doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2024.S2.011

矮化密植核桃摇床采收机设计与试验

曹佳乐 徐道春 白效鹏 李文彬
（北京林业大学工学院，北京 100083）

摘要：针对国内矮化密植核桃树采收机械适应性差、采摘效率低等问题，设计了一台履带自走式摇床采收机。通过建立树体振动模型，并进行机构运动学分析，设计了摇床关键部件。通过摇床进行了振动试验，使用统计学方法分析了振动参数与脱落率之间的显著性关系，得到了满足高脱落率作业要求的振动参数下限。结果发现，在一定范围内频率影响脱落率的显著性高于振幅、作业时长，并且当振幅小于60 mm，增大频率难以提高脱落率。最后，通过试验检验了脱落率为80%时对应的振动参数下限，验证了结果准确性及可靠性。研究结果为摇床开发以及核桃采收作业提供了理论基础。

关键词：核桃；振动；采收机
中图分类号：S225.93 **文献标识码**：A **文章编号**：1000-1298(2024)S2-0104-08

Design and Testing of Shaker Harvester for Dwarf and Densely Planted Walnuts

CAO Jiale XU Daochun BAI Xiaopeng LI Wenbin
(*School of Technology*, *Beijing Forestry University*, *Beijing* 100083, *China*)

Abstract: Aiming at the problems of poor adaptability of harvesting machinery and low picking efficiency of domestic dwarfed and densely planted walnut trees, a crawler walking shaker was created. Firstly, by establishing a tree vibration model and conducting kinematic analysis of the mechanism, the key components of the shaker were designed, and the development of the whole machine was realized. Then vibration tests were carried out by the shaker, and the significance relationship between the vibration parameters and the shedding rate was analyzed by using statistical methods to obtain the lower limit of the vibration parameters to meet the requirements of high shedding rate operation. By analyzing the vibration response under different excitation parameters, the correlation law between the excitation parameters and the shedding rate was given. The excitation parameters that significantly affected the shedding rate were quantified through linear regression and feature importance comparison, and finally the range of excitation parameters was visualized. It was found that within a certain range, the frequency affected the shedding rate more significantly than the amplitude and operation length, and it was difficult to increase the frequency to improve the shedding rate when the amplitude was lower than 60 mm. Finally, the lower limit of the vibration parameter corresponding to a shedding rate of 80% was tested to verify the accuracy and reliability of the results. The research result can provide a theoretical basis for the development of shakers and walnut harvesting operation. It also can provide a reliable range of excitation parameters for future walnut harvesting operations, aiming to improve harvesting efficiency and reduce harvesting costs, and can also guide the development of intelligent shakers and field harvesting operations.

Key words: walnuts; vibratory; harvester

0 引言

我国是林果种植大国，经济林果种类丰富，品种繁多，种植广泛[1-2]。其中，核桃种植面积和产量位列榜首[3-5]。2021年我国国家林业和草原局结果表明，中国核桃种植面积超过8×10^6 hm^2，产量达$5.403\ 5\times10^6$ t。近

收稿日期：2024-07-28 修回日期：2024-09-20
基金项目：国家重点研发计划项目(2019YFD1002401-3)
作者简介：曹佳乐(1994—)，男，博士生，主要从事核桃采收技术与装备研究，E-mail: 15732115481@163.com
通信作者：徐道春(1979—)，男，教授，博士生导师，主要从事林果采收及预处理研究，E-mail: xudaochun@bjfu.edu.cn

年，随着核桃产量不断提高，矮化密植是核桃规模化种植主流方式，但劳动力匮乏、采摘效率低等问题日益突出，提高机械化及智能化采收程度是加快核桃产业高效发展的必然选择[6-8]。

振动式采收因效率高、效果好和易实现等特点，是使用最广泛的采收方式[9-12]。根据振动方式将摇床分为树干摇床和树冠摇床[13-16]。其中，树干摇床通过激励树干实现作业，多应用于核桃、橄榄等中大型果树[17-20]；树冠摇床通过激励树冠完成作业，更多使用在柑橘、油茶等小型果树上[7-8,13,16]。其中，树干摇床是采收核桃最常见的机械收获系统[9-11,17-21]。

实际采收作业中，摇床操作人员通常主观地设置振动参数，如频率和振幅[22-25]。当树体特征参数变化较大时，人工选取振动参数可靠性较低[9,11,17]。我国果园大部分种植于丘陵山地，种植方法在传统和集约化之间交替。传统果园树木较高大，种植空间相对较宽，而集约化果园树木较矮小，且株距狭窄[3-5,18]。振动频率、振幅过高会造成核桃树损伤，否则无法分离，导致采收效率低[5,9,11,20]。根据树体特征参数选择最佳的激励参数是核桃采收过程中不可缺少的步骤[9,14-15,19]。

目前很多研究都是围绕最佳激励参数进行展开的，以果柄枝局部系统建立数字化模型[4,25-27]，且进一步研究了果柄断裂和果实脱落的问题，最终提出了最佳的激励参数范围[27-28]。但是，树形特征参数异质性会导致振动传递不均匀，部分枝条振动效果较差。因此局部果柄枝振动模型难以反映树体全局振动响应，其最佳激励参数下的振动响应也不能达到预期采收效果。也有研究使用模拟仿真方式建立了树体模型[15-18]，通过对不同激励参数下的振动响应进行动态分析[26-29]，得到了激励参数与动态响应之间的关系，并且评估了最佳激振效果的励磁参数[18-20]。但仿真研究对象为单棵树，忽略了树结构和性质的复杂性，所以其结果难以表征最佳激励参数。通过实验室或田间试验表征了励磁参数对振动效果的影响[27-29]，量化了励磁参数对采收效率的影响规律，最终达到提高采收效率的目的[21-25]。目前研究均是在偏心式树干摇床基础上展开[16,18,25]，然而由于矮化密植林主干较短，振动传递性较差，偏心式树干摇床对矮化密植林的适用性较差，因此激振主干很难达到预期采收效果[22,25-26]。偏心式树干摇床适用于地势平坦、林木间距大、树形有较高一致性的果园；而我国矮化密植核桃园的树形特征差异性较大，很难适用某一特定的激励参数实现最优振动响应效果，因此划定最优激励参数范围是解决问题的关键[9,11,17,19-23,28]。

为了探究矮化密植核桃林最佳激励参数范围，本文设计变频变幅式树干摇床。通过对不同激励参数下振动响应进行分析，给出激励参数与脱落率的相关性规律。通过线性回归及特征重要性对比，量化显著影响脱落率的激励参数，以期实现激励参数范围可视化。

1　振动系统动力学分析

1.1　振动系统模型

矮化核桃树主干较低，因此核桃树在摇床激励下的主要运动形式为一级分支弯曲简谐振动[3,5,18-19]。将核桃树整体系统视为典型的“欧拉-伯努利梁”模型，其中，一级分支视为等密度、等截面的圆柱梁，树冠部分视为质量团EM，等效位于圆柱梁的可活动上端部，树体激振位置产生横向位移为$y(h,t)$。

如图1所示，一级分支上激励位置动力学方程为

$$EI\ddot{\omega} = M = -Fh \tag{1}$$

式中　E——一级分支的弹性模量，Pa

I——一级分支横截面对中性轴惯性矩，m^4

ω——激振位置横截面挠度，m

M——激振位置弯矩，N·m

F——横截面激振力，N

h——激振位置到地面距离，m

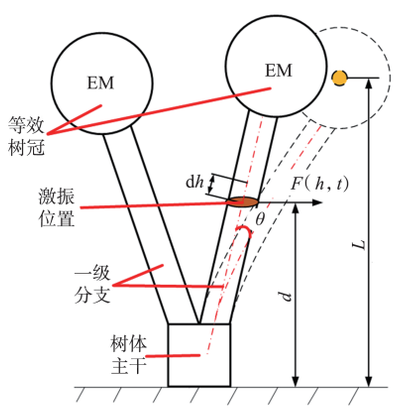

图1　树体的振动模型

Fig. 1　Vibration modelling of tree

激振位置转角方程和挠度曲线方程分别为

$$EI\dot{\omega} = -\frac{F}{2}h^2 \tag{2}$$

$$EI\omega = -\frac{F}{6}h^3 \tag{3}$$

激振位置转角和挠度分别为

$$\theta_B = \ddot{\omega}_B = -\frac{Fh^2}{2EI} \tag{4}$$

$$\omega_B = A = -\frac{Fh^3}{6EI} \tag{5}$$

式中　θ——转角，rad　　A——振幅，mm

其中，EI为一级分支的抗弯刚度。为避免树体损伤，以13 MPa作为抗弯刚度[17-18,28]。通过预试验，激振位置取离地高度L为1 500 mm，拉力F取5 000 N[5]，得出转角及需用挠度，根据该弯曲模型确定振动幅度变化范围，使激振位置最大的振动幅度可满足不同树形核桃树需求，即

$$\theta_{max} \leqslant [\theta] \tag{6}$$

$$\omega_{max} \leqslant [\omega] \tag{7}$$

由式(4)、(5)可知，一级分支弯曲程度与抗弯刚度

EI、激振力 F 和激振位置离地高度 L 有关。摇床试验台激振样本核桃树至稳态振动时，激振位置最大振动幅度为 100 mm[3,5,11,17]。许用挠度 ω 为 $L/200$，由式(6)、(7)可知树体许用弯曲幅度在极限弯曲幅度之内，则以 120 mm 为摇床试验台振幅上限即可满足不同树形树体需求。

1.2 摇床运动学分析

摇床输出为简谐振动，其运动方程为

$$y = A_1 \sin(2\pi ft + \varphi) \tag{8}$$

式中 y——简谐振动位移，m

A_1——摇床振幅，m t——时间，s

f——摇床振动频率，Hz φ——初始相位

对式(8)进行二次求导得

$$a = -4\pi^2 f^2 A \sin(2\pi ft + \varphi) \tag{9}$$

式中 a——摇床输出振动加速度，m/s²

树体模型近地端阻尼远大于远地端阻尼，受迫振动幅度也远小于远地端，属于低频振动范畴。为使摇床输出的振动参数满足核桃树振动采摘需要[17,22,26]，设计装置频率上限为 6.5 Hz，则频率调节范围为 0~6.5 Hz。

2 关键部件设计与整机实现

2.1 摇床振动参数理论分析

预试验结果表明，对于不同树形树体，绳索一般捆绑于一级分支与二级分支连接处时激振效果最优。为了确定摇床技术参数，对其机构运动原理进行分析。摇床机构简图如图 2 所示，其中点 A 为原点，点 A 水平向右为 x 轴正方向，垂直向上为 y 轴正方向，角位移和力矩以逆时针方向为正。

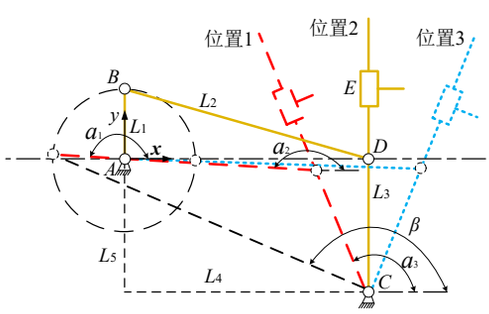

图 2 摇床机构的原理

Fig. 2 Principle of shaker mechanism

由矢量方程：$\boldsymbol{L}_{AB}+\boldsymbol{L}_{BD}=\boldsymbol{L}_{AC}+\boldsymbol{L}_{CD}$，得其分量

$$\begin{cases} x_D = x_B + L_2\cos\alpha_2 = x_C + L_3\cos\alpha_3 \\ y_D = y_B - L_2\sin\alpha_2 = y_C - L_3\sin\alpha_3 \end{cases} \tag{10}$$

其中 $x_B = L_1\cos\alpha_1$ $y_B = L_1\sin\alpha_1$

式中 L_1——曲柄长度，mm

α_1——曲轴与 x 轴夹角，rad

α_2——连杆与 x 轴夹角，rad

α_3——摇杆与 x 轴夹角，rad

L_2——连杆长度，mm

L_3——转动副中心点 C、D 间距，mm

α_3——2 倍摇杆摆幅，rad

x_C——转动副中心点 A、C 水平间距，mm

y_C——转动副中心点 A、C 垂直间距，mm

联立方程组(10)可得

$$(x_C - x_B)^2 + (y_B - y_C)^2 + 2L^3[(x_C - x_B)\cos\alpha_3 + (y_B - y_C)\sin\alpha_3] - L_2^2 = 0 \tag{11}$$

设连线 BC 与 x 轴夹角为 β，则

$$\tan\beta = \frac{y_B - y_C}{x_B - x_C} \tag{12}$$

将式(12)代入式(11)可得

$$\cos(\alpha_3 + \beta) = \frac{(x_C - x_B)^2 + (y_B - y_C)^2 + L_3^2 - L_2^2}{2L_3\sqrt{(x_B - x_C)^2 + (y_B - y_C)^2}} \tag{13}$$

当摇床曲轴(AB)绕轴心旋转一周时，摇杆(CD)摆动一个周期。设调幅滑块到点 C 的距离为 L_E，则

$$y(L_E) = 2L_E\sin\frac{\alpha_{3\max} - \alpha_{3\min}}{2} \tag{14}$$

当调幅滑块与点 D 的距离 L_E 取不同值时，滑块工作行程 $y(L_E)$ 随之发生改变。滑块最大行程 $y(L_E)_{\max}$ 和最小行程 $y(L_E)_{\min}$ 的差值即为摇床振幅调节范围。当摇床摇杆摆角过大时，惯性振动力会损伤机器，为此，将摇杆的最大摆角(α_3)限制在 20°以内。

2.2 摇床设计

曲柄摇杆机构是摇床关键部件，决定摇床输出振幅与频率。为方便调节调幅滑块，连杆联接于摇杆中部，调幅滑块在摇杆上方滑动，其中，曲柄转动中心与摇杆中心位于同一水平位置，曲轴采用双曲颈，增加了系统稳定性和可靠性。

由图 2 得出摇杆摆动角为 20°，摇杆最大输出振幅为 120 mm。为保证滑块存在位移余量，由式(12)、(14)得摇杆长度为 600 mm；由式(10)得曲轴轴颈偏心距为 60 mm；为减小连杆上下跳动对摇床系统的影响，曲轴最大行程位置与摇杆夹角控制在 60°~120°内，因此 $L_2=\frac{L_3\tan 20^\circ}{2}$=857 mm，并且由 L_1 和 L_2 计算可得 $L_4=\sqrt{L_2^2 - L_1^2}$=848 mm。设计行程速比系数 K 为 1.25；为了保证机构具有良好的传力性能，要求传动角越大越好。综上可得曲柄摇杆机构设计参数如表 1 所示。

表 1 曲柄摇杆机构设计参数

Tab. 1 Design parameters of crank-rocker mechanism mm

参数	拟设计值	实际设计值
曲轴长度 L_1	60	60
连杆长度 L_2	857	850
摇杆长度 L_3	593	600
机架长 L_4	906	900

极位夹角方程式为

$$\theta = 180\frac{K - 1}{K + 1} \tag{15}$$

式中 θ——极位夹角，(°)

由图2计算极位夹角

$$\theta = \alpha - \beta \tag{16}$$

其中 $$\alpha = \arccos\frac{(L_2 - L_1)^2 + (L_3/2)^2 - (L_4 + L_3/2)^2}{(L_2 - L_1)L_3} \tag{17}$$

$$\beta = \arccos\frac{(L_2 + L_1)^2 + (L_3/2)^2 - (L_4 + L_3/2)^2}{(L_2 + L_1)L_3} \tag{18}$$

式中　α——曲轴与机架极限位置最大夹角，(°)

β——曲轴与机架极限位置最小夹角，(°)

由图2计算得摇杆摆角为

$$\varphi = \varphi_1 - \varphi_2 \tag{19}$$

其中 $$\varphi_1 = \arccos\frac{(L_4 + L_3/2)^2 + (L_3/2)^2 - (L_2 + L_1)^2}{(L_4 + L_3/2)L_3} \tag{20}$$

$$\varphi_2 = \arccos\frac{(L_4 + L_3/2)^2 + (L_3/2)^2 - (L_2 - L_1)^2}{(L_4 + L_3/2)L_3} \tag{21}$$

式中　φ_1——摇杆与机架极限位置最大夹角，(°)

φ_2——摇杆与机架极限位置最小夹角，(°)

综上可得，极位夹角为22.26°，则K为1.28；摇杆最大摆角为15.3°。由于极为夹角和最大摆角均在设计要求范围内，因此设计的曲柄摇杆机构尺寸符合设计要求。

如图3所示，摇床主要由曲轴、连杆、摇杆和变幅滑块组成。宽锦纶带用于捆绑树体，圆锦纶绳用于连接摇床与树体。圆锦纶绳长度为8 m，其长度远大于摇床振幅，则忽略上下跳动对于振幅的影响。

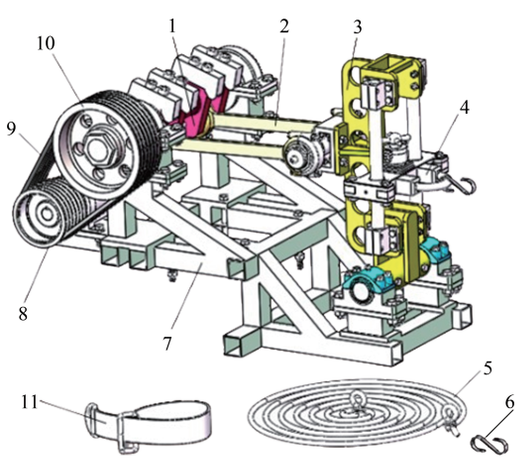

图3　摇床机构示意图

Fig. 3　Schematic of mechanism of shaking table

1. 曲轴　2. 连杆　3. 摇杆　4. 变幅滑块　5. 圆锦纶绳　6. 连接钩
7. 机架　8. 小带轮　9. 传动带　10. 大带轮　11. 宽锦纶带

使用液压马达驱动曲柄摇杆机构，液压马达通过胶带轮装置将动力传递至曲轴。由式(9)可知，曲轴最大输出频率为6.5 Hz。通过机械设计计算得，带型选择C型，选择小带轮基准直径为200 mm，计算大带轮基准直径为400 mm，计算中心距a为622 mm，计算带长L_{d0}为2 195 mm，验算小带轮包角α_1为162°，确定V形带根数为6，计算单根V形带初拉力F_0为487 N，可以满足需求。

综上，液压马达最高转速为1 560 r/min，为避免出现液压马达低转速时的不稳定状态，初步选用转速适中、流量稳定的轴向柱塞马达。

摇床作业时，摇杆往复摇振树体，使核桃树一级分支发生弯曲变形，树体在变形后反作用于摇床。当曲柄运动到上下两端时，所承受的转矩最大。由前期预试验可知，绳子最大预紧张力为5 000 N，曲柄长度为60 mm，由于连杆长度远大于曲柄长，因此忽略曲轴转动过程中因转角变化而造成的影响。负载转矩计算式为

$$T_L = F_{\max} L_1 \tag{22}$$

式中　T_L——曲轴输出转矩，N·m

F_{max}——绳子最大预紧张力，N

L_1——曲轴轴颈偏心距离，m

综上可得，曲柄最大额定输出转矩为300 N·m。由于系统传动不可避免地存在摩擦损耗，液压马达输出转矩一定高于负载转矩，液压马达转矩计算式为

$$T = \frac{T_L}{\eta} \tag{23}$$

式中　T——液压马达额定输出转矩，N·m

η——机械效率

机械效率为0.8，则T为375 N·m。根据液压马达输出转矩、输出转速及不同型号的工作参数，选择轴向柱塞马达(HD-A2F 160型)作为摇床动力源，并通过传动机构使摇床振动频率及转矩达到目标范围。

2.3　履带底盘设计

履带底盘作为行走装置搭载摇床并且为摇床提供动力源。发动机产生的转矩经液压泵及液压传动系统传递至驱动轮，通过履带与地面产生反作用力F_t，驱动整机前进驱动力为

$$F_t = \frac{T_t}{R} = \frac{9\,550 P_e i \eta_T}{nR} \tag{24}$$

式中　T_t——液压马达转矩，N·m

R——驱动轮半径，m

P_e——液压马达功率，kW

n——液压马达转速，r/min

η_T——液压马达传动效率

i——减速器传动比

在行驶过程中摇床试验台受到地面摩擦阻力和坡道阻力，即

$$F_z = F_f + F_p = Gf + G\sin\lambda \tag{25}$$

式中　F_z——阻力，N

F_f——摩擦阻力，N

F_p——坡道阻力，N

G——整机重量，N

f——摩擦因数

λ——坡道斜度，(°)

通过上述计算，选用37 kW四缸柴油机作为整机动力源，以闭式液压传动系统进行动力传输。整机通过远程控制电磁阀组进而控制执行装置工作。如图4所示，

摇床采摘整机包括7个单元,分别为动力单元、遥控、液压单元、收集箱、摇床、绳索和履带底盘。

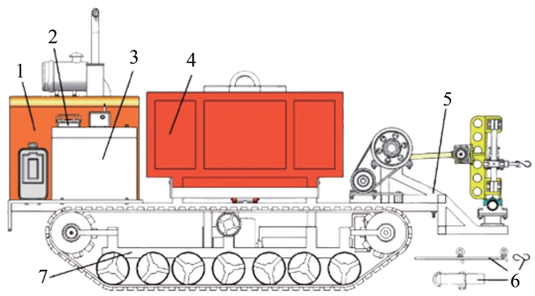

图4 履带行走式摇床

Fig. 4 Crawler travelling shaker

1. 动力单元 2. 遥控 3. 液压单元 4. 收集箱 5. 摇床 6. 绳索 7. 履带底盘

矮化密植核桃林行间距为4.5 m,株间距为2.5 m。履带车可以实现原地掉头,为了便于林间操作,设计履带车长为2.8 m,宽为1.6 m,高为1.4 m。根据设计目标确定整机主要技术参数如表2所示。

表2 履带行走式摇床技术参数

Tab. 2 Technical data for crawler walking shakers

参数	数值
整机配套功率/kW	37
摇床频率/Hz	0~6.5
摇床振幅/mm	30~120
行走速度/(km·h^{-1})	5
外形尺寸/(mm×mm×mm)	2 850×1 600×1 400

3 摇床振动采收试验

3.1 试验材料与方法

2022年9月17日,在陕西省延安市黄龙县崾岭国家核桃示范基地通过自制履带行走式摇床进行采收试验。试验树种是8年生核桃树(香玲)。

通过计数法统计摇床作业后核桃果脱落的数量,未脱落核桃使用人工拍打并统计。采净率计算式为

$$n = \frac{n_1}{n_1 + n_2} \times 100\% \tag{26}$$

式中 n——采净率,%

n_1——脱落数量

n_2——未脱落数量

分别进行单因素试验、多因素试验和参数验证试验。单因素试验自变量分别为频率、振幅和振动时间。每个因素均有4个水平,频率分别为2、3.5、5、6.5 Hz;振幅为30、60、90、120 mm;振动时间分别为15、30、45、60 s。每组单因素试验样本总量均为20。通过多因素试验探究不同振动参数梯度下脱落率的分布规律。振动参数梯度划分为2种情况:①梯度水平分别为2/30、2/60、3.5/60、3.5/90、5/90、5/120和6.5/120(Hz/mm)、②梯度水平分别为2/30、3.5/30、3.5/60、5/60、5/90、6.5/90、6.5/120(Hz/mm)。每组多因素试验的样本总量均为20。通过验证试验检验所能达到脱落率最低标准的振动参数。其中试验样本总量为20。

3.2 试验结果与分析

通过恒定振幅(120 mm)及振动时间(60 s),并且以频率作为单一变量进行试验,其结果如图5所示。可以看出,核桃脱落数量随频率的增大而增大,并且当频率为5 Hz时,脱落数量有显著提升。

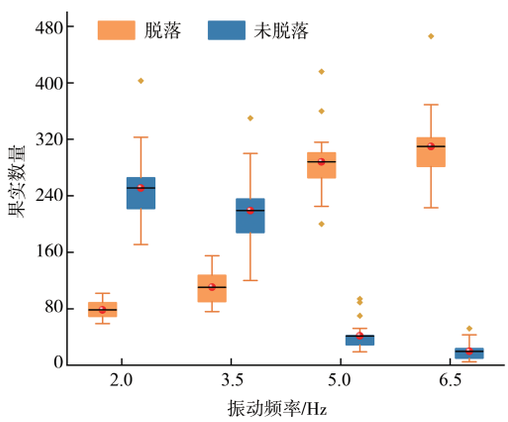

图5 振动频率对脱落数量影响

Fig. 5 Unifactorial effect of frequency on shedding

通过固定频率(6.5 Hz)及振动时间(60 s),并且以振幅作为单一变量进行试验,其结果如图6所示。可以看出,核桃脱落数量随振幅增大而增大,且当振幅为60 mm时,脱落数量有显著提升。

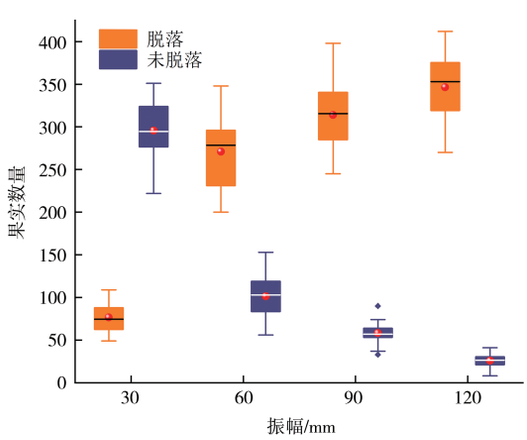

图6 振幅对脱落数量的影响

Fig. 6 Unifactorial effect of amplitude on shedding volume

通过固定频率(6.5 Hz)和振幅(120 mm),并且以振动时间作为单一变量进行试验,其结果如图7所示。可以看出,核桃脱落数量随振动时间的增大而增大,但是显著性较弱。当振动时间为60 s时,果实脱落数量达到峰值,并且未脱落果实较少。另外可以看到,当振动时间大于45 s时,随着时间继续增大,基本上没有果实再继续脱落。因此振动时间过大,不仅脱落率增速缓慢,而且对树体损伤程度会加剧。

表3为不同振动参数下平均脱落率。可以看出,频率为2~5 Hz时对脱落率的影响显著,并且频率为3.5~5 Hz时,脱落率增速最大。当频率大于5 Hz时,其对脱

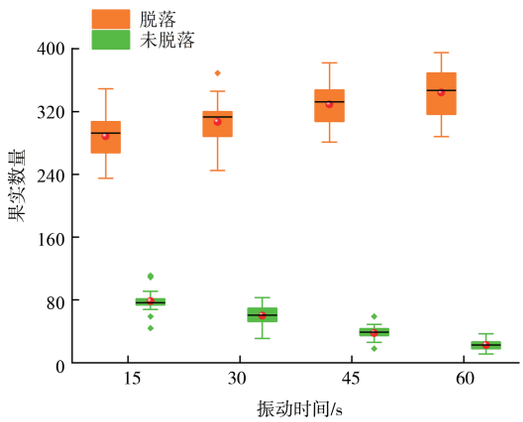

图7　振动时间对脱落量的影响

Fig. 7　Unifactorial effect of operating hours on shedding volume

落率影响不显著。

表3　不同振动参数下平均脱落率

Tab. 3　Shedding rate based on different vibration parameters

振频/Hz	脱落率/%	振幅/mm	脱落率/%	时间/s	脱落率/%
2.0	23.8	30	20.6	15	78.7
3.5	33.5	60	72.8	30	83.7
5.0	87.4	90	84.4	45	89.7
6.5	94.0	120	93.1	60	93.9

当对振幅进行单因素试验时，当振幅为30~60 mm时，对脱落率的影响显著。当振幅大于60 mm时，虽提高振幅，脱落率也会增大，但是其增速缓慢。

当振动时间为15~60 s时，脱落率虽然随作业时长的增大而增大，但增速缓慢。因此当作业时长超过一定值后，通过提高作业时长使脱落率提高的效果并不理想。另外可以看出，当振动时间为15 s时，果实脱落率高达78.7%，说明振动系统可以在较短的时间内完成作业。

表4为20棵样本树在第1梯度参数下脱落率。为了避免振动时间对脱落率的影响，所有试验时间均把控为60 s。当振幅固定为90 mm时，频率由3.5 Hz提升至5 Hz时，平均脱落率由32.8%增加79.5%，其显著提高。然而对比不同振幅下的脱落率，发现当振幅提升时，脱落率的增速缓慢。

表5为20棵样本树在第2梯度参数下脱落率。当振幅固定为60 mm时，频率由3.5 Hz提升至5 Hz时，平均脱落率由21.7%增加到73.3%，脱落率显著提高。对比表4和表5可得，两个脱落率显著增长均为频率改变时；当频率恒定为2、3.5、5、6.5 Hz时，即使增大振幅，脱落率增长趋势也并不明显。

综上可以得到，在各个振动参数对脱落率的影响中，频率对脱落率的影响最显著。在一定范围内，通过增大频率最容易使脱落率提高，并且增大到一个较高的值。即对脱落率而言，频率重要性高于振幅或作业时长。

由两个梯度下脱落率均值可得，当振幅低于90 mm时，即使振幅提高数倍，脱落率仍不理想；当频率大于5 Hz时，即使振幅小于90 mm，但不小于60 mm，其脱落

表4　第1梯度参数下脱落率

Tab. 4　Shedding rate based on the first gradient parameters

%

样本序号	频率/振幅/(Hz/mm)						
	2/30	2/60	3.5/60	3.5/90	5/90	5/120	6.5/120
1	4.2	13.5	21.4	30.4	80.3	86.2	92.1
2	6.0	20.5	27.8	39.7	83.9	86.8	94.0
3	3.5	19.1	25.8	35.9	83.2	85.9	94.4
4	2.7	19.6	28.5	36.6	82.2	86.9	91.8
5	6.8	22.7	26.3	33.8	85.9	87.9	90.9
6	7.1	12.8	21.0	25.1	80.6	84.9	95.3
7	8.7	14.1	23.8	32.9	79.5	87.6	96.0
8	6.5	12.9	20.9	31.3	84.5	88.1	97.1
9	6.3	20.4	26.0	33.4	84.5	87.5	91.6
10	4.5	16.8	25.4	35.2	78.5	84.1	92.2
11	5.1	15.0	20.6	29.3	82.1	86.2	93.7
12	5.2	18.9	28.2	35.9	75.7	80.9	94.6
13	9.9	11.0	16.1	22.3	77.2	80.6	91.9
14	8.0	15.1	21.8	33.2	72.0	78.8	92.3
15	5.3	17.8	31.8	37.7	74.5	81.0	92.9
16	6.5	21.6	23.9	31.5	76.4	82.9	91.3
17	6.3	13.5	23.1	33.8	78.2	83.8	91.1
18	7.1	14.0	26.2	32.6	73.5	77.9	93.1
19	6.3	16.5	26.2	31.7	77.2	85.1	94.2
20	5.8	15.3	25.9	33.9	80.7	84.4	92.9
均值	6.1	16.6	24.5	32.8	79.5	84.4	93.2

表5　第2梯度参数脱落率

Tab. 5　Shedding rate based on the second gradient parameters

%

样本序号	频率/振幅/(Hz/mm)						
	2/30	3.5/30	3.5/60	5/60	5/90	6.5/90	6.5/120
1	12.2	21.3	38.3	78.3	83.0	92.6	97.0
2	7.0	11.7	23.8	75.1	83.2	91.2	91.9
3	5.3	10.9	18.3	68.8	81.2	84.3	86.8
4	4.6	6.5	13.7	67.9	77.4	90.3	92.3
5	6.9	11.5	20.7	76.1	82.0	91.1	93.4
6	6.7	8.7	15.3	71.0	82.0	97.0	98.3
7	3.7	11.4	22.2	79.4	84.6	95.4	96.3
8	2.6	10.7	18.1	80.6	87.1	95.8	97.1
9	8.7	13.1	21.4	74.5	80.8	87.4	89.6
10	5.4	8.1	23.9	76.4	86.0	93.1	94.9
11	6.4	8.2	18.9	66.2	79.6	93.9	95.4
12	5.4	11.4	24.1	69.4	78.8	89.6	90.9
13	11.5	12.3	27.3	69.2	78.8	94.2	95.8
14	8.4	9.4	16.4	70.6	78.9	90.6	91.6
15	5.0	7.1	17.7	72.6	87.6	93.2	94.1
16	7.5	9.7	24.0	75.7	86.9	92.8	96.0
17	5.3	12.0	25.7	75.0	88.4	95.1	97.9
18	5.6	7.9	16.7	71.3	87.7	91.5	95.0
19	6.8	17.5	19.4	72.6	85.5	91.1	94.2
20	8.5	18.6	27.7	75.2	90.9	94.3	97.8
均值	6.7	114	21.7	73.3	83.5	92.2	94.3

率仍可达到75%以上。

综上可得，虽频率重要性强于振幅，但当振幅较小时，即使振动频率再高也难以达到预期脱落率；当频率大于5 Hz时，很难再通过提高频率使脱落率有较大提升。

因此，为得到较高脱落率(≥80%)，振动频率和振幅需同时高于下限值。综上可得，频率下限为5 Hz；振幅下限为90 mm。当频率和振幅都高于下限时，虽然继续增大频率或振幅仍可以提升脱落率，但提速缓慢。并且振幅影响脱落率显著性低于频率。

持续提高频率对整机经济性较低。因为增大频率需要机器有更高的额定功率，并且会提高燃油损耗。另一方面，持续增大振幅或者作业时间会造成树体损伤。

图8为20棵样本树在振动参数下限值时的脱落率的分布规律，其中频率为5 Hz，振幅为90 mm，振动时间为30 s。由图8可知，摇床以振动参数下限进行作业时，果实脱落率分布于80%~95%之间。因此，振幅为5 Hz，振幅为90 mm，振动时间为30 s，可以作为1组可靠的振动参数指导摇床的田间作业。

试验得到摇床对20棵核桃树采收时间为47 min，采收核桃总质量为275 kg，采净率为86.3%，采收效率达300 kg/h，是人工采收的3~5倍，采收效果较好。由样本树采收试验结果得出，脱落果实中不带青皮数量占总数60.9%，说明核桃成熟度较高，果品较好。

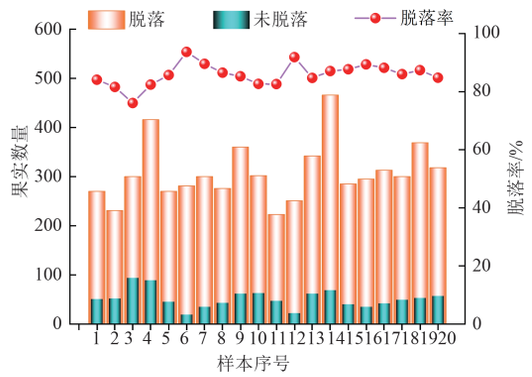

图8 脱落率在振动参数下限值时分布

Fig. 8 Distribution of shedding rate at lower limit values of vibration parameters

4 结 论

(1)在一定范围内，频率影响脱落率的显著性高于振幅、作业时长。当振幅高于60 mm、振动时间15 s时，在3.5~5.0 Hz内增大频率可以有效提高脱落率；当振幅小于60 mm，增大频率难以提高脱落率。

(2)当振动时间大于15 s时，作业时长对脱落率影响显著性较低，并且增加作业时长难以提高脱落率。

(3)振动频率和振幅下限同时影响脱落率。脱落率大于80%的频率下限为5 Hz；振幅下限为90 mm。当频率和振幅都高于下限值时，虽继续增大频率或振幅仍可提升脱落率，但脱落率增速缓慢。

参 考 文 献

[1] 崔王斌，周宏平，许林云，等. 我国林果机械振动式采收装备及理论研究进展[J]. 世界林业研究，2023，36(6)：64－70.
CUI Wangbin, ZHOU Hongping, XU Linyun, et al. Research progress in mechanically vibratory harvesting equipment of forest fruit and its theory in China[J]. World Forestry Research, 2023, 36(6): 64－70. (in Chinese)

[2] 苑严伟，白圣贺，牛康，等. 林果机械化采收技术与装备研究进展[J]. 农业工程学报，2022，38(9)：53－63.
YUAN Yanwei, BAI Shenghe, NIU Kang, et al. Research progress on mechanized harvesting technology and equipment for forest fruit [J]. Transactions of the CSAE, 2022, 38(9): 53－63. (in Chinese)

[3] CAO Jiale, AN Jianshuo, XU Daochun, et al. Test and analysis of walnut (*Juglans regia* L.) tree vibration transfer based on a low-frequency shaking table[J]. Industrial Crops and Products, 2024, 216: 118797.

[4] CAO Jiale, BAI Xiaopeng, XU Daochun, et al. Experiment and analysis on walnut (*Juglans regia* L.) shedding force based on low-frequency vibration response[J]. Industrial Crops and Products, 2023, 204: 117242.

[5] 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)：4－12，19.
FAN Zhiyuan, QU Zhenxing, TANG Jingyu, et al. Research status and prospect of mechanical vibrating forest fruit harvesting equipment abroad[J]. Forestry Machinery & Woodworking Equipment, 2024, 52(1): 4－12, 19. (in Chinese)

[6] 靳文停，赵金辉，庄腾飞，等. 林果机械振动采摘理论与装备研究进展[J]. 农业机械学报，2023，54(增刊1)：144－160.
JIN Wenting, ZHAO Jinhui, ZHUANG Tengfei, et al. Review on theory and equipment of mechanical vibration picking of forest fruits [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(Supp. 1): 144－160. (in Chinese)

[7] HOMAYOUNI T, GHOLAMI A, TOUDESHKI A, et al. Estimation of proper shaking parameters for pistachio trees based on their trunk size[J]. Biosystems Engineering, 2022, 216: 121－131.

[8] COLMENERO-MARTINEZ J T, BLANCO-ROLDÁN G L, BAYANO-TEJERO S, et al. An automatic trunk-detection system for intensive olive harvesting with trunk shaker[J]. Biosystems Engineering, 2018, 172: 92－101.

[9] 陈军，赵健，陈云，等. 振刷式枸杞采收机设计与试验优化[J]. 农业机械学报，2019，50(1)：152－161，95.
CHEN Jun, ZHAO Jian, CHEN Yun, et al. Design and experiment on vibrating and comb brushing harvester for *Lycium barbarum*[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(1): 152－161, 95. (in Chinese)

[10] 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 Mechanization, 2022, 53(7): 113 - 121. (in Chinese)

[11] CASTRO-GARCIA S, SOLA-GUIRADO R R, GIL-RIBES J A. Vibration analysis of the fruit detachment process in late-season 'Valencia' orange with canopy shaker technology[J]. Biosystems Engineering, 2018, 170: 130 - 137.

[12] 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.

[13] YU C, QIAO Y, FENG J, et al. Optimization of vibration parameters for red Jujube trees with different diameters[J]. Forests, 2023, 14(7): 1287.

[14] SOLA-GUIRADO R R, LUQUE-MOHEDANO R, TOMBESI S, et al. Effect of leaves in the dynamic response of olive tree branches and their computational model[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2022, 203: 107490.

[15] JÚNIOR L G F, DA SILVA F M, FERREIRA D D, et al. Dynamic behavior of coffee tree branches during mechanical harvest[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2020, 173: 105415.

[16] CASTRO-GARCIA S, ARAGON-RODRIGUEZ F, ARIAS-CALDERÓN R, et al. The contribution of fruit and leaves to the dynamic response of secondary branches of orange trees[J]. Biosystems Engineering, 2020, 193: 149 - 156.

[17] ZHOU J, XU L, ZHAO J, et al. Effective excitation conditions for the intense motion of the ginkgo seed-stem system during mechanical vibration harvesting[J]. Biosystems Engineering, 2022, 215: 239-248.

[18] 王冬,陈度,王书茂,等. 基于有限元方法的整形果树振动收获机理分析[J]. 农业工程学报,2017,33(增刊1):56 - 62.
WANG Dong, CHEN Du, WANG Shumao, et al. Analysis of vibration harvesting mechanism of plastic fruit trees based on finite element method[J]. Transactions of the CASE, 2017, 33(Supp. 1): 56 - 62. (in Chinese)

[19] ZHOU J, XU L, ZHANG A, et al. Finite element explicit dynamics simulation of motion and shedding of jujube fruits under forced vibration[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2022, 198: 107009.

[20] 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.

[21] VELLOSO N S, MAGALHÃES R R, SANTOS F L, et al. Modal properties of coffee plants via numerical simulation[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2020, 175: 105552.

[22] 杨会民,散鎏龙,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, 34(8): 10 - 17. (in Chinese)

[23] 许林云,刘冠华,周杰,等. 用于振动采收的有果有叶果树振动模型构建[J]. 农业工程学报,2020,36(11):1 - 12.
XU Linyun, LIU Guanhua, ZHOU Jie, et al. Construction of the vibration model of the fruit trees with fruits and leaves for vibration harvesting[J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(11): 1 - 12. (in Chinese)

[24] HE L, LIU X, DU X, et al. In-situ identification of shaking frequency for adaptive vibratory fruit harvesting[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2020, 170: 105245.

[25] LIU T H, LUO G, EHSANI R, et al. Simulation study on the effects of tine-shaking frequency and penetrating depth on fruit detachment for citrus canopy-shaker harvesting[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2018, 148: 54 - 62.

[26] SOLA-GUIRADO R R, ARAGON-RODRIGUEZ F, CASTRO-GARCIA 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.

[27] 杜小强,倪柯楠,潘珂,等. 可调振幅单向拽振式林果采收机构参数优化[J]. 农业工程学报,2014,30(16):25 - 32.
DU Xiaoqiang, NI Kenan, PAN Ke, et al. Parameter optimization of stroke-adjustable and monodirectional pulling fruit harvester[J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(16): 25 - 32. (in Chinese)

[28] ZHUO P, LI Y, WANG B, et al. Analysis and experimental study on vibration response characteristics of mechanical harvesting of jujube [J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2022, 203: 107446.

[29] 散鎏龙,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)