

核桃机械振动采摘枝干能量传递特性研究

靳文婷^{1,2} 赵金辉^{1,2} 庄腾飞^{1,2} 刘立晶^{1,2} 赵恩龙^{1,2} 杨学军^{1,2}

(1. 中国农业机械化科学研究院集团有限公司, 北京 100083; 2. 农业装备技术全国重点实验室, 北京 100083)

摘要: 为研究核桃树受到外部振动激励载荷作用下枝干振动动态特性,揭示机械振动采摘能量传递规律,建立核桃树-采摘机振动系统动力学模型,采用对称双偏心式核桃采摘机夹持主干的作业方式,并按照规定的路径和监测点安装三轴振动监测传感器的方法进行田间振动能量传递试验,主干振动位移响应数据表明:受对称双偏心式激振时,核桃树主干运动过程发生摆动,沿夹持位置 Z 方向做往复运动。由三轴振动监测传感器获得的核桃树受迫振动枝干振动位移和动能幅值变化规律可知:核桃振动采摘过程中机械能转换为动能,从主干激振位置以能量波的形式向上枝条自由端传递,传递过程中各监测点处依次获得动能,传递距离越远,动能衰减越多。枝条在空间运动过程中发生摆动弯曲,使其在生长方向存在瞬间小范围可恢复性形变。由于枝组长度较短等因素的影响,其空间运动过程中上下摆动幅度大于左右摆动幅度,与枝条和侧枝空间摆动幅度规律相反。通过对激振频率13~30 Hz作业下最远端枝条受迫振动动能均值分析表明,采摘机在激振频率23~25 Hz作业时,试验核桃树最远端枝条所获动能均值最大。研究结果可为核桃主干振动式采摘机工作参数的选择和高效振动采摘关键技术提供理论基础。

关键词: 核桃; 振动采摘; 能量传递

中图分类号: S225.93

文献标识码: A

文章编号: 1000-1298(2024)12-0221-10

OSID:



Energy Transfer Characteristics of Walnut Trunk and Branches in Mechanical Vibration Picking

JIN Wenting^{1,2} ZHAO Jinhui^{1,2} ZHUANG Tengfei^{1,2} LIU Lijing^{1,2} ZHAO Enlong^{1,2} YANG Xuejun^{1,2}

(1. Chinese Academy of Agricultural Mechanization Science Group Co., Ltd., Beijing 100083, China

2. State Key Laboratory of Agricultural Equipment Technology, Beijing 100083, China)

Abstract: In order to study the dynamic characteristics of thin bark walnut tree with obvious trunk after artificial pruning under external vibration excitation load, the energy transfer law of mechanical vibration picking was revealed. A dynamic model of the vibration system of walnut tree-picker was established, and the operation mode of the symmetrical double-eccentric walnut picker gripping the trunk was adopted. The field vibration energy transfer test was carried out by installing a three-axis vibration monitoring sensor according to the prescribed path and monitoring point. Combined with the vibration displacement response data of the trunk, the results showed that when stimulated by symmetrical double eccentric vibration, the movement process of the walnut trunk oscillated and reciprocated along the Z direction of the clamping position. According to the variation rules of vibration displacement and kinetic energy amplitude of the forced vibrating branches of walnut tree obtained by the three-axis vibration monitoring sensor, the mechanical energy was converted into kinetic energy during the picking process of walnut vibration, and transferred from the excitation position of the trunk to the free end of the branch in the form of energy waves. In the transmission process, kinetic energy was obtained at each monitoring point in turn, and the longer the transmission distance was, the more the kinetic energy attenuation was. In addition, the branch wobbled and bent in the process of spatial movement, resulting in a small range of instantaneous restorable deformation in the growth direction. Due to the influence of short branch length

收稿日期: 2024-01-15 修回日期: 2024-02-22

基金项目: 中国机械工业集团有限公司青年科技基金项目(QNJ-PY-2022-24)

作者简介: 靳文婷(1996—),男,博士生,主要从事农业机械装备及关键技术研究,E-mail: 198053043@stu.jmsu.edu.cn

通信作者: 庄腾飞(1987—),男,高级工程师,博士,主要从事特种经济作物收获机械及技术研究,E-mail: ztf07003@163.com

and other factors, the up and down swing amplitude was larger than the left and right swing amplitude, which was opposite to the spatial swing amplitude of branches and lateral branches. The analysis of the mean value of forced kinetic energy of the farthest branch under excitation frequency of 13 ~ 30 Hz showed that when the picker operated at 23 ~ 25 Hz excitation frequency, the mean value of kinetic energy obtained by the farthest branch of the test walnut tree was the largest. The research results can provide a theoretical basis for the selection of working parameters of the vibrating picker for walnut trunk.

Key words: walnut; vibration picking; energy transfer

0 引言

核桃(*Juglans regia* L.),别名胡桃,是全球著名的四大坚果之一,分布和栽培遍及全球六大洲的 50 多个国家和地区^[1]。中国为核桃原产地之一,在四川、云南和新疆等 20 多个省(区、市)均有种植。据《中国林业和草原统计年鉴》数据显示,截止 2021 年年底我国核桃种植面积 $7.454\,935 \times 10^6$ hm²,产量(干质量) $5.403\,5 \times 10^6$ t,均稳居世界首位。核桃果实采摘是其全生产过程中的一个重要环节,所需劳动力占全过程的 35% ~ 45%^[2-3]。由于我国核桃主要种植在丘陵山地,大中型机械化作业难,采摘工作主要依靠人工直接采摘或借助简单工具辅助采摘,机械化采摘装备极少^[4-5]。人工采收费时费力、果农劳动强度大,且具有一定危险性^[6-7]。随着我国核桃产量增长与劳动力短缺不平衡发展的问题日益突出,核桃机械化采摘势在必行。

国内外专家学者对坚果类、加工苹果等非鲜食类(加工)林果机械化采收装备研究表明,目前振动式林果采摘机是最高效、效果较好的采摘方式。对果树振动效果直接反映出振动式林果采摘机性能,振动能量的传递直接决定着果树振动效果。一部分学者利用数值分析方法,构建了林果振动采摘过程中能量传递与损耗等相关函数方程。LÁNG^[8]通过分析樱桃树振动等效模型,提出了樱桃树能量损失方程。HORVÁTH 等^[9]建立了振动式林果采摘机能量损耗与振动频率的函数关系,该函数关系前提条件过于理想化,试验结果表明与实际存在一定差距。有学者研究了采摘机激振位置和果树自身结构等因素对振动能量传递的影响。SOLA-GUIRADO 等^[10]通过对橄榄树树干不同位置施加激振结果表明,振动能量大部分向枝条端传递,少部分向根部传递。伍德林等^[11]对油茶树冠层施加激振进行能量传递试验,得到振动能量从冠层激振位置传递到结果处,距离越长,果实所获动能越小。DU 等^[12]研究表明,甜樱桃树横向分枝越少,能量传递效率较高。瞿维等^[13]研究杏树枝条与树干夹角对振动能量传递的影响结果表明,夹角越小,各采样点在摆动方向所获动能越大。崔文哲等^[14]研究表明,无患子树分枝越

粗,吸收传递振动能量越明显。HOMAYOUNI 等^[15]研究表明,开心果树树干直径不同,振动加速度传递规律不同,中等直径(200 ~ 300 mm)树干加速度呈先增大后减小的传递规律;大直径(>300 mm)树干加速度呈先减小后增大的传递规律。上述研究采用固定的激振频率对樱桃、橄榄和油茶等林果的振动采摘过程能量传递进行了分析。但利用团队研发的核桃采摘机进行振动采摘试验,经过多次测量试验过程中装备输出的激振频率,结果表明采摘机作业过程中输出激振频率幅值会发生小范围波动,采用固定值的激振频率进行试验,容易造成与实际试验间产生偏差,降低采摘机作业效果。另外,目前缺乏针对核桃主干振动采摘作业过程,激振频率对核桃树主干、枝条和侧枝等不同位置的位移和动能变化规律的探究。

本文以较规范种植的核桃树为研究对象,在核桃树主干处施加一定激振频率范围的激励,通过三轴振动监测传感器获得核桃树枝干受迫振动位移和动能(由获取的速度转换得出)随振动时间变化曲线,分析在不同激振频率范围激振下核桃树枝干能量传递特性,以期对核桃主干振动采摘装备作业参数选择提供参考。

1 材料与方法

1.1 试验材料

核桃树枝干机械振动能量传递特性试验于 2023 年 9 月 14 日(晴,温度 16 ~ 29℃)在河北省涞水县牛各庄村核桃种植农户承包地进行。该承包地核桃种植模式为株间距 3 000 mm、行间距 4 000 mm。试验品种为辽系薄皮核桃,树龄 8 ~ 10 年,试验所选核桃树特征参数如表 1 所示。

表 1 核桃树特征参数

Tab.1 Characteristic parameters of walnut trees

试验树 序号	树高/ mm	主干 高/mm	冠幅/ mm	枝条 层数	枝条 数量
1	3 256	985	3 179	3	5
2	3 382	1 123	3 315	4	7

试验核桃树经人工修剪,具有明显主干(中心

干),从中心干衍生的分支为枝条,由近地端到远地端依次分为第 1 层枝条、第 2 层枝条等,由枝条衍生的分支为侧枝,由侧枝衍生的分支为枝组,如图 1 所示。由于每棵核桃树一般保留 3~4 条枝条,且每条枝条上生长(修剪被保留)数量不等侧枝与枝组,因此本文对侧枝和枝组不再做更进一步划分,只研究至核桃树第 3 层枝条上其中 1 组枝组。

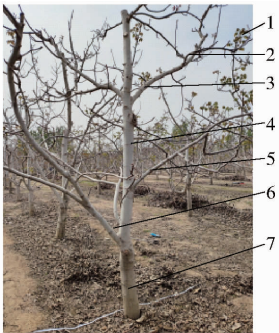


图 1 核桃树枝干组成

Fig. 1 Walnut tree trunk and branches composition

1. 枝组 2. 侧枝 3. 第 3 层枝条 4. 中心干 5. 第 2 层枝条
6. 第 1 层枝条 7. 主干

1.2 试验设备与原理

振动能量传递试验设备为 4YGZ-21A 型自走式核桃采摘机(以下简称采摘机,中国农业机械化科学研究院集团有限公司科技创新中心研制)、WT-VB01-485 型三轴振动监测传感器及上位机(以下简称“传感器”,深圳维特智能科技有限公司,通讯速率 9 600 b/s,检测周期 1~100 Hz,截止频率 1~100 Hz),户外移动电源(宁德时代新能源科技股份有限公司,AC 输出:220 V/50 Hz/2000 W,DC 输出:12 V/10 A/120 W,质量 5 kg)、卷尺、游标卡尺、计时器和便携式计算机等。

采摘机包括夹持机构、高度调节机构、动力系统、机架、履带底盘和动力输出机构等部分,如图 2 所示。夹持机构主要由定夹板、动夹板和夹口调节液压缸等组成,为避免夹板与核桃树刚性接触,造成核桃树接触部位损伤,在定夹板和动夹板上填充并覆盖柔性材料(一般为橡胶),另外夹持机构最大夹持枝干直径 250 mm;高度调节机构主要由悬挂梁、左右限位链和高低调节液压缸等组成;动力输出机构主要由对称双偏心块、齿轮系和液压马达等组成。由夹持机构和动力输出机构组成振动采摘臂(以下简称采摘臂)。

采摘机振动作业前通过履带底盘调整机器最佳作业空间,由高度调节机构调整试验所需高度,操控采摘臂使夹持机构包围核桃树主干(此时定夹板内壁贴合主干),在夹口调节液压缸的带动下动夹板逐渐靠近树干,直到在操作手柄晃动采摘臂时,夹持

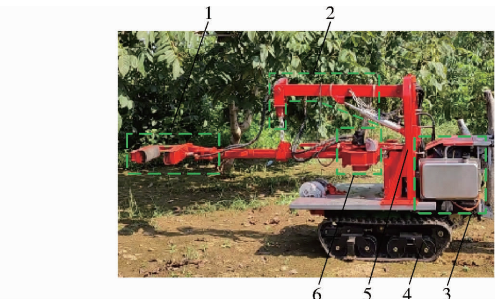


图 2 采摘机组成

Fig. 2 Walnut picking machine composition

1. 夹持机构 2. 高度调节机构 3. 动力系统 4. 履带底盘 5. 机架
6. 动力输出机构

机构与树干间不产生相对运动,停止前后调节液压缸运动。启动振动按钮,动力通过液压缸及齿轮系驱动对称双偏心块运动,从而带动采摘臂做往复运动。在主干合适位置施加一定激振频率范围的激振力,随着在一定时间内的持续振动,振动能量以波的形式向自由端传递,使整株树枝干及果实在受迫振动下产生一定频率和振幅的空间运动,当核桃果实分离力大于果实-果柄或果柄-分枝结合力时果实脱落,达到“单点激振,整体采收”的效果。当振动能量传递到相应监测点处,由传感器采集速度及位移等相关数据。

1.3 机械振动采摘系统动力学分析

1.3.1 核桃树系统受迫振动响应模型

核桃机械振动采摘过程中,采摘机与核桃树共同构成一个多自由度的振动系统。为了便于分析核桃树枝条与整体间的动力学关系和理论推导,做出假设:主干为空间变截面梁,枝条为空间等截面梁,果实和叶片简化为附加质量与阻尼。核桃树在一定激振力作用下产生的小变形振动为线性振动,则可将振动采摘过程中核桃树产生的振动视为空间刚体运动。则可由机械振动理论中 3 维空间梁结构有阻尼振动的运动微分方程得到核桃树系统受迫振动的运动微分方程为

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = F(t)$$

(1)

式中 M ——核桃树系统质量矩阵

C ——核桃树系统阻尼矩阵

K ——核桃树系统刚度矩阵

$\ddot{x}(t)$ ——核桃树系统加速度向量

$\dot{x}(t)$ ——核桃树系统速度向量

$x(t)$ ——核桃树系统位移向量

$F(t)$ ——激振力向量

核桃机械振动采收过程中,核桃树枝条上挂有大量果实及叶片,其质量也会影响核桃树系统质量分布,则考虑果实和叶片质量后核桃树系统质量矩阵为

$$M = M_1 + M_2 + M_3$$

(2)

式中 M_1 ——核桃树系统枝干质量矩阵
 M_2 ——核桃树系统果实质量矩阵
 M_3 ——核桃树系统叶片质量矩阵

核桃树阻尼是在机械振动采摘过程中自身及外部因素共同作用的结果,振动运动过程中能量耗散共同构成核桃树系统阻尼矩阵,由瑞利阻尼可得

$$C=aM+bK$$

(3)

式中 a ——核桃树系统质量阻尼系数
 b ——核桃树系统刚度阻尼系数

由文献[16]可知,在低频振动时,树木阻尼占比约20%,且有阻尼固有频率与无阻尼固有频率差距不大,可忽略树木阻尼项。因此,在不施加机械振动条件下,可得核桃树无阻尼自由振动微分方程为

$$M\ddot{x}(t)+Kx(t)=0$$

(4)

当核桃树运动处于某一模态振型 φ 时,由线性振动模态振型定义可知,核桃树系统各点振动位移(振幅)响应为

$$x(t)=\varphi\sin(\omega t+\theta)$$

(5)

式中 ω ——核桃树系统响应频率,rad/s
 θ ——核桃树系统响应与激振力间相位差,rad
将式(5)代入式(4),并约去共同因子可得

$$(K-\omega^2M)\varphi=0$$

(6)

核桃树边界条件主要为根部土壤约束,将其简化为固定端约束。对式(6)求解可得核桃树主模态特性对角阵 A 和各阶固有频率对应的特征向量构成的特征向量矩阵 Φ 。采用模态叠加法,可得各特征向量线性叠加后核桃树受迫振动位移为

$$x(t)=\sum_{i=1}^n\varphi_iq_i(t)=\Phi q(t)$$

(7)

式中 φ_i ——核桃树系统各阶固有频率对应的特征向量
 $q_i(t)$ ——核桃树系统第 i 阶模态坐标
 $q(t)$ ——核桃树系统各阶模态坐标构成的特征向量
 n ——核桃树系统阶序号

将前 $j(j\leq n)$ 阶频率及其对应模态向量提取得到的模态特征和式(7)代入式(1),且两端同前乘 Φ^T 可得核桃树有阻尼受迫振动运动微分方程

$$\Phi^T M \Phi \ddot{q}(t) + \Phi^T C \Phi \dot{q}(t) + \Phi^T K \Phi q(t) = \Phi^T F(t)$$

(8)

由模态向量正交性可得核桃树有阻尼受迫振动的单个方程为

$$\ddot{q}_i + 2\zeta_i\omega_{ni}\dot{q}_i + \omega_{ni}^2q_i = f_i/m$$

(i=1,2,\cdots,j)

(9)

式中 ζ_i ——核桃树系统第 i 阶固有频率对应的阻尼系数

ω_n ——核桃树系统第 i 阶无阻尼固有频率,rad/s
 f_i ——核桃树系统第 i 阶固有频率,Hz
 m ——核桃树系统对应单元单元质量,kg

假设输入激振力 $F=F_0\sin(\omega t)$,则核桃树有阻尼受迫振动的单个方程解为

$$q_i(t)=e^{-\zeta_i\omega_{ni}t}\left[q(0)\cos(\omega_{di}t)+(\dot{q}(0)+\zeta_i\omega_{ni}x_0)\sin(\omega_{di}t)/(\omega_{di}t)\right]+B_i\beta_ie^{-\zeta_i\omega_{ni}t}\left[\sin\theta_i\cos(\omega_{di}t)+\omega_{ni}(\zeta_i\sin\theta_i-s_i\cos\theta_i)\sin(\omega_{di}t)/\omega_{di}\right]+B_i\beta_i\sin(\omega t-\theta_i)$$

(10)

其中 $\omega_d=\omega_n(1-\zeta_i^2)^{\frac{1}{2}}$ $B_i=F_0/k_i$
 $\beta_i=[(1-s_i^2)^2+(2\zeta_is_i)^2]^{-1/2}$
 $\theta_i=\arctan(2\zeta_is_i-s_i^2)$ $s_i=\omega/\omega_{ni}$

式中 ω_d ——核桃树系统第 i 阶有阻尼固有频率,rad/s
 B_i ——核桃树系统第 i 阶静变形量,m
 F_0 ——激振力初始值,N
 k_i ——核桃树系统对应单元的单元刚度,N/m
 s_i ——核桃树系统第 i 阶频率比
 β_i ——核桃树系统第 i 阶振幅放大因子
 θ_i ——核桃树系统第 i 阶响应与激振力间的相位差,rad

由式(10)可知核桃树受迫振动达到第3项时系统稳定响应, $B_i\beta_i$ 即为稳定响应幅值。对式(8)依次求解得到核桃树受迫振动稳定响应幅值,将 j 个稳定响应幅值构成在模态坐标系下全部节点的振动响应幅值矩阵 $q^{[17]}$,由式(7)可得物理坐标系下振动响应矩阵为

$$x(t)=\Phi q=\Phi\begin{bmatrix}B_1\beta_1\\B_2\beta_2\\\vdots\\B_j\beta_j\end{bmatrix}$$

(11)

1.3.2 核桃树-采摘机振动系统动力学分析
采摘机作业时,假设夹持机构与核桃树间为刚性连接,核桃树力学特性由等效弹性系数 k_s 和阻尼系数 c_s 表示,采摘机振动阻尼忽略。因此,可将核桃树与采摘机视为整体,将其等效简化为一个单自由度质量-弹簧-阻尼振动系统^[18]。在 xoz 水平面内,以核桃树夹持位置中心为坐标系原点 o ,振动系统水平运动方向为坐标系 z 轴,建立核桃树-采摘机振动系统动力学模型,如图3所示。
采摘机动力输出机构采用对称双偏心式,两个偏心块转速相同,转向相反,由图3可知,在振动工作过程中, z 轴方向产生大小相等、方向相同的偏心

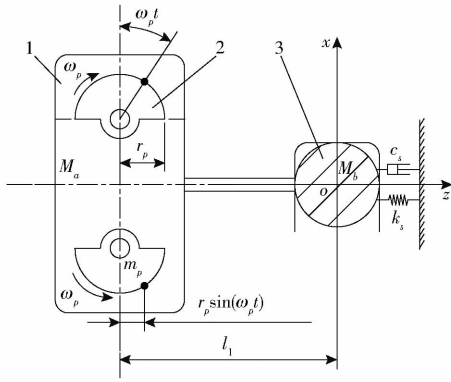


图 3 核桃树-采摘机振动系统动力学模型

Fig. 3 Walnut tree - picking machine vibration system dynamic model

1. 采摘臂 2. 偏心块 3. 核桃树

力, x 轴方向产生大小相等、方向相反的偏心力, 两力相互抵消, 合力为 0 N。

通过上述假设与分析, 此时作用在核桃树-采摘机振动系统上的力有

$$\begin{cases} f_z = 2m_p \frac{d^2}{dt^2}(z_1 - l_1 + r_p \sin(\omega_p t)) \\ f_{az} = (M_a - 2m_p) \frac{d^2}{dt^2}(z_1 - l_1) \\ f_{bz} = M_b \frac{d^2 z_1}{dt^2} \\ f_{kz} = k_s z_1 \\ f_{cz} = c_s \frac{dz_1}{dt} \end{cases} \quad (12)$$

式中 f_z ——偏心块 z 方向偏心力, N

f_{az} ——采摘臂 z 方向惯性力, N

f_{bz} ——核桃树 z 方向惯性力, N

f_{kz} ——核桃树 z 方向弹性力, N

f_{cz} ——核桃树 z 方向阻尼力, N

m_p ——偏心块质量, kg

r_p ——偏心块转动半径, m

ω_p ——偏心块角速度, rad/s

M_a ——除偏心块采摘臂质量, kg

M_b ——核桃树夹持位置等效质量, kg

z_1 ——核桃树 z 方向位移, m

l_1 ——偏心块轴心与核桃树中心间距离, m

由达朗贝尔原理可知, 在采摘机振动采收过程中核桃树-采摘机振动系统瞬时合力为零, $f_z + f_{az} + f_{bz} + f_{kz} + f_{cz} = 0$, 即

$$2m_p \frac{d^2}{dt^2}(z_1 - l_1 + r_p \sin(\omega_p t)) + (M_a - 2m_p) \cdot \frac{d^2}{dt^2}(z_1 - l_1) + M_b \frac{d^2 z_1}{dt^2} + k_s z_1 + c_s \frac{dz_1}{dt} = 0 \quad (13)$$

核桃树-采摘机振动系统总质量 M_h 为

$$M_h = M_a + M_b \quad (14)$$

将式 (14) 代入式 (13) 可得该系统振动方程为

$$M_h \frac{d^2 z_1}{dt^2} + k_s z_1 + c_s \frac{dz_1}{dt} = 2m_p \omega_p^2 r_p \sin(\omega_p t) \quad (15)$$

依据机械振动理论, 式 (15) 稳定解为

$$z_1 = A \sin(\omega_p t + \psi) \quad (16)$$

式中 A —— z 方向稳态响应的振幅, m

ψ ——位移落后激振力相位角, rad

将式 (16) 及其一阶和二阶导数代入 f_z 可得

$$\begin{cases} A = \frac{2m_p \omega_p r_p}{\sqrt{(k_s - M_h \omega_p^2)^2 + c_s^2 \omega_p^2}} \\ \psi = \arctan \frac{c_s \omega_p}{k_s - M_h \omega_p^2} \end{cases} \quad (17)$$

上述理论分析结果表明, 采摘机振动采收过程中, 核桃树-采摘机振动系统在对称双偏心块运动带动下, 沿着夹持位置方向做水平往复运动, 振幅取决于核桃树-采摘机振动系统总质量、偏心块质量、转速和转动半径及核桃树等效弹性系数和阻尼系数等系统本身的性质。双偏心块转速和相位相同, 不存在相位角。

1.4 试验方法

1.4.1 能量传递路径与传感器安装坐标系定义

为了验证上述动力学模型与分析结果, 通过分析相 (不) 同激振频率范围对核桃树不同层级枝干振动动态特性的影响, 揭示核桃树机械振动采摘能量传递规律, 从而为核桃采摘机工作参数选择提供理论依据。

振动采摘试验前, 对能量传递路径和传感器监测点 (安装点) 在试验核桃树上进行规划^[19], 如图 4 所示。试验规划 5 条由罗马数字进行编号和不同颜色线条表示能量传递的路径, 路径 I: I-1—I-2—I-3—I-4—I-5—I-6; 路径 II: I-2—II-1—II-2—II-3—II-4—II-5—II-6; 路径 III: I-2—III-1—III-2—III-3—III-4—III-5—III-6; 路径 IV: I-2—I-3—IV-1—IV-2—IV-3—IV-4—IV-5—IV-6; 路径 V: I-2—I-3—I-4—V-1—V-2—V-3—V-4—V-5—V-6。

在上述路径安装传感器 (阿拉伯数字表示编号, 不同颜色方块表示在不同路径上, 其中黑色方块表示各层级枝干中间位置), 由于核桃树枝干受迫振动运动方向不可预测, 为保证试验准确性, 所有传感器按照核桃树枝干运动空间坐标系用热熔胶和扎带进行固定。核桃树枝干运动空间坐标系构建方法为: 定义核桃树地平面以上部分主干底部和枝条根部为坐标原点 O , 沿主干和枝条生长方向切线方向为 Y 轴^[20]。对于任一 Y 轴所在平面 P 内全部枝干

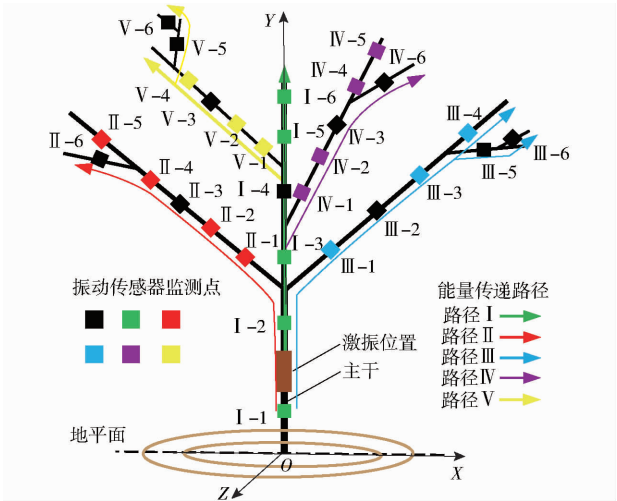


图 4 试验原理图
Fig.4 Test schematic

上的点到该平面距离加权平方和最小,即

$$\begin{cases} \min(r_{i,j}d(x_{i,j},Q)^2) & (i=1,2,\cdots,n) \\ \text{s. t. } L_Y \subset Q \end{cases} \quad (18)$$

式中 $x_{i,j}$ ——第 i 条枝干上第 j 个监测点
 $r_{i,j}$ ——点 $x_{i,j}$ 到平面 P 的半径,m
 $d(x_{i,j},Q)$ ——点 $x_{i,j}$ 到平面 Q 的距离
 L_Y —— Y 轴对应直线
 Q ——求解平面

假设平面 Q 是世界坐标系的 XY 平面,由 X 轴确定。最后,由右手准则确定世界坐标系 Z 轴^[21]。

1.4.2 振动能量传递试验

不同田间振动能量传递试验时,传感器监测点选取不同,如图 5 所示。由文献[22~24]可知,在主干处夹持位置越高,振动采收效果越好、一次振动采收时间一般为 10~20 s。为了在主干夹持位置上方预留安装传感器位置,并能较好地监测主干及较远端枝条振动动态特性,本研究夹持位置设置在主干上端向下 200 mm 处,振动时间 15 s 左右。

在试验核桃树 1 的 I-2、III-2、III-5、III-6、IV-3 和 V-3 监测点安装传感器,进行枝干振动能量传递等试验,如图 5a 所示。各监测点处枝干直径

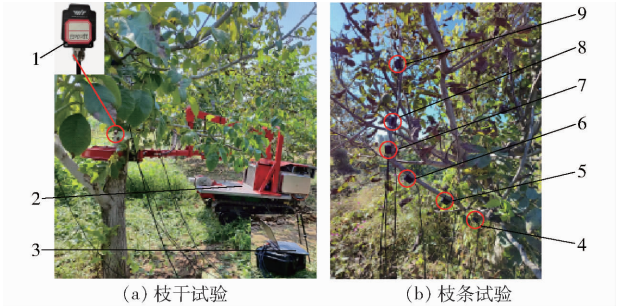


图 5 田间振动能量传递试验

Fig.5 Field vibration energy transfer tests

1. 传感器 2. 采摘机 3. 便携式计算机 4~9. 传感器安装位置

及距地面高度如表 2 所示。

表 2 各层级枝干安装传感器处参数
Tab.2 Parameters at fixed sensors for branches

参数	at all levels					
	主干	第 1 层 枝条	第 2 层 枝条	第 3 层 枝条	侧枝	枝组
平均直径	152.00	62.84	52.76	37.96	15.30	9.93
距地面高度	1 100	1 665	2 237	2 872	2 142	2 329

为进一步明确较远端枝条在(不)同激振频率范围作业下动能传递规律,选取试验核桃树 2 的第 3 层枝条(路径 V)上 V-1、V-2、V-3、V-4、V-5、V-6 监测点安装传感器,进行枝条振动能量传递等试验,如图 5b 所示。第 3 层枝条各监测点处参数如表 3 所示。为保证此路径能量传递方向唯一性和连续性,只保留第 3 层枝条最前端一侧枝和该侧枝最前端一枝组。

表 3 路径 V 各监测点处参数

Tab.3 Route V parameters at each monitoring

参数	V-1	V-2	V-3	V-4	V-5	V-6
平均直径	40.47	33.84	28.26	21.22	15.77	10.25
距地面高度	2 170	2 363	2 569	2 731	2 879	3 104

由文献[25]可知,8~10 年树龄的核桃树不同阶固有频率为 6.5~25.2 Hz,由于本试验激振点作用于树干处,直径较大、能量传递距离较远,选取采摘机作业激振频率 13~30 Hz 进行田间试验。另外,采摘机在面对主干直径不同的核桃树作业和机器本身动力输出不稳定等因素的影响,导致采摘机作业时输出激振频率幅值会发生小范围波动。为避免采用固定的激振频率对试验结论造成“不确切”的问题,采摘机作业激振频率采用“等差距频率范围”进行数据分析,如 (14 ± 1) Hz、 (19 ± 1) Hz、 (24 ± 1) Hz 和 (29 ± 1) Hz。进行同路径、不同频率核桃树受迫振动枝条动能传递试验时,分别采用 13~15 Hz、18~20 Hz、23~25 Hz 和 28~30 Hz 等激振频率。核桃树受迫振动枝干能量传递与同路径、同频率核桃树受迫振动枝条动能传递等试验,采用激振频率 23~25 Hz。

核桃机械振动采摘过程中装备输入功率为枝干运动提供动能。假设核桃树枝干为等密度材料,通过前期试验可知,枝干平均含水率为 41.69% 时,平均密度为 0.736 g/cm³。由瑞利法弯曲振动梁理论可知,核桃树枝干受迫振动动能计算式为

$$E = \frac{1}{2} \rho \int_0^l A(X) \left(\frac{\partial Y}{\partial t} \right)^2 dX \quad (19)$$

式中 E ——核桃树枝干受迫振动动能,J

ρ ——核桃树枝干密度, g/cm^3
 l ——枝干某一监测点处长度, 取 45 mm
 $A(X)$ ——某一监测点处枝干横截面积, mm^2

2 结果与分析

2.1 核桃树受迫振动枝干运动规律

2.1.1 核桃树-采摘机振动系统动力学模型验证

根据核桃树-采摘机振动系统动力学模型可主干在运动过程中, 由于核桃树自身特性(夹

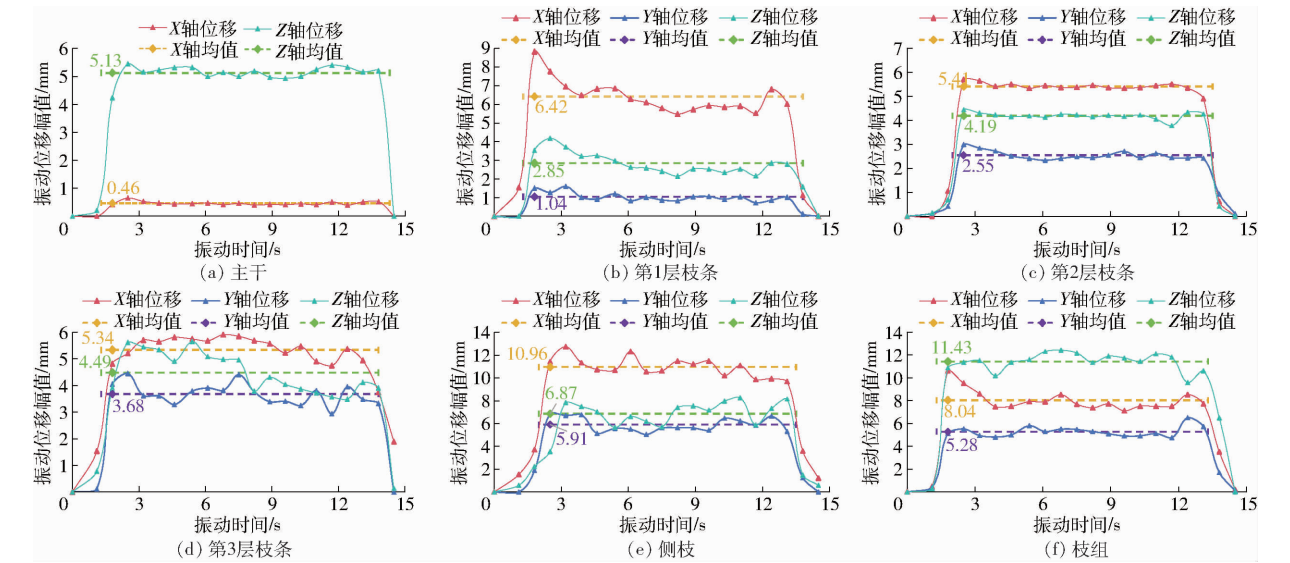


图 6 枝干振动位移响应
Fig. 6 Trunk and branches vibration displacement response

持位置弯曲不规则等)、作业环境(地面高低不平导致采摘臂与主干间不垂直等)和作业误差(传感器安装角度与夹持方向存在相位角)等因素的影响, 导致在 X 轴方向产生均值为 0.46 mm 的微小振动位移。由上述分析可知,核桃树-采摘机振动系统实际运动与理论分析基本一致。

2.1.2 枝条振动位移响应规律

核桃树整株受迫振动枝干振动位移响应试验结果如图 6 所示。核桃树整株受迫振动过程中除主干只在 X、Z 轴方向有振动位移响应,其他枝条、侧枝和枝组由于相较主干直径较细,具有一定柔韧性,在空间运动过程中发生摆动弯曲,使其在生长方向存在瞬间小范围可恢复性形变,因此在 X、Y、Z 轴方向均有振动位移响应。随着枝干直径由 152.0 mm 减至 15.3 mm,Y 轴方向振动位移稳态时平均幅值增大 5.68 倍。由于枝组长度较短,因此其在 Y 轴方向的振动位移稳态时平均幅值 5.28 mm 相较主干处增大 5.08 倍,略小于侧枝的稳态均值 5.91 mm。通过上述分析表明:核桃树枝干在受迫振动过程中产生的瞬间小范围可恢复性形变与直径、长度等自身因素有关。

由图 6b~6f 可知,各层枝条和侧枝空间运动过程中左右(XY 平面运动)摆动幅度大于上下(YZ 平

面运动)摆动幅度。第 1 层枝条至第 3 层枝条在 X 轴方向与 Z 轴方向间振动位移稳态时平均幅值差由 3.57 mm 减至 0.85 mm。第 1 层枝条至该层枝条上侧枝在 X 轴方向与 Z 轴方向间振动位移稳态时平均幅值差增大 0.52 mm。由于核桃果实大多生长在枝组上,果实重力和侧枝与枝组间夹角的变化等因素的影响,导致从该层枝条上侧枝至该侧枝上的枝组摆动方向幅度发生改变,上下(YZ 平面运动)摆动幅度大于左右(XY 平面运动)摆动幅度。

将枝干各监测点采集到的 X、Y、Z 轴方向振动位移稳态时的幅值进行合成并进行平均,得到各枝干合振动稳态位移平均幅值如图 7 所示。合振动位移稳态时平均幅值从主干监测点(I-2)处的 5.148 mm 向上至各层枝条监测点(Ⅲ-2、Ⅳ-3 和 V-3)处分别增大 1.961、2.158、2.760 mm;各层枝条间分别相差 0.197 mm 和 0.602 mm,其变化不大;从第 1 层枝条监测点(Ⅲ-2)处 7.109 mm 至该层枝条上的侧枝及侧枝上的枝组监测点(Ⅲ-5 和 Ⅲ-6)处分别增至 14.279 mm 和 14.976 mm,侧枝及侧枝上的枝组间变化 0.697 mm,相差不大。上述分析表明:振动能量在枝干间传递过程中,随着枝干直径的减小,枝干自身弹性模量与阻尼越来越小,连续受迫

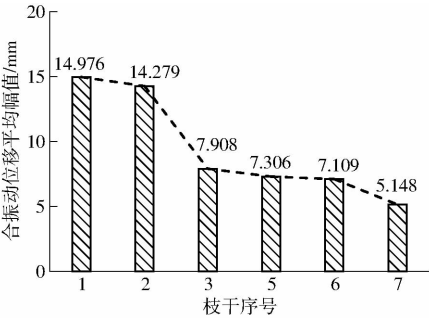


图 7 枝干合振动稳态位移平均幅值变化规律
Fig.7 Variation law of average amplitude of steady-state displacement of trunk and branches under vibration

振动下由主干至枝组处振幅逐渐增大;枝干间直径差相差越大,振幅变化越明显。

2.2 核桃树受迫振动枝干动能传递规律

2.2.1 同频率枝干动能传递规律

将枝干各监测点采集到的 X 、 Y 、 Z 轴方向振动速度稳态时的幅值进行合成,得到各枝干合振动稳态速度,与该监测点处枝干相关物理参数代入式(19),计算得到各枝干受迫振动下该监测点处动能随振动时间的变化规律,如图 8 所示。

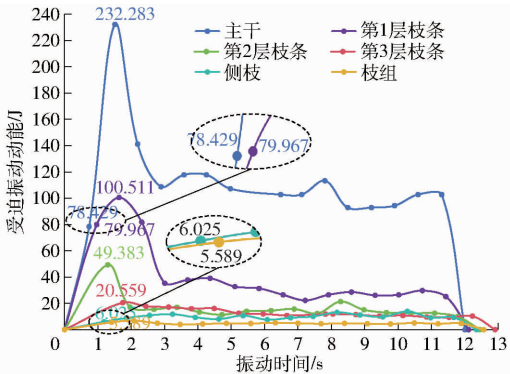


图 8 枝干动能传递结果
Fig.8 Trunk and branches kinetic energy transfer result

在核桃树主干处施加振动,主干在 0.738 s 最先获得动能 78.429 J,随着采摘机的持续振动,第 1 层枝条(第 1 层枝条上的侧枝、枝组)、第 2 层枝条、第 3 层枝条依次分别获得动能 79.967 (6.025、5.589 J)、49.383、20.559 J。主干及各层枝条以距离激振位置由近及远受迫振动动能先形成明显波峰后降低并逐渐趋于稳定,峰值及平均动能依次降低。其中主干和第 1 层枝条可能由于距离激振点较近,此时采摘机作业动力输出不稳定、两位置监测点处直径较大、克服阻尼所需动能较大和振动能量以波的形式在传递过程中存在叠加等因素的影响,导致在获得首个动能后继续增大才达到峰值。侧枝和枝组受迫振动动能随振动时间变化与主干及各层枝条处有所差异,刚开始获得动能无明显峰值,整体趋势相较平稳。

2.2.2 不同频率同路径动能传递规律

在 2.2.1 节受迫振动动能换算基础上,进一步求解平均值,得到试验核桃树路径 V 在不同范围激振频率作业下,各监测点处受迫振动动能均值。由图 9 可知,随采摘机作业激振频率范围的增大,试验核桃树路径 V 及各监测点处受迫振动动能均值先增大后减小。采用激振频率 23 ~ 25 Hz 作业可以使距激振处较远的第 3 层枝条获得较大动能,其均值达到 8.814 J。当作业激振频率继续增大至 28 ~ 30 Hz 时,由于作业激振频率达到或超过该核桃树枝条最大固有频率,持续振动作业过程中该枝条上的枝组在 6.685 s 发生折断,导致第 3 层枝条获得的动能均值大幅降低至 5.226 J,甚至小于激振频率 13 ~ 15 Hz 作业时动能均值 6.200 J。

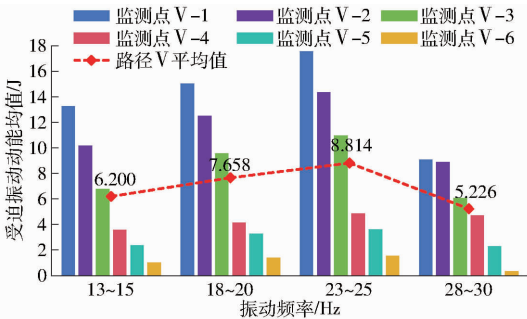


图 9 不同频率同路径动能传递结果
Fig.9 Different vibration frequency range with path kinetic energy transfer results

采摘机作业激振频率由 13 ~ 15 Hz 至 23 ~ 25 Hz,随着第 3 层枝条直径的减小,各监测点处不同频率范围间受迫振动动能均值差值由 4.287 J 减至 0.534 J。

2.2.3 同频率同路径动能传递规律

由不同频率、同路径动能传递试验可知,激振频率 23 ~ 25 Hz 使得试验核桃树第 3 层枝条获得动能最大。为进一步分析 23 ~ 25 Hz 激振频率对试验核桃树路径 V 动能传递的影响,对该激振频率范围作业下各监测点受迫振动动能随振动时间变化曲线(图 10)分析可知,采摘机开始作业后,能量在传递过程中具有一定滞后性,在 1.353 s 监测点 1 首先获得 26.095 J 的受迫振动动能,其他监测点依次间隔 0.250、0.330、0.447、0.498、0.363 s 后获得受迫振动动能;采摘机停止作业后,在 12.436 s 监测点 1 受迫振动动能最先归零,其它监测点受迫振动动能依次延后 0.230、0.347、0.494、0.461、0.350 s 归零。

依据各监测点受迫振动动能均值可知,振动能量传递到第 3 层枝条监测点 V-1 时动能均值为 17.573 J,当传递到枝条末端监测点 V-4 时动能均

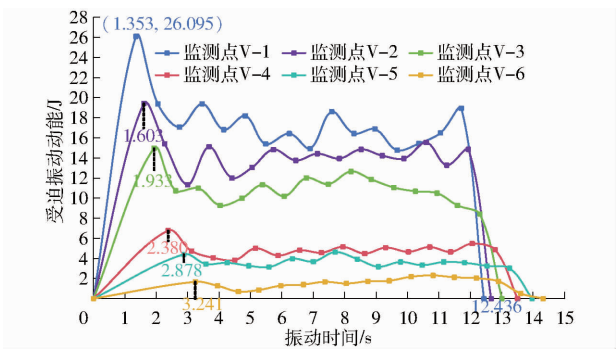


图 10 同频率范围同路径动能传递结果
Fig. 10 The same vibration frequency range and the same path kinetic energy transfer results

值为 4.845 J, 平均动能减少 72.43%; 当振动能量由第 3 层枝条末端监测点 V-4 传递到侧枝监测点 V-5 时动能均值为 3.600 J, 平均动能减少 25.70%; 当振动能量由侧枝监测点 V-5 传递到枝组监测点 V-6 时动能均值为 1.541 J, 平均动能减少 57.19%。振动能量在枝干传递过程中, 由于需要克服核桃树本身阻尼和空气阻力以及果实脱落消耗或带走部分能量, 导致枝干受迫振动动能具有一定的衰减, 传递距离越远, 衰减能量越多。

3 结论

(1) 建立了核桃树系统振动模型和核桃树-采摘机振动系统动力学模型, 对核桃树-采摘机振动系

统动力学模型进行理论分析, 通过核桃树枝干能量传递试验, 分析主干振动位移响应特性可知: 核桃树受对称双偏心式激振时, 核桃树-采摘机振动系统沿着夹持位置 Z 轴方向做水平往复运动, 主干在运动过程中在 X 轴方向会出现微弱摆动。

(2) 由安装在核桃树枝干的传感器监测获得受迫振动枝条振动位移响应曲线可知, 枝条(包括一级枝条上的侧枝和枝组)在空间运动过程中发生摆动弯曲, 因此在 X、Y、Z 轴方向均有振动位移响应。由于枝组长短较短, 相较枝条和侧枝的摆动方向幅度及在 Y 轴方向的振动位移稳态时的平均幅值发生改变。另外, 从主干监测点处至第 1 层枝条上的枝组监测点处合振动位移稳态时平均幅值逐渐增大。

(3) 由间接转换方法获得的核桃树受迫振动枝干动能曲线可知, 随着采摘机在同激振频率范围下的持续振动, 由于能量传递具有一定滞后性和衰减, 主干、第 1 层枝条、第 2 层枝条、第 3 层枝条及第 3 层枝条上各监测点处以距离激振位置由近及远依次获得动能, 且峰值及平均动能依次降低。另外, 随采摘机作业激振频率从 13 ~ 15 Hz 增至 28 ~ 30 Hz, 试验核桃树第 3 层枝条受迫振动动能均值先增大后减小, 频率 23 ~ 25 Hz 动能均值最大, 频率 28 ~ 30 Hz 动能均值最小, 且在频率 13 ~ 25 Hz 范围, 各监测点处不同频率范围间受迫振动动能均值差距越来越小。

参 考 文 献

[1] 祝前峰, 陆荣鉴, 刘彬, 等. 核桃采摘机械研究现状与发展趋势[J]. 林业和草原机械, 2021, 2(1): 45-53.
ZHU Qianfeng, LU Rongjian, LIU Bin, et al. Research status and development trend of walnut picking machinery[J]. Forestry and Grassland Machinery, 2021, 2(1): 45-53. (in Chinese)

[2] 靳文婷, 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)

[3] 刘成良, 贡亮, 苑进, 等. 农业机器人关键技术研究现状与发展趋势[J]. 农业机械学报, 2022, 53(7): 1-22, 55.
LIU Chengliang, GONG Liang, YUAN Jin, et al. Current status and development trends of agricultural robots[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(7): 1-22, 55. (in Chinese)

[4] 曹成茂, 詹超, 孙燕, 等. 便携式山核桃高空拍打采摘机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2018, 49(3): 130-137.
CAO Chengmao, ZHAN Chao, SUN Yan, et al. Design and experiment of portable walnut high-altitude pat-picking machine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(3): 130-137. (in Chinese)

[5] 孙景彬, 刘志杰, 杨福增, 等. 丘陵山地农业装备与坡地作业关键技术研究综述[J]. 农业机械学报, 2023, 54(5): 1-18.
SUN Jingbin, LIU Zhijie, YANG Fuzeng, et al. Research review of agricultural equipment and slope operation key technologies in hilly and mountains region [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(5): 1-18. (in Chinese)

[6] PU Y, WANG S, YANG F, et al. Recent progress and future prospects for mechanized harvesting of fruit crops with shaking systems[J]. Int. J. Agric. & Biol. Eng., 2023, 16(1): 1-13.

[7] DU X, CHEN S, QIU G, et al. Mechanical admittance measurement and analysis of dwarf Chinese hickory trees under impact excitations[J]. Transactions of the ASABE, 2014, 57(2): 345-354.

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

[9] HORVÁTH E, SITKEI G. Energy consumption of tree shakers as a function of frequency [J]. Progress in Agricultural Engineering Sciences, 2010, 6(1): 73-83.

[10] SOLA-GUIRADO R R, BERNARDI B, CASTRO-GARCIA S, et al. Assessment of aerial and underground vibration

- transmission in mechanically trunk shaken olive trees[J]. Journal of Agricultural Engineering, 2018, 49(3): 191–197.
- [11] 伍德林,赵恩龙,姜山,等. 基于能量传递规律的油茶树冠层振动参数优化与试验[J]. 农业机械学报,2022,53(8):23–33.
WU Delin,ZHAO Enlong,JIANG Shan,et al. Optimization and experiment of canopy vibration parameters of *Camellia oleifera* based on energy transfer characteristics[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2022,53(8):23–33. (in Chinese)
- [12] DU X, CHEN D, ZGANG Q, et al. Dynamic responses of sweet cherry trees under vibratory excitations[J]. Biosystems Engineering, 2012, 111(3): 305–314.
- [13] 瞿维,王春耀,王学农,等. 受迫振动下杏果实树枝能量传递初探[J]. 西北农林科技大学学报(自然科学版),2014,42(7):223–227.
QU Wei,WANG Chunyao,WANG Xuenong,et al. Energy transfer of apricot fruit branch under forced vibration[J]. Journal of Northwest A&F University(Natural Science Edition),2014,42(7):223–227. (in Chinese)
- [14] 崔文哲,徐道春,李文彬,等. 无患子果树不同激振条件下的振动响应特性研究[J]. 西北林学院学报,2018,33(6):287–291.
CUI Wenzhe, XU Daochun, LI Wenbin, et al. Vibration response characteristics of *Sapindus mukorossitree* under different excitations[J]. Journal of Northwest Forestry University, 2018, 33(6): 287–291. (in Chinese)
- [15] HOMAYOUNI T, GHOLAMI A, TOUDESCHI A, et al. Estimation of proper shaking parameters for pistachio trees based on their trunk size[J]. Biosystems Engineering, 2022, 216:121–131.
- [16] 林欢,许林云,周宏平,等. 机械采收作业中银杏树频谱特性与振动响应关系研究[J]. 农业工程学报,2017,33(17):51–57.
LIN Huan, XU Linyun, ZHOU Hongping, et al. Relationship between frequency spectrum characteristics and vibration responses of *Ginkgo biloba* trees during mechanical harvesting operation[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(17): 51–57. (in Chinese)
- [17] 刘冠华. 基于树冠特征的银杏树振动特性试验及理论研究[D]. 南京:南京林业大学,2020.
LIU Guanhua. Experimental and theoretical research on vibration characteristics of ginkgo tree based on crown characteristics [D]. Nanjing: Nanjing Forestry University, 2020. (in Chinese)
- [18] 逯泽鹏. 振动式核桃采摘机虚拟样机设计及动力学仿真[D]. 哈尔滨:哈尔滨商业大学,2022.
LU Zepeng. Design and dynamic simulation of vibratory walnut picker virtual prototype[D]. Harbin: Harbin University of Commerce, 2022. (in Chinese)
- [19] 李斌,陆华忠,吕恩利,等. 荔枝树枝能量传递特性与去梗式振动采摘作业参数[J]. 农业工程学报,2018,34(8):18–25.
LI Bin, LU Huazhong, LÜ Enli, et al. Characterizing energy transfer of litchi branches and working parameters of destemmed vibrational picking[J]. Transactions of the CSAE,2018,34(8):18–25. (in Chinese)
- [20] 胡春华,李萍萍,朱咏莉. 基于 Levenberg–Marquardt 算法的杨树枝干建模[J]. 农业机械学报,2014,45(10):272–276,271.
HU Chunhua,LI Pingping,ZHU Yongli. Poplar branch and trunk modeling based on Levenberg–Marquardt[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2014,45(10):272–276,271. (in Chinese)
- [21] 刘晓雯,郭彩玲. 基于振动采摘的苹果树枝干动力学特性[J]. 林业工程学报,2021,6(3):120–126.
LIU Xiaowen, GUO Cailing. Study on dynamic characteristics of apple tree branches based on vibration picking[J]. Journal of Forestry Engineering,2021,6(3):120–126. (in Chinese)
- [22] 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.
YIN Xunchun. Design and optimization of vibrating walnut picker[D]. Harbin: Harbin University of Commerce, 2020. (in Chinese)
- [23] 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)
- [24] 杨会民,散鳌龙,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)
- [25] 别云波. 振动式核桃收获机振动装置的设计与研究[D]. 成都:四川农业大学,2020.
BIE Yunbo. Vibration device of vibrating walnut harvester design and research [D]. Chengdu: Sichuan Agricultural University, 2020. (in Chinese)