doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2026.02.006

基于多激励振动采摘原理的蓝莓采收机关键部件设计与试验

王海滨[1]　黄馨玉[1]　宋佳音[2]　刘觉飞[1]　赵　亮[3]　那　蕊[1]　赵熙润[1]　延文杰[1]

（1.东北林业大学机电工程学院，哈尔滨 150040；2.东北林业大学计算机与控制工程学院，哈尔滨 150040；
3.哈尔滨长川超声仪器科技有限公司，哈尔滨 150040）

摘要：为适应我国蓝莓种植园相关农艺要求，设计了一种国产自走式蓝莓采收机。通过对蓝莓采摘振动机理分析，建立蓝莓植株振动方程，通过方程“正交变换”“正则变换”分析多激励作用条件下蓝莓植株振动输出响应和蓝莓果实采摘力。依据蓝莓种植农艺得到采收机设计要求，对机器采摘系统、果实收集系统和果实输送系统进行结构设计，利用自行研制的样机进行蓝莓采收试验，利用预采试验和正交试验结果建立机器采收评价指标回归方程，进而可得：机器行走速度、采摘装置液压马达转速和采摘装置指排间距对机器采摘效率和采果质量存在交互影响，机器行走速度与采摘效率成正比，与果实损坏率成反比，采摘装置液压马达转速正比于果实采摘效率和果实采净率，指排间距反比于机器采摘生果率。综合正交试验结果得到机器最佳工作参数为：采收作业行走速度 35 m/min、采摘系统液压马达转速 100 r/min、指排间距 200 mm，以机器最佳工作参数进行人机对比试验，可得：机器采摘生果率为 8.4%，采摘果实损坏率为 3.8%，果实采净率为 90.1%，果实采摘效率为 1.37 kg/min，为人工采摘效率的 10.78 倍。

关键词：蓝莓；采收机；采摘振动机理分析；果实收集输送系统

中图分类号：S225.93　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1000-1298(2026)02-0058-12　　**OSID**：

Design and Testing of Key Components of Blueberry Harvester Based on Multi-excitation Vibration Harvesting Principle

WANG Haibin[1]　HUANG Xinyu[1]　SONG Jiayin[2]　LIU Juefei[1]　ZHAO Liang[3]　NA Rui[1]
ZHAO Xirun[1]　YAN Wenjie[1]

(1. *College of Engineering and Technology*, *Northeast Forestry University*, *Harbin* 150040, *China*
2. *College of Computer and Control Engineering*, *Northeast Forestry University*, *Harbin* 150040, *China*
3. *Harbin Changchuan Ultrasouno Instrument Technology Co.*, *Ltd.*, *Harbin* 150040, *China*)

Abstract: Aiming to meet the agronomic requirements of blueberry plantations in China, a domestically produced self-propelled integrated blueberry harvester was designed. The vibration mechanism for blueberry picking was analyzed, and the vibration equation of blueberry plants was established. The vibrational output response of the blueberry plant and the fruit detachment force under multiple excitation conditions were analyzed through the application of orthogonal transformation and canonical transformation of the equations. Based on the agronomic requirements of blueberry cultivation, the design requirements for the harvester were determined. The structural design was then conducted for the harvesting mechanism, fruit collection system, and fruit conveying system utilizing the self-developed prototype for harvesting experiments, along with data from preliminary and orthogonal tests, the regression equations for the machine harvesting evaluation indicators were established. It was found that the machine's travel speed, the rotational speed of the harvesting unit's hydraulic motor, and the finger-comb spacing had interactive effects on both the harvesting efficiency and the fruit quality. The machine's travel speed was directly proportional to the harvesting efficiency, while inversely proportional to the fruit damage rate.

收稿日期：2024-10-21　修回日期：2025-05-26

基金项目：哈尔滨市制造业科技创新人才项目(CXRC20231115883)、东北林业大学产教融合研究生联合培养基地建设项目(41502124)、黑龙江省重大科技成果转化项目(CG23017)和国家级大学生科技创新项目(202410225007)

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

通信作者：宋佳音(1980—)，女，教授，主要从事控制工程研究，E-mail：jiayin1980@126.com

The rotational speed of the harvesting unit's hydraulic motor was directly proportional to both the fruit harvesting efficiency and the fruit recovery rate; conversely, the finger-comb spacing was inversely proportional to the rate of unripe fruit harvest. Based on the comprehensive analysis of the orthogonal experiment results, the optimal working parameters for the machine were identified as follows: a travel speed was 35 m/min, a hydraulic motor rotational speed was 100 r/min for the harvesting system, and the finger-comb spacing was 200 mm. A human-machine comparative experiment conducted under the optimal parameters demonstrated that the machine achieved an unripe fruit rate of 8.4%, the fruit damage rate of 3.8%, the fruit recovery rate of 90.1%, and the harvesting efficiency of 1.37 kg/min, which was 10.78 times higher than manual picking efficiency.

Key words: blueberry; harvester; picking vibration mechanism; fruit collection and transportation system

0　引言

近年来,蓝莓种植面积逐年递增,但蓝莓果实采摘主要依靠人工,迫切需要蓝莓采收机械以提高采摘效率[1-4]。在蓝莓采收机械研究方面,美国是最早研究蓝莓采收机械的国家,主要采用振动方式采摘蓝莓果实[8-11],能够对人工种植蓝莓植株进行接触式振动采摘[12-13]。日本利用特制金属齿钩钩住果枝,振动采摘蓝莓果实[14-15]。如今,蓝莓采摘技术在美国已发展日臻成熟,形成 Korvan、Littau 和 BEI 3 家蓝莓采收机械公司[16-17]。世界其他发达国家多数采用美国蓝莓采摘技术,加拿大、澳大利亚、智利和阿根廷等国都已开始研究并引进该项技术[18-19]。我国在蓝莓采收机械方面处于研究开发阶段,文献[20-21]对牵引式蓝莓采收机各组成部件进行了设计;文献[22-25]基于 EDEM 软件分析蓝莓机械采收过程中的果实接触碰撞能量变化,对蓝莓采收过程中的果实损伤程度进行研究;王海滨等[26]设计了基于槽型凸轮传动的蓝莓采摘机械,对采摘装置关键部件进行设计和试验;文献[27-29]研制了一款手持式电动蓝莓采摘机,对采摘装置控制系统展开相关试验;陈嘉瑶等[30]研制了一款轴向振动式蓝莓采摘机,对机器工作性能展开相关试验;文献[31-32]设计了一种便携式小浆果采收器,对采收器-果枝系统进行分析并展开试验。本文设计一款转弯半径小的自走式蓝莓采收机,以适用于现有的蓝莓种植园采摘作业空间要求。

1　采收机工作原理与设计要求

1.1　工作原理

图 1 为蓝莓采收原理图,采收机骑垄作业穿过蓝莓植株,采摘系统的两侧指排往复摆动,对穿过的蓝莓植株进行反复拍打振落蓝莓果实,被振落的果实在钣金罩形成的半封闭采摘作业空间内落在果实收集系统的两侧接果装置上,最后滚落至果实输送系统上,经果实输送系统传输实现蓝莓采收作业。

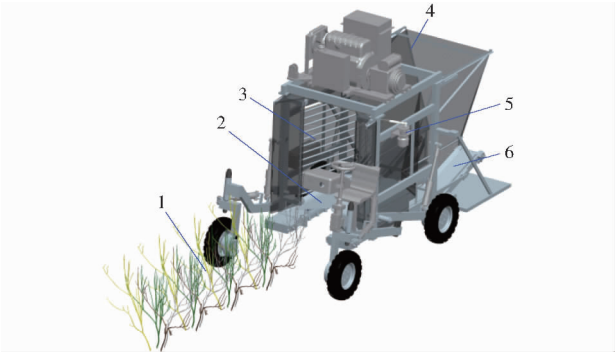


图 1　蓝莓采收原理图

Fig. 1　Working principle of blueberry picking

1. 蓝莓植株　2. 果实收集系统　3. 指排　4. 钣金罩　5. 采摘系统　6. 果实输送系统

1.2　设计要求

种植园蓝莓种植标准为:人工修剪后蓝莓植株生长高度为 1.5 ~ 2.0 m,植株主干分枝距地高度 0.45 m,植株种植垄高 0 ~ 0.4 m、垄距 2.0 ~ 2.5 m、株距 2.0 ~ 2.5 m,种植园内部行驶路宽 3 m。

依据蓝莓种植标准和蓝莓采收作业形式,采收机设计要求为:

(1)机器采摘系统两侧指排对蓝莓植株作用力近似相等;两侧指排摆角相同,摆角:$0° \leqslant \varphi \leqslant 30°$。

(2)机器采摘系统传动装置具有良好的传动性能,最小传动角 $\gamma_{min} \geqslant 50°$。

(3)机器采摘系统能够采摘熟果、保留生果,满足"采熟留生"的采摘作业条件。

(4)机器果实收集系统离地高度不超过 0.45 m。

(5)果实收集功能。振落至果实收集系统两侧接果装置的蓝莓能够自动滚落至果实输送系统传送带上。

(6)接果功能和植株顺畅通过功能。果实收集系统具有自动开合功能,保证机器未经过蓝莓植株时,果实收集系统两侧接果装置自动闭合,收集采摘振落的蓝莓果实;同时在机器经过蓝莓植株时,果实

收集系统的两侧接果装置自动展开以便蓝莓植株穿过机器内部龙门框架,使蓝莓植株具有良好的通过性。

(7)考虑蓝莓植株根部直径及采摘机行驶作业可能出现侧偏,果实收集系统两侧接果装置开合宽度大于等于 0.15 m。

(8)果实输送功能。能够将果实收集系统汇集的蓝莓经果实输送系统自动运输至果框内。

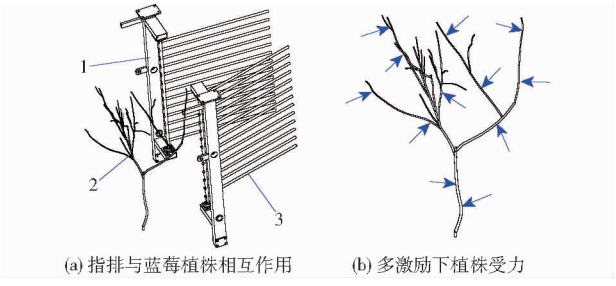
(9)果实输送系统能够实现 10 kg/min 蓝莓果实输送能力。

(10)以果实严重变形且果皮损坏的果实记为损果,采收机作业要求:采摘效率大于等于 0.6 kg/min、采收生果率小于等于 14%、采收损果率小于等于 10%、果实采净率大于等于 80%。

2 多激励振动采摘机理分析

2.1 蓝莓植株振动模型

如图 2 所示,在采摘作业中,采收机指排形成多激励振动源往复拍打从中经过的蓝莓植株,由于蓝莓树枝空间交错,采收机指排与蓝莓植株为多点相交,在交点处形成非周期激振力,图 2b 为多点相交的非周期激振力作用于蓝莓植株时受力图。



(a) 指排与蓝莓植株相互作用 (b) 多激励下植株受力

图 2 多激励作用下蓝莓植株受力分析

Fig. 2 Force analysis of blueberry plant under multi-excitation

1. 龙门框架 2. 蓝莓植株 3. 指排

由图 2 可得,在蓝莓树枝与指排相交的交点处,蓝莓树枝受到点作用非周期激振力作用产生振动。

图 3 为蓝莓树枝振动模型,图中 $F_{ij}(t)$($i=1,2,\cdots,m$)为第 i 个交点处的点作用非周期激振力,$G_j(t)$($j=1,2,\cdots,n$)为第 j 个蓝莓果实簇所受的重力,$f(z,t)$为蓝莓树枝在 $F_{ij}(t)$、$G_j(t)$作用下的振动输出响应,取蓝莓树枝根部为坐标系原点 O,树枝轴向为 z 轴,参考外力 $F_i(t)$的 x 垂向分力 $F_{ij}(t)$建立 x 轴,使 x 轴垂直于树枝方向。由于蓝莓树枝振动主要是径向振动输出响应,故以 $f(z,t)$表示蓝莓树枝在 $F_{ij}(t)$、$G_j(t)$作用下的径向振动输出响应,不考虑轴向分力 $F_{ij}(t)$、$G_j(t)$引起的轴向振动。

取树枝任意一点坐标 z 处树枝微元 dz 进行受力分析,如图 3 所示。由图 3 可知,树枝微元 dz 受到剪切力 Q 和弯矩 M 作用,剪切力 Q 和弯矩 M 随树枝位置坐标 z 变化而变化。

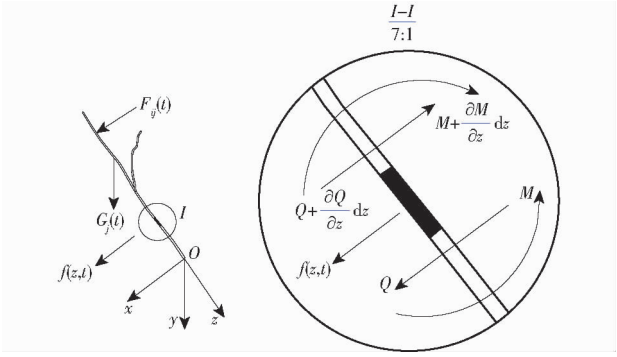


图 3 蓝莓树枝振动模型

Fig. 3 Vibration model of blueberry branches

蓝莓树枝自根部至末梢逐渐变细,蓝莓树枝截面变化系数 α 可表示为

$$\alpha=\frac{d_1-d_2}{d_1} \tag{1}$$

式中 d_1——蓝莓树枝根部直径,mm

d_2——蓝莓树枝末梢直径,mm

假定蓝莓树枝密度为 ρ、长度为 l、弹性模量为 E,由图 3 可得蓝莓树枝振动模型为

$$\frac{\partial^2}{\partial^2\zeta}\left(\zeta^4\frac{\partial^2 f(\zeta,t)}{\partial^2\zeta}\right)+\omega^4\zeta^2\frac{\partial^2 f(\zeta,t)}{\partial^2 t}=\sum_{i=1}^{m}\sum_{j=1}^{n}F_{ij}(\zeta,t)+\sum_{k=1}^{h}G_k(\zeta,t) \tag{2}$$

其中 $$\zeta=1-\alpha\frac{z}{l}\qquad\omega=\frac{2l\rho^{\frac{1}{4}}}{\alpha E^{\frac{1}{4}}d_1^{\frac{1}{2}}}$$

式中 ζ——树枝位置参数,取 0 ~ 1

$f(\zeta,t)$——树枝任意位置 z 处振动输出响应

$F_{ij}(\zeta,t)$——第 i 个指排对蓝莓树枝上第 j 个受力点的作用力 $F_{ij}(t)$,N

ω——树枝生长力学参数

m——采摘机末端执行装置两侧指排数量

n——单根指排与蓝莓植株相接触的作用点数量

2.2 多激励作用植株振动响应

取 $t=0$ 时刻蓝莓树枝静态挠度作为振动响应 $f(\zeta,t)$的初始位置,排除上一级树枝在坐标原点处振动位移的影响,得到蓝莓树枝根部振动位移为零,转角为零,树枝末端处所受弯矩为零,得到边界条件为

$$\begin{cases}\left.\dfrac{\mathrm{d}f(\zeta,t)}{\mathrm{d}\zeta}\right|_{\zeta=1}=0\\ f(\zeta,t)|_{\zeta=1}=0\\ \left.\dfrac{\partial^2 f(\zeta,t)}{\partial\zeta^2}\right|_{\zeta=0}=0\end{cases} \tag{3}$$

结合蓝莓树枝边界条件式(3)，采用“变量分离法”对式(2)求解，经“正交变换”“正则变换”，得到多点激励作用下蓝莓树枝振动输出响应为

$$\begin{cases} f(\zeta,t) = \sum_{k=1}^{r} F_k^*(\zeta)\Omega_k^*(t) \\ F_k^*(\zeta) = \dfrac{F_k(\zeta)}{\omega^2\sqrt{\int_1^{1-\alpha}\zeta^2F_k^2(\zeta)\mathrm{d}\zeta}} \\ \Omega_k^*(t) = \dfrac{F_k^*(1-\alpha g_i)}{\omega_{dk}}\sum_{i=1}^{m}\sum_{j=1}^{n}\int_0^t F_{ijx}(\tau)\mathrm{e}^{\xi\omega_{nk}(\tau-t)}\cdot \\ \quad \sin(\omega_{dk}(t-\tau))\mathrm{d}\tau \\ F_k(\zeta) = c_{1k}\dfrac{J_{2k}(2\omega\sqrt{\omega_{dk}\zeta})}{4\omega^2\omega_{dk}\zeta} + c_{2k}\dfrac{Y_{2k}(2\omega\sqrt{\omega_{dk}\zeta})}{4\omega^2\omega_{dk}\zeta} + \\ \quad c_{3k}\dfrac{I_{2k}(2\omega\sqrt{\omega_{dk}\zeta})}{4\omega^2\omega_{dk}\zeta} + c_{4k}\dfrac{K_{2k}(2\omega\sqrt{\omega_{dk}\zeta})}{4\omega^2\omega_{dk}\zeta} \end{cases} \tag{4}$$

其中　$\omega_{dk} = \omega_{nk}\sqrt{1-\xi^2}$

式中　$F_k^*(\varepsilon)$——k 阶固有频率下树枝正则振型

$\Omega_k^*(t)$——k 阶固有频率下树枝正则模态响应

$F_k(\zeta)$——树枝振动输出响应 $f(\zeta,t)$ 在 k 阶固有频率下的主振型函数

g_i——蓝莓树枝外力 $P_i(\zeta,t)$ 的作用点位置参数，取 0～1，当作用点在 $\zeta = 1-\alpha g_i$ 时，$P_i(\zeta,t)\neq 0$，当作用点在树枝其他位置处，$P_i(\zeta,t) = 0$

ξ——蓝莓树枝振动阻尼比

ω_{nk}——蓝莓树枝 k 阶无阻尼振动频率

ω_{dk}——蓝莓树枝 k 阶有阻尼振动频率

$J_{2k}(\zeta)$——第 2 阶第一类贝塞尔函数

$Y_{2k}(\zeta)$——第 2 阶第二类贝塞尔函数

$I_{2k}(\zeta)$——第 2 阶变形第一类贝塞尔函数

$K_{2k}(\zeta)$——第 2 阶变形第二类贝塞尔函数

c_{ik}——待定系数，$i = 1,2,3,4$

2.3　多激励振动蓝莓果实采摘力

根据牛顿第二定律，对式(4)中 $f(\zeta,t)$ 求二阶导数，得到蓝莓树枝 $z = \dfrac{l}{\alpha}(1-\zeta)$ 处蓝莓果实所受的采摘力 $F_0(\zeta,t)$ 为

$$F_0(\zeta,t) = m_0\sum_{k=1}^{r}\left[F_k^*(\zeta)F_k^*(1-\alpha g_j)\mathrm{e}^{-\xi\omega_{nk}t}\cdot \cos(\omega_{dk}t+\varphi)\sum_{i=1}^{m}\sum_{j=1}^{n}F_{ijx}(t)\Big|_{t=0}\right] \tag{5}$$

其中　$\varphi = \arctan\dfrac{\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}$

式中　$F_0(t)$——蓝莓振动采摘力，N

m_0——蓝莓果实质量，kg

φ——阻尼角，(°)

为满足“采熟留生”的采收作业条件，果实采摘力 $F_0(t)$ 需满足

$$F_1(t)\leqslant F_0(t)\leqslant F_2(t) \tag{6}$$

式中　$F_1(t)$——蓝莓熟果与树枝结合力，N

$F_2(t)$——蓝莓生果与树枝结合力，N

3　整机结构与关键部件设计

3.1　整机结构

图 4 为蓝莓采收机整机结构图，机器行走系统安装在龙门框架下方驱动机器行驶穿过蓝莓植株，龙门框架作为机架形成机器主体，机器其他零部件安装于龙门框架上，机器以柴油机为核心元件组成动力系统安装与龙门框架上，驱动液压系统工作为其他元件提供动力；机器钣金罩、钣金罩支架安装在龙门框架内部形成机器的采摘作业空间；两侧支撑液压缸组件和前、后支腿组成机器的行走系统；采摘机指排、传动装置、液压马达组成机器采摘系统，驱动两侧指排拍打蓝莓植株振动蓝莓果实；采摘系统下方两侧接果板和接果板支架组成果实收集系统用于收集振落蓝莓果实；采摘机两侧水平输送带、倾斜输送带组成机器果实输送系统将收集到的蓝莓果实输送至果框内，完成蓝莓采收作业。

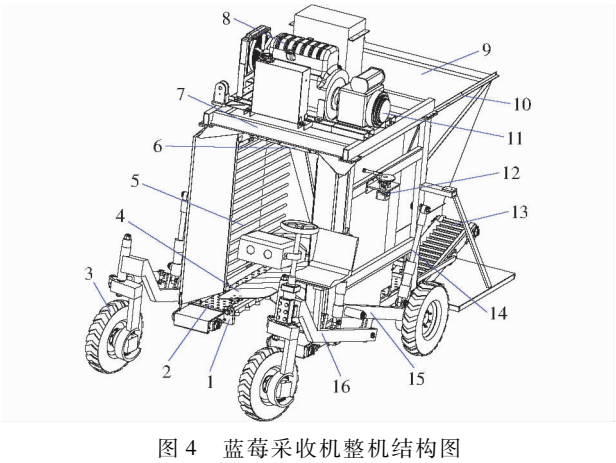


图 4　蓝莓采收机整机结构图

Fig. 4　Structural diagram of blueberry harvester

1. 接果板支架　2. 水平输送带　3. 行走系统　4. 接果板　5. 指排　6. 传动装置　7. 龙门框架　8. 柴油机　9. 钣金罩　10. 钣金罩支架　11. 液压系统　12. 液压马达　13. 倾斜传送带　14. 液压缸组件　15. 后支腿　16. 前支腿

3.2　采摘系统

3.2.1　采摘末端执行装置设计

图 5 为采摘系统结构图，机器采摘系统安装在龙门框架上，由采收机液压系统提供动力输出，使采摘驱动装置带动曲柄回转，通过连杆 a、连杆 b 驱动

左侧摇杆、右侧摇杆往复摆动,从而带动左侧指排、右侧指排同步进行摆动,实现采摘拍打动作。

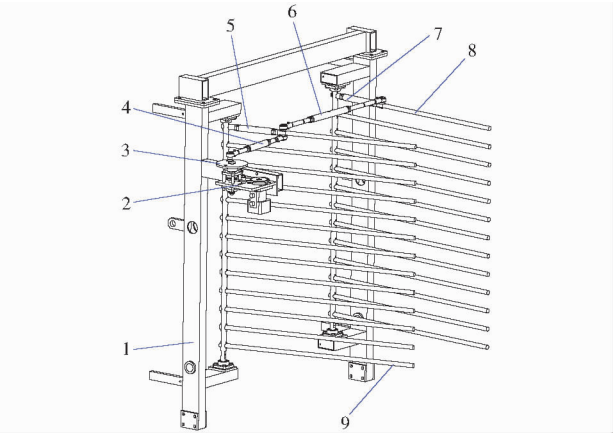


图 5 采摘系统结构图

Fig. 5 Structural diagram of the havesting system

1. 采收机框架 2. 采摘驱动装置 3. 曲柄 4. 连杆 a 5. 左侧摇杆 6. 连杆 b 7. 右侧摇杆 8. 右侧指排 9. 左侧指排

为实现多激励作用下蓝莓植株采摘振动,基于仿生学知识,模仿人手指将采摘装置末端执行装置设计成多指等长并列安装的指排结构,因尼龙具有一定和强度和韧性,故采用尼龙加工制造指排。

由式(2)~(5)可得,因蓝莓果实采摘力 $F_0(t)$ 与指排数量 m 和指排—蓝莓植株接触点数量 n 成正比,为保证采收机采摘效率,增大蓝莓果实采摘力 $F_0(t)$,考虑到采收机龙门框架高度、宽度和长度,保证蓝莓植株能够顺畅通过采摘机龙门框架,设定采收机指长度 L 为 1.0 m,根据蓝莓植株树枝粗细设定各指直径为 0.02 m;因指排间距影响指排疏密、决定指排与蓝莓植株相互作用力数量,进而影响蓝莓果实采摘力 $F_0(t)$,为试验分析指排间距对机器采果质量的影响,设定机器两侧指排孔数量为 13,指排孔间距为 0.1 m。

此外,为防止两侧指排在拍打过程中相互抵消对蓝莓植株的振动激励作用,沿蓝莓树枝生长方向将两侧指排的安装位置上下相互错开 0.05 m,以此实现蓝莓植株多激励振动采摘。

3.2.2 采摘传动装置设计

图 6 为采摘系统传动装置工作原理图。由图 6 可得,采摘传动装置由曲柄连杆机构和双摇杆机构串联而成,为保证两侧指排持续不断地往复拍打蓝莓植株,双摇杆机构需“差动运行”,即:两侧指排拍打植株按照一定时间差,交错摆动拍打指排。同时要求两侧指排击打力度应相同,以确保蓝莓植株所受激振力相同,得到曲柄连杆机构行程速比系数 K 应趋近于 1,以满足采收机设计要求(1)。

为提高采摘传动装置工作效率,满足采收机设

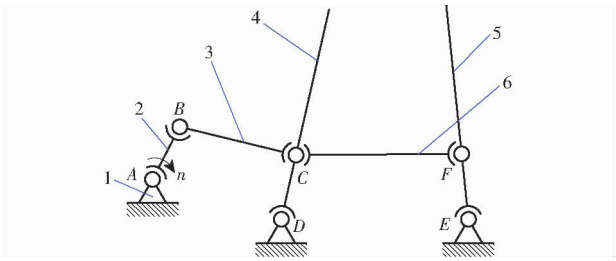


图 6 采摘装置工作原理图

Fig. 6 Working principle diagram of picking device

1. 机器框架 2. 曲柄 3. 连杆 a 4. 左侧摇杆 5. 右侧摇杆 6. 连杆 b

计要求(1)、(2),采用“极限位置角度分析法”设计采摘传动装置各杆件尺寸,如图 7 所示。根据采收机设计要求(1)中的两侧指排摆角 φ 和摇杆设计尺寸、摇杆回转中心距绘制双摇杆机构的极限位置得到连杆 b 尺寸和点 D、C_1、C_2、E、F_1、F_2,依据采收机设计要求(2)中的最小传动角 γ_{min} 绘制射线 m,按照极位夹角 θ 绘制射线 n,取射线 m 与射线 n 交点为点 A,由机械设计原理知识得到点 A 为曲柄连杆机构回转中心,由此得到曲柄、连杆长度为

$$\begin{cases} l_{AB} = \dfrac{l_{AC_2} - l_{AC_1}}{2} \\ l_{BC} = \dfrac{l_{AC_2} + l_{AC_1}}{2} \end{cases} \tag{7}$$

式中 l_{AB}——曲柄长度,mm

l_{BC}——连杆 a 长度,mm

l_{AC_2}——交点 A 与 C_2 距离,mm

l_{AC_1}——交点 A 与 C_1 距离,mm

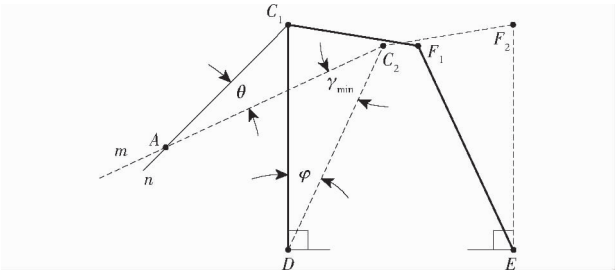


图 7 “极限位置角度分析法”下的采摘传动装置分析

Fig. 7 Analysis of picking transmission device using “limit position angle analysis method”

图 6 中,采摘装置行程速比系数 K 与极位夹角 θ 关系为

$$K = \frac{180° + \theta}{180° - \theta} \tag{8}$$

考虑采收机采摘系统设计要求(2)中的最小传动角要求:$\gamma_{min} \geqslant 50°$,由图 7 可得不同行程速比系数下采摘传动装置杆件尺寸如表 1 所示。

3.2.3 采摘驱动装置设计

考虑到采收机为野外田间作业,电力驱动安全

表 1　不同行程速比系数下各杆件尺寸

Tab. 1　Dimensions of rod components under different travel speed ratio coefficients

行程速比系数 K	曲柄长度 l_{AB}/mm	连杆长度 l_{BC}/mm	摇杆长度 l_{CD}/mm	机架长度 l_{AD}/mm
1.03	50	1015	215	941
1.04	50	824	216	754
1.05	50	668	217	603
1.06	50	571	218	510
1.07	50	501	219	443

系数低及供电不便，故采用液压系统作为动力源为采摘驱动装置提供动力，图 8 为采摘驱动装置机械结构图。图 8 中，液压马达通过链传动增加曲柄连接轴转速，以此提高采收机指排往复拍打频率。

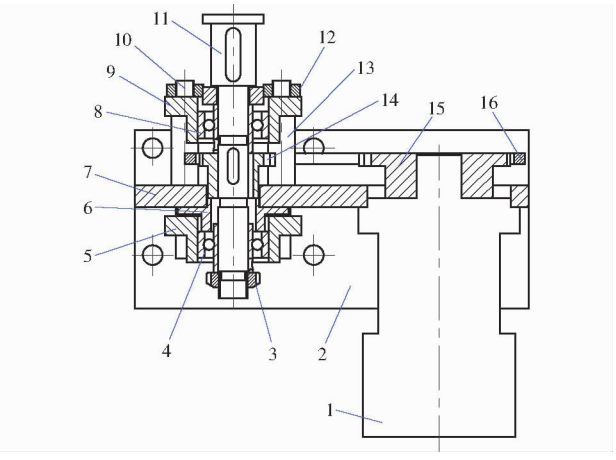


图 8　采摘驱动装置机械结构

Fig. 8　Mechanical structure of picking drive device

1. 采摘系统液压马达　2. 立板　3. 圆螺母　4. 底部轴承　5. 底部轴承座　6. 过渡连接套　7. 支撑板　8. 顶部轴承　9. 顶部轴承座　10. 导柱　11. 曲柄连接轴　12. 导柱连接螺母　13. 导柱轴套　14. 小链轮　15. 大链轮　16. 双排链

采收机采摘作业时，两侧指排交替拍打蓝莓植株，使蓝莓植株产生振动变形，对两侧指排形成反作用力，产生的负载转矩 T_L 为

$$T_L = \sum_{i=1}^{m}\sum_{j=1}^{n} F_{ij}(t) L_{ij} \tag{9}$$

式中　L_{ij}——机器两侧第 i 个指排上第 j 个作用力的作用点与指排转轴的距离，mm

由式(4)、(5)、(9)可得，因采摘装置液压马达转速 n 正比于两侧指排往复作用于蓝莓树枝的拍打频率，进而影响蓝莓树枝作用力 $F_{ij}(t)$ 和负载转矩 T_L，影响蓝莓树枝正则模态响应 $\Omega_k^*(t)$ 和蓝莓树枝的振动输出响应 $f(\zeta,t)$，进而影响蓝莓果实振动采摘力 $F_0(t)$。可得采摘装置液压马达转速 n 影响蓝莓果实采摘力 $F_0(t)$。

由式(9)可得，以采收机两侧布满指排计算，得到采收机两侧指排数量 m 为 26；由蓝莓树枝生长形态得到，单根指排与蓝莓树枝的接触碰撞点数量最多为 5，取单个指排与蓝莓树枝的接触受力点数量 n 为 5；因指排长度 L 为 1.0 m，保守计算，取指排受力点距转轴平均距离为 L_{ij} 为 0.7 m；因指排最大摆角 φ_{max} 为 30°，以蓝莓植株中心分布，得到蓝莓树枝在指排受力点 L_{ij} 为 0.7 m 处的受力变形量为 0.4 m，试验测定量为 0.4 m 时对应的蓝莓树枝反作用力 $F_{ij}(t)$ 为 1.2 N，考虑采摘装置传动元件转动惯量及摩擦转矩，设定系统机械效率 η 为 0.9。将数据代入式(9)得两侧指排产生的负载转矩 T_L 为 121.8 N·m。以 n_{max} 为 300 r/min作为采摘系统液压马达最大输出转速[20]，得到增速链轮传动比 i 小于 2，取大小链轮齿数分别为 18、12，得到链轮传动比为 i 为 1.2，计算得曲柄轴负载转矩为 152.8 N·m、最大输出转速为 250 r/min。综合考虑选择 CM－G_4 型液压齿轮马达，参数如表 2 所示。

表 2　CM－G_4 型液压马达参数

Tab. 2　Parameters of CM－G_4 hydraulic motor

型号	排量/(mL·r^{-1})	转速/(r·min^{-1})	额定转矩/(N·m)	功率/kW
CM－$G_4$32	32	60～500	80	8
CM－$G_4$40	40	60～500	103	10.6
CM－$G_4$50	50	60～500	128	13
CM－$G_4$63	63	60～500	160	16
CM－$G_4$80	80	60～500	206	21

注：CM－G_4 型马达额定压力 p 为 16 MPa。

为保证采摘系统有足够的动力拍打振落蓝莓果实，采摘系统液压马达输出转矩 T_c 需大于负载转矩 T_L，以满足式(9)设计要求。由表 2 可得，CM－$G_4$63 型液压马达输出转速为 60～500 r/min，额定转矩为 160 N·m，经增速链传动后转矩为 133 N·m、转速为 72～600 r/min，大于负载转矩和输出转速，满足设计要求。

3.3　果实收集装置设计

图 9 为采收机果实收集输送系统机械结构图。采摘过程中被振落的蓝莓果实在钣金罩形成的半封闭密闭空间内，落在两侧对称安装、具有一定倾斜角度的接果装置上，经果实收集装置滚落至水平传送带，经水平传送带、倾斜传送带的转接与运输，将果实运至果筐内，实现蓝莓采收，果实收集装置距地高度为 0.44 m，满足机器设计要求。

为实现对蓝莓果实收集，满足采收机设计要求(5)、(6)，要求两侧接果板均为多片组合而成，沿采收机行走方向自前至后、相互叠加安装(图 10)，每片接果板均能各自绕轴转动，带有自动复位功能，即：在蓝莓植株经过时与之相接触的接果板组件自

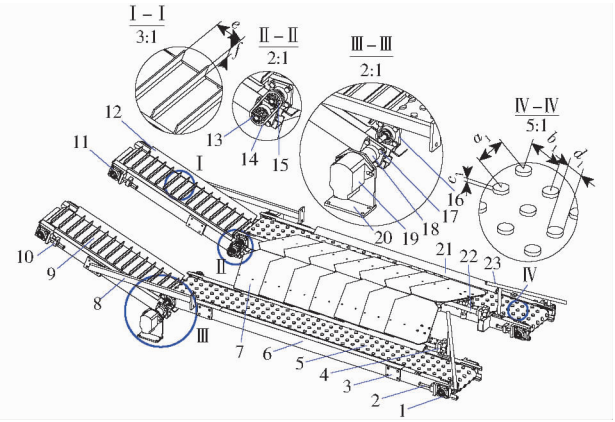


图 9 果实收集输送系统机械结构

Fig. 9 Mechanical structure of fruit collection and transportation system

1. 水平传送带张紧托辊组件 2. 水平传送带张紧装置 3. 水平带连接板 4. 水平传送带连接块 5. 水平输送带 6. 水平输送带底架 7. 接果装置 8. 倾斜传送带连接件 9. 倾斜传送带 10. 倾斜传送带张紧装置 11. 倾斜传送带张紧托辊组件 12. 倾斜传送带挡板 13. 圆螺母 14. 传动链条 15. 传动链轮 16. 水平传送带驱动托辊组件 17. 倾斜传送带驱动托辊组件 18. 联轴器 19. 传送带液压马达 20. 马达支架 21. 水平传送带挡板 22. 接果装置转轴 23. 收拢装置

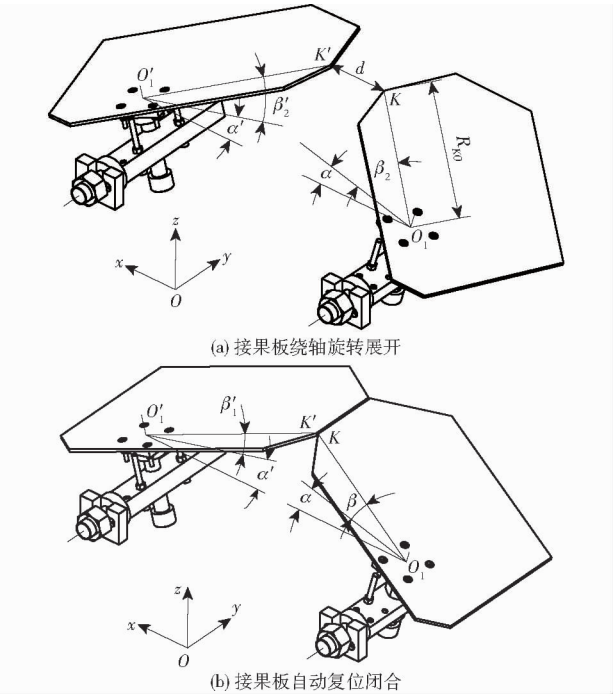


图 10 果实收集装置结构

Fig. 10 Structure of fruit collection device

动打开,未与之接触的接果板闭合,在蓝莓植株经过后打开的接果板组件自动复位闭合,确保接果板组件与钣金罩形成半封闭的采摘空间,防止被振落的蓝莓果落入农田;此外,要求两侧接果板具有一定倾斜角 α,以保证被振落的蓝莓果实能够自动滚落至传送带上。

果实收集装置结构如图 10 所示。由图 10 可得,两侧接果板安装倾斜角需满足

$$\alpha = \alpha' \geqslant \arctan\mu \tag{10}$$

式中 α——左侧接果板安装倾斜角度,(°)

α'——右侧接果板安装倾斜角度,(°)

μ——蓝莓果实与接果板摩擦因数,取 0.1

由图 10 可知,在接果板转动过程中,接果板上点 K、K'距旋转中心点 O_1、O_1' 最远,得到接果板旋转角度与接果板开合宽度关系为

$$d = 2R_{KO}\cos\alpha(\cos\beta_1 - \cos\beta_2) \tag{11}$$

式中 d——采收机接果板开合宽度,mm

β_1——接果板闭合时初始旋转角,(°)

β_2——接果板开合旋转角,(°)

R_{KO}——接果板旋转中心 O_1 与点 K 间的距离,mm

由式(10)计算得两侧接果板倾斜角 $\alpha \geqslant 5.7°$,为满足果实收集装置设计要求(5),使振落的蓝莓果实顺利滚落至输送带,取 $\alpha = 12°$,满足设计要求。依据机器采收系统结构设计要求,取 $\beta_1 = 15°$、$\beta_2 = 60°$、$R_{KO} = 0.260$ m,由式(11)计算得两侧接果板开合宽度 $d = 0.24$ m $\geqslant 0.15$ m,满足机器设计要求(7)。

图 11 为右侧接果板组件图(左、右两侧接果板结构相同)。当蓝莓植株接触到接果板时,接果板与轴承座一起绕转轴旋转,旋转至最大旋转角 β_2 时,限位螺栓与轴承座侧边碰撞相切,限定接果板最大旋转角度;当蓝莓植株与接果板分离时,接果板在复位弹簧作用下,恢复到原来位置(旋转角为 β_1),与另一侧接果板拼接成图 10a 所示的状态,与钣金罩构成半封闭的采摘空间接住被振落的蓝莓果实,满足采收机设计要求(6)。

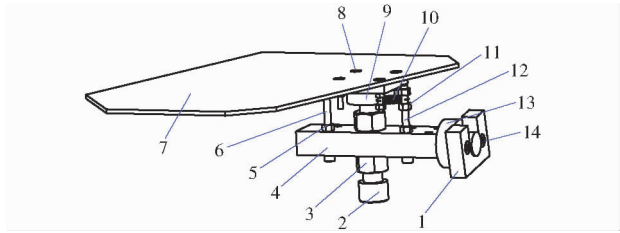


图 11 接果板结构

Fig. 11 Structure of fruit collection plate

1. 连接块 2. 转轴 3. 转轴螺母 4. 矩形连接管 5、11. 连接螺母 6. 限位螺栓 7. 接果板 8. 连接螺钉 9. 轴承座 10. 复位弹簧 12. 连接螺栓 13. 倾角定位块 14. 连接块螺钉

3.4 果实输送装置设计

3.4.1 水平传送带设计

水平传送带主要用于承接接果板上落下的蓝莓果实,将果实运送至倾斜传送带上,为便于安装调节,将水平传送带设计成一端驱动、一端张紧的结

构，得到输送带驱动端驱动圆周力为

$$F_u = c\mu_1 L_1 g(2q_B + q_C\cos\delta) \tag{12}$$

式中　F_u——输送带驱动圆周力，N

L_1——输送带中心距，取 2.0 m

c——附加阻力影响系数，取 5.0

μ_1——带辊轴承摩擦因数，取 0.02

g——重力加速度，m/s^2

q_B——输送带线密度，kg/m

q_C——单位长度输送带上的蓝莓质量，取 5.0 kg/m

δ——输送带倾角，(°)

输送带张紧力满足

$$F_z = \frac{K'K_F F_u}{e^{\mu_z\theta} - 1}[\mu_1 L_1 g(q_B + q_C\cos\delta) + K' - 1] \tag{13}$$

式中　F_z——输送带张紧力，N

μ_z——输送带与滚筒摩擦因数，取 0.35

θ——输送带滚筒包角，取 π

K'——滚筒阻力系数，取 1.04

K_F——满载启动系数，取 1.7

为防止水平输送带在工作过程中造成果实堆积、四处滚落，需对传送带花纹加以选择，确定菱形粒状圆柱花纹传送带作为水平传送带，该种传送带能够很好地分散果实，防止果实四处散落，为避免在运送过程中卡住果实，应合理地设计菱形传送带粒状圆柱花纹结构尺寸，由于蓝莓果实直径为 8 ~ 20 mm[6,11]，得到菱形粒状圆柱花纹传送带设计参数分别为：a_1 = 55 mm、b_1 = 55 mm、c_1 = 5 mm、d_1 = 20 mm，确定传送带托辊直径为 D_1 = 70 mm，由于水平输送带前后托辊中心距 L_1 = 2 000 mm、得到水平输送带带长 4 630 mm，综合采收机龙门框架宽度和两侧接果板距离确定水平传送带带宽 B = 310 m、带厚 3 mm。

采用聚酯材料加工输送带，得到输送带密度为 2 160 kg/m^3，得到输送带线密度 q_B = 2.0 kg/m；因水平传送带倾角 δ = 0°，由式(12)计算得水平输送带驱动力为 17.64 N，取水平输送带驱动圆周力 F_{u1} = 50 N。计算得到水平输送带张紧力 F_z 为 550.7 N，采用图 9 所示的双螺母自锁张紧结构，输送带张紧力取决于螺母行程，可满足设计要求。

3.4.2　倾斜传送带设计

为满足采收机设计要求(8)设置倾斜输送带，倾斜输送带用于接收水平传送带果实，收集果实并运送至果筐内。为实现果实输送功能，防止果实在运输过程中沿倾斜传送带滚落至地面，综合各类花纹结构特点，选择条状斑纹传送带作为倾斜传送带。设定倾斜输送带倾角 γ 为 18°，倾斜传送带托辊距离 L_2 为 900 mm，带宽与水平传送带相同 B_2 为 310 mm，得到倾斜输送带带长 2 430 mm，根据蓝莓果实尺寸和传送带倾角确定扇形传送带参数为：e = 65 mm、f = 30 mm。

与水平输送带一样，倾斜传送带采用一端驱动、一端张紧的结构，由此得到输送带液压马达功率计算式为

$$P_c = \frac{(F_{u1} + F_{u2})v_2}{1\,000K_F\eta_2} \tag{14}$$

式中　F_{u2}——倾斜输送带驱动圆周力，N

P_c——液压马达功率，kW

v_2——输送带线速度，m/s

η_2——传动效率，取 0.9

由式(12)计算得倾斜输送带驱动力为 7.94 N，为与水平输送带保持一致，取 F_{u2} = 50 N；为满足采收机设计要求(9)，保证果实输送能力，设置输送带工作转速为 200 r/min，计算得输送带线速度 v_2 为 43.96 m/min，依据式(14)得输送带液压马达功率 2.87 kW，由表 2 得到 CM－$G_4$32 型液压马达额定功率和转速均满足设计要求，故带输送装置选用 CM－$G_4$32 型液压马达作为驱动元件。

4　田间试验

4.1　试验条件与方法

试验时间为 2023 年 7 月，试验地点为辽宁省丹东市振安区五龙贝蓝莓种植园，选取 5 ~ 8 年生的蓝莓作为试验对象，试验设备为自制的自走式蓝莓采收机，如图 12 所示。



图 12　蓝莓采摘试验

Fig. 12　Field test of blueberry harvesting

试验前，按照表 1 确定采摘系统行程速比系数 K = 1.05[20]，采摘装置各杆件尺寸：l_{AB} = 50 mm、l_{BC} = 668 mm、l_{CD} = 217 mm、l_{AD} = 603 mm，开启液压

系统,调整采摘系统节流阀和溢流阀,控制采摘系统马达输出转速,调整带输送系统节流阀开口量,控制水平输送带、倾斜输送转速。调节转向阀控制采收机转向系统,使采收机框架位于蓝莓种植垄中间位置,根据种植园田间情况调整采收机高度调整系统,使采收机踏板架与地面相平行,同时确定接果装置与蓝莓植株相对高度符合采摘要求,启动采收机直线行走,行走速度 v 为 25 m/min、设定采摘装置指排间距 S 为 400 mm、转速 n 为 75 r/min,进行蓝莓预采试验。

预采试验结果表明,在采摘传动装置带动下,两侧指排摆动角范围相同,均为 0° ~ 30°,长度为 1 m 的指排在与蓝莓植株相互作用过程中并未接触蓝莓植株主干,使蓝莓植株具有良好的通过性,满足采收机采摘系统设计要求(1);机器采摘装置工作流畅,具有良好的传动性能,蓝莓植株在指排的拍打作用下,果实被振落至两侧接果板上,满足采收机采摘系统设计要求(2)。

蓝莓采收作业时,果实收集系统离地高度为 0.43 m≤0.45 m(因农田路谱凸凹不平使测量结果与 3.2 节中的理论值 0.44 m 存在 10 mm 偏差),满足采收机果实收集装置设计要求(4);采收机骑垄作业经过蓝莓植株时,当采收机两侧接果板倾斜角 α 设为 12°,采摘振落的蓝莓果实经果实收集装置接果板能够顺利滚落至水平输送带上,实现果实收集功能,满足采收机果实收集装置设计要求(5);当采收机两侧接果板最小旋转角 β_1 设置为 15°,两侧接果板能够在植株通过后自动闭合,并接住被指排拍打振动的蓝莓果实,实现接果功能,满足采收机果实收集装置设计要求(6);当采收机两侧接果板最大旋转角 β_2 设置为 60°,两侧接果板能够自动旋转使植株主干顺利通过,蓝莓植株具有良好的通过性,满足采收机设计要求(6);当最大旋转角 β_2 设置为 60° 时,测量两侧接果板最大开合宽度 d = 0.25 m ≥ 0.15 m (d = 0.25 m 与理论设计值 0.24 m 存在偏差的原因是:农田路谱轮壤耦合使龙门框架向两侧拉伸,在此条件下,龙门框架两侧相关的机械连接产生 5 mm 的间隙,导致 d = 0.25 m),满足采收机果实收集装置设计要求(7)。

观察果实输送装置得到:水平输送带菱形粒状凸起能够将蓝莓果实分隔以此避免相互挤压,通过倾斜传送带输送,蓝莓果实能够顺利滚落至果框中,满足采收机果实输送装置设计要求(8)。

此外,将蓝莓果实匀速地放置于采收机水平输送带上,通过记录时间计算放置果实质量得到:机器单侧果实输送系统能够实现 5.3 kg/min 的果实输送能力,采收机两侧果实输送系统可实现 10 kg/min 的果实输送能力,满足采收机设计要求(9)。查阅文献[21 - 24]得到,受机器采摘效率所限,采收机单位时间内采摘振落的蓝莓果实质量小于 3 kg/min,由此得到果实输送系统输送能力完全满足机器采摘系统作业要求。

预采试验结束后,观察采收后蓝莓果实发现,采摘果实中含有少量的未成熟蓝莓果实和大量的成熟蓝莓果实,满足采收机“采熟留生”采摘设计要求(3)。

为提高果实采收品质,以机器采摘效率、采摘生果率、采摘果实损坏率和果实采净率作为评价指标,设机器行走速度、采摘装置液压马达转速和指排间距为试验因素,试验方案如表 3 所示。

表 3 试验方案

Tab. 3 Experimental protocol

序号	因素		
	行走速度 A/(m·min^{-1})	马达转速 B/(r·min^{-1})	指排间距 C/mm
1	35	125	100
2	35	100	200
3	35	75	400
4	30	125	200
5	30	100	400
6	30	75	100
7	25	125	400
8	25	100	100
9	25	75	200

依据表 3 设置机器参数,进行蓝莓采摘试验。每组机器参数试验 5 次,单次试验时间为 20 s。

为分析不同机器参数下的采摘试验效果,对评价指标定义如下:单位时间内采摘果实质量为机器采摘效率 Y_1;采摘果实中生果质量占采摘果实总质量百分比为采摘生果率 Y_2;采收果实中损坏果实质量占采摘果实总质量百分比为采摘果实损坏率 Y_3;已采摘成熟果实占应采成熟果实百分比为果实采净率 Y_4[26-27]。

4.2 试验结果与分析

4.2.1 正交试验结果回归分析

通过预采试验得到机器采摘效率为 0.71 kg/min、采摘生果率为 8.6%,采摘果实损坏率 4.7%,采净率 81.9%,如表 4 所示。由表 4 可得,机器采摘效率和采果质量满足采收机采收作业要求(10)。

结合预采试验结果和表 4 正交试验结果,剔除不显著项,得到机器采收评价指标的回归方程为

表 4　蓝莓采摘正交试验结果和极差分析

Tab. 4　Orthogonal experiment results of blueberry harvesting

序号		因素			采摘效率 Y_1/(kg·min^{-1})	采摘生果率 Y_2/%	果实损坏率 Y_3/%	果实采净率 Y_4/%
		行走速度 A/(m·min^{-1})	马达转速 B/(r·min^{-1})	指排间距 C/mm				
1		35	125	100	1.41	9.7	7.1	91.2
2		35	100	200	1.36	8.5	4.1	89.6
3		35	75	400	1.11	7.4	3.1	81.2
4		30	125	200	1.20	12.2	8.4	92.4
5		30	100	400	1.09	9.4	6.1	83.1
6		30	75	100	1.06	10.5	3.4	84.5
7		25	125	400	0.91	11.0	9.2	86.9
8		25	100	100	0.87	11.3	8.1	87.1
9		25	75	200	0.79	9.0	4.9	82.4
采摘效率	$\overline{K}_{11}$	1.29	1.17	1.11				
	$\overline{K}_{21}$	1.12	1.10	1.12				
	$\overline{K}_{31}$	0.85	0.98	1.03				
	R_1	0.44	0.19	0.09				
采摘生果率	$\overline{K}_{12}$	8.60	11.00	10.60				
	$\overline{K}_{22}$	10.60	9.01	9.93				
	$\overline{K}_{32}$	10.56	9.76	9.23				
	R_2	2.00	1.99	1.37				
果实损坏率	$\overline{K}_{13}$	4.76	8.26	6.20				
	$\overline{K}_{23}$	6.03	6.13	5.63				
	$\overline{K}_{33}$	7.40	3.80	6.17				
	R_3	2.64	4.46	0.57				
果实采净率	$\overline{K}_{14}$	87.03	89.60	87.30				
	$\overline{K}_{24}$	86.40	86.60	87.86				
	$\overline{K}_{34}$	85.46	82.70	83.73				
	R_4	1.57	6.90	4.13				

$$\begin{cases} Y_1 = 0.049A - 0.005B - 0.003C + 0.000\,3AB + \\ \quad 0.000\,02BC + 0.000\,04AC - 0.000\,7A^2 - 0.000\,03B^2 \\ Y_2 = 1.779A - 0.175B - 0.081C - 0.000\,6AB + \\ \quad 0.000\,2BC + 0.001AC - 0.036A^2 + 0.001B^2 \\ Y_3 = 0.17A + 0.92B - 0.06C - 0.001AB - 0.000\,2BC + \\ \quad 0.000\,4AC - 0.009A^2 + 0.003B^2 \\ Y_4 = 0.25A + 2.60B + 0.51C - 0.04AB - 0.001BC - \\ \quad 0.009AC - 0.1A^2 - 0.003B^2 \end{cases} \tag{15}$$

综合回归方程(15)偏回归系数显著性检验结果和表 4 极差 R_i 得到：各因素对采摘效率 Y_1 影响由大到小为：行走速度、马达转速、指排间距；各因素对采摘生果率 Y_2 影响由大到小为：行走速度、马达转速、指排间距；各因素对采摘果实损坏率 Y_3 影响由大到小为：马达转速、行走速度、指排间距；各因素对果实采净率 Y_4 影响由大到小为：马达转速、指排间距、行走速度。

为分析各因素间的关系和交互作用，采用 Matlab 对评价指标回归方程式(15)进行编程，得到各因素交互作用响应曲面如图 13、14 所示。

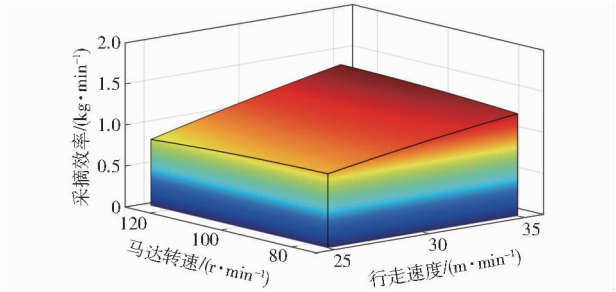


图 13　采摘效率影响曲面(C = 200 mm)

Fig. 13　Contributing factors surface of fruits picking quality

4.2.2　试验指标及影响因素分析

由图 13 可得，机器行走速度、采摘装置液压马达转速对机器果实采摘效率存在一定的交互作用，机器采摘作业行走速度和采摘装置液压马达转速正比于果实采摘效率，随着行走速度增加，机器单位时间内采摘蓝莓植株数量增加，采摘蓝莓果实也随之增多；因蓝莓果实采摘力正比于蓝莓植株受迫振动频率[8,12]，当采摘装置液压马达转速增加时，机器作用于蓝莓植株的受迫振动频率增加，机器采摘效率增加。

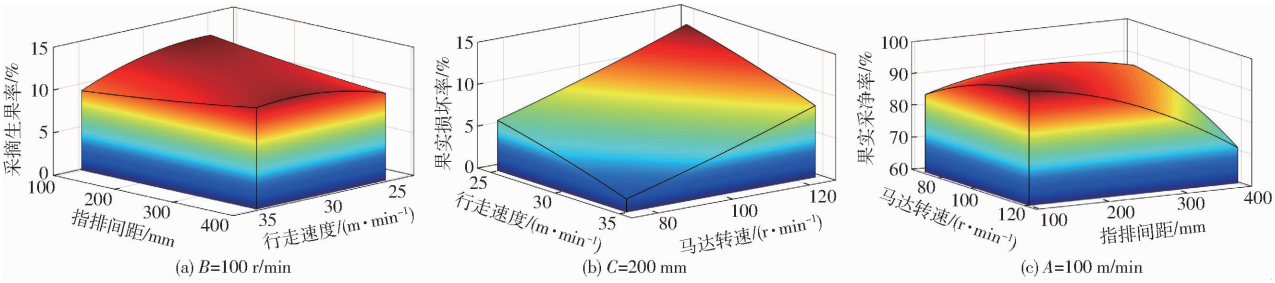


图 14 采果质量影响曲面

Fig. 14 Response surfaces of effect for ripe fruit picking rate

由图 14a 可得,机器行走速度与采摘装置指排间距存在交互作用。指排间距反比于机器采摘生果率,由于随着指排间距增加、指排数量减少,采摘装置与蓝莓植株相互作用碰撞点数量减少,降低被击打、击落的生果数量,导致采摘生果率降低。

由图 14b 可得,机器行走速度、采摘装置液压马达转速对果实提坏率存在弱交互作用,机器行走速度与果实损坏率成反比,由于随着机器行走速度提高,采收机指排与蓝莓植株相互作用时间缩短,在提高采摘效率和采摘生果率的同时,降低了对果实的损伤。

由图 14c 可得,采摘装置液压马达转速和指排间距对机器果实采净率存在弱交互作用,果实采净率与采摘装置液压马达转速成正比、与指排间距成反比,由于指排间距减小使指排数量增多,采摘机与蓝莓植株相互作用力数量增大,随着液压马达转速提高、蓝莓果实采摘力也增大,受指排拍打振落的成熟蓝莓果实数量增多,果实采净率增加。

由表 4 可知,实现最高果实采摘效率机器工作参数组合为 $A_1B_1C_2$,实现最低采摘生果率机器工作参数组合为 $A_1B_2C_3$,实现最低果实损坏率机器工作参数组合为 $A_1B_3C_2$;实现最高果实采净率机器工作参数组合为 $A_1B_1C_2$。

蓝莓采摘作业中,采收机采摘效率尤为重要,其次为果实损坏率、采摘生果率和果实采净率。考虑试验指标权重,对比以上 4 组机器工作参数组合,综合考虑机器采摘效率和采果质量下最佳工作参数,在平衡采摘效率和果实损坏率同时,得到最佳采摘生果率。即机器最佳参数为行走速度 35 m/min、采摘装置马达转速 100 r/min、指排间距 200 mm,综合考虑机器采摘效率和采果质量最佳工作参数组合为 $A_1B_2C_2$。

4.3 人机采摘对比试验

为对比人机采摘效率,随机选择 1 垄蓝莓植株作为研究对象,进行人机效率对比试验,调整采收机以最佳工作参数(行走速度 35 m/min、采摘装置马达转速 100 r/min、指排间距 200 mm)进行蓝莓采摘作业,试验 3 次,单次采摘作业时间 20 s,对获取得到的试验数据进行处理,得到采收机采摘效率为 1.37 kg/min,采摘生果率为 8.4%,果实损坏率为 3.8%,果实采净率为 90.1%;同时,选择 5 位技术娴熟的工人进行人工采收作业,作业时间为 1 min,得到 5 位工人采摘效率为 0.127 kg/min,采收机采摘效率是人工采摘效率的 10.78 倍。

5 结论

(1)设计了一种自走式蓝莓采收机,由采摘装置、果实收集装置、果实输送装置、行走系统高度调节转向装置组成,机器采用倒置 U 形龙门框架结构骑垄作业穿过蓝莓植株,通过指排往复摆动拍打蓝莓植株形成多激励振动,振落果实实现蓝莓机械采收。

(2)对蓝莓采摘振动机理进行分析,建立蓝莓植株振动方程,采用变量分离法对振动方程进行正交变换、正则变换,求解得到蓝莓植株振动输出响应和蓝莓果实采摘力。依据蓝莓种植农艺提出采收机设计要求,对机器采摘系统、果实收集系统、果实输送系统进行结构设计。

(3)利用研制的样机进行蓝莓采收正交试验,综合预采试验结果建立采收机采收评价指标回归方程,得到采收机行走速度、采摘装置液压马达转速和指排间距对采收机采摘效率和采果质量存在交互影响,采收机行走速度和采摘装置液压马达转速与采摘效率成正比,采摘装置指排间距正比于采收机采摘生果率,采收机行走速度与果实损坏率成反比。蓝莓采收正交试验结果表明,采收机最佳工作参数为:采摘作业行走速度 35 m/min、采摘装置液压马达转速 100 r/min、指排间距为 200 mm,以采收机最佳工作参数进行人机采摘对比试验,得到采收机果实采摘效率为 1.37 kg/min,采摘生果率为 8.4%,采摘果实损坏率为 3.8%,果实采净率为 90.1%,采收机采摘效率为人工采摘效率的 10.78 倍。

参 考 文 献

[1] 徐连春. 吉林省东部山区蓝莓栽培技术及经济效益[J]. 特种经济动植物, 2024,27(8): 90 - 92.
XU Lianchun. Cultivation technology and economic benefits of blueberry in eastern mountainous areas of Jilin Province[J]. Special Economic Animals and Plants, 2024, 27(8): 90 - 92. (in Chinese)

[2] ASHIQUE S, MUKHERJEE T, MOHANTY S, et al. Blueberries in focus: exploring the phytochemical potentials and therapeutic applications[J]. Journal of Agriculture and Food Research, 2024, 18: 101300.

[3] SHARMA K, MALATHI V M, THAPPA C, et al. Bioactive compounds in blueberry fruit and their antidiabetic activity[J]. Current Food Science and Technology Reports, 2024,2(3): 309 - 318.

[4] KADER F, ROVEL B, GIRARDIN M, et al. Fractionation and identification of the phenolic compounds of highbush blueberries (*Vaccinium corymbosum*, L.)[J]. Food Chemistry, 1996, 55(1): 35 - 40.

[5] BRONDINO L, BORRA D, GIUGGIOLI N R, et al. Mechanized blueberry harvesting: preliminary results in the Italian context [J]. Agriculture, 2021, 11(12): 1197 - 1210.

[6] 王树城,卢绪振,张波,等. 蓝莓采收技术研究现状与发展趋势研究[J]. 农业装备与车辆工程, 2023, 61(11): 12 - 17.
WANG Shucheng, LU Xuzhen, ZHANG Bo, et al. Research status and development trend of blueberry harvesting technology [J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2023, 61(11): 12 - 17. (in Chinese)

[7] RETAMALES J B, MENA C, LOBOS G, et al. A regression analysis on factors affecting yield of highbush blueberries[J]. Scientia Horticulturae, 2015, 186: 7 - 14.

[8] AMPATZIDIS Y, TAN L, HALEY R, et al. Cloud-based harvest management information system for hand-harvested specialty crops[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2016, 122: 161 - 167.

[9] 王学江. 机器人在林果业中的应用研究[J]. 果农之友, 2024(7): 66 - 69.
WANG Xuejiang. A study on the application of robotics in the forest and fruit industry[J]. Fruit Growers' Friend, 2024(7): 66 - 69. (in Chinese)

[10] POLAT R, ACAR I, BILIM C H I, et al. Determination of spring rigidity and fruit detachment force with respect to harvesting technique in pistachio nut trees[J]. African Journal of Agricultural Research, 2011, 6(3):532 - 537.

[11] 王虹虹,倪晓宇,李维林,等. 蓝莓机械采收技术研究现状及发展趋势[J]. 林业机械与木工设备, 2020, 48(7): 4 - 8.
WANG Honghong, NI Xiaoyu, LI Weilin, et al. Research status and development trend of blueberry harvesting technology [J]. Forestry Machinery & Woodworking Equipment, 2020, 48(7): 4 - 8. (in Chinese)

[12] ESAU K, ESAU T, ZAMAN Q, et al. Effective use of a variable speed blower fan on a mechanical wild blueberry harvester [J]. Applied Engineering in Agriculture, 2018, 34(5): 831 - 840.

[13] CASTRO-GARCIA S, SOLA-GUIRADO R R, GIL-RIBES J A. Vibration analysis of the fruit detachment process in late-season 'Valencia' orange with canopy shaker technology[J]. Biosystems Engineering, 2018, 170: 130 - 137.

[14] 史孝杰,王树城,刘惠敏,等. 林果采摘机器人研究现状与展望[J]. 农业装备与车辆工程, 2024, 62(6): 1 - 7.
SHI Xiaojie, WANG Shucheng, LIU Huimin, et al. Current status and prospects of research on forest fruit picking robots[J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2024, 62(6): 1 - 7. (in Chinese)

[15] 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.

[16] 范志远, 曲振兴, 汤晶宇, 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, 19.
FAN Zhiyuan, QU Zhenxing, TANG Jingyu, et al. Research status and prospect of mechanical vibration forest fruit harvesting equipment abroad[J]. Forestry Machinery & Woodworking Equipment, 2024, 52(1): 4 - 12,19. (in Chinese)

[17] TAKEDA F, KREWER G, ANDREWS E L, et al. Assessment of the V45 blueberry harvester on rabbiteye blueberry and southern highbush blueberry pruned to V-shaped canopy[J]. Hort Technology, 2008, 18(1): 130 - 138.

[18] 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): 1 - 12.
TANG Jingyu, FAN Zhiyuan, QU Zhenxing, et al. Research status and prospect of mechanical vibration forest fruit harvesting equipment abroad[J]. Forestry Machinery & Woodworking Equipment, 2024, 52(1): 1 - 12. (in Chinese)

[19] HAN Y, XU L, ZHOU J, et al. Experimental study on vibration response and fruit dropping of chestnut tree[J]. Acta Agriculturae Zhejiangensis, 2022, 34(3): 599 - 613.

[20] 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]. 农业机械学报, 2016, 47(3): 67 - 74, 81.
GENG Lei, GUO Yanling, WANG Haibin. Picking system design and experiment for highbush blueberry picking machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(3): 67 - 74,81. (in Chinese)

[21] 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]. 农业机械学报, 2016, 47(3): 59 - 66.
DU Xiaoqiang, NI Kenan, WU Chuanyu. Vibratory harvesting mechanism for tree fruit based on epitrochoid[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(3): 59 - 66. (in Chinese)

[22] 鲍玉冬,杨杰,赵彦玲,等. 基于 EDEM 的机械采收蓝莓数值模拟研究[J]. 哈尔滨理工大学学报, 2020, 25(3): 88 - 93.
BAO Yudong, YANG Jie, ZHAO Yanling, et al. Numerical simulation of mechanically harvested blueberry based on EDEM [J]. Journal of Harbin University of Science and Technology, 2020, 25(3): 88 - 93. (in Chinese)

(下转第 275 页)

基于 HLNC－YOLO 的密集养殖下湖羊行为识别方法

冀荣华[1]　常宏瑞[1]　张所向[1]　刘中英[2]　吴中红[2]
（1. 中国农业大学信息与电气工程学院，北京 100083；2. 中国农业大学动物科学技术学院，北京 100093）

摘要：湖羊的行为识别有助于其集约化和智能化养殖。在高密度饲养条件下，羊只间相互遮挡严重，导致现有行为识别方法易发生漏检与误检。为此，提出了一种高低频信息聚合的湖羊行为识别模型（HLNC－YOLO），用于识别密集养殖场景下的湖羊行为。采集养殖场湖羊站立、躺卧、进食和饮水 4 种典型行为图像，构建湖羊行为识别数据集 HSBD（Hu sheep behavior dataset）。在 YOLO v8 主干网络中融入高低频信息聚合的 C2F－HLAtt 模块以感知被遮挡目标，引入辅助判断分支保留更多有效特征，采用基于定位框综合分数的负样本综合损失（Comprehensive score regression loss，CSLosss）降低次优框分数，提升被遮挡目标框的综合分数。在模型推理阶段使用综合分数衰减后处理算法（Soft comprehensive score non-maximal suppression，Soft－CS－NMS）筛选预测框。在 HSBD 数据集上进行测试，HLNC－YOLO 的平均精度均值（mAP@50）为 87.8%，内存占用量为 17.4 MB。较 YOLO v8、YOLO v9、YOLO v10 和 Faster R－CNN 平均精度均值分别提高 7.1、2.2、4.6、11 个百分点。研究表明，HLNC－YOLO 实现了密集养殖湖羊行为的准确识别，具有泛化能力，可为智慧养殖提供技术支持。

关键词：行为识别；YOLO；损失函数；注意力机制

基金项目：国家重点研发计划项目（2022YFD1301104）

（上接第 69 页）

[23] 程子文，杨德秋，刘萌萌，等. 基于离散元仿真的马铃薯收获机集薯装袋过程研究[J]. 农业机械学报，2024，55（增刊 2）：62－74.
CHENG Ziwen，YANG Deqiu，LIU Mengmeng，et al. Bagging process of potato harvester based on EDEM[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2024，55（Supp. 2）：62－74.（in Chinese）

[24] 崔王斌，周宏平，许林云，等. 我国林果机械振动式采收装备及理论研究进展[J]. 世界林业研究，2023，36（6）：64－70.
CUI Wangbin，ZHOU Hongping，XU Linyun，et al. Research progress in mechanically vibratory harvesting equipment of forest fruit and its theory in China[J]. World Forestry Research，2023，36（6）：64－70.（in Chinese）

[25] 李琳，陈芳，梁学强，等. 林果机械化采收技术研究进展[J]. 农业工程，2023，13（8）：10－13.
LI Lin，CHEN Fang，LIANG Xueqiang，et al. Research progress on mechanized harvesting technology of forest and fruit[J]. Agricultural Engineering，2023，13（8）：10－13.（in Chinese）

[26] 王海滨，李志鹏，姜雪松，等. 基于槽型凸轮传动的蓝莓采摘机设计与试验[J]. 农业机械学报，2018，49（10）：80－91.
WANG Haibin，LI Zhipeng，JIANG Xuesong，et al. Design and experiment on blueberry picking machine based on groove cam drive[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2018，49（10）：80－91.（in Chinese）

[27] 刘洪杰，李峻藤，杨欣，等. 手持摇枝式酸枣振动采摘装置设计与试验[J]. 农业机械学报，2024，55（9）：194－204，215.
LIU Hongjie，LI Junteng，YANG Xin，et al. Design and experiment of hand-held shaking branch type jujube vibration picker[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2024，55（9）：194－204，215.（in Chinese）

[28] 徐潺，范艳，张成玉，等. 适用于山地手持式电动蓝莓采摘机的研制[J]. 农机化研究，2021，43（12）：133－137.
XU Chan，FAN Yan，ZHANG Chengyu，et al. Research and development of hand-held pure electric blueberry picker suitable for mountainous regions[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research，2021，43（12）：133－137.（in Chinese）

[29] 张波，杨化伟，卢绪振，等. 蓝莓采摘期结合力测试与变化趋势的分析[J]. 农业装备与车辆工程，2021，59（9）：27－31.
ZHANG Bo，YANG Hawei，LU Xuzhen，et al. Binding force test and trend analysis of blueberry picking period[J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering，2021，59（9）：27－31.（in Chinese）

[30] 陈嘉瑶，王英，梁冬泰，等. 小型化轴向振动式蓝莓采摘机设计与试验[J]. 机械设计，2021，38（4）：37－43.
CHEN Jiayao，WANG Ying，LIANG Dongtai，et al. Design and experiment of the miniaturized axial-vibrating blueberry picker[J]. Journal of Machine Design，2021，38（4）：37－43.（in Chinese）

[31] 赵恩龙，赵金辉，庄腾飞，等. 基于油茶枝果力学模型的振动脱果仿真与试验[J]. 农业机械学报，2025，56（10）：365－374.
ZHAO Enlong，ZHAO Jinhui，ZHUANG Tengfei，et al. Simulation analysis and experiment of vibration fruit removal based on mechanical model of *Camellia oleifera*[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2025，56（10）：365－374.（in Chinese）

[32] 王业成，袁威，陈海涛，等. 便携式小浆果采收器[J]. 农业机械学报，2011，42（增刊）：181－183，180.
WANG Yecheng，YUAN Wei，CHEN Haitao，et al. Handy harvester for berry[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2011，42（Supp.）：181－183，180.（in Chinese）