doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.10.010

基于槽型凸轮传动的蓝莓采摘机设计与试验

王海滨[1]　李志鹏[2]　姜雪松[1]　聂宏宇[3]　耿　雷[4]

(1.东北林业大学工程技术学院,哈尔滨 150040;2.东北林业大学交通学院,哈尔滨 150040;
3.东北林业大学机电工程学院,哈尔滨 150040;4.黑龙江科技大学机械工程学院,哈尔滨 150027)

摘要:为改善机械采摘蓝莓的果品质量,设计了基于槽型凸轮传动的蓝莓采摘机。样机关键零部件设计包括驱动元件计算与选择、传动系统减速比分配、凸轮运动曲线计算等,采用"反转法"推导凸轮廓形曲线,利用"角分线法"设计采摘系统末端执行装置。在 ADAMS 中建立采摘机模型,搭建仿真环境对采摘机进行动力学分析,研究凸轮设计参数、各杆件长度、驱动元件转速对采摘传动装置的影响。在种植园进行蓝莓采摘试验,得到槽型凸轮采摘机采摘效率 4.6 kg/min、未成熟果实脱落率 3.2%、成熟果实采净率 83%、果实损坏率 3.1%,对比分析得出:槽型凸轮采摘机的采果质量优于牵引式采摘机,采摘效率是人工采摘效率的 13 倍。

关键词:蓝莓;采摘机;槽型凸轮;动力学分析;试验

中图分类号:S225.93　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2018)10-0080-12

Design and Experiment on Blueberry Picking Machine Based on Groove Cam Drive

WANG Haibin[1]　LI Zhipeng[2]　JIANG Xuesong[1]　NIE Hongyu[3]　GENG Lei[4]

(1. *College of Engineering and Technology*, *Northeast Forestry University*, *Harbin* 150040, *China*
2. *College of Traffic*, *Northeast Forestry University*, *Harbin* 150040, *China*
3. *College of Mechtronic Engineering*, *Northeast Forestry University*, *Harbin* 150040, *China*
4. *College of Mechanical Engineering*, *Heilongjiang University of Science and Technology*, *Harbin* 150027, *China*)

Abstract: In order to improve the picking fruit quality of blueberry machine, a blueberry picking machine was designed based on grooved cam transmission. The key components of the prototype were designed, including the calculation and selection of drive components, distribution of reduction ratio of drive system, and the calculation of cam motion curve. The cam profile curve was derived by the inversion method, and the end execution device of the picking system was designed by using the angle dividing line method. A picking machine model was established in ADAMS. The simulation environment was set up to analyze the dynamics of the picker. The influence of the cam design parameters, the length of each member and the speed of driving element on the picking drive was studied. The blueberry picking test was conducted in the plantation. The extraction efficiency of the slot cam picking machine was 4.6 kg/min, the unripe fruit shedding rate was 3.2%, the mature fruit recovery rate was 83%, and the fruit damage rate was 3.1%. The comparison analysis showed that the quality of the groove cam picker was superior to the traction picker, and the picking efficiency was 13 times of that of manual picking.

Key words: blueberry; picking machine; slot cam; dynamic analysis; test

0　引言

近年来,以蓝莓为代表的小浆果因营养价值高而备受青睐,但因手工采摘影响其种植规模和种植面积的扩大,迫切需要蓝莓采摘机械,以提高采摘效率[1-3]。

收稿日期:2018-04-17　修回日期:2018-05-26

基金项目:国家自然科学基金项目(51575097)、黑龙江省自然科学基金项目(E2016002)、国家博士后科学基金项目(2017M611338)和中央高校基金科研业务费专项资金项目(2572016CB14)

作者简介:王海滨(1979—),男,副教授,博士后,主要从事农林采摘机械研究,E-mail:whbhit@126.com

通信作者:李志鹏(1963—),男,教授,博士生导师,主要从事农业采摘机械研究,E-mail:984764220@qq.com

美国是最早研究蓝莓采摘机械的国家[4-5]。自1959 年首项关于蓝莓采摘技术的专利发表开始至今，美国蓝莓采摘技术已较为成熟，主要有 Korvan、Littau 和 BEI 公司研究和生产蓝莓采摘机[6-7]，加拿大、澳大利亚、新西兰、智利等国家纷纷引进该项技术，现已实现蓝莓机械采收[8-10]。我国蓝莓采摘技术处于研究开发阶段，东北林业大学郭艳玲等[11-12]研制出矮丛蓝莓采摘机，东北农业大学赵永超等[13-15]研制出小型、便携气吸式蓝莓采摘机，对于人工种植高丛蓝莓大型采摘机械的研究国内鲜见报道[16-20]。

目前，课题组已研制出牵引式蓝莓采摘机，试验发现难以发挥机器工作性能，原因在于以曲柄连杆机构为核心的采摘传动装置仅能保证采摘装置的起止位置，对于运动过程中各时刻速度、加速度难以保证按预定的设计要求实现，需要改变采摘传动装置的类型和运动形式，以发挥采摘机的工作性能[21-26]。鉴于此，本文研制一种高丛蓝莓采摘机，以槽型凸轮传动装置作为采摘系统核心部件，按照预定设计要求实现运动轨迹，以改善采摘系统工作性能，为蓝莓采摘机械设计提供参考。

1　整机结构与工作原理

1.1　整机结构

图 1 所示为蓝莓采摘机整体结构图，主要由收拢装置、龙门框架、行走系统、汽油发动机、传动系统、槽型凸轮传动装置、采摘末端执行装置等部件组成。

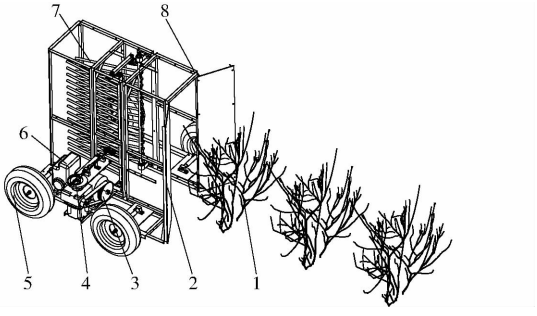


图 1　蓝莓采摘机整体结构图

Fig. 1　Overall structure diagram of blueberry picking machine

1. 蓝莓植株　2. 收拢装置　3. 传动系统　4. 槽型凸轮传动装置　5. 行走系统　6. 汽油发动机　7. 指排　8. 龙门框架

1.2　工作原理

蓝莓采收作业时，采摘机骑垄作业向前行驶，蓝莓植株经收拢装置进入龙门框架内，汽油发动机运转，经传动系统调整转速带动槽型凸轮传动装置改变运动形式，驱动采摘系统末端执行装置的工作部件——指排往复摆动，拍打从中经过的蓝莓植株形成振动，实现蓝莓果实机械采摘。

1.3　采摘机设计要求

依据蓝莓采摘作业形式，得到采摘设计要求如下：

(1)采摘收拢装置宽度大于蓝莓植株宽度。

(2)采摘机龙门框架高度大于去除顶枝高度的蓝莓植株。

(3)采摘机龙门框架长度大于蓝莓植株株距。

(4)采摘机龙门框架宽度大于种植园垄宽。

(5)采摘末端执行元件的摆动频率应保证植株振动，振落蓝莓果实。

(6)采摘末端执行元件应连续拍打植株持续振动，以提高采摘效率。

(7)采摘末端执行元件的摆动角速度、角加速度无突变，使植株所受振动为柔性冲击，而非刚性碰撞。

(8)龙门框架内两侧的末端执行元件对植株的拍打幅度应相同，保证植株两侧的振动幅度相同。

(9)采摘机的驱动力大于采摘振动消耗功率。

2　关键零部件设计

由文献[24]得到，人工种植蓝莓植株垄高 0.2 ~ 0.4 m、垄距 2.0 ~ 3.0 m、株距 2.5 ~ 3.0 m，蓝莓植株高度为 1.5 ~ 2.0 m；综合设计要求(1) ~ (4)得到：采摘机收拢装置宽度 2.8 m、龙门框架高度 2.5 m、龙门框架长度 3.2 m，由此得到采摘机外形尺寸(长 × 宽 × 高)为 3.2 m × 2.8 m × 2.5 m，下面对关键零部件进行设计分析。

2.1　采摘传动系统

2.1.1　驱动元件选择

考虑到采摘机田间作业，电力驱动不便，采用汽油发动机作为采摘系统驱动元件，为采摘系统提供动力。由于作业中的采摘机对从中经过的蓝莓植株逐个拍打，得到汽油发动机的功率应大于单株蓝莓振动消耗功率，单株蓝莓消耗功率可表示为

$$P_L = \frac{T_L n}{9\,550} \tag{1}$$

式中　P_L——单株蓝莓植株消耗功率，kW

T_L——蓝莓植株消耗转矩，N·m

n——采摘系统末端执行元件转速，r/min

根据设计要求得到，采摘机驱动元件功率应满足

$$P \geqslant \frac{P_L}{\eta} \tag{2}$$

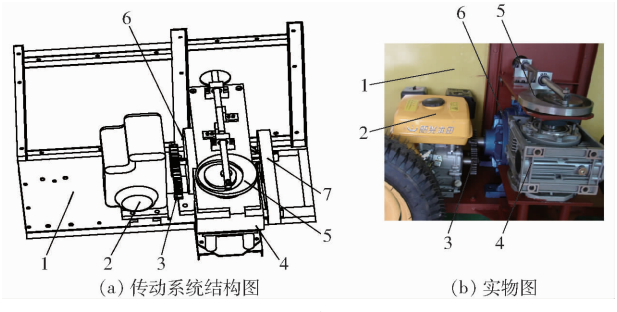
式中　P——采摘机驱动元件功率，kW

η——采摘系统工作效率，取 0.8

由文献[27]得到单株蓝莓振动的驱动转矩为122 N·m;由文献[17]得到实现蓝莓果实振动采摘的频率f范围为1~4 Hz。由式(1)、(2)计算得到单株蓝莓振动最大消耗功率为3.1 kW,采摘系统消耗功率为3.8 kW。由于采摘机安装空间有限,要求汽油发动机尺寸不宜过大。根据设计要求(5)、(9),综合以上因素,选择DJ168C型汽油发动机作为采摘系统驱动元件,满足设计要求,DJ168C型发动机外形尺寸(长×宽×高)为0.35 m×0.31 m×0.33 m、额定功率4.2 kW、额定转速1 450 r/min。

2.1.2 采摘传动系统设计

图2所示为采摘传动系统图。由于DJ168C型汽油发动机为卧式安装,为实现预定的采摘振动输出频率范围,得到采摘传动系统的设计要求为:立轴输出;输出轴转速范围60~240 r/min。



(a) 传动系统结构图 (b) 实物图

图2 采摘传动系统图

Fig. 2 Diagrams of plucking transmission system

1. 龙门框架 2. 汽油发动机 3. 齿轮副 4. 蜗轮蜗杆减速器 5. 槽型凸轮传动装置 6. V带传动装置 7. 机械无级变速器

由此得到采摘系统减速比范围i为6~24;传动系统变速比$i_x=4$。为实现立轴输出采用蜗轮蜗杆减速器改变传动方向,综合系统传动比和安装空间要求,选用WPWKO120型蜗轮蜗杆减速器作为传动系统末端元件连接槽型凸轮,WPWKO120型蜗轮蜗杆减速器的减速比i_4为1/10;为调速方便,选用MBL55型机械无级变速器调节系统转速,MBL55型变速器减速比为5、额定功率为5.5 kW、输入轴最高转速为1 400 r/min,得到机械无级变速器的减速比i_2为1/5~1/1,符合设计要求。

为便于安装调试,采用齿轮副连接汽油发动机和机械无级变速器,根据发动机转速和机械无级变速器转速,设计齿轮副的齿轮齿数分别为18和21,得到齿轮副3减速比i_1为18/21;采用V带传动装置连接机械无级变速器和蜗轮蜗杆减速器输入轴以实现系统过载保护,依据系统减速比范围和其它元件减速比,得到V带传动装置的减速比i_3为2,根据传动系统设计要求采用传动方案如图3所示,由图3得到系统调速范围为:$n=n_p i_1 i_2 i_3 i_4$,计算得50~248 r/min,输出调速频率f为0.83~4.13 Hz,满足采摘振动频率范围要求。

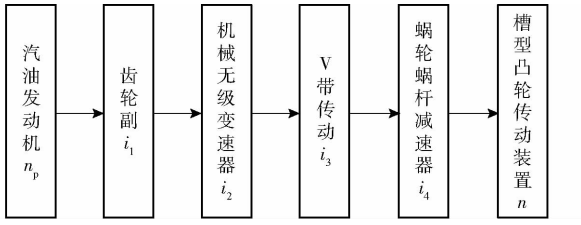


图3 采摘传动系统方案

Fig. 3 Plucking transmission system scheme

2.2 槽型凸轮传动装置

为使采摘传动装置各元件按预定轨迹运动,采用槽型凸轮传动装置作为采摘系统传动装置,得到如图4所示的采摘系统传动装置原理图。

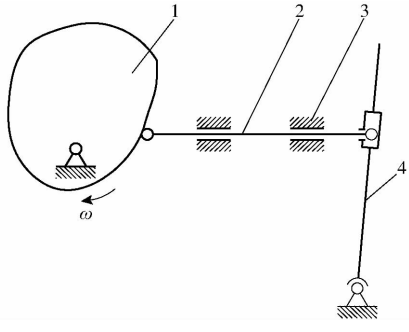


图4 采摘系统传动装置原理图

Fig. 4 Schematic diagram of transmission of picking system

1. 槽型凸轮 2. 推杆 3. 直线轴承座 4. 左侧摇杆

根据采摘设计要求(6),为保持振动连续性,要求执行元件在摆角极限位置停留时间短,得到凸轮远休止角、近休止角均为10°;根据蜗轮蜗杆减速器输出轴直径设定凸轮基圆半径为50 mm,根据采摘系统安装位置得到凸轮行程为400 mm,得到如表1所示的凸轮传动装置设计参数。

表1 槽型凸轮传动装置设计参数

Tab. 1 Design parameters of groove cam transmission device

参数	数值
基圆半径/mm	50
偏心距/mm	0
行程/mm	40
凸轮辊子半径/mm	15
推程运动角/(°)	170
远休止角/(°)	10
回程运动角/(°)	170
近休止角/(°)	10

2.2.1 凸轮运动曲线

蓝莓采摘作业时,为达到采摘机采摘熟果、保留青果的采摘目的,要求采摘转动装置的输出速度、加速度曲线连续变化无突变,保证采摘末端执行装置

拍打蓝莓植株无冲击作用，得到推杆运动形式应满足以上要求。

由于推杆运动规律依赖于凸轮运动曲线，凸轮运动曲线主要包括多项式运动曲线和三角函数运动曲线。其中，一次曲线、二次曲线在推程、回程起止点存在瞬间加速度有突变，为刚性冲击；余弦曲线在推程、回程起止点加速度有突变，因数值有限为柔性冲击；正弦曲线在推程、回程阶段加速度无突变，但在加工中因各曲线衔接点难于保证圆角过渡，影响其局部运动规律；五次曲线推杆在运动过程中的速度、加速度无突变，即无刚性冲击、也无柔性冲击，满足设计要求(7)，可作为凸轮传动装置运动曲线。五次凸轮曲线表达式为

$$\begin{cases} s_1(\phi)=s_1\mid_{\phi\in(0,\delta_0]} \\ s_2(\phi)=h\mid_{\phi\in(\delta_0,\delta_0+\delta_{01}]} \\ s_3(\phi)=s_3\mid_{\phi\in(\pi,\pi+\delta_0']} \\ s_4(\phi)=0\mid_{\phi\in(\pi+\delta_0',\pi+\delta_0'+\delta_{02}]} \end{cases} \tag{3}$$

式中　h——凸轮行程，m

ϕ——凸轮转角，$\phi\in[0,2\pi)$，rad

δ_0——凸轮推程运动角，rad

δ_0'——凸轮回程运动角，rad

δ_{01}——凸轮远休止角，rad

δ_{02}——凸轮近休止角，rad

$s_1(\phi)$为推杆推程运动曲线；$s_2(\phi)$为推杆远休止运动曲线；$s_3(\phi)$为推杆回程运动曲线；$s_4(\phi)$为推杆近休止运动曲线。

其中，推程曲线 $s_1(\phi)$和回程曲线 $s_3(\phi)$可表示为

$$s_j(\phi)=C_0+C_1\phi+C_2\phi^2+C_3\phi^3+C_4\phi^4+C_5\phi^5 \quad (j=1,3) \tag{4}$$

式中　C_i——推杆运动多项式系数($i=0,1,\cdots,5$)

因推程曲线 $s_1(\phi)$和回程曲线 $s_3(\phi)$未知，下面对其求解。分析凸轮运动规律得到，凸轮在推程起点、终点满足边界条件

$$\begin{cases} s_1(\phi)\mid_{\phi=0}=0 \\ \dot{s}_1(\phi)\mid_{\phi=0}=0 \\ \ddot{s}_1(\phi)\mid_{\phi=0}=0 \\ s_1(\phi)\mid_{\phi=\delta_0}=h \\ \dot{s}_1(\phi)\mid_{\phi=\delta_0}=0 \\ \ddot{s}_1(\phi)\mid_{\phi=\delta_0}=0 \end{cases} \tag{5}$$

将式(4)代入式(5)得到非齐次线性方程组

$$\boldsymbol{D}_t\boldsymbol{C}_t=\boldsymbol{H}_t \tag{6}$$

其中　$\boldsymbol{C}_t=[C_{t0}\quad C_{t1}\quad C_{t2}\quad C_{t3}\quad C_{t4}\quad C_{t5}]^{\mathrm{T}}$

$$\boldsymbol{H}_t=[0\quad 0\quad 0\quad h\quad 0\quad 0]^{\mathrm{T}}$$

$$\boldsymbol{D}_t=\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \omega & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2\omega^2 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & \delta_0 & \delta_0^2 & \delta_0^3 & \delta_0^4 & \delta_0^5 \\ 0 & \omega & 2\omega\delta_0 & 3\omega\delta_0^2 & 4\omega\delta_0^3 & 5\omega\delta_0^4 \\ 0 & 0 & 2\omega^2 & 6\omega^2\delta_0 & 12\omega^2\delta_0^2 & 20\omega^2\delta_0^3 \end{bmatrix}$$

式中　ω——凸轮角速度，rad/s

下角标 t 表示推程。

求解式(6)得到五次凸轮推程曲线多项式为

$$s_1(\phi)=\frac{10h}{\delta_0^3}\phi^3-\frac{15h}{\delta_0^4}\phi^4+\frac{6h}{\delta_0^5}\phi^5 \tag{7}$$

同理，在回程起点、终点满足边界条件

$$\begin{cases} s_3(\phi)\mid_{\phi=-(\delta_{02}+\delta_0')}=h \\ \dot{s}_3(\phi)\mid_{\phi=-(\delta_{02}+\delta_0')}=0 \\ \ddot{s}_3(\phi)\mid_{\phi=-(\delta_{02}+\delta_0')}=0 \\ s_3(\phi)\mid_{\phi=-\delta_{02}}=0 \\ \dot{s}_3(\phi)\mid_{\phi=-\delta_{02}}=0 \\ \ddot{s}_3(\phi)\mid_{\phi=-\delta_{02}}=0 \end{cases} \tag{8}$$

将式(4)代入式(8)得到非齐次线性方程组

$$\boldsymbol{D}_h\boldsymbol{C}_h=\boldsymbol{H}_h \tag{9}$$

其中　$\boldsymbol{C}_h=[C_{h0}\quad C_{h1}\quad C_{h2}\quad C_{h3}\quad C_{h4}\quad C_{h5}]^{\mathrm{T}}$

$$\boldsymbol{H}_h=[h\quad 0\quad 0\quad 0\quad 0\quad 0]^{\mathrm{T}}$$

$$\boldsymbol{D}_h=\begin{bmatrix} 1 & -(\delta_{02}+\delta_0') & (\delta_{02}+\delta_0')^2 & -(\delta_{02}+\delta_0')^3 & (\delta_{02}+\delta_0')^4 & -(\delta_{02}+\delta_0')^5 \\ 0 & \omega & -2\omega(\delta_{02}+\delta_0') & 3\omega(\delta_{02}+\delta_0')^2 & -4\omega(\delta_{02}+\delta_0')^3 & 5\omega(\delta_{02}+\delta_0')^4 \\ 0 & 0 & 2\omega^2 & -6\omega^2(\delta_{02}+\delta_0') & 12\omega^2(\delta_{02}+\delta_0')^2 & -20\omega^2(\delta_{02}+\delta_0')^3 \\ 1 & -\delta_{02} & \delta_{02}^2 & -\delta_{02}^3 & \delta_{02}^4 & -\delta_{02}^5 \\ 0 & \omega & -2\omega\delta_{02} & 3\omega\delta_{02}^2 & -4\omega\delta_{02}^3 & 5\omega\delta_{02}^4 \\ 0 & 0 & 2\omega^2 & -6\omega^2\delta_{02} & 12\omega^2\delta_{02}^2 & -20\omega^2\delta_{02}^3 \end{bmatrix}$$

下角标 h 表示回程。求解非齐次线性方程组(式(9))得出待定系数 $C_i(i=0,1,2,3,4,5)$，代入式(4)，化简整理得到五次凸轮曲线回程多项式 $s_3(\phi)$为

$$s_3(\phi)=\frac{10h}{\delta_0^3}(-\phi+2\delta_0+\delta_{01})^3-\frac{15h}{\delta_0^4}(-\phi+2\delta_0+\delta_{01})^4+\frac{6h}{\delta_0^5}(-\phi+2\delta_0+\delta_{01})^5 \tag{10}$$

依据凸轮设计参数,采用 Matlab 软件对求解得到的凸轮运动曲线式(7)、(10),编程得到图 5 所示的推杆位移曲线、推杆运动速度曲线、加速度曲线。

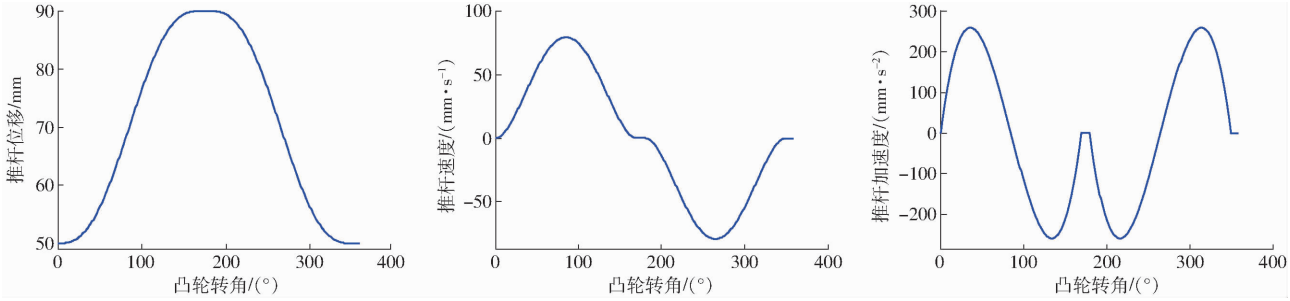


图 5 推杆运动曲线

Fig. 5 Putter movement curves

2.2.2 凸轮廓形曲线

为求解槽型凸轮廓形曲线,基于反转法原理得到图 6 所示任意时刻 t 的凸轮传动装置图。

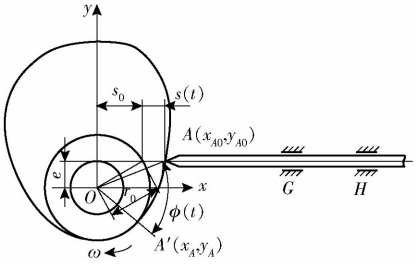


图 6 任意时刻凸轮传动装置分析图

Fig. 6 Analysis of cam gear at any time t

由图 6 得到

$$\begin{bmatrix} x_A \\ y_A \end{bmatrix} = \boldsymbol{R}_{\theta_O} \begin{bmatrix} x_{A0} \\ y_{A0} \end{bmatrix} \tag{11}$$

其中 $$\boldsymbol{R}_{\theta_O} = \begin{bmatrix} \cos\phi & -\sin\phi \\ \sin\phi & \cos\phi \end{bmatrix}$$

式中 x_A——任意时刻 t 推杆顶点 A 在采摘系统坐标系下的 x 轴坐标值,m

y_A——任意时刻 t 推杆顶点 A 在采摘系统坐标系下的 y 轴坐标值,m

x_{A0}——$t=0$ 时刻推杆顶点 A 在采摘系统坐标系下的 x 轴坐标值,m

y_{A0}——$t=0$ 时刻推杆顶点 A 在采摘系统坐标系下的 y 轴坐标值,m

$\boldsymbol{R}_{\theta_O}$——任意时刻 t 的凸轮转角矩阵

将式(11)展开得到凸轮理论廓形曲线 $S_0(x,y)$ 参数方程为

$$\begin{cases} x = (s_0 + s(t))\cos\phi - e\sin\phi \\ y = (s_0 + s(t))\sin\phi + e\cos\phi \end{cases} \tag{12}$$

其中 $$s_0 = \sqrt{r_0^2 - e^2}$$

式中 e——凸轮偏心距离,m

r_0——凸轮基圆半径,m

s_0——推杆近休止阶段距凸轮中心的 x 轴方向距离,m

$s(t)$——推杆任意时刻 t 的位移,m

图 7 所示为槽型凸轮内外廓曲线示意图,图中凸轮偏心距为 e、凸轮滚子半径为 r_r,凸轮理论曲线为 $S_0(x,y)$,凸轮内侧轮廓曲线为 $S_1(x_1,y_1)$,外侧轮廓曲线为 $S_2(x_2,y_2)$。

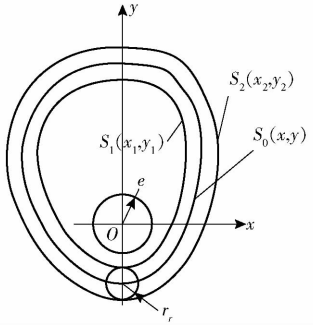


图 7 槽型凸轮内外廓形曲线示意图

Fig. 7 Schematic diagram of internal and external profile curves of groove cam

假定凸轮内外廓曲线方程为 $f(X,Y,\phi)$,得到凸轮轮廓曲线方程为

$$\begin{cases} f(X,Y,\phi) = (X-x)^2 + (Y-y)^2 - r_r^2 \\ \dfrac{\partial f(X,Y,\phi)}{\partial\phi} = -2(X-x)\dfrac{\partial x}{\partial\phi} - 2(Y-y)\dfrac{\partial y}{\partial\phi} \end{cases} \tag{13}$$

式中 X——凸轮内外轮廓曲线在采摘系统坐标系下的 x 轴坐标值,m

Y——凸轮内外轮廓曲线在采摘系统坐标系下的 y 轴坐标值,m

将式(12)代入式(13),得出槽型凸轮内外廓形曲线参数方程为

$$\begin{cases} X_i(\phi) = x \mp r_r \dfrac{(s_0 + s(t))\cos\phi - e\sin\phi}{\sqrt{(s_0 + s(t))^2 + e^2}} \\ Y_i(\phi) = y \mp r_r \dfrac{(s_0 + s(t))\sin\phi + e\cos\phi}{\sqrt{(s_0 + s(t))^2 + e^2}} \end{cases} \quad (i = 1,2) \tag{14}$$

式中　X_i——凸轮内外廓曲线在采摘系统坐标系下的 x 轴坐标值，m

Y_i——凸轮内外廓曲线在采摘系统坐标系下的 y 轴坐标值，m

其中，对于凸轮内廓曲线 $i=1$，取“－”号；对于凸轮外廓曲线 $i=2$，取“＋”号。依据槽型凸轮参数采用 Matlab 对式(12)、(14)编程得到槽型凸轮廓形曲线如图 8 所示。

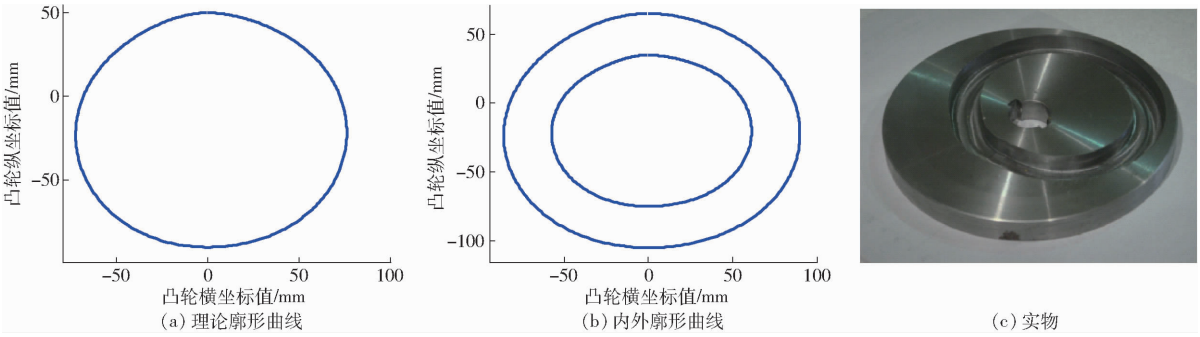


图 8　槽型凸轮廓形曲线

Fig. 8　Groove cam profile curves

采用 Pro/E 软件对槽型凸轮进行参数化建模，利用 Z 轴联动数控立式铣床切削加工得到槽型凸轮如图 8c 所示。

2.2.3　凸轮传动装置结构设计

图 9 所示槽型凸轮传动装置，为减小推杆往复直线运动摩擦损耗，将直线轴承安装在直线轴承座内安置在推杆两端；为防止推杆在运动过程中转动，在推杆两侧设置导向块导向，由于推杆低速运行，故导向块采用脂润滑；为改变推杆运动形式，在推杆连接件下方安装推杆辊子，使推杆辊子在滑块的槽内滑动，将推杆直线运动转化为滑块绕轴往复摆动；此外，因农田土壤凸凹不平，采摘机作业中的采摘机会产生运动颠簸，使凸轮辊子产生倾斜，容易卡在凸轮压力角最大位置妨碍系统运转，为此加工凸轮辊子并双边倒角，套在凸轮辊轴上，凸轮辊子与凸轮辊轴之间涂以润滑脂，凸轮的槽内涂以润滑脂，防止运行中的凸轮发生卡夹现象。

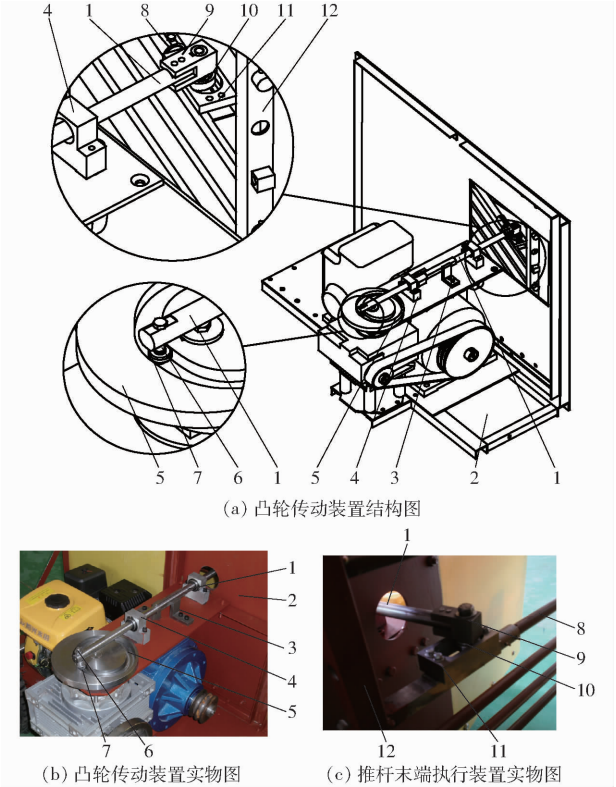


图 9　槽型凸轮传动装置结构图

Fig. 9　Structure diagrams of groove cam transmission

1. 推杆　2. 龙门框架　3. 导向块　4. 直线轴承座　5. 槽型凸轮　6. 凸轮辊轴　7. 凸轮辊子　8. 左侧指排　9. 推杆连接件　10. 推杆辊子　11. 滑块　12. 左侧指排转轴

2.3　双摇杆传动装置

分析图 1 得到图 10 所示的采摘系统末端执行装置原理图，从图 10 中可看出，采摘系统末端执行装置为双摇杆机构，根据采摘设计要求(8)得到两侧指排的起始角度、终止角度应相同，以保证对植株的拍打幅度相同。依据文献[28－29]，采用“角平分线法”设计双摇杆机构，得到双摇杆机构的设计参数如表 2 所示。

此外，为增大位于双摇杆传动装置正中间处的蓝莓枝条的振动激励，将双摇杆机构设计为图 10 所

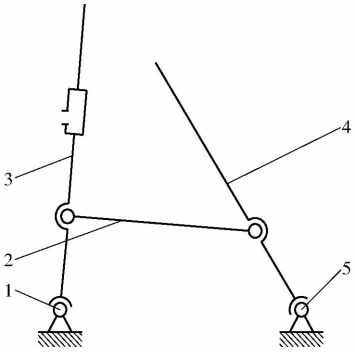


图 10　双摇杆传动装置原理图

Fig. 10　Schematic diagram of double rocker transmission

1. 左侧指排转轴　2. 连杆　3. 左侧指排　4. 右侧指排　5. 右侧指排转轴

表 2 双摇杆机构参数

Tab. 2 Parameters of double rocker mechanism

参数	数值
左侧指排起止摆角/(°)	0 ~ 30
右侧指排起止摆角/(°)	30 ~ 0
左侧摇杆长度/mm	220
连杆长度/mm	740
右侧摇杆长度/mm	220
两侧指排转轴距离/mm	850

示差动运行机构,两侧指排对应的摆角数值关系如表 2 的前两行所示;为防止两侧指排在运动过程中相互抵消对蓝莓树枝的振动激振,沿植株生长高度方向将两侧指排的相对位置错开 100 mm,实现蓝莓机械振动采摘。图11所示为采摘系统末端执行装置结构图,图中两侧指排材料为电木,指排直径 20 mm。

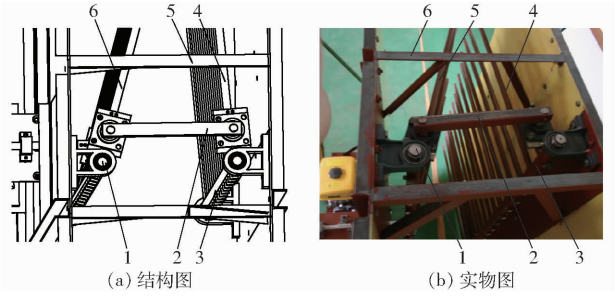


图 11 双摇杆传动装置

Fig. 11 Diagram of double rocker transmission

1. 左侧指排转轴 2. 连杆 3. 右侧指排转轴 4. 右侧指排 5. 左侧指排 6. 龙门框架

3 采摘机动力学仿真分析

3.1 仿真环境搭建

以槽型凸轮内外廓形设计曲线为基础,通过 Matlab 编程提取数据点坐标,得到槽型凸轮设计点云数据,导出得到 *.txt 文档,导入到 ADAMS 中建立槽型凸轮(图 12)。

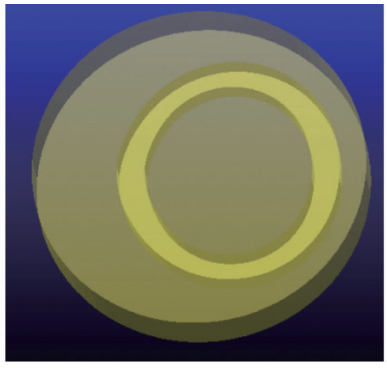


图 12 点云数据建立的槽型凸轮

Fig. 12 Slot cam set up with point cloud data

采用 Pro/E 软件对采摘机进行参数化建模,通过 Mech/pro 模块将模型导入到 ADAMS 中,与凸轮模型合并,设置采摘机各组成零部件的材料和连接设置(表 3),得到采摘机模型(图 13),完成仿真环境搭建。

表 3 蓝莓采摘机动力学模型连接设置

Tab. 3 Blueberry picker dynamic model connection settings

序号	名称	连接部件 1	连接部件 2	序号	名称	连接部件 1	连接部件 2
1	固定副	龙门框架	大地	10	固定副	凸轮辊子	推杆
2	固定副	行走部	龙门框架	11	滑动副	推杆	龙门框架
3	固定副	汽油发动机	行走部	12	转动副	推杆辊子	推杆
4	转动副	小齿轮	汽油发动机	13	点线副	滑块	推杆辊子
5	齿轮副	大齿轮	小齿轮	14	固定副	左侧指排	滑块
6	转动副	机械无级变速器	大齿轮	15	转动副	连杆	左侧指排
7	带传动副	蜗轮蜗杆减速器	机械无级变速器	16	转动副	右侧指排	连杆
8	转动副	槽型凸轮	蜗轮蜗杆减速器	17	转动副	右侧指排	龙门框架
9	点线副	槽型凸轮	凸轮滚子	18	转动副	左侧指排	龙门框架

3.2 采摘系统运动学仿真

图 14 所示为凸轮传动装置运动学仿真曲线,从图中可看出推杆行程、速度、加速度曲线呈周期变化,与凸轮五次曲线运动规律相一致。且推杆加速度曲线无间断点、过渡平滑得出凸轮传动装置在运行过程中能够按照预定设计规律运转,且传动平稳,无刚性冲击和柔性冲击,符合采摘设计要求。

图 15 所示为双摇杆装置运动学仿真曲线,从图 5a 可看出两侧指排摆角呈周期变化,相位差为 180°,差动运行,在采摘装置工作时能够实现跌宕起伏的振动,一侧激励产生的振动未平息,另一侧产生的振动又起,形成周期变化的时变力场。从图 15b、15c 可看出,任意时刻两侧指排摆角速度、加速度相等,对蓝莓植株两侧树枝产生的振动效果相同,使蓝莓植株产生持续而平稳的振动,实现蓝莓振动采摘。

3.2.1 凸轮行程影响分析

图 16 所示为凸轮行程对指排摆角运动学特性影响分析曲线,从图中可看出,随着凸轮行程的增加,两侧指排摆角范围、角速度、角加速度不断增大。即凸轮行程与指排摆角范围、速度、加速度成正比。

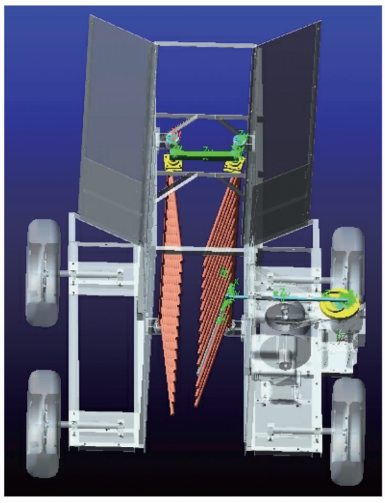


图 13　ADAMS 下采摘机模型

Fig. 13　Modeling of picker under ADAMS

3.2.2　连杆长度影响分析

图 17 所示为连杆长度对右侧指排摆角运动学特性影响分析曲线，从图中可看出，随着连杆长度的增加，右侧指排摆角范围不变；随着连杆长度的增加，右侧指排摆动起始角增加，摆角速度、加速度减小。即连杆长度不影响指排摆角范围，影响右侧指排的摆动起始角、摆动角速度和角加速度，与摆动起始角成正比，与角速度、角加速度成反比。

3.2.3　凸轮转速影响分析

图 18 所示为采摘装置驱动元件转速对指排摆角运动学特性影响分析曲线，从图中可看出，随着驱动元件转速的增加，指排摆角速度、加速度不断增大。即采摘装置驱动元件转速与指排摆角速度、加速度成正比。

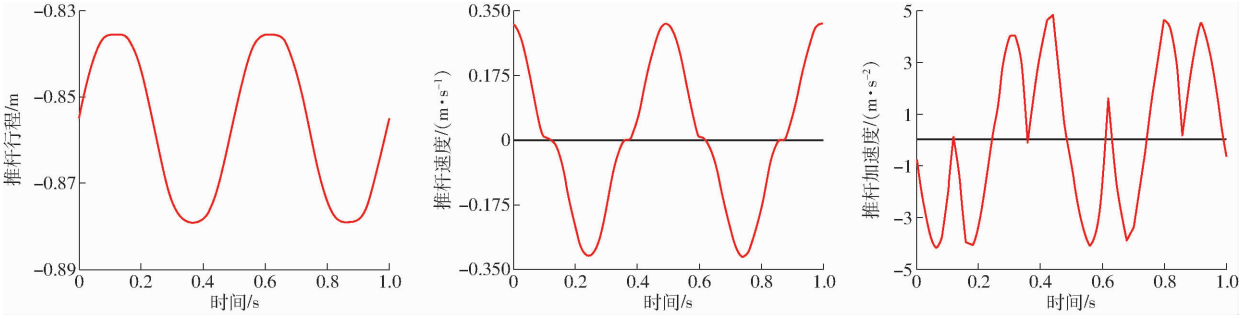


图 14　凸轮装置运动学仿真曲线

Fig. 14　Kinematics simulation curves of cam device

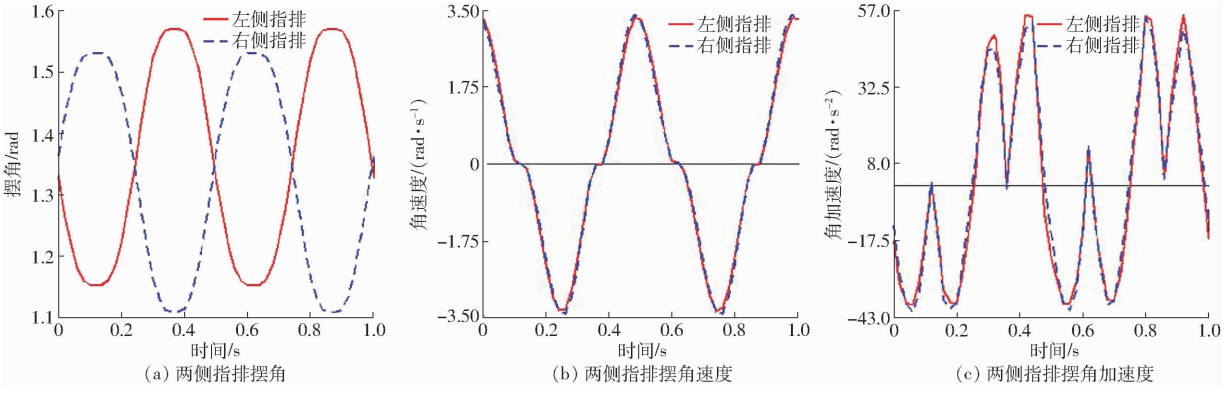


图 15　双摇杆装置运动学仿真曲线

Fig. 15　Kinematic simulation curves of double rocker device

3.3　采摘系统动力学仿真

图 19 所示为采摘装置两侧指排负载转矩曲线。从图中看出，两侧指排负载转矩曲线变化趋势相同，负载转矩不同，原因在于采摘装置工作时，左侧指排经连杆驱动右侧指排，使得左侧指排负载转矩大于右侧指排负载转矩。

图 20 所示为凸轮行程对指排负载力矩影响分析曲线，图 21 所示为凸轮转速对指排负载力矩影响分析曲线。从图中可看出，随着凸轮行程的增加，指排负载力矩增大；随着凸轮转速的增加，指排负载力矩增大。即，凸轮行程与指排负载力矩成正比，凸轮转速与指排负载力矩成正比。

综上所述得到：凸轮行程与两侧指排摆角范围、速度、加速度成正比；连杆长度与右侧指排摆动起始角成正比，与角速度、角加速度成反比；驱动元件转速与两侧指排摆角速度、加速度成正比。两侧指排负载转矩曲线变化趋势相同，负载转矩不同，左侧指排负载转矩大于右侧指排负载转矩；凸轮行程与两侧指排负载力矩成正比，凸轮转速与两侧指排负载力矩成正比。

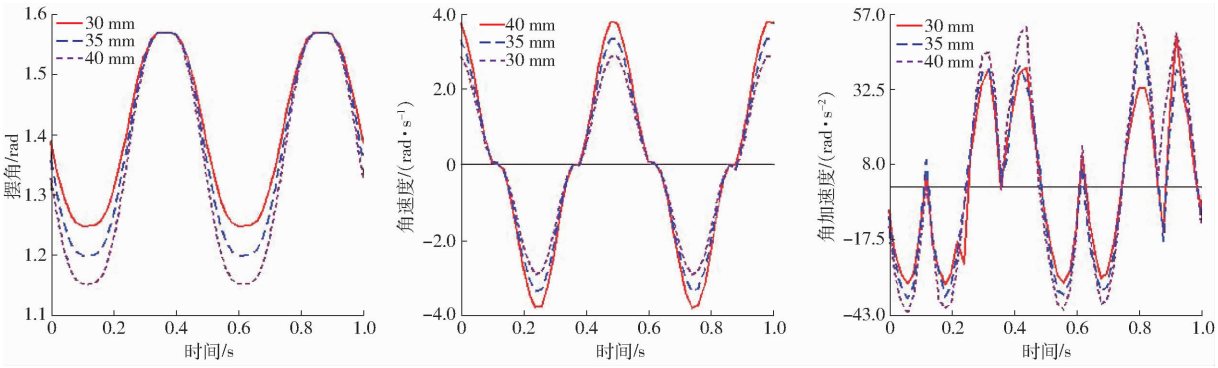


图 16 凸轮行程对指排运动学特性的影响

Fig. 16 Effects of cam stroke on kinematics of finger row

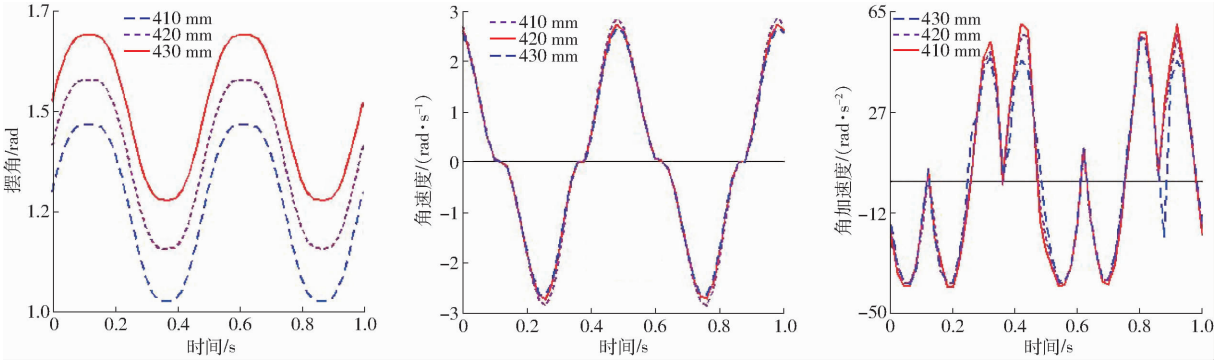


图 17 连杆长度对右侧指排运动学特性的影响

Fig. 17 Effects of link length on kinematics characteristics of right finger row

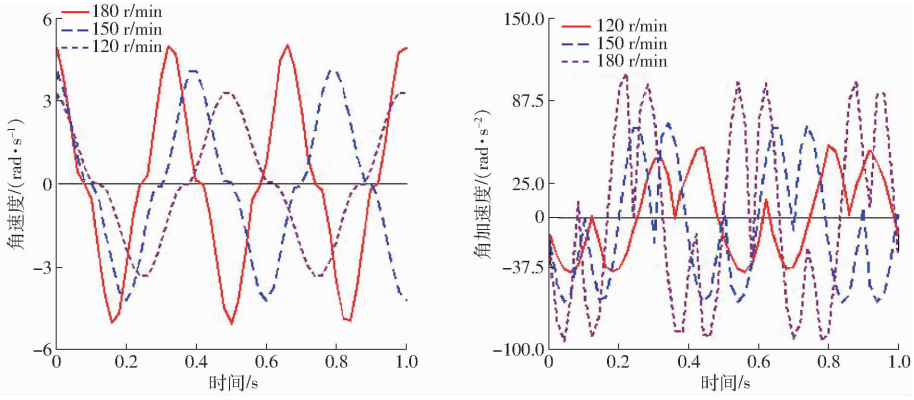


图 18 凸轮转速对左侧指排运动学的特性影响

Fig. 18 Influence of cam speed on kinematics characteristics of left finger row

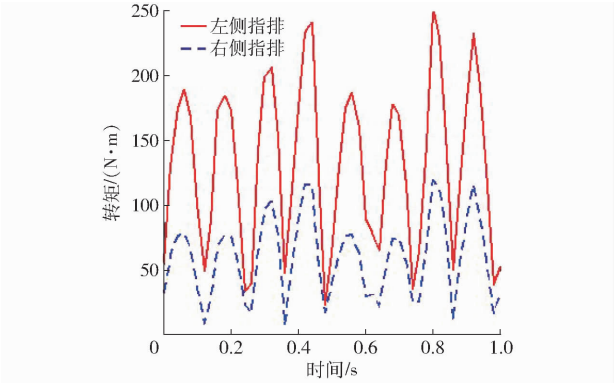


图 19 两侧指排负载转矩对比

Fig. 19 Comparison of load torque of two sides finger row

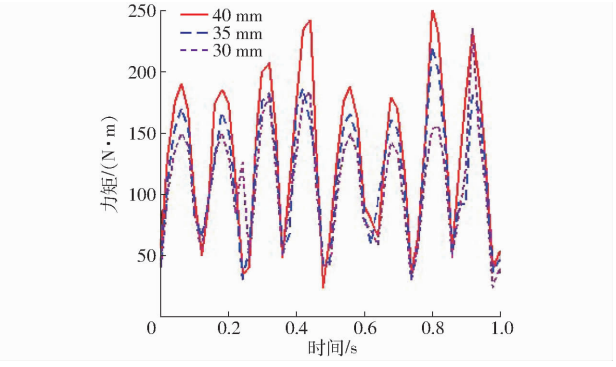


图 20 凸轮行程对指排负载力矩的影响

Fig. 20 Effect of cam stroke on finger row drive torque

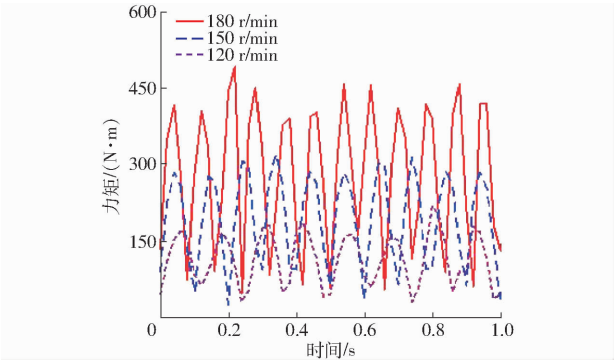


图 21　凸轮转速对指排负载力矩的影响

Fig. 21　Effect of cam speed on finger row drive torque



(a) 槽型凸轮采摘机　　(b) 牵引式蓝莓采摘机

图 22　蓝莓采摘机

Fig. 22　Blueberry picker

4　采摘试验

4.1　条件与方法

为对比分析机器的采摘效率和采果质量，在辽宁省丹东市五龙背蓝莓种植园分别对槽型凸轮采摘机和牵引式采摘机进行蓝莓采摘试验(图 22)，设置两台机器的行走速度和指排拍打频率相同，以便分析。同时计算人工采摘效率，对比机采、人采效率比值。

4.2　试验数据分析

选择 3 位技术娴熟的工人进行蓝莓采摘，得到人工采摘效率均值为 0.35 kg/min。表 4 所示为采摘机采摘原始数据(作业 20 s)。依据文献[24]，对表 4 中的试验数据处理得到统计结果。因同一样地、同一品种、相同树龄的成熟蓝莓果实质量相差甚微，故未成熟果实脱落率、成熟果实采净率和果实损坏率均以果实质量比值计算得到。

表 4　试验数据

Tab. 4　Test raw data

机型	采摘果实质量/kg	采摘生果数/个	未采摘净熟果数/个	采摘果实损坏数/个	采摘效率/(kg·min^{-1})	未成熟果实脱落率/%	成熟果实采净率/%	果实损坏率/%
槽型凸轮采摘机	1.49	24	107	24	4.6	3.2	83	3.1
	1.50	22	133	22				
	1.58	28	124	25				
牵引式采摘机	1.42	37	128	35	4.4	4.9	86	5.0
	1.39	34	145	36				
	1.48	42	144	37				

对比分析得到：蓝莓机械采摘效率优于人工采摘效率，为人工采摘效率的 13 倍；槽型凸轮采摘机的未成熟果实脱落率、成熟果实采净率和果实损坏率明显低于牵引式采摘机，这是由于槽型凸轮采摘机在采摘过程中，凸轮驱动推杆带动两侧指排拍打蓝莓植株无刚性冲击，故采摘的果品质量明显优于牵引式采摘机，与理论分析结果一致。即，槽型凸轮采摘机的采果质量优于牵引式采摘机，采摘效率为人工采摘效率的 13 倍。

5　结论

(1)设计了一种蓝莓采摘样机，主要由收拢装置、龙门框架、行走系统、采摘传动系统、槽型凸轮传动装置和末端执行装置组成。

(2)在 ADAMS 环境下，通过对采摘机进行动力学仿真分析得出：凸轮行程与两侧指排摆角范围、速度、加速度成正比；连杆长度正比于右侧指排摆动起始角，与摆角速度、加速度成反比；驱动元件转速与两侧指排摆角速度、加速度成正比；左侧指排负载转矩大于右侧指排负载转矩；两侧指排负载力矩正比于凸轮行程、正比于凸轮转速。

(3)用所研制的样机进行蓝莓采摘试验，对比分析得到：机器采摘效率是人工采摘效率的 13 倍，槽型凸轮采摘机的采果质量优于牵引式采摘机。

参　考　文　献

1　朱玉，黄磊，党承华，等. 高温对蓝莓叶片气孔特征和气体交换参数的影响[J]. 农业工程学报，2016，32(1)：218－225.
ZHU Yu，HUANG Lei，DANG Chenghua，et al. Effects of high temperature on leaf stomatal traits and gas exchange parameters of blueberry[J]. Transactions of the CSAE，2016，32(1)：218－225. (in Chinese)

2　陈燕，蒋志林，李嘉威，等. 夹剪一体的荔枝采摘末端执行器设计与性能试验[J/OL]. 农业机械学报，2018，49(1)：35－41.

http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=20180104& journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.01.004.
CHEN Yan, JIANG Zhilin, LI Jiawei, et al. Design and testing of litchi picking end-effector integrated clamping and cutting performance[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018,49(1):35 - 41. (in Chinese)

3 吴林. 中国蓝莓 35 年——科学研究与产业发展[J]. 吉林农业大学学报,2016,38(1):1 - 11.
WU Lin. Thirty-five years of research and industry development of blueberry in China[J]. Journal of Jilin Agricultural University, 2016,38(1):1 - 11. (in Chinese)

4 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/OL]. 农业机械学报,2016,47(3):59 - 66. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=20160309&journal_id= jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.03.009.
DU Xiaoqiang, NI Ke'nan, WU Chuanyu. Vibratory harvesting mechanism for tree fruit based on epitrochoid[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016,47(3):59 - 66. (in Chinese)

5 王冬,陈度,王书茂,等. 基于有限元方法的整形果树振动收获机理分析[J]. 农业工程学报,2017,33(增刊 1):56 - 62.
WANG Dong, CHEN Du, WANG Shumao, et al. Analysis on vibratory harvesting mechanism for trained fruit tree based on finite element method[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(Supp. 1): 56 - 62. (in Chinese)

6 吴思政,梁文斌,聂东伶,等. 高温胁迫对不同蓝莓品种光合作用的影响[J]. 中南林业科技大学学报,2017,37(11):1 - 8.
WU Sizheng, LIANG Wenbin, NIE Dongling, et al. Effects of high temperature stress on photosynthesis of different blueberry varieties[J]. Journal of Central South University of Forestry & Technology, 2017,37(11):1 - 8. (in Chinese)

7 郜海燕,肖尚月,陈杭君,等. 蓝莓采后主要病原真菌的分离鉴定与生物学特性研究[J/OL]. 农业机械学报,2017,48(5):327 - 334. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=20170541&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.05.041.
GAO Haiyan, XIAO Shangyue, CHEN Hangjun, at al. Identification and biological characteristics of fungal pathogens in blueberry during postharvest storage[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017,48(5):327 - 334. (in Chinese)

8 张鹤华,李艳芳,聂佩显,等. 蓝莓果实同化物韧皮部卸载路径与糖代谢酶活性[J]. 林业科学,2017,53(3):40 - 48.
ZHANG Hehua, LI Yanfang, NIE Peixian, et al. Phloem unloading pathway of photosynthates and sucrose-metabolizing enzymes activities in vaccinium corymbosum fruit[J]. Scientia Silvae Sinicae, 2017,53(3):40 - 48. (in Chinese)

9 李艳芳,聂佩显,张鹤华,等. 蓝莓果实花青苷积累与内源激素含量动态变化[J]. 北京林业大学学报,2017,39(2):64 - 71.
LI Yanfang, NIE Peixian, ZHANG Hehua, et al. Dynamic changes of anthocyanin accumulation and endogenous hormone contents in blueberry[J]. Journal of Beijing Forestry University, 2017,39(2):64 - 71. (in Chinese)

10 郭丹,韩英群,郝义. 箱式气调保鲜对蓝莓果实贮藏期及货架期品质生理影响[J]. 西北农业学报,2016,25(12):1829 - 1836.
GUO Dan, HAN Yingqun, HAO Yi. Effect of box modified atmosphere storage on quality and phisiology og blueberry during storage and shelf-life[J]. Acta Agriculturae Bireali-occidentalis Sinia, 2016,25(12):1829 - 1836. (in Chinese)

11 郭艳玲,鲍玉冬,何培庄,等. 手推式矮丛蓝莓采摘机设计与试验[J]. 农业工程学报,2012,28(7):40 - 45.
GUO Yanling, BAO Yudong, HE Peizhuang, et al. Design and experiment analysis of hand-push lowbush blueberry picking machine [J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(7): 40 - 45. (in Chinese)

12 李志鹏,赵德金,郭艳玲. 基于 Matlab 蓝莓树枝轴向有阻尼自由振动仿真研究[J]. 森林工程,2013,29(4):53 - 55,73.
LI Zhipeng, ZHAO Dejin, GUO Yanling. Axial damped free vibration simulation of blueberry branches based on Matlab[J]. Forest Engineering, 2013,29(4):53 - 55,73. (in Chinese)

13 赵永超,孔德刚,何宇,等. 蓝果忍冬成熟期结合力变化规律的测试分析[J]. 农机化研究,2016,38(4):170 - 174,179.
ZHAO Yongchao, KONG Degang, HE Yu, et al. A study of lonicera edulis picking force during mature stage[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2016,38(4):170 - 174,179. (in Chinese)

14 周俊,孟一猛,张娜,等. 机械手不同抓取控制方式对番茄机械损伤的影响分析[J/OL]. 农业机械学报,2017,48(11):21 - 27. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=20171103&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.11.003.
ZHOU Jun, MENG Yimeng, ZHANG Na, et al. Impact of robot grasping control modes on mechanical damage of tomato[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017,48(11):21 - 27. (in Chinese)

15 赵永超,孔德刚,霍俊伟,等. 气吸式小浆果捡拾输送装置仿真与试验[J]. 农业工程学报,2016,32(17):32 - 39.
ZHAO Yongchao, KONG Degang, HUO Junwei, et al. Simulation and experiment of air-suction collecting and conveying equipment for small berry[J]. Transactions of the CSAE, 2016,32(17):32 - 39. (in Chinese)

16 尹建军,陈永河,贺坤,等. 抓持-旋切式欠驱动双指手葡萄采摘装置设计与试验[J/OL]. 农业机械学报,2017,48(11):12 - 20. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=20171102&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.11.002.
YIN Jianjun, CHEN Yonghe, HE Kun, et al. Design and experiment of grape-picking device with grasping and rotary-cut type of underactuated double fingered hand[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017,48(11):12 -

20. (in Chinese)

17 王海滨. 蓝莓植株多自由度系统振动建模及仿真研究[D]. 哈尔滨:东北林业大学,2014.
WANG Haibin. Study on simulation and modeling of blueberry plants vibration in multi degree of freedom system[D]. Harbin: Northeast Forestry University,2014. (in Chinese)

18 熊俊涛,林睿,刘振,等. 夜间自然环境下荔枝采摘机器人识别技术[J/OL]. 农业机械学报,2017,48(11):28 - 34. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20171104&journal_id = jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.11.004.
XIONG Juntao,LIN Rui,LIU Zhen,et al. Visual technology of picking robot to detect litchi at nighttime under natural environment[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017,48(11):28 - 34. (in Chinese)

19 李志鹏,王茜,杨凤英. 蓝莓采摘车车架刚度有限元分析及弯曲扭转刚度试验[J]. 森林工程,2013,29(6):82 - 85.
LI Zhipeng,WANG Qian,YANG Fengying. Rigidity ANSYS analysis for body and frame of blueberry harvesters and torsional and bending rigidity experiment[J]. Forest Engineering,2013,29(6):82 - 85. (in Chinese)

20 李国利,姬长英,顾宝兴,等. 多末端苹果采摘机器人机械手运动学分析与试验[J/OL]. 农业机械学报,2016,47(12):14 - 21,29. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20161203&journal_id = jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.12.003.
LI Guoli,JI Changying,GU Baoxing,et al. Kinematics analysis and experiment of apple harvesting robot manipulator with multiple end-effectors[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016,47(12):14 - 21,29. (in Chinese)

21 刘继展,朱新新,袁妍. 枝上柑橘果实深度球截线识别方法[J/OL]. 农业机械学报,2017,48(10):32 - 39. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20171004&journal_id = jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.10.004.
LIU Jizhan, ZHU Xinxin, YUAN Yan. Depth-sphere transversal method for on-branch citrus fruit recognition[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017,48(10):32 - 39. (in Chinese)

22 刘继展,唐善奇,单帅,等. 机器人采摘葡萄果穗振动仿真与试验[J/OL]. 农业机械学报,2016,47(5):1 - 8. http://www.j-csam.org/ jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20160501&journal_id = jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.05.001.
LIU Jizhan,TANG Shanqi,SHAN Shuai,at al. Simulation and test of grape fruit cluster vibration for robotic harvesting[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016,47(5):1 - 8. (in Chinese)

23 王君,杜秉海,马海林,等. 纺锤形芽孢杆菌 L13 对蓝莓生长及根际土壤生物学特性的影响[J]. 应用与环境生物学报,2016,22(5):917 - 925.
WANG Jun,DU Binghai,MA Hailin,et al. Effect of bacillus fusiformis L13 on blueberry growth and rhizosphere soil biological characteristics[J]. Chinese Journal of Applied Environmental Biology,2016,22(5):917 - 925. (in Chinese)

24 耿雷,郭艳玲,王海滨. 高丛蓝莓采摘机采摘系统设计与试验[J/OL]. 农业机械学报,2016,47(3):67 - 74,81. http://www.j-csam.org/jcsam /ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20160310&journal_id = jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.03.010.
GENG Lei,GUO Yanling, WANG Haibin. Picking system design and experiment for highbush blueberry picking machine[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016,47(3):67 - 74,81. (in Chinese)

25 王雅提,李洋,马成林. 野生林果供应链风险分析与控制研究[J]. 森林工程,2017,33(4):103 - 108.
WANG Yati,LI Yang,MA Chenglin. Risk analysis and control of wild forest fruit supply chain[J]. Forest Engineering, 2017,33(4):103 - 108. (in Chinese)

26 张鹏,沈海龙,林存学. 关于红松果用林培育几个问题的讨论[J]. 森林工程,2016,32(3):7 - 11.
ZHANG Peng,SHEN Hailong,LIN Cunxue. Discussion on several problems about the cultivation of fruit forests of korean pine[J]. Forest Engineering, 2016,32(3):7 - 11. (in Chinese)

27 王海滨,郭艳玲,鲍玉冬,等. 振动式蓝莓采摘的机理分析与仿真[J]. 农业工程学报,2013,29(12):40 - 46.
WANG Haibin,GUO Yanling,BAO Yudong,et al. Mechanism analysis and simulation of blueberry harvest by vibration mode[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(12): 40 - 46. (in Chinese)

28 杨春梅,郭明慧,马岩,等. 步行割灌机行走部分结构设计与研究[J]. 森林工程,2016,32(5):48 - 54.
YANG Chunmei, GUO Minghui, MA Yan,et al. Walking structure design and research of walking brush breaker[J]. Forest Engineering, 2016,32(5):48 - 54. (in Chinese)

29 于红英,赵彦微,许栋铭. 平面铰链四杆机构的轨迹综合方法[J]. 哈尔滨工业大学学报,2015,47(1):40 - 47.
YU Hongying,ZHAO Yanwei,XU Dongming. A path synthesis method of planar hinge four-bar linkage[J]. Journal of Harbin Institute of Technology,2015,47(1):40 - 47. (in Chinese)