

引用格式:

魏娟, 胡定贤, 李杰, 任思敏, 常嘉乾, 杨广元. 双体多向型激振装置参数研究[J]. 湖南农业大学学报(自然科学版), 2024, 50(1): 79–84.

WEI J, HU D X, LI J, Ren S M, CHANG J Q, YANG G Y. Study on parameters of dual body multidirectional device[J]. Journal of Hunan Agricultural University(Natural Sciences), 2024, 50(1): 79–84.

投稿网址: <http://xb.hunau.edu.cn>



双体多向型激振装置参数研究

魏娟, 胡定贤, 李杰, 任思敏, 常嘉乾, 杨广元

(西安科技大学机械工程学院, 陕西 西安 710054)

摘要: 为提高果树振动采摘响应均匀性, 同时提高果实采收效率、降低能耗、减少果树与果实的损伤, 设计一种双体多向型激振装置, 主要由偏心块、传动齿轮、传动轴、箱体等组成。建立振动装置-果树振动系统, 并分析 6 种不同的偏心块转速比与偏心矩比组合产生的非圆周载荷效果。首先, 采用多视角三维重建技术获取果树三维模型; 然后, 运用 ANSYS 进行果树谐响应分析得到激振装置的最佳工作频率; 最后, 运用 ADAMS 建立果树动力学仿真模型, 比较非圆周载荷、直线载荷、圆周载荷下的果树加速度响应。仿真结果表明: 当两偏心块转速比为 3 : 1、偏心矩比为 1 : 1 时, 果树在非圆周载荷下的加速度响应均值为 194.35 m/s^2 , 高于直线载荷下的(186.28 m/s^2), 略低于圆周载荷下的(204.41 m/s^2); 非圆周载荷的加速度响应变异系数为 0.575, 低于直线载荷的(0.625)和圆周载荷的(0.622), 说明非圆周载荷有更均匀的加速度响应。田间试验表明, 该装置的采摘率为 92.2%, 果实损伤率为 4.6%, 优于单偏心激振装置。

关键词: 双体多向型激振装置; 果实振动采摘; 非圆周载荷; 多视角重建; 动力学仿真

中图分类号: S225.93

文献标志码: A

文章编号: 1007-1032(2024)01-0079-06

Study on parameters of dual body multidirectional device

WEI Juan, HU Dingxian, LI Jie, REN Simin, CHANG Jiaqian, YANG Guangyuan

(School of Mechanical Engineering, Xi'an University of Science and Technology, Xi'an, Shaanxi 710054, China)

Abstract: In order to improve the uniformity of fruit tree vibration harvesting response and the fruit harvesting efficiency, and to reduce energy consumption and the damage of fruit trees and fruits, a dual body multidirectional device was designed in this study. The device was mainly composed of eccentric blocks, transmission gears, transmission shafts and boxes. With establishment of the vibration device-fruit tree vibration system the multidirectional load effects produced by the combination of six different eccentric block speed ratios and eccentric moment ratios were analyzed. Firstly, three-dimensional models of fruit trees were obtained by using multi-view three-dimensional reconstruction technology. Then, the harmonic response of fruit trees were analyzed using ANSYS to find out the optimal working frequency of the excitation device. Finally, ADAMS was used to set the dynamic simulation model of fruit tree, and comparatively analysis of the acceleration response of fruit tree under the multidirectional load, linear load and circumferential load. The simulation results showed that with the speed ratio of two eccentric blocks 3 : 1 and the ratio of eccentric moment 1 : 1, the average acceleration response of fruit trees under the multidirectional load was 194.35 m/s^2 , which was higher than that under linear load(186.28 m/s^2) and slightly lower than that under circumferential load(204.41 m/s^2). The coefficient of variation of acceleration response for multidirectional load was 0.575, which was lower than linear load(0.625) and circumferential load(0.622), indicating that multidirectional load had a more uniform acceleration response. Field experiments showed that the harvesting efficiency of the device was 92.2%, and the fruit damage rate was 4.6%, showing

better performance over the single eccentric vibration device.

Keywords: dual body multidirectional device; fruit vibratory harvesting; multidirectional load; multi-view reconstruction; dynamics simulation

中国水果产量稳居世界第一,在国民经济中占有重要地位^[1]。传统果实采收采用竹竿敲打的方式,不仅效率低,而且具有危险性^[2]。果实采收过程季节性且劳动密集,所用劳动力占整个种植周期的30%~45%^[3-4]。采摘费占用成本的比例甚至超过了50%^[5-6]。采摘设备的研发使用可以提效降损,缓解采摘期间的劳动力压力,提升果农收益,对林果业的发展意义重大。

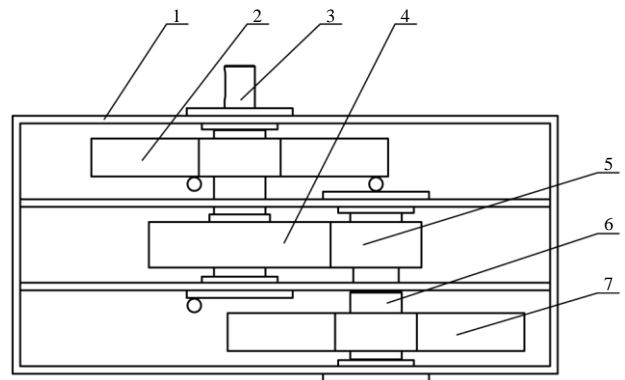
果品采收设备的发展趋势是高效率、低损伤率、低能耗^[7]。对此,果实采收设备研制的重点应为激振装置的研究。WHITNEY等^[8]通过试验对比,分析了曲柄滑块机构和偏心旋转机构的采收性能,发现圆周激励的采摘性能更好。LENKER等^[9]通过柑橘的振动采收试验,也得到了同样的结论。BENTAHER等^[10]通过仿真分析与试验发现,在相同功率圆周激励下果实响应更激烈,非圆周激励下果实的响应更均匀。杜小强等^[7]设计了一种基于外旋轮线的激振装置,通过仿真和试验发现,非圆周激励可实现果树的有效激振。李松涛^[11]设计了一种基于旋轮线的激振装置,通过试验证明了旋轮线轨迹凹陷越多,加速度响应越强烈,但均匀性会变差。杜小强等^[12]设计了一种三维激振装置,试验表明三维激振下果树响应均匀性更好。许南南^[13]设计了一种组合偏心块式三维激振装置,试验发现该装置可以使果树产生更均匀的加速度响应。

为了提高果树响应的均匀性,目前主要有基于外旋轮和旋轮线的激振装置,其激振装置设计较为复杂,且存在较多连杆机构,容易出现卡死现象;杜小强等^[12]和许南南^[13]设计的三维激振装置主要用于主枝激振,并不能适用于所有果树。笔者通过研究枣树在双体多向机构不同转速比与偏心距比的组合下的加速度响应,获取最佳的转速比与偏心矩比,设计双体多向型激振装置样机,以期提高红枣的采摘效率,也为其他林果收获机械的设计提供依据。

1 激振装置的结构与工作原理

双体多向型激振装置主要是为了提高果树激

振效率,通过简单的偏心机构使果树获得更均匀的加速度响应,提高采收效率,降低果树及果实损伤。目前,林果采摘设备使用的激振装置多为单偏心机构或对称双偏心机构。单偏心机构可以产生圆周激励。对称双偏心机构对称布置2个相同的偏心块,产生直线激励。双体多向型激振装置对称布置2个不同的偏心块,通过齿轮传动控制两偏心块以一定转速比反向转动,输出非圆周、非直线的激振载荷。该装置主要包括偏心块、箱体、主动轴、从动轴、齿轮,如图1所示。其工作原理为:由电机提供动力,通过齿轮传动带动2个偏心块以不同转速转动,产生非圆周载荷,从而实现果实的高效采收。



1 箱体; 2 偏心块1; 3 主动轴; 4 大齿轮; 5 小齿轮; 6 从动轴; 7 偏心块2。

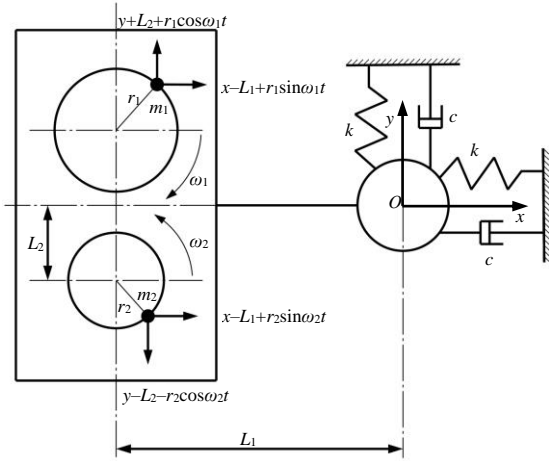
图1 双体多向型激振装置的结构

Fig.1 Structure of dual body multidirectional device

2 采收动力学模型

2.1 模型建立

为分析该装置采收果实的工作性能,建立双体多向型激振系统动力学模型,如图2所示。为方便计算分析,对模型进行简化:①果树力学特性用等效弹性系数和阻尼系数表示^[14];②模型简化为两自由度质量-弹簧-阻尼振动系统;③激振装置与果树刚性连接,忽略采收机的振动阻尼。根据简化动力学模型,以激振装置夹持位置所在水平面为坐标平面建立坐标系,则激振装置-果树振动系统在坐标系 x 、 y 方向上的位移如图2所示。



m_1 、 m_2 偏心块 1、偏心块 2 的等效质量； c 果树等效阻尼系数； k 果树等效弹性系数； r_1 、 r_2 偏心块 1 和偏心块 2 的偏心距； ω_1 、 ω_2 偏心块 1 和偏心块 2 的转速； x 、 y 激励处树干在 x 和 y 方向上的位移； L_1 偏心块转轴与原点水平距离； L_2 偏心块转轴与原点垂直距离； t 时间。

图 2 双体多向机构的动力学模型

Fig.2 Dynamic model of dual body multidirectional mechanism

对系统进行受力分析，得到系统的受力如下。

两偏心块在 x 和 y 方向上的惯性力分别为 F_{x1} 、

F_{x2} 、 F_{y1} 、 F_{y2} 。

$$F_{x1} = m_1 \frac{d^2}{dt^2} (x - L_1 + r_1 \sin \omega_1 t),$$

$$F_{y1} = m_1 \frac{d^2}{dt^2} (y + L_2 + r_1 \cos \omega_1 t);$$

$$F_{x2} = m_2 \frac{d^2}{dt^2} (x - L_1 + r_2 \sin \omega_2 t),$$

$$F_{y2} = m_2 \frac{d^2}{dt^2} (y - L_2 - r_2 \cos \omega_2 t)。$$

双体多向型激振机构(除偏心块外)在 x 和 y 方向上产生的惯性力分别为 F_{sx} 、 F_{sy} 。

$$F_{sx} = M_1 \frac{d^2}{dt^2} (x - L_1), \quad F_{sy} = M_1 \frac{d^2}{dt^2} y。$$

式中： M_1 为激振机构(除偏心块外)的等效质量。

果树在 x 和 y 方向上产生的惯性力分别为 F_{tx} 、 F_{ty} 。

$$F_{tx} = M_2 \frac{d^2 x}{dt^2}, \quad F_{ty} = M_2 \frac{d^2 y}{dt^2}。$$

式中： M_2 为果树的等效质量。

果树在 x 和 y 方向上系统的阻尼力分别为 F_{cx} 、 F_{cy} 。

$$F_{cx} = c\dot{x}, \quad F_{cy} = c\dot{y}。$$

x 和 y 方向上系统的弹性力分别为 F_{kx} 、 F_{ky} 。

$$F_{kx} = kx, \quad F_{ky} = ky。$$

激振装置在工作的每一瞬间，系统中的合力均为

零。系统的振动微分方程 x 、 y 方向分别如式(1)、式(2)。

$$M_1 \frac{d^2}{dt^2} (x - L_1) + M_2 \frac{d^2 x}{dt^2} + m_1 \frac{d^2}{dt^2} (x - L_1 + r_1 \sin \omega_1 t) + m_2 \frac{d^2}{dt^2} (x - L_1 + r_2 \sin \omega_2 t) + c\dot{x} + kx = 0 \quad (1)$$

$$M_1 \frac{d^2 y}{dt^2} + M_2 \frac{d^2 y}{dt^2} + m_1 \frac{d^2}{dt^2} (y + L_2 + r_1 \cos \omega_1 t) + m_2 \frac{d^2}{dt^2} (y - L_2 - r_2 \cos \omega_2 t) + c\dot{y} + ky = 0 \quad (2)$$

式(1)、式(2)整理得：

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = m_1 r_1 \omega_1^2 \sin \omega_1 t + m_2 r_2 \omega_2^2 \sin \omega_2 t \quad (3)$$

$$M\ddot{y} + c\dot{y} + ky = m_1 r_1 \omega_1^2 \cos \omega_1 t - m_2 r_2 \omega_2^2 \cos \omega_2 t \quad (4)$$

式中： M 为双体多向型激振装置-红枣树振动系统总质量； $M = M_1 + M_2 + m_1 + m_2$ 。

2.2 模型求解

该振动系统的激励实际上是由偏心块 1 和偏心块 2 分别产生的简谐激励的叠加，运用线性叠加原理，分别计算微分方程在各个简谐激励下的振动响应，将叠加激励的微分方程转化为求解 2 个简谐激励解的叠加，每个简谐激励的解包括瞬态解和稳态解。由于果树阻尼作用，可忽略瞬态响应，仅分析系统的稳态响应。

仅考虑偏心块 1 的振动响应，系统微分方程如式(5)、式(6)。

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = m_1 r_1 \omega_1^2 \sin \omega_1 t \quad (5)$$

$$M\ddot{y} + c\dot{y} + ky = m_1 r_1 \omega_1^2 \cos \omega_1 t \quad (6)$$

根据振动力学理论，简谐激励系统的稳态响应是具有相同频率的简谐响应；因此，系统在 x 和 y 方向的稳态响应如式(7)、式(8)。

$$x_1(t) = A_{x1} \sin(\omega_1 t - \theta_{x1}) \quad (7)$$

$$y_1(t) = A_{y1} \cos(\omega_1 t - \theta_{y1}) \quad (8)$$

式中： A_{x1} 、 A_{y1} 分别为 x 和 y 方向的振幅； θ_{x1} 、 θ_{y1} 分别为 x 和 y 方向激振力对位移的相位角差角。

将式(7)、式(8)及其一阶和二阶导数分别代入式(5)、式(6)中，得到系统在偏心块 1 作用下在 x 、 y 方向的幅值和相位角分别为

$$A_{x1} = \frac{m_1 r_1 \omega_1^2}{\sqrt{(k - M\omega_1^2)^2 + (c\omega_1)^2}}, \quad \theta_{x1} = \arctan \frac{c\omega_1}{k - M\omega_1^2};$$

$$A_{y1} = \frac{m_1 r_1 \omega_1^2}{\sqrt{(k - M\omega_1^2)^2 + (c\omega_1)^2}}, \quad \theta_{y1} = \arctan \frac{c\omega_1}{k - M\omega_1^2}。$$

同理，系统在偏心块 2 作用下在 x 和 y 方向的幅值

和相位角分别为

$$A_{x2} = \frac{m_2 r_2 \omega_2^2}{\sqrt{(k - M \omega_2^2)^2 + (c \omega_2)^2}}, \quad \theta_{x2} = \arctan \frac{c \omega_2}{k - M \omega_2^2};$$

$$A_{y2} = \frac{m_2 r_2 \omega_2^2}{\sqrt{(k - M \omega_2^2)^2 + (c \omega_2)^2}}, \quad \theta_{y2} = \arctan \frac{c \omega_2}{k - M \omega_2^2}。$$

由得到的振幅及相位角计算公式可知, 该系统的振幅及相位角只与系统本身的物理参数(m_1 、 m_2 、 r_1 、 r_2 、 M 、 k 、 c)和 ω_1 、 ω_2 有关。

由振幅和相位角公式可分别得出系统在偏心块1和偏心块2联合作用下在x和y方向的位移响应如式(9)、式(10)。

$$x(t) = x_1(t) + x_2(t) = \frac{m_1 r_1 \omega_1^2}{\sqrt{(k - M \omega_1^2)^2 + (c \omega_1)^2}} \sin(\omega_1 t - \arctan \frac{c \omega_1}{k - M \omega_1^2}) + \frac{m_2 r_2 \omega_2^2}{\sqrt{(k - M \omega_2^2)^2 + (c \omega_2)^2}} \sin(\omega_2 t - \arctan \frac{c \omega_2}{k - M \omega_2^2}) \quad (9)$$

$$y(t) = y_1(t) - y_2(t) = \frac{m_1 r_1 \omega_1^2}{\sqrt{(k - M \omega_1^2)^2 + (c \omega_1)^2}} \cos(\omega_1 t - \arctan \frac{c \omega_1}{k - M \omega_1^2}) - \frac{m_2 r_2 \omega_2^2}{\sqrt{(k - M \omega_2^2)^2 + (c \omega_2)^2}} \cos(\omega_2 t - \arctan \frac{c \omega_2}{k - M \omega_2^2}) \quad (10)$$

从系统的位移响应可以看出, 该系统在2个不同频率的简谐激励作用下作非简谐运动, 该响应不同于直线载荷的直线往复运动和圆周载荷的圆周运动, 仅从位移响应式中无法直接获取该系统的响应规律; 因此, 运用Matlab进行计算, 编写位移响应的计算脚本, 离散时间点, 分别设置偏心块1和偏心块2的转速及偏心矩; 采用瑞利法估算果树质量为120 kg, 估算振动装置质量为60 kg, 即 M 为180 kg; 设置 k 为20 000 N/m, c 为2 000 N s/m^[15], 获取该系统的位移响应图形如图3所示。为了方便描述, 将图3中6种不同激振力形式按转速比和偏心矩差值由小到大依次分别命名为2-1、2-2、2-3、3-1、3-2、3-3。

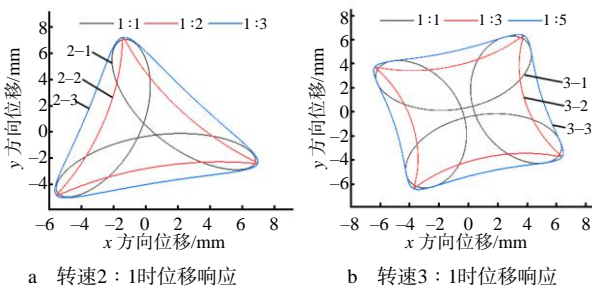


图3 激振装置-果树位移响应

Fig.3 Displacement response of excitation device-fruit trees

由图3可知, 在该装置的激励作用下, 果树产生非圆周位移响应, 对位移响应进一步分析, 提出6种

不同的激振力模型。当偏心块1和偏心块2的转速比为2:1时, 位移响应产生了3个幅值, 在偏心块1和偏心块2的偏心矩比分别为1:1、1:2、1:3时, 该装置的位移曲线有明显的差异, 且两偏心块偏心矩差值越小, 该装置位移响应曲线向内凹陷的情况越强烈; 当转速比为3:1时, 位移响应产生了4个幅值, 曲线凹陷情况与转速比2:1时类似, 两偏心块偏心矩差值越小, 该装置位移响应曲线向内凹陷的情况越强烈。

3 枣树模型的建立与动力学分析

3.1 枣树模型的建立

采用基于运动恢复结构(SFM)算法的三维重建技术对植株进行三维重建。获取植株二维图片的试验地位于陕北地区的佳润农业合作社的生产果园(110°30'E, 38°4'N)。果园中多为5年生枣树, 且超过60%的植株经过修剪具有类似结构。选取长势好、纹理明显且具代表性的植株, 在光线条件最佳的时段进行拍摄, 对照片进行筛选, 删除过曝和模糊的图像, 最终获取89张不同角度枣树照片。运用VisualSFM获得果树的点云模型, 再采用曲线拟合、曲面拟合相结合的方法对模型进行实体重建, 图4为枣树模型三维重建过程图。



图4 枣树模型三维重建过程

Fig.4 3D reconstruction of jujube tree model

3.2 枣树谐响应分析

采用ANSYS先对枣树模型进行模态分析, 并取前80阶模态, 然后采用模态叠加法进行谐响应分析。果树材料属性: 密度478 kg/m³, 杨氏模量6 650 MPa, 泊松比0.328。激振位置距离地面600 mm, 激振力幅值为100 N, 获取枣树模型上10个随机测试点的加速度频率响应曲线, 如图5所示。

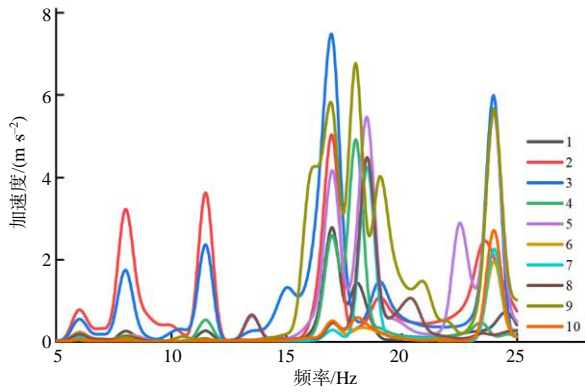


图 5 枣树谐波响应分析结果

Fig.5 Harmonic response analysis result of jujube tree

由图5可知，在5~25 Hz的频率范围内，枣树模型在6.0、8.0、11.5、17.0、24.0 Hz时具有明显的加速度峰值，且当频率为17.0 Hz时各测试点均出现加速度峰值，果树加速度响应最好，故在接下来的动力学仿真中激振频率设置为17.0 Hz。

3.3 不同激振形式下果树加速度响应分析

运用ADAMS进行动力学分析，在枣树上分别施加非圆周激励(6种)、圆周激励和直线激励，为保证结果的准确性，使不同形式激励的幅值保持一致，在果树的分支上随机选取20个测试点，测试点位置如图6所示。

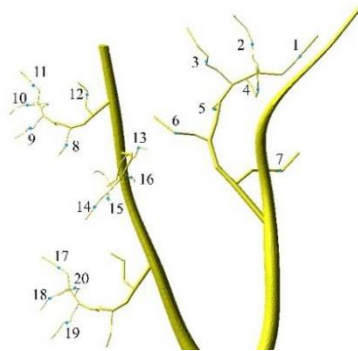


图 6 枣树分支上的测试点分布

Fig.6 Distribution of test points on jujube tree branches

由图7和表1可知，圆周激励下的果树加速度响应最好，而非圆周激励下的加速度变异系数均低于直线载荷和圆周载荷，且在激励形式为非圆周激励3-1时，枣树不仅在响应均匀性上优于直线载荷和圆周载荷，且加速度响应也较好。由此，在保证获得较高的加速度响应的情况下，同时考虑枣树不同位置响应均匀性，非圆周激励3-1为最佳激励形式，其对应的偏心块质量矩相等，转速比为3：1。

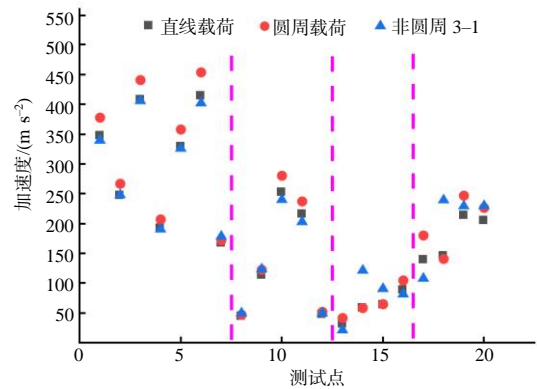
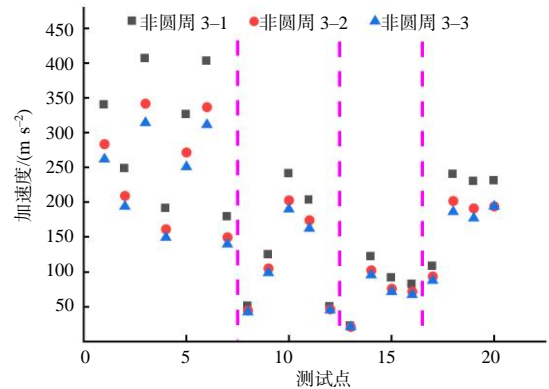
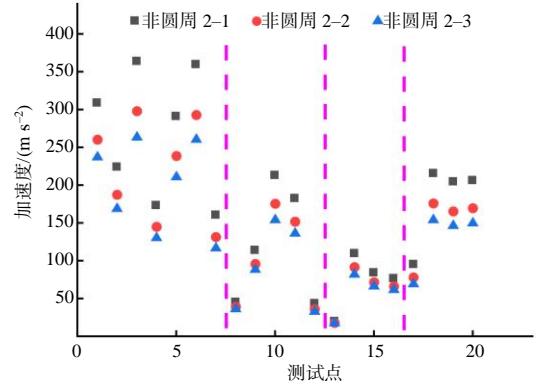


图 7 不同形式激励下的加速度响应

Fig.7 Acceleration response under different forms of excitation

表 1 不同形式激励下加速度响应统计

Table 1 Acceleration response statistics under different forms of excitation

载荷形式	加速度/(m s ⁻²)		变异系数
	均值	标准差	
直线载荷	186.28	116.39	0.625
圆周载荷	204.41	127.05	0.622
非圆周2-1	174.42	99.82	0.572
非圆周2-2	144.24	81.41	0.564
非圆周2-3	128.88	71.96	0.558
非圆周3-1	194.35	111.67	0.575
非圆周3-2	163.89	92.62	0.565
非圆周3-3	152.85	85.28	0.558

4 田间试验

采摘试验在陕北地区佳润农业合作社进行。根据枣树动力学分析结果,设计偏心矩比为1:1、转速比为3:1的双体多向型激振装置,同时设计与双体多向型激振装置偏心矩相同的单偏心激振装置。在红枣种植园选择24棵果实成熟度和长势相近的果树,在红枣集中成熟期(成熟度85%以上)进行对比试验。将选定的24棵果树随机分为2组,每组12棵枣树。一组采用双体多向型激振装置进行采摘试验;另一组采用单偏心激振装置进行对比试验。激振频率都采用17.0 Hz,统一电机功率。试验后统计各枣树的采摘率。采用双体多向型激振装置的枣树果实的平均采摘率为92.2%,果实损伤率为4.6%;采用单偏心激振装置的枣树果实平均采摘率为89.4%,果实损伤率为5.2%。

5 结论

1) 为提高果树振动采摘的采收效率,降低果树及果实的损伤,设计了一种双体多向型激振装置,主要由偏心块、传动齿轮、传动轴、箱体等组成。

2) 建立双体多向型激振系统动力学模型,分析表明,果树在该激振装置的作用下,产生非圆周周期运动,且不同的转速比与偏心矩比的组合可以产生不同的位移响应。

3) 采用多视角重建技术建立枣树模型,在ADASMS中建立果树动力学分析模型并施加直线、圆周、6种不同形式的非圆周载荷,仿真结果显示,偏心矩比为1:1、转速比为3:1的非圆周激励下的果树能产生足够的加速度响应,均值为 194.35 m/s^2 ,且其加速度响应变异系数为0.575,响应较为均匀。

4) 通过田间试验得到双体多向型激振装置的平均采摘率为92.2%,优于单偏心激振装置的采摘率(89.4%)。该装置可以获得更好的采收效率,满足果实采摘需求。

参考文献:

- [1] 吴海洋. 消费升级背景下中国水果产业状况研究[J]. 科技经济市场, 2022(1): 10-13.
- [2] 邹志勇, 别云波, 王琪, 等. 基于Solidworks建模及有限元分析的核桃收获机的仿真设计[J]. 湖南农业大学学报(自然科学版), 2020, 46(5): 616-622.
- [3] 王业成, 袁威, 陈海涛, 等. 便携式小浆果采收器[J]. 农业机械学报, 2011, 42(S1): 181-183.
- [4] 杨广元. 基于多视角枣树模型构建及振动仿真试验研究[D]. 西安: 西安科技大学, 2021.
- [5] 王丽丽, 郭艳玲, 王迪, 等. 果蔬采摘机器人研究综述[J]. 林业机械与木工设备, 2009, 37(1): 10-11.
- [6] 林欢, 孙磊厚, 王二化. 我国林果振动采收机发展应用现状与展望[J]. 江苏农业科学, 2021, 49(1): 36-42.
- [7] 杜小强, 倪柯楠, 武传宇. 基于外旋轮线轨迹的果品振动采收机构研究[J]. 农业机械学报, 2016, 47(3): 59-66.
- [8] WHITNEY J D, WHEATON T A. Shakers affect *Florida* orange fruit yields and harvesting efficiency[J]. *Applied Engineering in Agriculture*, 1987, 3(1): 20-24.
- [9] LENKER D H, HEDDEN S L. Optimum shaking action for *Citrus* fruit harvesting[J]. *Transactions of the ASAE*, 1968, 11(3): 347-349.
- [10] BENTAHER H, HADDAR M, FAKHFAKH T, et al. Finite elements modeling of olive tree mechanical harvesting using different shakers[J]. *Trees*, 2013, 27(6): 1537-1545.
- [11] 李松涛. 基于旋轮线轨迹的果品振动采收机构设计与优化[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2019.
- [12] 杜小强, 李松涛, 贺磊盈, 等. 三维激振果品采收机构优化设计与试验[J]. 农业工程学报, 2017, 33(16): 48-55.
- [13] 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, 2017.
- [14] 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.
- [15] 王长勤. 偏心式林果振动采收机的设计及试验研究[D]. 南京: 南京林业大学, 2012.

责任编辑: 邹慧玲

英文编辑: 柳正