

高丛蓝莓采摘机采摘系统设计与试验

耿 雷^{1,2} 郭艳玲¹ 王海滨³

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

摘要: 为提高我国蓝莓果实采摘效率,设计了一种高丛蓝莓采摘机。分析了采摘机设计要求与工作原理,估算了蓝莓树枝采摘频率和采摘惯性力。按照确定的设计要求,采用给定行程速比法设计了铰链四杆机构,运用图解法设计了双摇杆机构,并加工制造了采摘系统。为评价采摘系统果实采摘质量和机采与人采效率比,进行了蓝莓采摘试验。试验结果表明,机器采摘效率为 829 g/min,是人工采摘效率的 12.67 倍;采摘果实破损率为 8.3%,采净率为 96.9%,未成熟果实脱落率为 9.7%,该采摘机采摘蓝莓果实的质量和效率较高。

关键词: 高丛蓝莓; 采摘机; 采摘系统

中图分类号: S225.93 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2016)03-0067-08

Picking System Design and Experiment for Highbush Blueberry Picking Machine

Geng Lei^{1,2} Guo Yanling¹ Wang Haibin³

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

Abstract: In recent years, the nutrition and health values of blueberry are comprehensively accepted by experts and scholars, which make the planting area increase year by year. But it is still in short supply in the international market. Blueberry picking machinery research and technology is mature in aboard, especially in the United States, blueberry picking machine has a big market. In China, the planting technology of blueberry has matured, the cultivation area expands gradually and has begun to be a big amount, but the harvesting technology for blueberry is still manual picking techniques, whose efficiency is low. When the maturity time of blueberry is very short, mechanization picking for blueberry is a potential trend. For the rapid development current situation of China's blueberry industry in recent years, a highbush blueberry picking machine was researched and developed. The picking machine design requirements and working principle were analyzed, and the picking frequency and inertial force of blueberries branches were estimated. Based on the design requirements of picking machine design, the hinge four rod mechanism was designed by a given travel speed-ratio approach. And the double rocker mechanism was designed by using graphic method and the picking system of machine was applied. The experiment results show that the machine picking efficiency is 829 g/min, which is 12.67 times higher than manual picking efficiency, the fruit damage rate is 8.3%, the picking rate is 96.9%, and the immature fruit abscission rate is 9.7%, which verified the quality and efficiency of the proposed blueberry picking machine.

Key words: highbush blueberry; picking machine; picking system

收稿日期: 2015-11-20 修回日期: 2016-01-01

基金项目: 国家林业局 948 项目(2011-4-21)、黑龙江省企事业单位委托科技项目(43215005)和东北林业大学中央高校基金项目(DL12AB04)

作者简介: 耿雷(1968—),男,博士生,黑龙江科技大学教授,主要从事机电一体化、农业采摘机和机器人研究,E-mail: gl5183@163.com

通信作者: 郭艳玲(1962—),女,教授,博士生导师,主要从事机电一体化、农业采摘机和机器人研究,E-mail: Guo. yl@hotmail.com

引言

我国蓝莓种植面积近年来不断增加,但蓝莓成熟期短、人工采摘效率低等原因制约了蓝莓种植面积的扩大^[1-5]。因此,研究和开发蓝莓采摘机具有重大意义。

国外对蓝莓采摘机械化的研究源于美国。1959年 MCKIBBEN 首次发表了蓝莓采摘技术专利^[6],此后,该方面的研究一直处于缓慢进展状态。直到20世纪90年代 DONALD Windemuller 等公开发布多项蓝莓采摘机专利后,美国多家公司展开对蓝莓采摘机的研究,如今已形成了 Korvan、Littau 和 BEI 3种品牌各具特色的蓝莓采摘机,其中,BEI 技术最为先进^[7-11]。目前,加拿大、日本、智利和阿根廷等国家都已开始研究和引进相关技术,推动了蓝莓的种植与推广,并获得了巨大的经济效益。自2008年起,郭艳玲发表了多项蓝莓采摘机专利^[12-14]。本课题组对蓝莓采摘机展开了大量的研究,并于2012年研制出矮丛蓝莓采摘机,实现了对野生的矮丛蓝莓机械化采摘^[15]。关于高丛蓝莓采收机械,目前国内尚无报道。因此,本文对高丛蓝莓采摘机加以研究。

1 采摘系统结构设计要求与工作原理

1.1 设计要求

蓝莓(Blueberry)属于杜鹃花科越橘属植物,近年来,蓝莓的种植面积在不断扩大。据不完全统计,全国蓝莓栽培面积约1300 hm²,中国蓝莓协会制定了蓝莓种植标准、定植密度:高丛蓝莓株行距为(1.0~1.5) m×(2.0~3.0) m,兔眼蓝莓株行距为1.5 m×(2.0~3.0) m^[16-17]。考虑到冬季寒冷,为防止植株越冬抽条,我国北方采用埋土防寒的作业方式,蓝莓种植垄高为0.2~0.4 m;南方气候温暖,不需考虑埋土防寒,蓝莓种植无垄高。

分析上述种植标准,借鉴国外蓝莓采摘机设计和生产经验,确定了适合于我国蓝莓采摘机的采摘原理和结构形式。如图1所示,采用摆动式采摘作业,驱动形式为牵引式,采摘机运动部件采用液压驱动,由拖拉机作为牵引动力源,并为采摘机提供液压动力输出,采摘机整体采用“龙门”式结构,作业方式为“骑垄式”作业,即拖拉机通过牵引装置带动采摘机行驶于蓝莓树丛中。

根据上述种植标准,确定具体设计要求如下:

(1)拖拉机行走于树丛间,牵引采摘机需沿树丛直线方向行走,因此,牵引装置应为偏牵引机构。

(2)采摘机龙门框架的宽度应大于蓝莓种植行

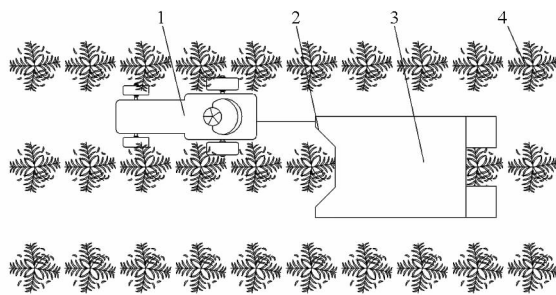


图1 高丛蓝莓采摘机工作原理图

Fig.1 Working principle diagram of highbush blueberry picking machine

1. 拖拉机 2. 牵引装置 3. 采摘机 4. 蓝莓树丛

树丛宽度,高度应高于蓝莓生长高度。

(3)采摘机应有整机高度调整装置,以适应南北方有无种植垄高的问题。

(4)拖拉机要有足够的动力输出,能够牵引采摘机行驶于蓝莓丛中,同时为采摘系统提供动力来源,采摘蓝莓果实。

(5)采摘机采摘系统的采摘力应可调整,以便采摘熟果,保留青果。

依据以上分析,确定整机技术参数如下:采摘机质量约0.5 t,外形尺寸3.0 m×1.9 m×2.0 m,行走速度0.5~4 m/min,最小转弯半径2 m,属于牵引式采摘机。

1.2 整机结构

采摘机采用液压系统驱动,由采摘机龙门主体框架、牵引装置、果实收集装置、采摘系统、果实输送装置等部分组成。如图2所示,采摘机由拖拉机牵引带动行走,采摘机通过牵引装置与拖拉机相连接,牵引装置为偏牵引杆机构,拖拉机牵引端为左右方向固定端,通过液压调整油缸伸缩来调整采摘机机架的方向,以保证采摘机能够沿着蓝莓树丛直线行走;采摘机机架采用“门”形框架结构;采摘机液压系统齿轮泵通过联轴器与拖拉机后输出轴相连接,拖拉机后输出轴为采摘机液压系统提供动力;采摘系统采用液压驱动,由液压马达、采摘系统传动机构和位于采摘机龙门框架内部两侧的指排组成;果实收集系统为接果板,接果板位于采摘机龙门框架内部两侧,由前向后依次相互重叠拼接,倾斜安装,通过蓝莓树丛时自动打开,通过后自行关闭,当采摘系统工作时,接果板接住采摘下来的蓝莓果实,使蓝莓果实向两侧滚动,落在果实输送装置上,实现对蓝莓果实的收集;果实输送装置由水平传送带和倾斜传送带组成,被采摘的蓝莓果实经接果板滚落到水平输送带上,经水平输送带的传输,将果实传送到倾斜输送带上,再经倾斜输送带的传送,将果实收集到果筐内。

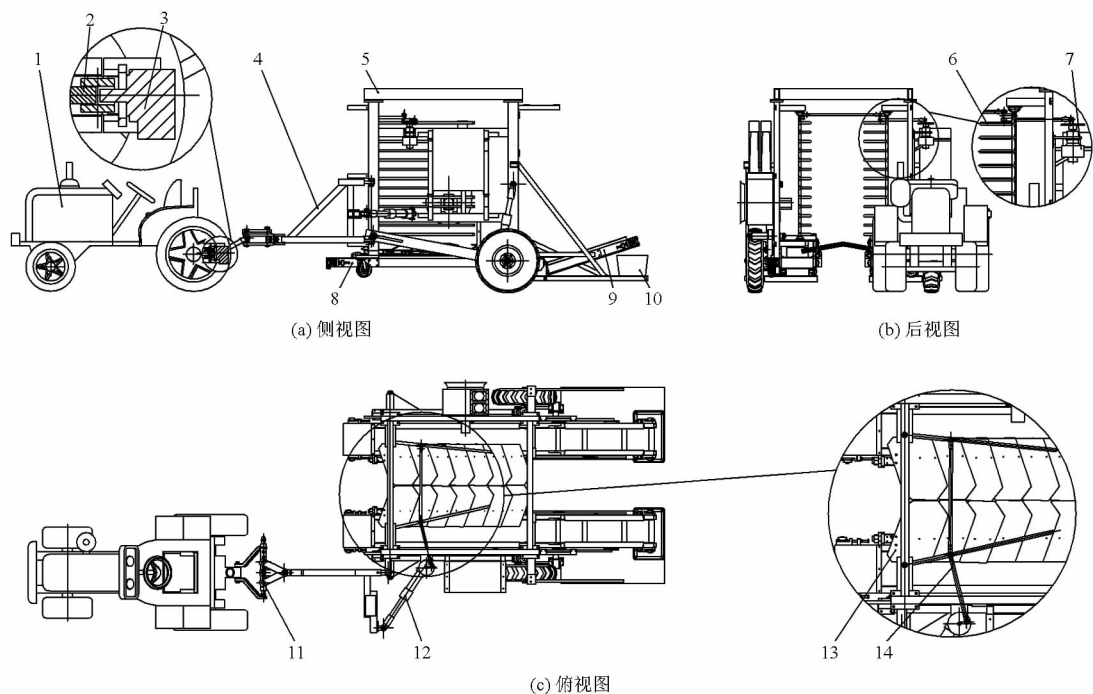


图 2 高丛蓝莓采摘机整机结构原理图

Fig.2 Structure principle of highbush blueberry picking machine

1. 拖拉机 2. 联轴器 3. 齿轮泵 4. 牵引装置 5. 采摘机框架 6. 指排 7. 液压马达 8. 水平传送带 9. 倾斜传送带 10. 果筐 11. 牵引端 12. 调整油缸 13. 接果板 14. 采摘系统传动机构

1.3 工作原理

采摘作业前,根据蓝莓垄沟高度调节高度调整装置,使果实收集装置及果实输送装置高于垄台高度,低于蓝莓树冠底部;调节拖拉机转向及采摘机偏牵引导向系统,使拖拉机处在蓝莓树丛垄沟之间的直线方向,使龙门框架处在蓝莓树丛的直线方向,同时保证拖拉机的侧面与采摘机龙门框架的侧面相平行。

在进行采摘作业时,拖拉机行驶于蓝莓树丛垄沟间,拖拉机通过牵引装置带动采摘机“骑垄作业”,使门形框架穿过蓝莓树丛。同时,拖拉机后输出轴带动齿轮泵,驱动采摘系统马达旋转,通过采摘系统的传动装置,带动位于框架内部两侧的指排做往复摆动,拍打击落树枝上的蓝莓果实,被击落的蓝莓果实落在果实收集装置上,经果实收集装置滚落到果实输送装置上,经过果实输送装置的水平传送带、倾斜传送带传输将果实收集到果筐内,实现蓝莓的机械化采摘。

2 采摘系统关键部件设计

蓝莓采摘机采摘系统主要由液压系统和采摘装置组成,采摘装置由驱动元件、传动机构和末端执行元件组成。液压系统为采摘系统驱动元件提供动力,带动驱动元件做旋转运动,实现动力输出;驱动元件通过传动机构带动末端执行元件(指排)往复摆动,拍打振动击落树上的蓝莓果实;传动机构的主

要作用是将驱动元件的回转运动转化为往复摆动;末端执行元件——指排由尼龙棒料加工而成,在驱动元件、传动机构的带动下,接触作用于蓝莓树枝做采摘运动,实现对蓝莓的采摘。

2.1 采摘系统工作原理

2.1.1 液压系统工作原理

图 3 为液压系统工作原理图。采摘装置液压系统的压力通过溢流阀调节,流量采用旁路节流回路来调节。工作原理为:拖拉机后输出轴通过联轴器带动齿轮泵旋转,齿轮泵在拖拉机后输出轴的带动下输出液压油,在 K 点分为 A、B 两路。一路经两位三通手动换向阀驱动采摘装置的液压马达旋转,另一路经安装在进油回路的节流阀流回油箱。由于齿轮泵的输出流量一定,故节流阀的开口裕量控制着 B 路流量,从而控制 A 路液压马达的流量,实现对液压马达转速的控制。由于液压马达经传动机构带动指排运动,因此液压马达转速与指排拍打频率成正比,流经液压马达的液压油压力与指排拍打作用力成正比。在对蓝莓果实进行采收时,可根据作业实际情况调节溢流阀的压力和节流阀的流量来改变采摘机的采摘频率和采摘力;通过两位三通手动换向阀控制采摘系统指排运动的启停。

2.1.2 采摘装置工作原理

图 4 中,曲柄、连杆 a、摇杆 a 组成曲柄连杆机构;摇杆 a、连杆 b、摇杆 b 组成双摇杆机构。在采摘机工作时,液压马达驱动曲柄连杆机构,曲柄连杆机

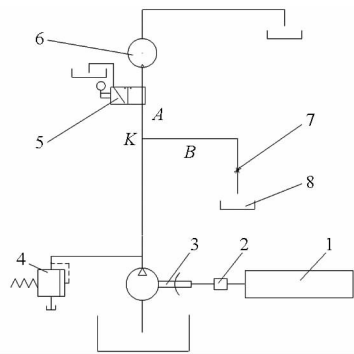


图3 液压系统工作原理图

Fig.3 Principle diagram of hydraulic system of picking machine
1.拖拉机输出轴 2.联轴器 3.齿轮泵 4.溢流阀 5.两位三通换向阀 6.液压马达 7.节流阀 8.油箱

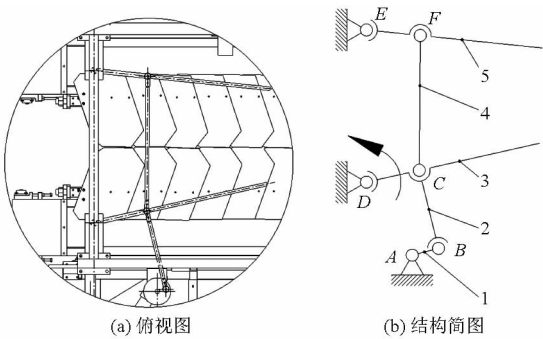


图4 采摘系统传动机构原理图

Fig.4 Transmission principle diagram of picking system
1.曲柄 2.连杆 a 3.摇杆 a 4.连杆 b 5.摇杆 b

构通过双摇杆机构带动指排工作,拍打击落树枝上的蓝莓果实。

指排的摆动频率取决于液压马达的流量,指排拍打树枝的采摘力取决于液压马达的压力,指排的摆角范围取决于铰链四杆机构连杆 a 的摆角,两侧指排摆动的起始角取决于双摇杆机构连杆 b 的长度。由此得到采摘系统的动力学参数是:液压马达的压力和流量;运动学参数是:曲柄连杆机构摆角幅度和双摇杆机构连杆 b 长度。

2.2 结构参数设计

2.2.1 液压马达型号选择与计算

液压马达驱动曲柄连杆机构,液压马达的转速与指排的摆动频率相同,由于指排的采摘频率较低,为减小液压马达低速转动时因液压油流量不稳定而出现输出转速不稳定的“脉动”现象,选择转速低、流量稳定的径向球塞马达。根据对系统采摘频率的分析得知:指排的摆动频率越高,采摘速度越快,采摘效率越高。但摆动频率过高,采摘果实损坏率和生果率剧增,因此指排摆动频率应控制在一定范围内。初步选择指排摆动频率 f 为: $0.2\text{ Hz} \leq f \leq 7\text{ Hz}$ ^[18-21],换算得到液压马达额定输出转速 n 为: $10\text{ r/min} \leq n \leq 400\text{ r/min}$ 。

采摘机工作时,两侧指排交替拍打蓝莓树枝,使蓝莓树枝发生弯曲变形,反作用于指排形成负载力。当指排运动到两侧极限位置时,树枝弯曲变形最大,指排所承受的负载力也最大,在指排采摘频率低于 7 Hz 的情况下承受的负载力 Q 为 $10 \sim 13\text{ N}$ ^[22-23],根据结有果实的蓝莓侧枝弯垂状态及指排间距 ($d = 90\text{ mm}$) 得出,采摘机指排与 1 ~ 4 条蓝莓侧枝相接触,接触作用点分布在指排末端与指排转轴距离 L 为 $0.5 \sim 1.0\text{ m}$ 位置处,将以上数据代入负载转矩计算公式得

$$T_L = m \overline{n} \overline{Q} \overline{L}$$
 (1)

式中 T_L ——采摘机指排拍打蓝莓树枝所承受的负载转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$
 m ——单侧拍打蓝莓树枝的指排数,根据蓝莓采摘机机械结构得出,取 10
 $\overline{n}$ ——与每根指排相接触产生弯曲变形的蓝莓侧枝根数平均值, $\overline{n} = \frac{n}{2}$, 取 2.5
 $\overline{Q}$ ——蓝莓侧枝在产生弯曲变形过程中反作用于指排形成的平均负载力, $\overline{Q} = \frac{Q}{2}$, 取 6.5 N
 $\overline{L}$ ——产生弯曲变形的蓝莓侧枝接触作用点分布位置与指排转轴的平均距离, 取 0.75 m

由于系统传动不可避免地存在摩擦损耗,液压马达输出转矩一定要高于负载转矩,由液压马达转矩计算公式^[24]得

$$T = \frac{T_L}{\eta_m}$$
 (2)

式中 T ——液压马达输出转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$
 η_m ——机械效率, 取 0.8

由式(1)得到负载转矩 T_L 为 $121.8\text{ N} \cdot \text{m}$,将负载转矩 T_L 代入式(2)计算得到液压马达输出转矩 T 为 $152\text{ N} \cdot \text{m}$ 。

根据液压马达输出转矩 T 、输出转速 n 以及不同型号径向球塞马达的工作参数(表 1),选择较为合适的径向球塞马达,型号为:1QJM001-0.1。

表1 径向球塞马达型号与参数

Tab.1 Model and parameters of radial ball piston motor

型号	排量/ ($\text{L} \cdot \text{r}^{-1}$)	额定压力/ MPa	转速范围/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	额定输出转 矩/($\text{N} \cdot \text{m}$)
1QJM001-0.063	0.064	16	8 ~ 600	95
1QJM001-0.08	0.083	16	8 ~ 500	123
1QJM001-0.1	0.104	16	8 ~ 400	154
1QJM002-0.2	0.200	16	5 ~ 320	295

2.2.2 曲柄连杆机构设计

曲柄连杆机构是采摘系统的关键部件,曲柄连杆机构决定着指排的摆角幅度。由图 2 得出采摘机龙门框架内部宽度为 1.5 m,两侧指排长度为 1 m,为使两侧指排能够充分拍打蓝莓树枝而不发生运动干涉,设计指排的摆角 ψ 幅度为 $0^{\circ} \sim 30^{\circ}$;由于系统结构空间限制以及马达和指排的相互位置关系,确定曲柄长度为 $l_{AB} = 50\text{ mm}$;为了能够对左右两侧树枝的击打力相同,要求指排推程-回程平均速度接近相等,设计行程速比系数 $K = 1.05$;此外,为保证机构具有良好的传力性能,要求传动角越大越好,设计最小传动角 $\gamma_{\min} = 50^{\circ}$ 。根据以上参数得到曲柄连杆机构设计要求如表 2 所示。

表 2 曲柄连杆机构设计要求

Tab.2 Design requirements for crank and connecting rod mechanism

参数	数值
连杆摆角幅度 $\psi/(^{\circ})$	0 ~ 30
曲柄长度 l_{AB}/mm	50
行程速比系数 K	1.05
最小传动角 $\gamma_{\min}/(^{\circ})$	50

按给定行程速比法^[25]设计铰链四杆机构,如图 5 所示。

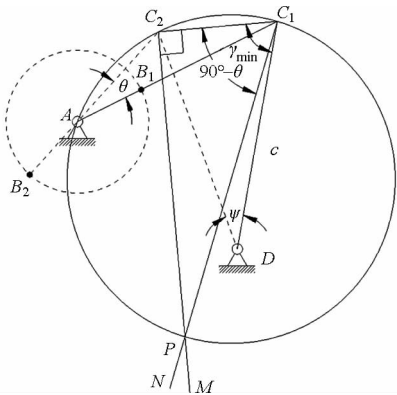


图 5 铰链四杆机构设计原理图

Fig.5 Design principle diagram of four-bar linkage mechanism

由极位夹角 θ 计算公式^[26]得

$$\theta = 180 \frac{K - 1}{K + 1}$$
 (3)

式中 θ ——极位夹角, ($^{\circ}$)

经分析可知,铰链四杆机构的两极限位置为: AB_1C_1D 、 AB_2C_2D 。

拟定曲柄 AB 长度为 a ,连杆 BC 长度为 b ,则 $l_{AC_1} = b + a$ 、 $l_{AC_2} = b - a$,得出曲柄 AB 长度和连杆 BC 长度分别为: $a = \frac{l_{AC_1} - l_{AC_2}}{2}$ 、 $b = \frac{l_{AC_1} + l_{AC_2}}{2}$ 。对于机架

DA 长度 d ,可利用 AutoCAD 软件在图中测量得到。
假定实际曲柄长度为 l_{AB} 、连杆长度为 l_{BC} 、摇杆长度为 l_{CD} 、机架长度为 l_{DA} ,得出各杆件之间的长度比例放大系数为

$$K_0 = \frac{a}{l_{AB}} = \frac{b}{l_{BC}} = \frac{c}{l_{CD}} = \frac{d}{l_{DA}}$$
 (4)

在实际设计时,主要包括以下步骤:

- (1)将 K 代入公式(3)计算出极位夹角 θ 。
- (2)利用给定行程速比法,拟定摇杆 CD 长度 c 为某一数值(例如: $c = 100\text{ mm}$),根据表 2 设计要求,通过 AutoCAD 软件绘制出铰链四杆机构,测量得到各杆件设计尺寸: a 、 b 、 c 、 d 。
- (3)将实际曲柄长度 $l_{AB} = 50\text{ mm}$ 、拟定设计曲柄长度 a 代入公式(4),计算得出比例放大系数 K_0 。
- (4)将比例放大系数 K_0 和拟定设计尺寸 b 、 c 、 d 代入公式(4)得出铰链四杆机构其它杆件实际设计尺寸 l_{BC} 、 l_{CD} 、 l_{DA} 。

表 3 所示为根据表 2 设计要求计算得到的曲柄连杆机构设计尺寸,根据表 3 得到所设计的铰链四杆机构各杆件实际设计尺寸。

表 3 曲柄连杆机构设计参数

Tab.3 Design parameters of crank and connecting rod mechanism

参数	拟定设计结果	实际设计结果
曲柄长度 l_{AB}	23	50
连杆 a 长度 l_{BC}	308	669
摇杆 a 长度 l_{CD}	100	217
机架长度 l_{DA}	277	603

2.2.3 双摇杆机构设计

为保证两侧指排摆动的起始角度 α 、终止角度 β 相同,应合理设计双摇杆机构,由采摘机龙门框架内部空间尺寸得到双摇杆机构的机架长度为: $l_{DE} = 840\text{ mm}$,根据表 3 设计结果得到摇杆 a 长度为: $l_{CD} = 217\text{ mm}$,由上所述得到双摇杆机构设计要求为:摇杆 a 摆角范围($\alpha_a \sim \beta_a$)为 $0^{\circ} \sim 30^{\circ}$,摇杆 b 摆角范围($\alpha_b \sim \beta_b$)为 $30^{\circ} \sim 0^{\circ}$ 。

如图 4 所示,根据摇杆 a、b 的摆动角度关系得出两摇杆长度相等,即 $l_{EF} = l_{CD}$,得出摇杆 b 长度为: $l_{EF} = 217\text{ mm}$ 。连杆 b 长度的设计采用图解法,如图 6 所示。利用 AutoCAD 软件根据设计要求,绘制出双摇杆机构的极限位置,得到连杆 b 的长度为 732 mm。

根据设计要求计算得到双摇杆机构设计结果:机架长度为 840 mm,摇杆 a 长度为 217 mm,连杆 b 长度为 732 mm,摇杆 b 长度为 217 mm。图 7 为依据设计参数加工制造出的采摘系统传动装置实物图。

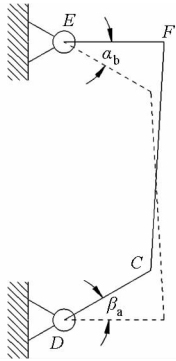


图 6 图解法设计双摇杆机构原理图

Fig. 6 Design principle diagram of double-rocker mechanism using graphic method



图 7 采摘系统传动装置实物图

Fig. 7 Picture of picking system transmission mechanism

3 试验

3.1 试验条件与方法

蓝莓采摘试验地点为辽宁省丹东市振安区五龙背镇新康蓝莓种植基地,试验时间是 2015 年 7 月中旬,正值蓝莓成熟季节,采摘的蓝莓品种为蓝丰,经人工修剪后的蓝丰树高为 1.2 ~ 1.8 m,新康蓝莓种植基地的种植标准是:蓝莓株距为 1.5 m,行距为 2.0 m,垄台高于垄沟 0.05 ~ 0.2 m,图 8 是高丛蓝莓采摘机采摘作业试验现场图。



图 8 摆动式蓝莓采摘机试验现场图

Fig. 8 Scene graph of swing type blueberry picking machine test

试验前,调整拖拉机位置,使拖拉机位于垄沟之间;调整牵引装置使采摘机与拖拉机保持平行,采摘机龙门框架对准一垄蓝莓植株;根据垄沟高度调节

拖拉机的起升器与高度调整装置的液压缸,使果实收集系统的水平传送带高于垄沟。

开动拖拉机, I 挡作业,慢速行驶,启动采摘装置液压系统预采几株蓝莓,调节溢流阀的压力和旁路节流阀的流量,改变径向球塞马达输出转矩和转速,通过复合铰链四杆机构传动装置调整指排输出作用力,改变指排作用于蓝莓树枝所形成的采摘惯性力 F ,使采摘装置产生的采摘惯性力 F 满足采摘条件:保留生果,采摘熟果。即 $F_2 \geq F \geq F_1$ (F_1 为熟果与树枝的结合力, F_2 为生果与树枝的结合力)。

预采完毕,记录与径向球塞马达相连接的压力表显示的压力,结果为 9.6 MPa,通过流量计测定流经径向球塞马达的流量,结果为 14 L/min,利用扭矩测试仪测量径向球塞马达输出的转矩和转速,结果为 143 N·m 和 145 r/min。

采摘装置调试完毕后,开始蓝莓采摘试验,试验目的是评价蓝莓采摘机的果实采摘质量,同时对比机采人采效率比。主要从采摘效率、破损率、采净率和成熟果实采摘率 4 方面统计分析蓝莓采摘机的果实采摘质量。

3.2 试验数据采集与结果分析

3.2.1 采摘效率

采摘效率是指单位时间内采摘成熟果实的质量。为对比分析机采与人采效率比值,首先进行人工采摘试验,由 5 位采摘技术娴熟的工人随机选择 5 垄蓝莓植株进行采摘,采摘时间为 6 min,采摘后统计结果如表 4 所示。

表 4 人工采摘效率试验数据

Tab.4 Test data of manual picking efficiency		
工人编号	采摘果实质量/g	采摘效率/(g·min ⁻¹)
1	367	61.1
2	415	69.2
3	373	62.2
4	400	66.7
5	408	68.0
平均值	393	65.4

人工采摘试验完毕,进行机器采摘试验,在蓝莓种植园随机选择一个垄沟的蓝莓植株作为试验对象,开动拖拉机行驶速度为 I 挡,启动采摘机进行连续采摘作业,记录采摘时间,每隔 6 min 停止采摘作业,作为一次采摘试验,共计 3 次,试验后统计试验数据:除去采摘下来的叶片和青果,以成熟果实颗数作为净采摘量,计算机器采摘效率,在采摘时间相同的条件下对比机器采摘效率和人工采摘效率的比值,整理数据如表 5 所示。表 5 表明:采摘机采摘效率是人工采摘效率的 12.67 倍。

表 5 机器采摘效率试验数据

Tab.5 Test data of machine picking efficiency

试验次序	净采量/g	采摘效率/(g·min ⁻¹)	机采与人采效率比
1	4 840	807	12.3
2	5 110	852	13.0
3	4 980	830	12.7
平均值	4 977	829	12.67

3.2.2 果实破损率

果实破损率是指采摘下来的破损果实占采摘果实总数的百分比,果实破损率是评价采摘机对果实损伤程度的主要参数。图 9 为应用采摘机收获的蓝莓果实照片,从照片中可以看出,机械化采摘存在一定果实破损。从每次机器采摘试验收获的蓝莓果实中随机收取一部分蓝莓果实,统计总粒数、破损粒数,以计算果实破损比例。如表 6 所示,结果表明:果实平均破损率为 8.3%,破损程度相对较低。



图 9 收获的蓝莓果实实物图

Fig.9 Picture of harvested blueberry fruit

表 6 采摘机果实破损率试验结果

Tab.6 Fruit damage rate of picking machine

序号	采摘果实总数/个	破损果实数/个	破损率/%
1	183	16	8.74
2	214	17	7.94
3	191	14	7.33
平均值	196	16	8.30

3.2.3 采净率

采净率是指采摘下来的成熟果实占应采成熟果实的百分比。随机地选择 3 个枝条并做标记(在每次机器采摘试验前从待采摘的蓝莓植株中挑选),在采摘前统计枝条上成熟果实的数量,采摘完成后,统计枝条上剩余的成熟果实数量,计算采净率。如表 7 所示,结果表明:实际采净率为 96.9%,仅有极少数成熟果实留在树枝上。

3.2.4 未成熟果实脱落率

未成熟果实脱落率是指采摘下来的未成熟果实占采摘果实总数(成熟果实和未成熟果实的数量之和)的百分率。在采摘机工作时,蓝莓树枝不同位

表 7 采摘机采净率试验结果

Tab.7 Picking rate of picking machine

序号	应采果实数/个	剩余果实数/个	采净率/%
1	92	3	96.7
2	76	2	97.3
3	63	2	96.8
平均值	77	2.3	96.9

置生长的蓝莓果实所受的采摘惯性力大小是不同的,采摘惯性力分布不均,采摘装置可能会击打、击落一些未成熟果实。试验中从每次机器采摘试验采摘下来的果实中随机抽取一部分,统计果实总数量和未成熟果实数量,计算未成熟果实脱落率,如表 8 所示。结果表明:未成熟果实脱落率为 9.7%,仅有少量未成熟果实被击落。

表 8 采摘机未成熟果实脱落率试验结果

Tab.8 Immature fruit abscission rate of picking machine

序号	果实总数/个	未成熟果实数/个	成熟果实数/个	未成熟果实脱落率/%
1	109	10	99	9.2
2	127	13	114	10.3
3	116	11	105	9.5
平均值	117	11	106	9.7

3.3 液压马达工作参数分析与优化

为提高采摘机工作效率和果实采摘质量,使采摘机工作参数最优,需分析采摘系统驱动元件——液压马达的工作参数对采摘效率和果实采摘质量的影响。

3.3.1 马达转速对采果质量的影响

马达转速决定采摘机两侧指排击打蓝莓植株的频率,马达转速越高,采摘频率越高。表 9 所示为采摘机马达工作转矩恒定(140 N·m),工作转速变化时,对应的采摘效率和果实采摘质量。

从表中可看出,马达转速与采摘效率、果实破损率、采净率、未成熟果实脱落率成正比,马达转速越高采摘效率越高,采果质量越低。比较得出,当马达转速为 150 r/min 时,采摘机的采摘效率和采果质量较高。

表 9 马达转速对采果质量的影响

Tab.9 Influence of motor speed on quality of picking fruit

序号	试验时间/min	马达转速/(r·min ⁻¹)	采摘效率/(g·min ⁻¹)	破损率/%	采净率/%	未成熟果实脱落率/%
1	6	100	810	7.82	96.1	8.4
2	6	150	892	8.10	97.3	9.2
3	6	200	924	13.20	97.6	17.2

3.3.2 马达转矩对采果质量的影响

采摘机指排驱动马达输出转矩越高,采摘系统

指排输出作用于蓝莓植株的采摘作用力越大。表 10 所示为采摘机马达转速恒定(150 r/min),输出转矩变化时,对应的采摘效率和果实采摘质量。

表 10 马达转矩对采果质量的影响
Tab.10 Influence of motor torque on
quality of picking fruit

序号	试验时 间/min	马达转矩/ (N·m)	采摘效率/ (g·min ⁻¹)	破损 率/%	采净 率/%	未成熟果实 脱落率/%
1	6	70	610	6.21	85.2	3.3
2	6	140	892	8.10	97.3	9.2
3	6	210	932	12.70	97.8	16.1

从表 10 中可看出,液压马达输出转矩与采摘效率、果实破损率、采净率、未成熟果实脱落率成正比,马达转速越高采摘效率越高,采果质量越低。比较得出,当马达转矩为 140 N·m 时,采摘机的采摘效率和采果质量较高。

综合分析表 9 和表 10 可以看出,当采摘机指排驱动马达以 150 r/min 的转速和 140 N·m 输出转矩工作时,采摘机的采摘效率和果实采摘质量较高,为采摘机最佳工作参数。

4 结论

(1)为改变我国高丛蓝莓人工采收现状,设计了高丛蓝莓采摘机采摘系统,采摘系统以液压系统作为动力源,驱动径向球塞马达旋转带动复合铰链

四杆机构实现运动转化,将驱动元件的回转运动转化为往复摆动,带动末端执行装置——双侧梳状指排拍打蓝莓树枝,形成稳态受迫振动击落树上成熟蓝莓果实。

(2)分析蓝莓采摘过程,估算蓝莓采摘频率,对负载转矩进行计算,以此为基础对指排驱动马达参数进行计算选型;根据连杆摆角幅度、曲柄长度、行程速比系数 K 和最小传动角 $\gamma_{\min}$,采用给定行程速比法设计采摘系统铰链四杆机构;根据双侧指排摆角关系和摆杆长度,采用图解法设计采摘机指排的双摇杆机构,完成蓝莓采摘机采摘系统的设计。

(3)通过蓝莓采摘试验,分析评价采摘系统果实采摘质量和采摘效率。统计试验数据计算得出:采摘机采摘效率为 829 g/min,机采与人采效率比为 12.67,果实破损率为 8.3%,采净率为 96.9%,未成熟果实脱落率为 9.7%,可知采摘系统的蓝莓果实采摘质量和采摘效率较高,对实现我国蓝莓采摘机械化具有重要意义。

(4)分析了指排驱动马达工作参数对采摘机采摘果实质量的影响,马达转速和输出转矩与采摘效率、果实破损率、采净率、未成熟果实脱落率成正比,马达转速越高、输出转矩越大,采摘效率越高,采果质量越低。采摘机最佳工作参数为:马达转速 150 r/min,马达转矩 140 N·m。

参 考 文 献

1 马艳萍. 蓝莓的生物学特性、栽培技术与营养保健功能[J]. 中国水土保持,2006,27(2):47-49.
2 张铭浩,杨晶,许孝瑞. 新兴果树蓝莓的发展前景与栽培技术[J]. 落叶果树,2011,43(2):20-22.
3 吴林. 山东沿海地区蓝莓发展概况[J]. 烟台果树,2011,32(4):1-3.
4 修英涛,常凤英,姜河,等. 我国蓝莓(越桔)栽培研究现状及发展措施[J]. 辽宁农业科学,2003,44(3):21-23.
5 苑兆和. 世界蓝莓生产历史与发展趋势[J]. 落叶果树,2003,34(10):49-52.
6 DAVID E Christie. Berry harvester;US, 3325984[P]. 1967-06-20.
7 PETERSON D L, WHITING M D, WOLFORD S D. Fresh-market quality tree fruit harvester, Part I:sweet cherry[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2003, 19(5): 539-543.
8 SARIG Y. Robotics of fruit harvesting: a state-of-the-art review[J]. Journal of Agricultural Engineering Research, 2003, 54(4): 265-280.
9 STRIK B. Blueberry production and research treands in North America[J]. Acta Horticulturae, 2006, 715:173-184.
10 MANN D D, PETKAU D S, CROWE T G, et al. Removal of sea buckthorn (*Hippophae rhamnoides* L.) berries by shaking[J]. Canadian Biosystems Engineering, 2001, 43(2): 23-28.
11 ERDOGAN D, GUNER M, DURSUN E, et al. Mechanical harvesting of apricots[J]. Biosystems Engineering, 2003, 85(1): 19-28.
12 郭艳玲. 手推式矮丛蓝莓采摘机:中国,201120277606.1[P]. 2012-05-30.
13 郭艳玲. 蓝莓采摘机槽形凸轮传动机构:中国,201120080872.5[P]. 2011-11-09.
14 郭艳玲. 一种矮丛蓝莓振动采摘机:中国,201220698200.5[P]. 2013-05-15.
15 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 of hand-push lowbush blueberry picking machine[J]. Transactions of the CSAE,2012,28(7):40-45. (in Chinese)
16 修英涛,常凤英,姜河,等. 我国蓝莓(越桔)栽培研究现状及发展措施[J]. 辽宁农业科学,2003,44(3):21-23.

Transactions of the CSAE,2015,31(4): 49 – 54. (in Chinese)

2 朱明,陈海军,李永磊. 中国种业机械化现状调研与发展分析[J]. 农业工程学报,2015,31(14): 1 – 7.
ZHU Ming, CHEN Haijun, LI Yonglei. Investigation and development analysis of seed industry mechanization in China [J]. Transactions of the CSAE,2015,31(14): 1 – 7. (in Chinese)

3 卢勇涛,李亚雄,李斌,等. 制种玉米人工去雄与机械去雄特点对比分析[J]. 新疆农机化,2010(1):25 – 26.
LU Yongtao, LI Yaxiong, LI Bin, et al. Analysis of maize seed production of artificial emasculation and mechanical characteristics comparison of emasculation[J]. Xinjiang Agricultural Mechanization, 2010(1): 25 – 26. (in Chinese)

4 JOSERLAN N Moreiral, PAULO Sérgio L Silva1, KATHIA MB Silva. Effect of detasseling on baby corn, green ear and grain yield of two maize hybrids[J]. Horticultura Brasileira,2010,28(4):406 – 411.

5 CLARENCE O Grogan. Detasseling responses in corn[J]. Agronomy Journal,1956,48(6): 247 – 249.

6 VELMA T Mañgaser. Detasseling and rate of seeding of young cob corn intercropped with okra during wet season[J]. International Scientific Research Journal,2013,5(3):47 – 52.

7 王晓明,马法杰,燕纪伦. 自走式玉米去雄机液压系统的设计[J]. 液压传动与控制,2011,46(3):27 – 29.
WANG Xiaoming, MA Fajie, YAN Jilun. Design of the hydraulic system for self-propelled corn emasculation machine[J]. Fluid Power Transmission & Control, 2011,46(3):27 – 29. (in Chinese)

8 张顺东. 玉米全程机械化制种技术[J]. 新疆农垦科技,2014(6):43 – 44.

9 黄录煊,白岗栓. 去雄携带顶叶对玉米生长及产量的影响[J]. 安徽农业科学,2015,43(10):69 – 72.
HUANG Luhuan, BAI Gangshuan. Effects of detasseling with top leaf on growth and yield of maize [J]. Journal of Anhui Agricultural Sciences, 2015,43(10):69 – 72. (in Chinese)

10 张志江,于宗南,李红梅. 4.00 – 8 6PR 小型工业车辆轮胎的设计[J]. 橡胶科技,2015(6):37 – 38.
ZHANG Zhijiang, YU Zongnan, LI Hongmei. Design of 4.00 – 8 6PR small industrial vehicle tire [J]. Rubber Science and Technology, 2015(6):37 – 38. (in Chinese)

11 危银涛,李勇,冯希金,等. 轮胎理论与技术[M]. 北京:清华大学出版社,2013:127 – 137.

12 刘庆庭,区颖刚,卿上乐,等. 农作物茎秆的力学特性研究进展[J]. 农业机械学报,2007,38(7):172 – 175.
LIU Qingting, OU Yinggang, QING Shangle, et al. Study progress on mechanics properties of crop stalks[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2007,38(7):172 – 175. (in Chinese)

13 郭孔辉,吴海东,卢荡. 轮胎垂直方向刚性环模型[J]. 科学技术与工程,2007,7(4):556 – 558.
GUO Konghui, WU Haidong, LU Dang. Tire vertical rigid-ring model[J]. Science Technology and Engineering, 2007,7(4):556 – 558. (in Chinese)

14 冯希金,危银涛,郑小刚,等. 论轮胎的自由滚动力学[J]. 橡胶工业,2013,60(9):517 – 525.
FENG Xijin, WEI Yintao, ZHENG Xiaogang, et al. Study on mechanics of steady state free rolling tires [J]. China Rubber Industry,2013,60(9):517 – 525. (in Chinese)

15 佟金,贺俊林,陈志,等. 玉米摘穗辊试验台的设计和试验[J]. 农业机械学报,2007,38(11):49 – 50.
TONG Jin, HE Junlin, CHEN Zhi, et al. Research and development of testing device with snapping rolls for corn harvester [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(11): 49 – 50. (in Chinese)

16 高梦祥,郭康权,杨中平,等. 玉米秸秆的力学特性测试研究[J]. 农业机械学报,2003,34(4):47 – 49.
GAO Mengxiang, GUO Kangquan, YANG Zhongping, et al. Study on mechanical properties of cornstalk [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2003,34(4):47 – 49. (in Chinese)

17 苏琴英. 影响玉米杂交制种纯度的原因及提高措施[J]. 玉米科学,2003(增刊 1):70 – 71.

(上接第 74 页)

17 GOUGH R E. The highbush blueberry and its management[M]. Binghamton,NY: The Haworth Press, 1991.

18 HORVATH E, SITKEI G. Damping properties of plum treesshaken at their trunks [J]. American Society of Agricultural Engineers, 2003, 48(1): 19 – 25.

19 LÁNG Z. A fruit tree stability model for static and dynamic loading[J]. Biosystems Engineering, 2003, 85(4): 461 – 466.

20 LÁNG Z. A one degree of freedom damped fruit tree model[J]. Transactions of the ASABE, 2008, 51(3): 823 – 829.

21 WANG Changqin, XU Linyun, ZHOU Hongping, et al. Dynamic modeling of eccentric-mass type of forest fruit harvest machine [C]//2011 ASABE Annual International Meeting Sponsored, 2011:1 – 12.

22 何培庄,朱海,郭艳玲,等. 基于 ADAMS 的蓝莓采摘机构的仿真分析[J]. 现代科学仪器,2012,29(1):36 – 42.
HE Peizhuang,ZHU Hai,GUO Yanling,et al. Simulation of blueberry picking institution based on ADAMS[J]. Modern Scientific Instruments, 2012,29(1):36 – 42. (in Chinese)

23 李志鹏. 蓝莓采摘机采摘策略及轨迹规划研究[D]. 哈尔滨:东北林业大学,2011.
LI Zhipeng. Study on the picking strategy and walking trajectory planning of blueberry picker [D]. Harbin:Northeast Forestry University,2011. (in Chinese)

24 章宏甲,黄谊. 液压传动[M]. 北京:机械工业出版社,2000:47 – 65.

25 朱理. 机械原理[M]. 北京:高等教育出版社,2010:85 – 100.

26 王知行,邓宗全. 机械原理[M]. 北京:高等教育出版社,2008:31 – 45.