

丘陵山区轮式油茶果采收一体机研制

彭语轩，廖凯^{*}，徐诗宇，陈飞，李立君，汤刚车，罗红

(中南林业科技大学湖南省林业装备工程技术研究中心，长沙 410004)

摘要：根据南方丘陵山区油茶种植区立地条件，该研究提出一种轮式油茶果采收一体机。整机主要由行走机构（底盘、控制系统）、连接机构（连接装置）与作业机构（采摘装置、收集输送装置）组成，配套动力 17 kW，可实现油茶果快速采摘和自动化收集作业，机具整体长 2.34 m，宽 0.8 m，高 1.15 m。采摘装置与收集输送装置作为整体与底盘通过抬升装置相连，根据整机通过性能和作业要求，抬升装置控制作业机构位置。将激振器后置于输送机构上并整体柔性悬挂于机架上，隔振的同时使结构更紧凑；根据油茶果的输送、除杂要求设计链式输送装置，输送线速度为 2.0 m/s；基于底盘结构布局和动力传动要求，进行轮式底盘动力与结构匹配，实现柴油机悬置角度随坡可调，主变速箱采用蜗轮蜗杆传动，并可在坡地安全驻车。试验表明：轮式采收一体机作业效率为 40 株/h，采净率大于 85%，损花率小于 8%；机具行驶速度调节范围为 0~5 km/h，作业机构高度调节范围为 0~300 mm，机具爬坡角度可达 19°，最大横向倾翻角 15°，满足坡地油茶果采收作业要求。

关键词：农业机械；试验；轮式；油茶果；采收机

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.202404037

中图分类号: S147.2

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2024)-22-0031-08

彭语轩，廖凯，徐诗宇，等. 丘陵山区轮式油茶果采收一体机研制[J]. 农业工程学报, 2024, 40(22): 31-38. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.202404037 <http://www.tcsae.org>

PENG Yuxuan, LIAO Kai, XU Shiyu, et al. Development of a wheeled integrated machine for *Camellia oleifera* fruit harvesting in hilly and mountainous areas[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2024, 40(22): 31-38. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.202404037 <http://www.tcsae.org>

0 引言

到 2023 年底，中国油茶种植面积已超过 447 万 hm^2 ^[1]，主要种植于湖南、江西、广西等 14 个省份（市、区）^[2-3]。油茶喜阳，不与农田争地，是南方丘陵山区主要油料作物^[4-5]，且 85% 左右生长于丘陵坡地，缓坡地约占 15%。由于丘陵山地多坡、立地条件差，传统大型采收装置难以适用，导致油茶果采收机械化水平低^[6-7]。因此，迫切需要一种适应丘陵地形的油茶果采收设备以满足产业发展需求。

国外已研发出一系列应用于苹果、柑橘、西红柿、葡萄等果蔬的采摘机器人^[8-9]，BULANON 等^[10]成功研发二指夹持苹果机器人，虽减损表现好，但对较短果柄夹持失败率高；SCARFE 等^[11]设计并研发了一款猕猴桃采摘机器人。上述机器搭配的采收系统主要在场地化区间作业，机器适地性受到局限，且行驶系统不适用于油茶果生长的立地环境。罗时挺等^[12]研制了一款背负式齿梳拨刀油茶果采摘机械设备，李赞松^[13]设计了一台振动

式油茶果采摘设备，杜小强等^[14-15]研发了丘陵山地油茶果采摘便携式装置和大型跨式采收装备。上述机器采收系统与行驶系统适用油茶果生长立地环境，但在丘陵坡地局限空间里实现采收一体作业还需要进一步研究。基于油茶果采摘的林间要求以及复杂的工作环境，本文提出一种手扶轮式机械传动型油茶果采收机，具备在山地行走、坡地驻车、作业机构可升降、采收一体化等多种功能。

1 整机结构及主要技术参数

1.1 设计目标

油茶树栽植密度为株行距 3 m，地势以坡地为主，土壤类型为酸性的土壤，土壤含水率在 15%~50% 之间，整机技术要求：①油茶果采摘与收集一体：油茶果经采收装置到达出料口完成采收一体化，采摘过程保证掉花率与漏采率低；输送过程保证伤籽量低与聚果效果好；②质量轻，操作灵活：作业机构高度可调节，以适应夹持机构满足不同高度油茶树干采摘要求；③高通过性：采用轮式底盘，动力悬挂角度可调，以适应坡地作业环境，整机可坡地驻车、转弯半径小，灵活性强。

1.2 整机结构与作业过程

采收机整机结构如图 1 所示，由行走机构、连接机构与作业机构组成。其中行走机构主要由底盘与控制系统组成；连接装置连接行走机构与作业机构；作业机构由采摘机构（振动发生器、夹持机构）与收集输送机构（升运部件与收集伞底座）组成。

收稿日期: 2024-04-07 修订日期: 2024-09-21

基金项目: 国家重点研发计划项目 (2022YFD2202103); 国家林业和草原局应急科技项目 (202202-2); 井冈山农高区省级科技专项“揭榜挂帅”项目 (20222-051247)

作者简介: 彭语轩，研究方向为农业机械与装备设计。

Email: 2217060210@qq.com

※通信作者: 廖凯，博士，教授，博士生导师，研究方向为农林机械装备及智能化。Email: liaokai102@csuif.edu.cn

采收机启动后, 先将各功能模块置于初始状态。作业时, 使作业机构底座 U 型槽口对准待采油茶树干, 夹持机构夹持住树干; 然后打开收集伞布, 启动输送机构; 启动振动发生器 2~3 s, 激振力通过夹持机构传递到树干, 再传递到果柄实现振摆落果; 待机构将收集的油茶果输送到包装袋内, 输送机构即可停止工作, 同时收拢伞布、松开夹持机构, 使其恢复到初始状态并退出作业区, 如图 1 所示, 主要技术参数如表 1 所示。

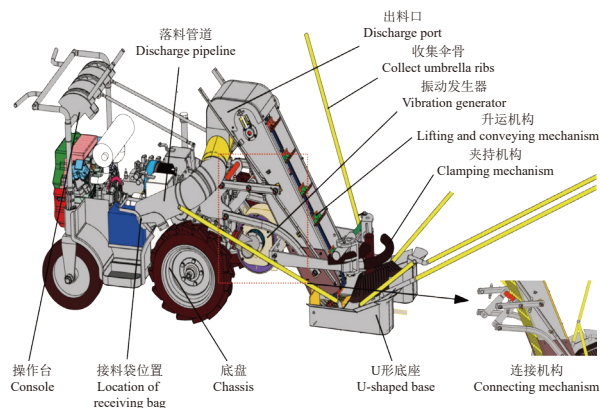


图 1 轮式油茶果采收机整机结构示意图

Fig.1 Structure diagram of wheeled *Camellia oleifera* fruit harvesting machine

表 1 主要技术参数

Table 1 Main technical parameters

参数 Parameters	值 Values
外形尺寸 (长×宽×高)/mm×mm×mm	2 340×800×1 150
整机质量/kg	720
发动机型号	QC1100X 柴油机
配套动力/kW	17
液压阀工作压力/MPa	16
行驶速度/(km·h ⁻¹)	0~5
作业机构高度调节范围/mm	0~300
坡地驻车功能	有
操作方式	手动+手扶式

2 关键部件设计

2.1 行走机构

2.1.1 底盘

行走机构如图 2 所示, 主要由底盘与控制系统组成。其中底盘由进行变速调节的蜗轮蜗杆主变速箱、切断或传递发动机输出动力的离合器、副变速箱、电磁阀、柴油发动机、车架、电瓶以及油箱等组成。行走橡胶轮动力由柴油发动机提供, 主变速箱进行变速调节。前轮为大轮, 选用高花橡胶轮, 用于抓地与驱动; 后轮为小轮, 与操纵扶手相连, 用于支撑与转向, 使得整机更为灵活。

车架支撑底盘各组件, 由机架与动力支架组成, 连接行走轮, 承载发动机、油箱、变速箱、离合器、电瓶、电磁阀, 是主要受力基体。由于底盘前部与作业机构相连, 使得车架前部连接处承受较大载荷, 因此配重对底盘作业性能影响很大^[16-19]。采收机轮式底盘车架侧视图如图 3 所示。

机架上部长度 $C_1=515$ mm, $C_2=73$ mm 处依次钻有 3 个主变速箱安装孔, $C_3=111$ mm 处钻有 2 个副变速箱

支架安装孔, $C_4=42$ mm 处钻有 2 个动力支架固定板安装孔, 动力支架通过动力支架固定板与机架相连接。动力支架长度 $C_5=368$ mm, $C_6=60$ mm 处依次钻有 2 个柴油机安装孔, 车架总长 815 mm, 车架总宽 $C_7=430$ mm。

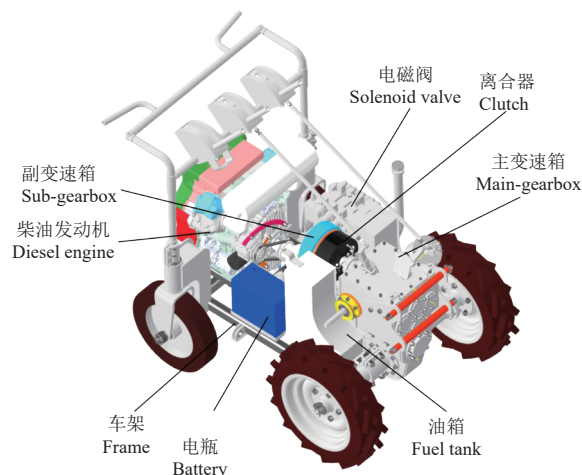
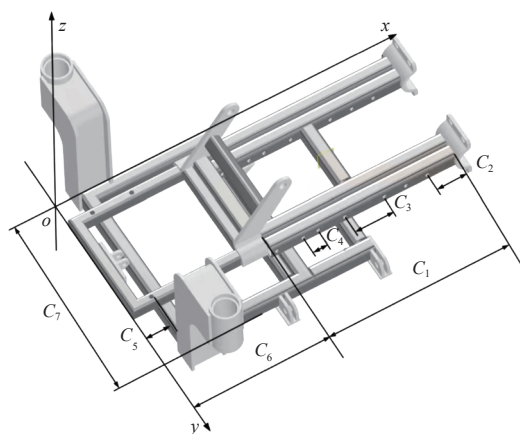


图 2 行走机构轴测图

Fig.2 Axonometric diagram of walking mechanism



注: 以车架上平面为基准面, 车架边沿为轴线, 轴线交点 o 为坐标原点建立三维坐标系 (x, y, z) ; C_1 为机架上部长度, mm; C_2 为主变速箱安装孔与机架上部前端距离, mm; C_3 为主变速箱安装孔与副变速箱安装孔距离, mm; C_4 为副变速箱安装孔与动力支架固定板安装孔距离, mm; C_5 为动力支架长度; C_6 为柴油机安装孔与动力支架后端距离, mm; C_7 为车架宽, mm。Note: Establish a three-dimensional coordinate system (x, y, z) with the upper plane of the frame as the reference plane, the edge of the frame as the axis, and the intersection point o of the axis as the origin of the coordinates; C_1 is the length of the upper part of frame, mm; C_2 is distance between the main transmission mounting hole and the front end of the upper frame, mm; C_3 is distance between main transmission mounting hole and secondary transmission mounting hole, mm; C_4 is the distance between the mounting hole of the auxiliary transmission and the mounting hole of the fixed plate of the power support, mm; C_5 is the length of the power support; C_6 is the distance between the diesel mounting hole and the rear end of the power support, mm; C_7 is the width of the frame, mm.

图 3 采收机底盘车架

Fig.3 Chassis frame of harvester

2.1.2 控制系统

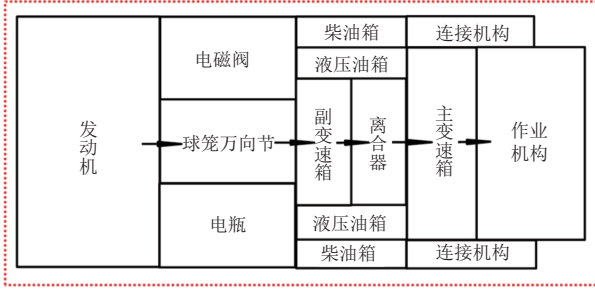
控制系统主要用于控制机具的作业与行走, 包括液压控制与机械控制, 其中液压控制部分控制作业机构抬升、夹爪开合与发动机角度调整等; 机械控制部分主要控制激振力、机具行走与果实输送。

2.1.3 整机结构布置与动力传输

车架前部安装变速箱组件, 车架中部安装传动组件

和其他液压元件，车架尾部是柴油机。机器总动力由 QC1100X 柴油机提供，柴油机输出将动力传递给球笼万向节，球笼万向节将动力传递给副齿轮箱与离合器，最后再传递给主减速齿轮箱，为机器行走、采收、果实提升输送提供动力源。液压系统为柴油机动力调整倾斜角、作业机构整体升降、伞骨开合提供动力源。整机组件布置与动力传输路线如图 4 所示。

整机重心在主副变速箱中心位置，与后轮中心水平距离 503.7 mm，离地高度 435.7 mm。整机重心靠前布置，适合作业机构前置式爬坡。



注：箭头指向为动力传递方向。

Note: The arrow points to the direction of power transmission.

图 4 整机组件布置与动力传输路线

Fig.4 Layout of components and power transmission routes of machine

2.2 连接机构

为保证作业机构高度可调，提高采收过程的适地性和通过性，设计有举升功能的连接装置，如图 5 所示。

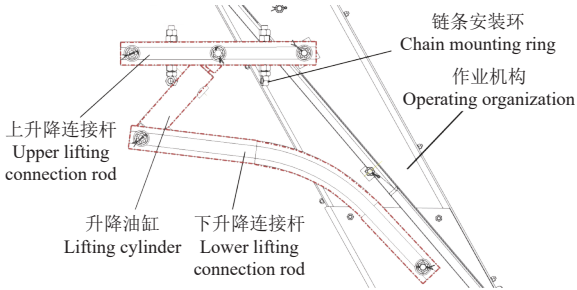


图 5 连接装置安装示意图

Fig.5 Installation diagram of connecting device

连接装置主要由 2 个抬升液压缸组成，在底盘两侧对称布置，受力分析如图 6 所示，对单个抬升液压缸进行受力分析，液压缸承载力 F_{il} 为

$$F_{il} = \frac{1}{2} F_i \quad (1)$$

$$\sum F = F_i + F_l + G = 0 \quad (2)$$

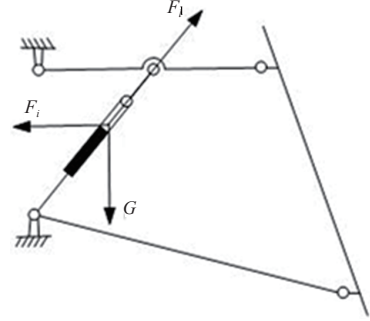
单个抬升液压缸内径 D_1 (mm) 为

$$D_1 = \sqrt{\frac{4F_{il}}{\pi P_1 \eta_{il}}} \quad (3)$$

式中 F_{il} 为单个液压缸承载力，N； η_{il} 为单个升降液压缸运行效率，本文取 0.95； P_1 为液压马达进出口压力差， $P_1=16 \text{ MPa}$ [20]。

根据 Inventor 中 iProperty 模块可得到作业机构与平

行四边形连接装置总重 1858.8 N，由 (3) 式计算得出 $D_1=31.3 \text{ mm}$ ，向上取整为 40 mm。根据升降高度，确定油缸最大伸缩行程为 126 mm，油缸在举升机构上的安装距离为 $208+126=334 \text{ mm}$ 。在 Inventor 中进行运动验证，经验证，该设计完全满足采摘装置升降高度要求。



注： F_i 为连接装置两侧的液压缸总承载力，N； F_l 为上升连接杆的拉力，N； G 为采收装置与连接装置的总重力，N。

Note: F_i represents the total bearing capacity of the hydraulic cylinders on both sides of the connecting device, N; F_l represents the pulling force of the ascending connecting rod, N; G represents the total gravity of the harvesting device and the connecting device, N.

图 6 连接装置受力分析图

Fig.6 Force analysis diagram of connecting device

2.3 作业机构

采收机作业过程包括对油茶果的振动采摘、收集与输送装袋，作业机构主要由采摘装置与收集输送装置组成。

2.3.1 采摘装置

(1) 振动发生器

如图 7 所示，振动头采用偏心轮产生激振，其尺寸参数和结构的合理性直接影响采摘性能，而偏心轮的质量距是确定偏心轮尺寸和结构的重要条件。本设计中采用高自成等 [21] 研发的振动发生器，夹持树干高度约 40~50 cm，激振振幅约为 15 mm，偏心块质量 9.85 kg，计算得偏心块的偏心矩为 0.67 kg·m，此时可以获得良好的采摘效果。振动传递杆是连接振动器和夹持机构的中间结构，实现振动器后置于输送机构，使振动-收集空间结构紧凑。同时，振动器作为一个整体采用 4 点“链条+弹簧”悬挂于机架上，实现与机架隔振。

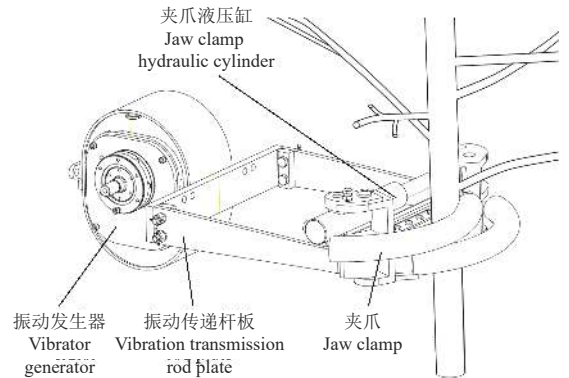


图 7 采摘装置夹持树干

Fig.7 Harvesting device clamping tree trunk

(2) 夹持机构

夹持机构由振动传递杆板、夹爪与夹爪液压缸组成。其中夹爪液压缸固定在 2 个夹爪间，当夹爪液压缸活塞

向外运动时, 夹爪向内侧转动从而夹爪夹持半径, 夹爪一上一下设置便于夹持树干, 防止干涉。振动传递杆与夹爪连接一侧设有耐磨胶垫, 用来保护树干。设计的夹持机构可开合抱最大范围为 20~250 mm, 即该处树干或分叉干外接圆直径。

2.3.2 输送装置

如图 8 所示的输送装置是采收机实现油茶果收集的关键部件, 主要由齿式拢果板升运部件与伞骨底座组成。考虑到链式输送装置的倾斜度会对整机结构紧凑化设计和拢果效果有直接影响, 结合现场试验和传输速度匹配效果, 确定输送机构与水平夹角约 60°。

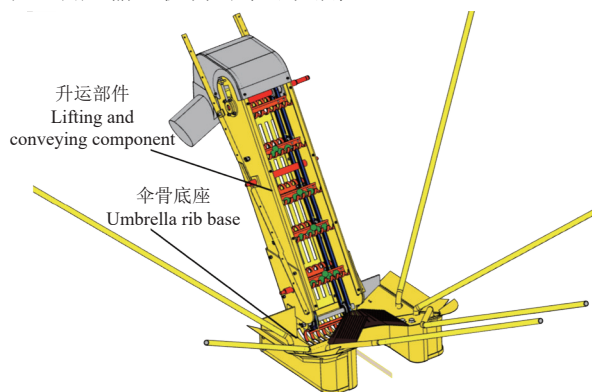


图 8 输送装置侧视图
Fig.8 Side view of conveyor device

(1) 齿式拢果板升运部件

农业装备的物料输送中经常使用的升运部件包括链轮升运器、带式升运器等。例如, 沈阳农业大学开发的链杆式放铺装置^[22]、石河子大学开发的振动带式升运器^[23]以及河北省农业机械化研究所研发的链轮升运器^[24]。大多数这类运输提升设备应用于大田农作物^[25], 为满足油茶果采收要求和整机的结构合理性, 减少升运装置占用的空间, 设计了一种齿式拢果板升运部件, 其中升运部件的宽度为 300 mm, 长度为 1 300 mm, 如图 9 所示。升运部件设有齿式拢果板^[26], 每个拢果板有 7 个齿, 便于筛除树叶、枝条、果皮等杂物。链节选用 24 A 型, 为了保证升运的效率, 在链条上共设有 12 个齿式拢果板。

拢果板运行速度影响油茶果输送效益, 取输送过程中油茶果的收果率与伤果率作为输送效益评价指标, 其中收果率为 30 s 内输送至出料口的油茶果质量占总质量的比例, 伤果率为输送过程中损伤的油茶果质量占总质量的比例。若拢果板运行线速度过大, 拢果板在接触底板油茶果时, 会产生过大的切向力, 影响油茶果聚集, 导致收果效率低, 出现伤果情况; 若齿式拢果板线速度过小, 输送收集油茶果的效率低, 造成果实堆积。所以, 通过选取合适的齿式拢果板运行线速度以实现降低油茶果伤籽、提高油茶果输送效率的目的。

拢果板运行线速度 v_1 为

$$v_1 = 2\pi \frac{n}{60} r \quad (4)$$

式中 n 为链轮转动速度, r/s; r 为链轮齿槽最外缘半径, m。

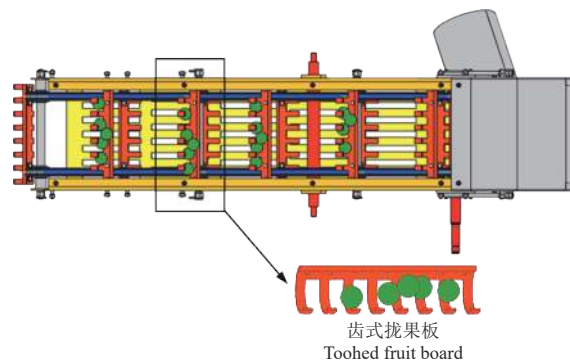


图 9 齿式拢果板升运部件

Fig.9 Toothed fruit collection board lifting and conveying component

选用约 20 斤油茶果分别在齿式拢果板线速度约 2.0、2.5、3.0 m/s 下各进行 3 组试验并记录不同速度下油茶果平均收果率与平均伤果率, 如表 2 所示。在 30 s 内, 线速度为 2.0 m/s 时, 收果率超过 91%, 伤果率低于 2%。由于采用齿式拢果板结构, 树上随果掉落的杂质均能筛落 (除大枝条外), 除杂效果较好。

表 2 不同拢果板线速度下油茶果输送效果

Table 2 Conveying effect of *Camellia oleifera* fruit under different speed of fruit collection board

速度 Speed/(m·s ⁻¹)	收果率 Fruit yield rate/%	伤果率 Fruit damage rate/%
2.0	91.7	1.9
2.5	83.9	2.3
3.0	67.7	3.7

确定齿式拢果板线速度为 2.0 m/s 后继续根据试验结果对输送拢果板进行结构改进: 拢果板齿体外套柔性橡胶, 防止输送过程中损伤果 (籽); 适当缩短拢果板间距, 增大拢果收集频次; 在空间结构允许条件下, 增大了拢果板宽度, 提高了单位时间拢果量, 如表 3 所示。改进后结构使油茶果输送效果进一步提升, 收果率提高至 93.1%, 伤果率下降至 1.1%, 如表 4 所示。

表 3 拢果板参数

Table 3 Parameters of fruit collection board

项目 Items	宽度 Width/mm	间距 Distance/mm	材料 Material	出料口直径 Discharge port diameter/mm
改进前	200	250	钢	80
改进后	220	200	柔性橡胶	108

表 4 拢果板改进前后油茶果输送效果

Table 4 Conveying effects of *Camellia oleifera* fruit before and after improvement of fruit collection board

项目 Items	收果率 Fruit yield rate/%	伤果率 Fruit damage rate/%
改进前	91.7	1.9
改进后	93.1	1.1

(2) 收集装置

如图 10 所示, 收集装置主要由 U 型底座与伞骨 (2 个主动伞骨与 4 个从动伞骨) 组成, U 型底座起到支撑收集输送零部件和定位采收油茶树的作用。如图 10 所示的四杆机构控制主动伞骨开合, 收合角度范围 140°, 四杆机构动力由电动推杆提供, 最大推力为 600 N; 收集伞的伞骨两侧设有魔术贴与伞布相连, 主动伞骨通过伞布拉动从动伞骨抵达预设位置, 最终合拢为倒伞状。

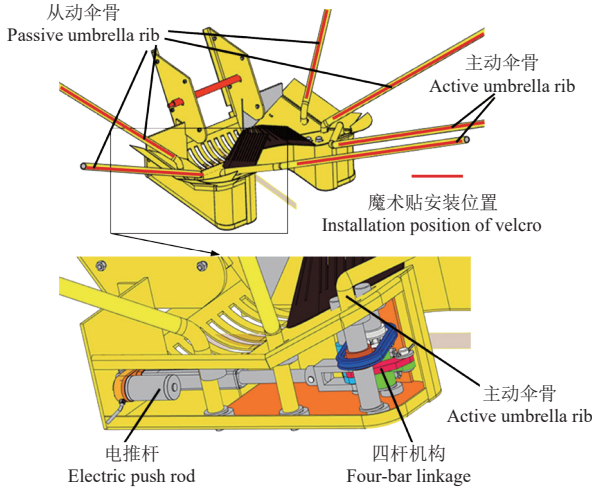


图 10 收集伞底座

Fig.10 Collecting umbrella base

3 行驶性能分析

3.1 动力性能

作业环境与作业对象不同时采收机所需功率会发生改变, 因此以负荷最大时采收机所需功率作为动力选择的依据。整机功率 $P_{\max}$ (kW) 主要由连接装置功率, 采摘功率, 输送功率和最大爬坡时行走功率组成, 可按式 (5) 计算。

$$P_{\max} = \frac{F_i V_i}{\eta_i} + \frac{F_j V_j}{\eta_j} + \frac{2\mu m_1 g v}{\eta_1 \eta_2 \eta_3^2} + P_x$$

$$P_x = \frac{(m_2 g \sin \beta + m_2 g \cos \beta f_g V_{\max})}{\eta_x} \quad (5)$$

式中 F_j 为振动树干所需作用力, N; V_i 与 V_j 分别为连接装置与采摘装置运行速度, m/s; v 为链条线速度, m/s; $V_{\max}$ 为采收机底盘最大运行速度, m/s; P_x 为爬坡时最大行走功率, kW; m_1 为链条和相关连接零件以及被运送物总质量, kg; m_2 为整机质量, kg; g 为重力加速度, $g=9.8 \text{ m/s}^2$, β 为缓坡角度, 取 25° , μ 为摩擦系数, 取 0.15, f_g 为滚动阻力系数, 取 0.3, η_i 为连接装置效率, 取 0.5^[27-28], η_j 为采摘装置传动效率, 取 0.9^[27], η_1 为电机效率, 取 0.95^[29], η_2 为链条效率, 取 0.85^[30], η_3 为轴承效率, 取 0.95^[29], η_x 为底盘的传动效率系数, 取 0.9^[27,31]。由此确定整机功率 $P_{\max}=9.7 \text{ kW}$ 。

综上, 确定轮式油茶果采收机动力采用 QC1100X 柴油机。发动机与机架通过双铰链上悬挂, 液压推力油缸下支撑, 实现三点随坡调整水平位置, 满足发动机动力输出要求。发动机输出连接球笼铰链, 实现万向传动。

3.2 行驶通过性

轮式采收机行驶通过性是指机器在丘陵坡地条件下能够有效稳定移动的性能^[32-34]。在坡地油茶果采摘环境下, 存在横向斜坡行驶、上坡、下坡 3 种情况, 结合轮式底盘通过性设计的主要标准, 对整机进行行驶通过性分析。

3.2.1 横向行驶稳定性

采收机在斜坡横向行驶时, 存在侧翻风险, 对处于

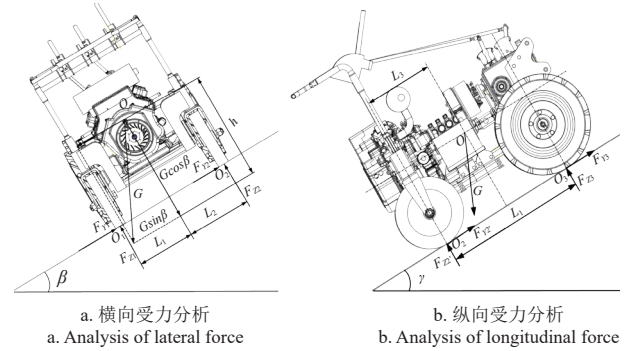
斜坡横向行驶的采收机进行受力分析, 如图 11 所示, 对 O_1 点建立力矩平衡方程:

$$F_{Z2}(L_1 + L_2) + G \sin \beta \cdot L_1 = G \cos \beta \cdot h \quad (6)$$

采收机处于横向极限倾翻状态时 $F_{Z2}=0$, 带入式 (6) 得横向倾翻角最大值 $\beta_{\max}$ 为

$$\beta_{\max} = \arctan\left(\frac{h}{L_1}\right) \quad (7)$$

横向倾翻角受采收机质心高度 h 及其内侧轮距离 L_1 共同影响, 由 inventor 分析模块可得 $h=435.7 \text{ mm}$, $L_1=423.7 \text{ mm}$, 带入式 (7) 求得 $\beta_{\max}=45.5^\circ$ 。



注: O 为采收机质心; O_1 为左侧后轮与斜坡接触位置; O_2 为右侧后轮与斜坡接触位置; O_3 为右侧前轮与斜坡接触位置; h 为采收机质心与斜坡垂直距离, mm; F_{y1} , F_{y2} , F_{y3} 和 F_{z1} , F_{z2} 分别为横向行驶时坡面对左右侧后轮的切向力和法向力, N; F_{x2} , F_{x3} , F_{z2} 和 F_{z3} 分别为纵向爬坡时斜坡对右侧前后轮的切向力和法向力, N; L_1 与 L_2 分别为采收机质心与 O_1 与 O_2 的距离, mm; L 为 O_2 与 O_3 的距离, mm; L_3 为 O_2 与质心的距离, mm; β 为横向行驶的斜坡角度, $^\circ$; γ 为纵向行驶的斜坡角度, $^\circ$ 。

Note: O is the center of mass of the harvester; O_1 is the contact position between the left rear wheel and the slope; O_2 is the right rear wheel and the slope contact position; O_3 is the right front wheel and the slope contact position; h is the vertical distance between the center of mass of the harvester and the slope, mm; F_{y1} , F_{y2} , F_{y3} and F_{z1} , F_{z2} are the tangential force and normal force of the slope to the left and right rear wheels when driving laterally, respectively, N; F_{x2} , F_{x3} , F_{z2} and F_{z3} are the tangential force and normal force of the slope on the right front and rear wheels during longitudinal climbing, respectively, N; L_1 and L_2 are the distance from the center of mass of the harvester to O_1 and O_2 , respectively, mm; L is the distance between O_2 and O_3 , mm; L_3 is the distance between O_2 and the center of mass, mm; β is the slope angle when driving laterally, $^\circ$; γ is the angle of the ramp when driving longitudinally, $^\circ$ 。

图 11 采收机受力分析

Fig.11 Force analysis of harvesters

3.2.2 纵向上下坡稳定性

采收机在上坡匀速行驶时, 整机受力情况如图 11 所示, 忽略橡胶轮变形对 O_3 点建立力矩平衡方程:

$$F_{Z2}L + G \sin \gamma \cdot h_1 = G \cos \gamma \cdot L_3 \quad (8)$$

采收机处于纵向上坡极限倾翻状态时 $F_{Z2}=0$, 带入式 (8) 得纵向上坡倾翻角最大值 $\gamma_{\max}$ 为

$$\gamma_{\max} = \arctan\left(\frac{L_3}{h_1}\right) \quad (9)$$

采收机在下坡匀速行驶时, 受力情况与上坡类似, 对 O_2 点建立力矩平衡方程:

$$F_{Z3}L + G \sin \gamma \cdot h = G \cos \gamma \cdot (L - L_3) \quad (10)$$

采收机处于纵向下坡极限倾翻状态时 $F_{Z3}=0$, 带入式 (10) 得纵向下坡倾翻角最大值 $\gamma'_{\max}$ 为

$$\gamma'_{\max} = \arctan\left(\frac{L - L_3}{h}\right) \quad (11)$$

纵向上坡倾翻角受采收机质心高度与采收机质心离小轮距离 L_3 共同影响, 由 inventor 分析模块可得 $h=435.7$ mm, $L_3=507.1$ mm, 带入式 (9) 与式 (11) 求得 $\gamma_{\max}=49.3^\circ$, $\gamma'_{\max}=35^\circ$ 。

4 样机试验

4.1 试验条件

2023 年 10 月 20 日在长沙市浏阳好韵味油茶果种植基地进行采收试验。试验区域种植面积约 1.5 hm², 株间距 $2.5\sim 3.5$ m 不等, 行距约 3 m, 地形由缓坡过渡为最大 29° 的坡地。

4.2 试验方法

(1) 行驶通过性能: 在试验区域挑选一片林间坡地进行行驶通过性测试, 如图 12 所示, 在 19.2° 坡面以 1 km/h 的速度进行爬坡, 抗倾翻能力试验。

(2) 动力性能(采摘、输送收集以及行驶速度): 采收机共有采摘挡、输送挡、前进挡和倒退挡 4 个档位。在采收机工作时观察采摘、输送稳定性以及是否满足动力要求。在行驶时分别将档位置于前进挡和倒退挡, 并使用定距秒表来测量车辆的稳定性和行驶速度。

(3) 采摘试验: 如图 12 所示, 以采收效率、损花率以及采净率衡量采收效果。采收效率是指采摘 1 株油茶果树所需的时间; 损花率是指采摘 1 株油茶果树掉下的花蕾占该树总花蕾数比率; 采净率是指采收机采摘 1 株油茶后落果质量占该树总果实质量比率。连续采收 10 株种植规范的油茶果树, 计算各项平均指标。

(4) 输送试验: 分别在不同线速度下对油茶果进行输送试验, 统计 30 s 内油茶果出料质量并记录油茶果伤籽情况, 评估输送效果并对升运部件进行速度匹配与结构匹配。



图 12 样机试验

Fig.12 Prototype test

4.3 结果与分析

试验结果如表 5 所示。试验工程中整机行驶速度介于 $0\sim 5$ km/h, 实现了油茶果采收一体化过程, 机动性能较好; 作业结构 $0\sim 300$ mm 可调, 机具最大爬坡角度 19.2° ; 横、纵向倾翻角满足采收机的通过性能要求, 最

大横向倾翻角 15° , 满足坡地采收要求。作业效率约为 40 株/h, 采净率不低于 85% , 损花率不超过 8% 。

表 5 样机性能试验结果

Table 5 Prototype performance test result		
项目 Items	设计值 Design values	试验结果 Test results
采收效率/(株·h ⁻¹)	≥ 30	≈ 40
损花率/%	≤ 10	≤ 8
采净率/%	≥ 80	≥ 85
行驶速度/(km·h ⁻¹)	$0\sim 5$	$0\sim 5$
作业机构调节高度/mm	$0\sim 300$	$0\sim 300$
爬行坡度/(°)	≥ 15	19.2
横向倾翻角/(°)	≥ 12	15

受现有种植环境的影响, 目前机具采收作业存在以下限制: ①由于油茶树主干不明显且分叉多, 种植密度较大、冠幅大而垂。为保证收集伞布展开时既不被周围树冠影响, 又不干涉 U 型底座和夹持机构运动, 因此, 夹持机构的有效作用直径应控制在 250 mm 以内, 这使得树干分叉严重的油茶树很难实现机械化采收; ②果实掉落到伞布后进行收集, 并由输送机构运输装袋, 但由于油茶树主干离地高度较小, 绝大部分低于 400 mm, 使得收集、输送机构在 U 型口狭小空间内展开难度大, 总有少部分果实存留在 U 型口底部。因此, 规范化、宜机化油茶种植对采收机的结构设计与高效使用至关重要, 机艺融合才能发挥机器的最大效能。

5 结 论

1) 研制了一种丘陵坡地油茶果采摘、收集与输送作业的轮式油茶果采收一体机, 介绍了机具作业过程, 重点阐释了采摘、收集与运输结构及功能, 得到关键结构和设计参数。

2) 试验验证表明, 发动机随坡调整与链式输送装置能满足坡地作业需求, 机具最大爬坡角度 19.2° , 最大横向倾翻角 15° 。

3) 环抱夹持振动器与收集伞机构保证了油茶果高效采收功能的实现, 试验采收效率约为 40 株/h, 采净率不低于 85% , 损花率不超过 8% 。

【参 考 文 献】

- [1] 顾仲阳. 2025 年全国油茶种植面积将达 9000 万亩以上[N]. 人民日报, 2023-01-10 (15).
- [2] 彭雅惠. 湖南实现油茶发展“三年行动”良好开局[N]. 粮油市场报, 2024-01-04 (002).
- [3] 周长友. 高质高效发展油茶产业, 保障国家粮油安全[N]. 湖南日报, 2024-03-12 (004).
- [4] 江西省推动油茶产业高质量发展三年行动计划 (2023-2025 年) [N]. 江西日报, 2023-08-30 (009).
- [5] 郭尽美. 为油茶产业高质量发展织密“保障网” [N]. 中国财经报, 2023-08-05 (001).
- [6] 伍德林, 杨俊华, 刘芸, 等. 我国油茶果采摘装备研究进展与趋势[J]. 中国农机化学报, 2022, 43(1): 186-194. WU Delin, YANG Junhua, LIU Yun, et al. Research progress and trend of camellia fruitpicking equipment in China[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2022, 43(1): 186-194. (in Chinese with English abstract).
- [7] 师树谦, 王亚磊. 农业机器人技术现状与发展趋势[J]. 新疆

- 农机化, 2023(3): 12-16.
- SHI Shuqian, WANG Yalei. Current technical situation and development trend of agricultural robot[J]. Xinjiang Agricultural Mechanization, 2023(3): 12-16. (in Chinese with English abstract).
- [8] 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): 4-12. TANG Jingyu, FAN Zhiyuan, QU Zhenxing, et al. Research status and prospect of mechanical vibrating forest fruit harvesting equipment abroad[J]. Forestry Machinery & Woodworking Equipment, 2024, 52(1): 4-12. (in Chinese with English abstract).
- [9] 罗陆锋, 邹湘军, 熊俊涛, 等. 自然环境下葡萄采摘机器人采摘点的自动定位[J]. 农业工程学报, 2015, 31(2): 14-21. LUO Lufeng, ZOU Xiangjun, XIONG Juntao, et al. Automatic positioning for picking point of grape picking robot in natural environment[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(2): 14-21. (in Chinese with English abstract).
- [10] BULANON D M, OKAMOTO H, HATA S I. Feedback control of manipulator using machine vision for robotic apple harvesting[C]// 2005 ASAE Annual Meeting. Michigan, USA: American Society of Agricultural and Biological Engineers, 2005.
- [11] SCARFE A J, FLEMMER R C, BAKKER H H, et al. Development of an autonomous kiwifruit picking robot[C]// 2009 4th International Conference on Autonomous Robots and Agents. Wellington, New Zealand: IEEE, 2009: 380-384.
- [12] 罗时挺, 饶洪辉, 张立勇, 等. 齿梳拨刀式油茶果采摘装置设计与试验[J]. 农机化研究, 2017, 39(2): 84-88. LUO Shiting, RAO Honghui, ZHANG Liyong, et al. Design and experiment of tooth comb type device for camellia fruits picking[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2017, 39(2): 84-88. (in Chinese with English abstract).
- [13] 李赞松. 油茶果采摘试验台的设计与研究[D]. 合肥: 安徽农业大学, 2017. LI Songzan. The Design and Research of Camellia Oleifera Picking Test Stand[D]. Hefei: Anhui Agricultural University, 2017. (in Chinese with English abstract).
- [14] 杜小强, 宁晨, 杨振华, 等. 跨式油茶果收获机履带底盘行走液压系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2023, 54(3): 139-147. DU Xiaoqiang, NING Chen, YANG Zhenhua, et al. Design and experiment of hydraulic system for crawler chassis of straddle type camellia oleifera fruit harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(3): 139-147. (in Chinese with English abstract).
- [15] 杜小强, 韩鑫涛, 沈腾飞, 等. 基于 5R 并联机构的二自由度树冠振动装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2023, 54(4): 96-106. DU Xiaoqiang, HAN Xintao, SHEN Tengfei, et al. Design and experiment of two-degree-of-freedom canopy shaking equipment based on 5R parallel mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(4): 96-106. (in Chinese with English abstract).
- [16] 陈志, 周林, 赵博, 等. 玉米收获机底盘车架疲劳寿命研究[J]. 农业工程学报, 2015, 31(20): 19-25. CHEN Zhi, ZHOU Lin, ZHAO Bo, et al. Study on fatigue life of corn harvester chassis frame[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(20): 19-25. (in Chinese with English abstract).
- [17] 姚艳春, 宋正河, 杜岳峰, 等. 玉米收获机车架应力及模态数值模拟焊点模型优选[J]. 农业工程学报, 2016, 32(24): 50-58. YAO Yanchun, SONG Zhenghe, DU Yuefeng, et al. Optimization of welding point model for stress and modal numerical simulation of corn harvester frame[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2016, 32(24): 50-58. (in Chinese with English abstract).
- [18] 吴伟斌, 廖劲威, 洪添胜, 等. 山地果园轮式运输机车架结构分析与优化[J]. 农业工程学报, 2016, 32(11): 39-47. WU Weibin, LIAO Jinwei, HONG Tiansheng et al. Analysis and optimization of the frame structure of wheeled transport aircraft in mountainous orchards[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2016, 32(11): 39-47. (in Chinese with English abstract).
- [19] 王金武, 唐汉, 沈红光, 等. 高地隙折腰式水田多功能动力底盘设计与试验[J]. 农业工程学报, 2017, 33(16): 32-40. WANG Jinwu, TANG Han, SHEN Hongguang, et al. Design and testing of a multifunctional power chassis with high clearance folding waist for paddy fields[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2017, 33(16): 32-40. (in Chinese with English abstract).
- [20] 陈志. 农业机械设计手册[M]. 北京: 中国农业科学技术出版社, 2007.
- [21] 高自成, 赵凯杰, 李立君, 等. 悬挂振动式油茶果采摘执行机构设计与试验[J]. 农业工程学报, 2019, 35(21): 9-17. GAO Zicheng, ZHAO Kaijie, LI Lijun, et al. Design and experiment of suspended vibratory actuator for picking Camellia Oleifera fruits[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2019, 35(21): 9-17. (in Chinese with English abstract).
- [22] 高连兴, 王得伟, 董华山, 等. 链杆式花生起收机翻转放铺装置的设计与试验[J]. 沈阳农业大学学报, 2016, 47(1): 57-63. GAO Lianxing, WANG Dewei, DONG Huashan, Design and test of turnover laying device of peanut harvester[J]. Journal of Shenyang Agricultural University, 2016, 47(1): 57-63. (in Chinese with English abstract).
- [23] 郭世鲁. 小型马铃薯收获机关键部件的优化与试验研究[D]. 石河子: 石河子大学, 2016. GUO Shilu. Optimization and Experimental Research on Key Components of Small Potato Harvester[D]. Shihezi: Shihezi University, 2016 (in Chinese with English abstract).
- [24] 焦海涛, 高清海, 张亚振, 等. 大蒜收获机链杆式输送链的运动分析[J]. 河北农机, 2017(1): 17-18.
- [25] 王密, 庄卫东, 宋江. 平贝母收获机反向升运器的设计与试验[J]. 农机化研究, 2018, 40(8): 75-79. WANG Mi, ZHUANG Weidong, SONG Jiang, et al. Design and experiment of the reverse elevator of fritillaria harvester[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2018, 40(8): 75-79. (in Chinese with English abstract).
- [26] 田杨秋, 阿力木·买买提吐尔逊, 韩长杰, 等. 基于不同机型的玉米收获机升运器设计试验研究[J]. 农机化研究, 2022, 44(6): 88-92. TIAN Yangqiu, ALYM-Memettsun, HAN Changjie, et al. Research on the design and experiment of elevators based on different types of corn harvesters[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2022, 44(6): 88-92. (in Chinese with English abstract).
- [27] 成大先. 机械设计手册: 第 4 卷[M]. 5 版. 北京: 化学工业出版社, 2011.
- [28] 乔志东. 芦苇笋采收机液压系统的设计与研究[D]. 中南林业科技大学, 2023. QIAO Zhidong. Design and Research on Hydraulic System of Reed Bamboo Shoot Harvester[D]. Changsha: Central South

- University of Forestry and Technology, 2023. (in Chinese with English abstract).
- [29] 黄坚, 郭中醒. 实用电机设计计算手册[M]. 上海科学技术出版社, 2014.
- [30] 孟繁忠. 链传动技术手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2016.
- [31] 谢豪. 油茶果采收机行走控制系统设计与性能测试[D]. 长沙: 中南林业科技大学, 2023.
- XIE Hao. Design and Performance Test of Camellia Fruit Harvester Walking Control System[D]. Changsha: Central South University of Forestry and Technology, 2023. (in Chinese with English abstract).
- [32] 刘宏新, 郑利双, 徐高伟, 等. 标准四驱水田自走底盘转向驱动桥设计与工程结构分析[J]. 农业工程学报, 2015, 31(8): 54-60.
- LIU Hongxin, ZHENG Lishuang, XU Gaowei, et al. Design and engineering structural analysis of standard four-wheel drive paddy field self-propelled chassis steering drive axle[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(8): 54-60. (in Chinese with English abstract).
- [33] 沈红光. 高地隙折腰式水田动力底盘设计与试验[D]. 哈尔滨: 东北农业大学, 2017.
- SHENG Hongguang. Design and Experiment of High-Clearance Roll-Waist Power Chassis for Paddy Field[D]. Harbin: Northeast Agricultural University, 2017 (in Chinese with English abstract).
- [34] 郭浩亮, 穆希辉, 杨小勇, 等. 四橡胶履带轮式车辆转向力学性能分析与试验[J]. 农业工程学报, 2016, 32(21): 79-86.
- GUO Haoliang, MU Xihui, YANG Xiaoyong, et al. Mechanics properties analysis and test of four rubber tracked assembly vehicle steering system[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2016, 32(21): 79-86. (in Chinese with English abstract).

Development of a wheeled integrated machine for *Camellia oleifera* fruit harvesting in hilly and mountainous areas

PENG Yuxuan, LIAO Kai^{*}, XU Shiyu, CHEN Fei, LI Lijun, TANG Gangche, LUO Hong

(Engineering Research Center for Forestry Equipment of Hunan Province, Central South University of Forestry and Technology, Changsha 410004, China)

Abstract: *Camellia* oil is one of the most significant woody oil crops in the hilly and mountainous regions of south China. Manual harvesting cannot fully meet the large-scale production, due to the minimal site conditions, tree management, and mechanization levels. Fruit harvesting has significantly hindered the rapid development of the *Camellia* oil industry, particularly for the labor-intensive, time-consuming, and costly. Therefore, mechanical harvesting has been crucial to increase the self-sufficiency rate for the large-scale production of *Camellia* oil. In this study, a wheeled integrated harvester was designed to harvest the *Camellia oleifera* fruits. There was the walking mechanism (chassis, and control system), a connecting mechanism (connecting device), and an operating mechanism (harvesting device, collection and conveying device), with a power rating of 17 kW. The walking wheel was designed as the iron high-pattern rubber wheel. The grip has fully met the requirement of walking on slopes. Rapid harvesting and automated collection were realized for the *Camellia oleifera* fruits. The machine was measured by 2 340 mm in length, 800 mm in width, and 1 150 mm in height. The picking device and collection system were connected to the chassis via a lifting device. The harvesting mechanism was maintained perpendicular to the trunk during operation on slopes. The lifting device was used to control the position of the operating mechanism, according to the passing performance and operational requirements of the machine. The structure of the whole harvesting machine was more compact, according to the vibration theory of fruit picking. The tree body was vibrated to keep the machine still. It was necessary to reasonably arrange the machine components for the vibration isolation. Specifically, the vibration generator was placed behind the conveying mechanism and flexibly suspended on the frame. A chain delivery device was designed to meet the requirements of *Camellia oleifera* fruit delivery. The comparative tests were conducted on the speed and transmission at the linear speed of 2.0 m/s. The key contact components were optimized to obtain a final fruit harvesting rate of 93.1% and a damaged fruit rate of 1.1%. Elongated holes were used to remove some impurities on the bottom of the equipment's distribution device and the concave surface of the contact part. Some impurities were removed to automatically screen during delivery. The wheeled chassis power and structure were matched to meet the requirements of chassis layout and power transmission. The installation angle of the diesel engine was adjusted with the slope. The main transmission was used as a worm gear system. Safe parking was realized to ensure the engine's reliability and safety on slopes. Test results show that the harvester was operated efficiently to cover 40 trees per hour, with a picking net rate exceeding 85% and a flower loss rate below 8%. The speeds of the machine ranged from 0 to 5 km/h, with a height adjustment range of 0 to 300 mm. The machine was used to climb the slopes with an angle of up to 19° and a maximum lateral tipping angle of 15°, meeting all operational requirements for slope terrain. Standardized and mechanized *Camellia oleifera* planting is crucial to the structural design and efficient use of machinery. The integrated machinery can be expected to achieve the maximum efficiency of production.

Keywords: agricultural machinery; experiment; wheeled; *Camellia oleifera* fruit; harvesting machine