

一种采茶设备的研究

谭建宝, 王彤, 伍健, 王思佳, 成兴, 赵文棋, 张茂林, 陈海伦, 黄彪
贵州理工学院机械工程学院, 贵州 贵阳

收稿日期: 2022年11月27日; 录用日期: 2022年12月23日; 发布日期: 2022年12月31日

摘要

针对采茶机在山地茶园工作时受地形的限制、茶叶采摘效率不高、采摘位置没有选择性、采茶质量不达标等问题, 本文以适用于山地茶园的一种自走式采茶设备为研究对象, 首先, 通过分析茶园环境, 合理设计采茶设备的结构和工作性能参数用solidworks进行了三维建模, 接着对茶叶采摘力学性能进行分析; 对采摘装置双滚刀切割式的采摘器进行运动分析, 分析结果表明双滚刀采摘器能保证茶叶完整性, 提高茶叶质量; 对升降移动装置、履带移动装置进行了稳定性分析, 分析结果表明升降装置能够适应不同茶园, 实现不同高度位置的茶叶采摘, 履带能够满足于复杂的山地地形, 大大提高了移动效率和攀爬能力。

关键词

自走式采茶机, 茶叶采摘力学性能分析, 双滚刀采摘器, 履带, 稳定性分析

Research on the Tea Picking Equipment

Jianbao Tan, Tong Wang, Jian Wu, Sijia Wang, Xing Cheng, Wenqi Zhao, Maolin Zhang, Hailun Chen, Biao Huang

School of Mechanical Engineering, Guizhou Institute of Technology, Guiyang Guizhou

Received: Nov. 27th, 2022; accepted: Dec. 23rd, 2022; published: Dec. 31st, 2022

Abstract

Aiming at the problems such as the limitation of terrain, the low efficiency of tea picking, the non selectivity of picking position, and the substandard quality of tea picking when the tea picking machine works in the mountain tea garden, this paper takes a self-propelled tea picking equipment suitable for the mountain tea garden as the research object. First, through the analysis of the

tea garden environment, the structure and working performance parameters of the tea picking equipment are reasonably designed and three-dimensional modeling is conducted with solid-works, and the mechanical performance of tea picking is analyzed, Then, the motion analysis of the double hob cutter of the picking device is carried out. The analysis results show that the double hob cutter can ensure the integrity of tea and improve the quality of tea. The stability and analysis of lifting device and crawler device shows that the lifting device can adapt to different tea gardens and achieve tea picking at different heights; the crawler can meet the complex mountain terrain, greatly improving the mobility and climbing ability.

Keywords

Self Propelled Tea Picker, Analysis of Tea Picking Mechanical Performance, Double Hob Picker, Crawler, Stability Analysis

Copyright © 2022 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

中国是最先开始使用茶叶的国家，也是世界上主要的茶叶种植、消费、出口国家之一，截至 2021 年底，我国茶叶种植面积 4605.26 万亩、产值 2500 亿元。大多茶园以山地为主，95% 以上的茶园属于坡度大于 15° 小于 25° 的缓坡茶园和坡度大于 25° 的陡坡茶园[1] [2]，“地无三里平”山地地形严重制约了茶园机械化的发展，目前自动化程度较高的自走式采茶机无法适应许多茶园复杂地形，单靠人工肩扛手提的小型采茶机，无法满足茶叶采摘季节采茶忙的需求，同时也不符合如今发展农业现代化的要求，需要一台能适应山地茶园大坡度、阶梯地、生产道路差等复杂环境的自走式采茶机。

自走式采茶机具有较强的机动性，自动化程度较高，连续作业时间长，工作效率大幅提高的同时，所需的人工成本降低。但由于体型较大，受工作环境限制，其应用相对较少。2012 年，农业部南京农业机械化研究所设计研发了我国首台履带乘坐式全自动采茶机，该采茶机利用液压方式驱动，使之适应丘陵、平地等多种路况，并且在茶叶切割和收集方面，采用了上下型割刀往复式切割方式和双风叶集叶系统，工作时速度快、茶叶收集能力强[3]。

本文以自走式乘坐式采茶机设备为研究对象，去解决采茶机难以在山地行走和采摘过程中，可能会出现茶叶堵塞或缠绕刀架、误切到直径较大的茶秆或其他植物，导致工作效率低茶叶质量不达标等现象，帮助提高茶叶采摘效率和茶叶质量，为我国茶叶产业发展奠定基础。

2. 自走式乘坐式采茶机结构设计

目前，贵州省内的茶叶采摘主要以人工为主，每到采茶期就需要大量的采茶工，但是近年来的劳动力短缺和人工成本迅猛增长，频繁导致用工难和用工贵等现象发生。虽然部分茶园在采摘时使用单人或双人采茶机，如图 1 所示，但这类小型便携式采茶机的采摘效率还是难以满足采摘季节巨大的工作量需求，同时还需要使用者采用背负或手提等方式操作，对使用者的体力消耗巨大，无法满足长时间工作要求。

针对贵州省自走式采茶机的空白，设计了一种适用于贵州山地茶园的自走式乘坐式采茶机，该采茶

机主要根据贵州省复杂的地理环境进行设计, 为了获得较强的地形通过性、环境适应性、采摘效率等, 本文重点对茶叶采摘装置的双滚刀采摘器、履带移动装置的稳定性进行研究分析, 因此对其性能上提出一定的要求, 主要如下:



Figure 1. (a) Single person electric tea picking machine; (b) Single person knapsack tea picking machine
图 1. (a) 单人电动采茶机; (b) 单人背负式采茶机

1) 采茶机应对不同高度和宽度的茶笼具有较好的适应性, 结合目前对茶叶种植管理的研究, 一笼茶树的宽度约为 60~80 cm, 机械采摘的茶树高度为 70~80 cm [4]。所以自走式采茶机的采摘装置可采摘宽度范围为 60~85 cm、高度范围为 70~90 cm。

2) 针对贵州茶园大部分属于坡度大于 15°小于 25°的缓坡茶园和坡度大于 25°的陡坡茶园, 且贵州省内梅雨天气较多, 道路易积水湿滑。要求自走式采茶机具有较强的爬坡能力、山地通过能力、行走稳定性, 即能攀爬坡度 30°左右的陡坡, 速度 0~4 m/s, 且底盘最低高度至少为 20 cm, 牵引力 2000 N。

3) 为满足采茶季节的工作量需求, 要求自走式采茶机的连续工作时间至少为 8 h。

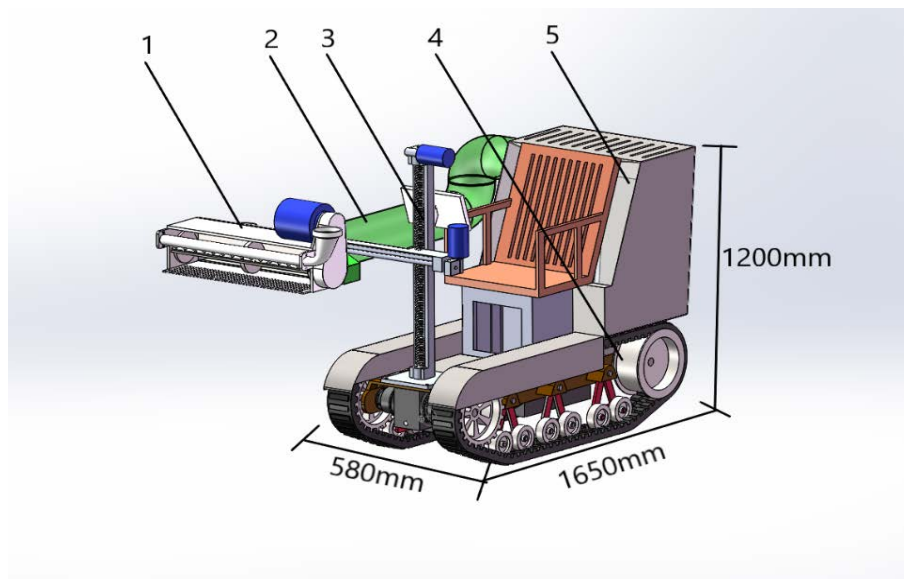
4) 限于茶笼间的间距, 以及该采茶机因具有较高灵活性, 自走式采茶机的整体尺寸不超过 1.8 × 0.6 × 1.5 m。

5) 自走式采茶机操作简单方便, 结构牢固可靠, 工作稳定。

6) 自走式采茶机运行噪音小, 使用安全, 不污染茶园。

2.1. 采茶机的三维模型

自走式乘坐式采茶机主要由茶叶采摘装置、茶叶收集储存装置、采摘器升降和平移装置、底盘移动装置组成, 参考现有采茶机的整机尺寸以及山地茶园茶叶种植情况, 运用 solidworks 进行三维建模, 采茶机的总体尺寸小于 1.8 m × 0.6 m × 1.5 m。其结构如图 2 所示。底盘移动装置为采茶机提供行走功能, 为实现攀爬较大角度陡坡, 以及松软或湿滑路面的移动能力, 采用履带式的移动方式, 提供较大的地面接触面积和摩擦力, 保证自走式采茶机的通过性能和稳定性。采摘器升降和平移装置可以让茶叶采摘装置在垂直方向和水平方向上下或左右移动, 以适应不同宽度和高度的茶笼, 增大采茶机的应用范围。茶叶收集存储装置的作用是将摘下的茶叶进行收集和存储, 其采用风力吹送能最大程度上避免对茶叶造成损伤。茶叶采摘装置负责将可采摘茶叶切下, 同时应尽量避免切到茶叶叶片, 保证茶叶的完整性。



1 - 茶叶采摘装置, 2 - 茶叶收集装置, 3 - 采摘器升降平移装置, 4 - 底盘移动装置, 5 - 茶叶存储箱

Figure 2. Three dimensional modeling diagram of self-propelled tea picking machine

图 2. 自走式采茶机三维建模图

2.2. 采茶机工作原理

自走式采茶机主要由底盘移动装置、采摘器升降和平移装置、茶叶采摘装置、茶叶收集储存装置组成, 如图 3。

自走式采茶机集茶叶采摘、茶叶收集、茶叶存储和整机移动为一体, 具有采摘效率高、茶叶完整度高、使用成本低等特点。采茶机使用电力驱动, 启动后, 操作控制面板, 控制底盘移动装置将采茶机移动到两行茶笼之间; 然后根据茶树的高度调节采摘器升降装置将茶叶采摘装置移动到合适的高度, 再由茶笼的宽度, 调节采摘器平移装置将茶叶采摘装置水平移动到适当位置; 接着启动茶叶采摘装置和收集装置, 最后以一定的速度控制采茶机平稳地向前走, 即可完成一行茶笼的采摘, 其工作流程如图 3 所示。

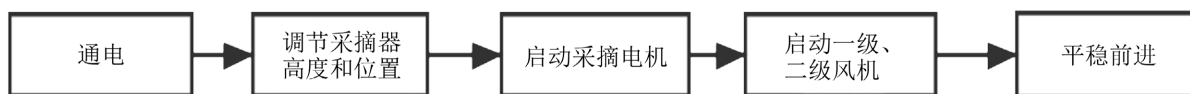


Figure 3. Working flow chart of self-propelled tea picker

图 3. 自走式采茶机工作流程图

3. 茶叶采摘装置研究分析

3.1. 茶叶采摘力学性能分析

茶叶采摘剪切力学分析可以得出茶叶采摘时所需的力学参数, 而剪切力学参数则是科学合理设计采茶机的基础。影响茶叶剪切力学参数的因素较多, 如: 茶叶种类、剪切位置、季节、气候条件等。因此, 充分考虑和分析影响茶叶剪切力学参数的因素, 找到合适的剪切参数, 对提高茶叶采摘效率和保证茶叶质量有很大的帮助。

对茶叶采摘剪切力影响最大的是剪切位置, 不同的剪切位置, 茎梗的横截面积不同, 所需的剪切力

差别也较大。采摘茶叶时，不同的剪切位置，对应不同的茶叶等级，目前，茶叶主要划分为三个等级，分别为：一芽一叶、一芽二叶、一芽三叶，参考曹望成等人对茶树新梢力学试验机的研制[5]，不同等级的茶叶，其平均剪切面积和剪切力如表 1 所示。

Table 1. Shear area and average shear force of different grades of tea

表 1. 不同等级茶叶剪切面积与平均剪切力[5]

等级	茎梗截面积/mm ²	剪切力/N
一芽一叶	2.42	0.82
一芽二叶	3.17	1.26
一芽三叶	3.59	2.59

茶叶采摘时所需的剪切力由剪切茶叶茎梗的理论剪切力和茶叶采摘装置运行时的阻力组成。在润滑良好、工作正常的情况下，采摘装置运行阻力是很小的，因此，采摘剪切力主要由理论剪切力决定，在采摘茶叶时，大部分情况是一片切割刀片同时切割多株茶叶，因此可用切割多株茶叶时的平均剪切力等效为理论剪切力。

3.2. 双滚刀采摘器的运动分析

切割器是茶叶采摘机中的关键执行部件，主要功能是切割茶叶茎秆，因此，切割器的工作性能将直接影响采茶机的采摘效率和茶叶质量。在机械采摘中有三种方式，分别为：往复切割式、旋转滚刀式、水平勾刀式，我们对其中的旋转滚刀式切割器进行了以下运动分析。如图 5

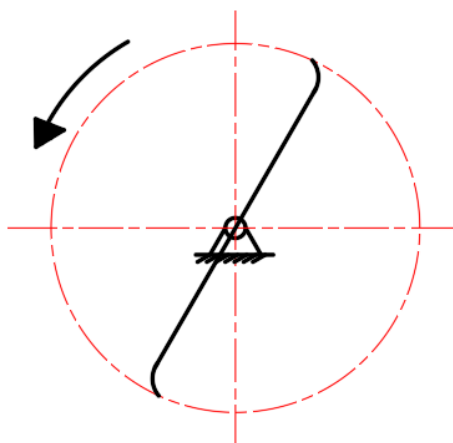


Figure 4. Double knife rolling cutter

图 4. 双刀滚切式切割器

双滚切刀工作时，有两个方向的分运动，一个是采茶机前进的速度 v ，另一个是双滚切刀的旋转角速度 ω ，所以，双滚切刀的绝对运动是两种运动的合成，其运动方程为：

$$X = R \left(\cos \theta + \frac{v}{u} \theta \right) \quad (3.1)$$

$$Y = R \sin \theta \quad (3.2)$$

式中： R - 双滚切割刀的工作半径；

θ - 时间 t 内双滚切刀转过的角度， $\theta = 2\omega t$ 。

根据双滚刀的运动方程，绘制出滚刀的运动轨迹，其运动轨迹为摆线[6]，如图 5 所示。

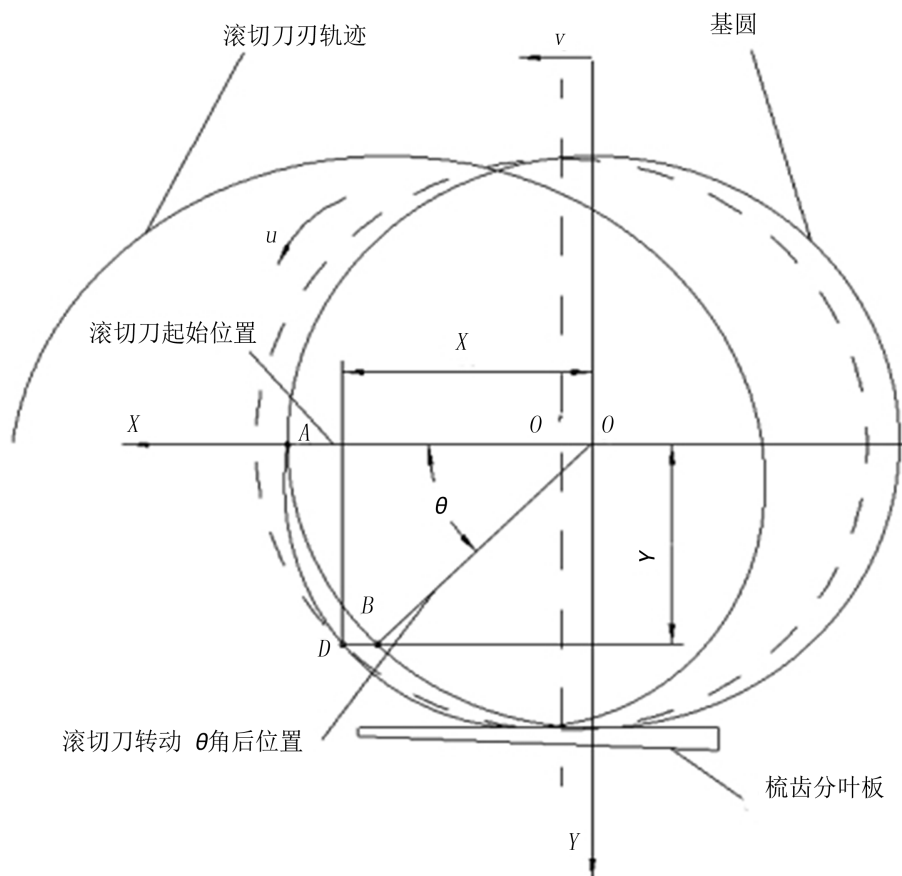


Figure 5. Track of a point on the double knife rotary cutting cutter
图 5. 双刀滚切式切割器上一点轨迹

采茶机工作性能参数确定后，采茶机前进速度 v 和滚切刀角速度 ω 为定值，则双滚切刀刀刃处的圆周速度 u 为：

$$U = \omega R \tag{3.3}$$

从式 3.3 中可以看出，双滚切刀的绝对运动轨迹与采茶机前进速度 v 和双滚切刀角速度 ω 的比值呈正比关系，而工作半径 R 不会对双滚切刀的运动轨迹造成影响，轨迹的形状由

$$\frac{v}{u}$$

决定。

双滚切刀两刀片间隔 180° 安装时，其滚动切割图如图 6 所示。其中，I 为第 1 把切割刀的刀刃口运动轨迹，II 为第 2 把切割刀刀刃口的运动轨迹， h 为留茬高度， l 为切割茶叶的长度， R 为双滚切刀的工作半径。1 与 3 线间的面积 ICFG 以及 2 与 4 线间面积 ABFH 分别表示轨迹 I 与轨迹 II 滚刀旋转 1 圈应该切割的芽叶区段。

双滚切刀切割茶叶长度 l 为：

$$L = R - R \sin \theta = R \left(1 - \frac{v}{u} \right) \tag{3.4}$$

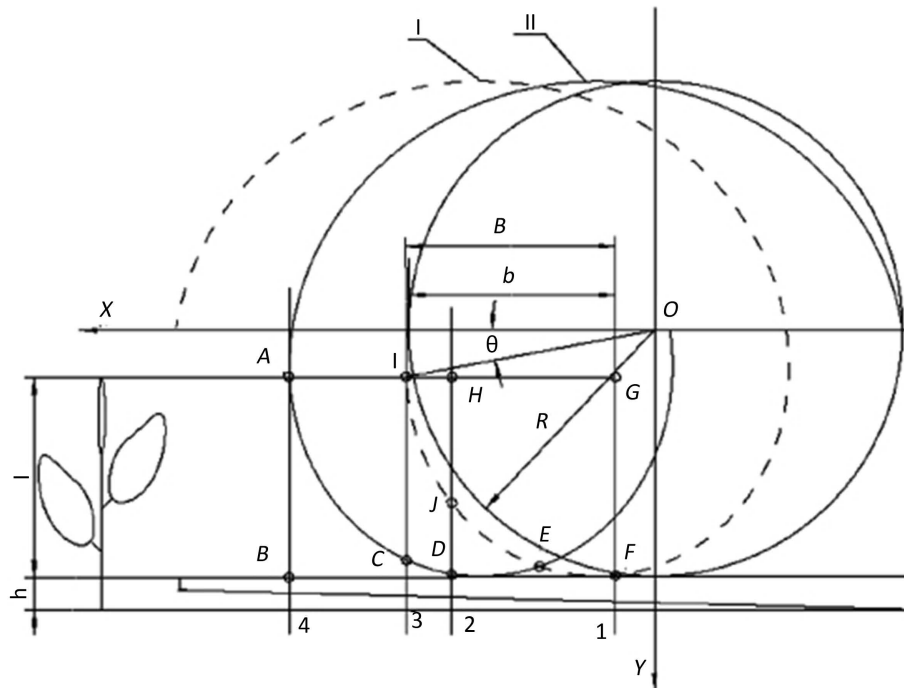


Figure 6. Cutting diagram of double hob cutter
图 6. 双滚切刀切割图

式(3.4)可知,当滚刀 R 一定时,滚切刀理论上合理切割芽叶的最大长度只与 v/u 有关, v/u 愈小,摆环愈大, l 也增大。一般来说,要求切割的茶青愈长, R 也应愈大;而滚刀的工作半径越大,对切割芽叶长度的适应性就越好。但如果工作半径 R 过大,会将离刀底较远而又处于切割区的茶叶打碎,同时留茬高度 h 越高,能使进入切割区的茶叶尽快被切割,有利于降低茶叶破碎率。结合可采摘茶叶的平均长度,可以确定双滚切刀工作半径 $R = 50 \text{ mm}$, $h = 25 \text{ mm}$,切刀长度 $L = 580 \text{ mm}$ 。

通过上述分析,可以得出采茶机移动速度与切割刀转速的比值是影响双滚切刀切割质量的关键因素。参考上海农机所绘制的双滚刀 v/u 切割图,分析出双滚切刀 $v/u = 1/4.6$ 左右时的切割效果最好,在保证茶叶采摘效率的同时,提高茶叶的完整率。而参考李长虹等人对便携式双滚切刀采茶机运动分析的研究[5],发现 v/u 取值在 $[0.275, 0.4]$ 之间的茶叶完整率最高,且理论上当 $v/u = 0.3$ 时,茶叶的破碎率为0,即取 $v/u = 0.3$ 。参考自走式采茶机工作的移动速度为 $0 \sim 4 \text{ km/h}$,考虑采茶机的工作效率和采摘质量,取 $v = 2 \text{ km/h} = 0.556 \text{ m/s}$ 。则双滚切刀的圆周速度 u 为:

$$U = \frac{v}{0.3} = \frac{0.556}{0.3} = \frac{1.853 \text{ m}}{\text{s}} \quad (3.5)$$

双滚切刀的转速 n 为:

$$N = \frac{v}{2\pi R} = \frac{1.853}{2 \times 0.05\pi} = \frac{5.901 \text{ r}}{\text{s}} = \frac{354.076 \text{ r}}{\text{min}} \quad (3.6)$$

式中: R - 双滚切刀旋转半径, $R = 0.05 \text{ m}$ 。

双滚切刀旋转一周移动距离 S 为:

$$S = 2\pi R \frac{v}{u} = 2 \times 0.05\pi \times 0.3 = 0.094 \text{ m} \quad (3.7)$$

双滚切刀切割茶叶长度 l 为:

$$L = R \left(1 - \frac{v}{u} \right) = 0.05 \times (1 - 0.3) = 0.035 \text{ m} \quad (3.8)$$

结合 3.1 节对茶叶切割特性分析, 参考曹望成等人对茶树新梢剪切力学特性的研究中[7]提出的最大理论剪切力计算公式:

$$F_0 = F \times D \times A \quad (3.9)$$

$$F_0 = 2.59 \times 2500 \times \frac{30 \times 0.556 \times 0.58}{67.814} = 925.925 \text{ N}$$

式中: F_0 - 切割器最大理论剪切力;

F - 茶叶的平均剪切力, $F = 2.59 \text{ N}$;

D - 采摘面上的可采摘茶叶密度, 一般在 2000~3500 个/ m^2 内选取, 取 $D = 2500$ 个/ m^2 ;

A - 切割区面积, $A = \frac{30vL}{f}$, f 为切割频率 $f = \frac{2\pi}{uR} = 67.814 \text{ Hz}$ 。

最大理论切割功率 P_0 为:

$$P_0 = \frac{F_0 u}{1000} = \frac{925.925 \times 1.853}{1000} = 1.715 \text{ kW} \quad (3.10)$$

通过上述分析计算, 得出了茶叶采摘装置的运动和工作参数, 如表 2 所示。

Table 2. Movement and working parameters of tea picking device

表 2. 茶叶采摘装置的运动和工作参数

项目	代号	数值
刀刃圆周速度	u	1.853 m/s
双滚切刀转速	n	354.067 r/min
双滚切刀旋转一周移动距离	S	94 mm
双滚切刀切割茶叶长度	l	35 mm
双滚切刀切割区面积	A	0.143 m^2
最大理论切割力	F_0	925.925 N
最大理论切割功率	P_0	1.715 kW

3.3. 升降平移装置

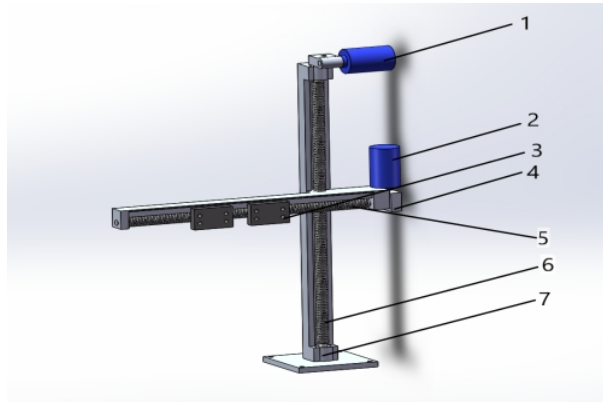
为了让采摘器能够有选择性的去采摘不同高度、不同大小的茶叶, 我们增加了升降和平移装置分别由两根交叉垂直的丝杆和轨道、两个涡轮蜗杆减速器、以及两个驱动电机组成, 其结构如图 7 所示。

并对丝杆的受压稳定进行分析计算, 根据茶叶采摘装置的结构设计, 进行建模分析后可知其质量 M_n 约为 23 kg, 则升降装置的轴向载荷 F_0 为:

$$F_0 = M_n g \quad (3.11)$$

$$F_0 = 23 \times 9.8 = 225.4 \text{ N}$$

通常实际工程中设计升降丝杆时, 一般取计算载荷为实际载荷的 2~3 倍, 考虑到升降装置还需承受平移部分的重量, 所以取计算载荷 $F_m = 3F_0 = 676.2 \text{ N}$, 设计滑台轴向工作速度 $v_m = 0.003 \text{ m/s}$, 行程 $S_m = 700 \text{ mm}$ 。



1 - 升降电机, 2 - 平移电机, 3 - 平移滑块, 4 - 平移轨道,
5 - 平移丝杆, 6 - 升降丝杆, 7 - 升降轨道

Figure 7. Lifting and translating device

图 7. 升降平移装置

1) 丝杆受压稳定性计算

升降丝杆两端径向和轴向约束, 因此可看作两端固定, 长度系数 $\mu = 0.5$ 。

① 惯性半径 i

$$i = \frac{d_3}{4} \quad (3.12)$$

$$i = \frac{7.500}{4} = 1.875$$

② 丝杆柔度 λ_s

$$\Lambda_s = \frac{\mu S_m}{i} \quad (3.13)$$

$$\lambda_s = \frac{0.5 \times 700}{1.875} = 186.667 > 100$$

③ 临界载荷 F_{cr}

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(\mu S_m)^2} \quad (3.14)$$

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \times 2.06 \times 10^5 \times 155.315}{(0.5 \times 700)^2} = 2575.165 \text{ N}$$

式中: E - 丝杆材料的拉压弹性模量, $E = 2.06 \times 10^5 \text{ MPa}$;

I - 丝杆危险截面的惯性矩, $I = \frac{\pi d_3^4}{64} = 155.315 \text{ mm}^4$ 。

⑤ 丝杆稳定性条件

正常情况下, 丝杆所承受的轴向力必须小于临界载荷, 即丝杆的稳定性条件为:

$$S_{sc} = \frac{F_{cr}}{F_m} \geq S_s \quad (3.15)$$

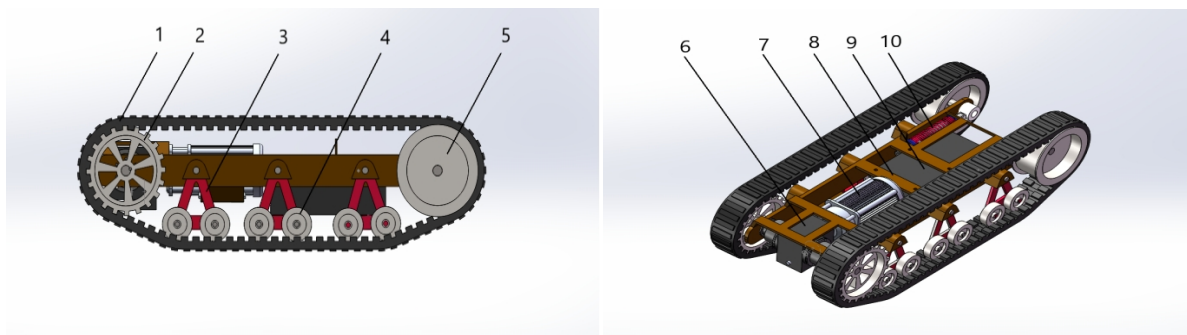
$$S_{sc} = \frac{2575.165}{676.2} = 3.808$$

式中： S_s - 丝杆稳定性安全系数，对于传力螺杆， $S_s = 3.5 \sim 5.0$ 。

$3.5 < S_{sc} = 3.808 < 5.0$ ，即丝杆满足受压稳定性要求。

4. 底盘履带移动装置分析

采茶机在山地茶园工作时，所面临的路面形式是十分复杂的，有上下坡、凹凸地面、弯路等，而在采茶机的运行过程中，上坡和转弯是最容易失控翻倾的。为此我们以通过性能好的履带装置进行分析，并对履带装置的行动稳定进行理论计算分析。其结构如图 8 所示。



1 - 橡胶履带，2 - 驱动轮，3 - 支撑架，4 - 承重轮，5 - 导向轮，6 - 减速器，7 - 驱动电机，8 - 车架，9 - 电池组，10 - 张紧器

Figure 8. Crawler moving device

图 8. 履带移动装置

4.1. 履带稳定性分析计算

采茶机整机质量为 $M = 260 \text{ kg}$ ，茶叶收集箱容积为 158.42 dm^3 ，则茶叶收集箱装满时，茶叶质量约为 20 kg 。假设驾驶员质量为 60 kg ，则采茶机空载时总质量 $M_0 = 320 \text{ kg}$ ，满载时采茶机的总质量 $M_1 = 340 \text{ kg}$ 。

1) 质心计算

① 空载时质心

质心至前支撑点的距离 $B_0 = 343.12 \text{ mm}$ ；

质心至后支撑点的距离 $A_0 = 542.22 \text{ mm}$ ；

质心至地面的距离 $h_0 = 349.77 \text{ mm}$ 。

② 满载时质心

质心至前支撑点的距离 $B_0 = 358.63 \text{ mm}$ ；

质心至后支撑点的距离 $A_0 = 524.78 \text{ mm}$ ；

质心至地面的距离 $h_0 = 347.62 \text{ mm}$ 。

2) 稳定性计算

① 空载时稳定性计算

参考文献[8]，保证采茶机爬坡时不纵向翻倾的条件是：

$$\frac{A_0}{h_0} > \delta = 0.7$$

式中： δ 为滑转率

将上述数值代入得：

$$\frac{542.22}{349.77} = 1.55 > 0.7 \quad (4.1)$$

参考文献[8]，保证采茶机在无横向坡度转弯时，不横向翻倾的条件是：

$$\frac{A}{2h_0} > \delta = 0.7 \quad (4.2)$$

式中： a 为轨距， $a = 542 \text{ mm}$ 。

将上述数值代入得：

$$\frac{542}{2 \times 349.77} = 0.77 > 0.7$$

② 满载时稳定性计算

保证采茶机爬坡时不纵向翻倾的条件是：

$$\frac{A_0}{h_0} > \delta = 0.7 \quad (4.3)$$

式中： δ 为滑转率

将上述数值代入得：

$$\frac{524.78}{347.62} = 1.51 > 0.7$$

保证采茶机在无横向坡度转弯时，不横向翻倾的条件是：

$$\frac{A}{2h_0} > \delta = 0.7 \quad (4.4)$$

式中： a 为轨距， $a = 542 \text{ mm}$ 。

将上述数值代入得：

$$\frac{542}{2 \times 347.62} = 0.78 > 0.7$$

通过分析履带稳定性计算，履带式移动装置满足行走稳定性要求。

4.2. 计算结果分析

通过对采茶机的履带移动装置稳定分析，空载时：采茶机爬坡时不纵向翻倾的条件是 δ 滑转率为0.7，计算结果 $1.55 > 0.7$ ，在无横向坡度转弯时，不横向翻倾，计算结果 $0.77 > 0.7$ ；满载时：爬坡时不纵向翻倾计算结果 $1.51 > 0.7$ ，无横向坡度转弯时，不横向翻倾计算结果 $0.78 > 0.7$ ；结果表明履带移动装置满足行走稳定性要求。

5. 结论

针对自走式采茶机在复杂山地茶园环境工作时不易通过容易倾翻、采茶没有选择性、采茶效率不高、茶叶质量不达标等问题，我们对采摘装置、移动装置进行了相应分析，分析结果如下：1) 对茶叶采摘剪切特性进行分析，发现采摘茶叶所需的最大剪切力为 2.59 N ，然后设计双滚切刀式采摘器进行计算分析，最大理论切割力为 925.925 N ，满足性能要求保证了切割茶叶的完整性。2) 升降移动装置满足了采摘茶叶的选择性，不会是固定的切割。3) 经过对履带移动装置的分析得到履带爬坡角度大于 30° ，满足贵州

山地茶园的地理环境坡度大于 15°小于 25°的缓坡茶园和坡度大于 25°的陡坡茶园，并且履带稳定性满足行走要求。

自走式乘坐式采茶机在采摘和移动方面上解决了山地茶园的地形限制和采摘选择性，大大提高了工作效率，为贵州茶叶产业发展奠定了基础。

基金项目

高层次人才启动项目(XJGC20190927)；贵州省科技计划项目(黔科合基础[2019]1152 号)；国家级大学生创新创业训练计划项目(项目名称为智能采茶技术的研究，项目编号为 202114440041)。

参考文献

- [1] 肖宏儒, 丁文芹, 宋志禹, 等. 茶园生产机械化作业技术集成应用[J]. 科技成果管理与研究, 2019(3): 79-81.
- [2] 岑汉东, 陆建志. 我国丘陵山区茶园种植机械化现状与发展研究[J]. 农机使用与维修, 2020(6): 40.
- [3] 韩余, 肖宏儒, 秦广明, 等. 我国茶园机械研究新动态[J]. 中国农机化学报, 2013, 34(3): 13-16.
- [4] 谭鸿振. 茶叶种植管理与加工技术[J]. 乡村科技, 2020, 11(30): 111-112.
- [5] 曹望成, 曹屯贻. 茶树新梢力学试验机的研制[J]. 浙江农业大学学报, 1995, 21(5): 457-457.
- [6] 李长虹, 谷千里, 何林. 便携式双滚切刀采茶机运动分析[J]. 农机化研究, 2011, 33(9): 46-48+52.
- [7] 曹望成. 茶树新梢剪切力学特性的研究[J]. 浙江大学学报(农业与生命科学版), 1995, 21(1): 11-16.
- [8] 刘海燕. 履带行走机构的计算与选型设计[J]. 采矿技术, 2013, 13(4): 90-93.