

曳引摇枝式板栗落果装置设计与试验

宗望远^{1,2} 宋宝¹ 肖洋轶^{1,2} 邓丁霖¹ 许欢¹ 李茂¹

(1. 华中农业大学工学院, 武汉 430070; 2. 农业农村部长江中下游农业装备重点实验室, 武汉 430070)

摘要: 针对当前丘陵山地板栗采摘困难、人工收获工作强度大、采收效率低等问题,设计了一种由柔性钢丝绳曳引振动的小型摇枝式板栗落果装置。建立板栗果实-果枝单摆动力学模型,分析果实脱落条件,得到板栗果实振动脱落切向加速度为 285.36 m/s^2 ,得出影响板栗果实脱落的主要因素为果枝振动频率、振幅、振动时间;进行板栗果枝振动特性试验,用 Default Shaker 液压振动台以 $0 \sim 30 \text{ Hz}$ 扫频方式确定垂直方向上板栗果枝共振频率,并在频率 $7 \sim 15 \text{ Hz}$ 段进行驻频试验,得出振动落果较优频率为 $10 \sim 12 \text{ Hz}$ 。根据果枝振动试验结果,利用 ADAMS 软件对摇振机构进行仿真,结果表明,摇杆振幅大于 95 mm 时,果枝末端加速度可满足板栗果振动脱落的加速度条件,确定了落果装置参数设计的合理性。设计了三因素三水平正交试验,试验结果表明,板栗落果最佳作业参数组合为摇振频率 11 Hz 、振幅 135 mm 、摇振时间 30 s ,此时板栗落果率为 91.9% ,树皮损伤率为 8.8% ,满足农业机械推广鉴定标准中树皮损伤标准。

关键词: 板栗; 落果装置; 曳引摇枝; 曲柄摇杆; 正交试验

中图分类号: S225.93

文献标识码: A

文章编号: 1000-1298(2024)07-0057-10

OSID:



Design and Experiment of Trolling Branch-type Chestnut Fruit Dropping Device

ZONG Wangyuan^{1,2} SONG Bao¹ XIAO Yangyi^{1,2} DENG Dinglin¹ XU Huan¹ LI Mao¹

(1. College of Engineering, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070, China

2. Key Laboratory of Agricultural Equipment in Middle-lower Yangtze River, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Wuhan 430070, China)

Abstract: In view of the difficulties in picking chestnuts in hilly areas, the high intensity of manual harvesting and the low efficiency of harvesting, a small shaking branch type chestnuts dropping device with the vibration of flexible wire rope was designed. A single pendulum model was established to analyze the conditions of fruit shedding. The tangential acceleration of fruit shedding was 285.36 m/s^2 , and the main factors affecting fruit shedding were the frequency, amplitude and time of branch vibration. The vibration characteristics of chestnut fruit branches were tested. The frequency range of chestnut fruit branches in the vertical direction was determined by sweeping frequency mode of $0 \sim 30 \text{ Hz}$ with Default Shaker hydraulic shaking table, and the standing frequency test was carried out in the frequency range of $7 \sim 15 \text{ Hz}$. The optimal frequency range of vibrating fruit fell was found to be $10 \sim 12 \text{ Hz}$. According to the results of the fruit branch vibration test, ADAMS was used to simulate the shaking mechanism. The results showed that when the rocker amplitude was greater than 95 mm , the acceleration of the end of the fruit branch could meet the acceleration conditions of the chestnut fruit vibration, and the rationality of the parameter design of the fruit dropping device was confirmed. A three-factor and three-level field orthogonal test was designed, and the results showed that the highest fruit drop rate was the shaking frequency of 11 Hz , the amplitude of 135 mm , and the shaking time of 30 s . In the experiment, the highest fruit dropping rate of chestnut was 91.9% , and the bark damage rate was 8.8% , which met the bark damage standard of agricultural machinery popularization and identification.

Key words: chestnut; fruit dropping device; towing the swaying branch; crank rocker; orthogonal test

收稿日期: 2023-11-13 修回日期: 2023-12-29

基金项目: 湖北省自然科学基金项目(2023AFB871)

作者简介: 宗望远(1969—),男,教授,博士生导师,主要从事现代农业装备设计与测控研究,E-mail: zwy@mail.hzau.edu.cn

0 引言

中国是板栗第一生产大国,种植面积和产量均居世界第一^[1],联合国粮农组织数据库显示,自2012年始,中国板栗收获面积常年稳定在 $2.9 \times 10^5 \text{ hm}^2$ 以上,近10年中国板栗种植面积和产量一直稳步增长^[2]。我国板栗多种植于山地或坡地上,管理粗放,种植环境复杂且树体行间距较小,机具作业空间小导致机械化程度低。随着板栗产业发展,板栗机械化收获需求迫切,目前板栗收获作业中,入园采摘困难、采收效率低、工作强度大是板栗机械化收获急需解决的关键问题。

国内板栗采摘装置研究较少,宗望远等^[3]根据板栗果实结合力特性设计了一种拍打式板栗收获机,落果率较高,但采收效率有待提高。板栗落果装置研究可参考其它林果采收机械装置,目前国内外林果主要采用振摇式采收,国外PACHECO^[4]通过冲击式振动主干进行苹果采摘;ERDOAN等^[5]通过树干振动方式,实现沙棘落果;BLANCO-ROLDAN等^[6]采用振动机械对油橄榄进行采收,通过连续振动获得较高的落果率;LOGHAVI等^[7]设计了一种便携式且振频和振幅均可调的主枝激振器,果实采净率大于90%,但对主枝造成损伤,影响来年结果。PETERSON等^[8]通过振摇式收获机进行樱桃采收;LEE^[9]研制了一种红枣收获机,通过树冠振动采收,采净率可达95.8%。相较于国外平原种植模式,国内果园主要分布于丘陵山地,复杂地形环境和分散种植模式等因素使得我国机械采摘发展较缓慢^[10],杜小强等^[11]设计的绳索拽振式林果采摘机构,采收效果不理想,但为便携式林果采摘装置提供了参考;曹成茂等^[12]研制的便携式山核桃采摘机,操作简单,可实现高空核桃采摘,采净率高但劳动强度较大。杜小强等^[13]研制的高地间油茶果振动采收机,通过曲柄摇杆机构驱动多指排杆对油茶果进行振动采收,油茶果采收率为87.56%,落花率为25.86%;高自成等^[14]设计的悬挂振动式油茶果采摘机,通过夹持树干做往复运动使果实快速脱落,落果率达95.1%,落花率为4.8%;尚书旗等^[15]研制的高酸苹果采摘机,通过液压控制夹持钳摇振树干落果。伍德林等^[16-19]通过油茶果果实结合力和果枝落果特性研究,分别设计了扭梳式和摇枝式油茶果采摘装置,提高采净率的同时还能降低花苞损伤率。综上所述,常用的林果摇振落果方式中,便携式采收装置成本低、采净率高但采摘时工作强度较大;振摇式采收装置作业效率高,但此类装置机型较大,作业时需靠近果树,作业范围较小,板栗多密植于果园,地势

起伏不平甚至有落差,此类采收装置难以入园作业,目前国内针对入园作业的小型板栗收获装置等鲜有研究。

针对上述问题,本文设计一种制造成本低、结构紧凑、机动灵活的曳引摇枝式板栗落果装置。通过建立板栗“果实-果枝”单摆动力学模型,对动力学模型进行求解并分析板栗果实脱落条件,将主要影响因素转换成板栗摇振落果装置工作参数,通过振动台试验得到板栗果枝振动效果较优的频率,通过ADAMS运动仿真得到满足落果加速度条件的振幅范围,通过正交试验得到落果率最高的作业参数组合,以期提高板栗采收效率,减少树枝损伤,同时减少人工劳动强度。

1 板栗果实振动脱落分析

板栗树主要树形为“Y”形即树干以上分两个主枝,其结果区域为树冠表层,栗苞生长在果枝末端处,对树枝施加简谐激励时果实悬挂点简谐位移,果实摆动。沿着树枝和果实悬挂点建立绝对坐标系XYZ, l_{o_0i} 为树枝末端简谐位移,板栗果实视为质心为 O_2 的实心球体,振动时间为 t_0 ,如图1所示。

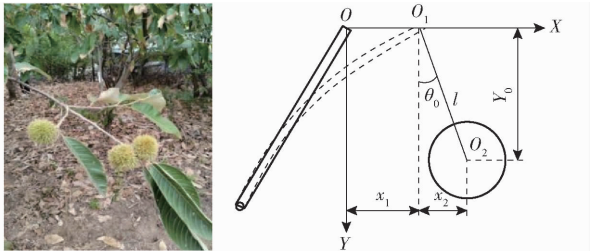


图1 板栗果实单摆运动学模型

Fig.1 Single pendulum kinematics model of chestnut fruit

将果实运动视为简谐位移激励下的单摆问题,可得

$$\begin{cases} X_0 = x_1 + x_2 = A_0 \cos(\omega t_0) + l \sin \theta_0 \\ Y_0 = l \cos \theta_0 \end{cases} \quad (1)$$

- 式中 X_0 ——果实质心在水平方向上位移,mm
 Y_0 ——果实质心在垂直方向上位移,mm
 l ——果梗长度,mm
 x_1 ——果实悬挂点在水平方向上位移,mm
 x_2 ——果实在水平方向上位移,mm
 θ_0 ——果实运动时摆动角,(°)
 A_0 ——悬挂点振动幅值,mm
 ω ——悬挂点振动频率,Hz

果枝受迫振动时,果实为微幅摆动,果实在垂直方向位移可忽略不计,则 $\sin \theta_0 \approx \theta_0$, $\cos \theta_0 \approx 1$ 。为方便研究,不考虑空气粘滞阻尼的影响,由牛顿定律得水平方向上果实运动微分方程为

$$ml\ddot{\theta}_0 + mg\theta_0 = -m\ddot{x}_1 \tag{2}$$

式中 $\ddot{\theta}_0$ ——果实相对悬挂点的扭转角加速度, rad/s²

$\ddot{x}_1$ ——树枝悬挂点水平加速度, m/s²

m ——果实质量, kg

g ——重力加速度, 取 9.8 m/s²

化简方程为

$$\ddot{\theta}_0 + \frac{g}{l}\theta_0 = -\frac{\ddot{x}_1}{l} \tag{3}$$

对板栗树枝施加激振力时, 将树枝视为弹性杆, 果实悬挂点即为弹性杆末端, 其水平位移可设为

$$x_1 = A_1 \cos(\omega t_0) \tag{4}$$

式中 A_1 ——果枝末端振幅, mm

代入式(3)得

$$\ddot{\theta}_0 + \omega_0^2 \theta_0 = \frac{\omega^2 A_1 \cos(\omega t_0)}{l} \tag{5}$$

其中
$$\omega_0 = \sqrt{\frac{g}{l}}$$

式中 ω_0 ——板栗果实振动固有频率, Hz

式(5)为二阶常系数非齐次线性方程, 可得

$$\theta_0(t_0) = C_1 \cos(\omega_0 t_0) + C_2 \sin(\omega_0 t_0) + \frac{\omega^2 A_1}{(\omega_0^2 - \omega^2)l} \cos(\omega t_0) \tag{6}$$

式中 C_1 、 C_2 为常数, 当初始条件为 $t_0 = 0$, 有

$$\theta_0(t_0) = \frac{\omega^2 A_1}{(\omega_0^2 - \omega^2)l} (\cos(\omega t_0) - \cos(\omega_0 t_0)) \tag{7}$$

摇振树枝落果过程中, 当果实法向惯性力 F_N 大于果实与果梗之间的法向结合力 F_a 时或者果实切向惯性力 F_T 大于果实切向结合力 F_i 时, 可实现落果。板栗果实受力分析如图 2 所示。

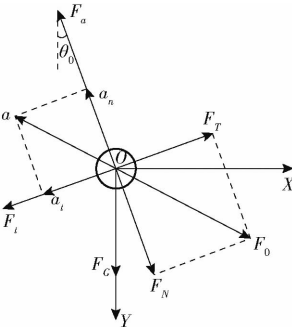


图 2 板栗果实受力分析

Fig. 2 Chestnut fruit stress analysis

图中 F_g ——板栗果实重力, N

F_N ——板栗果实法向惯性力, N

F_0 ——板栗果实合惯性力, N

a_n ——板栗果实相对枝条法向加速度, m/s²

a_t ——板栗果实相对枝条切向加速度, m/s²

a ——板栗果实合加速度, m/s²

忽略板栗果实重力, 在径向和法向果实脱落条件为

$$\begin{cases} F_N = ml\ddot{\theta}_0^2 = \frac{m\omega^4 A_1^2}{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 l} (-\omega \sin(\omega t_0) + \omega_0 \sin(\omega_0 t_0))^2 \geq F_a \\ F_T = ml\ddot{\theta}_0 = \frac{m\omega^2 A_1^2}{\omega_0^2 - \omega^2} (-\omega^2 \cos(\omega t_0) + \omega_0^2 \cos(\omega_0 t_0)) \geq F_i \end{cases} \tag{8}$$

式中 $\dot{\theta}_0$ ——果实相对悬挂点的扭转角速度, rad/s

由于激振力垂直于果枝生长方向, 果实实际振动可以看作是一种切向往复摆动, 由课题组对板栗结合力研究得, 垂直于板栗生长方向板栗果实平均分离力为 19.31 N^[3], 即 $F_i = 19.31$ N, 则板栗果实脱落加速度为

$$a_t = \frac{F_i}{m} \tag{9}$$

为获取板栗果实平均质量, 2022 年 9 月在华中农业大学板栗园对板栗果实质量进行测量, 试验样本为 60 个, 经统计, 适收期板栗平均质量约为 67.67 g, 代入式(9)可知板栗果实切向加速度大于 285.36 m/s² 时即可落果。

由式(8)可知, 忽略果实固有频率 ω_0 , 影响板栗果实振动脱落的主要因素为果枝末端振幅 A_1 、果枝振动频率 ω 、摇振时间 t_0 。

2 板栗果枝振动特性试验

果枝振动频率是影响果实脱落的重要因素, 同时果枝振动特性参数也是设计落果装置的关键。通过扫频试验获得不同果枝的共振频率, 通过驻频试验选取果枝振动效果较优的频率, 可为落果装置设计和工作参数选取提供依据。

2.1 试验材料与试验设备

2021 年 9 月、2022 年 9 月, 在华中农业大学果园内共截取 3 个适收期板栗二级果枝进行振动试验。

试验设备采用 Default Shaker 液压振动台、三轴 1A314E 型压电式加速度传感器、东华 DH5902 型动态信号采集仪、螺钉、透明胶带, 设备主要性能参数见表 1。Default Shaker 液压振动台为竖直方向上下振动, 即提供一个竖直方向的加速度。振动采收时激振力垂直于树枝生长方向运动, 故将板栗树枝横向固定于平台上更符合振动落果收获情况, 如图 3a 所示。

表 1 设备主要性能参数

设备名称	参数	数值/形式
1A314E 型压电式 加速度传感器	量程/ g	± 80
	轴向灵敏度/ $(mV \cdot g^{-1})$	100
	最大横向灵敏度/ $\%$	< 5
DH5902 型动态信 号采集仪	通道数	32
	采样带宽/ kHz	100
	满度值/ mV	$\pm (200 \sim 20\,000)$
Default Shaker 液压 振动台	最大加速度/ $(m \cdot s^{-2})$	39.2
	频率范围/ Hz	0.1 ~ 100
	振动方向	垂直

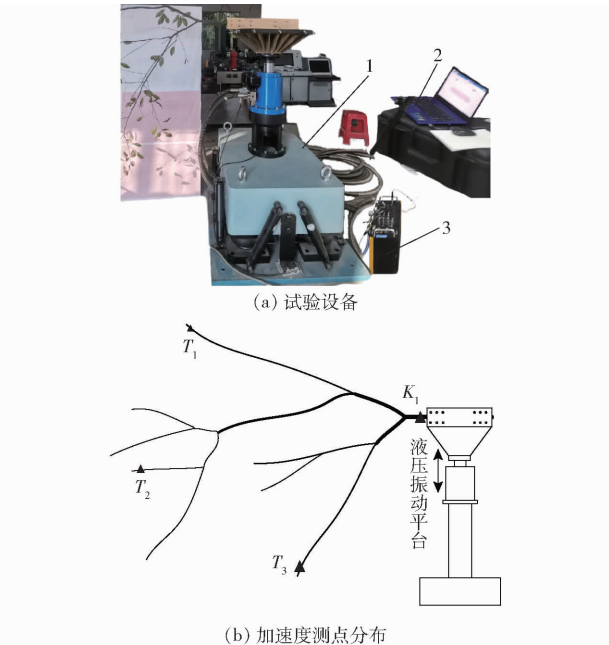


图 3 试验设备和加速度测点分布

Fig.3 Test equipment and distribution of acceleration measuring points

1. 液压振动台 2. 上位机 3. 加速度传感器和采集仪

2.2 试验方法

果枝受力后主要表现为激振方向变形,本试验仅测量观测点竖直振动方向加速度^[20-21]。采用三轴 1A314E 型压电式加速度传感器,测量树枝末端 3 个不同测点加速度响应,测点分布如图 3b 所示;

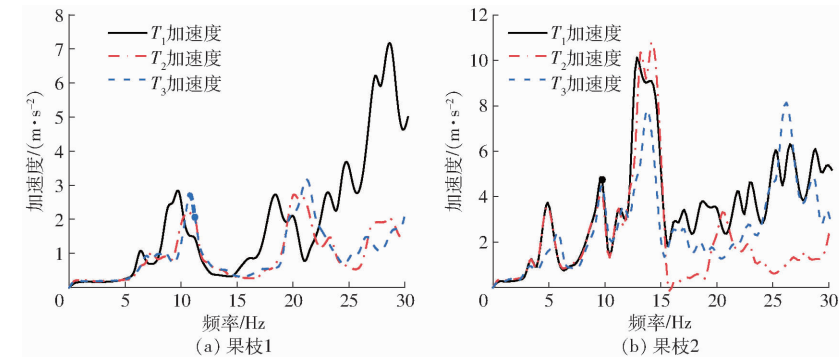


图 5 0 ~ 30 Hz 果枝扫频加速度频谱图

Fig.5 0 ~ 30 Hz fruit branch sweep acceleration spectrogram

通过东华 DH5902 型动态信号采集仪进行信号采集,上位机实时显示加速度变化并进行频谱分析等操作。

2.2.1 扫频试验

由于林果振动收获激振频率一般为 0 ~ 30 Hz,因此基于 Default Shaker 液压振动台对板栗果枝施加 0 ~ 30 Hz 的扫频激励,扫频试验中测点加速度如图 4 所示,在 30 s 以内即激振频率小于 6 Hz 时,加速度响应没有明显变化;在 6 Hz 后随频率的增加,加速度响应呈上下起伏的变化趋势;整体看来,频率越大加速度响应越大,但在局部范围,加速度响应会出现明显的波峰。

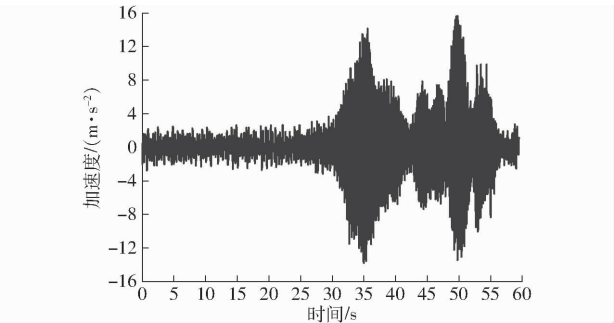


图 4 测点扫频加速度

Fig.4 Sweep frequency acceleration of measuring point

3 个板栗枝干各测点扫频加速度频谱图如图 5 所示,激振频率为 9 ~ 11 Hz、18 ~ 21 Hz 时,果枝 1 各测点有明显振幅波峰;激振频率为 4 ~ 6 Hz、7 ~ 10 Hz、12 ~ 15 Hz 时,果枝 2 各测点有明显振幅波峰;激振频率为 8 ~ 14 Hz、22 ~ 27 Hz 时,果枝 3 各测点有明显振幅波峰。这种差异是由于各果枝生长形态不同,使得果枝各阶固有频率不同,共振频率范围也不同^[22-23]。但激振频率为 7 ~ 15 Hz 时,3 个果枝末端同时具有振幅波峰,因此激振频率为 7 ~ 15 Hz 时,各果枝末端加速度响应较优。

2.2.2 驻频试验

本试验以果枝加速度传递率为评价指标,在横向固定方式下开展驻频试验,保持振幅恒定为 20 mm

的相同条件下,对比液压振动台激振点加速度与板栗果枝末端加速度^[24],测试激振频率为 7 ~ 15 Hz 时果枝加速度传递情况。同样取 T_1 、 T_2 和 T_3 3 个果枝末端作为加速度测点,各个测点加速度平均值分别记为 t_1 、 t_2 、 t_3 ,则板栗果枝振动加速度传递率计算公式为

$$Q_a = \frac{t}{K} = \frac{t_1 + t_2 + t_3}{3K} \times 100\% \tag{10}$$

式中 Q_a ——激振点传递到板栗果枝末端加速度传递率, %

t ——果枝末端全部测点加速度平均值, m/s^2

K ——激振点平均加速度, m/s^2

各频率下加速度响应和加速度传递率如图 6 所示,激振频率为 10 ~ 12 Hz 时,板栗果枝末端加速度急剧变化,这是由于该频率范围接近树枝的固有频率,此时板栗树枝发生共振,导致加速度响应较大,共振频率附近加速度传递率也较高。Default Shaker 液压振动台激振频率为 11 Hz 时,果枝末端加速度和加速度传递率均为最大,横向固定时果枝末端加速度传递率最高达 72%。激振源频率在非共振频率范围时,加速度损失严重,加速度响应较小,加速度传递率最低小于 20%,因此对板栗进行摇枝落果时,激振频率为 10 ~ 12 Hz 时,预计振动效果最优。

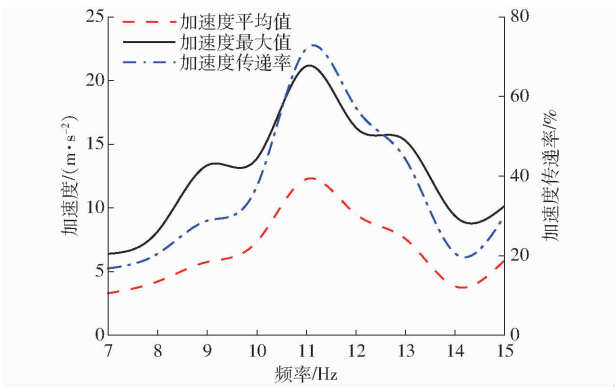


图 6 不同频率下加速度响应和传递率
Fig. 6 Acceleration response and transmittance at different frequencies

3 整机和关键部件设计

3.1 整机结构与工作原理

针对丘陵山地板栗入园采摘困难、人工采摘效率低、工作强度大等问题,结合板栗振动落果分析结果和板栗果枝振动特性试验结果,设计了一种由车架、柴油机、蓄电池、带轮、卷扬机、夹线器、棘轮、摇振机构以及油门无线遥控等装置组成的曳引摇枝式板栗落果装置,具体结构如图 7 所示。

电动卷扬机位于摇振机构前端,用于对绳索

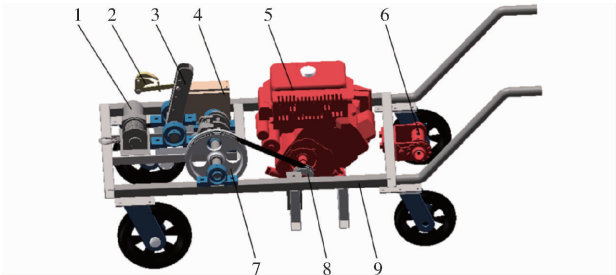


图 7 板栗落果装置结构示意图
Fig. 7 Structure diagram of chestnut dropping device

1. 卷扬机 2. 自动夹线器 3. 摇振机构 4. 蓄电池 5. 柴油机
6. 棘轮 7. 大带轮 8. 小带轮 9. 机架

自动曳引,夹线器安装于摇杆上,对曳引绳索实现自动夹紧。摇振机构中的曲柄与大带轮连接,柴油机输出轴与小带轮连接用于动力输出;棘轮安装于车架后方,配合绳套可与树根进行固定;利用无线遥控器调控柴油机油门从而调节摇振频率,用于摇枝落果。曳引摇枝式板栗落果装置主要作业参数如表 2 所示。

表 2 板栗落果装置主要作业参数
Tab. 2 Main operating parameters of chestnut dropping device

参数	数值
长 × 宽 × 高/(mm × mm × mm)	1 750 × 650 × 820
柴油机功率/kW	11
工作电源/V	12
绳索最远伸长距离/m	10
曳引最大高度/m	6
摇振频率/Hz	0 ~ 15
摇振振幅/mm	95 ~ 135

摇振作业时,板栗落果装置靠近板栗树,调整摇振方向,将棘轮上绳套捆绑在板栗树根部,卷动棘轮将装置与树根固定;绳索从摇杆中间绕出,遥控卷扬机正转自动放松绳索,绳索放松到合适长度时将绑带与果枝相绑;控制卷扬机反转带动绳索张紧果枝,控制夹线器夹紧摇杆处绳索;将卷扬机与摇杆之间绳索放松,为摇振留出运动行程;最后启动柴油机,利用遥控器远程控制柴油机油门以此来控制摇振频率,通过摇杆摇振使曳引绳索带动树枝产生一定的频率和振幅,果枝产生受迫振动,树枝带动果实作加速运动,果实运动产生的惯性力大于果实与树枝结合力时,果实从果枝上掉落,落果作业完成^[25]。

3.2 摇振机构

由曲柄、连杆、摇杆、轴承座等组成的摇振机构是落果装置的关键部件,摇振机构示意图如图 8 所示,摇杆上每隔 20 mm 设计一个孔位用来调节振幅,实现对不同直径果枝的振幅需求。工作时,柴油机驱动小带轮,小带轮通过大带轮减速进而驱动曲

柄摇杆机构往复运动对果枝进行不同频率和振幅的摇振,从而实现摇振落果。为实现较好的落果效果,设计具有急回特性的曲柄摇杆机构,以提高摇振装置的传力性能。

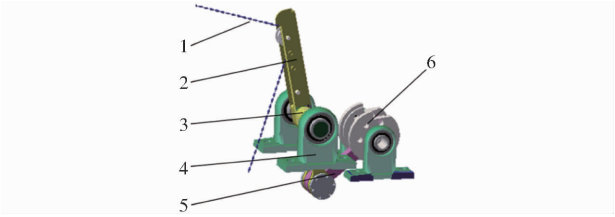


图 8 摇振机构示意图

Fig. 8 Diagram of shaking mechanism

1. 钢丝绳 2. 摇杆 3. 轴承 4. 轴承座 5. 连杆 6. 曲柄

由机架、曲柄、连杆、摇杆构成的曲柄摇杆机构是摇振机构重要部件,其结构简图如图 9 所示,摇杆 2 个极限位置 C_1D 和 C_2D 的夹角 $\angle C_1DC_2$ 为摇杆摆角,曲柄两个极限位置 B_1A 和 B_2A 所夹的锐角 $\angle C_1AB_2$ 为极位夹角,铰链中心点 A 与 y 轴正半轴夹角为点 A 方位角。

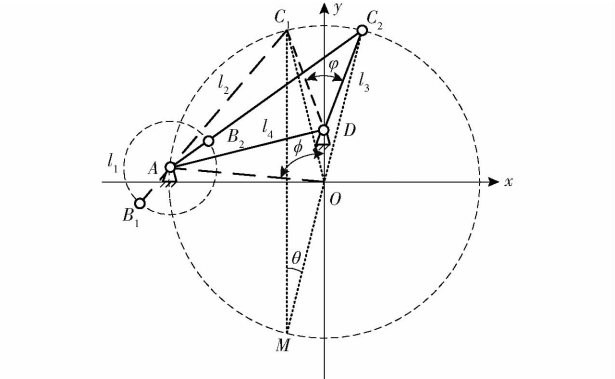


图 9 曲柄摇杆机构结构简图

Fig. 9 Structure diagram of crank rocker mechanism

图中 θ ——极位夹角, ($^\circ$)
 φ ——摇杆摆角, ($^\circ$)
 ϕ ——点 A 在坐标系中的方位角, ($^\circ$)
 l_1 ——曲柄长度, mm
 l_2 ——连杆长度, mm
 l_3 ——摇杆长度, mm
 l_4 ——机架长度, mm

摇振装置通过曲柄摇杆机构曳引树枝进行摇振落果,一方面摇杆摆角受树枝能承受的极限摆角制约,摆杆角度不宜过大,可取摇杆摆角 φ 为 30° ,初取摇杆长度 l_3 为 200 mm;另一方面急回特性可使正行程加速度增大促进摇振落果,极位夹角 $\angle C_1AB_2$ 越大时,急回特性越显著。另外,最小传动角越小时,机构传力性能越差,为保证装置良好的传力性能,取许用传动角 $[\gamma_{\min}]$ 为 40° 。根据曲柄摇杆机构解析法^[26]设计可得

$$\gamma_{\min} = \arccos \frac{l_2^2 + l_3^2 - (l_4 - l_1)^2}{2l_2l_3} \quad (11)$$

在综合考虑急回特性和传力性能的前提下对曲柄摇杆机构进行设计,每给定一个极位夹角,可得到四杆机构最小传动角和点 A 方位角关系如图 10 所示;点 A 方位角影响曲柄、连杆和机架长度。极位夹角 θ 越大,最小传动角 $\gamma_{\min}$ 的最大值越小,即机构传力性能越差;最小传动角与点 A 方位角有关,当极位夹角大于 30° 时,最小传动角 $\gamma_{\min}$ 的最大值小于 40° 。可取极位夹角为 20° ,此时选择点 A 方位角为 48.85° ,曲柄摇杆机构最小传动角为 44.24° ,由此计算出 $l_1 = 48 \text{ mm}$, $l_2 = 123 \text{ mm}$, $l_4 = 189 \text{ mm}$,最终确定曲柄摇杆机构各部件长度。

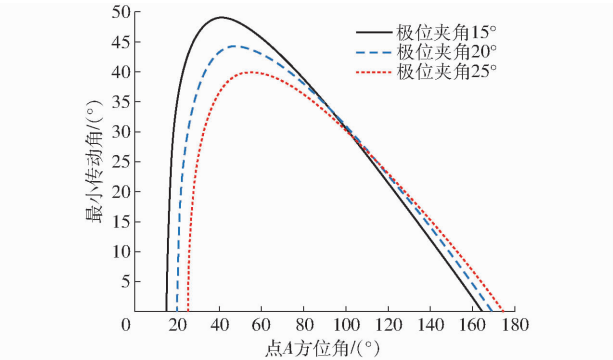


图 10 各极位夹角对应的 $\gamma_{\min}-\phi$ 曲线

Fig. 10 $\gamma_{\min}-\phi$ curves corresponding to crank angle between two limit positions

4 摇振机构仿真

4.1 运动规律

由曲柄摇杆机构等价的机构矢量图如图 11 所示,已知长度 l_2 、 l_3 和 l_4 ,曲柄长度 l_1 等于曲柄偏心距, DE 为摇杆 CD 的延伸杆。对曲柄摇杆机构进行运动分析,在封闭矢量多边形 $ABCD$ 中,各矢量之和等于零。可得

$$l_1 e^{i\theta_1} + l_2 e^{i\theta_2} = l_4 + l_3 e^{i\theta_3} \quad (12)$$

用欧拉公式分离实部和虚部可得

$$\begin{cases} l_1 \cos\theta_1 + l_2 \cos\theta_2 = l_4 + l_3 \cos\theta_3 \\ l_1 \sin\theta_1 + l_2 \sin\theta_2 = l_3 \sin\theta_3 \end{cases} \quad (13)$$

为得到摇杆角位移 θ_3 ,可化简为

$$F \sin\theta_3 + G \cos\theta_3 + H = 0 \quad (14)$$

其中

$$\begin{cases} F = 2l_1 l_3 \sin\theta_1 \\ G = 2l_3 (l_1 \cos\theta_1 - l_4) \\ H = l_2^2 - l_1^2 - l_3^2 - l_4^2 + 2l_1 l_4 \cos\theta_1 \end{cases} \quad (15)$$

可得摇杆角位移 θ_3 为

$$\theta_3 = 2 \arctan \frac{F + \sqrt{F^2 + G^2 - H^2}}{G - H} \quad (16)$$

将式(12)对时间求一次导和二次导,可得摇杆

角速度和角加速度分别为

$$\omega_3 = \frac{\omega_1 l_1 \sin(\theta_1 - \theta_2)}{l_3 \sin(\theta_3 - \theta_2)} \tag{17}$$

$$\alpha_3 = \frac{\omega_1^2 l_1 \cos(\theta_1 - \theta_2) + \omega_2^2 l_2 - \omega_3^2 l_3 \cos(\theta_3 - \theta_2)}{l_3 \sin(\theta_3 - \theta_2)} \tag{18}$$

摇杆延伸杆上点 E 在其上的位置矢量为 $\boldsymbol{m} = \boldsymbol{l}_{DE}$, 点 E 在坐标系 Axy 中的绝对位置矢量为 $\boldsymbol{l}_E = \boldsymbol{l}_{AE}$, 则

$$\boldsymbol{l}_E = \boldsymbol{l}_4 \boldsymbol{e}^{i\theta_4} + \boldsymbol{n} \boldsymbol{e}^{i\theta_3} \tag{19}$$

将式(19)对时间求二次导, 经变换整理可得摇杆延伸杆上点 E 加速度为

$$\boldsymbol{a}_E = i n (\alpha_3 \cos \theta_3 - \omega_3^2 \sin \theta_3) - n (\sin \theta_3 + \cos \theta_3) \tag{20}$$

由式(20)可知, 影响摇杆延伸杆上点 E 加速度主要因素为摇杆延伸杆转速和长度(摇杆延伸杆长度的不同会改变输出振幅), 即激振频率和输出振幅。

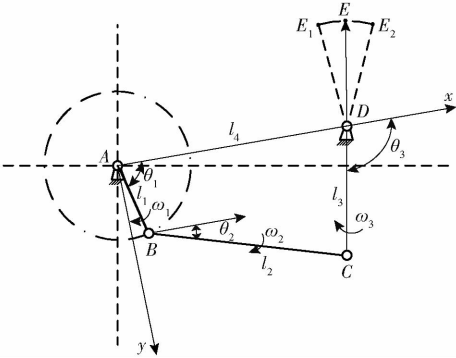


图 11 曲柄摇杆机构矢量图

Fig. 11 Vector diagram of crank rocker mechanism

- 图中 θ_1 ——曲柄角位移, rad
 θ_2 ——连杆角位移, rad
 ω_1 ——曲柄角速度, rad/s
 ω_2 ——连杆角速度, rad/s
 ω_3 ——摇杆角速度, rad/s

4.2 运动学仿真

为了尽量真实模拟落果装置摇振作业状况, 适当简化摇振模型, 仅保留曲柄摇杆机构。在 Solidworks 中建立的模型导入到 ADAMS 中, 根据工作原理在轴承座上添加固定约束, 在曲柄轴和摇杆轴上添加旋转副, 连杆与摇杆连接部分添加旋转副, 在曲轴旋转副上添加旋转驱动。由板栗枝振动传递特性可知, 激振频率为 11 Hz 时, 果枝末端加速度和加速度传递率最大, 因此设定旋转驱动转速函数为 $3\ 960\ \text{d} * \text{time}$, 即曲柄转速为 660 r/min, 完全约束下仿真模型如图 12 所示。

设置仿真时间为 5 s, 仿真次数为 500, 选取摇杆

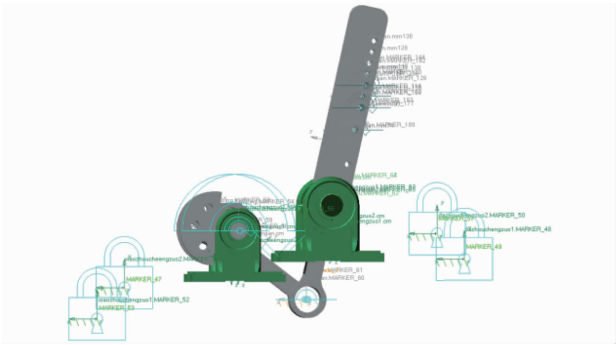


图 12 完全约束下仿真模型

Fig. 12 Simulation model under complete constraints

上各孔中心作为对象, 在后处理模块中得到各振幅下摇杆最大加速度, 如表 3 所示。

表 3 各振幅最大仿真加速度

Tab. 3 Maximum simulated acceleration per amplitude

杆长/mm	振幅/mm	最大加速度/(m·s ⁻²)
180	95	402
200	105	446
220	115	489
240	125	532
260	135	576

摇振过程中, 摇杆连接点通过钢丝绳与果枝捆绑点连接, 果枝捆绑点加速度与摇杆连接点加速度大小相等且方向垂直于果枝。由仿真结果可知, 在曲轴转速为 660 r/min, 即摇杆激振频率为 11 Hz 时, 输出振幅逐渐增大, 输出点加速度也逐渐增大, 摇杆振幅 95 mm 时可传递到树枝末端加速度为

$$a = a_{\max} Q_a = 402 \times 0.72 = 289.44\ \text{m/s}^2 > 285.36\ \text{m/s}^2$$

仿真过程中, 摇杆末端加速度运动平稳, 摇振加速度传递到树枝的加速度满足落果加速度理论值, 表明曲柄摇杆机构结构及尺寸设计合理。在满足落果加速度的前提下, 振幅过大, 树枝变形越大, 越容易损伤果树, 振幅太小, 落果率较低^[27], 综合考虑到摇杆在整机上的安装长度及工作安全性, 确定摇杆振幅为 95 ~ 135 mm。

5 田间性能试验

5.1 试验内容

由仿真结果可得, 摇振装置基本满足落果要求, 同时确定摇振装置频率、振幅、摇振时间为落果收获的主要影响因素。摇振装置在保证高效率落果的同时, 还需降低对树皮的损伤, 以确保果枝来年坐果量, 所以板栗落果率和树皮损伤率是判断落果装置性能的主要指标。板栗一般会在成熟前期进行抢收, 青栗苞收获后存储一段时间后会自然成熟, 因此试验不对收获栗苞的成熟度进行区分。

通过对摇振装置摇振频率、振幅、摇振时间 3 个因素进行三因素三水平正交试验,确定最高板栗落果率和较低树皮损伤率作业参数组合,根据前期预试验,摇振时间选择 10、20、30 s。通过正交试验得到不同作业参数对板栗果实落果率和树皮损伤率的影响程度,因素水平见表 4。

表 4 试验因素水平
Tab.4 Factor levels

水平	因素		
	摇振频率 A/Hz	振幅 B/mm	摇振时间 C/s
1	10	95	10
2	11	115	20
3	12	135	30

5.2 试验条件

于 2023 年 9 月在华中农业大学果园进行摇振落果试验,选取长势良好、树形相似的板栗果树进行机械采收,试验收获现场如图 13 所示。样本树高度为 5~8 m,每棵样本树有 2~3 根主枝,二级主枝直径为 30~60 mm,板栗果实主要分布在树冠外层,符合板栗采收实际情况。为保证试验数据准确,田间试验摇振位置和振动台试验样本激振位置保持一致,均为二级枝干初始部位,且摇振方向垂直于枝干方向,选择不同振动频率、振幅、摇振时间进行采摘,记录相关作业参数。观察落果现象并计算落果率和树皮损伤率,试验前统计摇振果枝上栗苞总数并测量摇振枝直径,作业后统计果枝上剩余果数并测量树皮损伤率,若出现摇振枝折断,则记损伤率为 100%。



图 13 板栗摇振落果试验现场

Fig.13 Chestnut shake and fruit drop test site

5.3 板栗落果率与树皮损伤率计算

板栗落果率是指摇振落果数占整个摇振果枝板栗个数的比例,试验前板栗总数记为 N_1 ,摇振后果枝上未脱落栗苞数量为 N_2 ,则落果率 P 计算式为

$$P = \frac{N_1 - N_2}{N_1} \times 100\%$$
 (21)

根据 DG/T 288—2023《农业机械推广鉴定大纲 便携式干坚果采打机》要求,摇振装置在工作过程中同时还需保证果枝树皮低损伤率,摇振前测量捆

绑位置枝干直径为 d ,绑带宽度为 b ,摇振后计算树皮损伤面积为 A_s ,树皮损伤率 S 计算式为

$$S = \frac{A_s}{\pi db} \times 100\%$$
 (22)

5.4 结果与讨论

摇振前后作业效果如图 14 所示,正交试验结果如表 5 所示。由表 5 可知,影响板栗落果率和树皮损伤率的主要因素为摇振频率 A ,频率越高板栗落果率也越高,同时树皮损伤率也随之增加;其次为振幅 B ,振幅越大,板栗落果率越大,同时树皮损伤率也会增大;对落果率和树皮损伤率影响较小因素为摇振时间 C 。

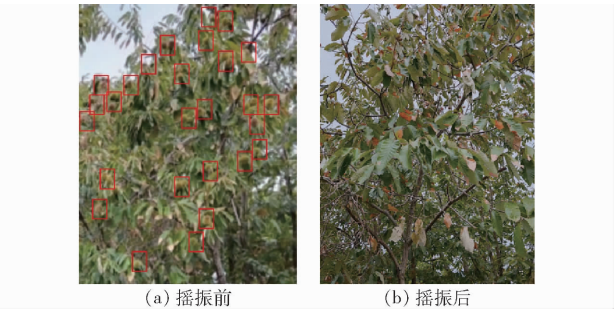


图 14 板栗摇振前后对比

Fig.14 Chestnut shake before and after comparison

表 5 正交试验方案及结果

Tab.5 Orthogonal trial protocol and results

试验 序号	因素			落果 率/%	损伤 率/%
	摇振频率 A/Hz	振幅 B/mm	摇振时间 C/s		
1	10	95	10	77.6	3.6
2	10	115	20	82.2	4.1
3	10	135	30	83.3	6.9
4	11	95	20	87.9	5.8
5	11	115	30	91.9	8.8
6	11	135	10	91.1	8.0
7	12	95	30	87.1	7.9
8	12	115	10	89.9	8.1
9	12	135	20	91.7	8.7
落果率	k_1	81.0	84.2	86.2	
	k_2	90.3	88.0	87.3	
	k_3	89.6	88.7	87.4	
	R	9.3	4.5	1.2	
损伤率	k_1	4.9	5.8	6.6	
	k_2	7.5	7.0	6.2	
	k_3	8.2	7.9	7.9	
	R	3.3	2.1	1.7	

由表 5 落果率极差分析可知,板栗摇振装置最佳工作参数组合为 $A_2B_3C_3$,即摇振频率为 11 Hz、振幅为 135 mm、摇振时间为 30 s,此时板栗落果率为 91.9%,此时树皮损伤率为 8.8%,树皮损伤如图 15 所示。参考 DG/T 288—2023《农业机械推广鉴定大纲 便携式干坚果采打机》要求,树皮损伤率不超过



图 15 树皮捆绑损伤
Fig. 15 Bark binding injury

10% ,因此可认为该摇振落果方案的损伤率满足鉴定要求,该摇振落果方式可行。

试验过程中,样机使用过程中主要存在以下问题:①捆绑果枝时花费时间较多,且捆绑不紧容易产生滑动导致振动能量损失。②摇杆摇振时,钢丝绳上下小幅摆动,导致能量传递过程中略有损耗。③摇振过程中,夹线器容易与摇杆碰撞。

6 结论

(1)设计了一种机动灵活的小型板栗摇枝落果装置,适用于板栗果枝落果的曲柄摇杆尺寸为曲柄 48 mm、连杆 123 mm、机架 189 mm;基于 ADAMS 仿真验证了摇振装置落果的可行性。该装置振幅在 95 ~ 135 mm 内可调,摇振频率 0 ~ 15 Hz 内可调,减轻人工强度的同时可实现小型化板栗机械作业。

(2)截取 3 个不同板栗果枝固定于 Default Shaker 液压振动台上进行扫频和驻频试验,激振频率为 10 ~ 12 Hz 时,板栗果枝振动剧烈,加速度和加速度传递率较大。Default Shaker 液压振动台激振频率为 11 Hz 时,横向固定时板栗果枝末端加速度传递率达 72%。

(3)正交试验结果表明,摇枝式板栗落果装置振动频率对落果率和树皮损伤率影响最大,其次为振幅、摇振时间,板栗摇振落果装置最佳作业参数组合:振动频率为 11 Hz、振幅为 135 mm、振动时间为 30 s。此时板栗落果率为 91.9% ,树皮损伤率最大为 8.8% ,满足板栗采摘和损伤要求。

参 考 文 献

- [1] 韩元顺,许林云,周杰. 中国板栗产业与市场发展现状及趋势[J]. 中国果树,2021(4):83-88.
- [2] 联合国粮农组织数据库[EB/OL]. (2023-03-24)[2023-09-20]. <http://www.fao.org/faostat/zh/?#data/QC>.
- [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 the fruit-beating dropping device for chestnut harvesters[J]. Transactions of the CSAE,2021,37(18):1-10. (in Chinese)
- [4] PACHECO A. Design and development of a spring activated impact shaker for apple harvesting[J]. Transactions of the ASAE, 1980,23(4):826-830.
- [5] ERDOAN D, GUNER M, DURSUN E, et al. Mechanical harvesting of apricots[J]. Biosystems Engineering,2003,85(1):19-28.
- [6] BLANCO-ROLDAN G L, GIL-RIBES J A, KOURABA K, et al. Effects of trunk shaker duration and repetitions on removal efficiency for the harvesting of oil olives[J]. Applied Engineering in Agriculture,2009,25(3):329-334.
- [7] LOGHAVI M, KHORSANDI F, SOURI S, et al. The effects of shaking frequency and amplitude on vibratory harvesting of almond (*Prunus dulcis* L. cv. 7 Shahrood) [C] // American Society of Agricultural and Biological Engineers Annual International Meeting, 2011:2466-2472.
- [8] PETERSON D L, WOLFORD S D. Mechanical harvester for fresh market quality stemless sweet cherries[J]. Transactions of the ASAE,2001,44(3):481-485.
- [9] LEE S W. Mechanical jujube (*Zizyphus Jujuba* Miller) harvester[C] // Montréal: CSAE/SCGR Annual Meeting,2003:6-9.
- [10] 郑永军,江世界,陈炳太,等. 丘陵山区果园机械化技术与装备研究进展[J]. 农业机械学报,2020,51(11):1-20.
ZHENG Yongjun, JIANG Shijie, CHEN Bingtai, et al. Review on technology and equipment of mechanization in hilly orchard [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2020,51(11):1-20. (in Chinese)
- [11] 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 Ke'nan, 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)
- [12] 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)
- [13] 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 Leiyong, et al. Design and test of crawler-type high clearance *Camellia oleifera* fruit vibratory harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2022,53(7):113-121. (in Chinese)
- [14] 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 oleifera* fruits[J]. *Transactions of the CSAE*, 2019, 35(21): 9–17. (in Chinese)
- [15] 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)
- [16] 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)
- [17] 伍德林, 袁嘉豪, 李超, 等. 扭梳式油茶果采摘末端执行器设计与试验[J]. 农业机械学报, 2021, 52(4): 21–33. WU Delin, YUAN Jiahao, LI Chao, et al. Design and experiment of twist-comb end effector for picking camellia fruit[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2021, 52(4): 21–33. (in Chinese)
- [18] 伍德林, 傅立强, 曹成茂, 等. 摇枝式油茶果采摘机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2020, 51(11): 176–182, 195. WU Delin, FU Liqiang, CAO Chengmao, et al. Design and experiment of shaking-branch fruit picking machine for camellia fruit[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2020, 51(11): 176–182, 195. (in Chinese)
- [19] 李赞松, 曹成茂, 伍德林, 等. 油茶果采摘装置关键部件的设计与试验[J]. 安徽农业大学学报, 2021, 48(2): 292–298. LI Zansong, CAO Chengmao, WU Delin, et al. Design and test of key components of *Camellia oleifera* picking device[J]. *Journal of Anhui Agricultural University*, 2021, 48(2): 292–298. (in Chinese)
- [20] 王业成, 陈海涛, 邱立春. 黑加仑干枝的试验模态分析[J]. 农业工程学报, 2011, 27(增刊2): 45–49. WANG Yecheng, CHEN Haitao, QIU Lichun. Modal experiment analysis on blackcurrant branches[J]. *Transactions of the CSAE*, 2011, 27(Supp. 2): 45–49. (in Chinese)
- [21] 王业成, 陈海涛, 林青. 黑加仑采收装置参数的优化[J]. 农业工程学报, 2009, 25(3): 79–83. WANG Yecheng, CHEN Haitao, LIN Qing. Optimization of parameters of blackcurrant harvesting mechanism[J]. *Transactions of the CSAE*, 2009, 25(3): 79–83. (in Chinese)
- [22] 马丽娜, 魏俊逸, 黄小毛, 等. 油菜联合收获机割台振动对田间收获落粒影响分析[J]. 农业机械学报, 2020, 51(增刊2): 134–138, 201. MA Li'na, WEI Junyi, HUANG Xiaomao, et al. Analysis of harvesting losses of rapeseed caused by vibration of combine harvester header during field operation[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2020, 51(Supp. 2): 134–138, 201. (in Chinese)
- [23] 付威, 张志元, 刘玉冬, 等. 振动激励下枣树力传递效果室内模拟试验[J]. 农业工程学报, 2017, 33(17): 65–72. FU Wei, ZHANG Zhiyuan, LIU Yudong, et al. Simulation experiment in lab on force transfer effect of jujube under vibration excitation[J]. *Transactions of the CSAE*, 2017, 33(17): 65–72. (in Chinese)
- [24] 杜小强, 韩鑫涛, 沈腾飞, 等. 基于5R并联机构的二自由度树冠振动装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2023, 54(4): 96–106, 131. DU Xiaoqiang, HAN Xintao, SHEN Tengfei, et al. Design and experiment of two-degree-of-freedom canopy shaking equipment based on 5R parallel mechanism[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2023, 54(4): 96–106, 131. (in Chinese)
- [25] 陈度, 杜小强, 王书茂, 等. 振动式果品收获技术机理分析及研究进展[J]. 农业工程学报, 2011, 27(8): 195–200. CHEN Du, DU Xiaoqiang, WANG Shumao, et al. Mechanism of vibratory fruit harvest and review of current advance[J]. *Transactions of the CSAE*, 2011, 27(8): 195–200. (in Chinese)
- [26] 冯立艳, 关铁成, 田姗姗, 等. 传力性能最佳的有急回曲柄摇杆机构的设计[J]. 机械设计与制造, 2018(6): 66–69. FENG Liyan, GUAN Tiecheng, TIAN Shanshan, et al. Design of quick-return crank-rocker mechanism with optimum transmission performance[J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2018(6): 66–69. (in Chinese)
- [27] 岳庆文, 张耀良, 乔永芬. 果实振动的运动微分方程[J]. 农机化研究, 1994, 16(3): 21–25. YUE Qingwen, ZHANG Yaoliang, QIAO Yongfen. Differential equation of motion of fruit vibration[J]. *Journal of Agricultural Mechanization Research*, 1994, 16(3): 21–25. (in Chinese)