

单偏心式油橄榄振动采收机仿真优化与试验

张 军¹ 张 絮¹ 牧昊天¹ 辛 迪¹ 牛子杰¹ 崔永杰^{1,2}

(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)

摘要: 为提高油橄榄的振动收获效率, 针对油橄榄密植果园的种植环境, 设计一种单偏心块悬挂式油橄榄采收机。通过对果实进行受力分析得到果实脱落加速度可简化为果实果柄结合力与果实质量的比值, 测量得到脱落加速度的 90% 分位数为 1 113.35 m/s²。通过正交试验仿真研究果树树形参数(主干直径、主干高度、主枝夹角)和激振参数(激振频率、激振力)之间关系, 并对仿真与试验相关性进行分析, 表明仿真与试验的平均相关系数为 0.73, 平均相对误差为 26.5%, 主干直径和主干高度对激振参数有显著影响。使用采收样机对油橄榄(莱星)进行了试验, 结果表明: 夹持点振幅与激振频率呈正相关关系; 果树侧枝 3 个监测点的共振频率为 22.5 Hz, 与响应面试验结果的 21.8 Hz 相近; 油橄榄树的平均采净率约为 91.22%, 且无果实损伤。

关键词: 油橄榄振动收获机; 三主枝开心形; 模态分析; 刚柔耦合仿真

中图分类号: S225.93 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2023)11-0114-10 OSID: 

Simulation Optimization and Test of Single Eccentric Olive Vibrating Harvester

ZHANG Jun¹ ZHANG Xu¹ MU Haotian¹ XIN Di¹ NIU Zijie¹ CUI Yongjie^{1,2}

(1. College of Mechanical and Electronic Engineering, Northwest A&F University, Yangling, Shaanxi 712100, China
2. Key Laboratory of Agricultural Internet of Things, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Yangling, Shaanxi 712100, China)

Abstract: Vibratory harvesting is widely used for olive harvesting. In vibratory harvesting, reasonable vibration parameters will greatly improve the harvest rate of the fruit. To improve the vibration harvesting efficiency of oil olive, the current situation of small operating space in oil olive orchards was addressed. A single eccentric block suspension type olive harvester was designed, where the centrifugal force generated by the rotation of the eccentric block caused the fruit tree to vibrate under pressure to achieve harvesting. The fruit shedding acceleration can be reduced to the ratio of the fruit stalk binding force to the fruit mass, and the 90% quantile of the shedding acceleration was measured to be 1 113.35 m/s². The relationship between the fruit tree shape parameters (trunk diameter X_1 , trunk height X_2 , main branch angles X_3 and X_4) and the excitation parameters (excitation frequency f , excitation force F) was investigated through response surface simulation, the vibration frequency range was obtained by modal analysis, from which, the optimal vibration frequency was figured out by sweeping frequency analysis in rigid-flexible coupling simulation, and analysis of simulation and experimental correlation. The analysis showed that the average correlation coefficient between simulation and experiment was 0.73 and the average relative error was 26.5%, which showed that the simulation could better express the experimental results, and the trunk diameter and trunk height had a significant effect on the excitation parameters. Field experiments were carried out on olive (Leccino) by using the harvesting prototype. The measurements of amplitudes at the clamping point showed that amplitudes at the clamping point varied a lot under different frequencies, namely, rising with the increase of frequency. According to the measurements of accelerations at four monitoring points on the trunk and the lateral branches showed that, the resonant frequencies of the three points located on the lateral branches were similar to the results of the response surface. The optimal vibration parameters obtained by the response surface model were used to carry out the harvest test, which showed that the average harvesting percentage reached about

收稿日期: 2023-06-27 修回日期: 2023-09-11
基金项目: 陕西省自然科学基金基础研究计划项目(2021JQ-156)
作者简介: 张军(1987—),男,讲师,博士,主要从事智能农业装备、超声波电机驱动与控制技术研究,E-mail: junzhang@nwfufu.edu.cn
通信作者: 牛子杰(1985—),男,副教授,博士,主要从事智能农业装备、机器人及其设计控制等研究,E-mail: niuzijie@nwsuaf.edu.cn

91.22% , and there was no fruit damage. The research result can provide a reference for the design of vibration harvesting equipment.

Key words: olive vibrating harvester; three open-centre shape; modal analysis; rigid flexible coupling simulation

0 引言

油橄榄(*Olea europaea*)是木犀科齐墩果属的油料作物,与油茶、油棕以及椰子并称为世界四大木本食用油料树种^[1]。近年来,我国油橄榄产业发展迅速,截止 2018 年,我国共有油橄榄 8 × 10⁴ hm²,橄榄油产值已达到 13.35 亿元^[2-3],但目前油橄榄采收作业仍采用人工方式,据统计,在传统的人工采收中,采收劳动力成本占有所有劳动力成本比例高达 35% ~ 45%^[4],采收作业成为限制油橄榄产业发展的瓶颈之一。

近年来,为了降低成本和提升采收效率,油橄榄的机械化收获引起人们的广泛关注^[5-7]。其中偏心振动式采收机的应用最为普遍^[8],相较于人工收获其可以大幅度提高收获效率,但是果实去除率参差不齐,从 50% ~ 90% 不等,但采收百分比过高时,果实易损伤^[9-11]。研究表明,在机械化采收中影响采收净率的因素主要为激振参数与果树结构^[9,12-13],其中激振参数可以大幅提高去除率,因此,对其进行研究很有必要。

在果树的振动收获参数研究中,研究者通常使用的方法包括仿真模拟与试验^[14-15]。LEONE 等^[16]使用单偏心式振动采收机进行采收试验,确定了不同品种的油橄榄的最佳振动频率和时间。HOSHYARMANESH 等^[8]建立了一个中等大小的通用简化油橄榄树模型,并通过有限元模拟和试验得到仿真中果树的加速度响应大于试验,在激振频率为 20 Hz 时,果实去除率最大。WEI 等^[17]建立了开心果树与单偏心块振动收获机的刚柔耦合简化模型,并通过响应面对采收参数进行优化,结果表明最佳激振频率为 18 Hz,激振力为 3 000 N,夹持高度为 700 mm,相较于未优化前参数,采摘效率提升 1.46 倍。伍德林等^[18]使用加速度作为油茶果实与花苞的脱落条件,通过刚柔耦合仿真进行振动参数优化,结果表明最优采摘参数组合为激振频率 8.15 Hz,振幅 50 mm,振动时间 8.09 mm,在此参数下果实去除率为 93.41%。ZHAO 等^[19]随机选择一棵枸杞树,通过测量建立了果树模型,并使用模态分析确定了共振频率为 2 Hz。高自成等^[20]设计了一种双偏心块振动采收机,并通过收获试验得到最佳激振频率为 15 Hz。DU 等^[15,21]设计了一种正交偏

心式采收机,并通过振动试验得到最佳振动时间为 10 s,偏心块转速为 470 r/min。于英杰等^[22]设计了咖啡的手持振动梳刷式采收装置,并通过收获试验得到最佳激振频率为 26 Hz。

综上所述,国内外学者对于果树振动采收参数的研究主要是通过仿真模拟或试验方法得到最优振动参数,但忽略了相同品种果树之间的差异性,对所有果树采取相同的振动采收参数。因此,针对油橄榄密植果园的现状,以三主枝开心形油橄榄树为研究对象,以采收率大于 90% 为目标,设计单偏心式油橄榄采收机,并通过响应面法和仿真对油橄榄树的形态参数对激振频率和振动力的影响进行研究,并通过试验对仿真模型进行验证。

1 结构与工作原理

1.1 主要结构

根据密植果园的实际工作情况与前期调研,本文设计的油橄榄采收机采用偏心块旋转产生激振力振摇主枝,激振机构采用悬挂的方式,采收机总体结构如图 1 所示。包括履带底盘、空压机、发电机、采收机外壳、升降机、夹持机构、激振机构,整机长为 2 m,宽为 1.4 m,高为 1.8 m。

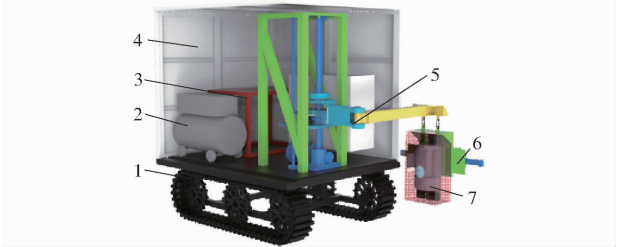


图 1 油橄榄振动采收机总体结构图

Fig. 1 Overall structure diagram of olive vibrating harvester

1. 履带底盘 2. 空压机 3. 发电机 4. 采收机外壳 5. 升降机 6. 夹持机构 7. 激振机构

1.2 工作原理

已有研究表明,单偏心块振动作用于果树时产生的振动加速度最大^[23],因此本文选取单偏心块为研究对象,单偏心块旋转可产生离心力,形成圆周激励,如图 2 所示,可分解为大小相等、相位差为 90°,分别位于 x 、 y 轴方向的分力,受力方程为

$$\begin{cases} F_x = men^2 \cos(\omega t) \\ F_y = men^2 \sin(\omega t) \end{cases} \quad (1)$$

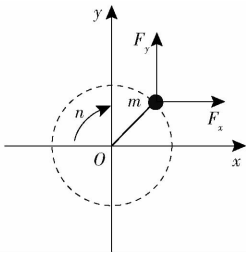


图 2 单偏心块旋转激励示意图

Fig. 2 Schematic of single eccentric block rotation excitation

式中 F_x ——离心力在 x 轴方向上的分力, N
 F_y ——离心力在 y 轴方向上的分力, N
 m ——偏心块质量, kg
 e ——偏心距, mm
 n ——偏心块转速, r/s
 t ——时间, s
 ω ——偏心块角速度, rad/s

采收机通过夹持机构与果树固连,通过偏心块的高速旋转产生激振力,将激励传递给果树,果树受到强迫振动,并将振动能量传递到果实上,从而使果实产生惯性力,当惯性力大于果实与果梗间约束力时,果实脱落,完成采收。工作过程中,首先调整升降机构使激振机构处于适当高度后控制夹持机构夹紧,然后开启激振电机,实现激振,电机转速通过变频器控制,从而实现激振频率的调节。

2 振动参数仿真优化

2.1 果实脱落分析

假设油橄榄果实、果柄为绕果柄末端点运动的单摆,对油橄榄果实进行受力分析,如图 3 所示。

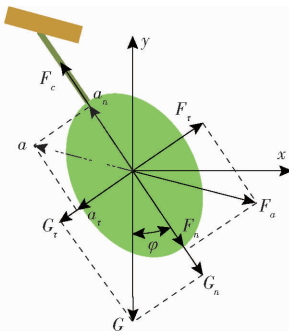


图 3 果实受力分析图

Fig. 3 Fruit force analysis diagram

图中 F_c ——果实与果柄之间结合力, N
 a ——果实加速度, m/s^2
 a_n ——果实加速度法向分量, m/s^2
 a_t ——果实加速度切向分量, m/s^2
 F_a ——果实受振动产生的惯性力, N
 F_n ——惯性力法向分量, N

F_t ——惯性力切向分量, N
 G ——重力, N
 G_n ——重力法向分量, N
 G_t ——重力切向分量, N
 φ ——果实脱落时果柄与重力方向夹角, ($^\circ$)
当满足

$$\begin{cases} F_t \geq G \sin \varphi \\ F_n \geq F_c - G \cos \varphi \end{cases} \quad (2)$$

果实发生脱落。

由于果实重力远小于振动过程中其他力,因此忽略重力影响^[24-25],且惯性力的切向与法向分力均可使用加速度表示^[18],即

$$\begin{cases} F_t = m_o a_t \\ F_n = m_o a_n \end{cases} \quad (3)$$

式中 m_o ——油橄榄果实质量, kg

将式(3)代入式(2)中可得

$$\begin{cases} m_o a_t \geq 0 \\ m_o a_n \geq F_c \end{cases} \quad (4)$$

因此,油橄榄果实脱落条件为

$$a = \sqrt{a_n^2 + a_t^2} \geq \frac{F_c}{m_o} \quad (5)$$

因此,油橄榄的脱落加速度可简化为果实与果柄间约束力与果实质量的比值。在油橄榄成熟期内,使用可测量峰值力的 SK-50 型拉力计测量果实的脱落地力,通过手指固定树枝,沿相反的方向施加持续增加的力,直至果实脱落,记录峰值力作为果实与果柄的约束力^[26];使用精度为 0.01 g 的电子秤测量果实质量。

在油橄榄成熟期内,随机选取品种为莱星的 50 个果实进行测量,对结果进行统计,如表 1 所示,为确保采净率大于 90%,以脱落加速度的 90% 分位数 ($1\,113.35\,\text{m/s}^2$) 为衡量油橄榄果实脱落的标准。

表 1 油橄榄果实测试数据

Tab. 1 Test data of olive fruit

参数	最小值	最大值	平均值	标准差
果实质量/g	2.63	5.80	4.15	0.11
约束力/N	1.32	5.19	3.28	0.13
脱落加速度/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	328.36	1\,261.42	802.29	33.09

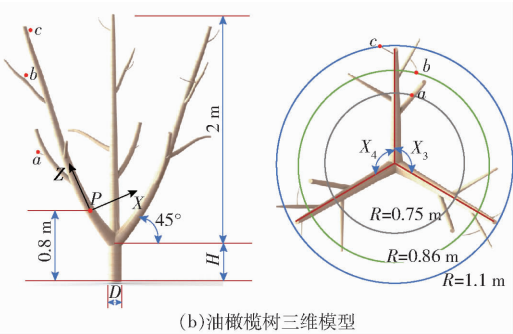
2.2 仿真试验方案设计

为了保证油橄榄树的单株产量高,果园中的油橄榄树均为整形果树,整形后的油橄榄树为三主枝开心形果树,树冠中部保持开心,有 3 个分布均匀且与主干夹角为 45° 左右的主枝,每个主枝均呈现圆锥型。冬季修剪后的三主枝开心形油橄榄树如

图 4a 所示。假设油橄榄树的主枝位于垂直地面的平面内,且 3 个主枝均相同,树枝截面为圆形,在每个



(a)冬季修剪后的油橄榄树



(b)油橄榄树三维模型

图 4 三主枝开心型油橄榄树

Fig. 4 Olive tree with three open-centre shape

根据实际测量与前期研究^[27],不同油橄榄树的形态参数差异主要体现在:主干直径、高度以及主枝间夹角。在油橄榄园中随机选取 30 棵树龄在 7 ~ 15 a,品种为“莱星”的油橄榄树,分别对其主干直径、高度、主枝间夹角 X_3 和 X_4 进行测量。选择主干直径 X_1 、主干高度 X_2 、主枝夹角 X_3 和 X_4 为试验因素,其中油橄榄树各树枝截面的直径与主干直径之比为常数,选择激振频率与激振力为响应值。根据实际测量选择试验因素的上下限,采用有限元仿真获取响应值。利用 Design-Expert 12.0.3 软件设计四因素三水平 Box – Behnken 响应面试验,共 3 个中心点和 27 组试验,试验因素编码如表 2 所示。

表 2 Box – Behnken 试验因素编码

Tab.2 Coding of Box – Behnken test factors

编码	因素			
	X_1/mm	X_2/mm	$X_3/(\text{^\circ})$	$X_4/(\text{^\circ})$
-1	100	500	100	100
0	130	600	125	125
1	160	700	150	150

将建立的三维模型导入 ANSYS 19.0 中进行仿真分析,根据已有研究^[27],设定油橄榄树密度为 $1\,024\text{ kg/m}^3$,刚度矩阵 C 为

$$C = \begin{bmatrix} 4.35 & 3.03 & 2.59 & 0 & 0 & 0 \\ 3.03 & 4.51 & 2.08 & 0 & 0 & 0 \\ 2.59 & 2.08 & 10.8 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1.05 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1.12 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.95 \end{bmatrix}$$

阻尼比为 0.04,选择 Solid185 单元,对油橄榄树的底面施加位移约束,以此模拟根部的固定作用^[28]。

2.3 仿真与试验相关性分析

为了验证仿真结果的可靠性,在试验园中随机

主枝上建立 3 个细小树枝以代表果柄(点 a 、 b 、 c),如图 4b 所示。

选取一棵油橄榄树进行试验,如图 5 所示。所选的油橄榄树的主干直径 X_1 为 153 mm;主干高度 X_2 为 510 mm;主枝夹角 X_3 、 X_4 分别为 125° 、 130° 。



图 5 加速度测量试验

Fig. 5 Acceleration measurement experiment

1. 振动电机 2. 加速度传感器 3. 数据采集器 4. 计算机

为避免果实与树叶脱落造成的影响,试验中利用转速可调的小型振动电机提供振动力,试验中仅有小部分树叶与果实脱落,振动电机中有两个相同的偏心块,其中偏心块质量为 0.415 kg,偏心距为 18.4 mm,根据振动式采收机的常用频率范围和前期研究^[24,27],选择的试验激振频率分别为 10、15、20、25、30 Hz。振动位置选择离地 800 mm 的主枝处,使用 U 型螺栓固定振动电机。使用 DH311E 型加速度传感器(江苏东华测试技术股份有限公司)和 DH5922 型数据采集器(江苏东华测试技术股份有限公司)测量油橄榄树主枝上点的加速度,在主枝上每隔 350 mm 选择一个测量点,如图 6a 所示。

通过 SolidWorks 建立油橄榄树和振动电机的模型,并将其导入 ADAMS 中,将振动电机设为刚体,通过 ANSYS 软件计算油橄榄树的模态中性文件(.mnf),并将生成的.mnf 文件导入 ADAMS 中替换刚性体,生成油橄榄树的柔性体模型,油橄榄树和振动电机组成的刚柔耦合模型如图 6b 所示。在 ADAMS 中对油橄榄树底部和地面、油橄榄树和振动电机间添加固定副,对振动电机的偏心块施加驱动,

通过改变偏心块转速实现不同的激振频率,改变偏心块的质量实现不同的振动力。

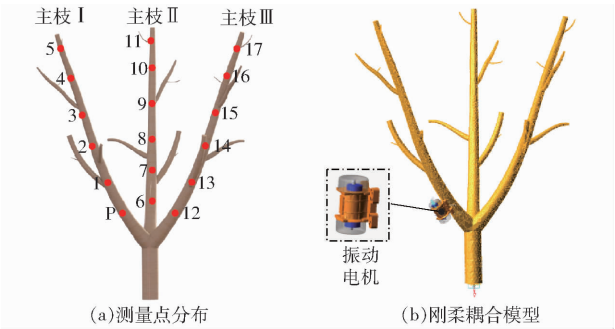


图 6 测量点分布与刚柔耦合模型
Fig.6 Measuring points distribution and rigid flexible coupling model

通过仿真与试验得到测量点的 3 个方向上的加速度后,使用合成加速度进行分析,即每个加速度在 3 个方向(a_x 、 a_y 、 a_z)的均方根^[10]。测量点的平均合成加速度 a_{3D} 如图 7 所示。主枝 I 上的合成加速度均大于主枝 II 和 III,靠近树枝顶部的点大多为曲线的峰值点,试验与仿真中大多数监测点具有相似的变化趋势。

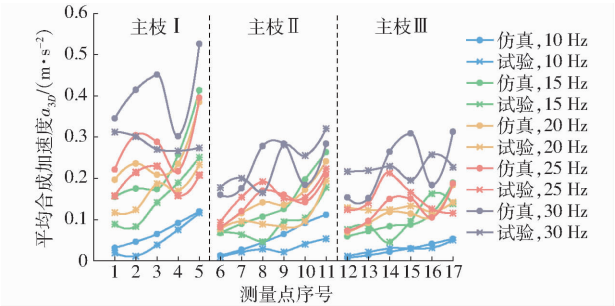


图 7 刚柔耦合仿真与试验结果对比
Fig.7 Comparison between rigid flexible coupling simulation and experimental results

通过 SPSS 计算不同频率下仿真与试验之间的皮尔逊相关系数,如表 3 所示,所有频率下的相关系数均不小于 0.5,在 15 Hz 时达到最大值,为 0.87;在 30 Hz 时最小,为 0.5,随着激振频率的增大,仿真与试验的相关性也随之减少,该现象产生的原因可

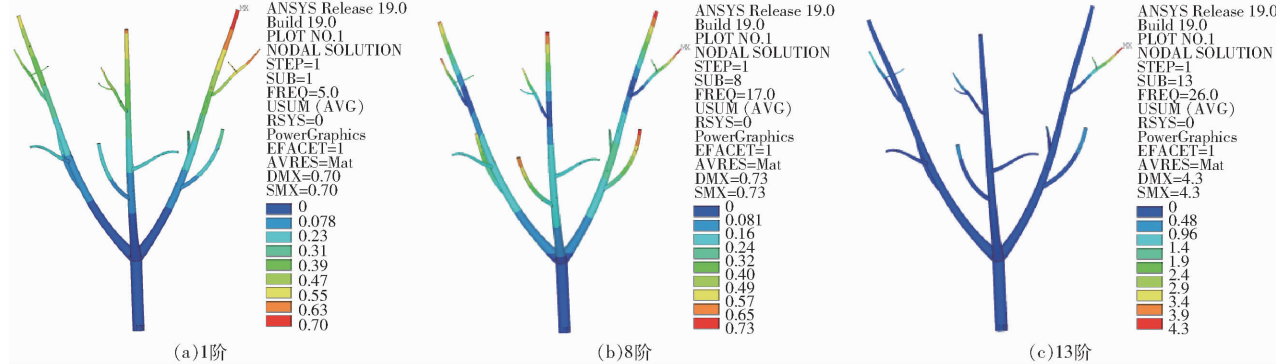


图 8 模态分析结果
Fig.8 Modal analysis results

表 3 不同频率下试验与仿真的平均合成加速度统计结果

Tab.3 Statistical results of average synthetic acceleration of experiment and simulation at different frequencies					
频率/ Hz	均值/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)		标准差/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)		相关 系数
	仿真	试验	仿真	试验	
10	0.511	0.356	0.035	0.027	0.81
15	0.155	0.112	0.092	0.056	0.87
20	0.166	0.131	0.080	0.043	0.77
25	0.167	0.166	0.068	0.041	0.71
30	0.281	0.245	0.109	0.046	0.50

能是:试验过程中振动电机与树干未完全固连,导致在高频时振动未完全传递到树干;加速度传感器和树枝之间有能量损失,导致测量存在误差。

仿真与试验的平均相关系数为 0.73,大于 SAVARY 等^[29]在简化柑橘树模型上相关系数结果(0.58)和 PENG 等^[30]在简化枣树模型上的相关系数结果(0.62);仿真与试验的平均相对误差为 26.5%,均值的平均相对误差为 18.5%,小于 DE ARAÚJO 等^[31]和 VILLIBOR 等^[32]在简化咖啡树模型上的平均误差 37% 和 35.9%,表明仿真与试验之间具有强相关性,仿真可以较好的表达实际振动。

2.4 试验响应获取方法

模态分析可以用于确定油橄榄树的固有属性,因此使用模态分析来确定最佳的振动采收频率。低频振动对油橄榄树的动力响应影响大于高频振动,由于油橄榄树的结构阻尼,高频对应的振型会迅速衰减^[33]。因此,油橄榄树的动态特性主要由低阶模态决定。本研究选取油橄榄树的前 20 阶固有频率进行模态分析。

根据模态分析结果,模态频率可以分为 3 类:第 1 类为低频,此时主要为油橄榄树的主枝发生振动,如图 8a 所示;第 2 类为中等频率,此时振动主要为油橄榄树整体的振动,其中树枝末端的振动较大,如图 8b 所示;第 3 类为较高频率,仅有部分细小分支发生振动,如图 8c 所示。由于油橄榄果实主要分布

在树枝末端,因此中等频率的振动适宜于油橄榄树的振动采收,这与 BENTAHER 等^[34]和 NIU 等^[27]的研究结果相同。

在 ADAMS 中,对激振位置(图 4b 中点 P)的 X 方向施加幅值为 100 N 的正弦扫频激励,测量油橄榄树模型中的 3 个果柄位置处(图 4 中点 a 、 b 、 c)的平均合成加速度,得到 3 个点的加速度随频率变化曲线如图 9 所示,在图中出现了多个明显的共振频率。根据模态分析结果,试验 1 的适宜激振频率范围为 16.87 ~ 23.04 Hz,因此,在中等频率下平均合成加速度最大的点对应的频率为 17.43 Hz,将其视为最佳的激振频率。

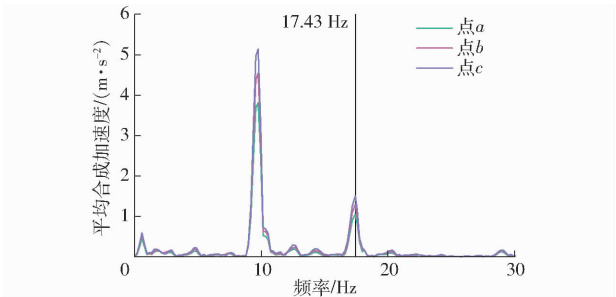


图 9 扫频分析得到的加速度-频率曲线
Fig.9 Acceleration – frequency curves for swept – frequency analysis

将激振频率设置为 17.43 Hz,通过改变偏心块的质量实现不同振动力的施加,得到 3 个果柄位置处在不同振动力下的合成加速度,通过 SPSS v26 进行曲线拟合,得到不同振动力下果柄位置的平均合成加速度如图 10 所示,其中点 c 处加速度最小。当激振力为 13 558 N 时,果柄位置处的加速度大于脱落加速度,以此作为最佳激振力。

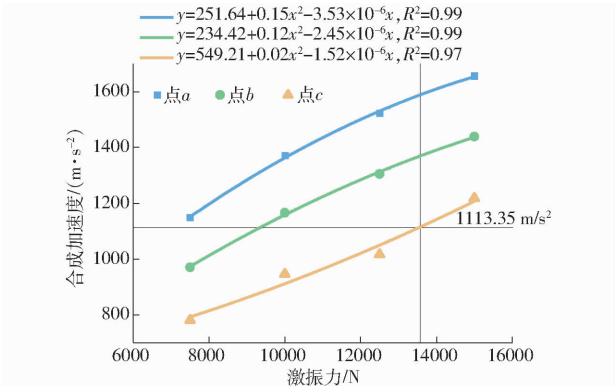


图 10 激振力-果柄位置处加速度曲线
Fig.10 Excitation force – acceleration curves at stalk position

2.5 响应面试验结果分析

以油橄榄树的 4 个形态参数为试验因素,通过 2.4 节中的方法得到响应变量(激振频率 f 与激振力 F),共进行了 27 次仿真试验,如表 4 所示(x_1 、

x_2 、 x_3 、 x_4 为因素编码值)。利用 Design-Expert 软件对仿真试验结果进行方差分析,结果如表 5 所示。

表 4 仿真试验方案设计与结果
Tab.4 Design and results of simulation test scheme

序号	因素				响应指标	
	x_1	x_2	x_3	x_4	频率/Hz	激振力/N
1	0	0	0	0	17.43	13 558
2	1	0	-1	0	21.75	21 965
3	0	1	1	0	18.56	16 215
4	0	-1	0	1	20.75	13 390
5	1	0	1	0	21.56	21 470
6	0	0	1	-1	17.32	14 643
7	0	-1	1	0	20.70	13 469
8	0	1	0	1	18.41	15 862
9	1	-1	0	0	22.94	19 534
10	0	0	-1	1	17.58	14 650
11	-1	0	1	0	15.08	11 047
12	0	1	0	-1	18.58	16 393
13	0	-1	-1	0	20.81	13 676
14	0	0	-1	-1	17.33	15 031
15	-1	0	0	1	14.91	11 587
16	0	0	1	1	17.25	14 827
17	-1	-1	0	0	17.07	9 810
18	0	1	-1	0	18.64	16 275
19	1	0	0	1	21.54	21 629
20	-1	0	-1	0	15.16	11 509
21	1	1	0	0	22.57	24 723
22	0	-1	0	-1	20.70	13 351
23	-1	1	0	0	17.04	14 088
24	0	0	0	0	17.38	15 268
25	1	0	0	-1	21.46	21 700
26	0	0	0	0	17.14	15 708
27	-1	0	0	-1	15.18	11 498

表 5 试验结果方差分析
Tab.5 Analysis of variance of test results

来源	激振频率 f		激振力 F	
	F	P	F	P
模型	33.82	<0.000 1	55.18	<0.000 1
x_1	367.94	<0.000 1	650.19	<0.000 1
x_2	22.14	0.000 5	71.06	<0.000 1
x_3	0.168 5	0.688 7	0.354 2	0.562 8
x_4	0.004 5	0.947 9	0.077 4	0.785 5
$x_1 x_2$	0.091 3	0.767 7	0.428 3	0.525 2
$x_1 x_3$	0.009 6	0.923 7	0.000 6	0.981 5
$x_1 x_4$	0.096 8	0.761 1	0.013 2	0.910 4
$x_2 x_3$	0.000 7	0.979 2	0.011 2	0.917 6
$x_2 x_4$	0.038 2	0.848 2	0.167 7	0.689 4
$x_3 x_4$	0.080 9	0.780 9	0.164 7	0.692
x_1^2	9.57	0.009 3	39.05	<0.000 1
x_2^2	72.04	<0.000 1	0.287 7	0.601 5
x_3^2	0.600 4	0.453 4	0.088 1	0.771 7
x_4^2	0.160 2	0.696	0.149 3	0.706

根据方差分析结果,剔除不显著项建立编码值

表示的振动参数与树形参数的二次多项式响应回归模型

$$\begin{cases} f=17.51+3.12x_1-0.764x_2+0.682x_1^2+2x_2^2 \\ F=14\,821.07+5\,123.5x_1+1\,693.83x_2+1\,892.27x_1^2 \end{cases}$$

(6)

其中以激振频率作为响应函数的回归模型 $P<0.001$,失拟项 $P=0.110\,0>0.05$;以激振力作为响应函数的回归模型 $P<0.001$,失拟项 $P=0.993\,4>0.05$,表明模型较稳定,回归方差拟合较好。

3 关键部件设计

3.1 激振部件设计

根据 2.5 节得到激振所需的最大激振力为 23 530 N,对应激振频率为 22.55 Hz,按激振力最大进行计算,可得所需偏心块质量矩 me 为

$$me=\frac{F_{\max}}{n_{\max}^2}=\frac{F_{\max}}{(2\pi f_{\max})^2}=\frac{23\,530}{(2\times\pi\times22.55)^2}\approx1.2\,\text{kg}\cdot\text{m}^2$$

(7)

式中 $F_{\max}$ ——最大激振力,N
 $n_{\max}$ ——最大转速,r/s
 $f_{\max}$ ——最大激振频率,Hz

常见的偏心块主要有扇形式、圆盘式和重锤式等,其中扇形式偏心块应用范围最广且制造简单,相同半径的扇形偏心块中半圆形偏心块的激振力最大^[24,35],因此本文采用半圆形偏心块。偏心块共分 2 组,分别安装在双轴电机的两端,每侧均由 2 个偏心块组成,如图 11 所示,通过改变偏心块之间的夹角 θ 来改变激振力,表达式为

$$F=me_{\theta}\omega^2\sin\frac{\theta}{2}$$

(8)

式中 e_{θ} —— $\theta=180^{\circ}$ 时的偏心距,m
当 $\theta=180^{\circ}$ 时偏心块质量矩约为 $1.2\,\text{kg}\cdot\text{m}^2$ 。

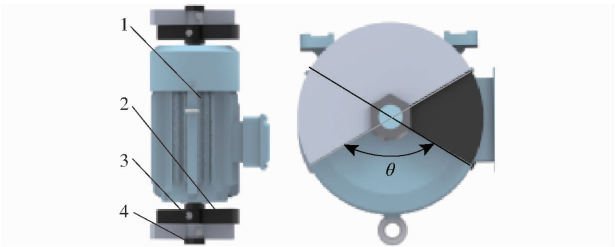


图 11 激振部件简图

Fig. 11 Schematic of excitation components

1. 双轴电机 2. 偏心块 3. 锁紧螺母 4. 紧定螺钉

3.2 夹持机构设计

夹持机构是采收机的关键部件,夹持机构设计是否合理,将直接影响采收效率。不合理的夹持机构,可能导致采净率较低,或对树皮造成破坏,从而导致果树生病^[36]。本文设计的夹持机构如图 12 所

示,主要由固定板、夹持气缸、鱼眼轴承以及圆弧夹板组成,夹板可绕鱼眼轴承旋转,实现与倾斜树干的夹持,夹持范围为 80 ~ 240 mm。圆弧夹板上安装橡胶板以减少夹持接触压力,避免对果树造成损伤,橡胶板采用工业丁腈橡胶板(XJB-1847 型),厚度为 15 mm,抗拉强度 15 MPa,邵氏硬度为 70 HA。

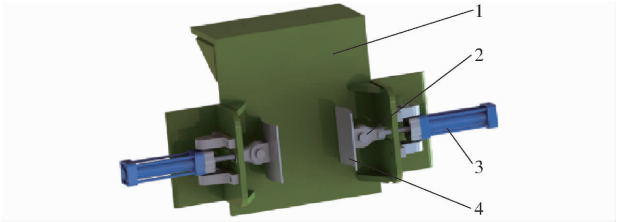


图 12 夹持机构简图

Fig. 12 Diagram of clamping mechanism

1. 激振机构固定板 2. 鱼眼轴承 3. 夹持气缸 4. 圆弧夹板

4 油橄榄振动采收试验

试验于 2022 年 12 月 27—30 日在甘肃省陇南市田园油橄榄科技开发有限公司十里栅子坡油橄榄园进行,试验树品种为莱星。

4.1 试验材料与方法

4.1.1 振幅测量

夹持点处振幅由 BL-400NZ 型激光位移传感器(深圳市博亿精科科技有限公司)测量,如图 13 所示,测量系统由 QY-11000 型汽油发电机(浙江泉有机电有限公司)供电。



图 13 振幅测量系统

Fig. 13 Amplitude measuring system

1. 位移传感器 2. 三脚架 3. 计算机 4. 油橄榄采收机

共进行 4 组试验,设定试验激振频率为 10、15、20、25 Hz,每个激振频率下重复 3 次,偏心块间夹角为 0° ,夹持位置高度为 800 mm。

4.1.2 加速度响应测量

为了对仿真试验的结果进行验证,通过加速度测量系统对油橄榄树的动态响应进行测量。加速度测量系统由油橄榄采收机、4 个 WT901 型三轴加速度传感器(深圳维特智能科技有限公司)和加速度记录软件组成,通过油橄榄采收机进行不同频率的振动,通过 4 个三轴加速度传感器对不同位置的加

速度进行测量,其中点 1 位于主枝上,其余 3 个点均位于三级侧枝,如图 14 所示。加速度测量试验中使用油橄榄树的主干直径 $X_1 = 153\text{ mm}$,主干高度 $X_2 = 118\text{ mm}$,将油橄榄树形参数代入式(6)可得激振频率为 21.8 Hz。试验中激振频率范围为 5 ~ 25 Hz,增量为 2.5 Hz,共进行 9 次试验。

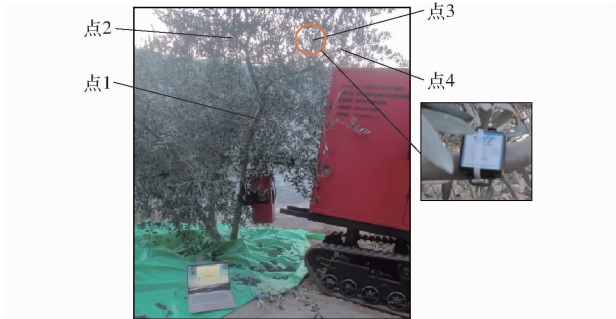


图 14 加速度测量及 4 个监测点

Fig. 14 Acceleration measurement and four monitoring positions

激振频率和激振力均为影响加速度响应的关键因素,为避免激振力对加速度响应造成影响,定义单位激振力引起的平均合成加速度为

$$P_{3D} = \frac{\overline{a_{3Df}}}{F_f} = \frac{\overline{a_{3Df}}}{4m\pi^2 f^2 e} \tag{9}$$

式中 P_{3D} ——平均合成加速度, $\text{m}/(\text{s}^2 \cdot \text{N})$
 $\overline{a_{3Df}}$ ——激振频率 f 对应的平均合成加速度, m/s^2
 F_f ——激振频率 f 对应的激振力, N

4.1.3 采净率计算

由于油橄榄果实较小,不易统计数量,因此采用质量计算采净率^[24],即

$$R_h = \frac{m_v}{m_v + m_s} \times 100\% \tag{10}$$

式中 R_h ——采净率, %
 m_v ——振动采收所得油橄榄果实质量, kg
 m_s ——剩余人工采收油橄榄质量, kg

4.2 试验结果与分析

4.2.1 激振频率对振幅影响

使用位移传感器测得不同频率下夹持点振幅数据如表 6 所示,对数据进行 Shapiro - Wilk 检验, P 值均大于 0.05,数据符合正态分布,对其进行单因素方差分析与 Dunacn 检验。

单因素方差分析结果表明:用于显著性检验的 P 值小于 0.001,激振频率对振幅有显著性影响。Duncan 检验表明:激振频率的 4 个水平(25、20、15、10 Hz)间差异显著。对激振频率与夹持点振幅平均值进行曲线估算,如表 7 所示,其中二阶多项式拟合结果的决定系数 R^2 最高,为 0.99,因此采用二阶多

表 6 夹持位置处振幅试验结果

Tab.6 Amplitude test results at clamping position

激振频率/Hz	试验 1	试验 2	试验 3	均值	标准差
10	5.0	5.4	6.3	5.57 ^d	0.67
15	8.3	9.1	8.6	8.67 ^e	0.4
20	11.6	12.0	12.5	12.03 ^b	0.45
25	16.0	15.9	15.7	15.87 ^a	0.15

注:不同字母表示在 $P = 0.001$ 水平下,差异性显著。

表 7 曲线估算结果

Tab.7 Results of curve estimation

方程	R^2	F	P	参数估算值		
				常数	一次项系数	二次项系数
线性	0.988	842.483	0.001	-1.456	0.685	
对数	0.967	59.025	0.017	-20.359	11.009	
二次	0.990	12 153.777	0.006	0.579	0.426	0.007

项式进行拟合,结果如图 15 所示。夹持点振幅随激振频率增加而增加,15 Hz 相较 10 Hz 振幅增加 3.10 mm,20 Hz 相较 15 Hz 振幅增加 3.36 mm,25 Hz 相较 20 Hz 振幅增加 3.84 mm,相邻水平下增幅相近,且拟合结果中二次项系数较小,因此振幅随频率变化趋势可近似为线性。

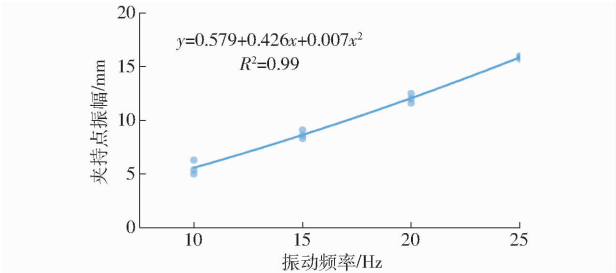


图 15 激振频率与振幅拟合结果

Fig. 15 Fitting results of vibration frequency and amplitude

4.2.2 加速度响应监测结果

图 16 为采收机激振试验中测得监测点的单位激振力引起的加速度响应 (P_{3D})。在 4 个监测点处,单位激振力引起的最大加速度与最小加速度之

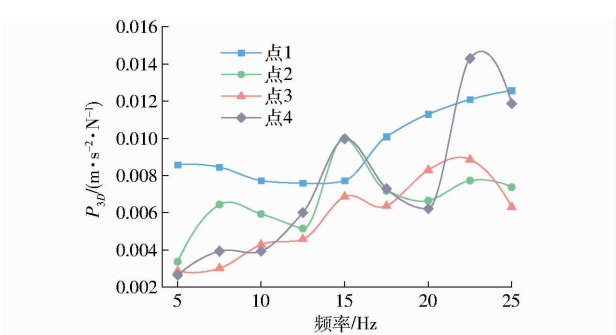


图 16 振动激励下油橄榄树监测点的动态响应

Fig. 16 Dynamic response of monitoring position of olive tree under vibration excitation

比分别为 2.2、3.0、3.1 和 5.4,表明在不同激振频率下,不同监测位置处的振动响应存在差别,其中单位激振力引起的加速度出现峰值的原因是共振响应。

点 2、3、4 位置处的共同共振频率为 22.5 Hz,其中点 4 处最大,为 0.014 m/(s²·N),点 2 处最小,为 0.007 7 m/(s²·N),此外,点 2、3、4 位置处在 15 Hz 处也发生共振;点 2 与点 4 在 10 Hz 处也发生共振。其中位于侧枝的 3 个点的共振频率 22.5 Hz 与前文响应面计算得到的最佳激振频率 21.8 Hz 相近,表明仿真结果较为准确。

4.2.3 采净率

选择 3 棵油橄榄树进行采收试验,振动时间均设置为 21 s,通过测量质量对 3 个主枝的采净率进行统计,结果如表 8 所示,油橄榄的平均采净率约为 91.22%,通过振动采取得到的油橄榄果实未出现果皮破裂损伤。

5 结论

(1)针对果园作业空间小,设计了一种单偏心块悬挂式油橄榄采收机,主要由激振机构、夹持机构、升降机构和履带底盘等组成。

(2)通过果实受力分析得到了果实脱落加速度的 90% 分位数为 1 113.35 m/s²,通过仿真与试验相

表 8 油橄榄采净率统计结果

Tab.8 Statistics result of olive harvest net rate

参数	测量值		
	树 I	树 II	树 III
主干直径/mm	145	153	146
主干高度/mm	302	118	152
振动频率/Hz	19.3	22.7	21.2
振动力/N	17 609	18 308	16 823
平均振幅/mm	8.9	9.7	9.2
振动采收总质量/kg	11.54	11.31	10.06
人工采收总质量/kg	0.64	1.21	1.11
采收时间/min	7.75	4.36	5.35
采净率/%	90.90	91.76	91.01

关性分析得到仿真与试验的平均相关系数为 0.73,平均相对误差为 26.5%,仿真可以较好地表达试验结果。

(3)使用刚柔耦合仿真模拟果树受振动激励下的加速度响应,并建立了树形参数与振动参数间的响应面方程,结果表明主干直径和主干高度对激振参数有显著影响。

(4)田间试验结果表明,随着激振频率增加,夹持位置处振幅也随之增加;试验果树的共振频率(22.5 Hz)与响应面试验结果(21.8 Hz)相近;油橄榄树的平均采净率约为 91.22%。

参 考 文 献

[1] 王成章,陈强,罗建军,等. 中国油橄榄发展历程与产业展望[J]. 生物质化学工程, 2013, 47(2): 41–46.
WANG Chengzhang, CHEN Qiang, LUO Jianjun, et al. Development and industrial prospect of China's olive[J]. Biomass Chemical Engineering, 2013, 47(2): 41–46. (in Chinese)

[2] 邓煜. 中国油橄榄产业创新驱动发展的现状、趋势和对策[J]. 经济林研究, 2018, 36(2): 1–6.
DENG Yu. The status quo and trends of China olive industry innovation-driven development and relevant countermeasures[J]. Non-wood Forest Research, 2018, 36(2): 1–6. (in Chinese)

[3] 张正武. 橄榄油价值链及国内外价格形成机制比较研究[J]. 中国林业经济, 2019(4): 79–85.
ZHANG Zhengwu. A comparative study of olive oil value chain and price formation mechanism at home and abroad[J]. China Forestry Economics, 2019(4): 79–85. (in Chinese)

[4] SANDERS K F. Selective picking head for citrus harvester[J]. Biosystems Engineering, 2005, 90(3): 279–287.

[5] LIU T, EHSANI R, TOUDESCHI A, et al. Shaking functionality evaluation of four different types of citrus canopy-shaker tines[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2018, 34(5): 809–817.

[6] ARAGON-RODRIGUEZ F, CASTRO-GARCIA S, SOLA-GUIRADO R R, et al. Fruit abscission pattern of ‘Valencia’ orange with canopy shaker system[J]. Scientia Horticulturae, 2019, 246: 916–920.

[7] ORTIZ C, TORREGROSA A, CASTRO-GARCÍA S. Comparison of a lightweight experimental shaker and an orchard tractor mounted trunk shaker for fresh market citrus harvesting[J]. Agriculture, 2021, 11(11): 1092.

[8] HOSHYARMANESH H, DASTGERDI H R, GHODSI M, et al. Numerical and experimental vibration analysis of olive tree for optimal mechanized harvesting efficiency and productivity[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2017, 132: 34–48.

[9] SOLA-GUIRADO R R, CASTRO-GARCÍA S, BLANCO-ROLDÁN G L, et al. Traditional olive tree response to oil olive harvesting technologies[J]. Biosystems Engineering, 2014, 118: 186–193.

[10] SOLA-GUIRADO R R, ARAGON-RODRIGUEZ F, CASTRO-GARCÍA S, et al. The vibration behaviour of hedgerow olive trees in response to mechanical harvesting with straddle harvester[J]. Biosystems Engineering, 2019, 184: 81–89.

[11] ALZOHEIRY A, GHONIMY M, ABD EL RAHMAN E, et al. Improving olive mechanical harvesting using appropriate natural frequency[J]. Journal of Agricultural Engineering, 2020, 51(3): 148–154.

[12] 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.

[13] 杨会民,散黎龙,陈毅飞,等. 不同振动特性参数对杏树振动响应的影响[J]. 农业工程学报, 2019, 35(2): 10–16.

- YANG Huimin, SAN Yunlong, CHEN Yifei, et al. Influence of different vibration characteristic parameters on vibration response of apricot trees[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(2): 10–16. (in Chinese)
- [14] ORTIZ C, TORREGROSA A. Determining adequate vibration frequency, amplitude, and time for mechanical harvesting of fresh mandarins[J]. Transactions of the ASABE, 2013, 56(1): 15–22.
- [15] DU X, JIANG F, LI S, et al. Design and experiment of vibratory harvesting mechanism for Chinese hickory nuts based on orthogonal eccentric masses[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2019, 156: 178–186.
- [16] LEONE A, ROMANIELLO R, TAMBORRINO A, et al. Identification of vibration frequency, acceleration, and duration for efficient olive harvesting using a trunk shaker[J]. Transactions of the ASABE, 2015, 58(1): 19–26.
- [17] WEI J, YANG G, YAN H, et al. Rigid-flexible coupling simulation and experimental vibration analysis of pistachio tree for optimal mechanized harvesting efficiency[J]. Mechanics of Advanced Materials and Structures, 2021, 28(22): 2360–2369.
- [18] 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)
- [19] ZHAO J, MA T, INAGAKI T, et al. Parameter optimization of vibrating and comb-brushing harvesting of *Lycium Barbarum* L. based on FEM and RSM[J]. Horticulturae, 2021, 7(9): 286.
- [20] 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.
- GAO Zicheng, ZHAO Kaijie, LI Lijun, et al. Design and experiment of suspended vibratory actuator for picking *Camellia olerfera* fruits[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(21): 9–17. (in Chinese)
- [21] DU X, CHEN K, MA Z, et al. Design, construction, and evaluation of a three-dimensional vibratory harvester for tree fruit[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2020, 36(2): 221–231.
- [22] 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)
- [23] 许南南. 组合偏心块式三维激振林果采收机的设计与试验[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2018.
- XU Nannan. Design and experiment on vibratory fruit harvesting mechanism with three-dimensional excitation[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2018. (in Chinese)
- [24] 散鋈龙. 杏振动采收关键因素研究与试验分析[D]. 乌鲁木齐: 新疆农业大学, 2014.
- SAN Yunlong. Study on the key factors of vibration harvesting apricots and its experimental analysis[D]. Urumqi: Xinjiang Agricultural University, 2014. (in Chinese)
- [25] 散鋈龙, 杨会民, 王学农, 等. 振动方式和频率对杏树振动采收响应的影响[J]. 农业工程学报, 2018, 34(8): 10–17.
- SAN Yunlong, YANG Huimin, WANG Xuenong, et al. Effects of vibration mode and frequency on vibration harvesting of apricot trees[J]. Transactions of the CSAE, 2018, 34(8): 10–17. (in Chinese)
- [26] 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)
- [27] NIU Z, XU Z, DENG J, et al. Optimal vibration parameters for olive harvesting from finite element analysis and vibration tests[J]. Biosystems Engineering, 2022, 215: 228–238.
- [28] 彭俊, 孙世鹏, 傅隆生. 机械振动式沙棘采收的动力学研究[J]. 农机化研究, 2017, 39(1): 32–37.
- PENG Jun, SUN Shipeng, FU Longsheng. Research on dynamic characteristics of vibratory harvesting for sea buckthorn[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2017, 39(1): 32–37. (in Chinese)
- [29] SAVARY S, EHSANI R, SCHUELLER J K, et al. Simulation study of citrus tree canopy motion during harvesting using a canopy shaker[J]. Transactions of the ASABE, 2010, 53(5): 1373–1381.
- [30] PENG J, XIE H, FENG Y, et al. Simulation study of vibratory harvesting of Chinese winter jujube (*Zizyphus jujuba* Mill. cv. Dongzao)[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2017, 143: 57–65.
- [31] DE ARAÚJO C E, MAGALHÃES R R, SANTOS F L. Geometric modeling of a coffee plant for displacements prediction[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2016, 123: 57–63.
- [32] VILLIBOR G P, SANTOS F L, DE QUEIROZ D M, et al. Dynamic behavior of coffee fruit-stem system using modeling of flexible bodies[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2019, 166: 105009.
- [33] TANG X, REN J, LIU C, et al. Simulation of vibration harvesting mechanism for wolfberry[C] // American Society of Agricultural and Biological Engineers, 2011.
- [34] BENTAHHER H, HADDAR M, FAKHFAKH T, et al. Finite elements modeling of olive tree mechanical harvesting using different shakers[J]. Trees, 2013, 27: 1537–1545.
- [35] 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.
- WANG Changqin, XU Linyun, ZHOU Hongping, et al. Development and experiment of eccentric-type vibratory harvester for forest-fruits[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(16): 10–16. (in Chinese)
- [36] LIU T, EHSANI R, TOUDESCHI A, et al. Experimental study of vibrational acceleration spread and comparison using three citrus canopy shaker shaking tines[J]. Shock and Vibration, 2017, 2017: 1–9.