

范志远, 汤晶宇, 寇欣, 等. 振动式油茶果采收执行器设计与试验 [J]. 华南农业大学学报, 2025, 46(2): 265-277.
FAN Zhiyuan, TANG Jingyu, KOU Xin, et al. Design and test of vibratory harvesting actuator for *Camellia oleifera* fruits[J]. Journal of South China Agricultural University, 2025, 46(2): 265-277.

振动式油茶果采收执行器设计与试验

范志远, 汤晶宇, 寇欣, 王东, 曲振兴

(国家林业和草原局 哈尔滨林业机械研究所/林业机电工程重点实验室, 黑龙江 哈尔滨 150086)

摘要:【目的】为提高油茶果采净率和采收效率, 针对我国南方丘陵地带规范栽植油茶林, 设计一种振动式油茶果采收执行器。【方法】完成 CZC40RY 油茶果采收机采收执行器的采收头、采收臂和液压控制系统设计。建立振动装置-油茶树体振动系统动力学模型、油茶果-油茶枝单摆动力学模型; 运用 COMSOL、ANSYS 软件完成油茶树三维模型自由模态响应与谐响应分析; 采用 Box-Behnken 试验方法, 以振动频率、振幅、振动时间为试验因素, 以采净率、落花率为试验指标, 确定采收执行器最优作业参数。【结果】确定树体受简谐激励力时的振动频率和影响振幅的主要因素, 得出油茶果脱落加速度为 947.63 m/s^2 、振动装置频率为 $15\sim 25 \text{ Hz}$ 。林间采收试验验证表明, 振动频率为 21 Hz 、振幅为 10 mm 、振动时间为 10 s 时, 采收执行器平均采净率为 95.5% , 落花率为 2.1% 。与现有振动式油茶果采收机采收参数对比分析得出, 不同地区、不同品种乃至同株油茶树油茶果脱落频率、大小、成熟度存在明显的差异, 提出了分阶振动采收方法, 并给出振动频率-振动时间关系图。【结论】该采收执行器能够满足油茶果机械化采收需求。

关键词: 油茶果; 采收执行器; 分阶振动; 采收参数

中图分类号: S225.93

文献标志码: A

文章编号: 1001-411X(2025)02-0265-13

Design and test of vibratory harvesting actuator for *Camellia oleifera* fruits

FAN Zhiyuan, TANG Jingyu, KOU Xin, WANG Dong, QU Zhenxing

(Harbin Institute of Forestry Machinery/Key Laboratory of Forestry Mechanical Engineering,

National Forestry and Grassland Administration, Harbin 150086, China)

Abstract: 【Objective】In order to improve the removal rate and harvesting efficiency of *Camellia oleifera* fruits, a vibratory *C. oleifera* fruit harvesting actuator was designed for the *C. oleifera* forest in the hilly area of southern China. 【Method】The design of harvester head, harvester arm and hydraulic control system for the harvesting actuator of CZC40RY *C. oleifera* fruit harvester was completed. The vibration system mechanical model of vibration device-*C. oleifera* tree and the single pendulum dynamic model of *C. oleifera* fruit-*C. oleifera* branch were established. COMSOL and ANSYS softwares were used to complete the free mode response and harmonic response analysis of the 3D model of *C. oleifera* tree. The Box-Behnken test method was used to determine the optimal operating parameters of the harvesting actuator with vibration frequency, amplitude and vibration time as the test factors, and the removal rate and flower drop rate as the test indexes. 【Result】The vibration frequency and the main factors affecting the amplitude were determined when the tree was subjected to the simple harmonic exciting force, and the shedding acceleration of *C. oleifera* fruits was 947.63 m/s^2 , and the

收稿日期: 2024-02-28 网络首发时间: 2025-01-10 11:11:31

首发网址: <https://link.cnki.net/urlid/44.1110.S.20250110.0952.002>

作者简介: 范志远, 工程师, 硕士研究生, 主要从事营林技术装备研究, E-mail: zghljfzy@163.com; 通信作者: 汤晶宇, 研究员, 硕士, 主要从事营林技术装备基础研究与开发, E-mail: hljtjy@163.com

基金项目: 国家重点研发计划 (2022YFD2202100); 国家林业和草原局应急科技项目 (202202)

frequency range of the vibration device was 15–25 Hz. The harvesting test of *C. oleifera* forest verified that when the vibration frequency was 21 Hz, the amplitude was 10 mm and the vibration time was 10 s, the average removal rate of the harvesting actuator was 95.5%, and the flower drop rate was 2.1%. Through comparative analysis of the harvesting parameters with vibratory *C. oleifera* fruit harvesters, there were obvious differences in the shedding frequency, size and maturity of *C. oleifera* fruits in different regions, different varieties and even the same *C. oleifera* tree. The divide order vibration harvesting method was proposed, and the vibration frequency-vibration time relationship diagram was given. 【Conclusion】 The harvesting actuator can meet the mechanical harvesting needs of *C. oleifera* fruits.

Key words: *Camellia oleifera* fruit; Harvesting actuator; Divide order vibration; Harvesting parameter

油茶果机械化采收是降低茶油生产成本、提高收益的有效途径，截至 2022 年底我国油茶种植面积达 472.3 万 hm^2 ，预计到 2025 年全国油茶种植面积将达 600 万 hm^2 以上，油茶果年产量将达 500 万 $\text{t}^{[1]}$ 。油茶分布在我国南方丘陵地带，主要依靠人工采摘，劳动强度大、采摘效率低^[2-4]，已成为制约油茶产业规模化发展的瓶颈。因此，开展油茶果采收装备研究对油茶产业发展具有十分重要的意义。

近年来，随着国家对油茶产业发展的重视，国内油茶果机械化采收装备发展迅速。目前，油茶果机械采收主要有振动式、梳刷式、胶辊式。李赞松等^[5]设计了一种振动式油茶果采摘试验台，将振动装置插入冠层中振动使油茶果脱落，并分析了影响采摘实验台采净率的因素；高自成等^[6]设计了一种悬挂振动式油茶果采摘机，并进行了采摘试验，试验结果表明振动频率、夹持作用点对树干的振幅影响较大，频率为 15 Hz、夹持高度为 1 300 mm 时效果较好；Du 等^[7]提出了一种具有可变间距梳刷的手持式果实收获机，在一定程度上提高了采摘效率，避免损害花苞；饶洪辉等^[8]研制出一种基于电动胶辊旋转方式作业的装置，通过胶辊不同方向的旋转，将油茶果夹持住，在胶辊的正压力和摩擦力作用下，油茶果脱落。国外针对油茶果采摘装备研究较少，但应用于其他林果的振动式采收装备研究较多，相关研究主要集中在振动参数对收获的影响^[9-11]、力学模型分析和有限元分析^[12]等方面。Castro-García 等^[13]研究了不同频率、振动时间和振动次数等参数对五针松松果采摘的影响，在保证果树嫩枝和树皮所受损伤最小的同时，获得最佳的采摘效率；Láng^[14-16]建立了单自由度果树模型，对果树受到不同惯性式振动激励后的响应状态进行了系统的建模分析。

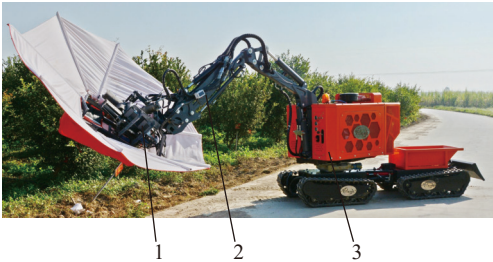
为提高我国南方丘陵地带规范栽植油茶林油茶果采净率和采收效率，本研究设计了一种振动式油茶果采收执行器，开展林间采收试验获得最优参

数组组合，并对最优参数进行验证试验，研究可为开发油茶果采收执行器提供参考。

1 整机结构及工作原理

1.1 整机结构

CZC40RY 油茶果采收机由行走底盘、采收执行器组成，采收执行器包括采收头和采收臂，如图 1 所示。适合机械化采收的地形角度 $\leq 25^\circ$ ，梯田株距为 3 000~4 000 mm，树干距梯田根部 2 000~2 500 mm；其他坡地栽植株距为 3 000~4 000 mm，行距为 3 000~4 000 mm，枝下高 300~400 mm，主干直径 ≤ 150 mm，树冠直径 $\leq 3\,000$ mm。采收机参数与特点：外形尺寸（长 \times 宽 \times 高）3 100 mm \times 1 000 mm \times 1 600 mm；配套功率 40 kW；爬坡角度 30° ；行走方式为履带式；行走速度 3 km/h；转向方式为折腰转向，转弯半径 3 500 mm；夹持直径 ≤ 200 mm；适合的枝下高 ≥ 300 mm；适合的树冠直径 $\leq 3\,000$ ；采收效率 ≥ 15 株/h，采净率 $\geq 90\%$ ，落花率 $\leq 5\%$ 。



1: 采收头; 2: 采收臂; 3: 行走底盘。
1: Harvesting head; 2: Harvesting arm; 3: Walking chassis.

图 1 CZC40RY 油茶果采收机
Fig. 1 CZC40RY *Camellia oleifera* fruit harvester

1.2 工作原理

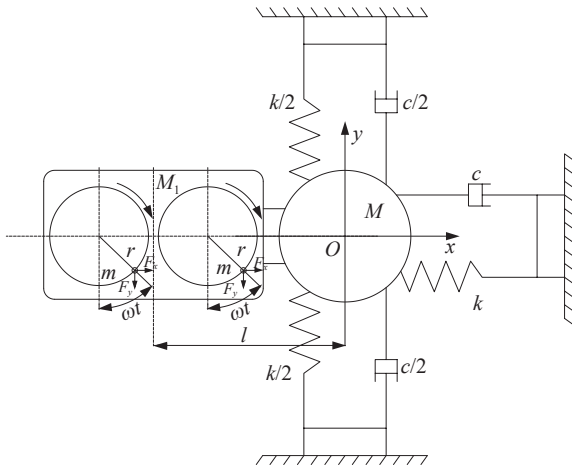
作业过程中，在液压系统控制下，整机到达适宜采收的位置，通过主臂、副臂、伸缩臂相互配合使采收头到达夹持位置，夹持爪夹持树干、收集伞打开，振动装置的液压马达带动偏心块旋转产生激振力，通过夹持爪传递至树干，使油茶果做加速运动，

当油茶果受到的惯性力大于果柄结合力时, 油茶果脱落掉落到倒伞状收集装置中, 完成采收作业。

2 振动脱落理论计算及仿真分析

2.1 振动系统动力学模型建立

树体激振力学模型的建立方法有刚体模型、简支梁模型、悬臂梁模型、弹性杆模型、圆锥杆模型^[17-18], 与其他力学模型相比, 圆锥杆模型既考虑了树体本身的生物学特性又考虑了其物理学特性, 故本文采用圆锥杆模型进行分析研究。通过对油茶树体力学模型的分析 and 简化, 得出振动装置—油茶树体振动系统动力学模型, 如图2所示。



l : 偏心块轴中心到油茶树主干中心的距离; m : 偏心块质量; M_1 : 振动装置质量 (不包括偏心块质量); M : 油茶树夹持点处的等效质量; k : 油茶树等效弹性系数; c : 油茶树等效阻尼系数; r : 偏心块的偏心距; ω : 偏心块的角速度; t : 工作时间; x, y : 树干在 x, y 方向上的位移; F_x, F_y : 偏心块在 x, y 方向上的惯性力。

l : Distance from the center of the eccentric block axis to the center of the *C. oleifera* tree trunk; m : Mass of the eccentric block; M_1 : Mass of the vibration device (excluding the mass of the eccentric block); M : Equivalent mass at the holding point of *C. oleifera* tree; k : Equivalent elastic coefficient of *C. oleifera* tree; c : Equivalent damping coefficient of *C. oleifera* tree; r : Eccentric distance of the eccentric block; ω : Angular velocity of the eccentric block; t : Working time; x, y : Displacement of the trunk in the x and y direction; F_x, F_y : Inertial force of the eccentric block at x and y directions.

图2 振动装置-油茶树体振动系统力学模型

Fig. 2 Vibration system mechanical model of vibration device-*Camellia oleifera* tree

根据牛顿第二定律, 偏心块在 x, y 方向上的惯性力^[19] 分别为:

$$F_x = 2m \frac{d^2}{dt^2}(x - l + r \sin \omega t), \quad (1)$$

$$F_y = 2m \frac{d^2}{dt^2}(y + r \cos \omega t), \quad (2)$$

式中, m 为偏心块质量, l 为偏心块轴中心到油茶树主干中心的距离, r 为偏心块的偏心距, ω 为偏心块的角速度, t 为工作时间。采收过程中, 在振动装置的作用下被迫振动, 树体在 x, y 方向上的惯性力分

别为:

$$F_{x1} = M \frac{d^2 x}{dt^2}, \quad (3)$$

$$F_{y1} = M \frac{d^2 y}{dt^2}, \quad (4)$$

式中, M 为油茶树夹持点处的等效质量。振动装置在 x, y 方向上的惯性力分别为:

$$F_{x2} = M_1 \frac{d^2}{dt^2}(x - l), \quad (5)$$

$$F_{y2} = M_1 \frac{d^2 y}{dt^2}, \quad (6)$$

式中, M_1 为振动装置质量 (不包括偏心块质量)。弹性装置在 x, y 方向上的弹性力分别为:

$$F_{kx} = kx, \quad (7)$$

$$F_{ky} = ky, \quad (8)$$

式中, k 为油茶树等效弹性系数。阻尼装置在 x, y 方向上的阻尼力分别为:

$$F_{cx} = c \frac{dx}{dt}, \quad (9)$$

$$F_{cy} = c \frac{dy}{dt}, \quad (10)$$

式中, c 为油茶树等效阻尼系数。根据达朗贝尔原理, 在质点运动的任一瞬时, 作用于质点上的主动力、约束反力和假想加在质点上的惯性力相互平衡, 该物理装置构成一个平衡力系。故在振动装置—油茶树体振动装置动力学模型中 x 和 y 方向受到的合力均为 0, 则:

$$2m \frac{d^2}{dt^2}(x - l + r \sin \omega t) + M \frac{d^2 x}{dt^2} + M_1 \frac{d^2}{dt^2}(x - l) + kx + c \frac{dx}{dt} = 0, \quad (11)$$

$$2m \frac{d^2}{dt^2}(y + r \cos \omega t) + M \frac{d^2 y}{dt^2} + M_1 \frac{d^2 y}{dt^2} + ky + c \frac{dy}{dt} = 0. \quad (12)$$

设系统总质量为 $M_z (M_z = M + M_1 + 2m)$, 化简后得出装置的振动微分方程为:

$$M_z \frac{d^2 x}{dt^2} + kx + c \frac{dx}{dt} = 2mr\omega^2 \sin \omega t, \quad (13)$$

$$M_z \frac{d^2 y}{dt^2} + ky + c \frac{dy}{dt} = 2mr\omega^2 \cos \omega t. \quad (14)$$

2.2 振动系统动力学模型求解

式 (13)、(14) 为二阶常系数非齐次线性微分方程, 其解由齐次微分方程通解和非齐次微分方程特

解组成, 即:

$$x(t) = x_1(t) + x_2(t), \tag{15}$$

$$y(t) = y_1(t) + y_2(t), \tag{16}$$

式中, $x_1(t)$ 、 $y_1(t)$ 为系统自由振动引起的瞬态响应, 可忽略, 只对系统的稳态响应进行求解分析, 即:

$$x_2(t) = A_x \sin(\omega t - \varphi_x), \tag{17}$$

$$y_2(t) = A_y \cos(\omega t - \varphi_y), \tag{18}$$

式中, A_x 、 A_y 为 x 、 y 方向的系统稳态响应的振幅, φ_x 、 φ_y 为 x 、 y 方向激振力对位移的相位角。

对方程两边求一次导数和二次导数, 系统的速度和加速度为:

$$\dot{x}_2'(t) = A_x \omega \cos(\omega t - \varphi_x), \tag{19}$$

$$\dot{y}_2'(t) = -A_y \omega \sin(\omega t - \varphi_y), \tag{20}$$

$$\ddot{x}_2''(t) = -A_x \omega^2 \sin(\omega t - \varphi_x), \tag{21}$$

$$\ddot{y}_2''(t) = -A_y \omega^2 \cos(\omega t - \varphi_y), \tag{22}$$

将 x_2 、 \dot{x}_2' 、 \ddot{x}_2'' 代入式 (13), 则:

$$\begin{aligned} & -M_z A_x \omega^2 \sin(\omega t - \varphi_x) + k A_x \sin(\omega t - \varphi_x) + \\ & c A_x \omega \cos(\omega t - \varphi_x) = 2mr\omega^2 [\sin(\omega t - \varphi_x) \cos \varphi_x + \\ & \cos(\omega t - \varphi_x) \sin \varphi_x, \end{aligned} \tag{23}$$

为使式 (23) 恒等, 则必须满足以下条件:

$$(k - M_z \omega^2) A_x = 2mr\omega^2 \cos \varphi_x, \tag{24}$$

$$c A_x \omega = 2mr\omega^2 \sin \varphi_x, \tag{25}$$

由式 (24)、(25) 可得 x 方向上的响应为:

$$A_x = \frac{2mr\omega^2 \sin \varphi_x}{k - M_z \omega^2}, \tag{26}$$

$$\varphi_x = \arctan \frac{c\omega}{k - M_z \omega^2}, \tag{27}$$

同理可得 y 方向上的响应为:

$$A_y = \frac{2mr\omega^2 \sin \varphi_y}{k - M_z \omega^2}, \tag{28}$$

$$\varphi_y = \arctan \frac{c\omega}{k - M_z \omega^2}, \tag{29}$$

由式 (26)~(29) 可知系统在 x 、 y 方向的稳态响应振幅 A 和相位角 φ 是相等的, 因此可以统一写成:

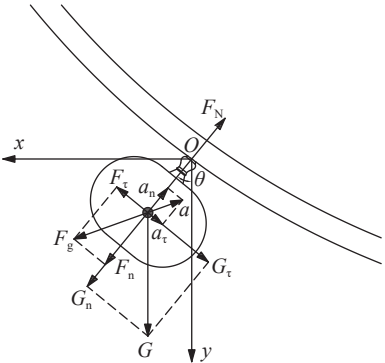
$$A = \frac{2mr\omega^2 \sin \varphi}{k - M_z \omega^2}, \tag{30}$$

$$\varphi = \arctan \frac{c\omega}{k - M_z \omega^2}. \tag{31}$$

综上所述, 树体受简谐激振力时, 树体同为简谐振动, 并且树体响应频率与振动频率相同, 振幅 A 、相位角 φ 取决于系统质量 M_z 、弹性系数 k 、等效阻尼系数 c 、偏心块质量 m 、偏心距 r 和偏心块角速度 ω 。

2.3 油茶果脱落条件分析

油茶果果柄长约 3~5 mm, 在动力学建模中, 将其视为无柄果实^[20], 油茶果与油茶枝视为单摆模型。油茶果在振动脱落过程中主要受到果柄结合力 F_N 、果实重力 G 和惯性力 F_g 的作用, 油茶果-油茶枝单摆动力学模型如图 3 所示。



F_N : 果柄结合力; F_g : 油茶果受迫振动产生的惯性力; F_n : 惯性力的法向分量; F_t : 惯性力的切向分量; G : 油茶果的重力; G_n : 重力的法向分量; G_t : 重力的切向分量; a : 油茶果的加速度; a_n : 加速度的法向分量; a_t : 加速度的切向分量; θ : 油茶果脱落时果柄与竖直方向的夹角。

F_N : Binding force of the fruit stalk; F_g : Inertial force produced by the forced vibration of *C. oleifera* fruit; F_n : Normal component of the inertial force; F_t : Tangential component of the inertial force; G : Gravity of *C. oleifera* fruit; G_n : Normal component of the gravity force; G_t : Tangential component of the gravity force; a : Acceleration of *C. oleifera* fruit; a_n : Normal component of the acceleration; a_t : Tangential component of the acceleration; θ : Angle between the fruit stalk and the vertical direction of the *C. oleifera* fruit when it falls off.

图 3 油茶果-油茶枝单摆动力学模型
Fig. 3 Single pendulum dynamic model of *Camellia oleifera* fruit-*C. oleifera* branch

油茶果受力满足下式:

$$\begin{cases} F_t > G_t \\ F_n > F_N - G_n \end{cases}, \tag{32}$$

式中, F_n 为惯性力的法向分量, F_t 为惯性力的切向分量, G_n 为重力的法向分量, G_t 为重力的切向分量。油茶果脱落时, 由于油茶果重力相对于振动产生的力而言极小, 因此忽略重力影响^[21-22] 可得:

$$a = \sqrt{a_n^2 + a_t^2} > \frac{F_N}{m_1}, \tag{33}$$

式中, a 为油茶果的加速度, a_n 为加速度的法向分量, a_t 为加速度的切向分量, m_1 为油茶果质量。

试验测量油茶果的结合力平均值为 15.20 N, 质量平均值为 16.04 g, 代入到公式 (33) 可得油茶果的脱落加速度为 947.63 m/s²。

2.4 仿真分析

2.4.1 油茶树体模态特性分析 测得油茶树体参数, 建立油茶树三维实体模型, 设置树体的弹性模量为 3×10^9 Pa, 泊松比为 0.17, 密度为 1345 kg/m^3 ,

设置油茶树体的边界条件为一端固定、一端自由, 根系部分为固定端。求解得到 40 阶模态振型图, 列出其中 6 种典型振型图 (图 4)。

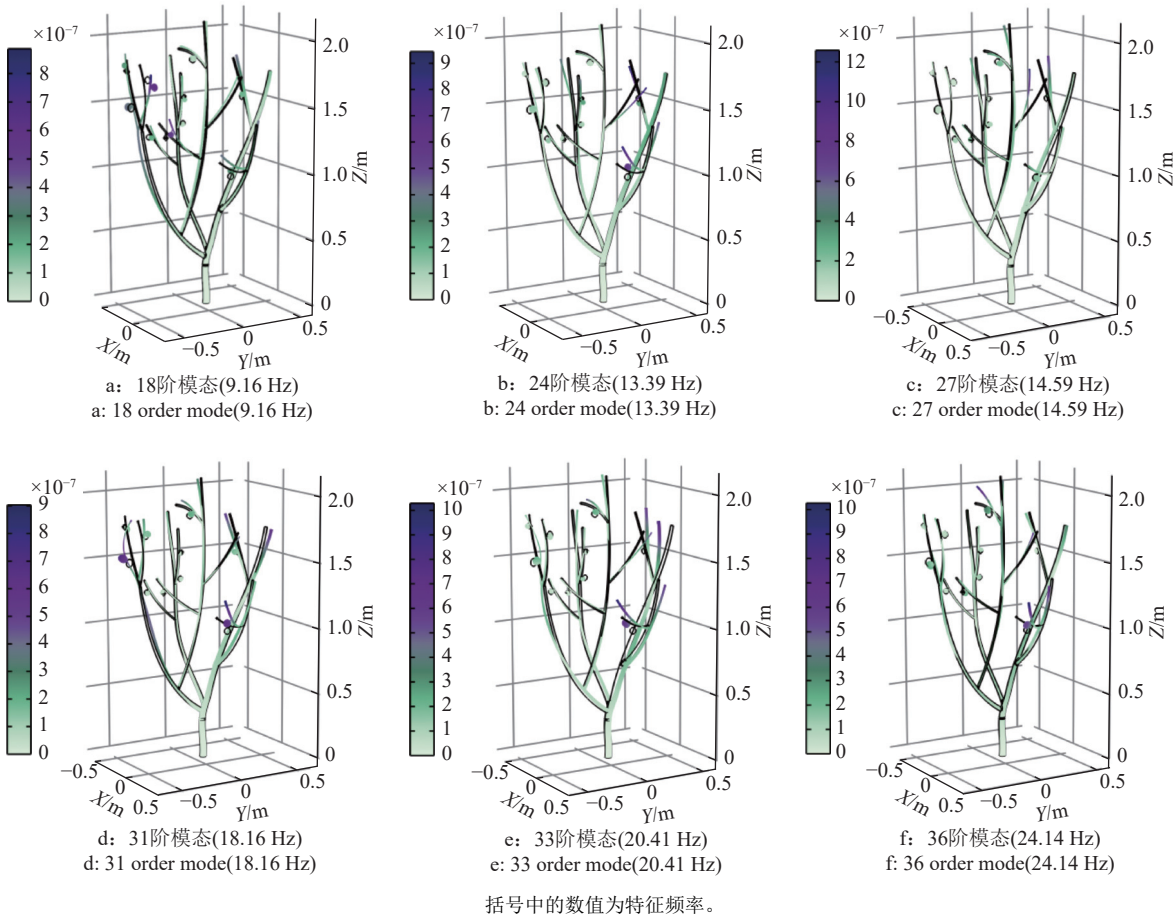
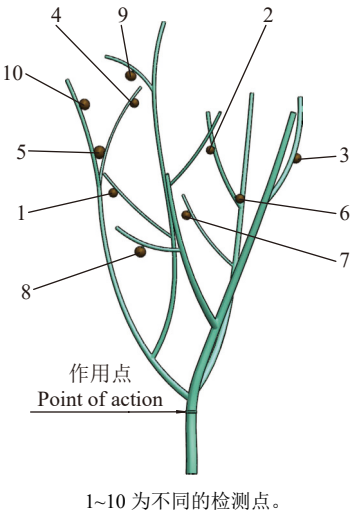


图 4 典型模态振型图
Fig. 4 Typical mode vibration patterns

由图 4 可知, 6 种模态中振型主要为弯曲和扭转变形, 最大变形出现在 3、4 级枝末端, 且各次级分枝末端有显著响应, 不同的分枝在空间中的运动有较为明显的差异, 主干和 1、2 级枝条响应较小。固有频率在 9~25 Hz 之间振型较好, 符合理想的响应特性要求。

2.4.2 油茶树体谐响应特性分析 作用点施加 14 375 N 的简谐载荷, 边界条件设置为油茶树根部固定顶端自由, 设置频率最大值为 30 Hz, 采用模态叠加法进行分析, 求解间隔为 30, 得到不同频率下的加速度, 取 10 个检测点 (检测点分布如图 5 所示), 得到振动频率-加速度曲线如图 6 所示。

由图 6 可知, 加速度大于 947 m/s^2 时对应的频率主要分布于 15~30 Hz, 结合模态分析和谐响应分析初步确定振动装置的频率范围为 15~25 Hz。



1~10 为不同的检测点。
1-10 are different detection points.

图 5 油茶树有限元模型
Fig. 5 Finite element model of *Camellia oleifera* tree

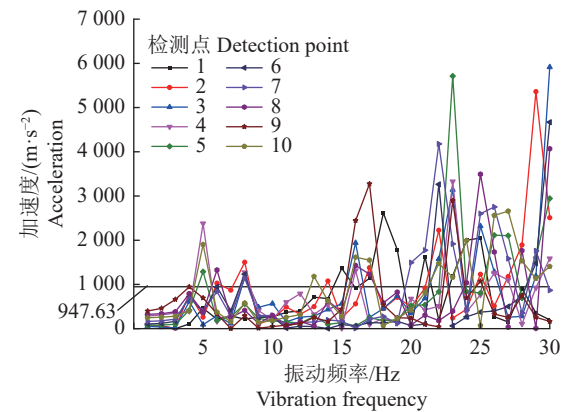


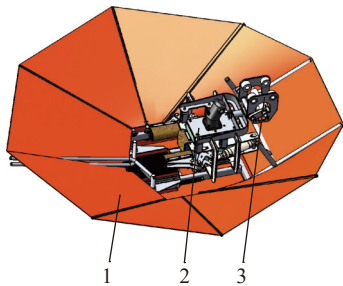
图 6 振动频率-加速度响应特性曲线

Fig. 6 Response characteristic curve of vibration frequency-acceleration

3 采收执行器关键部件设计

3.1 采收头设计

采收头由振动装置、收集装置和连接架等组成，主要完成主干夹持、振动采摘和掉落油茶果的收集作业，是油茶果采收机的关键部件，采收头结构如图 7 所示。常见的振动装置主要采用曲柄连杆式和偏心块式 2 种，曲柄连杆式一般适用于枝条或主枝直径较小的树体采摘^[23]，树干采摘一般采用偏心块式振动；常见的收集装置有倒伞式、平铺式和半开式，半开式和平铺式折叠后体积相对较大，倒伞式折叠后占用空间较小，故收集装置采用倒伞式。



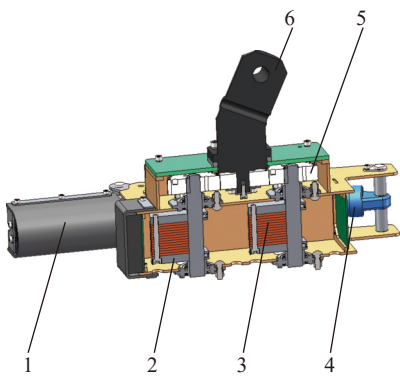
1: 收集装置; 2: 振动装置; 3: 连接架。
1: Gathering device; 2: Vibration device; 3: Connector.

图 7 采收头结构

Fig. 7 Structure of harvesting head

3.1.1 振动装置设计 振动装置主要由夹持爪、固定偏心块、活动偏心块、夹持油缸、齿轮及振动马达等零部件构成，振动频率由马达转速决定，活动偏心块可根据需要进行增减从而改变振幅，振动装置结构如图 8 所示。

偏心块是振动装置生成周期性简谐振动的核心零件。偏心块有扇形、半圆形、重锤形等结构形式，本文设计选择结构简单、易于加工的半圆形结构，如图 9 所示。振动装置的阻尼力和弹性力均远



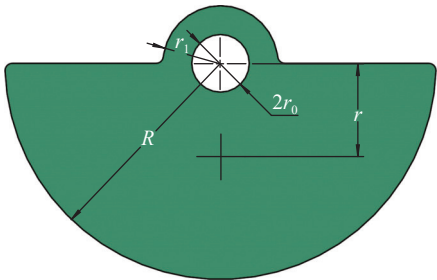
1: 夹持爪; 2: 固定偏心块; 3: 活动偏心块; 4: 夹持油缸; 5: 齿轮; 6: 振动马达。
1: Clamping claw; 2: Fixed eccentric block; 3: Movable eccentric block; 4: Clamping hydro-cylinder; 5: Gear; 6: Vibration motor.

图 8 振动装置结构

Fig. 8 Structure of vibration device

小于振动的惯性力和激振力，对系统运动的影响忽略不计^[24]。因此，式 (30) 可简化为：

$$A = \frac{2mr}{M_z} \tag{34}$$



R : 大半圆半径; r_1 : 小半圆半径; r_0 : 内孔半径; r : 偏心块偏心距。
 R : Radius of a large semicircle; r_1 : Radius of a small semicircle; r_0 : Radius of the inner hole; r : Eccentricity of the eccentric block.

图 9 偏心块结构尺寸图

Fig. 9 Structure size diagram of eccentric block

通过预试验，初步确定振幅 A 为 10 mm，油茶果树离地高度 400 mm 处等效质量为 234 kg，振动装置总质量为 90 kg，系统总质量为 324 kg，可得 mr 为 1.62 kg·m。半圆形偏心块偏心距 (r) 的计算公式^[25-26]为：

$$r = 0.4244 \frac{R^3 - r_1^3}{R^2 + r_1^2 - 2r_0^2} \tag{35}$$

式中， R 为大半圆半径， r_1 为小半圆半径， r_0 为内孔半径。

半圆形偏心块总厚度 (B_H) 的计算公式为：

$$B_H = \frac{2m}{\pi \rho_Q (R^2 + r_1^2 - 2r_0^2)} \tag{36}$$

由式 (35) 求得 r 为 64.6 mm，故偏心块质量 m 为 25.07 kg。偏心块为 Q235 材质，其密度 $\rho_Q = 7850 \text{ kg/m}^3$ ，根据式 (36) 可求得 $B_H = 81.9 \text{ mm}$ 。当频率为 15 Hz 时，转速为 900 r/min，激振力幅值为 14375 N。

夹持机构设计是否合理直接影响振动装置激振力传递的效果, 夹持力过小会夹不紧树体, 出现打滑现象, 造成树皮损伤, 夹紧力过大会将树皮夹破, 影响树体生长。夹紧力 $F_{\text{夹}}$ 的范围如下:

$$K_A K_B K_C G_S < F_{\text{夹}} < F_{\text{承}}, \tag{37}$$

式中, K_A 为安全系数, K_B 为工况系数, K_C 为方位系数, G_S 为树体等效重力, $F_{\text{夹}}$ 为夹持力, $F_{\text{承}}$ 为 9 000 N (直径在 400 mm 以下的树枝最大承受夹紧力为 9 000 N^[27])。

通常 K_A 取 1.2~2.0, K_B 取 0.8~1.5, K_C 取 1.0~1.5, 此处 K_A 取 1.5, K_B 取 1.1, K_C 取 1.3, G_S 取 2 340 N, 求得 $F_{\text{夹}}$ 范围为 5 019.3~9 000.0 N, 取 $F_{\text{夹}}$ 为 7 000 N。通过 motion 运动学仿真, 如图 10 所示, 得夹持油缸的推力 F_g 的最大值为 29 360 N。已知系统压力 16 MPa, 夹持油缸的内径 D_g 为:

$$D_g = \sqrt{\frac{4F_g}{\pi P_g}}, \tag{38}$$

式中, P_g 为系统压力。

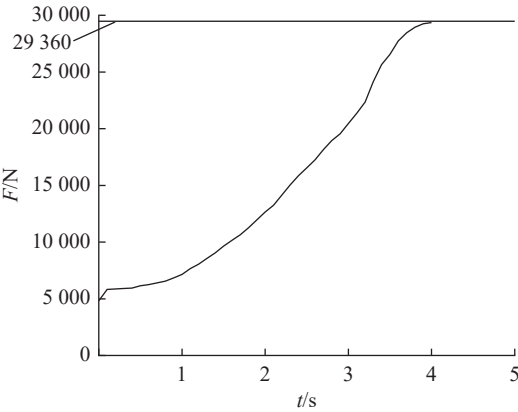


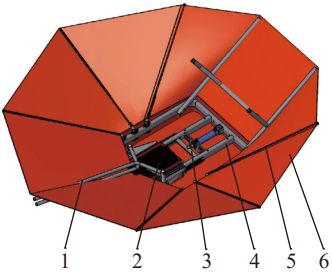
图 10 油缸推力仿真曲线

Fig. 10 Simulation curve of the hydro-cylinder thrust

计算可得 D_g 为 48.3 mm, 故选择缸内径为 50 mm 的 ROC50-100 型油缸。

3.1.2 收集装置设计 为降低收集装置高度及质量, 满足低枝下高树体采收和轻量化要求, 收集伞采用牛津布缝合而成; 8 个支撑杆中有 2 个为主动杆, 其余为从动杆, 2 个主动杆下端分别安装驱动齿轮, 液压油缸驱动 2 个齿条同步直线运动, 通过齿轮齿条机构将直线运动转化为旋转运动, 使主动杆旋转, 实现伞布的展开与折叠。收集装置由主动杆、防漏毛刷、伞布驱动机构、主框架、从动杆、伞布组成, 如图 11 所示。

在收集过程中, 为使油茶果快速滑落到收集伞底部, 伞面需呈一定的倾角, 角度过小油茶果会



1: 主动杆; 2: 防漏毛刷; 3: 伞布驱动机构; 4: 主框架; 5: 从动杆; 6: 伞布。

1: Driving lever; 2: Leakproof brush; 3: Driving mechanism of the umbrella cloth; 4: Main frame; 5: Follower lever; 6: Umbrella cloth.

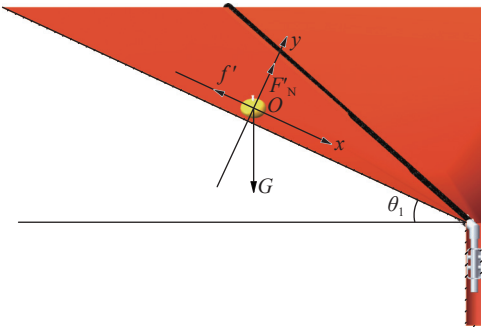
图 11 收集装置结构

Fig. 11 Structure of gathering device

停滞在伞面上, 角度过大会导致收集装置过高。因此, 油茶果能顺利滑落到收集伞底部必须满足式 (39)。油茶果在伞布面上的受力情况, 如图 12 所示。

$$\mu > \tan \theta_1, \tag{39}$$

式中, μ 为果实和斜面的摩擦系数, θ_1 为斜面 and 水平面的夹角。



θ_1 : 斜面 and 水平面的夹角; G : 油茶果重力; F_N' : 油茶果受到的支持力; f' : 油茶果受到的摩擦力。

θ_1 : Angle between the inclined plane and the horizontal plane; G : Gravity of the *C. oleifera* fruit; F_N' : Supporting force of *C. oleifera* fruit; f' : Frictional force experienced by *C. oleifera* fruit.

图 12 油茶果在伞布面上的受力分析

Fig. 12 Force analysis of *Camellia oleifera* fruit on umbrella cloth surface

伞布材质为牛津布, 油茶果与牛津布的最大摩擦角为 25.75°, 则收集伞的角度 θ_1 为 26°^[28]。

伞布驱动机构 (图 13a) 采用齿轮齿条传动, 通过油缸伸缩控制主动杆、从动杆的展开与折叠。2 个主动杆分别拉动伞布展开, 主动杆的受力如图 13b 所示。油缸拉力 (F_L) 的计算公式如下:

$$F_L = \frac{2F_B L_Z}{R_Z}, \tag{40}$$

式中, F_B 为主动杆受到的拉力, L_Z 为 F_B 的力臂, R_Z 为齿轮分度圆半径。

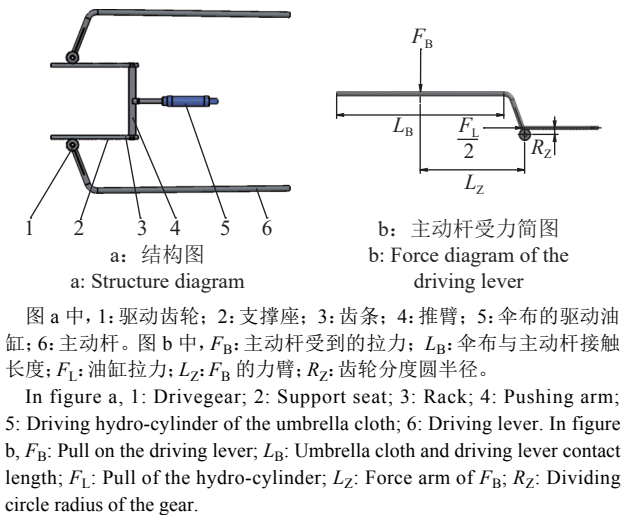


图 13 伞布的驱动机构

Fig. 13 Driving mechanism of the umbrella cloth

伞布对主动杆拉力 (F_B) 的计算公式如下:

$$F_B = L_B \delta, \tag{41}$$

式中, δ 为牛津布拉伸强度, 取 $\delta=106 \text{ N/cm}$, L_B 为伞布与主动杆接触长度。

油缸的内径 (D_Z) 的计算公式如下:

$$D_Z^2 - d_Z^2 = \frac{4F_L}{\pi P_g}, \tag{42}$$

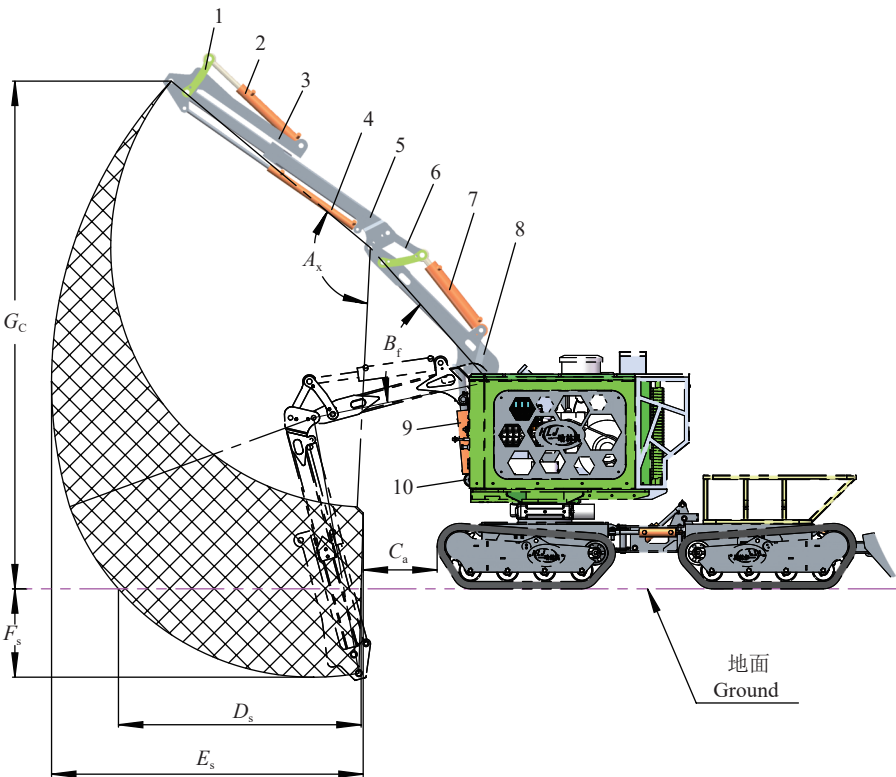
式中, d_Z 为活塞杆直径。已知 P_g 为 16 MPa, 求得 D_Z 为 50 mm、 d_Z 为 25 mm, 故选 ROC50-100 油缸。

3.2 采收臂设计

采收臂主要由伸缩臂、主臂、立柱、拉头油缸、伸缩油缸、副臂油缸和主臂油缸等组成, 采收臂如图 14 所示。立柱安装在采收机行走底盘上, 主臂油缸、副臂油缸控制主臂、副臂运动, 伸缩油缸控制伸缩臂伸缩动作, 拉头油缸控制采收头的俯仰。通过主臂油缸、副臂油缸、伸缩油缸、拉头油缸之间的相互配合, 使采收头快速到达预定采收位置。

3.2.1 工作空间分析 采收臂工作空间的大小决定采收机的采收效率, 其主臂的旋转角度为 A_x , 副臂的旋转角度为 B_f , 主臂与副臂配合转动, 所扫过的阴影面积即为工作空间, 如图 14 所示。采收臂与行走底盘的安全距离为 C_a , 防止采收头与行走底盘干涉; 在地面上能水平移动的距离为 D_s , 使得行走底盘停靠位置距离树体无需非常精确; 水平移动的最大距离为 E_s , 向下作业深度 F_s , 便于采收机停靠在坡上向下采收作业; 最大采收高度为 G_c , 采收臂各项参数均满足油茶果采收作业要求。

3.2.2 主臂油缸计算 在研究油缸的载荷前, 将采



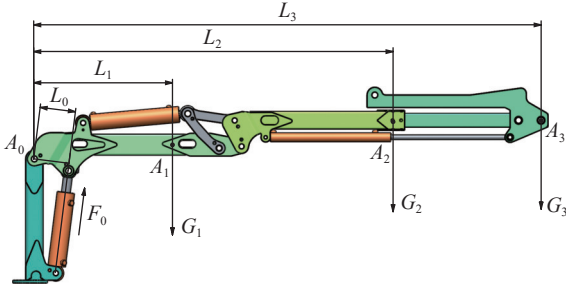
$A_x: 0^\circ \sim 125^\circ$; $B_f: 0^\circ \sim 60^\circ$; $C_a: 500 \text{ mm}$; $D_s: 1\,520 \text{ mm}$; $E_s: 2\,100 \text{ mm}$; $F_s: 495 \text{ mm}$; $G_c: 3\,417 \text{ mm}$ 。1: 拉臂 A; 2: 拉头油缸; 3: 伸缩臂; 4: 伸缩油缸; 5: 副臂; 6: 拉臂 B; 7: 副臂油缸; 8: 主臂; 9: 主臂油缸; 10: 立柱。

1: Pulling arm A; 2: Pulling head hydro-cylinder; 3: Telescopic arm; 4: Telescopic hydro-cylinder; 5: Jib; 6: Pulling arm B; 7: Jib hydro-cylinder; 8: Main arm; 9: Main arm hydro-cylinder; 10: Upright column.

图 14 采收臂结构和工作空间

Fig. 14 Structure and workspace of the harvesting arm

收臂进行简化, 简化后的模型如图 15 所示。采收臂具有伸缩和折展功能, 计算最大负载时将伸缩臂完全伸出, 主臂、副臂、伸缩臂处于水平状态。立柱固定在底盘上, 其重力不考虑。副臂的重心为 A_1 , 重力为 G_1 ; 副臂和伸缩臂等效重心为 A_2 , 重力为 G_2 ; 采收头的重心简化后集中在伸缩臂的前端 A_3 点, 重力为 G_3 ; 油缸、拉臂、销轴等配件的重力忽略不计。



F_0 : 主臂油缸的推力; L_0 : 动力臂; L_1 : G_1 对 A_0 的力臂; L_2 : G_2 对 A_0 的力臂; L_3 : G_3 对 A_0 的力臂。

F_0 : Thrust of the main arm hydro-cylinder; L_0 : Power arm; L_1 : Force arm of G_1 against A_0 ; L_2 : Force arm of G_2 against A_0 ; L_3 : Force arm of G_3 against A_0 .

图 15 采收臂受力分析

Fig. 15 Force analysis of the harvesting arm

G_1 、 G_2 和 G_3 对 A_0 点的力矩分别为:

$$M_{G1} = -G_1 L_1, \quad (43)$$

$$M_{G2} = -G_2 L_2, \quad (44)$$

$$M_{G3} = -G_3 L_3, \quad (45)$$

式中, L_1 、 L_2 和 L_3 分别为 G_1 、 G_2 和 G_3 对 A_0 的力臂, M_{G1} 、 M_{G2} 和 M_{G3} 分别为 G_1 、 G_2 和 G_3 对 A_0 点的力矩, 油缸作用力 F_0 对 A_0 点的力矩为:

$$M_{A0} = F_0 L_0, \quad (46)$$

式中, L_0 为动力臂。当主臂、副臂、伸缩臂处于水平状态平衡时, 绕 A_0 点的合力矩为 0, 即:

$$\sum M = M_{G1} + M_{G2} + M_{G3} + M_{A0} = 0. \quad (47)$$

将各臂的重力值、力臂值带入到式 (47), 可得主臂油缸的推力 (F_0 , N) 为:

$$F_0 = \frac{G_1 L_1 + G_2 L_2 + G_3 L_3}{L_0} = 54\,582. \quad (48)$$

在正常工作状态下, 臂启动有一定的加速度, 故主臂油缸的最大负载等于主臂油缸的推力 F_0 乘以波动系数, 其值通常为 1.3~1.5, 取中间值 1.4, 油缸最大推力 (F_{MAX} , N) 为:

$$F_{MAX} = 1.4 F_0 = 76\,415,$$

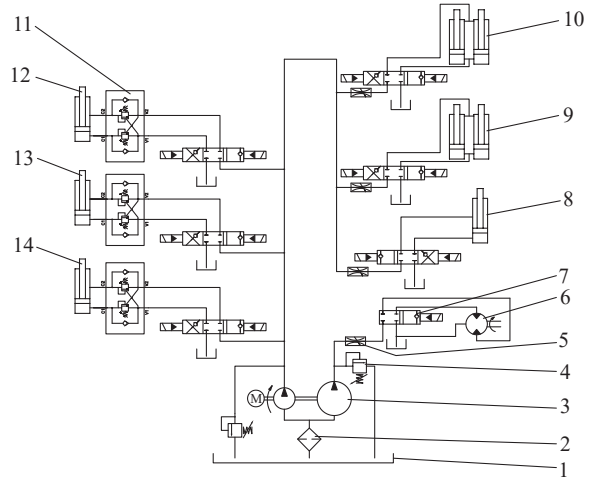
主臂油缸的内径 (D_b) 为:

$$D_b = \sqrt{\frac{4 F_{MAX}}{\pi P_g}}. \quad (49)$$

已知 P_g 为 16 MPa, 求得 D_b 为 78 mm, 故选择 DZ80-300 油缸。

3.3 液压控制系统设计

根据采收机整体设计要求, 本机为全液压驱动。液压马达与液压缸流量要求差异较大, 故采用双联泵, 不同执行元件的速度要求不同, 通过节流阀调节流量实现控制。采收臂的油缸配有平衡阀, 防止失速现象发生, 使动作柔和、协调性好、安全可控。该液压系统由双联泵、过滤器、油箱、电磁阀、比例阀、节流阀、平衡阀、同步马达、液压缸、液压马达等组成, 液压原理图如图 16 所示。



1: 油箱; 2: 过滤器; 3: 双联泵; 4: 溢流阀; 5: 调速阀; 6: 振动马达; 7: 二位四通比例阀; 8: 伸缩油缸; 9: 伞布驱动油缸; 10: 夹持油缸; 11: 平衡阀; 12: 主臂油缸; 13: 副臂油缸; 14: 拉头油缸。

1: Fuel tank; 2: Filter; 3: Double-pump; 4: Relief valve; 5: Control valve; 6: Vibration motor; 7: Two-bit four-way proportional valve; 8: Telescopic hydro-cylinder; 9: Driving hydro-cylinder of the umbrella cloth; 10: Clamping hydro-cylinder; 11: Balance valve; 12: Main arm hydro-cylinder; 13: Secondary arm hydro-cylinder; 14: Pulling head hydro-cylinder.

图 16 液压原理图

Fig. 16 Hydraulic principle diagram

作业时, 发动机带动双联泵运转, 遥控器向电磁阀发出指令, 控制各动作运行。一般工作顺序为: 主臂、副臂、拉头、伸缩油缸动作到达夹持位置—夹持油缸伸出夹紧树干—折展油缸缩回伞布展开—马达振动—夹持油缸缩回松开—折展油缸伸出伞布折叠—主臂、副臂、拉头、伸缩油缸回位。

4 林间试验

为验证振动式油茶果采收执行器是否达到预期设计目标, 于 2023 年 11 月在广西来宾“国家现代农业产业园—香花油茶新品种示范园”开展油茶果采收试验。栽植示范园所在地地形平整, 油茶栽植规范, 试验油茶品种为“义雅”, 栽植株行距为

2 800 mm×3 000 mm, 树龄约 5 a, 试验油茶树主干平均直径为 115 mm, 平均枝下高为 420 mm, 树冠平均直径为 2 250 mm, 均满足采收试验要求。

4.1 试验指标与因素

采净率和落花率是评价采收机作业效果的关键指标。

采净率 (Z) 计算公式为:

$$Z = \frac{N_1}{N_1 + N_2} \times 100\%, \tag{50}$$

式中, N_1 为脱落果实数量, N_2 为未脱落果实数量。

落花率 (L) 计算公式为:

$$L = \frac{n_1}{n_1 + n_2} \times 100\%, \tag{51}$$

式中, n_1 为落花的数量, n_2 为未脱落花的数量。

采收机的振幅、振动频率、振动时间、夹持高度^[29-32]对果实脱落影响较大, 由于受油茶树枝下高和采收头高度限制, 夹持高度范围较小, 故本试验以振幅 A (5、10、15 mm)、振动频率 B (15、20、25 mm)、振动时间 C (5、10、15 s) 为因素, 以采净率 Z , 落花率 L 为试验指标, 设计三因素三水平正交试验, 试验结果见表 1。

4.2 试验结果与分析

4.2.1 方差分析 对表中数据进行二次多元回归拟合, 得到采净率的方差分析结果, 见表 2。试验模

型极显著, 因素和因素的交互作用对采净率影响的主次顺序依次为 B 、 C^2 、 A 、 B^2 、 A^2 、 C 、 AB 、 AC 、 BC , 其中 B 、 C^2 、 A 、 B^2 、 A^2 、 C 影响极显著 ($P<0.01$), 其他因素影响不显著。失拟项 $P=0.245\ 1$, 不显著, 模型较稳定, 回归方程拟合较好。剔除不显著因素, 得到各因素对采净率的回归方程为:

$$Z = 96.00 + 1.63A + 3.88B + 1.50C - 2.13A^2 - 2.13B^2 - 2.87C^2. \tag{52}$$

由落花率方差分析表可知, 试验模型极显著, 因素和因素的交互作用对落花率影响的主次顺序依次为 B 、 A 、 C 、 A^2 、 B^2 、 C^2 、 BC 、 AB 、 AC , 其中 B 、 A 、 C 影响极显著, A^2 、 B^2 、 C^2 影响显著, 其他因素影响不显著。失拟项 $P=0.198\ 5$, 不显著, 模型较稳定, 回归方程拟合较好。剔除不显著因素, 得到各因素对落花率的回归方程为:

$$L = 2.00 + 1.50A + 2.63B + 1.38C + 1.50A^2 + 1.25B^2 + 1.25C^2. \tag{53}$$

4.2.2 响应面分析 利用 Design-Expert 软件对试验数据进行处理, 得到振幅、振动频率、振动时间对采净率和落花率影响的响应曲面, 如图 17、18 所示。

当振动时间为中位时, 振动频率与振幅交互作用对采净率的影响如图 17a 所示, 振动频率对油茶果采净率的影响比振幅显著, 振动频率对油茶果采

表 1 林间试验结果
Table 1 Forest test results

序号 Order number	因素 Factor			评价指标 Evaluating indicator	
	振幅/mm	振动频率/Hz	振动时间/s	采净率/%	落花率/%
	Amplitude (A)	Vibration frequency (B)	Vibration time (C)	Removal rate (Z)	Flower drop rate (L)
1	10	20	10	96	1
2	10	15	15	90	3
3	10	25	15	96	9
4	10	20	10	97	2
5	15	20	5	92	5
6	10	20	10	95	2
7	5	20	5	88	2
8	10	20	10	97	3
9	10	25	5	93	4
10	10	20	10	95	2
11	5	20	15	92	4
12	5	25	10	95	6
13	10	15	5	85	2
14	15	15	10	91	2
15	15	20	15	92	8
16	5	15	10	84	1
17	15	25	10	97	10

表 2 方差分析结果
Table 2 Results of analysis of variance

变异来源 Source	采净率 Removal rate					落花率 Flower drop rate				
	平方和 Sum of Squares	自由度 Degree of freedom	均方和 Mean Squares	F	$P^{(1)}$	平方和 Sum of Squares	自由度 degree of freedom	均方和 Squares	F	$P^{(1)}$
模型 Model	251.63	9	27.96	19.09	0.0004**	120.01	9	13.33	16.23	0.0007**
A	21.13	1	21.13	14.43	0.0067**	18.00	1	18.00	21.91	0.0023**
B	120.13	1	120.13	82.04	<0.0001**	55.13	1	55.13	67.11	<0.0001**
C	18.00	1	18.00	12.29	0.0099**	15.13	1	15.13	18.41	0.0036**
AB	6.25	1	6.25	4.27	0.0777	2.25	1	2.25	2.74	0.1419
AC	4.00	1	4.00	2.73	0.1424	0.25	1	0.25	0.30	0.5983
BC	1.00	1	1.00	0.68	0.4358	4.00	1	4.00	4.87	0.0631
A^2	19.01	1	19.01	12.98	0.0087**	9.47	1	9.47	11.53	0.0115*
B^2	19.01	1	19.01	12.98	0.0087**	6.58	1	6.58	8.01	0.0254*
C^2	34.80	1	34.80	23.77	0.0018**	6.58	1	6.58	8.01	0.0254*
残差 Residual	10.25	7	1.46			5.75	7	0.82		
失拟项 Lack of fit	6.25	3	2.08	2.08	0.2451	3.75	3	1.25	2.50	0.1985
误差 Error	4.00	4	1.00			2.00	4	0.50		

1)*表示显著影响($P < 0.05$), **表示极显著影响($P < 0.01$)。
1)* indicates significant effect ($P < 0.05$), ** indicates highly significant effect ($P < 0.01$).

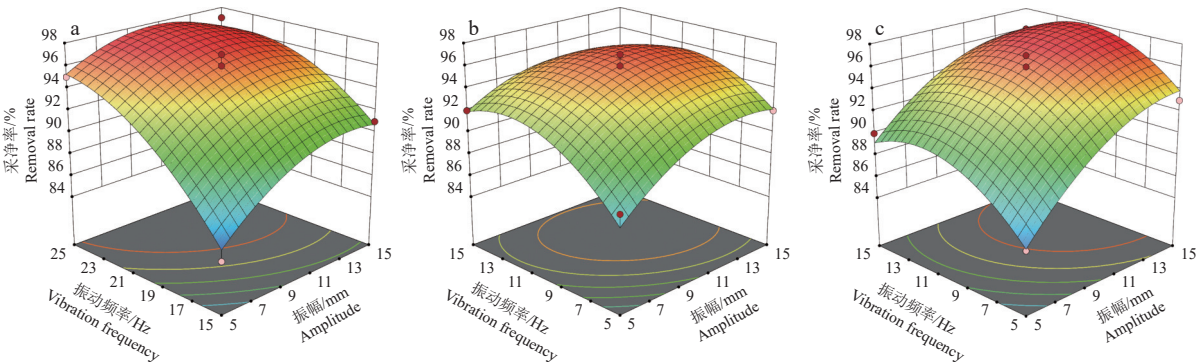


图 17 振幅、振动频率、振动时间对采净率的响应面
Fig. 17 The response surface of amplitude, vibration frequency and vibration time on the removal rate

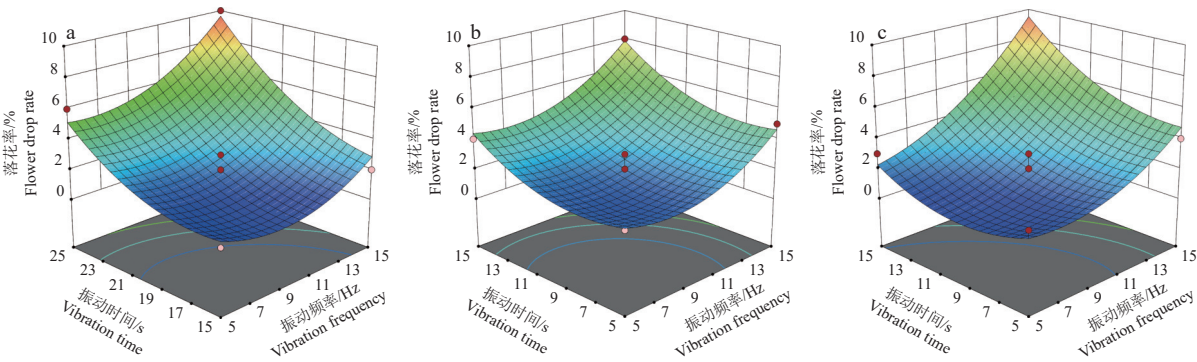


图 18 振幅、振动频率、振动时间对落花率的响应面
Fig. 18 The response surface of amplitude, vibration frequency, and vibration time on the flower drop rate

收时的惯性力影响较大, 油茶果的惯性力越大采净率越高; 当振幅一定时, 采净率与振动频率正相关; 当振动频率一定时, 采净率与振幅正相关。当振动频率为中位时, 振动时间与振幅交互作用对采净率的影响如图 17b 所示, 与振动频率相比, 振动时间和振幅对采净率影响不大; 当振幅一定时, 采净率

与振动时间正相关；当振动时间一定时，采净率与振幅正相关。当振幅为中位时，振动时间与振动频率交互作用对采净率的影响如图 17c 所示，振动时间对采净率影响相对较小；当振动频率一定时，采净率与振动时间正相关；当振动时间一定时，采净率与振动频率正相关。

当振动时间为中位时，振动频率与振幅交互作用对落花率的影响如图 18a 所示；振动频率对油茶果落花率的影响比振幅显著；当振幅一定时，落花率与振动频率正相关；当振动频率一定时，落花率与振幅正相关。当振动频率为中位时，振动时间与振幅交互作用对落花率的影响如图 18b 所示；振动时间和振幅对落花率影响不大；当振幅一定时，落花率与振动时间正相关；当振动时间一定时，落花率与振幅正相关。当振幅为中位时，振动时间与振动频率交互作用对落花率的影响如图 18c 所示；当振动频率一定时，落花率与振动时间正相关；当振动时间一定时，落花率与振动频率正相关。

4.3 参数优化

为使采收执行器的采收效果达到最佳状态，利用 Design-Expert 13.0 软件的 Optimization 功能，对采净率和落花率的二次回归模型进行优化求解。设采净率权重为+++++，落花率权重为++，将果实采净率设为max、落花率设为min，然后作为优化指标，建立性能指标目标函数并求解，其函数为：

$$\begin{cases} F_{\max} = Z(A, B, C) \\ F_{\min} = L(A, B, C) \\ 5\text{ mm} \leq A \leq 15\text{ mm} \\ 15\text{ Hz} \leq B \leq 25\text{ Hz} \\ 5\text{ s} \leq C \leq 15\text{ s} \end{cases}, \quad (54)$$

得到最优参数组合为：振幅 9.9 mm、振动频率 21.5 Hz、振动时间 10.0 s，此时采净率为 96.9%，落花率为 2.9%，采收效果最好。

4.4 林间采收试验验证

对最优参数进行适当圆整：振幅 10 mm、振动频率 21 Hz、振动时间 10 s，根据圆整结果进行林间采收试验验证，试验重复 3 次，采净率和落花率最终结果取 3 次平均值。当振幅为 10 mm、振动频率为 21 Hz、振动时间为 10 s 时，采收执行器的采净率平均值为 95.5%，落花率平均值为 2.1%。林间验证试验结果表明采收执行器达到预期设计目标，满足油茶果的采收需求。

4.5 参数对比分析

对文献 [6]、[33]、[19]、[34] 4 种振动式油茶果采摘 (收) 机参数进行整理，将本文试验参数与 4 种

油茶果采摘 (收) 机参数对比分析可知，振动频率均位于 15~25 Hz 之间。试验还发现前 4 s 果实脱落 90%、短时间多次振动效果好于连续振动，这与文献 [29] 得出的结果一致。参数存在差异是由于不同地区、不同品种乃至同株油茶树的油茶果脱落频率、大小、成熟度存在明显差异，针对此情况提出了分阶振动采收，其振动频率和振动时间关系如图 19 所示，分 3 阶振动，每阶持续时间 4 s。

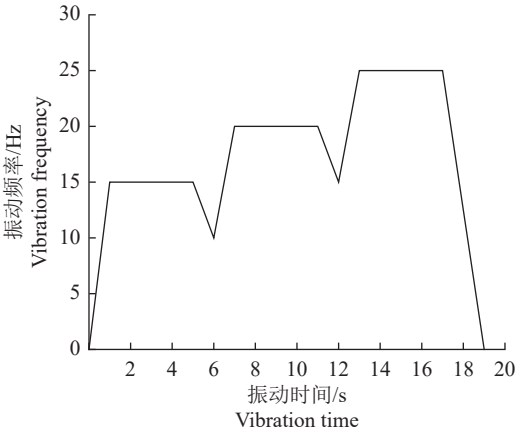


图 19 振动频率-振动时间关系图
Fig. 19 Vibration frequency-vibration time relationship diagram

5 结论

1) 为提高我国南方丘陵地带规范栽植油茶林油茶果采净率和采收效率，设计了一种振动式油茶果采收执行器。对振动装置、收集装置、采收臂、液压控制系统等关键部件进行了设计和分析，根据计算和仿真结果，完成油缸选型、结构参数的确定。

2) 建立了振动装置-油茶树体振动系统力学模型，确定了树体响应频率与振动频率相同，其振幅和相位角与系统质量 Mz 、弹性系数 k 、等效阻尼系数 c 、偏心块质量 m 、偏心距 r 、偏心块角速度 ω 有关；建立了油茶果-油茶枝单摆动力学模型，得出油茶果脱落加速度为 947.63 m/s^2 ，并通过模态分析和谐振动初步确定振动装置的频率范围在 15~25 Hz 之间。

3) 运用 Box-Behnken 试验方法开展林间油茶果采收试验，通过方差分析和响应面分析，得出振幅、振动频率、振动时间及其交互作用对油茶果采净率和落花率的影响规律。采收试验最优参数圆整后开展林间验证试验，振动频率为 21 Hz、振幅为 10 mm、振动时间为 10 s 时，油茶果采收机采净率为 95.5%，落花率为 2.1%，满足采收需求。

4) 针对不同地区、不同品种乃至同株油茶树的油茶果脱落频率、大小、成熟度存在的明显差异，提

出分阶振动采收方法, 并给出振动频率和振动时间关系图。

参考文献:

[1] 国家林业和草原局. 国家林业和草原局 国家发展和改革委员会 财政部关于印发《加快油茶产业发展三年行动方案(2023—2025 年)》的通知[EB/OL]. (2023-01-10)[2024-02-01]. <https://www.forestry.gov.cn/main/6222/20230110/202930861565261.html>.

[2] 杜小强, 李党伟, 王丹, 等. 小型侧翼折展式林果收集装置的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2017, 33(14): 11-17.

[3] 陈永忠, 邓绍宏, 陈隆升, 等. 油茶产业发展新论[J]. 南京林业大学学报(自然科学版), 2020, 44(1): 1-10.

[4] 汤智辉, 贾首星, 沈从举, 等. 新疆兵团林果业机械化现状与发展[J]. 农机化研究, 2008(11): 5-8.

[5] 李赞松. 油茶果采摘试验台的设计与研究[D]. 合肥: 安徽农业大学, 2017.

[6] 高自成, 赵凯杰, 李立君, 等. 悬挂振动式油茶果采摘执行机构设计与试验[J]. 农业工程学报, 2019, 35(21): 9-17.

[7] DU X Q, SHEN T F, ZHAO L J, et al. Design and experiment of the comb-brush harvesting machine with variable spacing for oil-tea camellia fruit[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2021, 14(1): 172-177.

[8] 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.

[9] TORREGROSA A, CHAPARRO O, MARTÍN B, et al. Design, construction and testing of an apricot tractor-trailed harvester[J]. Spanish Journal of Agricultural Research, 2008, 6(3): 333-340.

[10] ARISTIZÁBAL I D, OLIVEROS C E, ALVAREZ F. Mechanical harvest of coffee applying circular and multi-directional vibrations[J]. Transactions of the ASAE, 2003, 46(2): 205-209.

[11] ERDOGAN D, GÜNER M, DURSUN E, et al. Mechanical harvesting of apricots[J]. Biosystems Engineering, 2003, 85(1): 19-28.

[12] BENTAHER H, HADDAR M, FAKHFAKH T, et al. Finite elements modeling of olive tree mechanical harvesting using different shakers[J]. Trees-Structure and Function, 2013, 27(6): 1537-1545.

[13] CASTRO-GARCÍA S, BLANCO-ROLDÁN G L, GIL-RIBES J A. Vibrational and operational parameters in mechanical cone harvesting of stone pine (*Pinus pinea* L.)[J]. Biosystems Engineering, 2012, 112(4): 352-358.

[14] LÁNG Z. A one degree of freedom damped fruit tree model[J]. Transactions of the ASABE, 2008, 51(3): 823-829.

[15] LÁNG Z. Dynamic modelling structure of a fruit tree for inertial shaker system design[J]. Biosystems Engineering, 2006, 93(1): 35-44.

[16] LÁNG Z. A fruit tree stability model for static and dynamic loading[J]. Biosystems Engineering, 2003, 85(4): 461-466.

[17] 尹逊春. 振动式核桃采摘机的设计与优化[D]. 哈尔滨: 哈尔滨商业大学, 2020.

[18] 王雷. 树枝振动式香榧采摘机设计与实验[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2022.

[19] 王长勤, 许林云, 周宏平, 等. 偏心式林果振动采收机的研制与试验[J]. 农业工程学报, 2012, 28(16): 10-16.

[20] 赵凯杰. 油茶果采摘机构: 果树刚柔耦合动力学特性研究[D]. 长沙: 中南林业科技大学, 2020.

[21] 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.

[22] 张军, 张絮, 牧昊天, 等. 单偏心式油橄榄振动采收机仿真优化与试验[J]. 农业机械学报, 2023, 54(11): 114-123.

[23] 范志远, 曲振兴, 汤晶宇, 等. 国外机械振动式林果收获装备研究现状与展望[J]. 林业机械与木工设备, 2024, 52(1): 4-12.

[24] 闻邦椿, 刘树英, 何勃. 振动机械的理论与动态设计方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.

[25] 张合军, 王军玮. 几种常用偏心块偏心矩及其激振力的计算分析[J]. 矿山机械, 1999(6): 68.

[26] 赵昊, 张永. 振动式苹果采摘机的结构设计与试验[J]. 内蒙古农业大学学报(自然科学版), 2023, 44(6): 39-49.

[27] 尚书旗, 李成鹏, 何晓宁, 等. 高酸苹果振动式采摘机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2023, 54(3): 115-125.

[28] 李正超, 唐乐为, 吴明亮, 等. 偏移剪叉式油茶果收集装置设计与试验[J]. 农业工程学报, 2024, 40(3): 62-71.

[29] BLANCO-ROLDÁN G L, GIL-RIBES J A, KOURABA K, et al. Effect of trunk shaker duration and repetitions on removal efficiency for the harvesting of oil olives[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2009, 25(3): 329-334.

[30] GUPTA S K, EHSANI R, KIM N H. Optimization of acitrus canopy shaker harvesting system: Mechanistic tree damage and fruit detachment models[J]. Transactions of the ASABE, 2016, 59(4): 761-776.

[31] CASTRO-GARCÍA S, BLANCO-ROLDÁN G L, GIL-RIBES J A. Frequency response of *Pinus Pinea* L. for selective cone harvesting by vibration[J]. Trees-Structure and Function, 2011, 25(5): 801-808.

[32] DU X Q, WU C Y, HE L Y, et al. Dynamic characteristics of dwarf Chinese hickory trees under impact excitations for mechanical fruit harvesting[J]. International Journal of Agriculturaland Biological Engineering, 2015, 8(1): 17-25.

[33] 王东, 汤晶宇, 范志远, 等. 振动式油茶青果采收机设计及试验[J]. 林业机械与木工设备, 2020, 48(6): 4-7.

[34] 张博强, 李国彬, 金泉军, 等. 履带式智能油茶采摘车辆采摘与收纳结构设计[J]. 汽车实用技术, 2023, 48(11): 127-133.