

摇振式红枣采收装置设计与试验

宗望远^{1,2} 许欢¹ 宋冰倩¹ 肖洋轶^{1,2} 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: 针对丘陵山区红枣采收效率低、作业难度大等问题,设计一种由偏心圆盘带动钢丝绳曳引摇振树体落果的摇振式红枣采收装置。以动力学分析为基础,建立红枣“果-柄”的双摆模型,结合测量数据,得出系统固有频率为 9.96 Hz,振动脱落红枣与枣柄所需平均加速度为 283.81 m/s^2 ;通过 Hypermesh 软件建立红枣树柔性化模型,联合 ADAMS 软件对红枣摇振采收过程进行了刚柔耦合仿真试验,以摇振频率、振幅和摇振时间为试验因素,采收率为评价指标,开展正交试验。试验结果表明,最优参数组合为摇振频率 9.835 Hz、振幅 50.602 mm、摇振时间 5.387 s,此时红枣果实采收率为 98.2%。以临县红枣为作业对象,在最优参数组合下进行田间试验,田间试验结果表明,红枣果实平均采收率为 97.5%。研究结果为红枣等小型林果采收机械研制提供设计参考。

关键词: 红枣;采收装置;落果装置;曳引摇振

中图分类号: S225.93 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2026)08-0119-10

OSID:



Design and Experiment of Universal Shaking Jujube Dropping Device

ZONG Wangyuan^{1,2} XU Huan¹ SONG Bingqian¹ XIAO Yangyi^{1,2} LI Mao¹

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

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

Abstract: In response to the problems of low harvesting efficiency and high risk coefficient of local jujube in hilly and mountainous areas, a shaking-type jujube harvesting device was designed, which used an eccentric disk to drive a steel wire rope for traction and shaking the tree body to make the fruits fall smoothly. Based on detailed kinetic analysis, a double-pendulum model of jujube “fruit – stalk” was established. Combining with actual measurement data, the natural frequency of the system was obtained as 9.96 Hz, and the average acceleration required for vibrating and detaching jujubes from their stalks was 283.81 m/s^2 . A flexible model of the jujube tree was established through Hypermesh software. By integrating ADAMS software, a comprehensive rigid-flexible coupling simulation test of the jujube shaking and harvesting process was carried out. Taking the shaking frequency, amplitude and shaking time as influencing factors and the harvesting rate as the evaluation index, an orthogonal test was carried out. The test results showed that the optimal parameter combination was a shaking frequency of 9.835 Hz, an amplitude of 50.602 mm and a shaking time of 5.387s. Under these parameters combination, the harvesting rate of jujube fruits was 98.2%. Taking the jujubes in Lin County as the operation object, a practical field test was carried out under the optimal parameter combination. The field test results showed that the average harvesting rate of jujube fruits was 97.5%, which provided a valuable design reference for the development of harvesting machinery for small-sized fruits such as jujubes in similar regions.

Key words: jujube; recovery device; fruit dropping device; traction shaking

0 引言

我国是世界上仅有的红枣出口国,产量约占世

界 90% 以上^[1]。国内红枣种植多集中于丘陵山区,种植模式杂乱多样,地形环境较复杂,机械化采收难度大^[2]。随着红枣产业快速发展,丘陵山区红枣机

械化收获需求迫切,因此研制稳定、高效、便捷的丘陵山区红枣采收装备,是红枣产业化发展迫切需要解决的问题。

在国外,收获机械研究相对较早,大部分林果种植区域是平坦的平原,并且普遍使用振动收获方法。WHITNEY等^[3]通过推摇树干方式研发了一款收获机,虽然会造成果树来年减产,但明显提高了采收率;ERDOAN等^[4]采用对树干振动方法,成功使沙棘落果;NORTON等^[5]重点研发撞击式和摇振式2种机械化采收方式,提高了樱桃采收率;设计了1台通过液压控制加紧装置加紧树干连续振动,达到杏果收获目的;PETERSON等^[6]研制了1台樱桃收获机,通过撞击树干方式将果实振落,提高了收获效率,但比传统手工采收损失率增加4个百分点;PACHECO等^[7]设计了一款苹果收获机,通过弹簧力撞击实现苹果收获;LEE^[8]研制了一款通过树冠振动采收的红枣收获机,采净率较高;REZAEI等^[9]设计一款气动式收获机械,缩短了杏仁收获时间。国内林果种植区多为丘陵山区,作业环境复杂,针对此类问题相关学者进行了一些探索。宗望远等^[10]通过建立板栗果实-果枝单摆模型,设计了一款板栗收获机,提升落果率同时降低了树皮损伤率;梅松等^[11]研制了一种拍振复合小型红枣采收机,采净率较高;陈军等^[12]设计了一款振刷式枸杞采收机,通过振动与梳刷收获方式,实现了较高的采收率;李小亮^[13]设计了一款背负式核桃收获机,实现了核桃落果;王长勤等^[14]研发了一款偏心式林果振动采收机,通过偏心块振动产生的惯性力迫使核桃落果,采收率可达89%~92%;杜小强等^[15]研发了一款通过绳索摇振式林果采收机,减轻了劳动强度;汤智辉等^[16]研制了一款适合于空间大、种植较为稀疏的果园4YS-24型红枣收获机,作业效率和收获率均较高;王克奇等^[17]设计了一种击打式松果采摘机器人,提高了收获过程的安全性;伍德林等^[18]通过对油茶果果实结合力和果枝落果特性研究,研制了一款振动油茶果冠层采收机,实现高效低损收获。

常用的林果振动采收落果方式,分为便携式、手推式、悬挂式、牵引式和自走式5种形式^[19]。便携式采收机成本低、效率高,但劳动强度大、危险系数高;手推式移动方便、作业效率高,但在丘陵山区收获作业危险系数较高、劳动强度大;悬挂式、牵引式采收机体积大,面对丘陵山区小田块入园困难;自走式采收机集成度高,可在丘陵山区等复杂地形工作,但利用率低、成本较高。

为了提高红枣采收效率,降低危险系数,本文进行落果动力学分析、整机设计、仿真分析和试验验证

等研究,设计一种体积小、成本低、机动性好的摇振式红枣收获机,以解决丘陵山区红枣采收难的问题,为红枣等小型林果采收机械研制提供设计参考。

1 红枣“果-柄”固有频率和脱落力学分析

1.1 红枣“果-柄”固有频率分析

红枣结果枝具有柔软和下垂等特性,为“枣吊”。红枣生长在枣吊末端,对其树枝施加振动时,果实会摆动,并在悬挂点进行简谐位移。将枝条视为刚性杆,可将红枣“果-柄”近似简化成振动模型中的双摆模型^[20],对其固有频率进行理论分析。简化后模型如图1所示,以枣柄与果枝结合点为原点O建立绝对坐标系XOY,将红枣果实视为质心为c的实心椭圆体。

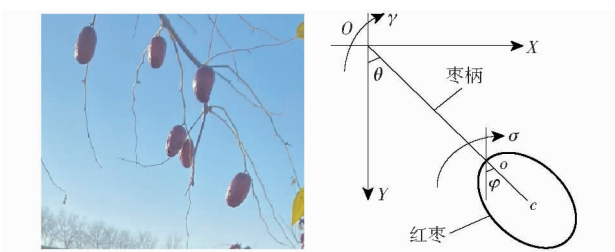


图1 红枣果实双摆动力学模型

Fig. 1 Double pendulum kinematics model of jujube fruit

建立拉格朗日方程

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right)-\frac{\partial T}{\partial q_i}+\frac{\partial U}{\partial q_i}+\frac{\partial V}{\partial \dot{q}_i}=Q_i \tag{1}$$

其中 $\dot{q}_i=(\dot{\theta},\dot{\varphi},\dot{\gamma},\dot{\sigma})$ $q_i=(\theta,\varphi,\gamma,\sigma)$
 $Q_i=(Q_{\theta},Q_{\varphi},Q_{\gamma},Q_{\sigma})$

- 式中 T ——动能,J U ——势能,J
 V ——瑞利耗散函数
 $\dot{q}_i$ ——广义速度,m/s
 q_i ——广义坐标 Q_i ——外力,N
 θ ——枣柄与垂直方向夹角,rad
 φ ——红枣质心与垂直方向夹角,rad
 γ ——红枣与枝条扭转夹角,rad
 σ ——枣柄与主枝扭转夹角,rad
 $\dot{\theta}$ ——枣柄相对垂直方向的角速度,rad/s
 $\dot{\varphi}$ ——红枣相对垂直方向的角速度,rad/s
 $\dot{\gamma}$ ——红枣相对枝条扭转的角速度,rad/s
 $\dot{\sigma}$ ——枣柄相对主枝扭转的角速度,rad/s
 $Q_{\varphi},Q_{\theta},Q_{\sigma},Q_{\gamma}$ ——模型所受外力,N

双摆动力模型系统下红枣与枣柄总动能为

$$T=\frac{1}{2}\left(\frac{1}{3}m+M\right)l^2\dot{\theta}^2(\dot{\varphi}^2+\dot{\gamma}^2)+\frac{1}{4}mr^2\dot{\sigma}^2+Mla\dot{\theta}\dot{\varphi}\cos(\theta-\varphi) \tag{2}$$

式中 m ——枣柄质量,kg

M ——红枣质量, kg
 l ——枣柄长度, mm
 a ——红枣半长轴, mm
 r ——枝条半径, mm

双摆动力模型系统下红枣与枣柄由弹性挠度和重力所产生的势能为

$$U = \frac{1}{2}K_1\sigma^2 + \frac{1}{2}K_2(\theta - \varphi)^2 + \frac{1}{2}K_3\theta^2 + \frac{1}{2}K_4\gamma^2 - \frac{1}{2}mg l \cos\theta - M(l\cos\theta + r\cos\varphi) \tag{3}$$

式中 g ——重力加速度, 取 9.8 m/s^2
 K_1 ——枣柄弹性系数, 常数
 K_2 ——枣柄与果实连接处弹性系数, 常数
 K_3 ——红枣与枣柄间扭转弹性系数, 常数
 K_4 ——枣柄与主枝间扭转弹性系数, 常数

双摆动力模型系统下红枣与枣柄的瑞利耗散函数为

$$V = \frac{1}{2}C_1\dot{\sigma}^2 + \frac{1}{2}C_2(\dot{\theta} - \dot{\varphi})^2 + \frac{1}{2}C_3\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}C_4\dot{\gamma}^2 \tag{4}$$

式中 C_1 ——枣柄粘性阻尼系数, 常数
 C_2 ——枣柄与果实连接粘性阻尼系数, 常数
 C_3 ——红枣与枣柄扭转粘性阻尼系数, 常数
 C_4 ——枣柄与主枝扭转粘性阻尼系数, 常数

联合式(1)~(4)可得双摆动力学模型系统下红枣与枣柄在振动过程中动力学微分方程为

$$\begin{cases} Q_\theta = \left(\frac{1}{3}m + M\right)l^2\ddot{\theta} + Mla\ddot{\varphi}\cos(\theta - \varphi) + \\ Mla\dot{\varphi}^2\sin(\theta - \varphi) + K_3\theta + K_2(\theta - \varphi) + \\ C_2(\dot{\theta} - \dot{\varphi}) + C_3\dot{\theta} + \left(\frac{1}{2}m + M\right)gl\sin\theta \\ Q_\varphi = \frac{7}{5}Ma^2\ddot{\varphi} + Mla\ddot{\theta}\cos(\theta - \varphi) - \\ Mga\dot{\theta}^2\sin(\theta - \varphi) - K_2(\theta - \varphi) + \\ Mga\sin\varphi - C_2(\dot{\theta} - \dot{\varphi}) \\ Q_\sigma = \frac{1}{2}mr^2\ddot{\sigma} + K_1\sigma + C_1\dot{\sigma} \\ Q_\gamma = \frac{7}{5}Ma^2\ddot{\gamma} + K_4\gamma + C_4\dot{\gamma} \end{cases} \tag{5}$$

式中 $\ddot{\theta}$ ——枣柄相对垂直方向的角加速度, rad/s^2
 $\ddot{\varphi}$ ——枣柄相对垂直方向的角加速度, rad/s^2
 $\ddot{\gamma}$ ——红枣相对枣柄扭转的角加速度, rad/s^2
 $\ddot{\sigma}$ ——枣柄相对主枝扭转的角加速度, rad/s^2

在振动过程, 枣柄与红枣呈微小振动幅度, θ 、 φ 变化较小, 两角度之间的差值趋近于零, 则 $\sin\varphi \approx \varphi$, $\sin\theta \approx \theta$, $\varphi \approx \theta$ 。考虑其为平面运动, 在外力为零

时, 将式(5)化简为

$$\begin{bmatrix} \left(\frac{1}{3}m + M\right)l^2 & Mla \\ Mla & \frac{7}{5}Ma^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{\varphi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \left(\frac{1}{2}m + M\right)gl & 0 \\ 0 & Mga \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ \varphi \end{bmatrix} = 0 \tag{6}$$

若式(6)有解且非零, 则特征方程矩阵行列式等于零, 即

$$\begin{vmatrix} (18m + 36M)gl - \left(\frac{1}{3}m + M\right)l^2\omega_0^2 & -\frac{1}{6}Mla\omega_0^2 \\ -Mla\omega_0^2 & 6Mga - \frac{7}{30}Ma^2\omega_0^2 \end{vmatrix} = 0 \tag{7}$$

式中 ω_0^2 ——方程特征值

化简得

$$\begin{aligned} &\left(\frac{1}{90}M + \frac{7}{540}m\right)l^2a\omega_0^4 + (36M + 18m)lg^2 - \\ &\left(\frac{7}{5}M + \frac{7}{10}m\right)a\omega_0^2 - \left(M + \frac{1}{3}m\right)l^2g\omega_0^2 = 0 \end{aligned} \tag{8}$$

频率计算式为

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \tag{9}$$

式中 f ——系统固有频率, Hz
 ω ——系统摆动角速度, rad/s

1.2 红枣果实振动脱落力学分析

红枣果实受振动传递而摆动并产生惯性力, 当惯性力大于或等于枣柄与红枣果实的结合力时, 两者分开实现落果。红枣果实受力分析如图 2 所示。

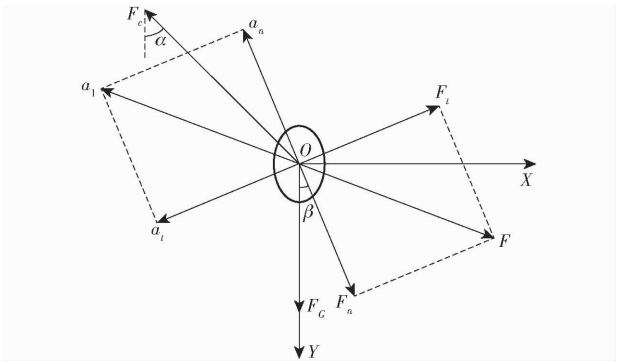


图 2 红枣果实受力分析

Fig. 2 Jujube fruit stress analysis

图中 F_c ——红枣果实自重, N
 F_n ——红枣果实与枣柄之间法向结合力, N
 F_t ——红枣果实与枣柄之间切向结合力, N
 F ——红枣果实合惯性力, N
 a_n ——红枣果实相对枣柄的法向加速度, m/s^2
 a_t ——红枣果实相对枣柄的切向加速度, m/s^2
 a_1 ——红枣果实合加速度, m/s^2

对红枣果实受力分析可知,设枣柄与红枣果实的结合力为 F_c ,当结合力 F_c 沿 a_n 、 a_t 方向的分力分别大于红枣果实惯性力 F 和重力 F_g 合力法向分力和切向分力时,红枣果实实现落果。红枣摆动产生的惯性力 F 分解为法向、切向惯性力,即

$$\begin{cases} F_t = Ma_t \\ F_t = F_c \sin(\alpha - \beta) - F_g \sin\beta \geq 0 \\ F_n = Ma_n \\ F_n = F_c \cos(\alpha - \beta) - F_g \sin\beta \geq F_g \\ a_1 = \sqrt{a_n^2 + a_t^2} \end{cases} \quad (10)$$

已知 $\sin\alpha \approx \alpha$, $\sin\beta \approx \beta$, $\varphi \approx \beta$ 。化简式(10),得到红枣果实脱落加速度条件为

$$a_1 \geq \frac{F_c}{M} \quad (11)$$

为了给双摆模型、力学模型以及红枣树三维模型提供数据支撑,分别进行红枣树物理参数实地调研和力学性能参数测量试验,2023 年 11 月分别在湖北仙桃、山西运城稷山县以及山西吕梁临县红枣基地实地调研,该时期红枣果皮基本已完全变红,红枣果实与枣柄结合力较小,适合采收。随机选取红枣树,对选取的红枣树进行物理参数测量,随机选取红枣树树枝,在华中农业大学实验室对力学性能参数进行测量^[21]。

随机选取红枣果实进行测量,试验样本 60 个,计算其平均值。通过试验得到红枣果实和枣柄平均质量分别为 11.98、0.10 g;红枣半长轴 a 和枣柄长度 l 平均值分别为 35.15、4.70 mm;使用 ELK-300 型数显拉力计测得红枣果实与枣柄平均结合力为 3.40 N。

随机选取 10 棵具有代表性红枣树进行形态特征测量,使用精度较高的钢卷尺测量红枣树树干和各级侧枝长度和周长;采用 2CRI3 型数显角度尺测量各级树枝相对于树干以及上一级树枝生长角度。以各项测量数据平均值作为红枣树外形参数,如表 1 所示。

表 1 红枣树物理参数
Tab.1 Jujube tree shape parameters

参数	数值
主干高度/mm	680
一级树枝长度/mm	540
一级树枝相对于主干夹角/(°)	38
二级树枝长度/mm	830
二级树枝相对于一级树枝夹角/(°)	43
三级树枝长度/mm	1 340
三级树枝相对于二级树枝夹角/(°)	28

为了得到红枣树弹性模量、密度等参数,以红枣

成熟时枝条为研究对象,使用微型电子万能力学试验机测量其弯曲变形的弹性模量等力学性能参数。随机截取红枣树树枝,用保鲜膜进行封存,用剪刀进行树枝取样,取样长度 100 mm,裁剪的红枣树枝样品如图 3 所示,采用三点弯曲方法^[22],在万能试验机上对红枣树枝样品进行试验,速度 80 mm/min,树枝弯曲跨度为 60 mm。



图 3 红枣树物理参数测量

Fig.3 Measurement of physical parameters of jujube trees

通过试验得红枣树枝平均弹性模量为 7.24 GPa。泊松比为 0.3~0.5^[23],取红枣树各级树枝泊松比为 0.3。

为了得到红枣成熟后树枝密度,使用电子秤获得树枝质量,使用 100 mL 量筒,利用排水法得到对应的树枝体积,计算得到树枝密度,然后重复 20 次,计算平均值,得到红枣树枝密度为 1.02 g/cm³。

将上述数值代入式(8)、(9),可得红枣“果-柄”系统固有振动频率 f 为 9.96 Hz、红枣与枣柄分离时加速度为 283.81 m/s²。

2 整机设计

2.1 整机结构与工作原理

设计的机器主要由机器固定部分、摇振工作部分以及行走转向部分 3 个主要部分组成。固定部分为位于机器尾端棘轮机构;工作部分包括位于机器前端摇振机构以及电磁离合器和卷扬机等机构;行走转向部分包括位于机器低端万向轮机构;机器整体质量为 150 kg,行走的动力为人工推动,摇振动力为柴油机驱动,具体结构如图 4 所示。

在丘陵山区复杂地形摇振工作时,机器只需移动到便于靠近的红枣树下,调整机器方向,使棘轮机构通过绳套捆绑固定于红枣树根部;通过卷扬机远程控制钢丝绳伸出,钢丝绳通过滑轮疏线器,伸出一定长度后,通过绑带与枣树相连,控制卷扬机收缩钢丝绳并拽紧枣树,在钢丝绳上挂上夹线器,将夹线器与卷扬机之间的钢丝绳放松,实现自动加紧并为摇振机构留足摇振行程;启动柴油机,利用遥控器远程控制油门开度进而控制摇振频率,可实现不同果实及不同结合力的果实收获;柴油机运行稳定后,通过遥控器控制电磁离合器启动,摇振机构开始工作,带

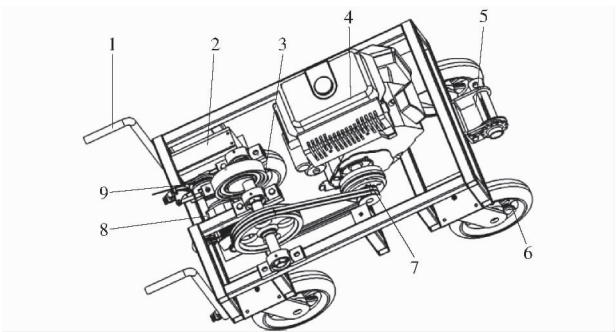


图 4 红枣收获机结构示意图

Fig. 4 Structure diagram of jujube harvester

1. 手扶小推车 2. 电瓶 3. 摇振机构 4. 柴油机及控制系统
5. 棘轮机构 6. 万向轮 7. 电磁离合器 8. 卷扬机 9. 滑轮疏线器

动树干产生受迫振动,并带动果实做加速运动,当果实产生的加速度大于其分离加速度时,果实与枣柄分离,实现落果^[24],摇振作业时全程为远程遥控器控制,避免人被砸伤;完成一棵树的落果后,控制电磁离合器分离,卸下钢丝绳并调节长度,挂到另外一棵树上,通过遥控器控制卷扬机收缩,钢丝绳带动车体以固定树体为旋转中心旋转,实现自动摆正,然后重复以上步骤,一次固定可实现周围半径 10 m 的果树收获,提高收获效率的同时也避免了因机器移动带来侧翻和滑坡的可能。红枣采收装置主要结构参数如表 2 所示。

表 2 红枣采收装置主要结构参数

Tab. 2 Main structural parameters of jujube picking device

参数	数值
长 × 宽 × 高/(mm × mm × mm)	1 150 × 650 × 800
柴油机功率/kW	11
工作电压/V	12
绳索最远伸长距离/m	10
摇振频率/Hz	0 ~ 15
摇振振幅/mm	40 ~ 60

2.2 摇振机构性能

摇振机构是主要的关键部件,由传动轴、外毂盘、轴承、偏心块等组成,结构如图 5 所示。在工作时,启动柴油机后,通过遥控器控制电磁离合器工作,带动小带轮,大带轮通过 1:3 的减速增矩带动偏心圆盘机构往复运动,通过遥控器控制柴油机油门开度,以不同频率对枣树进行摇振,实现摇振落果。

偏心圆盘摇振机构压力角对其受力特性影响较大^[25],压力角越小,受力特性越好,设计合适压力角的偏心圆盘机构较大影响着摇振装置传力性能进而影响落果效果,因此对其受力特性进行分析。

偏心圆盘摇振机构是实现摇振作业的核心,结构

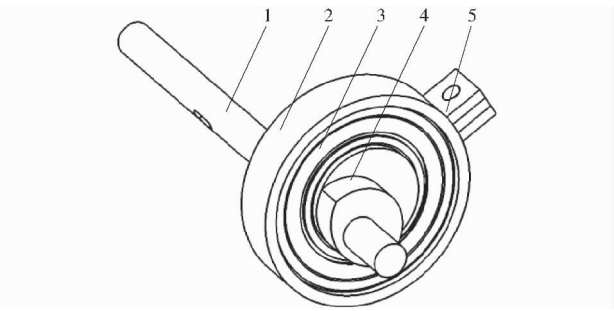


图 5 摇振机构

Fig. 5 Shaking mechanism

1. 传动轴 2. 外毂盘 3. 轴承 4. 偏心块 5. 柄槽

简图如图 6 所示,压力角为切向力与作用力的夹角,即 BO_1 与 BO_2 之间的夹角 α_1 ,压力角越小,切向力越大,摇振机构传力性能越好。 R_1 为偏心圆凸轮几何半径,为 190 mm,柄槽中心点 B 到偏心圆凸轮的最短距离为 10 mm,即偏心圆凸轮的理论廓线半径 $R_3 = 200$ mm。延长 O_2O_1 与理论廓线相交与点 F ,以 O_1F 为半径作基圆,基圆半径 $R_2 = (200 - e)$ mm。

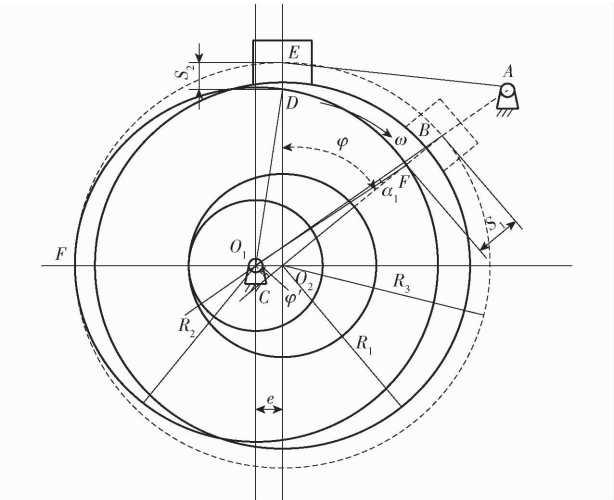


图 6 偏心圆盘机构结构简图

Fig. 6 Schematic of eccentric disc mechanism structure

- 图中 O_1 ——凸轮转动中心
 O_2 ——凸轮几何中心
 R_1 ——偏心圆凸轮几何半径
 R_2 ——偏心圆凸轮基圆半径
 R_3 ——偏心圆凸轮的理论廓线半径
 S_1 ——虚线位置时位移
 S_2 ——实线位置时位移
 e ——偏心距,为 $l_{O_1O_2}$

由图 6 可知

$$\begin{cases} \tan \alpha = \frac{l_{O_1C}}{l_{BC}} \\ l_{O_1C} = e \sin \varphi' \\ l_{O_2C} = e \cos \varphi' \end{cases}$$

(12)

化简式(12)可得

$$\alpha = \arctan \frac{e \sin \varphi'}{l_{BO_2} + e \cos \varphi'} \quad (13)$$

式中 φ' ——偏心圆盘从起始位置转过的角度

由式(13)可知,当 $\varphi' = \frac{\pi}{2}$ 或 $\frac{3\pi}{2}$ 时, α 最大。当偏心距 $e = 20\text{ mm}$ 时, $\alpha_{\max} \approx 5.71^\circ$; 当偏心距 $e = 25\text{ mm}$ 时, $\alpha_{\max} \approx 7.18^\circ$; 当偏心距 $e = 30\text{ mm}$ 时, $\alpha_{\max} \approx 8.64^\circ$ 。为了改善机构受力情况、提高作业效率,一般规定凸轮机构最大压力角 $\alpha_{\max}$ 应不超过某一许用压力角 $[\alpha]$, 即 $\alpha_{\max} < [\alpha]$, 根据机械原理可知^[26], 对于摆动推杆取 $[\alpha] = 35^\circ \sim 45^\circ$ 。以上偏心距取值符合设计要求, 传力性能好。

偏心圆盘摇振机构运动过程, 速度突变会产生刚性冲击, 对工作部件造成一定的损伤, 因此需对其运动特性进行分析。

当图 6 从实线位置运动到虚线位置时, 所实现的位移 S 为

$$S = S_1 - S_2 \quad (14)$$

其中 $S_1 = l_{O_2B} - l_{O_2F}$ $S_2 = l_{O_2E} - l_{O_2D}$
在直角 $\triangle O_1FC$ 中, 已知边长 l_{O_1F} 、 l_{O_1C} , 则

$$l_{O_2F} = \sqrt{R_2^2 - (e \cos \varphi')^2} - e \sin \varphi' \quad (15)$$

在直角 $\triangle DO_1O_2$ 中, 已知边长 $l_{O_1O_2}$ 、 l_{O_1D} , 则

$$l_{O_2D} = \sqrt{l_{O_1D}^2 - l_{O_1O_2}^2} = \sqrt{R_2^2 - e^2} \quad (16)$$

联立式(14)~(16)化简得

$$S = \sqrt{R_2^2 - e^2} - \sqrt{R_2^2 - (e \cos \varphi')^2} + e \sin \varphi' \quad (17)$$

对式(17)两次求导, 可得出速度和加速度为

$$v = e \cos \varphi' - \frac{e^2 \cos \varphi' \sin \varphi'}{\sqrt{R_2^2 - e^2 \cos^2 \varphi'}} \quad (18)$$

$$a_2 = -e \sin \varphi' +$$

$$\frac{\sqrt{R_2^2 - e^2 \cos^2 \varphi'} (e^2 R_2^2 \sin^2 \varphi' + e^4 \cos^4 \varphi' - e^2 R_2^2 \cos^2 \varphi')}{e^4 \cos^4 \varphi' - 2e^2 R_2^2 \cos^2 \varphi' + R_2^4} \quad (19)$$

式中 v ——柄槽中心点瞬时速度, m/s

a_2 ——柄槽中心点瞬时加速度, m/s^2

分析式(18)可知, 当 $\varphi' = \frac{\pi}{2}$ 或 $\frac{3\pi}{2}$ 时, 速度 $v = 0$, 加速度 a_2 为一确定数值; 运动过程中, 速度 v 不发生突变, 因此不存在刚性冲击, 符合设计要求。

综上所述, 依据偏心圆凸轮摇振机构偏心距设计结果, 选择振幅为 40、50、60 mm。

3 仿真模型构建与结果分析

3.1 红枣树有限元模型

根据上述红枣树外形参数统计结果平均值以及当地多为嫁接种植的方式, 曳引摇振工作时将红枣

树树体模型简化为主干侧枝形, 红枣树主干嫁接 1 根一级树枝, 4 根二级树枝, 若干三级侧枝, 利用 Solidworks 2022 软件建立红枣树体模型, 主干及其各级树枝简化为由粗变细的圆锥体, 如图 7a 所示。



图 7 红枣树有限元模型构建

Fig. 7 Construction of finite element model of jujube tree

红枣树体柔性体模型建模采用软件 Hypermesh 13.0, 将 Solidworks 软件对红枣树建立的三维模型导入软件 Hypermesh, 设置集中质量、刚度矩阵、模态振型等弹性位移信息, 在材料选项中将红枣树密度定义为 1.02 g/cm^3 , 弹性模量为 7.24 GPa , 泊松比为 0.3, 如图 7b 所示, 此时红枣树枝条可以柔性变形, 更加真实模拟能量传递。利用软件 Hypermesh 计算求解生成模态中性文件 mnf, 并导入 ADAMS 中读取, 将红枣树刚性体替换为具备连续弹性特征的柔性体。

3.2 运动学仿真

利用 Solidworks 软件对摇振落果装置进行三维建模, 将三维建模导入 ADAMS 运动仿真软件, 联合 Hypermesh 软件建立的红枣树柔性体对红枣振动落果过程进行刚柔耦合仿真试验, 通过正交试验确定其工作时最佳参数。

以摇振时间、摇振频率和摇振振幅为试验因素, 红枣采收率 G 为评价指标, 红枣采收率为被摇振的枣树上落下红枣数量与该树上原有红枣数量比值。针对成熟期红枣, 利用 Design-Expert 软件设计三因素三水平正交试验, 试验因素编码如表 3 所示。

表 3 因素编码
Tab. 3 Factors code

编码	因素		
	摇振频率/Hz	摇振振幅/mm	摇振时间/s
-1	8	40	3
0	10	50	5
1	12	60	7

3.3 仿真模型建立

仿真模型由用于固定红枣树、摇振式红枣采收机、待作业红枣树 3 部分组成。固定端红枣树由于只起到稳定车体作用, 可简化为刚性体; 待作业红枣

树参与摇振工作,需进行柔性化处理。由于仿真结果不受红枣果实和材料属性影响,所以红枣果实模型按测量的平均尺寸建立统一规格且不对红枣果实进行柔性建模。

为了真实模拟落果装置摇振作业状况,将 Solidworks 中建立的整机模型导入 ADAMS 中,将待作业的红枣树替换为 Hypermesh 中输出的红枣树柔性体,整机固定一端的树体不进行柔性替换,摇振机构在合适的距离用刚性绳与树枝连接。仿真模型如图 8 所示。

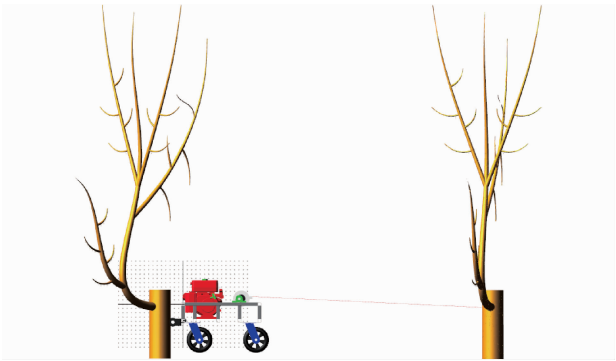


图 8 刚柔耦合的仿真模型

Fig. 8 Simulation model of rigid-flex coupling

根据整机机械结构,车架与红枣树与大地添加固定副,车架与用于固定端的红枣树添加固定副,轴承座与车架添加固定副,轴与偏心块添加固定副;偏心块与外毂盘添加旋转副,轴与轴承添加旋转副。添加驱动。根据偏心圆盘摇振装置工作原理,偏心块与外毂盘之间的旋转副上添加旋转驱动。

开始仿真时,偏心圆盘摇振机构在旋转驱动下开始转动,带动与摇振机构连接的钢丝绳,进而带动钢丝绳另一端连接的红枣树柔性体进行周期性摇振作业。在摇振仿真时,由于树体振动会使红枣果实产生瞬时加速度,在 ADAMS 后处理中当红枣枣柄末端加速度大于 283.81 m/s^2 ,表示红枣果实脱落。

3.4 试验结果

仿真试验结果如表 4 所示,表中 A、B、C 为因素

编码值,通过 Design-Expert 软件对红枣振动采收试验结果进行方差分析,结果如表 5 所示。该模型 $P < 0.0001$,说明以红枣果实采收率 G 作为响应函数回归模型显著,失拟项 $P = 0.6884 > 0.05$ 不显著,拟合统计 $R^2 = 0.9984$,说明回归方程拟合较好,模型较为稳定。根据方差分析结果,忽略不显著项,红枣采收率 G 回归模型为

$$G = 98.08 - 0.4875A + 0.6875B + 0.5705C - 0.44AB - 0.775AC - 0.225BC - 3.44A^2 - 2.54B^2$$

(20)

3.5 响应面分析

为了分析各个试验因素对红枣采收率的影响,假设一个试验因素处于零水平,研究其他 2 个因素间的相互关系,得到摇振频率与振幅、摇振频率与摇振时间、振幅与摇振时间两两之间对红枣果实采收率的交互响应曲面如图 9 所示。

图 9a 为振幅和摇振时间的交互作用对红枣采收率的影响。当频率处于零水平,振幅为某一定值时,红枣采收率随着摇振时间的增大而增大;摇振时间一定时,随着振幅增大,红枣采收率呈先增后减趋势。图 9b 为摇振频率和摇振时间的交互作用对红枣采收率的影响。当振幅处于零水平时,摇振频率一定时,红枣采收率随着摇振时间增大而减小;摇振时间一定时,随着摇振频率增大,红枣采收率呈先增后减趋势。图 9c 为摇振频率和振幅的交互作用对红枣采收率的影响。当摇振时间处于零水平,摇振频率一定时,随着振幅增大,红枣采收率呈先增后减趋势;振幅一定时,随着摇振频率增大,红枣采收率呈先增后减趋势。

3.6 摇振参数优化

根据上述仿真结果,不同摇振参数对红枣果实采收具有较大的影响,为获得红枣果实采收最佳参数组合,采用 Design-Expert 软件优化模块,对红枣果实采收过程的二次回归模型进行优化求解。设置目标函数进行求解,优化目标函数和约束条件为

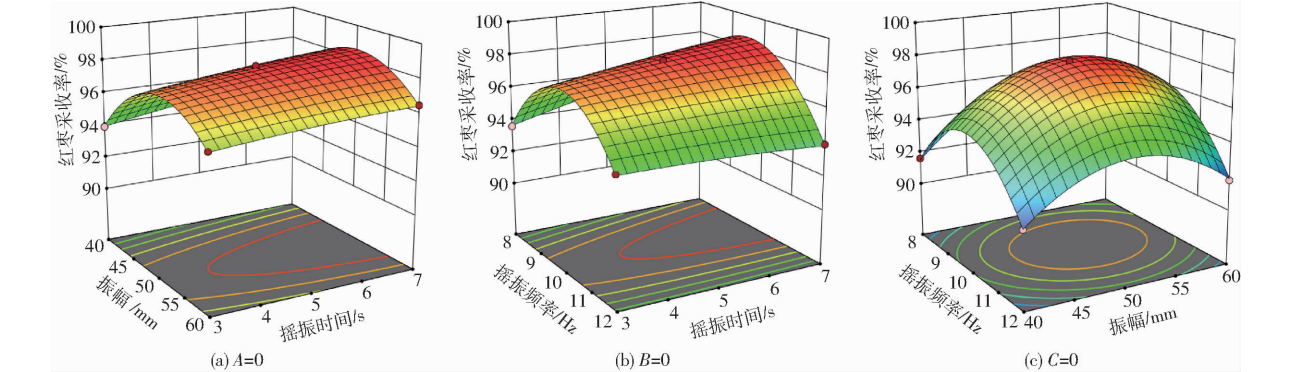


图 9 各因素间交互作用对采收率影响的响应曲面

Fig. 9 Response surfaces of interaction of various factors on removal rate

表 4 仿真试验结果
Tab.4 Simulation test results

序号	因素			G/%
	A	B	C	
1	0	1	1	96.5
2	-1	1	0	93.7
3	0	-1	1	95.5
4	0	1	-1	95.8
5	-1	-1	0	91.6
6	1	0	-1	94.3
7	1	0	1	93.9
8	0	0	0	98.1
9	0	0	0	98.2
10	1	1	0	91.8
11	1	-1	0	91.3
12	0	-1	-1	93.9
13	-1	0	1	96.3
14	-1	0	-1	93.6
15	0	0	0	97.8
16	0	0	0	98.1
17	0	0	0	98.2

表 5 红枣采收率方差分析
Tab.5 ANOVA of jujube picking rate

来源	平方和	自由度	均方	F	P
模型	93.51	9	10.39	483.24	<0.000 1 **
A	1.90	1	1.90	88.43	<0.000 1 **
B	3.78	1	3.78	175.87	<0.000 1 **
C	2.65	1	2.65	123.02	<0.000 1 **
AB	0.64	1	0.64	29.77	0.000 9 **
AC	2.40	1	2.40	111.74	<0.000 1 **
BC	0.202 5	1	0.202 5	9.42	0.018 1 *
A ²	49.83	1	49.83	2 317.47	<0.000 1 **
B ²	27.16	1	27.16	1 263.47	<0.000 1 **
C ²	0.055 7	1	0.055 7	2.59	0.151 6
残差	0.150 5	7	0.021 5		
失拟项	0.042 5	3	0.014 2	0.524 7	0.688 4
纯误差	0.108 0	4	0.027 0		
总和	79.19	16			

注: ** 表示影响极显著 ($P < 0.01$); * 表示影响显著 ($0.01 \leq P < 0.05$)。

$$\begin{cases} \max G(A,B,C) \\ \text{s. t.} \begin{cases} -1 \leq A \leq 1 \\ -1 \leq B \leq 1 \\ -1 \leq C \leq 1 \end{cases} \end{cases} \quad (21)$$

通过对目标函数优化求解,得出红枣果实摇振采收最优参数组合为:摇振频率 9.835 Hz、振幅 50.602 mm、摇振时间 5.387 s,此时红枣果实采收率为 98.2%。

4 田间试验

4.1 试验结果

由仿真确定了摇振机构采收红枣时摇振机构频

率、振幅、摇振时间最佳组合,依据此结果对机器进行了加工,完成后在山西吕梁市临县红枣基地进行了田间试验,试验收获现场如图 10 所示。



图 10 田间试验
Fig.10 Photos of field test

在田间试验过程,为了保证试验结果可信度,摇振位置与仿真试验摇振位置保持一致,均为一级枝干始端或树干末端,摇振方向平行于钢丝绳方向。田间试验因素为摇振频率、摇振振幅和摇振时间,试验指标为红枣果实采收率。此外,由于红枣振动采收试验的控制精度有限,因此对最优组合参数进行取整:摇振频率 10 Hz、摇振振幅 50 mm、摇振时间 5 s。在最优参数组合下进行 3 次重复试验,分别记录摇振后脱落红枣果实与树上剩余红枣果实数量,最终结果取平均值如表 6 所示。

表 6 田间试验结果
Tab.6 Field trial results

序号	落果数量/个	剩余数量/个	采收率/%
1	925	26	97.3
2	698	17	97.6
3	977	23	97.7
平均值			97.5

优化值与田间试验采收率实际值之间误差小于 5%,表明振动参数组合优化后结果可靠^[25]。当摇振频率为 10 Hz、摇振振幅为 50 mm、摇振时间为 5 s 时,红枣果实平均采收率为 97.5%,与理论优化值(98.2%)相差 0.7 个百分点,田间试验结果表明优化后得到的最优摇振参数具有较好的可靠性。

4.2 结果讨论

图 11 为红枣树摇振作业前后效果。在田间试验作业后计数时,发现个别红枣果实未脱落。其原

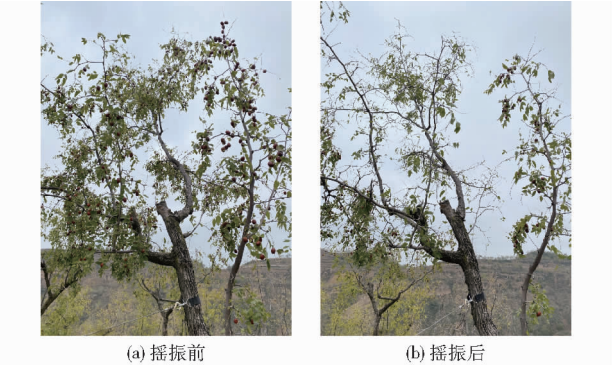


图 11 红枣摇振前后对比

Fig.11 Jujube shake before and after comparison

因为:①未脱落红枣果实多数分布在树干直接长出的细小树枝上,摇振机械由树干末端向下传递的能量较少,所产生的惯性力不足以使该区域红枣果实脱落。②个别红枣果实未到成熟采收时期,此时与枣柄结合力较大,红枣果实振动所产生惯性力小于结合力,不足以使红枣果实脱落。

机器在试验过程发现以下问题:当遇到雨后山路时,湿土会粘在车轮上,导致机器行走困难;当山路上坡时,机器体重偏大,人为推动行走较为困难。在摇振前钢丝绳预紧时,预紧力过大会使摇振装置克服此力,导致能量略有损耗。

该机器目前仍处于研发改进阶段,丘陵山区红枣树种植疏于管理,离机械化收获还存在一定差距,采收率虽满足推广鉴定要求,但机器行走问题亟需解决,此外需调节合适的摇振预紧力,以减少能量损耗,提高机器工作效率。

5 结论

(1)建立红枣果实“果-柄”双摆动力学模型,结合拉格朗日方程对模型进行求解,得到红枣果实“果-柄”系统固有频率为 9.96 Hz;根据红枣果实受

力分析,得出红枣与枣柄振动脱落所需平均加速度为 283.81 m/s²。

(2)设计一种由钢丝绳曳引摇振的小型万向摇振式红枣采收装置。摇振机构采用偏心圆盘机构,对其进行受力特性和刚性冲击分析,均符合设计要求。该装置一次固定便可实现圆周半径 10 m 内的红枣果实收获,提高采收效率的同时也降低了丘陵山区作业时危险系数。

(3)利用 Solidworks 软件对整机和关键部件进行建模,通过 Hypermesh 软件对红枣树进行柔性化,联合 ADAMS 动力仿真软件对红枣摇振收获机和红枣树进行了刚柔耦合仿真试验,结果表明摇振式红枣收获机摇振振幅对采收率影响最大,其次为摇振时间、摇振频率;以红枣果实采收率为指标,建立二次多项式响应回归模型以及响应曲面。得到最优参数组合为摇振频率 9.835 Hz、摇振振幅 50.602 mm、摇振时间 5.387 s,此时红枣果实采收率为 98.2%。

(4)田间试验结果表明,摇振式红枣收获机采收红枣果实最优摇振参数组合为:摇振频率 10 Hz、摇振振幅 50 mm、摇振时间 5 s,此时,红枣果实采收率为 97.5%。

参 考 文 献

[1] 姜彦武,陈军,文天豪,等. 红枣收获机械研究综述[J]. 林业机械与木工设备,2023,51(6):4-8.
JIANG Yanwu, CHEN Jun, WEN Tianhao, et al. Review of research on red jujube harvesting machinery[J]. Forestry Machinery & Woodworking Equipment,2023,51(6):4-8. (in Chinese)

[2] 徐怀德,雷宏杰,李梅,等. 我国红枣产业发展现状[J]. 中国农村科技,2022(4):49-52.
XU Huaide, LEI Hongjie, LI Mei, et al. The development status of China's jujube industry[J]. China Rural Science & Technology, 2022(4):49-52. (in Chinese)

[3] 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.

[4] ERDOAN D, GUNER M, DURSUN E, et al. Mechanical harvesting of apricots[J]. Biosystems Engineering,2003,85(1):19-28.

[5] NORTON R A, CLAYPOOL L L, LEONARD S J. Mechanical harvesting of sweet cherries[J]. Caliform Agriculture,1961(6):8-10.

[6] 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.

[7] PACHECO A, REHKUGLER G E. Design and development of a spring activated impact shaker for apple harvesting[J]. Transactions of the ASAE, 1980, 23(4):826-830.

[8] LEE S W. Mechanical jujube (*Zizyphus jujuba* Miller) harvester[C]// Montréal: CSAE/SCGR Annual Meeting,2003:6-9.

[9] REZAEI A, LOGHAVI M, KAMGAR S. Mechanical harvesting of wild almond (*Amygdales scoparia*) by a pneumatic branch shaker[J]. International Journal of Advances in Agricultural Science and Technology,2016(4):1-15.

[10] 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)

[11] 梅松,肖宏儒,夏先飞,等. 基于矮化密植红枣的冠型拍振复合小型采收机设计与试验[J]. 中国农机化学报,2020,41(9):63-67.
MEI Song, XIAO Hongru, XIA Xianfei, et al. Design and test of crown beating vibration composite small harvester based on dwarfing and close planting red jujube[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2020,41(9):63-67. (in Chinese)

[12] 陈军,赵健,陈云,等. 振刷式枸杞采收机设计与试验优化[J]. 农业机械学报,2019,50(1):152-161,95.

CHEN Jun, ZHAO Jian, CHEN Yun, et al. Design and experiment on vibrating and comb brushing harvester for *Lycium barbarum* [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2019,50(1):152 – 161,95. (in Chinese)

[13] 李小亮. 基于振动机理的山核桃采收样机设计[D]. 杭州:浙江农林大学,2012.

LI Xiaoliang. Design of pecan harvesting sample machine based on vibration mechanism [D]. Hangzhou: Zhejiang A&F University,2012. (in Chinese)

[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.

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)

[15] 杜小强,倪柯楠,潘珂,等. 可调振幅单向拽振式林果采收机构参数优化[J]. 农业工程学报,2014,30(16):25 – 32.

DU Xiaoqiang, NI Kenan, PAN Ke, et al. Parameter optimization of stroke-adjustable and monodirectional pulling fruit harvester[J]. Transactions of the CSAE,2014,30(16):25 – 32. (in Chinese)

[16] 汤智辉,沈从举,孟祥金,等. 4YS – 24 型红枣收获机的研制[J]. 新疆农机化,2010(1):30 – 32.

TANG Zhihui, SHEN Congju, MENG Xiangjin, et al. Development of 4YS – 24 jujube harvester[J]. Xinjiang Agricultural Mechanization,2010(1):30 – 32. (in Chinese)

[17] 王克奇,张维昊,罗泽,等. 击打式松果采摘机器人设计与试验[J]. 农业机械学报,2020,51(8):26 – 33.

WANG Keqi, ZHANG Weihao, LUO Ze, et al. Design and experiment of hitting pine cone picking robot[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2020,51(8):26 – 33. (in Chinese)

[18] 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)

[19] 汤晶宇,范志远,曲振兴,等. 国外机械振动式林果收获装备研究现状与展望[J]. 林业机械与木工设备,2024,52(1):4 – 12.

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

[20] 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)

[21] 杨欣,姜尊豪,李建平,等. 摇枝式加工型苹果采收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)

[22] 张梦月. 芋头收获机的设计与试验[D]. 武汉:华中农业大学,2021.

ZHANG Mengyue. Design and test of taro harvester[D]. Wuhan:Huazhong Agricultural University,2021. (in Chinese)

[23] QIU L P, ZHU E C, VAN DE KUILEN J W G. Modeling crack propagation in wood by extended finite element method[J]. Journal European Journal of Wood and Wood Products,2014,72(2):273 – 283.

[24] 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)

[25] 范恒彦. 偏心圆盘凸轮机构的运动分析[J]. 陕西工学院学报,1996(4):58 – 61.

FAN Hengyan. The motion analysis of eccentric wheel cam mechanism[J]. Shanxi Institute of Technology,1996(4):58 – 61. (in Chinese)

[26] 孙恒,陈作模. 机械原理(第七版)[M]. 北京:高等教育出版社,2006.