doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2026.12.016

偏心摇振式板栗采收机设计与试验

肖洋轶[1]　雷宗霖[1]　宗望远[1]　万　强[1]　李宇佳[2]　高艺平[3]　张　雷[4]

（1.华中农业大学工学院，武汉 430070；2.中国机械总院集团宁波智能机床研究院有限公司，宁波 315700；
3.华中科技大学机械科学与工程学院，武汉 430074；4.中国机械总院集团郑州机械研究所有限公司，郑州 450001）

摘要：针对丘陵山区板栗在采收环节存在劳动强度大、传统采收机械适配性差等问题，本文设计了一种基于偏心激振落果原理转移方便、作业高效的摇振式板栗采收机。通过农业物料学手段获取了板栗相关物料参数，测得板栗木抗弯弹性模量为 864 MPa，板栗果柄结合力为 21.43 N。联合板栗树形参数建立了果树有限元模型。基于板栗树采收动力学对影响板栗果实脱落的主要因素进行计算分析，通过变量控制探求最佳参数范围并利用果枝-果实模型进一步分析，得到理论最佳偏心块转速为 900～1 000 r/min。利用综合评分法对不同转速、夹持高度的数据进行分析，得到理论最佳值并通过田间试验进行验证，结果表明最佳参数组合为偏心块转速 950 r/min、夹持高度 970 mm，此时板栗采净率为 96.6%，树体损伤率为 4.2%，满足农业机械推广鉴定中干坚果采收机作业标准。

关键词：板栗；收获；偏心摇振；动力学；参数优化

中图分类号：S225.93　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1000-1298(2026)12-0176-09　　**OSID**：

Design and Experiment of Eccentric Shaking Chestnut Harvesting Machine

XIAO Yangyi[1]　LEI Zonglin[1]　ZONG Wangyuan[1]　WAN Qiang[1]　LI Yujia[2]　GAO Yiping[3]　ZHANG Lei[4]

(1. *College of Engineering, Huazhong Agricultural University, Wuhan* 430070, *China*
2. *Ningbo Intelligent Machine Tool Research Institute Co., Ltd. of China National Machinery Institute Group, Ningbo* 315700, *China*
3. *School of Mechanical Science and Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan* 430074, *China*
4. *China Academy of Machinery Zhengzhou Research Institute of Mechanical Engineering Co., Ltd., Zhengzhou* 450001, *China*)

Abstract: Aiming at the problems of high labor intensity and poor adaptability of traditional harvesting machinery in the harvesting process of chestnuts in hilly and mountainous areas, a shaking type chestnut harvesting machine based on the principle of eccentric excitation and fruit drop was designed, which was easy to transfer and efficient in operation. The parameters of chestnut related materials were obtained through agricultural materials science methods, and the flexural modulus of chestnut wood was measured to be 864 MPa, with a chestnut stem adhesion force of 21.43 N. A finite element model of fruit trees was established by combining chestnut tree parameters. Based on the harvesting dynamics of chestnut trees, the main factors affecting chestnut fruit abscission were calculated and analyzed. The optimal parameter range was explored through variable control, and the theoretical optimal eccentric block rotation speed range was obtained by further analysis using the fruit branch fruit model, which was 900～1 000 r/min. The comprehensive scoring method was used to analyze the data at different speeds and clamping heights to obtain the theoretical optimal value, which was verified through field experiments. The results showed that the optimal parameter combination was an eccentric block speed of 950 r/min and a clamping height of 970 mm. At this time, the chestnut harvesting rate was 96.6%, and the tree damage rate was 4.2%, meeting the operating standards for dry nut harvesting machines in agricultural machinery promotion and identification.

Key words: chestnut; harvest; eccentric shaking; dynamics; parameter optimization

收稿日期：2025－02－28　修回日期：2025－04－28

基金项目：湖北省自然科学基金项目(2023AFB871)、宁波市公益性研究计划项目(2023S031)、华中科技大学自主创新研究基金项目(2022XCZX001)和中原科技创新领军人才项目(234200510015)

作者简介：肖洋轶(1989—)，男，副教授，博士，主要从事农业机械化与智能化研究，E-mail：yyxiao@mail.hzau.edu.cn

0　引言

我国是全球板栗第一生产大国[1]。截至 2023 年，板栗收获面积已超 2.636×10^5 hm^2，约占世界板栗总收获面积的一半，全国板栗生产量高达 1.52×10^6 t，超过世界板栗生产总量的 70%。我国丘陵山区地形崎岖，土质松散，适宜种植的经济作物较少，而板栗则是低海拔丘陵山区常见的坚果果品之一。丘陵山区板栗种植基地通常于山坡上，株距窄小，树形粗放，传统收获机械体积庞大、灵活性差难以进行有效采收作业，从而导致生产效率低，机械化程度不高。探究一种高效低损采收方式是丘陵山区果品采收机械化推进中亟需解决的关键问题。

国内针对板栗等林果的采收机械研究进展较为落后，许多地区仍以人工采收为主要采收方式[2]。宗望远等[3-4]设计了 2 种板栗收获机，分别使用拍打梳齿和曳引钢绳作为接触果枝的执行机构，2 种装置采净率较高但均存在转移不便的缺点。板栗采收装置设计可借鉴现有的其他林果收获机。目前，林果采收机械中应用最广泛的装备是机械式采收机，通过振动使果实脱落[5]。文献[6－7]针对果树树干设计了一种摇振器并探究了工作参数与树形参数之间的关系，相较人工收获有效提升了采收效率；ARAGON-RODRIGUEZ 等[8]则设计了一种对柑橘树冠层施加振动的采收机，虽保证了果实完整度但落果率并不理想；文献[9－10]针对现有的振动采收机械结合果树模态特性进行了改良，显著提升了振动落果效果，但也加剧了树体损伤。国内林果收获机械受限于丘陵地形和果园管理等因素，难以复制国外采收作业方式，整机设计趋向于轻量化、多样化发展。杜小强等[11]设计了一种履带式高地隙油茶果采收机，采收效率较高但需规范种植配合；杨欣等[12]利用曲柄滑块机构为振动装置设计了一款树冠振动型苹果采收机，经过参数优化后采净率可达到 95% 以上但效率较低；文献[13－14]研发了一种单偏心式采收机，通过夹持树干进行摇振，采净率较为理想且果实损伤可忽略不计；散鋆龙等[15]通过比较单偏心块和双偏心块 2 种摇振机械对杏果的采收效果，得到单偏心块振动效率和采净率更高。综上，目前机械式采收机主要使用偏心式或曲柄连杆式机构进行激振，使用履带式或轮式底盘，通常适合地势平整、种植规范的果园。传统拖拉机或履带作为底盘难以适应丘陵山区作业环境；复杂的控制系统和执行机构使得机具作业所需空间开阔，难以在株距较小的种植园行进作业。

本研究设计一种结构精简、移动灵活的偏心摇振式落果装置，以小型轮式底盘作为负载底盘，柴油机作为动力来源，使用软轴传动，驱动偏心块对树体进行摇振。通过对板栗枝果模型分析得到果实果柄分离条件及影响果实脱落的主要影响因素，基于测量参数对激振机构与树体建模仿真，取得理论最佳采收机工作参数，对采收机关键操作参数进行优化调整。通过田间试验对最佳参数进行验证，以满足板栗采收基本需求。

1　偏心摇振式采收机设计

1.1　整机结构

偏心摇振式采收机基本结构如图 1 所示，主要由小型轮式底盘、离合机构、棘轮升降机构和夹持摇振机构组成。小型轮式底盘上配备柴油机作为动力装置，通过皮带轮提供自走动力，配电箱为电动油门提供电力，机身前端与棘轮升降机构焊接，侧边附有液压缸控制夹紧或放松树干，近地端装有万向轮。升降架上通过链条与夹持摇振机构形成柔性连接，下端偏心转轴通过软轴与离合机构连接获取动力。

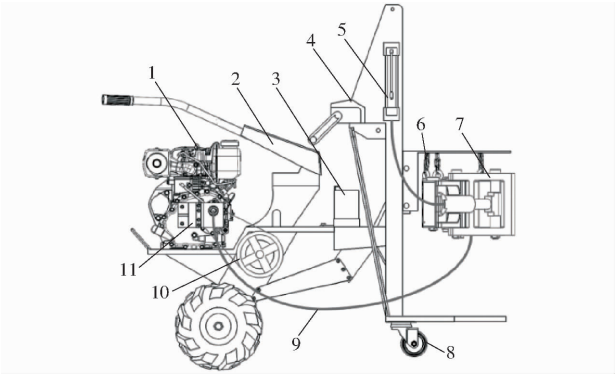

图 1　偏心摇振式采收机结构示意图

Fig. 1　Structural diagram of eccentric shaking harvesting machine

1. 柴油机　2. 小型轮式底盘　3. 配电箱　4. 棘轮升降台　5. 液压缸　6. 链条　7. 夹持摇振机构　8. 万向轮　9. 软轴　10. 皮带轮　11. 离合机构

1.2　夹持摇振机构设计

1.2.1　夹持部件设计

夹持摇振机构是偏心摇振式板栗采收机关键机构，作为振动发生的动力源，主要由夹具部件和偏心部件构成，如图 2 所示。夹具通过夹紧树干将来自偏心块的激振力传递给树体，主要由夹具主钳、夹具副钳和夹具连接轴 3 部分应用杠杆原理组成，主钳箱体内含偏心块等激励发生部件。为了更好地贴合树形并增大与树干夹持接触面积，主副钳内面均设计成圆弧面。液压缸套、液压千斤顶、液压推杆套为夹具的夹持提供动力，两端套接液压缸套轴、液压推

杆套轴,与夹具的主副钳相接;主钳上分布有 3 个吊环连接锁链用以悬吊整个夹持摇振机构。

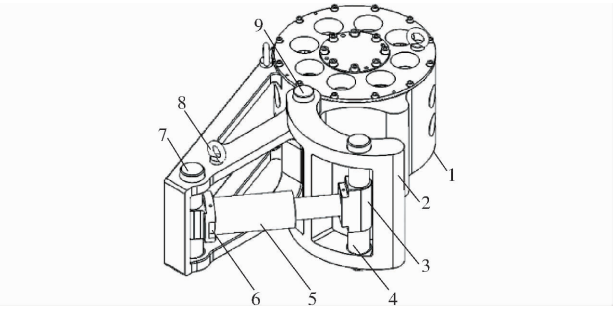

图 2 夹持摇振机构示意图

Fig. 2 Schematic of clamping and shaking mechanism

1. 夹具主钳 2. 夹具副钳 3. 液压推杆套 4. 液压推杆套轴 5. 液压千斤顶 6. 液压缸套 7. 液压缸套轴 8. 吊环 9. 夹具连接轴

1.2.2 偏心块设计

在实际作业中,振动系统受到的惯性力与偏心块产生的激振力相平衡,受迫振动系统为夹持摇振机构-树体所形成的系统整体,其中树体主干直径及夹持高度对振动模型的影响很大[16]。高自成等[17]提出的采收动力学模型,偏心块质量与系统质量关系可简略表示为

$$mr = \frac{MS}{2} \tag{1}$$

式中 M——系统质量,包括夹持摇振机构质量和树体等效质量,kg

S——夹持处树体全振幅,m

m——偏心块质量,kg

r——偏心距,m

在采收预试验中,距离地面 970 mm 处树体全振幅约为 11 mm 时试验得到了较高的采净率与较低的树体损伤率,预设此条件下达到理想采收情况。LÁNG[18]提出的树体等效质量计算公式较为复杂,故本文通过瑞利法中樱桃树、油茶果树与核桃树等效质量数据进行估算[19],目标板栗树距地高度为 970 mm 处树干直径约为 143 mm,则取树体等效质量为 140 kg,夹持摇振机构质量按 40 kg 估算。经计算可得偏心块偏心矩 mr 约为 1.08 kg·m,获得偏心块质量为 15 kg,偏心距为 72 mm。

1.2.3 关键部件强度校验

根据轻量化设计理念,夹持摇振机构主要由 7075 铝合金与少量钢材料构成,考虑收获作业时安全性及机器可靠性,需对其进行应力分析检验关键部件强度。当夹持摇振机构抱紧树干时,由液压千斤顶提供初始动力,当液压推杆从液压缸内顶出后推动夹具副钳与夹具主钳之间不断收紧从而夹紧树体,其强度计算边界条件如图 3 所示,对偏心块轴施加圆周速度;对液压缸套和液压推杆套施加大小相等、方向相反的力,通过千斤顶工作压力(16 MPa)与推杆截面(11.3 cm^2)乘积获得夹紧力(18 kN);以夹具主副钳内表面为支撑面固定模拟抱树情况。

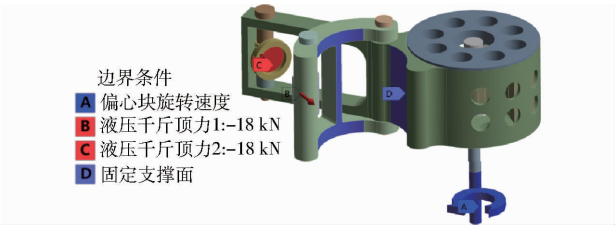

图 3 夹持摇振机构强度计算边界条件

Fig. 3 Boundary conditions for strength calculation of clamping and shaking mechanism

分析夹持摇振机构在正常工作时受力情况,求解等效应力,如图 4 所示,铝合金零件(包括机构大部分壳体)最大等效应力出现在夹具体中心转轴附近,其值为 181.73 MPa,远小于材料屈服极限(7075 铝合金屈服极限为 455 MPa);而合金钢零件(包括各铰接轴、偏心块轴和偏心块)最大等效应力发生在偏心块轴输入端附近,其值为 319.72 MPa,小于材料屈服极限(40Cr 屈服极限为 785 MPa)。可知夹持摇振机构各零部件均满足强度要求。

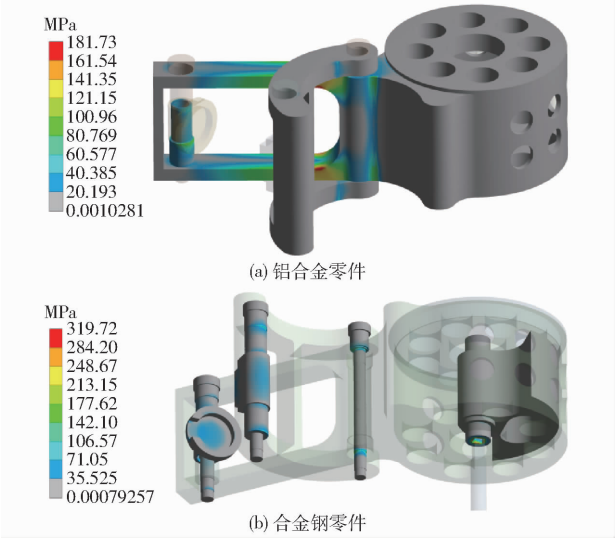

图 4 夹持摇振机构等效应力云图

Fig. 4 Equivalent stress nephograms of clamping and shaking mechanism

1.3 激振力计算

改变有限元边界条件,对偏心块施加不同转速计算对应产生的激振力。当转速升高至约 700 r/min 时采收机进入振动规律的平稳运行状态,在 800 ~ 1 000 r/min 时全树振动明显,采净率较高。通过分析得到 800、900、1 000 r/min 3 个转速下夹具激振力,如图 5 所示。将得到的激振力施加给树体模型,可进行树体系统振动仿真计算。

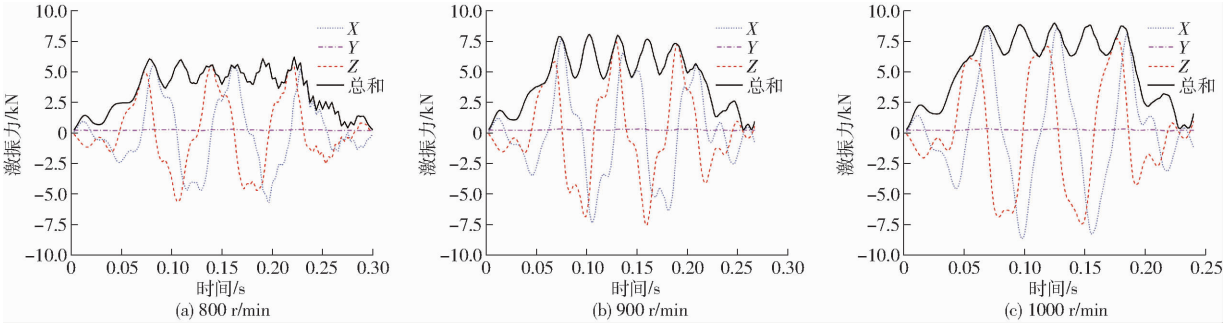

图 5　不同转速下偏心块激振力计算结果

Fig. 5　Calculation results of excitation force of eccentric block at different speeds

2　果树系统振动计算分析

2.1　板栗果树模型建立

对果树进行有限元建模是常见的果树动力学分析手段[20]。与文献[21]提到的方法类似，本文利用物料学分析构建板栗果树的三维模型。于 2024 年 10 月在湖北省孝感市孛畈镇板栗种植林区选取成熟板栗果树样本进行生物形态特征测量和物料特性试验。

如图 6 所示，将每颗板栗果实近似看作球体并量取直径，利用电子天平秤测量质量，计算 30 组果实密度取均值作为板栗果实密度。随机选取二、三级树枝 40 余根，利用电动木工锯规整裁切使得每根样本长度为 8 mm。利用排水法测量每根样本体积，通过电子天平秤测量对应的质量，计算 20 组样本密度并求取平均值。使用 RG－M3005 型电子万能试验机对样本进行加载试验，采用弯曲试验法（符合 GB/T 9341—2008 操作标准），设置加载速度为 200 mm/min，棒材支点跨距为 60 mm，重复试验 20 次。通过测量试验得到板栗果实平均密度为 0.5 g/cm^3，板栗木平均密度为 0.82 g/cm^3，平均弹性模量为 864 MPa。



图 6　板栗物料特性测量试验

Fig. 6　Measurement trial of chestnut material characteristics

选取 3 棵具有代表性的板栗树进行树形参数测量，利用卷尺测量板栗树高度及各级树枝长度，利用数显角度尺测量每级树干与上一级树干夹角及相邻每级树干生长夹角。对每个树形参数测量，求取平均值作为板栗树树形参数，如表 1 所示。通过上述参数建立板栗果树三维模型，如图 7 所示。

表 1　板栗树形参数

Tab. 1　Chestnut tree parameters

参数	数值	参数	数值
主干高度/mm	3 720	主干直径/mm	189
二级树干长度/mm	109	二级树干直径/mm	46
三级树干长度/mm	45	三级树干直径/mm	11
二级树干夹角/(°)	120	主干与地面夹角/(°)	89
主干、二级树干夹角/(°)	76	二、三级树干夹角/(°)	55

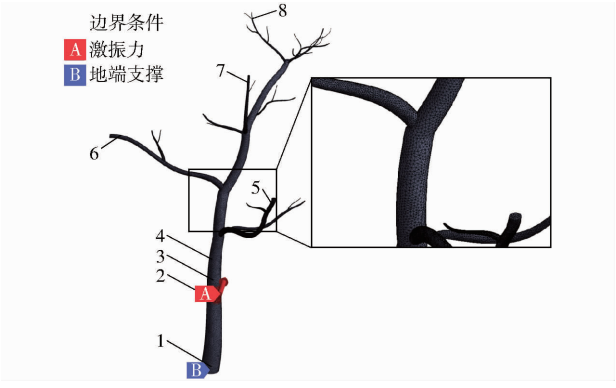

图 7　板栗树柔性体模型及边界条件

Fig. 7　Flexible body model and boundary conditions of chestnut tree

设置交互点数 8 个：1 个为树体与地面的交互点 1，以地面为支撑约束树体；3 个为树干与夹持摇振机构交互点 2、3、4，即激振力施加处，高度分别为：710、970、1 210 mm；下层、中层与上层侧枝响应观测点共计 4 个（点 5、6、7、8）。对板栗树模型柔性化处理，有限元单元数 419 919 个、节点数 701 490 个。

2.2　果树受迫振动仿真

2.2.1　理论模型

采收机与树体组成的振动系统模型如图 8 所示。参照文献[22]，理想模型作如下假设：①模型简化为单自由度质量-弹簧-阻尼振动系统。②通过弹性系数和阻尼系数表示树体力学特性。③采收机与树体之间连接为刚性且忽略振动产生的阻尼。

由夹持摇振机构与树体连接成的系统在收获作

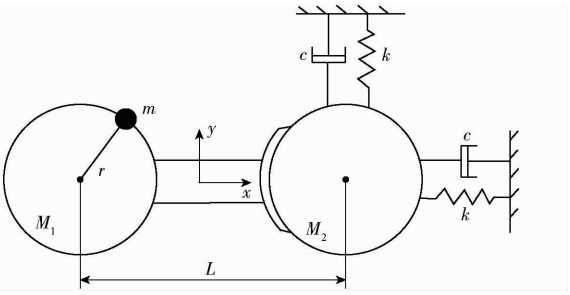

图 8 采收机-树体动力学模型

Fig. 8 Dynamic model of havester - tree

业过程中,激振力、惯性力、弹性力和阻尼力相互平衡,合力为 0,故在 x、y 方向上分别有

$$m\frac{\mathrm{d}^2}{\mathrm{d}t^2}(x-L+r\sin(\omega t))+M_1\frac{\mathrm{d}^2}{\mathrm{d}t^2}(x-L)+M_2\frac{\mathrm{d}^2x}{\mathrm{d}t^2}+kx+c\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t}=0 \tag{2}$$

$$m\frac{\mathrm{d}^2}{\mathrm{d}t^2}(y+r\cos(\omega t))+M_1\frac{\mathrm{d}^2y}{\mathrm{d}t^2}+M_2\frac{\mathrm{d}^2y}{\mathrm{d}t^2}+ky+c\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}t}=0 \tag{3}$$

式中 M_1——夹持摇振机构质量(不含偏心块),kg

M_2——板栗树在夹持部位的等效质量,kg

x——树体在 x 方向上位移,m

L——夹持摇振机构转轴到树体中心距离,m

c——树干等效阻尼系数,N·s/m

k——树干等效弹性系数,N/m

ω——偏心块角速度,rad/s

m——偏心块质量,kg

y——树体在 y 方向上位移,m

由式(2)、(3)可得振动微分方程

$$M\frac{\mathrm{d}^2x}{\mathrm{d}t^2}+kx+c\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t}=mr\omega^2\sin(\omega t) \tag{4}$$

$$M\frac{\mathrm{d}^2y}{\mathrm{d}t^2}+ky+c\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}t}=mr\omega^2\cos(\omega t) \tag{5}$$

其中 $$M=m+M_1+M_2$$

由偏心块旋转特性可知所产生的激振力为简谐力,根据振动学原理,系统响应应为频率相同的简谐响应,故式(4)、(5)稳态解为

$$x=D_x\sin(\omega t-\varphi_x) \tag{6}$$

$$y=D_y\cos(\omega t-\varphi_y) \tag{7}$$

式中 D_x——x 方向上振幅响应

D_y——y 方向上振幅响应

φ_x——x 方向上位移滞后激振力相位角

φ_y——y 方向上位移滞后激振力相位角

由等式恒成立条件可将解统一写为

$$D=\frac{m\omega^2r\cos\varphi}{k-M\omega^2} \tag{8}$$

其中 $$\varphi=\arctan\frac{c\omega}{k-M\omega^2} \tag{9}$$

由上述推导可知系统稳态响应为周期性变化,符合简谐振动的特征。而振幅作为表征振动效果的关键参数之一只取决于系统本身物理参数。

2.2.2 振动响应分析

夹持高度 970 mm 时预采收试验中效果较好,对该处施加激振力,大小与变化周期按照求得的激振力数据导入。

以转速 900 r/min 下果树加速度云图为例分析,如图 9 所示。在主干附近加速度较低,而在分级树枝附近加速度缓慢变大、在末梢处加速度达到最大,且三级树枝加速度明显大于二级树枝。

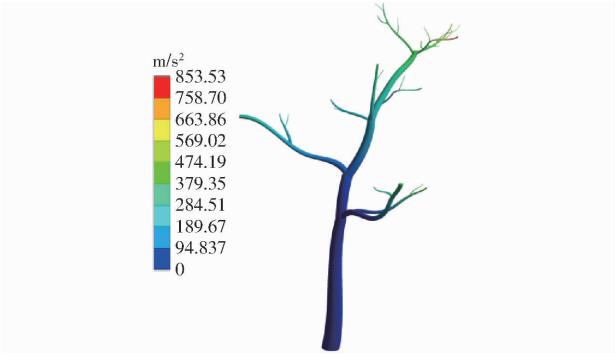

图 9 偏心块转速 900 r/min 下果树振动加速度云图

Fig. 9 Vibration acceleration nephogram of fruit tree at eccentric speed of 900 r/min

根据上述规律可知,为了确保全树果实有较高的脱落率,须保证果树下层二级树枝处的加速度响应达到理论果实脱落加速度阈值即可。

保持激振力施加点位不变,施加不同转速下激振力并记录果树模型的交互点 3、5、6 处加速度响应结果,可得在夹持高度 970 mm、转速 800 ~ 1 000 r/min 下树体振动模拟情况,如表 2 所示;保持转速(激振力)不变,改变激振力施加位点并记录果树模型交互点 3、5、6 处加速度响应结果,可得在转速 900 r/min、夹持高度 730 ~ 1 210 mm 下树体振动模拟情况,如表 3 所示。

表 2 夹持高度 970 mm、不同转速下果树交互点加速度响应情况

Tab. 2 Acceleration response of fruit tree interaction points at 970 mm clamping height and different rotation speeds

m/s²

夹持转速/(r·min⁻¹)	交互点 3	交互点 5	交互点 6
800	76.30	330.56	391.35
900	78.38	440.50	416.84
1 000	81.20	515.83	430.17

表 2 结果与加速度云图初步分析一致,转速与加速度呈正相关,随转速逐渐提高,树干交互点 3 处

表 3　转速 900 r/min、不同夹持高度下果树交互点加速度响应情况

Tab. 3　Acceleration response of fruit tree interaction points at 900 r/min speed and different clamping heights

m/s²

夹持高度/mm	交互点 3	交互点 5	交互点 6
730	42.86	243.30	235.00
970	78.38	440.50	416.84
1 210	120.02	693.25	635.80

加速度响应值小幅提升，提升幅度略微增大；下层二级树枝交互点 5 和交互点 6 处加速度响应值逐渐提高，交互点 5 处提升幅度明显大于交互点 6，这可能是由于树枝阻尼性随着树枝长度提升而提升，使得加速度衰减更为显著。响应情况符合振动频率（转速）越高，能量传递效率越高的规律[23]。从表 3 可知，夹持高度与加速度同样呈正相关，随夹持高度提升，树干交互点 3 处加速度提升且幅度越来越大，下层二级树枝交互点 5、6 加速度均大幅提升，提升幅度相近。理论上转速与夹持高度越大则可获得越高的采净率，但考虑剧烈的树体振动会带来严重损伤，故需寻优能保证高采净率的最大转速与夹持高度。

2.3　果枝受迫振动计算分析

实际振动过程果实重力远小于振动惯性力及果柄结合力，故而在分析中忽略果实重力带来的影响[24]。由单摆果实模型受力可知，此时果实仅受惯性力和结合力，故脱落条件为

$$m_1 a = m_1\sqrt{a_n^2 + a_\tau^2} \geqslant F_b \tag{10}$$

式中　m_1——单颗果实质量

a——果实所受加速度

a_n——果实所受法向加速度

a_τ——果实所受切向加速度

F_b——果柄结合力

当板栗果实受迫振动加速度与果实质量乘积大于果柄结合力即可达成理论落果。2024 年 10 月在板栗基地利用拉力计对板栗果实果柄结合力进行测量，共测量试验样本 40 个，得出板栗果实果柄结合力平均为 21.43 N。

2.3.1　果实脱落仿真

选取样品成熟板栗果实直径数据构建 4 颗板栗果实模型，选取二级树枝平均末端直径构建果枝模型，模型中 4 颗板栗果实模型围绕果枝周、轴向均随机布列，果柄与果枝间夹角设为 30°～70°。

利用二级树枝末端加速度，对果实-果枝模型施加初始加速度，如图 10 所示。以夹持高度 970 mm 为例，不同转速产生的激振力作用下二级树枝果实惯性力结果如表 4 所示。

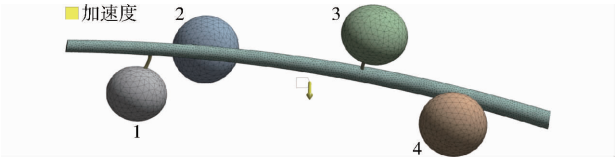

图 10　果实-果枝边界条件

Fig. 10　Boundary conditions of fruit－branch

表 4　不同激振力作用下二级树枝加速度对应的果实惯性力

Tab. 4　Inertial force of fruits corresponding to acceleration of secondary branches under different excitation forces

N

转速/(r·min⁻¹)	果实 1	果实 2	果实 3	果实 4
800	16.811	21.908	18.651	21.020
900	21.213	27.266	23.233	26.739
1 000	21.919	28.099	23.936	27.666

由表 4 可知，当转速为 800 r/min 时仅果实 2 可完成理论落果，当转速达到 900 r/min 时仅果实 1 所受惯性力未达到脱落条件，而 1 000 r/min 时所有果实均脱落。为了进一步了解 900～1 000 r/min 区间内果实惯性力的情况，通过同样方法求得 950 r/min 时果实 1～4 惯性力依次为 21.919、28.099、23.936、27.666 N，均大于果柄结合力，故初步拟定 900～1 000 r/min 为理想转速区间。

3　试验

3.1　试验因素设置

由前文可知，板栗果实脱落取决于果实振动过程的惯性力是否超过果实柄端结合力，而影响振动加速度的因素为偏心块转速（A）、夹持高度（B），故将其确定为试验因素。高频率摇振虽会提高落果率，但同时也会带来较高的树体损伤[25]。因此试验指标除板栗落果率 σ 外还需考虑设置树体损伤率 δ。在前文仿真计算中，可监测到树体加速度响应情况，其侧枝加速度响应可直接用以判定板栗果实果柄末端加速度是否满足脱落条件，设置响应云图的色盘限定值，可得大于脱落加速度剩余云图占比作为落果率并视为采净率的等价结果。树体损伤率通过实地试验所得到的树干处损伤面积与夹持摇振机构夹持面积计算得到。

果树振动采收频率一般为 10～20 Hz，这与前述仿真结果符合（900 r/min 为 15 Hz），结合前文仿真得到的理想转速区间，转速取 900、950、1 000 r/min。根据采收机在实际操作中应用情况，夹持高度取 730、970、1 210 mm，级差为夹持摇振机构与树干接触面高。

3.2　试验结果分析

试验安排与结果如表 5 所示。

表 5 不同转速与夹持高度下落果率与损伤率

Tab. 5 Fruit drop rate and damage rate at different speeds and clamping heights

序号	转速/(r·min^{-1})	夹持高度/mm	落果率/%	损伤率/%
1	900	730	90.1	3.9
2	900	970	95.7	3.0
3	900	1 210	95.9	5.2
4	950	730	89.6	2.9
5	950	970	96.6	4.2
6	950	1 210	96.1	4.0
7	1 000	730	92.1	5.8
8	1 000	970	96.0	6.1
9	1 000	1 210	96.9	9.8

由表 5 可知,落果率最佳因素组合是 A_3B_3,损伤率最佳因素组合是 A_2B_1。进一步分析试验结果,以落果率和损伤率作为响应指标进行极差分析,结果如表 6 所示。随着转速(A)增加,落果率逐渐增加,增幅也逐渐提升;而随着夹持高度(B)增加,落果率同样逐渐增加,在 730 mm 处落果率明显低于 970、1 210 mm。随着转速(A)增加,损伤率先略微减小后明显增加,导致这一现象的原因可能是夹持摇振机构频率达到板栗果树的固有频率产生了共振,使得机构与树干之间相对滑动减小;随着夹持高度(B)增加,损伤率同样逐渐增大,增幅提升。

表 6 落果率和损伤率极差分析结果

Tab. 6 Analysis of drop rate and damage rate

试验指标	极差指标	因素	
		A	*B*
落果率	K_1	281.7	271.8
	K_2	282.3	288.3
	K_3	285.0	288.9
	R	3.3	17.1
损伤率	K_1	12.1	12.6
	K_2	11.1	13.3
	K_3	21.7	19.0
	R	10.6	6.4

3.3 最佳参数确定

由前文分析知,落果率和损伤率所对应的最佳因素组合不一致,为了使两者兼顾达到高效低损的作业需求,采用综合评分法进行最佳因素组合确定,评分标准为:当落果率 σ 大于 96.5% 时,得分 s_1 为 100;当落果率 σ 小于 95% 时,得分 s_1 为 0;当落果率 σ 位于两者之间时,得分计算式为

$$s_1 = 100 - \frac{100}{96.5 - 95}(96.5 - \sigma) \tag{11}$$

当损伤率 δ 大于 6% 时,得分 s_2 为 0;当损伤率 δ 小于 4% 时,得分 s_2 为 100;当损伤率 δ 位于两者之间时,得分计算式为

$$s_2 = 100 - \frac{100}{6 - 4}(\sigma - 4) \tag{12}$$

通过调研各板栗种植园区在板栗振动收获时对落果率和损伤率的需求标准和重视情况,拟定落果率得分占总得分 60%,损伤率得分占总得分 40%,得到综合评分如表 7 所示。

表 7 综合评分

Tab. 7 Comprehensive scoring

序号	落果率/%	损伤率/%	落果率得分	损伤率得分	综合得分
1	90.1	3.9	0	100	40.00
2	95.7	3.0	46.7	100	68.02
3	95.9	5.2	60	40	52.00
4	89.6	2.9	0	100	40.00
5	96.6	4.2	100	90	96.00
6	96.1	4.0	73.3	100	83.98
7	92.1	5.8	0	10	4.00
8	96.0	6.1	66.7	0	40.02
9	96.9	9.8	100	0	60.00

由表 7 可知,当转速为 950 r/min,夹持高度为 970 mm 时,综合评分最高,落果率为 96.6%,损伤率为 4.2%。因此选择此最佳参数组合进行田间试验验证。

4 田间试验

根据前文分析,理论上采收机最佳参数组合:偏心块转速 950 r/min,夹持高度 970 mm。为验证仿真结果的可靠性以及偏心摇振式板栗采收机实际采收效果,于 2024 年 10 月在湖北省孝感市安陆市孛畈镇板栗种植林区内进行田间试验,选取长势良好,树形相似的板栗树进行振动收获,试验目标树株与前文测量的树株为同种。

4.1 采收动态响应试验

为了验证实际情况下果树振动情况是否符合理论分析以及果枝末端加速度是否满足使板栗脱落判定条件,利用动态响应测量仪器对振动中果树进行动态响应测量。试验设备采用 CHENGTec 0765 型加速度测试仪,把三轴加速度传感器固定于树枝末端,y 轴方向平行于树枝生长方向,试验现场如图 11 所示。

通过试验测得树干与果枝加速度如图 12 所示。而树干处加速度明显低于树枝处,加速度随着树枝生长方向增大,这与理论计算分析结果相符,也与文献[15]试验结果相同。



图 11　采收动态响应试验

Fig. 11　Harvesting dynamic response trial

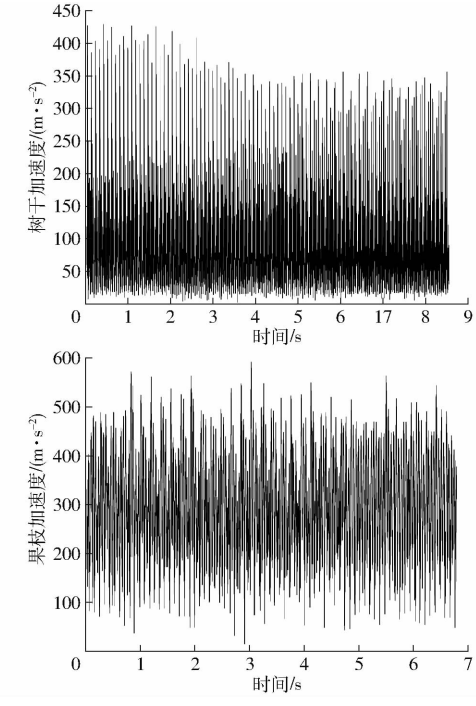

图 12　果树振动加速度响应结果

Fig. 12　Vibration acceleration response results of fruit trees

4.2　采收验证

田间采收试验现场布置包括夹持高度与转速严格保持与仿真设置一致，以保证试验数据可靠性。夹持高度通过卷尺从地面量取 970 mm 进行标定，转速通过记号笔标记遥控油门拉环配合红外转速测量仪进行标定。取转速 950 r/min、夹持高度 970 mm 进行 4 s 摇振采收试验。试验现场如图 13 所示。

目标板栗果树试验前后效果如图 14 所示，树冠层大部分板栗果实均被摇落，仅剩个别果实残留；树干表皮存在少量机械损伤（后续可通过夹具内衬橡胶缓冲层改进避免），地面上收集布中除果实外还存在少许树叶和细小树枝等杂物。设每次摇振采收试验掉落板栗果实数量为 N_1，未掉落板栗果实数量为 N_2，采净率 λ 计算式为

$$\lambda = \frac{N_1}{N_1 + N_2} \times 100\% \tag{13}$$



图 13　采收试验现场

Fig. 13　Harvesting trial site



图 14　采收试验前后效果

Fig. 14　Comparison before and after harvesting trial

按照上述试验设计进行 3 次重复试验，将采净率取平均值。3 次试验采净率分别为 95.65%、96.84% 和 95.76%，平均值为 96.06%；树体损伤率均不超过 5%，满足 DG/T 288—2023《便携式干坚果采打机》要求，与理论分析得到的落果率差值在一般优化值和实际值之间的误差范围（5%）内，验证了摇振参数组合优化的准确性和可靠性，反映了建立果树-采收机系统理论和有限元仿真模型具有较高的拟合性。

5　结论

（1）设计了一种结构紧凑、移动便捷的偏心摇振式板栗采收机，主要由小型轮式底盘、离合机构、棘轮升降机构和夹持摇振机构（其中偏心块质量为 15 kg，偏心距为 72 mm）等组成，采收机性能满足丘陵山区林果采收作业条件。

（2）通过农业物料学手段得到板栗木弹性模量为 864 MPa，密度为 0.82 g/cm^3，板栗果实密度为 0.5 g/cm^3，板栗果实果柄结合力为 21.43 N，建立板栗树模型并柔性化，通过动力学对偏心摇振式采收机与树体进行柔性体仿真，结果表明：在振动作业

时,夹持机构对树体输出周期性激振力,树体响应周期性加速度;当转速一定,树枝加速度随夹持高度增加而增大且远大于夹持位置的加速度;当夹持高度一定,树枝加速度随转速增大而增加。

(3)试验结果表明,落果率随转速或夹持高度增加而增大,损伤率随转速或夹持高度减小而减小。得最优参数组合为转速 950 r/min 和夹持高度为 970 mm,此时采净率和损伤率分别为 96.6% 和 4.2% 。

参 考 文 献

[1] 韩元顺, 许林云, 周杰, 等. 基于高速摄影的板栗果实振动脱落特性分析[J]. 林业工程学报, 2021, 6(3): 133 – 141.
HAN Yuanshun, XU Linyun, ZHOU Jie, et al. Analysis of chestnut fruit shedding characteristics by vibration using high-speed videos[J]. Journal of Forestry Engineering, 2021, 6(3): 133 – 141. (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] 宗望远, 黄木昌, 肖洋轶, 等. 板栗收获拍打式落果装置设计与试验[J]. 农业工程学报, 2021, 37(18): 1 – 10.
ZONG Wangyuan, HUANG Muchang, XIAO Yangyi, et al. Design and experiment of fruit-beating dropping device for chestnut harvesters[J]. Transactions of the CSAE, 2021, 37(18): 1 – 10. (in Chinese)

[4] 宗望远, 宋宝, 肖洋轶, 等. 曳引摇枝式板栗落果装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(7): 57 – 66.
ZONG Wangyuan, SONG Bao, XIAO Yangyi, et al. Design and experiment of trolling branch-type chestnut fruit dropping device[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(7): 57 – 66. (in Chinese)

[5] 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)

[6] GHONIMY M, IBRAHIM M M, HELMY S H, et al. Power requirements for olive mechanical harvesting using trunk shaker [J]. Scientific Reports, 2024, 14(1): 25585.

[7] GONÇALVES C A, DIAS B A, AFONSO A, et al. Mechanical versus manual harvest of *Pinus pinea* cones[J]. Biosystems Engineering, 2016, 143: 50 – 60.

[8] 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(C): 916 – 920.

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

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

[11] 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 vibration harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(7): 113 – 121. (in Chinese)

[12] 杨欣, 姜尊豪, 李建平, 等. 摇枝式加工型苹果采摘振动参数仿真优化与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(5): 28 – 39.
YANG Xin, JIANG Zunhao, LI Jianping, et al. Simulation optimization and experiment of vibration parameters of apple picking by shaking branch processing[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(5): 28 – 39. (in Chinese)

[13] 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.
ZHANG Jun, ZHANG Xu, MU Haotian, et al. Simulation optimization and test of single eccentric olive vibrating harvester [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(11): 114 – 123. (in Chinese)

[14] 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 – 125,168.
SHANG Shuqi, LI Chengpeng, HE Xiaoning, et al. Design and experiment of high-acid apple vibrating picker[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(3): 115 – 125,168. (in Chinese)

[15] 散鋆龙, 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 Junlong, 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)

[16] HOSHYARMANESH H, DASTGERDI R H, GHOSDI M, et al. Numerical and experimental vibration analysis of olive tree for optimal mechanized harvesting efficiency and productivity[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2016, 132: 34 – 48.

[17] 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)

[18] LÁNG Z. Dynamic modelling structure of a fruit tree for inertial shaker system design[J]. Biosystems Engineering, 2005, 93(1): 35 – 44.

(下转第 221 页)

42(6)：93－100,130.
HE Fangfang, YANG Longlong, JIANG Guiying, et al. Effects of water-nitrogen interactions on dry matter accumulation, translocation and irrigation characteristics of spring wheat[J]. Agricultural Research in Arid Regions, 2024, 42(6): 93－100,130. (in Chinese)

[25] 魏炜,赵欣平,吕辉,等.三种抗氧化酶在小麦抗干旱逆境中的作用初探[J].四川大学学报(自然科学版),2003,40(6)：1172－1175.
WEI Wei, ZHAO Xinping, LÜ Hui, et al. The study of the function of three antioxidant enzymes in wheat leaf under drought stress[J]. Journal of Sichuan University(Natural Science Edition), 2003, 40(6): 1172－1175. (in Chinese)

[26] 姜丽娜,朱娅林,张雅雯,等.根箱种植下不同水肥管理模式对小麦生育后期根系氮代谢酶活性及产量的影响[J].西北植物学报, 2018, 38(12)：2267－2275.
JIANG Li'na, ZHU Yalin, ZHANG Yawen, et al. Effects of different water and fertilizer management modes on root nitrogen metabolism enzyme activity and yield in wheat late growth period under root box planting[J]. Northwest Chinese Journal of Botany, 2018, 38(12): 2267－2275. (in Chinese)

[27] EILRICH G L, HAGEMAN R H. Nitrate reductase activity and its relationship to accumulation of vegetative and grain nitrogen in wheat (*Triticum aestivum* L.)[J]. Crop Science, 1973, 13(1): 59－66.

[28] LAWLOR D W, KONTTURI M, YOUNG A T. Photosynthesis by flag leaves of wheat in relation to protein, ribulose bis phosphate carboxylase activity and nitrogen supply[J]. Journal of Experimental Botany, 1989, 40(1): 43－52.

[29] PEOPLES M B, BEILHARZ V C, WATERS S P, et al. Nitrogen redistribution during grain growth in wheat (*Triticum aestivum* L.) Ⅱ. Chloroplast senescence and the degradation of ribulose-1, 5-bisphosphate carboxylase[J]. Planta, 1980, 149: 241－251.

[30] GAO J, WANG F, HU H, et al. Improved leaf nitrogen reutilisation and Rubisco activation under short-term nitrogen-deficient conditions promotes photosynthesis in winter wheat (*Triticum aestivum* L.) at the seedling stage[J]. Functional Plant Biology, 2018, 45(8): 840－853.

[31] 董召娣,易媛,张明伟,等.春性和半冬性小麦花后旗叶和籽粒氮代谢关键酶活性的差异[J].麦类作物学报, 2015, 35(8)：1098－1106.
DONG Zhaodi, YI Yuan, ZHANG Mingwei, et al. Differences in key enzyme activities of nitrogen metabolism in flag leaves and grains between spring and semi-winter wheat after anthesis[J]. Journal of Triticeae Crops, 2015, 35(8): 1098－1106. (in Chinese)

[32] 翁海勇,曾海燕,雷庆元,等.基于多叶位快速叶绿素荧光和 1D－DRDC－Net 的棉苗盐胁迫诊断方法[J].农业机械学报, 2025, 56(3)：476－484.
WENG Haiyong, ZENG Haiyan, LEI Qingyuan, et al. Cotton seedling salt stress diagnosis method based on multi-leaf rapid chlorophyll fluorescence and 1D－DRDC－Net[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machiner, 2025, 56(3):476－484. (in Chinese)

(上接第 184 页)

[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.
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)

[20] MATHIEU R, DE E L, BRUNO M. A scaling law for the effects of architecture and allometry on tree vibration modes suggests a biological tuning to modal compartmentalization[J]. American Journal of Botany, 2008, 95(12): 1523－1537.

[21] 李艳聪, 宋欣, 杨磊. 苹果树枝力学特性试验研究[J]. 应用力学学报, 2016, 33(4)：720－725,745.
LI Yancong, SONG Xin, YANG Lei. Experimental study on mechanical properties of apple tree branch[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2016, 33(4): 720－725,745. (in Chinese)

[22] LIU T, 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.

[23] 焦灏博, 罗炬明, 汤爱沸, 等. 基于 TRIZ 理论的半径可调式林果振动采收激振器设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(11)：231－239.
JIAO Haobo, LUO Juming, TANG Aifei, et al. Design and test of radius adjustable fruit vibration harvesting exciter based on TRIZ theory[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(11): 231－239. (in Chinese)

[24] 散鋆龙, 杨会民, 王学农, 等. 振动收获过程中杏果实脱落的动态响应[J]. 农业工程学报, 2018, 34(18)：68－75.
SAN Junlong, YANG Huimin, WANG Xuenong, et al. Dynamic response analysis of apricot fruit dropping during vibration harvesting[J]. Transactions of the CSAE, 2018, 34(18): 68－75. (in Chinese)

[25] 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.