Chinese)

[6] 饶洪辉,黄登昇,王玉龙,等. 液压驱动式油茶果采摘机设计与试验[J]. 农业机械学报,2019, 50(5): 133 - 139,147.  
RAO Honghui, HUANG Dengsheng, WANG Yulong, et al. Design and experiment of hydraulic-driven camellia fruit picking machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(5): 133 - 139,147. (in Chinese)

[7] 饶洪辉,王玉龙,李庆松,等. 油茶果分层采收装置设计与试验[J]. 农业机械学报,2021, 52(10): 203 - 212.  
RAO Honghui, WANG Yulong, LI Qingsong, et al. Design and experiment of camellia fruit layered harvesting device[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(10): 203 - 212. (in Chinese)

[8] 伍德林,李超,曹成茂,等. 摇枝式油茶果采摘装置作业过程分析与试验[J]. 农业工程学报,2020, 36(10): 56 - 62.  
WU Delin, LI Chao, CAO Chengmao, et al. Analysis and experiment of the operation process of branch-shaking type *Camellia oleifera* fruit picking device[J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(10): 56 - 62. (in Chinese)

[9] WU Delin, ZHAO Enlong, FANG Dong, et al. Determination of vibration picking parameters of *Camellia oleifera* fruit based on acceleration and strain response of branches[J]. Agriculture, 2022, 12(8): 1222.

[10] WU Delin, DING Da, CUI Bowen, et al. Design and experiment of vibration plate type camellia fruit picking machine[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2022, 15(4): 130 - 138.

[11] 伍德林,袁嘉豪,李超,等. 扭梳式油茶果采摘末端执行器设计与试验[J]. 农业机械学报,2021, 52(4): 21 - 33.  
WU Delin, YUAN Jiahao, LI Chao, et al. Design and experiment of twist-comb end effector for picking camellia fruit[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(4): 21 - 33. (in Chinese)

[12] 高自成,李立君,李昕,等. 齿梳式油茶果采摘机采摘执行机构的研制与试验[J]. 农业工程学报,2013, 29(10): 19 - 25.  
GAO Zicheng, LI Lijun, LI Xin, et al. Development and test of picking actor in oil-tea camellia fruit picking machine of tooth

- comb type[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(10): 19–25. (in Chinese)
- [13] 杜小强, 宁晨, 贺磊盈, 等. 履带式高地隙油茶果振动采收机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(7): 113–121.  
DU Xiaoqiang, NING Chen, HE Leiying, et al. Design and test of crawler-type high clearance *Camellia oleifera* fruit vibratory harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(7): 113–121. (in Chinese)
- [14] 曹成茂, 詹超, 孙燕, 等. 便携式山核桃高空拍打采摘机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2018, 49(3): 130–137.  
CAO Chengmao, ZHAN Chao, SUN Yan, et al. Design and experiment of portable walnut high-altitude pat-picking machine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(3): 130–137. (in Chinese)
- [15] 于英杰, 王剑, 赖庆辉, 等. 手持振动梳刷式小粒咖啡采摘装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2021, 52(9): 124–133.  
YU Yingjie, WANG Jian, LAI Qinghui, et al. Design and experiment of hand-held vibrating comb-type *Coffea arabica* L. harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(9): 124–133. (in Chinese)
- [16] 罗时挺, 饶洪辉, 张立勇, 等. 齿梳拨刀式油茶果采摘装置设计与试验[J]. 农机化研究, 2017, 39(2): 84–88, 157.  
LUO Shiting, RAO Honghui, ZHANG Liyong, et al. Design and experiment of tooth comb type device for camellia fruits picking[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2017, 39(2): 84–88, 157. (in Chinese)
- [17] 饶洪辉. 便携式油茶果实采收机构设计[J]. 中国农机化, 2012, 33(5): 72–73.  
RAO Honghui. Mechanical design of portal *Camellia oleifera* harvesting[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2012, 33(5): 72–73. (in Chinese)
- [18] 陈开展, 胡安国, 钱寅, 等. 油茶果和花苞脱离力试验研究[J]. 中国农机化学报, 2019, 40(12): 87–92.  
CHEN Kaizhan, HU Anguo, QIAN Yin, et al. Experimental study on the detachment force of oil-tea camellia fruit and bud [J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2019, 40(12): 87–92. (in Chinese)
- [19] 冯国坤, 饶洪辉, 许朋, 等. 油茶果与油茶花苞生物力学特性试验研究[J]. 农机化研究, 2014, 36(12): 187–191.  
FENG Guokun, RAO Honghui, XU Peng, et al. Experimental study on the biomechanical properties of camellia fruit and camellia flower buds[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2014, 36(12): 187–191. (in Chinese)
- [20] ZHANG Xiaoyan, HE Chaochao, YAN Bofei, et al. Effects of fruit load on growth, photosynthesis, biochemical characteristics, and fruit quality of *Camellia oleifera*[J]. Scientia Horticulturae, 2023, 317: 112046.
- [21] 金栋平, 胡海岩. 碰撞振动与控制[M]. 北京: 科学出版社, 2005: 29–44.
- [22] 伍德林, 赵恩龙, 姜山, 等. 基于双摆模型的油茶果冠层振动参数优化与试验[J]. 农业机械学报, 2021, 52(12): 96–104.  
WU Delin, ZHAO Enlong, JIANG Shan, et al. Optimization analysis and test of canopy vibration parameters of camellia fruit based on double pendulum model[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(12): 96–104. (in Chinese)
- [23] KANG Di, CHEN Zejun, FAN Youhua, et al. Optimization on kinematic characteristics and lightweight of a camellia fruit picking machine based on the Kriging surrogate model[J]. Mechanics & Industry, 2021, 22: 16.
- [24] 李恒, 严文凯, 陈逸豪, 等. 基于拓扑优化的四旋翼无人机机身轻量化设计[J]. 工程塑料应用, 2023, 51(2): 60–66.  
LI Heng, YAN Wenkai, CHEN Yihao, et al. Lightweight design of four-rotor UAV fuselage based on topology optimization [J]. Engineering Plastics Application, 2023, 51(2): 60–66. (in Chinese)
- [25] 李志强, 倪莉, 赵则祥, 等. 梳理机工作辊结构的优化设计[J]. 纺织学报, 2019, 40(8): 146–150.  
LI Zhiqiang, NI Li, ZHAO Zexiang, et al. Structure optimization for work roll of carding machine[J]. Journal of Textile Research, 2019, 40(8): 146–150. (in Chinese)
- [26] 谢斌, 温昌凯, 杨子涵, 等. 基于实测载荷的蔬菜田间动力机械车架结构优化[J]. 农业机械学报, 2018, 49(增刊): 463–469.  
XIE Bin, WEN Changkai, YANG Zihan, et al. Structure optimization of frame for field vegetable power machinery based on measured load data[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(Supp.): 463–469. (in Chinese)
- [27] 李立君, 胡文宇, 高自成, 等. 曲柄摇杆振动破壳油茶果粗选机运动学分析及试验[J]. 农业工程学报, 2016, 32(7): 28–35.  
LI Lijun, HU Wenyu, GAO Zicheng, et al. Kinematics analysis and experiment of crank rocker vibrating coarse sorting machine for unshelled oil-tea fruit[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(7): 28–35. (in Chinese)
- [28] 刘志远, 金诚谦, 袁文胜, 等. 鲜食大豆收获机弹齿滚筒式采摘装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(12): 171–180.  
LIU Zhiyuan, JIN Chengqian, YUAN Wensheng, et al. Design optimization and experiment of spring-tooth drum type picking device for vegetable soybean harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(12): 171–180. (in Chinese)
- [29] 游兆延, 颜建春, 吴惠昌, 等. 稻田绿肥紫云英种子联合收获机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(增刊2): 1–10, 83.  
YOU Zhaoyan, YAN Jianchun, WU Huichang, et al. Design and experiment of seed combine harvester for Chinese milk vetch green manure in paddy field[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(Supp. 2): 1–10, 83. (in Chinese)
- [30] 伍德林, 赵恩龙, 姜山, 等. 基于能量传递规律的油茶树冠层振动参数优化与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(8): 23–33.  
WU Delin, ZHAO Enlong, JIANG Shan, et al. Optimization and experiment of canopy vibration parameters of *Camellia oleifera* based on energy transfer characteristics[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(8): 23–33. (in Chinese)