

气动翻转梳齿式菊花采摘装置设计与试验

王荣炎 于慧爽 陈安迪 李爱潮 高磊 郑志安
(中国农业大学工学院, 北京 100083)

摘要: 针对菊花人工采摘效率低、尚未实现机械化等问题,设计了一种气动翻转梳齿式菊花采摘装置。该采摘装置主要由采摘部件、清齿部件、气动抛送机构、丝杠升降机构、行走装置和收集装置等组成,利用梳齿的梳刷作用将花朵采摘下来,借助清齿部件和气动抛送机构完成收集工作,采摘部件的工作高度通过丝杠升降机构进行调节。根据菊花的生长特性和采摘要求,确定了采摘部件中偏置曲柄滑块机构和采摘梳齿的结构参数和运动参数。搭建了采摘样机,以曲柄转速、梳齿间距、机器行驶速度为试验因素,以采摘率、损伤率和含杂率为试验指标,进行了三元二次回归组合试验,建立了因素与指标间数学模型并确定了最优的参数组合,试验表明:在曲柄转速为47.94 r/min、梳齿间距为8 mm、机器行驶速度为0.17 m/s的因素水平组合下,采摘效果最佳。此时,采摘率为92%,损伤率为1.83%,含杂率为10%。该气动翻转梳齿式菊花采摘装置运行稳定,通过性良好,满足菊花采摘的农艺要求。

关键词: 菊花; 采摘装置; 偏置式曲柄滑块; 梳齿式; 气动

中图分类号: S225.99 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2022)10-0184-10 OSID: 

Design and Test of Pneumatic Flipping Comb-type Chrysanthemum Picking Device

WANG Rongyan YU Huishuang CHEN Andi LI Aichao GAO Lei ZHENG Zhian
(College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: In view of the low efficiency of manual picking of chrysanthemum and the lack of mechanization, a pneumatic flipping comb-type chrysanthemum picking device was designed based on the idea of reciprocating motion of picking parts. The picking device was mainly composed of picking part, tooth cleaning part, pneumatic throwing device, screw lifting mechanism, walking device and collecting device, etc. The flowers were picked by the combing action of the comb teeth, and the collecting work was completed by the tooth cleaning part and pneumatic throwing device, and the working height of the picking part can be adjusted by the screw lifting mechanism. Based on the analysis of the growth characteristics and picking requirements of chrysanthemums, a pneumatic flipping comb-type chrysanthemum picking device was designed. The working principle of the picking device was analyzed, the force analysis and theoretical calculation were passed and the structure and working parameters of each component were determined. A prototype picking machine was built, and a ternary quadratic regression combination test was conducted with crank speed, comb spacing and machine driving speed as the test factors, and the picking rate, breakage rate and impurity rate as the test indexes, a mathematical model between the factors and indexes was established, and the optimal combination of parameters was determined. The best picking effect was achieved when the crank speed was 47.94 r/min, the comb spacing was 8 mm and the machine driving speed was 0.17 m/s. At this time, the picking rate was 92%, the breakage rate was 1.83%, and the impurity rate was 10%. This pneumatic flipping comb-type chrysanthemum picking device had stable operation and good passability, which met the agronomic requirements of chrysanthemum picking.

Key words: chrysanthemum; picking device; offset crank slider; comb-type; pneumatic

收稿日期: 2021-12-05 修回日期: 2022-02-18
基金项目: 财政部和农业农村部:现代农业产业技术体系建设专项(CARS-21)
作者简介: 王荣炎(1992—),女,博士生,主要从事中药材采收机械化技术研究,E-mail: 1606764744@qq.com
通信作者: 郑志安(1965—),男,副教授,博士生导师,主要从事中药材生产机械化工程研究,E-mail: zhengza@cau.edu.cn

0 引言

菊花,菊科菊属的多年生草本植物,花朵中含有多种挥发油、黄酮类、多糖类、三萜类及人体所需的微量元素^[1-2]。以北京菊为例,其花朵可药食两用,还可用作牙膏、护手霜等日用品的原料,经济价值高。北京菊具有采后复生的特点,且菊花花朵生长位置分散。目前北京菊靠人工采摘,采摘效率低、成本高,成为制约北京菊产业持续发展的瓶颈^[3-5]。

国外关于菊花(菊花品种多为洋甘菊)机械化收获的研究较早,阿根廷、斯洛伐克、塞尔维亚和德国等在 20 世纪 70—80 年代已经使用收获机进行洋甘菊收获作业^[6]。洋甘菊收获机采摘部件主要有滚筒梳式、滚筒扇板式、梳齿刀组合式和梳齿气动组合式,收获下来的花朵上均带有过长的花柄,含杂率很高,不适用于收获北京菊^[7-11]。近年来,国内开始致力于研制食用菊花的收获机械,文献[12]设计了一种手推式杭白菊采摘机,研究了该采摘机转速、梳齿间距和梳齿工作深度对采摘率和损伤率的影响,该采摘机的梳齿安装在链条上,采摘运行稳定性较差,收集装置位于采摘部件下方,采摘机通过性较差;文献[13]研制了一种手推往复梳齿式杭白菊采摘机,利用曲柄连杆机构的急回特性带动梳齿实现菊花的采摘,采摘下来的花朵上无花柄,杂质率和损伤率较低,但机器的通过性较差,且行驶速度受人为因素影响较大;文献[14]发明了一种简易菊花采摘机,该采摘机由汽油发动机提供动力,利用设置在梳齿杆上的切刀对菊花进行收割;文献[15]发明了一种菊花批量采集装置,利用梳刀采集辊进行旋转式采摘,靠离心力将菊花抛入存储箱;文献[16]发明了一种菊花采收机,利用分花齿排将植株分隔为多列,摘花梳齿夹持被分隔的植株,定刀刀片将花朵切割下来。文献[14-16]均为授权专利,实际采摘效果尚未见报道。

根据北京菊的生长特性和采摘要求,本文在已有样机^[13]的基础上优化设计一种气动翻转梳齿式菊花采摘装置,并进行田间试验,以获得采摘装置的最优工作参数,旨在为菊花采摘机械化的发展提供参考。

1 菊花力学参数和采摘要求

1.1 力学参数

随机选取 20 株盛花期北京菊植株(图 1),对其物理参数进行测量^[17-18],采用游标卡尺(量程 0~200 mm、精度 0.02 mm)测量各部位直径,采用 2519-104 型instron 万能材料试验机对各部位进行拉伸和剪切试验(图 2),试验机加载速度为 3 mm/min,每组重复 10 次,试验结果如表 1 所示。



图 1 北京菊各部位名称

Fig.1 Names of parts of chrysanthemum
1. 花托 2. 花朵 3. 花柄 4. 二级枝条 5. 一级枝条 6. 主枝



图 2 北京菊力学参数测试

Fig.2 Measurement of mechanical parameters of chrysanthemum

表 1 北京菊测量参数

Tab.1 Measurement parameters of chrysanthemum

名称	直径/mm	拉伸试验		剪切试验	
		最大载荷/N	拉伸弹性模量/MPa	最大载荷/N	切变弹性模量/MPa
花托	11.37 ± 1.32				
花柄	1.25 ± 0.10	5.14 ± 1.02	19.74 ± 5.29	9.88 ± 2.17	27.09 ± 4.19
二级枝条	2.07 ± 0.08	45.30 ± 7.21	448.13 ± 45.05	80.98 ± 15.79	597.04 ± 72.37
一级枝条	3.34 ± 0.34	221.74 ± 28.66	795.29 ± 81.07	152.73 ± 29.95	701.41 ± 92.76

根据表 1 测试结果:相同条件下对北京菊进行拉伸和剪切,除一级枝条外的各部位更容易被拉断;拉断力由大到小依次为一级枝条、二级枝条、花柄,花柄处的平均拉断力为 5.14 N,明显小

于其它部位。因此,理论上采摘时最先于花柄处拉断。

1.2 采摘要求和设计目标

北京菊的采收期为 10 月上旬至 11 月中旬,于

管状花散开 2/3、花色洁白时采收,采摘时,不能破坏植株,以免影响二次收获,且采摘下来的花朵上不能带着花柄。所设计的采摘装置首先应保证工作运行平稳,采摘速度、采摘高度和机器行驶速度可调,以适应不同密度和高度植株的采摘;机器由手推式变为自走式,降低人为因素对机器行驶速度的影响;采摘轨迹应包络顶层花和底层花的高度差;针对菊花采后复生的特点,要求采摘装置具有较好的通过性,降低对植株的破坏;采摘装置尽量一次性完成采摘和收集。

2 整体结构与工作原理

2.1 整体结构

气动翻转梳齿式菊花采摘装置总体结构如图 3 所示,整机参数如表 2 所示。行走装置通过两电机驱动两前轮,两后轮为万向轮,万向轮上增设了扶手,提高了循迹性,同时方便控制转向。采摘部件主要由梳齿排和一对偏置曲柄滑块机构组成,弧形梳齿等间距均匀排布,可更换不同齿距的梳齿排。梳齿安装架两端焊有短轴,左端铰接在左侧的连杆上,右端与摆动气缸轴固接。丝杠升降机构主要包括丝杠、导柱、叉形承接架和电机。传动部件安装在叉形承接架上,主要包括直流减速电机和同步带。气动抛送机构可配合采摘部件将采摘下来的花朵抛送至后方收集装置中。收集装置固定在机架内侧。清齿部件位于梳齿安装架下方。采摘处和升降处的电机可通过控制柜中各调速器进行无级调速。24 V 直流电池组配合逆变器为采摘装置提供动力。

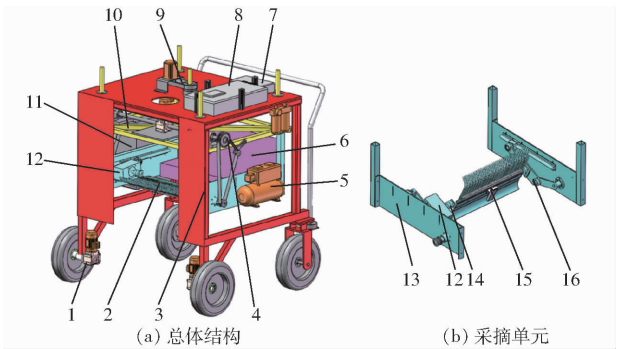


图 3 装置结构示意图

Fig.3 Device structure diagram

1. 行走装置 2. 梳齿 3. 机架 4. 带传动机构 5. 气动装置
6. 收集盒 7. 逆变器 8. 蓄电池 9. 升降丝杠 10. 叉形承接架
11. 电控箱 12. 摆动气缸 13. 侧板 14. 轴套 15. 清齿部件
16. 曲柄滑块机构

2.2 工作原理

作业前,将机器对准菊花畦垄,调节丝杠升降机构使采摘部件适应待采植株高度。采摘电机通过同步带将动力传递到采摘装置的主动轴,使曲柄匀速

表 2 整机参数

Tab.2 Machine parameters

参数	数值/型式
外形尺寸(长×宽×高)/(m×m×m)	1.8×1.0×1.5
采摘单元升降高度/m	0~0.3
采摘梳齿长度/m	0.26
整机质量/kg	350
行走轮转矩/(N·m)	70
行走方式	自走式
采摘转速/(r·min ⁻¹)	0~70
作业速度/(m·s ⁻¹)	0~0.5
采摘深度/m	>0.3
采摘宽度/m	0.6

旋转,滑块在滑轨上做变速往复直线运动,连杆做平面复合运动,从而带动梳齿排自下而上进行采摘作业。梳齿运动到最低点插入植株,并向斜上方运动采摘菊花。梳齿排运动到最高点时,曲柄转动到接近开关的位置,接近开关将高低电位信号传递给时间继电器,电磁阀再根据时间继电器发出的信号,控制摆动气缸带动采摘齿排向后摆动 90°,梳齿排上的花朵受惯性力向后抛送至收集盒中。当滑块在滑轨上运动到最后端的极限位置时,摆动气缸带动采摘齿排向前摆动 90°迅速复位,梳齿往复和抛送运动相配合,以此往复。位于梳齿架下方的清齿部件对梳齿进行清理,防止堵塞。采摘梳齿的运转速度、机器行驶速度可根据菊花植株密度进行调节,实现菊花的连续采摘。

3 关键部件设计与参数确定

3.1 采摘部件结构与参数

3.1.1 梳齿参数确定

梳齿是直接 与菊花植株接触的部件,其长度和形状等参数对实际采摘效果有较大影响。梳齿转动一周应包络花朵高度差,梳齿长度过小会漏摘底层花朵,梳齿过长会弯曲变形,综合考虑确定梳齿长度为 26 cm,梳齿直径为 6 mm。对比了方条型和圆柱型梳齿的采摘效果后发现圆柱型梳齿更容易插入植株,且采摘端部为圆弧型的梳齿相较于直型梳齿,更易于将花朵向后抛送。因此,确定梳齿为采摘端带弧度的圆柱型。采摘时,花柄进入梳齿间隙,枝条拉直,花柄张紧,花托受到梳齿提供的提拉力和摩擦力,在合力的作用下花朵被采摘下来。采摘过程可视为梳齿对花托的碰撞过程,摩擦力提供的冲击力忽略不计。为了方便力学分析,将花柄、花托与梳齿简化为规则刚体。花托受到相邻两梳齿提供的一对提拉力 F ,花朵脱落取决于提拉力 F 沿梳齿移动方向的分力 F_x 。花朵与花柄之间的结合力为 T ,拉拔

力 $2F_a$ 与结合力 T 方向相反, 花朵在相邻两梳齿间的受力状况如图 4 所示。

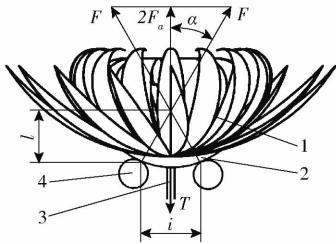


图 4 北京菊采摘受力示意图

Fig. 4 Diagram of force acting on chrysanthemum

1. 花朵 2. 花托 3. 花柄 4. 梳齿

梳齿对花朵作用力公式为

$$F_a = F \cos \alpha = F \frac{l}{\sqrt{l^2 + \left(\frac{i}{2}\right)^2}} \quad (1)$$

式中 α —— F 与垂直方向夹角, ($^\circ$)

i ——相邻两梳齿间距, mm

l ——梳齿在花托接触点和花朵重心的距离, mm

当对花朵的拉拔力大于花朵与花柄的结合力时, 花朵脱落, 即

$$2F_a \geq T \quad (2)$$

由式(1)、(2)得

$$F \geq \frac{T \sqrt{i^2 + 4l^2}}{4l} \quad (3)$$

由式(3)可知, 梳齿间隙变大, 花朵受到的提拉力变大, 花朵更容易脱落。但间隙过大, 则会漏采; 间隙过小, 则会误采花蕾, 并可能造成梳齿堵塞。梳齿间隙 i 应该大于花柄以及各分枝直径, 小于花托直径^[16-17], 所以参照表 1, i 理论值为 3.34 ~ 11.37 mm。

3.1.2 偏置曲柄滑块机构参数确定

偏置曲柄滑块机构的传动性能主要取决于传动角 γ , γ 越大越有利于传动, 传动效率越高, 所以将 $\gamma_{\min}$ 作为目标函数, 建立 $\gamma_{\min}$ 与极位夹角 δ 之间的关系式。在该关系式中, 行程速比系数 K 一定时, 当 $\gamma_{\min}$ 取得最大值时传动性能最佳^[19]。根据图 5 可知, 曲柄位置变化, 连杆传动角 γ 就会不同, 当曲柄和滑轨垂直时, 获得最小传动角 $\gamma_{\min}$, 此时

$$\gamma_{\min} = \arccos \frac{a+e}{b} \quad (4)$$

由式(4)可知传动角 γ 与曲柄长度 a 、连杆长度 b 、偏心距 e 的取值有关。已知滑块行程 H 和行程速比系数, 再得知曲柄长度、连杆长度或偏心距任一参数即可设计该传动机构, 若 $\gamma_{\min} < \gamma$, 则满足设计要求。根据采摘部件安装要求和采摘要求, 设置偏心

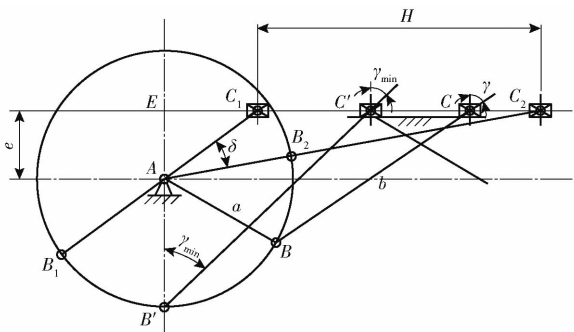


图 5 偏置曲柄滑块机构简图

Fig. 5 Schematic of offset crank slider mechanism

距 e 为 90 mm, 滑块行程 H 为 400 mm, 满足行程速比系数 K 为 1.3, 计算该曲柄滑块机构尺寸关系^[20-21]。在三角形 $\triangle AC_2C_1$ 中

$$H^2 = (a+b)^2 + (b-a)^2 - 2(a+b)(b-a)\cos\delta \quad (5)$$

$$\frac{H}{\sin\delta} = \frac{a+b}{\sin\beta} \quad (6)$$

可得
$$b^2 = \frac{H^2 - 2a^2(1 + \cos\delta)}{2(1 - \cos\delta)} \quad (7)$$

$$\sin\beta = \frac{a+b}{H}\sin\delta = \frac{e}{b-a} \quad (8)$$

$$e = \frac{\sin\delta}{H}(b^2 - a^2) \quad (9)$$

连杆长度和偏心距与曲柄长度有关, 以曲柄长度 a 作为设计参数, 建立机构最小传动角方程。曲柄长度 a 的取值范围为

$$\frac{H}{2\sin\delta}(1 - \cos\delta) < a < \frac{H}{2} \quad (10)$$

在 $\triangle B'C'E$ 中, 机构最小传动角可表示为

$$\gamma_{\min} = \arccos \frac{a+e}{b} \quad (11)$$

机构行程速比系数

$$K = \frac{180^\circ + \delta}{180^\circ - \delta} \quad (12)$$

求最小传动角极值

$$\max f(a) = \max \gamma_{\min} = \max \arccos \frac{a+e}{b} \quad (13)$$

当 $\frac{a+e}{b}$ 越小时, $\arccos \frac{a+e}{b}$ 越大, 因此

$$\min f(a) = \min \left(\frac{a+e}{b} \right) \quad (14)$$

取曲柄长度 a 为自变量, 则有目标函数

$$\min f(a) = \frac{1}{H\sqrt{2(1 - \cos\delta)}} \frac{2Ha(1 - \cos\delta) + \sin\delta(H^2 - 4a^2)}{\sqrt{H^2 - 2a^2(1 + \cos\delta)}} \quad (15)$$

取函数

$$f(a) = \frac{2Ha(1 - \cos\delta) + \sin\delta(H^2 - 4a^2)}{\sqrt{H^2 - 2a^2(1 + \cos\delta)}}$$
$$a \in \left(\frac{H}{2\sin\delta}(1 - \cos\delta), \frac{H}{2} \right) \quad (16)$$

通过计算 $f'(a)$ 和 $f''(a)$ 得出该曲柄滑块机构的曲柄长度 a 可取 140 mm, 连杆长度 b 取 300 mm, 为了保证机构具有良好的传动性能, 最小传动角可取 46.63° 。

3.2 清齿部件组成

该清齿部件主要包括毛刷、双杆双轴气缸、手动换向阀、气缸安装架等。毛刷的底板为 PVC 材质, 毛刷的尺寸(板长×板宽×板厚×刷丝长度)为 500 mm×20 mm×10 mm×20 mm, 刷丝有两列。毛刷安装在气缸活塞头部的铝合金固定板上。该气缸是依靠压缩缸内空气做功来实现活塞的往复运动, 活塞杆伸出与复位带动毛刷实现推拉动作。当梳齿堵塞时, 打开手动换向阀使气缸工作, 将堵塞物清理下来。要根据所需力选择缸径^[22]。毛刷组件质量约为 0.5 kg, 刷丝为尼龙材质, 取摩擦因数为 0.25, 推动毛刷组件所需要的力约为 1.25 N。气缸理论输出推力和拉力均为

$$F_q = \frac{\pi(D^2 - D'^2)p}{4} \approx 78.4 \text{ N} \gg 1.25 \text{ N} \quad (17)$$

式中 F_q ——理论输出力, N
 D ——缸径, mm
 D' ——活塞杆直径, mm
 p ——工作压力, 一般为系统中减压阀调定压力的 85%, MPa

为防止活塞和缸盖相碰, 应在计算所需的行程上增加 10~20 mm 的余量。本例中, 采摘的花朵往往堆积在梳齿直线段与弯曲段的交接处, 所以气缸行程选为 125 mm。

3.3 气动抛送机构

3.3.1 结构组成和工作原理

气动抛送机构主要由气泵、过滤器、电磁阀、气缸、时间继电器、接近开关和摆动气缸等组成, 结构原理如图 6 所示, 表 3 为气动元件的参数。作业时, 逆变器将蓄电池 24 V 直流电转换为气泵所需要的 220 V 交流电, 气泵给气动元件提供气源, 该摆动气缸的伸出轴与梳齿架通过轴套相连, 带动梳齿作翻转运动向后抛送菊花。气动抛送机构的启停由启动按钮和急停按钮控制, 一般待梳齿多做几个采摘循

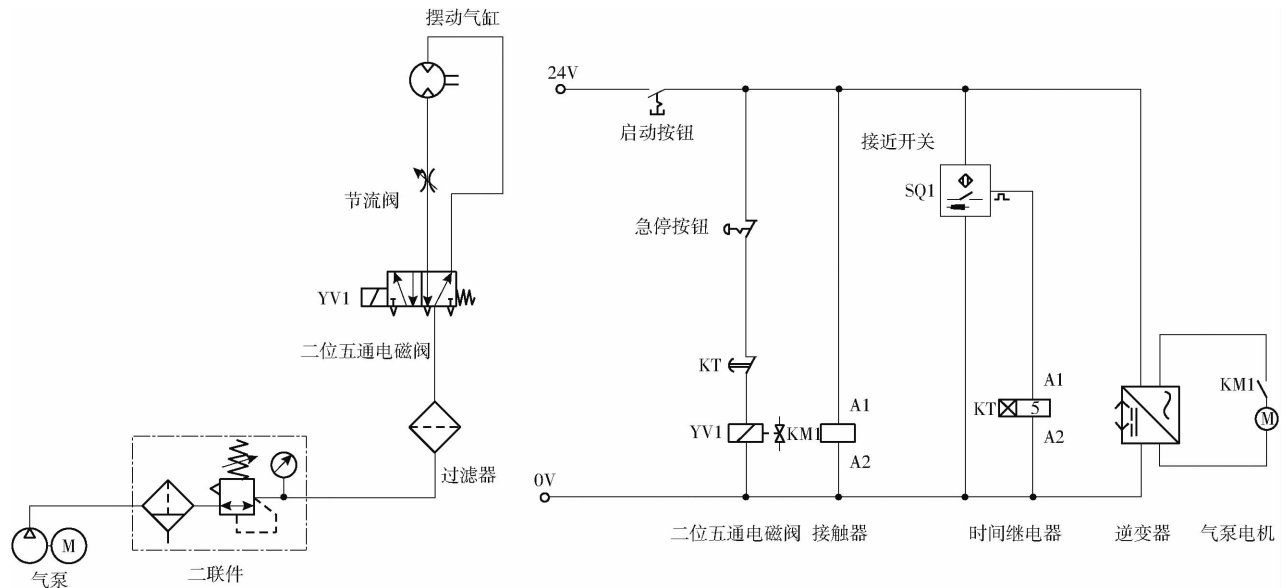


图 6 气动抛送机构结构原理图
Fig. 6 Pneumatic throwing device structure principle diagram

环, 梳齿上残留的菊花较多时, 开启抛送机构; 梳齿上的花朵较少时, 可使抛送机构暂停。

3.3.2 参数确定

气体输送管道为 PU 气管, 由轧带固定, 紧贴机架排布。管道起点连接气泵出气口, 末端与摆动气缸相连, 管道内径为 4 mm, 总长 3 m。气泵工作气压为 0.7 MPa, 摆动气缸工作压力为 0.65 MPa。管道总长较小, 管道内气体流速和密度的相对变化不大,

常温管道可按 40℃ 计算。管道内气体流量计算式可简化为^[22-23]

$$Q_n = 17.32 \sqrt{\frac{(p_q^2 - p_z^2)d^5}{\lambda \rho t L}} \quad (18)$$

式中 Q_n ——气体流量, m^3/s
 p_q ——管道起点的绝对压力, 取 $7 \times 10^5 \text{ Pa}$
 p_z ——管道终点的绝对压力, 取 $6.5 \times 10^5 \text{ Pa}$

表 3 气动元件主要参数

Tab.3 Main parameters of pneumatic components

名称	物理元件型号	参数	数值
逆变器	BOKAI2022	额定功率/W	2 500
气泵	TMS750W/850W	排气量/(L·min ⁻¹)	40
二联件	BFC2000	调节压力/MPa	0.05 ~ 0.85
二位五通电	4V310-10	使用压力/MPa	0.15 ~ 0.80
磁阀	DC24		
PU 气管		外径×内径/(mm×mm)	6×4
节流阀	SL6-02	耐压/MPa	1
气动接头	PC6-M5	压力/MPa	0~1
		最大流量/(L·min ⁻¹)	14
摆动气缸	CDRA1BS63	输出力矩/(N·m)	17
		摆动角/(°)	90
接近开关	BMR160	排量/(mL·r ⁻¹)	160
时间继电器		扭矩/(N·m)	150
手动换向阀	4H210-08	使用压力/MPa	0~0.08
双杆双轴气缸	TN16-125-S	速度/(mm·s ⁻¹)	30~50
		行程/mm	125

d ——管道内径,m
 λ ——摩擦因数,取 0.025 2
 L ——管道长度,m
 ρ ——标准状态下的空气密度,取 1.293 kg/m³
 t ——输气温度,取 313 K

将各参数数值代入式(18)中,计算得出气体流量为 0.22 m³/s。同时可求出管道平均压力理论值 p_m 为 0.675 MPa。单位长度上压降为^[22-23]

$$\frac{\Delta p}{L}=3.33\times10^{-3}\lambda\frac{\rho T}{d^5}Q_n^2$$

(19)

将各参数数值代入式(19),得单位长度上压降为 2.08×10^{-5} MPa/m,全程压降为 6.24×10^{-5} MPa。初步计算末端压力

$$p'_z=p_q-\Delta p$$

(20)

管内平均压力实际值为

$$p'_m=\frac{p_q+p'_z}{2}$$

(21)

精度检查得

$$\frac{p_m-p'_m}{p_m}\times100\%=-3.6\%$$

(22)

在±5%范围内,可确定气动装置的选型与结构排布符合设计要求。

4 田间试验

4.1 试验条件

试验地点为河北省保定市高阳县菊花种植基地,试验时间为 2021 年 10 月 20 日。菊花花朵含水率为 82.86%,平均株高约为 50 cm,顶层花与底层花的平均距离约为 25 cm,菊花茎宽为 60 cm,一垄

种植两行,行距为 30~40 cm,株距为 20 cm。样机试验如图 7 所示。



图 7 采摘装置田间试验

Fig.7 Field test of picking device

4.2 试验指标及方法

根据菊花采摘的农艺要求,本次试验以采摘率 Y_1 、损伤率 Y_2 、含杂率 Y_3 为试验指标。各指标的统计方法为:每 2 m 作为一组采摘数据,计 2 m 行程内采摘下的花朵质量为 n_p 、采摘下的枝条等杂质质量为 n_i 、破损的花朵质量为 n_b ,测得 100 朵菊花的质量为 176 g,将 2 m 内未采摘下来的菊花换算成质量,计为 n_u 。采摘率、损伤率和含杂率计算式分别为

$$Y_1=\frac{n_p}{n_p+n_u}\times100\%$$

(23)

$$Y_2=\frac{n_b}{n_p}\times100\%$$

(24)

$$Y_3=\frac{n_i}{n_i+n_p}\times100\%$$

(25)

4.3 试验方案设计与结果分析

根据梳齿往复式菊花采摘装置的采摘原理和结构特点,主要有 3 个因素可能影响采摘效果,分别是曲柄转速、梳齿间距以及机器行驶速度。通过查阅文献及预试验结果,确定曲柄转速为 30~60 r/min,梳齿间距为 6.5~9.5 mm,机器行驶速度为 0.1~0.3 m/s。采用三因素三水平的 Box- Behnken 试验设计原理进行组合试验,分析各因素对各指标的影响程度^[24]。试验因素编码如表 4 所示,试验组数 N 为 17,每组试验重复 3 次,取 3 次的平均值作为该组的试验结果,试验方案与结果如表 5 所示。表中, X_1 、 X_2 、 X_3 分别为曲柄转速、梳齿间距、行驶速度的编码值。

表 4 试验因素编码

Tab.4 Factors and codes of field tests

编码	因素		
	曲柄转速	梳齿间距	行驶速度
	$x_1/(r\cdot\min^{-1})$	x_2/mm	$x_3/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$
1	60	9.5	0.3
0	45	8.0	0.2
-1	30	6.5	0.1

表 5 试验方案与结果
Tab.5 Plan and result of test

试验 序号	因素			$Y_1/\%$	$Y_2/\%$	$Y_3/\%$
	X_1	X_2	X_3			
1	0	0	0	91.85	1.19	9.64
2	-1	1	0	71.54	0.82	4.59
3	0	0	0	89.85	1.23	11.06
4	0	-1	-1	83.56	4.45	13.65
5	0	0	0	87.01	1.22	9.39
6	-1	-1	0	75.85	4.05	9.85
7	1	0	-1	91.54	5.02	16.15
8	0	1	1	70.12	1.48	7.56
9	0	-1	1	87.63	3.08	14.21
10	0	1	-1	83.14	1.49	4.01
11	1	0	1	89.52	2.12	13.12
12	1	1	0	81.65	2.25	7.32
13	0	0	0	90.89	2.31	7.98
14	1	-1	0	94.52	4.01	16.5
15	0	0	0	92.13	1.35	9.73
16	-1	0	-1	83.21	1.85	6.14
17	-1	0	1	71.61	2.95	14.85

通过 Design-Expert 8.0.6 软件对试验数据开展多元回归拟合分析,建立采摘率 Y_1 、损伤率 Y_2 和含杂率 Y_3 对曲柄转速、梳齿间距和行驶速度 3 个自变

表 6 回归模型方差分析
Tab.6 Variance analysis of regression model

方差 来源	采摘率 Y_1				损伤率 Y_2				含杂率 Y_3			
	平方和	均方和	F	P	平方和	均方和	F	P	平方和	均方和	F	P
模型	980.43	108.94	36.81	<0.000 1 **	25.98	2.89	18.78	0.000 4 **	235.72	26.19	32.18	<0.000 1 **
X_1	378.40	378.40	127.85	<0.000 1 **	1.74	1.74	11.31	0.012 0 *	38.98	38.98	47.89	0.000 2 **
X_2	154.09	154.09	52.06	0.000 2 **	11.40	11.40	74.17	<0.000 1 **	118.04	118.04	145.02	<0.000 1 **
X_3	63.68	63.68	21.51	0.002 4 **	1.26	1.26	8.22	0.024 1 *	11.98	11.98	14.72	0.006 4 **
X_1X_2	18.32	18.32	6.19	0.041 7 *	0.540 2	0.540 2	3.51	0.103 0	3.84	3.84	4.72	0.066 4
X_1X_3	22.94	22.94	7.75	0.027 1 *	4.00	4.00	26.02	0.001 4 **	34.46	34.46	42.33	0.000 3 **
X_2X_3	73.02	73.02	24.67	0.001 6 **	0.462 4	0.462 4	3.01	0.126 4	2.24	2.24	2.75	0.141 5
X_1^2	45.83	45.83	15.48	0.005 6 **	2.98	2.98	19.39	0.003 1 **	7.74	7.74	9.51	0.017 7 *
X_2^2	159.60	159.60	53.92	0.000 2 **	0.975 2	0.975 2	6.34	0.039 9 *	7.69	7.69	9.44	0.018 0 *
X_3^2	39.86	39.86	13.47	0.008 0 **	1.97	1.97	12.81	0.009 0 **	11.45	11.45	14.06	0.007 2 **
残差	20.72	2.96			1.08	0.153 7			5.70	0.814 0		
失拟	3.60	1.20	0.280 7	0.837 6	0.158 0	0.052 7	0.229 4	0.871 7	0.887 2	0.295 7	0.245 9	0.860 7
误差	17.12	4.28			0.918 0	0.229 5			4.81	1.20		
总和	1 001.15				27.06				241.42			

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

图 8a~8c 分别为曲柄转速与梳齿间距、曲柄转速与行驶速度、梳齿间距与行驶速度的交互作用对采摘率的响应曲面。如图 8a 所示,当行驶速度为 0.2 m/s 时,随着曲柄转速增加且梳齿间距减小,采摘率提高。因为曲柄转速越高,单位时间内梳齿与菊花植株的接触次数越多,采摘率越高;梳齿间距越

量的二次多项式响应面回归模型

$$Y_1 = 90.35 + 6.88X_1 - 4.39X_2 - 2.82X_3 - 2.14X_1X_2 + 2.39X_1X_3 - 4.27X_2X_3 - 3.3X_1^2 - 6.16X_2^2 - 3.08X_3^2$$
$$Y_2 = 1.46 + 0.466\,3X_1 - 1.19X_2 - 0.3975X_3 - X_1X_3 + 0.841\,2X_1^2 + 0.481\,2X_2^2 + 0.683\,8X_3^2$$
$$Y_3 = 9.56 + 2.21X_1 - 3.84X_2 + 1.1X_3 - 2.94X_1X_3 + 1.36X_1^2 - 1.35X_2^2 + 1.65X_3^2$$

对上述回归模型进行方差分析(表 6)。采摘率、损伤率和含杂率的回归模型中 P 值均小于 0.05,失拟项 $P > 0.05$,表明模型能够正确反映试验因素与试验指标之间的关系。根据表 6 中 F 值可知,各因素对采摘率的影响主次顺序为曲柄转速、梳齿间距、行驶速度,并且各因素的交互作用均对采摘率有显著影响;各因素对损伤率的影响主次顺序为梳齿间距、曲柄转速、行驶速度,且曲柄转速和行驶速度的交互作用对损伤率有显著影响;各因素对含杂率的影响主次顺序为梳齿间距、曲柄转速、行驶速度,且曲柄转速和行驶速度的交互作用也对损伤率有显著影响。根据回归方程分析结果,利用 Design-Expert 8.0.6 软件分别作影响显著的各交互因素与采摘率、损伤率和含杂率之间关系的响应曲面图^[25-28],如图 8 所示。

小,漏采概率越小,梳齿与菊花植株的有效接触越多,采摘率越高。当曲柄转速和梳齿间距达到一定水平时,采摘率的增加速度趋于平缓,尤其当梳齿间距为 8 mm 左右时,继续增加梳齿间距,采摘率未有明显提高,因为梳齿间距过大,会产生漏采现象。如图 8b 所示,当梳齿间距为 8 mm 时,随着曲柄转速

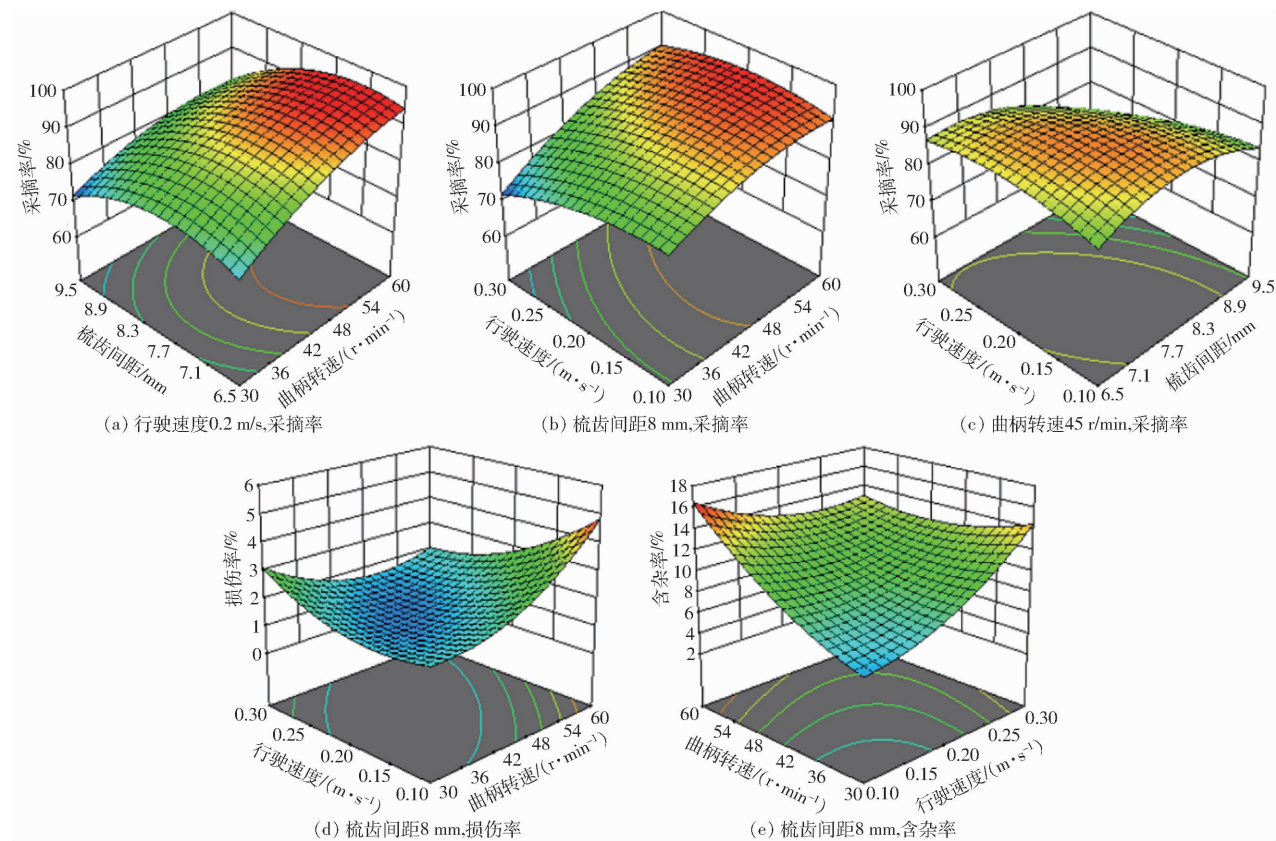


图 8 因素交互作用对试验指标影响的响应曲面

Fig. 8 Response surfaces of factor interaction on test index

增加且行驶速度减小,采摘率增加,当曲柄转速和行驶速度达到一定水平时,采摘率的增加速度趋于平缓。由于行驶速度越小,单位面积内菊花植株的采摘次数越多,采摘率会越高,到采摘后期植株上菊花数量不多时,继续减小行驶速度,并不会提高采摘率,反而会降低采摘效率。如图 8c 所示,响应曲面整体呈开口向下趋势,即固定曲柄转速,随着梳齿间距和行驶速度的增加,采摘率呈先增加后降低的趋势,当梳齿间距为 8 mm,行驶速度为 0.2 m/s 时,采摘率较高。

图 8d 为曲柄转速与行驶速度的交互作用对损伤率的响应曲面。当梳齿间距不变,随着曲柄转速和行驶速度增加,损伤率呈增加趋势,且增加速度越来越大,主要因为曲柄转速增加,梳齿对花朵的冲击力增加,花朵与花柄之间的连接力是一定的,过大的冲击力会对柔软的花朵造成损伤;行驶速度增大,会增加采摘装置对植株的冲击和碰撞,也会影响花朵的完整性。

图 8e 为曲柄转速与行驶速度的交互作用对含杂率的响应曲面。当固定梳齿间距时,随着曲柄转速和行驶速度减小,含杂率呈降低趋势。当曲柄转速减小,梳齿对菊花植株的冲击力减小,枝条、叶片等受到的作用力减小;并且行驶速度减小,采摘过程趋于平缓,对植株的碰撞和冲击也随之减小,因此含杂率会降低。

4.4 参数优化

为获得该采摘机最优工作参数组合,运用 Design-Expert 8.0.6 软件对上述 3 个回归模型进行约束目标求解。采摘菊花时,应保证采摘率最高,在此基础上降低损伤率和含杂率,因此设置目标函数 $\max Y_1$,损伤率小于 2%,含杂率小于 10%,优化所得最佳参数为:曲柄转速 49.45 r/min、梳齿间距 8.13 mm、行驶速度 0.17 m/s,此时,采摘率可达 92.09%,损伤率为 1.85%,含杂率为 10%。根据优化结果,将梳齿间距设为 8 mm,其他条件不变再次利用软件求优,优化参数结果:曲柄转速为 47.94 r/min、梳齿间距为 8 mm、行驶速度为 0.17 m/s,此时,采摘率可达 92%,损伤率为 1.83%,含杂率为 10%。根据优化后的工作参数,进行 3 次重复试验,得到采摘率为 92.56%,损伤率为 1.86%,含杂率为 9.51%,试验结果与理论优化结果一致。

5 结论

(1) 通过深入分析北京菊的生长特性和采摘要求,设计了一种气动翻转梳齿式菊花采摘装置。该采摘装置利用一对偏置式曲柄滑块机构驱动梳齿排采摘菊花,毛刷清理梳齿,并通过气动抛送装置将菊花向后抛送,采摘工作高度可由丝杠升降机构进行调节,机器通过性良好。

(2)通过分析采摘装置的工作原理,对北京菊采摘过程进行了受力分析和理论计算,确定了采摘部件的结构和工作参数,并对清齿和气动抛送装置的组成和工作过程进行了阐述,各组件相互配合共同完成采摘、清齿、收集作业。

(3)通过设计二次回归正交旋转组合试验,研究了曲柄转速、梳齿间距和行驶速度对采摘率、损伤率、含杂率的影响,得到了各试验指标的回归方程。经方

差分析可知,影响采摘率的因素主次顺序为曲柄转速、梳齿间距、行驶速度;影响损伤率和含杂率的因素主次顺序均为梳齿间距、曲柄转速、行驶速度,同时得出了双因素交互作用对试验指标的影响。通过参数优化和试验验证得出:当曲柄转速为47.94 r/min、梳齿间距为8 mm、行驶速度为0.17 m/s时,采摘率可达92%,损伤率为1.83%,含杂率为10%,表明该气动翻转梳齿式菊花采摘装置达到了较好的采摘效果。

参 考 文 献

- [1] 王德胜,黄艳梅,石岩,等. 菊花化学成分及药理作用研究进展[J]. 安徽农业科学,2018,46(23):9-11,17.
WANG Dsheng, HUANG Yanmei, SHI Yan, et al. Research progress on chemical constituent and pharmacological action of chrysanthemum[J]. Journal of Anhui Agricultural Sciences, 2018, 46(23): 9-11, 17. (in Chinese)
- [2] 周衡朴,任敏霞,管家齐,等. 菊花化学成分、药理作用的研究进展及质量标志物预测分析[J]. 中草药,2019,50(19):4785-4795.
ZHOU Hengpu, REN Minxia, GUAN Jiaqi, et al. Research progress on chemical constituents and pharmacological effects of *Chrysanthemum morifolium* and predictive analysis on quality markers[J]. Chinese Traditional and Herbal Drugs, 2019, 50(19): 4785-4795. (in Chinese)
- [3] 秦贺兰. 菊花周年生产技术[M]. 郑州:中原农民出版社,2016.
- [4] 李泰荣. 菊花的收获与加工[J]. 河南农业科学,1987(7):35-36.
- [5] 王晓莉. 菊花生产主要环节机具研制[J]. 农业工程,2017,7(5):121-123.
WANG Xiaoli. Development of machines for main parts of chrysanthemum production[J]. Agricultural Engineering, 2017, 7(5): 121-123. (in Chinese)
- [6] BRABANDT H, EHLERT D. Chamomile harvesters: a review[J]. Industrial Crops and Products, 2011, 34(1):818-824.
- [7] SINGH O, KHANAM Z, MISRA N, et al. Chamomile (*Matricaria chamomilla* L.): an overview[J]. Pharmacognosy Reviews, 2011, 5(9):82-95.
- [8] BEIER K, EHLERT D. Methods for evaluation of picking performance of chamomile (*Matricaria recutita* L.) harvesters. part I: comparison of established methods[J]. Journal of Applied Research on Medicinal and Aromatic Plants, 2014, 1(1):e1-e7.
- [9] WILLOUGHBY R A, SOLIE J B, WHITNEY R W. A mechanical harvester for marigold flowers [C] // ASAE Annual International Meeting, Milwaukee, Wisconsin, 2000.
- [10] VESELINOV B, ADAMOVIC D, MARTINOV M, et al. Mechanized harvesting and primary processing of *Calendula officinalis* L. inflorescences[J]. Spanish Journal of Agricultural Research, 2014, 12(2):329-337.
- [11] SEYED H D, PARVIN J H, GOLAM R C. Design, construction and evaluation of chrysanthemum flower stem cleaner machine [J]. Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering, 2014, 8(6):369-375.
- [12] 姬长英,王春香,顾宝兴,等. 手推式杭白菊梳齿摘花机结构设计与试验[J]. 农业机械学报, 2016, 47(7):143-150.
JI Changying, WANG Chunxiang, GU Baoxing, et al. Design and experiment of hand-push *Chrysanthemum morifolium* comb-teeth picking machine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(7): 143-150. (in Chinese)
- [13] 王荣炎,郑志安,鹿秀凤,等. 梳齿往复杭白菊采摘装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2019, 50(12):73-79,97.
WANG Rongyan, ZHENG Zhian, LU Xiufeng, et al. Design and test of comb-teeth reciprocating *Chrysanthemum morifolium* picking device [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(12): 73-79, 97. (in Chinese)
- [14] 周建平,杨伟男. 一种简易菊花采摘机:CN205946597U[P]. 2016-08-24.
- [15] 蒋仕飞,赵杰,李治,等. 一种菊花批量采集装置:CN206611802U[P]. 2017-11-07.
- [16] 周欣. 菊花采收机及菊花采收方法:CN107969214A[P]. 2018-05-01.
- [17] 左志严,格日乐,常玉山,等. 内蒙古中西部6种乡土植物枝条抗拉力学特性[J]. 内蒙古农业大学学报(自然科学版), 2015, 2(4):55-60.
ZUO Zhiyan, GE Rile, CHANG Yushan, et al. Six kinds of native plants in central and western Inner Mongolia branch tensile mechanical properties [J]. Journal of Inner Mongolia Agricultural University (Natural Science Edition), 2015, 2(4): 55-60. (in Chinese)
- [18] 李成斌. 木薯茎秆生物力学特性试验研究[D]. 海口:海南大学, 2015.
- [19] 叶金虎. 传力性能最佳的偏置曲柄滑块机构优化设计[J]. 机械传动, 2018, 42(2):87-89,131.
YE Jinhu. Optimization design method of offset slider crank mechanism based on the optimum transmission force performance [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2018, 42(2): 87-89, 131. (in Chinese)
- [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] 王洪欣,徐新明. 机构学数值计算与仿真[M]. 徐州:中国矿业大学出版社,2018.

[22] 于治明,初丽微,王志坚. 液压与气压传动[M]. 北京:北京理工大学出版社,2017.

[23] 费人杰. 气体管道通用计算方法[J]. 压缩机技术,2001(2):13-15.
FEI Renjie. The general method for gas piping calculation[J]. Compressor Technology,2001(2):13-15. (in Chinese)

[24] 何为. 优化试验设计方法及数据分析[M]. 北京:化学工业出版社,2012.

[25] 李法德,邢书仑,田富洋,等. 齿辊式饲草作物调制试验台设计与试验[J]. 农业机械学报,2021,52(6):136-147.
LI Fade,XING Shulun,TIAN Fuyang,et al. Design and experiment of toothed roller forage crop conditioning test bench[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2021,52(6):136-147. (in Chinese)

[26] 李金凤,赵继云,刘思瑶,等. 自走式豌豆割晒机设计与试验[J]. 农业机械学报,2021,52(3):107-116.
LI Jinfeng,ZHAO Jiyun,LIU Siyao,et al. Design and experiment of self-propelled pea windrower[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2021,52(3):107-116. (in Chinese)

[27] 伍德林,袁嘉豪,李超,等. 扭梳式油茶果采摘末端执行器设计与试验[J]. 农业机械学报,2021,52(4):21-33.
WU Delin,YUAN Jiahao,LI Chao,et al. Design and experiment of twist-comb end effector for picking camellia fruit[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2021,52(4):21-33. (in Chinese)

[28] 彭才望,贺喜,孙松林,等. 斗式黑水虻处理猪粪有机肥取料机设计与试验[J]. 农业机械学报,2021,52(2):145-156.
PENG Caiwang,HE Xi,SUN Songlin,et al. Design and experiment on shoveling device of pig manure organic fertilizer by *Hermetia illucen* transforming based on bucket-wheel mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2021,52(2):145-156. (in Chinese)

(上接第 136 页)

[19] 张博凯,李想. 基于知识图谱的 Android 端农技智能问答系统研究[J]. 农业机械学报,2021,52(增刊):164-171.
ZHANG Bokai,LI Xiang. Design of agricultural question answering system based on knowledge graph[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021,52(Supp.):164-171. (in Chinese)

[20] 刘修泉,匡林建,李锦池,等. 基于 SCA60C 角度传感器的帆板控制系统设计与制作[J]. 机电工程技术,2012,41(8):29-32,150.
LIU Xiuquan,KUANG Linjian,LI Jinchu,et al. The design and production of panels control system based on the angle sensor SCA60C[J]. Mechanical & Electrical Engineering Technology,2012,41(8):29-32,150. (in Chinese)

[21] 陈睿鹏. 玉米茎秆倒伏角度和拉力角度实时测量方法研究[D]. 郑州:河南农业大学,2017.
CHEN Ruipeng. Methodology study on real-time measurements of the maize stalk lodging angle and corresponding pull force angle[D]. Zhengzhou: Henan Agricultural University,2017. (in Chinese)

[22] Al-ZUBE L, SUN W, ROBERTSON D, et al. The elastic modulus for maize stems[J]. Plant Methods,2018,14(1):1-12.

[23] 勾玲,赵明,黄建军,等. 玉米茎秆弯曲性能与抗倒能力的研究[J]. 作物学报,2008,34(4):653-661.
GOU Ling,ZHAO Ming,HUANG Jianjun,et al. Bending mechanical properties of stalk and lodging-resistance of maize[J]. Acta Agronomica Sinica,2008,34(4):653-661. (in Chinese)

[24] 丰光,刘志芳,吴宇锦,等. 玉米抗倒性与茎秆穿刺力和拉力关系的初步研究[J]. 玉米科学,2010,18(6):19-23.
FENG Guang,LIU Zhifang,WU Yujin,et al. Primary study on correlation between corn variety lodging resistances and its stem puncture-pull strength[J]. Journal of Maize Sciences,2010,18(6):19-23. (in Chinese)

[25] 赵雪,周顺利. 玉米抗茎倒伏能力相关性状与评价研究进展[J]. 作物学报,2022,48(1):15-26.
ZHAO Xue,ZHOU Shunli. Research progress on traits and assessment methods of stalk lodging resistance in maize[J]. Acta Agronomica Sinica, 2022,48(1):15-26. (in Chinese)

[26] 赵久然. 早熟、耐密、抗倒玉米品种京单 28 的选育及示范推广[R]. 北京市农林科学院玉米研究中心,2012-10-30.

[27] 田再民,黄智鸿,陈建新,等. 种植密度对 3 个紧凑型玉米品种抗倒伏性和产量的影响[J]. 玉米科学,2016,24(5):83-88.
TIAN Zaimin,HUANG Zhihong,CHEN Jianxin,et al. Effects of planting density on lodging resistance and yield of three erectophile maize varieties[J]. Journal of Maize Sciences,2016,24(5):83-88. (in Chinese)

[28] 李广群. 种植密度对不同玉米品种抗倒伏性能的影响[D]. 泰安:山东农业大学,2019.
LI Guangqun. Effects of plant density on lodging resistance of different maize hybrid[D]. Taian: Shandong Agricultural University,2019. (in Chinese)

[29] JIA Qianmin, XU Yueyue, ALI S, et al. Strategies of supplemental irrigation and modified planting densities to improve the root growth and lodging resistance of maize (*Zea mays* L.) under the ridge-furrow rainfall harvesting system[J]. Field Crops Research, 2018, 224: 48-59.

[30] XUE Jun,XIE Ruizhi,ZHANG Wangfeng, et al. Research progress on reduced lodging of high-yield and -density maize[J]. Journal of Integrative Agriculture, 2017, 16(12): 2717-2725.