

# 外激振力作用下果树树干能量流<sup>\*</sup>

刘子龙, 王春耀, 许正芳, 张智, 张姚斌

(新疆大学机械工程学院 乌鲁木齐, 830047)

**摘要** 研究在外载荷作用下, 果树由激振位置传递到果树枝干各部分的能量大小情况, 分析果树形态结构对能量传递的影响。选择两棵“Y”型果树和一棵三叉枝果树进行试验, 将测试得到的加速度信号进行拟合, 得到加速度函数, 再对加速度函数对时间积分得到速度函数, 进而求出果枝各测点的动能, 将这部分动能视为外激振载荷由激振位置传递到各测点的能量。在正弦振动载荷激励下, 果枝上的加速度值符合正弦函数变化规律, 且果枝加速度信号频率与外界激振频率几乎一致。能量在流经分叉点处产生分流, 并更多的流向果枝直径大的一侧; 能量在主干上的传递效率高于侧枝上的传递效率; 激振频率为 20 Hz 时, 能量传递效率较高, 果实最大瞬时速度和摆动幅度较大, 果实更容易脱落。

**关键词** 果树振动; 能量传递; 形态结构; 激振频率

**中图分类号** TH113.1

## 引言

新疆是我国著名的瓜果之乡, 林果业现已成为新疆经济发展的支柱产业<sup>[1]</sup>。随着瓜果种植面积的不不断扩大, 传统的人工采收方式因采摘效率低, 造成部分成熟果实因不能及时采摘而坏掉, 给果农带来了一定的经济损失, 严重影响了果农的种植积极性。因此, 迫切需要研究高效、快速的机械化采收装置。机械采收技术自 20 世纪 60 年代开始研究, 到目前取得了较多的研究成果。文献[2]发现果树能量的传递与激振频率、激振位置和激振振幅有关。文献[3-5]认为果树不同的形态结构会不同程度地影响振动能量的传递, 对果树进行合理的修剪, 可以提高果实采摘效率。文献[6]利用自己研发的振摇树干式杏子收获机进行采摘试验时发现, 当激振频率为 15 Hz 时, 果实收获率最高达 72%。Castro-García 等<sup>[7]</sup>利用频率可调树干振摇机采摘松果时发现, 当激振频率在 16.1~18.9 Hz 时采摘率达 85.7%。文献[8]运用模态分析研究了果树的振动参数、固有频率和阻尼比。文献[9-10]对振动式果品收获技术机理的国内外研究进展进行了系统论述, 并通过试验发现作用在果树激振位置处的连续载荷比冲击载荷采摘效果更好。文献[11-12]发现, 树枝的刚度随着直径的增大而增大, 振动能量在刚度大的区域传递效率更高, 进一步说明果实采摘效率与果枝的激

振位置相关。在利用机械振动采收果实时, 需要采收装置的工作部件在果枝某位置施加适当的载荷。外界输入的能量从激振位置传递到树枝与果实连接处, 果实受迫产生一定频率和振幅的摆动, 当其惯性力大于果实与果枝的结合力时, 果实与果柄分离, 完成采摘<sup>[13-14]</sup>。在实际采收过程中, 果农往往通过延长采收机激振时间、增大激振振幅和激振频率来提高采摘效率, 这种采收措施对树根、树枝和树皮都会造成一定程度伤害, 导致果树来年减产<sup>[15]</sup>, 从而带来一定的经济损失。笔者将果树视为一个系统并从能量的角度分析, 外界对系统的激励就是对系统做功, 其能量被储存到系统中, 其中一部分能量转化为果枝的动能, 另一部分因果枝内部阻尼结构和外界空气阻力等因素损失。

笔者通过研究海棠果树在不同激振频率和振幅作用下, 能量从激振位置传递到果树树枝上的具体分布情况, 分析果树形态结构(分叉角度、果枝直径)对振动能量传递的影响; 通过田间采收试验, 研究不同激振频率对果实采收效率的影响。

## 1 材料与方法

### 1.1 试验材料

选择 3 棵 5 年树龄的海棠果树作为试验样本。

\* 国家自然科学基金资助项目(51465054)

收稿日期: 2017-01-11; 修回日期: 2017-03-21

试验时间分别为 2015 年 7 月 15 日、2016 年 7 月 18 日和 2016 年 7 月 28 日。本次试验在室内完成,根据果树在田间实际生长情况,树干根部用加持装置固定。果树在宏观形态结构是由主干、枝干、侧枝和树叶组成的分层结构。3 棵样本树中两棵为“Y”型果树,包括树干、两根枝干和部分侧枝;1 棵为三叉枝果树,包括树干、3 根枝干和部分侧枝。A 点为激振位置,如图 1 所示。在研究过程中对海棠果树做如下定义:由主干分生出第 1 层分枝为一级枝干,用  $b_i$  表示;由第 1 层分枝生出第 2 层分枝为二级枝干,用  $c_i$  表示。各样本树测点位置处直径如表 1 所示。

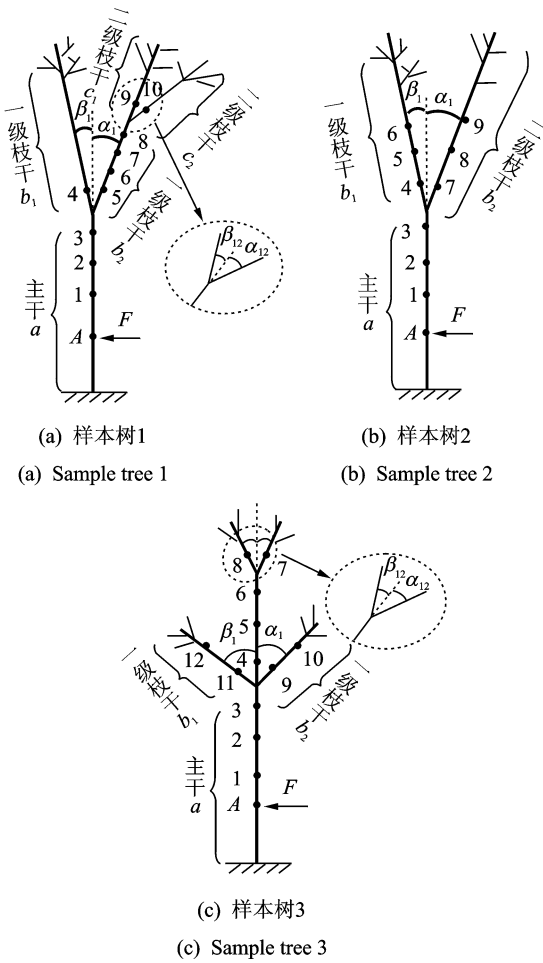


图 1 各样本树结构图

Fig. 1 The structure diagram of each tree sample

### 1.2 仪器与设备

仪器设备主要包括振动试验台 DC-600-6, SV-0505 水平滑台、功率放大器 SA-5, RC-300-2 振动控制仪、DH5922N 动态信号测试分析系统、三向加速度传感器 DH311E、GHDAS 软件、铁片和胶水等。

### 1.3 试验流程

设置振动试验台参数为正弦函数激振载荷,即

表 1 3 棵样本树在测点处的直径

Tab. 1 The diameters of three sample trees at the measuring point

测点位置	$d_1$	$d_2$	$d_3$
1	73.98	53.22	59.68
2	72.12	51.50	58.76
3	70.01	50.04	57.50
4	47.03	29.12	45.80
5	55.11	28.01	43.10
6	52.34	26.80	40.20
7	48.12	39.10	28.40
8	44.67	36.79	28.86
9	34.23	33.71	23.40
10	28.01	—	18.30
11	—	—	29.52
12	—	—	24.30

$d_i (i = 1, 2, 3)$  为样本树  $i$  在某测点直径

表 2 3 棵样本树分叉角度

Tab. 2 Bifurcation angle of three sample tree ( $^\circ$ )

样本树编号	$\alpha_1$	$\beta_1$	$\alpha_{12}$	$\beta_{12}$
1	33.7	6.2	30.2	11.8
2	25.1	10.4	—	—
3	44.9	43.4	19.1	16.8

$x = A \sin(2\pi ft)$ , 其中:  $x$  为激振位移;  $A$  为最大激振振幅;  $f$  为激振频率。根据文献[8-9], 本次试验设置外界激振载荷频率  $f$  为 10, 12.5, 15, 17.5 和 20 Hz, 振幅  $A$  为 3, 4 和 5 mm。设置 DH5922N 动态信号测试分析系统的采样频率为 10 kHz<sup>[16]</sup>。相邻两测点间距为 20 cm, 图 1 中样本树 1 的测点 3, 4, 5 到分叉点的距离均为 10 cm, 即能量在相邻两测点之间的传递路径为 20 cm。所有加速度传感器的安装方向与激振载荷方向一致, 如图 2 所示。



图 2 加速度传感器的安装

Fig. 2 The installation of acceleration sensor

## 2 结果与分析

### 2.1 加速度信号拟合

对测得的加速度信号进行曲线拟合,不同激振

频率下加速度的拟合曲线及拟合函数如图3所示。

由图3可知,拟合后的加速度信号符合正弦函数变化规律,当激振频率  $f$  为 10, 12.5, 15, 17.5, 20 Hz 时,各测点加速度拟合函数角频率  $\omega$  随激振频率  $f$  的变化而变化,如表3所示。将  $f$  与  $\omega$  拟合成曲线,如图4所示,可以得出  $f$  与  $\omega$  呈线性关系。

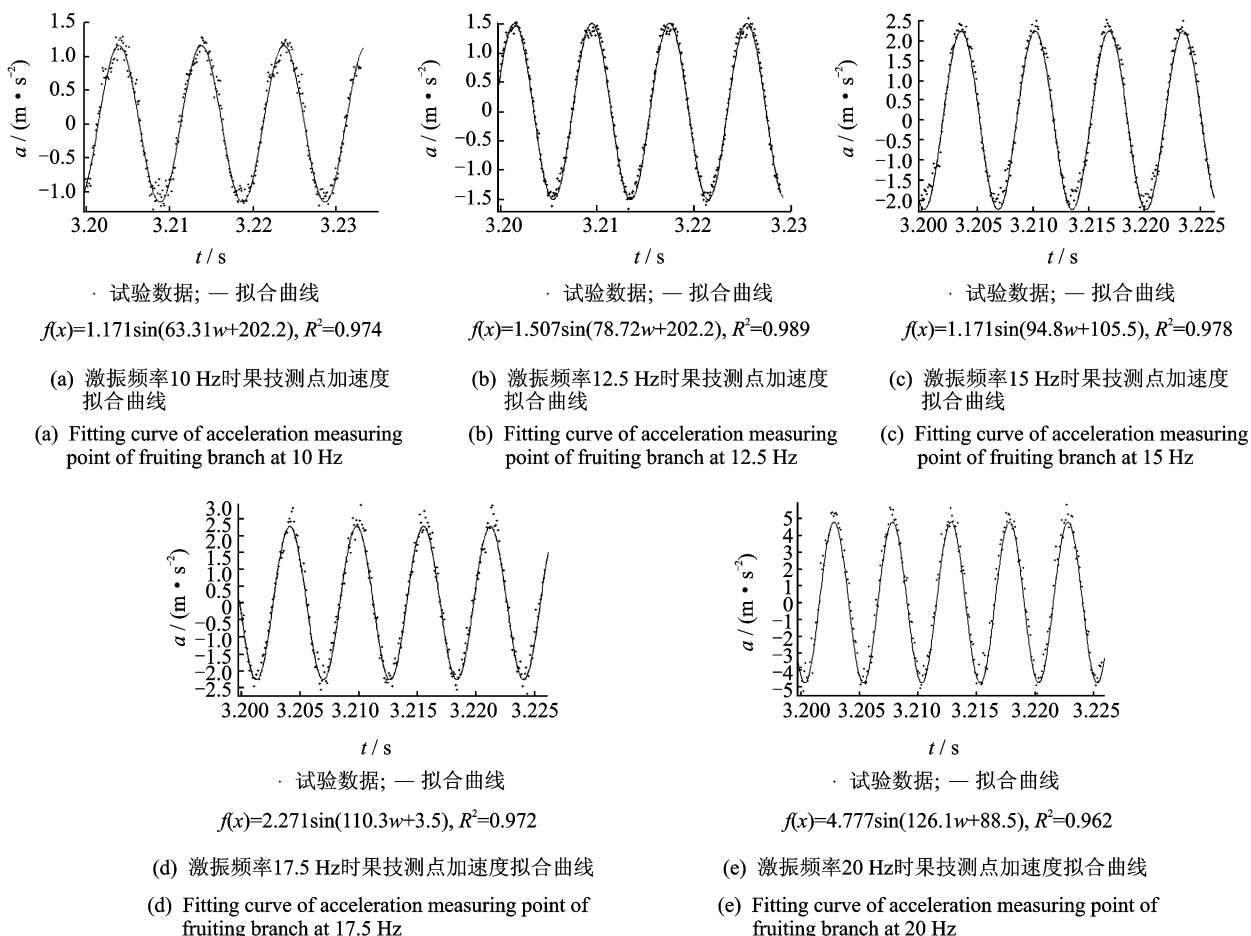


图3 不同激振频率下的加速度拟合曲线

Fig. 3 Fitting curves of acceleration under different excitation frequencies

表3 激振频率  $f$  与拟合函数角频率  $\omega$

Tab. 3 Excitation frequency and fitting function angular frequency

$f/\text{Hz}$	$\omega /(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$
10.0	63.20
12.5	78.75
15.0	94.71
17.5	110.33
20.0	126.17

由图4可知,激振频率  $f$  与加速度拟合函数角频率  $\omega$  的表达式为

$$\omega = 6.297f + 0.19 \quad (1)$$

$$f = \frac{\omega}{6.297} - 0.03 \quad (2)$$

加速度拟合函数的频率为  $f_1 = \frac{\omega}{2\pi} \approx \frac{\omega}{6.283}$ , 即

$f_1 \approx f$ , 说明在正弦振动载荷激励下,果树枝干加速度信号频率与激振频率几乎一致,这进一步验证说明将果树上的加速度信号视为正弦函数是可行的。

### 2.2 动能方程及相对动能比

设各测点的加速度函数为

$$a(t) = A\sin(\omega t + \varphi) \quad (3)$$

则速度函数为

$$v(t) = \int a(t) dt = A\omega \cos(\omega t + \varphi) \quad (4)$$

假设枝干密度  $\rho$  在各位置处相同,在测点  $i$  位

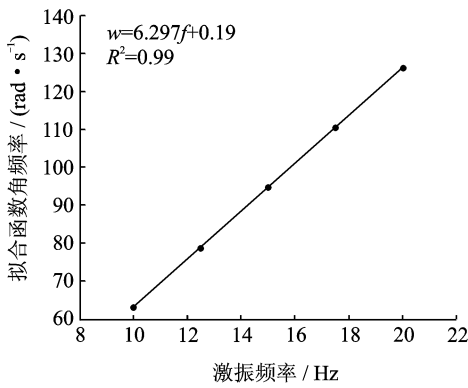


图 4 激振频率与拟合函数角频率关系

Fig. 4 The relationship between the exciting frequency and the fitting function angular frequency

置处枝干单位长度上的动能为

$$E_i = \frac{1}{2}mv_i^2 = \frac{1}{2}\rho\pi d_i^2lv_i^2 \quad (5)$$

由于在激振频率相同的情况下,各测点的加速度拟合曲线周期相同,所以选择一个周期,即 0 到  $T_n$  ( $n=10,15,20$ ) 时间段内的动能进行比较

$$E_i = \frac{1}{2}m\left[\int_0^{T_n} a(t)dt\right]^2 = \frac{1}{8}\rho\pi d_i^2LA^2\omega^2 \times [\cos\varphi - \cos(\omega T_n + \varphi)]^2 \quad (6)$$

为了更准确描述能量在果枝上的分布,定义一个新的变量,相对动能比  $k_{i,j}$  [10],表示测点  $j$  处的动能与测点  $i$  处动能的比值,表达式为

$$k_{i,j} = \frac{E_j}{E_i} = \left(\frac{d_jv_j}{d_iv_i}\right)^2 \quad (7)$$

其中:测点  $i$  为参考点。

### 3 分析与讨论

为了更准确地分析动能在果枝上的分布,选择离激振点最近的测点 1 为参考点,式(7)变形为

$$k_{1,j} = \frac{E_j}{E_1} = \left(\frac{d_jv_j}{d_1v_1}\right)^2 \quad (8)$$

根据式(8)计算出在不同激振频率和不同激振位移作用下,各样本树的  $k_{1,j}$  值如图 5~7 所示(纵坐标  $k_{1,j}$  值单位为 1,横坐标测点位置为无量纲单位)。从图 5~7 可以看出,能量在传递过程中不断

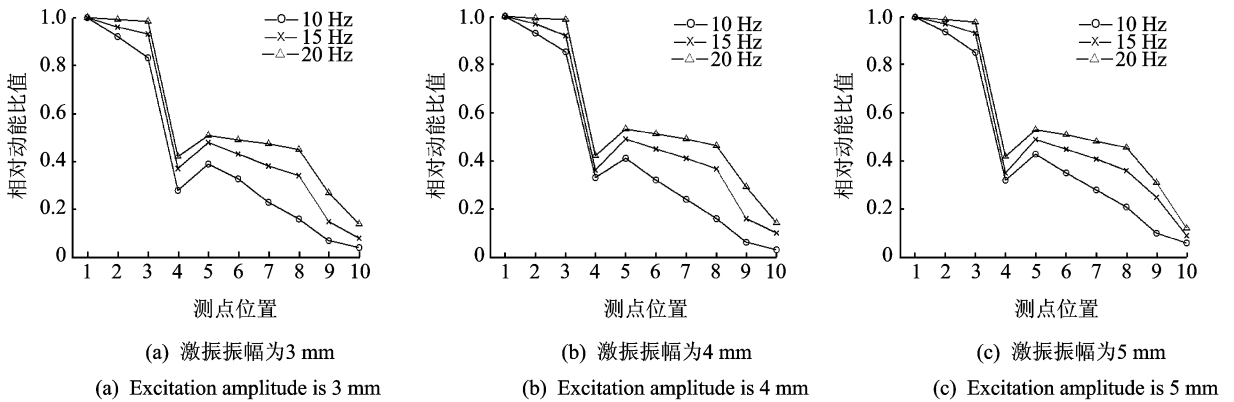


图 5 样本树 1 在不同激振位移和不同激振频率下的  $k_{1,j}$  值

Fig. 5 The  $k_{1,j}$  values of sample tree 1 under different excitation displacement and excitation frequency

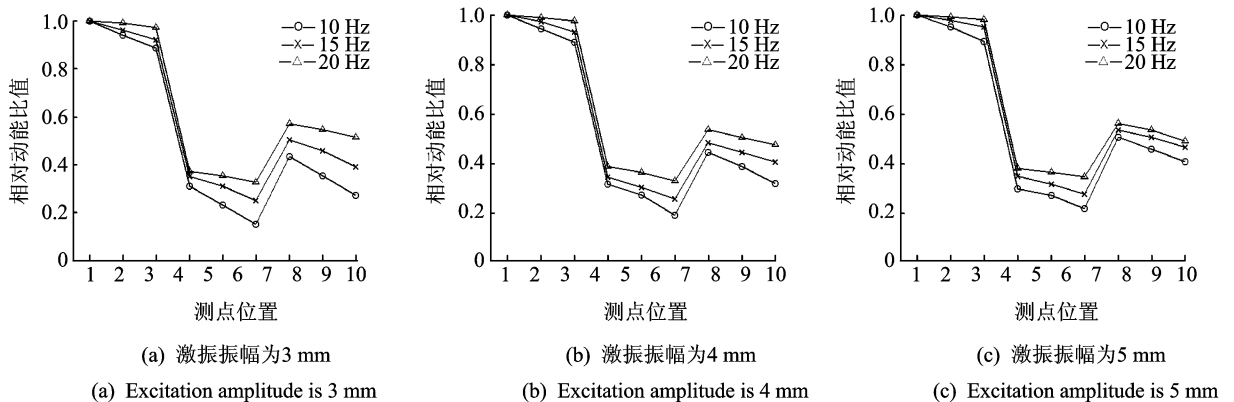


图 6 样本树 2 在不同激振位移和不同激振频率下的  $k_{1,j}$  值

Fig. 6 The  $k_{1,j}$  values of sample tree 2 under different excitation displacement and excitation frequency

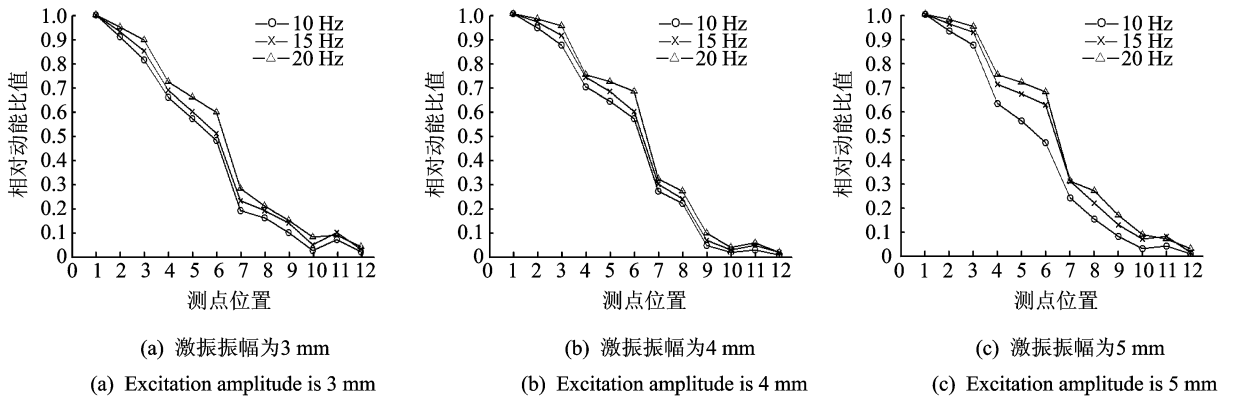


图 7 样本树 3 在不同激振位移和不同激振频率下的  $k_{1j}$  值

Fig. 7 The  $k_{1j}$  values of sample tree 3 under different excitation displacement and excitation frequency

被损耗,能量比值曲线分布由上往下依次为 20, 15 和 10 Hz,说明 20 Hz 与果树固有频率更为接近,果树更容易产生共振。各样本树的测点 1, 2, 3 均在主干上,与其他测点的能量比值进行比较可以看出,在主干位置上的能量传递效率高于侧枝上的能量传递效率,即果枝直径越大,能量传递效率越高。分别比较图 5 中的  $k_{1,3}, k_{1,4}, k_{1,5}, k_{1,8}, k_{1,9}, k_{1,10}$  值,图 6 中的  $k_{1,3}, k_{1,4}, k_{1,7}$  值以及图 7 中的  $k_{1,3}, k_{1,9}, k_{1,11}, k_{1,6}, k_{1,7}, k_{1,8}$  值可以得出,能量在流经分叉点时产生分流,在节点处有所能量,并未完全流向果树分叉后的侧枝。样本树 3 的两侧枝与主干轴线的角度相近,即  $\alpha_1 \approx \beta_1$ 。从图 7 可以看出,在不同激振振幅和激振频率下,  $k_{1,9}$  值始终大于  $k_{1,11}$  值。可见,在分叉角度近似相等的情况下,能量更多的流向果枝直径大的一侧。

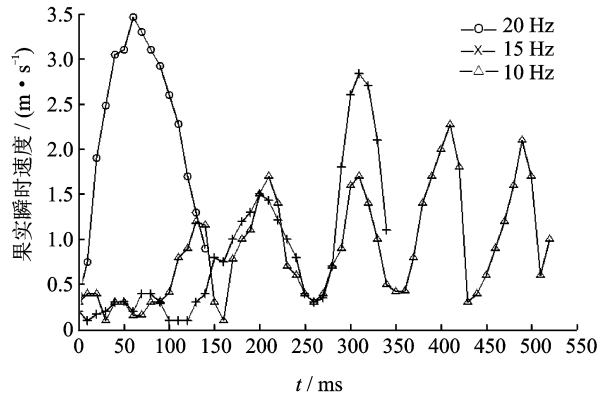


图 8 不同激振频率作用下果实瞬时速度变化曲线  
Fig. 8 The instantaneous velocity curve of at different excitation Frequency

### 4 田间果实脱离试验分析

为比较分析频率对果实采收效率的影响,设定 3 组激振频率分别为 20, 15, 10 Hz 的振动采收试验,每组选择 30 个生物特性相近的果实。图 8 为不同激振频率时的果实瞬时速度随时间变化曲线图。可以看出:激振频率为 20 Hz 时,果实脱离需要 140 ms,果实最大瞬时速度峰值为 3.46 m/s;激振频率为 15 Hz 时,果实脱离需要 340 ms,果实最大瞬时速度峰值为 2.84 m/s;激振频率为 10 Hz 时,果实脱离需要 520 ms,果实最大瞬时速度峰值为 2.27 m/s。由此可知,激振频率为 20 Hz 时,果实脱离时间最短。

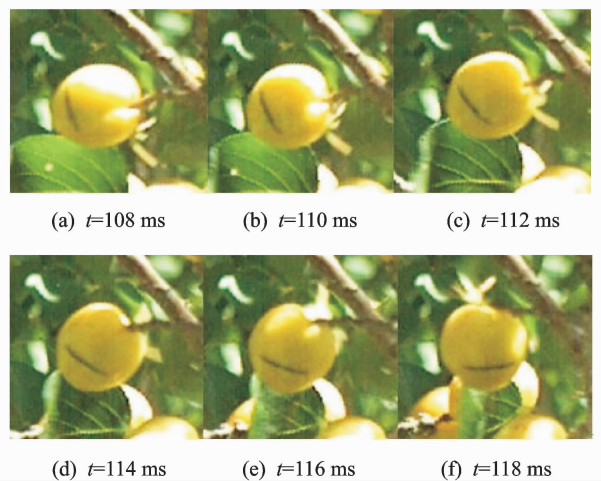


图 9 果实不同时刻的位置图  
Fig. 9 Location of fruits at different time

图 9 为采收过程中果实在不同时刻的位置图,图(a)~(f)为果实在间隔 2 ms 后的运动图像。可以看出,果实在摆动过程中果柄相对树枝发生了弯曲和扭转,确定了果实的脱离是由于弯曲和扭转产

生的惯性力大于果柄结合力,从而使果实脱离。激振频率为 20 Hz 时,通过观察高速摄像拍摄的果实运动图像可以看出,果实与树枝连接部分产生较大的振动速度和振幅,此时果柄与树枝连接位置处产

生共振,果实更容易脱落。

## 5 结 论

1) 在正弦振动载荷激励下,果枝上的加速度值符合正弦函数变化规律,且果枝加速度信号频率与外界激振频率几乎一致。

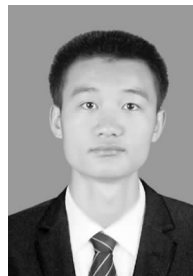
2) 能量在果枝主干上的传递效率高于侧枝上的传递效率,即果枝刚度越大,能量传递效率越高。

3) 能量在流经分叉位置处产生分流,同时损失部分能量。当两侧枝与主干轴线的角度相近时,能量更多的分流到直径大的侧枝。

4) 采收过程中,果柄发生弯曲和扭转,果实上下左右摆动。激振频率为 20 Hz 时,果实最大瞬时速度和摆动幅度较大,果实更容易脱落。

### 参 考 文 献

- [1] 陈虹. 新疆统计年鉴[M]. 北京:中国统计出版社, 2015: 433-434.
- [2] Adrian P A, Fridley R B, Lorenzen C. Forced vibration of a tree limb[J]. Transactions of the American Society of Agricultural Engineering, 1965, 8(4): 473-475.
- [3] Chen S S, Shi J Y. Simplified model for vertical vibrations of surface foundations[J]. Journal of Geotechnical and Geoenvironmental Engineering, 2006, 132(4): 651-655.
- [4] Savary S K J U, Ehsani R, Schueller J K, et al. Simulation study of citrus tree canopy motion during harvesting using a canopy shaker[J]. American Society of Agricultural and Biological Engineers, 2010, 53(5): 1373-1381.
- [5] He Long, Zhou Jianfeng, Du Xiaoqiang, et al. Energy efficacy analysis of a mechanical shaker in sweet cherry harvesting[J]. Biosystems Engineering, 2013, 116(4): 309-315.
- [6] Mira T A, Martin B, Ortiz C, et al. Mechanical harvesting of processed apricots[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2006, 22(4): 499-506.
- [7] Castro-García S, Blanco-Roldán G L, Gil-Ribes J A. Vibrational and operational parameters in mechanical cone harvesting of (pinus pineaL.) stone pine (pinus pineaL)[J]. Biosystems Engineering, 2012, 112(4): 352-358.
- [8] Gil-Ribes J A, Castro-García S, co-Roldán G L, et al. Dynamic analysis of olives trees in intensive orchards under forced vibration[J]. Trees, 2008, 22(6): 795-802.
- [9] 陈都, 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 Chinese Society of Agricultural Engineering, 2011, 27(8): 195-200. (in Chinese)
- [10] Du Xiaoqiang, Chen Du, Zhang Qin. Dynamic responses of sweet cheery trees under vibratory excitations[J]. Biosystems Engineering, 2012, 111(3): 305-314.
- [11] Erdoğan D, Güner M, Dursun E. Mechanical harvesting of apricots[J]. Biosystems Engineering, 2003, 85(1): 19-28.
- [12] Zhou Jianfeng, He Long, Zhang Qin, et al. Effect of excitation position of a handheld shaker on fruit removal efficiency and damage in mechanical harvesting of sweet cherry[J]. Biosystems Engineering, 2014, 2(1): 36-44.
- [13] 王业成, 陈海涛, 林清. 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 Chinese Society of Agricultural Engineering, 2009, 25(3): 79-83. (in Chinese)
- [14] Mann D D, Petkau D S. Removal of sea buckthorn (Hippophae rhamnoides L.) berries by shaking[J]. Canadian Biosystems Engineering, 2002, 43(2): 23-28.
- [15] Affeldt H A, Marshal D E, Brown G K. Relative dynamic displacements withing a trunk shaker clamp[J]. Transactions of the American Society of Agricultural Engineering, 1988, 31(2): 323-330.
- [16] 杨世锡, 梁文军, 于保华. 基振动信号多通道同步正周期数据采集卡设计[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(1): 23-28.
- Yang Shixi, Liang Wengjun, Yu Baohua. Design of vibration signal's multi-channel integer period synchronous acquisition card[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(1): 23-28. (in Chinese)



**第一作者简介:**刘子龙,男,1991年2月生,硕士生。主要研究方向为机械系统动力学。曾发表《果树冲击振动动态特性的研究》《新疆大学学报:自然科学版》2016年第33卷第4期)等论文。  
E-mail: liuzilong1991@163.com

**通信作者简介:**王春耀,男,1956年6月生,教授、硕士生导师。主要研究方向为机械系统动力学。  
E-mail: wangchun\_yao@126.com