

山地茶园模块化全向动态四点调平装置设计与试验

靳红玲 朱海军 张昕杰 王述杰 秦名扬 陈雨 张硕

(西北农林科技大学机械与电子工程学院, 陕西杨凌 712100)

摘要: 本文针对目前山地茶园机械转场稳定性差的问题和作业姿态调整的需求,基于四点中心不动调平法原理,设计了一种搭载于底盘上,匹配多种作业机具的全向动态调平装置;开展调平装置关键部件参数设计和力学分析,建立了各支腿受力的数学模型,并仿真验证了模型的准确性。搭建样机并对整机的稳定性进行了分析,然后在丘陵山地综合性能测试平台上进行了转场及斜坡作业试验。试验结果表明:在转场试验中,底盘俯仰角和侧倾角幅值分别为 17.9°、16.5°,平台俯仰角和侧倾角分别为 6.4°、4.3°,平台俯仰角和侧倾角均值都小于 1.8°;在斜坡 4 种作业工况下,底盘倾斜度均值分别为 14.1°、15.2°、15.5°、14.1°,平台倾斜度均值分别为 1.8°、1.6°、1.7°、1.6°,且平台的倾斜度标准差均小于底盘倾斜度标准差。研究表明该全向动态四点调平装置精度和稳定性满足山地茶园机具转场和坡地作业的需求。

关键词: 山地茶园; 四点调平装置; 全向动态调平; 仿真

中图分类号: S224.9

文献标识码: A

文章编号: 1000-1298(2024)09-0205-11

OSID:



Design and Experiment of Modular Omnidirectional Dynamic Four-point Leveling Device for Mountain Tea Plantations

JIN Hongling ZHU Haijun ZHANG Xinjie WANG Shujie QIN Mingyang CHEN Yu ZHANG Shuo
(College of Mechanical and Electronic Engineering, Northwest A&F University, Yangling, Shaanxi 712100, China)

Abstract: Focusing on the problem of poor stability of mechanical transfer in mountain tea gardens and the need for adjusting work posture, based on the principle of four-point center immovable leveling method, an omnidirectional dynamic leveling device was designed, which was mounted on the chassis and matched with various operating tools. Parameter design and mechanical analysis of key components of the leveling device were conducted, mathematical models for the forces on each leg were established, and the accuracy of the models was verified through simulation. A prototype was built and the stability of the entire vehicle during operation was analyzed. Then the transition and slope operation tests were conducted on a comprehensive performance testing platform in hilly and mountainous areas. The test results showed that in the transition test, the maximum amplitudes of the chassis pitch angle and roll angle were 17.9° and 16.5°, respectively, and the platform pitch angle and roll angle were 6.4° and 4.3°, respectively. The average values of the platform pitch angle and roll angle were both less than 1.8°; under four working conditions on slopes, the average inclination of the chassis was 14.1°, 15.2°, 15.5°, and 14.1°, respectively. The average inclination of the platform was 1.8°, 1.6°, 1.7°, and 1.6°, respectively, and the standard deviation of the platform's inclination was smaller than that of the chassis. It was shown that the accuracy and stability of the omnidirectional dynamic four-point leveling device met the needs of equipment transfer and slope operation in mountain tea plantations.

Key words: mountain tea plantations; four-point leveling device; omnidirectional dynamic leveling; simulation

0 引言

中国是世界上最大的茶叶生产国,茶园面积达

到 $3.26 \times 10^6 \text{ hm}^2$,其中超过 60% 的茶园分布在丘陵山区^[1]。茶园行距狭窄,丘陵山区地形复杂,坡度在 6°~15° 的茶园适宜于中小型农机具作业,并需

收稿日期: 2023-12-17 修回日期: 2024-04-09

基金项目: 国家重点研发计划项目(2022YFD1602000)和陕西省重点研发计划项目(2024NC-YBXM-205)

作者简介: 靳红玲(1975—),女,副教授,主要从事现代农业装备设计与性能研究,E-mail: jhl@nwsuaf.edu.cn

姿态调平来保证农机具的安全性及作业质量;坡度在 15° 以上需建立等高梯级园地,而坡度超过 20° 以上的茶园不适宜机采作业^[2-3]。目前小坡度丘陵山地茶园主要采用半机械化机器进行作业,缺点是劳动强度大,作业效率低。因此,开发可搭载采茶、修剪、补虫和施药等多种作业器具的小型多功能茶园管理移动平台是推进茶园生产全程机械化的一种有效途径。

调平技术在农业上已得到广泛应用,它在防止车辆侧翻、保证作业质量等方面发挥着重要作用^[4]。国内外学者在底盘调平方面开展了诸多研究,孙景彬等^[5-6]设计了一种全向调平山地履带拖拉机,可以实现 $0^{\circ} \sim 15^{\circ}$ 横向坡地和 $0^{\circ} \sim 10^{\circ}$ 纵向坡地的车身调平;张静等^[7]设计了一种具有自动调平机构的丘陵山地拖拉机,可在 25° 坡地上保证车身横向水平;彭贺等^[8]采用模糊 PID 控制算法对丘陵山地拖拉机车身进行实时动态自调平控制,提高了调平精度和稳定性;刘平义等^[9-11]对轮式底盘调平做了深入研究,先后设计了农用自适应调平底盘、仿生行走调平底盘和预检测主动调平底盘,可减少在崎岖、不平地面上行驶作业中的底盘倾斜。此外,学者对农机具调平也进行了深入研究,CHEN 等^[12]使用自动调平机构提高除草机器人末端执行器的位置控制精度;PARK 等^[13-14]先后开发了基于传感器融合和基于反步控制的切割装置姿态控制系统以提高卷心菜收获机的收获质量。文献^[15-18]通过对喷雾机喷杆装配调平系统后,可以有效改善路面起伏不平引起的喷杆倾斜角度变化。王晓燕等^[19]通过对水田埋秆起浆整地机的平地装置进行调平,提高了水田整地质量;WU 等^[20]研制了自调平清选筛装置,降低了联合收获机在丘陵和缓坡地形上机身倾斜导致物料清选损失率。在调平装置的研究方面,对搭载在底盘上的小型调平装置研究较少。

本文基于四点中心不动调平法原理,提出一种可搭载于底盘上的机电式、模块化山地茶园全向动态调平装置。该调平装置通过旋转运动,可减少控制零件个数,降低控制难度;通过更换搭载于装置上的茶园作业机具,实现机具的自动调平,提高整机在丘陵山地行走的稳定性。

1 总体结构与工作原理

1.1 总体结构

全向动态四点调平装置主要由偏转机构、自适应机构和旋转机构组成,如图 1 所示。偏转机构主要由上旋转圆台、下旋转圆台、支撑支腿和调整支腿等组成。其中,支撑支腿上端与上旋转圆台固定,下

端与下旋转圆台铰接;调整支腿主要由电动推杆、传动连杆、菱形机构和连杆等组成。将偏转机构的偏转角度范围设计为 $0^{\circ} \sim 20^{\circ}$,以适应 $0^{\circ} \sim 15^{\circ}$ 斜坡的全向调平。自适应机构主要由底座、球铰链、伸缩机构、平台等组成,伸缩机构的一端与平台铰接,另一端采用球铰链连接。旋转机构包括上、下两个旋转部件,上旋转部件为无齿轴承,其内、外圈分别固连于上旋转圆台和平台,下旋转部件由步进电机、减速器、主动齿轮和有齿轴承组成,有齿轴承内、外圈分别固连于底座和下旋转圆台。

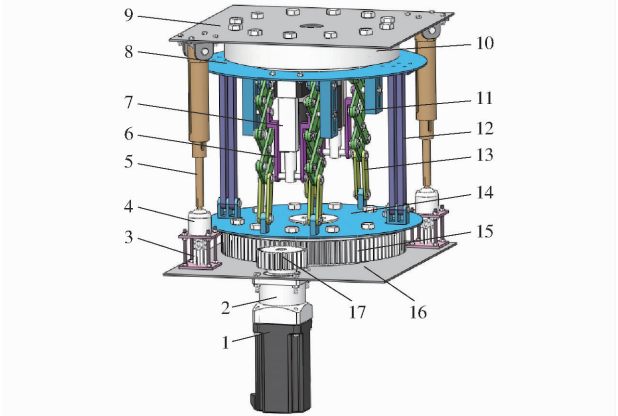


图 1 调平装置结构图

Fig. 1 Leveling device structure diagram

1. 步进电机 2. 减速器 3. 球铰链底座 4. 球铰链 5. 伸缩机构 6. 传动连杆 7. 电动推杆 8. 上旋转圆台 9. 平台 10. 无齿轴承 11. 菱形机构 12. 支撑支腿 13. 连杆 14. 下旋转圆台 15. 有齿轴承 16. 底座 17. 主动齿轮

1.2 工作原理

图 2 所示为调平装置工作原理图,调平装置搭载在底盘上,当平台发生倾斜时,步进电机驱动主动齿轮,通过齿轮传动使有齿轴承带动偏转机构旋转,直至支撑支腿与下旋转圆台的两个铰接点的连线处于水平位置;同时,调整支腿中的两个电动推杆协调运动,通过传动连杆驱动菱形机构伸缩,使上旋转圆台偏转至水平位置;此外,在自适应机构中两个伸缩机构的约束下,平台通过无齿轴承保持与上旋转圆台平行,且不随偏转机构旋

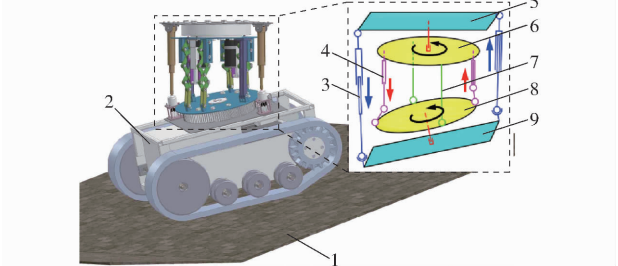


图 2 调平装置工作原理图

Fig. 2 Working principle diagram of leveling device

1. 地面 2. 底盘 3. 伸缩机构 4. 调整支腿 5. 平台 6. 上旋转圆台 7. 支撑支腿 8. 下旋转圆台 9. 底座

转,保证搭载在平台上的作业机具的作业方向相对底盘保持不变。

2 关键部件设计与分析

2.1 结构参数设计与分析

2.1.1 偏转机构

根据调平原理,两个调整支腿在调平过程中的运动方向应相反,且两个调整支腿伸长量与收缩量的差值越大时,支腿运动的速度差越大,单个执行周期内支腿产生的耦合作用越强^[21]。为降低耦合作用,本文对偏转机构中的关键零部件进行分析设计。

图3所示为偏转机构结构示意图。电动推杆、传动连杆、菱形机构构成调整支腿的偏转驱动部件,其上端固连于上旋转圆台的点 P_1/P_2 ,连杆两端分别与偏转驱动部件和下旋转圆台铰接于 E_1/E_2 和 H_1/H_2 。支撑支腿 upper端与上旋转圆台固连,下端与下旋转圆台铰接于 Q_1/Q_2 。在上、下旋转圆台上分别建立直角坐标系 $O_3i_3j_3k_3$ 和 $O_2i_2j_2k_2$ 。

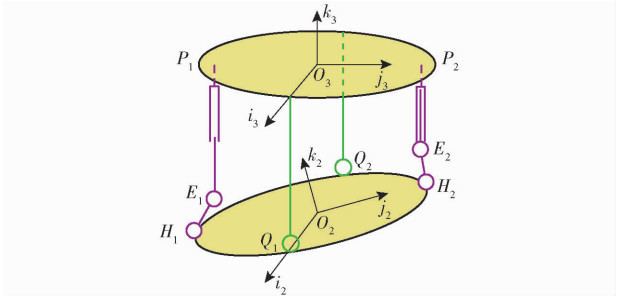


图3 偏转机构结构示意图

Fig.3 Schematic of deflection mechanism

根据运动的相对性,上旋转圆台绕线段 Q_1Q_2 旋转等价于下旋转圆台绕线段 Q_1Q_2 旋转。以调整支腿 $P_1E_1H_1$ 为例说明机构的参数选择,调整支腿 $P_1E_1H_1$ 的调节距离为点 E_1 在坐标系 $O_3i_3j_3k_3$ 中的矢量在 k_3 方向的变化。 H_1 在坐标系 $O_2i_2j_2k_2$ 中的矢量 $r_{(2)H}$ 是固定的,可表示为

$$r_{(2)H} = -b_{(2)H}j_2 \tag{1}$$

式中 $b_{(2)H}$ ——点 H_1 到平面 $i_2O_2k_2$ 的距离,mm

H_1 在坐标系 $O_3i_3j_3k_3$ 中的表达式 $r_{(3)H}$ 表示为

$$r_{(3)H} = -b_{(2)H}\cos\gamma j_3 + (-c_{23} + (-1)^i b_{(2)H}\sin\gamma)k_3 \tag{2}$$

式中 $(-1)^i$ ——调整支腿是伸长还是收缩,当调整支腿伸长时, i 取1,反之取0

c_{23} ——原点 O_2 与 O_3 的距离,mm

γ ——偏转角, $(^\circ)$

根据勾股定理得到 E_1 在坐标系 $O_3i_3j_3k_3$ 中的表达式 $r_{(3)E}$ 为

$$r_{(3)E} = -b_{(3)E}j_3 + (-c_{23} + (-1)^i b_{(2)H}\sin\gamma)k_3 + \sqrt{l_{EH}^2 - (b_{(2)H}\cos\gamma - b_{(3)E})^2}k_3 \tag{3}$$

式中 l_{EH} ——连杆 E_1H_1 长度,mm

$b_{(3)E}$ ——点 E_1 到平面 $i_3O_3k_3$ 的距离,mm

当平台和底座都处于水平时,偏转角度 γ 为 0° ,点 E_1 在坐标系 $O_3i_3j_3k_3$ 中沿 k_3 方向的位移 d 为

$$d = (-1)^i b_{(2)H}\sin\gamma + \sqrt{l_{EH}^2 - (b_{(2)H}\cos\gamma - b_{(3)E})^2} - \sqrt{l_{EH}^2 - (b_{(2)H} - b_{(3)E})^2} \tag{4}$$

对两个调整支腿在点 E_1 、 E_2 伸长量 d_1 和收缩量 d_0 之和的绝对值进行分析,可得

$$f(\gamma, l_{EH}, b_{(3)E}) = |d_1 + d_0| = 2|\sqrt{l_{EH}^2 - (b_{(2)H}\cos\gamma - b_{(3)E})^2} - \sqrt{l_{EH}^2 - (b_{(2)H} - b_{(3)E})^2}| \tag{5}$$

本设计综合考虑茶园垄距、整机重心高度、通过性能以及全向动态极限调整角 20° 的要求,初选设计参数值为: $b_{(2)H} = 150\text{ mm}$, l_{EH} 为 $40 \sim 70\text{ mm}$, $b_{(3)E}$ 为 $130 \sim 150\text{ mm}$, γ 为 $0^\circ \sim 20^\circ$ 。图4所示为 $f(\gamma)_{\max}$ 随区间参数 l_{EH} 、 $b_{(3)E}$ 变化的三维曲面图,其中 $f(\gamma)_{\max}$ 是 $f(\gamma, l_{EH}, b_{(3)E})$ 在 l_{EH} 、 $b_{(3)E}$ 对应区间内取定值后的函数 $f(\gamma)$ 随 γ 变化的最大值。由图可知,若 $b_{(3)E}$ 一定, $f(\gamma)_{\max}$ 随参数 l_{EH} 的增大而逐渐减小;若 l_{EH} 一定, $f(\gamma)_{\max}$ 随参数 $b_{(3)E}$ 的增大先减小后增大。当 $b_{(3)E} = 130\text{ mm}$ 、 $l_{EH} = 40\text{ mm}$, $f(\gamma)_{\max}$ 达到最大值 7.66 mm ,即点 E_1 、 E_2 的位移差最大;当 $f(\gamma)_{\max}$ 有最小值 0.23 mm ,表明点 E_1 、 E_2 的位移差最小,即 $b_{(3)E} = 146\text{ mm}$ 、 $l_{EH} = 70\text{ mm}$ 为参数优化结果。由此可知, l_{EH} 和 $b_{(3)E}$ 的选取对偏转机构有重要影响。

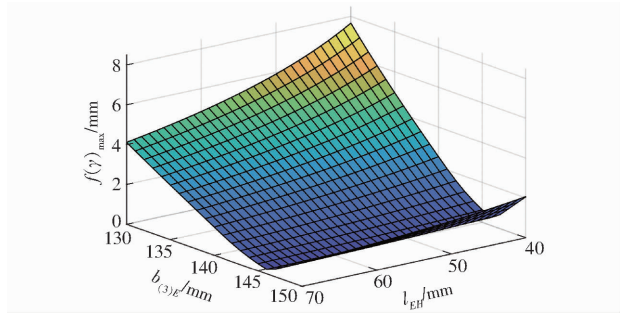


图4 $f(\gamma)_{\max}$ 随 l_{EH} 、 $b_{(3)E}$ 变化三维曲面

Fig.4 3D surfaces of $f(\gamma)_{\max}$ varied with l_{EH} and $b_{(3)E}$

2.1.2 自适应机构

图5所示为调平装置的自适应机构结构示意图。两个伸缩机构的上端与平台分别铰接于点 M_1 和 M_2 ,下端用球铰链与底座分别铰接于点 N_1 和 N_2 。在底座上和平台上分别建立直角坐标系 $O_1i_1j_1k_1$ 、 $O_4i_4j_4k_4$ 。

对偏转工作机构的设计主要为伸缩杆伸缩范围的确定,以伸缩机构 M_1N_1 为例进行分析,即伸缩机

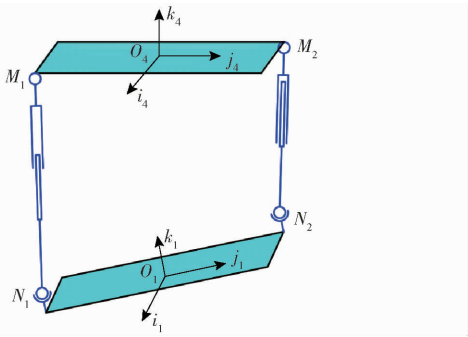


图 5 自适应机构结构示意图

Fig.5 Schematic of adaptive mechanism

构的伸缩范围为 M_1 、 N_1 两点间距离的变化范围。 M_1 、 N_1 在坐标系 $O_4 i_4 j_4 k_4$ 所构成的径向矢量满足

$$\boldsymbol{r}_{(4)MN} = \boldsymbol{r}_{(4)M} - \boldsymbol{r}_{(4)N} \tag{6}$$

式中 $\boldsymbol{r}_{(4)MN}$ ——点 M_1 、 N_1 在坐标系 $O_4 i_4 j_4 k_4$ 中所构成的矢量

$\boldsymbol{r}_{(4)M}$ ——点 M_1 在坐标系 $O_4 i_4 j_4 k_4$ 中的径向矢量

$\boldsymbol{r}_{(4)N}$ ——点 N_1 在坐标系 $O_4 i_4 j_4 k_4$ 中的径向矢量

点 M_1 固定在平台上,可直接得到

$$\boldsymbol{r}_{(4)M} = a_{(4)M} \boldsymbol{i}_4 - b_{(4)M} \boldsymbol{j}_4 \tag{7}$$

式中 $a_{(4)M}$ 、 $b_{(4)M}$ ——点 M_1 在坐标系 $O_4 i_4 j_4 k_4$ 中沿 i_4 、 j_4 方向上的分量

点 N_1 在底座上,其在坐标系 $O_1 i_1 j_1 k_1$ 中的径向矢量 $\boldsymbol{r}_{(1)N}$ 为

$$\boldsymbol{r}_{(1)N} = a_{(1)N} \boldsymbol{i}_1 - b_{(1)N} \boldsymbol{j}_1 + c_{(1)N} \boldsymbol{k}_1 \tag{8}$$

式中 $a_{(1)N}$ 、 $b_{(1)N}$ 、 $c_{(1)N}$ ——点 N_1 在坐标系 $O_1 i_1 j_1 k_1$ 中沿 i_1 、 j_1 、 k_1 方向上的分量

$\boldsymbol{r}_{(1)N}$ 转换到坐标系 $O_4 i_4 j_4 k_4$ 中满足

$$\boldsymbol{r}_{(4)N} = \boldsymbol{r}_{(4)O2} + \boldsymbol{R}(i, \alpha) \boldsymbol{R}(j, \beta) \boldsymbol{r}_{(2)O1} + \boldsymbol{R}(i, \alpha) \boldsymbol{R}(j, \beta) \boldsymbol{r}_{(1)N} \tag{9}$$

式中 $\boldsymbol{r}_{(4)O2}$ ——点 O_2 在坐标系 $O_4 i_4 j_4 k_4$ 中的径向矢量

$\boldsymbol{r}_{(2)O1}$ ——点 O_1 在坐标系 $O_2 i_2 j_2 k_2$ 中所构成的径向矢量

$\boldsymbol{R}(i, \alpha)$ 、 $\boldsymbol{R}(j, \beta)$ ——坐标系转换到初始时刻时分别绕 i 、 j 轴的旋转矩阵

α ——坐标系 i 轴的旋转角, ($^\circ$)

β ——坐标系 j 轴的旋转角, ($^\circ$)

若 c_{24} 为点 O_2 、 O_4 两原点的距离,则 $\boldsymbol{r}_{(4)O2} = -c_{24} \boldsymbol{k}_4$;
若 c_{12} 为点 O_1 、 O_2 两原点的距离,则 $\boldsymbol{r}_{(2)O1} = -c_{12} \boldsymbol{k}_2$;
 $\boldsymbol{R}(i, \alpha)$ 、 $\boldsymbol{R}(j, \beta)$ 可表示为^[22]

$$\boldsymbol{R}(i, \alpha) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \tag{10}$$

$$\boldsymbol{R}(j, \beta) = \begin{bmatrix} \cos \beta & 0 & \sin \beta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \beta & 0 & \cos \beta \end{bmatrix} \tag{11}$$

由式(9)~(11)可以得到 $\boldsymbol{r}_{(4)N}$ 为

$$\begin{aligned} \boldsymbol{r}_{(4)N} = & (c_{12} \sin \beta + a_{(1)N} \cos \beta + c_{(1)N} \sin \beta) \boldsymbol{i}_4 + \\ & (c_{12} \sin \alpha \cos \beta + a_{(1)N} \sin \alpha \sin \beta - \\ & b_{(1)N} \cos \alpha - c_{(1)N} \sin \alpha \cos \beta) \boldsymbol{j}_4 + \\ & (-c_{24} - c_{12} \cos \alpha \cos \beta - a_{(1)N} \sin \beta \cos \alpha - \\ & b_{(1)N} \sin \alpha + c_{(1)N} \cos \alpha \cos \beta) \boldsymbol{k}_4 \end{aligned} \tag{12}$$

由式(6)、(7)、(12)可得

$$\begin{aligned} \boldsymbol{r}_{(4)MN} = & (a_{(4)M} - c_{12} \sin \beta - a_{(1)N} \cos \beta - c_{(1)N} \sin \beta) \boldsymbol{i}_4 + \\ & (-b_{(4)M} - c_{12} \sin \alpha \cos \beta - a_{(1)N} \sin \alpha \sin \beta + \\ & b_{(1)N} \cos \alpha + c_{(1)N} \sin \alpha \cos \beta) \boldsymbol{j}_4 + \\ & (c_{24} + c_{12} \cos \alpha \cos \beta + a_{(1)N} \sin \beta \cos \alpha + \\ & b_{(1)N} \sin \alpha - c_{(1)N} \cos \alpha \cos \beta) \boldsymbol{k}_4 \end{aligned} \tag{13}$$

根据全向动态极限调整角度要求, α 、 β 取值范围为 $-20^\circ \sim 20^\circ$, 同时需要满足 $\arccos(\cos \alpha \cos \beta) < 20^\circ$, $a_{(4)M} = 225 \text{ mm}$; $b_{(4)M} = 225 \text{ mm}$; $c_{12} = 30 \text{ mm}$; $c_{24} = 300 \text{ mm}$; $a_{(1)N} = 225 \text{ mm}$; $b_{(1)N} = 225 \text{ mm}$; $c_{(1)N} = 60 \text{ mm}$ 。图 6 所示为伸缩机构长度 $|\boldsymbol{r}_{MN}|$ 随 α 、 β 变化的三维曲面图。由图可知:当 $\alpha = 14.1^\circ$ 、 $\beta = 14.3^\circ$, 伸缩机构有最大值 385.5 mm; 当 $\alpha = -16.0^\circ$ 、 $\beta = -12.1^\circ$, 伸缩机构有最小值 165.8 mm, 即伸缩机构行程为 219.7 mm。由于伸缩机构的最大值大于两倍伸缩机构最小值, 因此所设计的伸缩机构为 3 节。其中第 1、2 节行程为 110 mm, 第 2、3 节行程为 130 mm, 伸缩机构总行程为 240 mm, 最短行程为 155 mm。

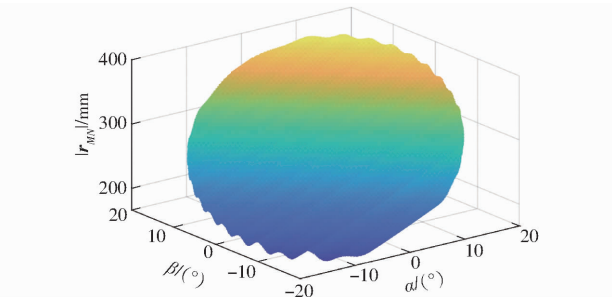


图 6 伸缩机构长度随 α 、 β 变化三维曲面

Fig.6 Length of telescopic mechanism varied with α and β

2.1.3 旋转机构

旋转机构为偏转机构和自适应机构的连接部件,同时偏转机构的旋转由旋转机构中下旋转部件驱动,平台通过无齿轴承与上旋转圆台连接,底座通过下旋转部件中的有齿轴承与下旋转圆台连接,下旋转部件中步进电机输出角速度 ω 经过减速后传递到偏转机构,偏转机构角速度 ω' 为

$$\omega' = \frac{\omega}{\tau_r \tau_z} \tag{14}$$

式中 τ_r ——减速器减速比

τ_z ——主动齿轮和有齿轴承的减速比

2.2 调平装置力学分析

2.2.1 运动学分析

调平装置的调平运动主要由偏转机构和旋转机构联合实现。底座与水平面的交线决定偏转机构的旋转量,底座与水平面的关系如图 7 所示,过底座点 O_1 建立水平坐标系 $O_1 i_0 j_0 k_0$, α 为底座绕 i_0 轴的旋转角度, β 为底座绕 j_0 轴的旋转角度, α 、 β 可通过在底座上安装姿态传感器获得。 k_1 与 k_0 的夹角 γ 为底座的倾斜度。 AB 为平面 $i_1 O_1 j_1$ 与平面 $i_0 O_1 j_0$ 的交线(水平线), AB 与 i_0 轴的夹角为 θ 。

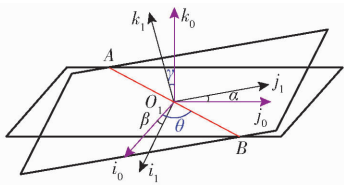


图 7 底座坐标系与水平坐标系关系示意图

Fig.7 Schematic of relationship diagram between base coordinate system and horizontal coordinate system

$e_{(1)x}$ 为 k_1 轴上一单位向量, $e_{(0)y}$ 为 k_0 轴上一单位向量。 $e_{(1)x}$ 转换到坐标系 $O_4 i_0 j_0 k_0$ 中的单位向量 $e_{(0)x}$ 满足

$$e_{(0)x} = R(i, \alpha) R(j, \beta) e_{(1)x} \tag{15}$$

将式(10)、(11)代入式(15)可得

$$e_{(0)x} = \sin\beta i_0 - (\sin\alpha\cos\beta)j_0 + (\cos\alpha\cos\beta)k_0 \tag{16}$$

θ 为 $e_{(0)x}$ 在 $i_0 O_1 j_0$ 平面的投影与 i_0 轴正方向夹角的余角, γ 为 $e_{(0)x}$ 、 $e_{(0)y}$ 的夹角, 由式(16)可以得到

$$\theta = 90^\circ - \arccos \frac{\sin\beta}{\sqrt{\sin^2\beta + \sin^2\alpha \cos^2\beta}} \tag{17}$$

$$\gamma = \arccos(\cos\alpha\cos\beta) \tag{18}$$

其中 θ 取值范围为 $-180^\circ \sim 180^\circ$, γ 取值范围为 $0^\circ \sim 20^\circ$ 。

2.2.2 支腿受力分析

图 8 所示为偏转机构在调平过程中任意时刻的受力示意图,偏转机构旋转了 θ_0 , 支腿调整的倾斜度为 γ_0 。调整支腿的受力集中在铰接点 H_1 、 H_2 , 且连杆 $E_1 H_1$ 和 $E_2 H_2$ 两端均为圆柱铰链, 因此为二力杆, 铰接点 H_1 、 H_2 的受力 F_{jk1} 、 F_{jk3} 方向沿连杆方向; 支撑支腿的受力集中在铰接点 Q_1 、 Q_2 , 其连接处为带夹板的铰链, 可以承受沿 i_3 方向的分力, 将铰接点的受力沿坐标系 $O_3 i_3 j_3 k_3$ 进行分解得到 F_{i2} 、 F_{j2} 、 F_{k2} 、

F_{i4} 、 F_{j4} 、 F_{k4} 。平台搭载作业器具, 其重力为 G , 重心点 W 在坐标系 $O_4 i_4 j_4 k_4$ 中的矢量坐标为 $W = (a_w, b_w, c_w)$, 将坐标系 $O_4 i_4 j_4 k_4$ 沿 $i_4 O_4 j_4$ 平面平移建立坐标系 $O_c i_c j_c k_c$, 并使得 k_c 轴通过点 W , 重力在 $i_c O_c j_c$ 平面的投影与 i_c 轴的夹角为 θ_c , 重力的倾斜度为 γ_G 。

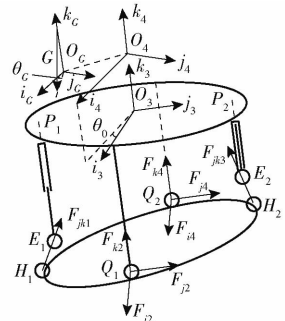


图 8 支腿受力示意图

Fig.8 Schematic of support leg stress

重心点 W 在坐标系 $O_3 i_3 j_3 k_3$ 中的向量 W' 可表示为

$$W' = R(k, \theta_0) W = (a_w \cos\theta_0 - b_w \sin\theta_0) i_3 + (a_w \sin\theta_0 + b_w \cos\theta_0) j_3 + (c_w + c_{34}) k_3 \tag{19}$$

其中

$$R(k, \theta_0) = \begin{bmatrix} \cos\theta_0 & -\sin\theta_0 & 0 \\ \sin\theta_0 & \cos\theta_0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{20}$$

式中 $R(k, \theta_0)$ ——坐标系 $O_4 i_4 j_4 k_4$ 转换到坐标系 $O_3 i_3 j_3 k_3$ 绕 k 轴的旋转矩阵

将 F_{jk1} 和 F_{jk3} 分解到 j_3 、 k_3 方向, 由于 $E_1 H_1$ 与 $E_2 H_2$ 长度相等, 且直线 $H_1 H_2$ 与直线 $Q_1 Q_2$ 垂直平分, 偏转机构偏转 γ 后, $E_1 H_1$ 、 $E_2 H_2$ 与直线 $H_1 H_2$ 的夹角 μ 相等, μ 为

$$\mu = \arccos \frac{b_{(2)H} \cos\gamma - b_{(3)E}}{l_{EH}} \tag{21}$$

将重力 G 分解到 $O_3 i_3 j_3 k_3$ 坐标系中, 得到

$$\begin{cases} G_i = G \sin\gamma_c \cos(\theta_0 - \theta_c) \\ G_j = G \sin\gamma_c \sin(\theta_0 - \theta_c) \\ G_k = -G \cos\gamma_c \end{cases} \tag{22}$$

式中 G_i 、 G_j 、 G_k ——重力 G 分别沿 i_3 、 j_3 、 k_3 轴方向的分量, N

重力 G 分别对 i_3 、 j_3 、 k_3 轴的力矩 T_i 、 T_j 、 T_k 为

$$\begin{cases} T_i = (a_w \sin\theta_0 + b_w \cos\theta_0) G_k - (c_w + c_{34}) G_j \\ T_j = -(a_w \cos\theta_0 - b_w \sin\theta_0) G_k + (c_w + c_{34}) G_i \\ T_k = -(a_w \sin\theta_0 + b_w \cos\theta_0) G_i + (a_w \cos\theta_0 - b_w \sin\theta_0) G_j \end{cases} \tag{23}$$

力矩 T_k 由伸缩机构承受, 令 $b_{(3)H} = b_{(2)H} \cos\gamma$, 根

据力平衡方程、力矩平衡方程可以得到

$$\begin{cases} -G_i = F_{i2} + F_{i4} \\ -G_j = F_{jk1} \cos\mu + F_{j2} - F_{jk3} \cos\mu + F_{j4} \\ -G_k = F_{jk1} \sin\mu + F_{jk3} \sin\mu + F_{k2} + F_{k4} \\ -T_i = -F_{jk1} b_{(3)H} \sin\mu + F_{jk1} c_{(3)H1} \cos\mu + \\ \quad F_{jk3} b_{(3)H} \sin\mu - F_{jk3} c_{(3)H2} \cos\mu + F_{j2} c_{23} + F_{j4} c_{23} \\ -T_j = -F_{k2} a_{(3)Q} - F_{i2} c_{23} + F_{k4} a_{(3)Q} - F_{i4} c_{23} \\ F_{j2} = F_{j4} \end{cases} \quad (24)$$

式中 $c_{(3)H1}$ 、 $c_{(3)H2}$ ——向量 $r_{3(H)}$ 所对应不同 i 值时
调整支腿沿 k_3 方向分量
 c_{23} ——点 O_2 、 O_3 之间的距离, mm
 $a_{(3)Q}$ ——点 Q_1 (Q_2) 到 j_3 O_3 k_3 平面的距离,
mm

该装置为二次超静定结构,加入几何变形条件,依次对支腿进行 k_3 轴和 i_3 轴方向的力分析,假设装置为刚体,所有支腿均受力且为柔性体,两个调整支腿的变形量为 δ_1 、 δ_3 ,两个支撑支腿的变形量为 δ_2 、 δ_4 ,在 k_3 轴方向可以得到几何条件

$$\delta_1 + \delta_3 = \delta_2 + \delta_4 \quad (25)$$

变形量在线弹性范围内,两个支撑支腿结构和材料相同,可以得到

$$F_{jk1} \sin\mu \int_0^{c_{(3)H1}} \frac{dk_3}{A(k_3)E(k_3)} + \\ F_{jk3} \sin\mu \int_0^{c_{(3)H2}} \frac{dk_3}{A(k_3)E(k_3)} = \frac{c_{23}(F_{k2} + F_{k4})}{E_{24}A_{24}} \quad (26)$$

式中 $A(k_3)$ ——调整支腿在 k_3 方向的面积变化函数

$E(k_3)$ ——调整支腿在 k_3 方向的弹性模量变化函数

A_{24} ——支撑支腿横截面积

E_{24} ——支撑支腿弹性模量

调整支腿由于不受 i_3 轴方向的力,因此

$$F_{i2} = F_{i4} \quad (27)$$

由式(24)、(26)、(27)可以得到各个支腿的受力,通过受力可求得销钉的直径,夹板应能承受沿 i_3 方向的力,电动推杆推力 F_T 应满足

$$F_T \geq kF_{jk1} \sin\mu \quad (28)$$

式中 k ——菱形机构对电动推杆运动速度的放大倍数

2.2.3 仿真验证

根据调平装置的结构参数和受力分析,本文通过 ANSYS Workbench 中的 Transient structure 模块进行支腿的刚柔耦合仿真试验。由于调整支腿结构的

复杂性,其横截面积及弹性模量难以直接得到,为简化仿真模型,假设两调整支腿横截面积以及弹性模量与支撑支腿一致,即 $A_1(k_3) = A_3(k_3) = A_{24}$ 、 $E_1(k_3) = E_3(k_3) = E_{24}$,且 $\theta_0 = \theta_G$,本研究以调平装置上搭载采茶机为例进行仿真分析,参考所设计的采茶机模型,对其质量和质心点进行提取,重力 $G = 490$ N,重心点坐标矢量 $W = (0, 110.5, 210.9)$ mm,图 9 为整机仿真模型简化图。为验证任一偏转角度和旋转角度下受力分析的正确性,以偏转机构偏转 15° 为例, θ_0 在 $0^\circ \sim 360^\circ$ 之间每间隔 10° 进行一次仿真,网格划分大小为 3 mm,仿真时间步长设置为 0.01 s,仿真总时长为 2 s。

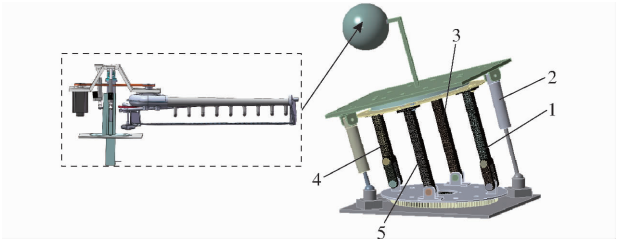


图 9 仿真模型

Fig. 9 Simulation model

1. 调整支腿 1 2. 伸缩机构 3. 支撑支腿 1 4. 调整支腿 2
5. 支撑支腿 2

图 10 为各支腿的受力随旋转角度 θ_0 的变化曲线,将 2.2.2 节支腿受力模型的计算值作为理论值。由图可知,不同 θ_0 下的仿真结果与各支腿受力的理论值大小及变化趋势基本一致;对于调整支腿,在 0° 和 360° 时受力达到极大值,仿真与理论的绝对误差最大值也出现在 0° 和 360° ,为 23.24 N,其相对误差为 4.4%;对于支撑支腿,沿 i_3 、 j_3 方向的分力分别保持 0 N 和 67.26 N 左右,沿 k 方向的分力分别在 90° 和 270° 左右达到极大值,仿真与理论的绝对误差最大值为 24.13 N,其相对误差为 9.3%,说明了所建立支腿受力模型的准确性与合理性。

3 调平试验

3.1 试验样机

试制全向动态四点调平装置,该调平装置可实现 $0^\circ \sim 20^\circ$ 的全向调平,结构总体尺寸(长 $\times$ 宽 $\times$ 高)为 $0.475\text{ m} \times 0.45\text{ m} \times 0.68\text{ m}$,其大小可以满足大部分山地密植茶园^[3]。将调平装置安装在小型自走式履带底盘上,底座与底盘固连,履带底盘总体尺寸(长 $\times$ 宽 $\times$ 高)为 $0.868\text{ m} \times 0.68\text{ m} \times 0.3\text{ m}$,履带宽度 0.1 m,履带接地长度 0.467 m,如图 11 所示。

步进电机型号为 86BYG250E,额定电压 48 V,额定扭矩 13 N·m,当转速超过 200 r/min 时力矩开始降低。减速器减速比为 3;小齿轮齿数 17,有齿轴

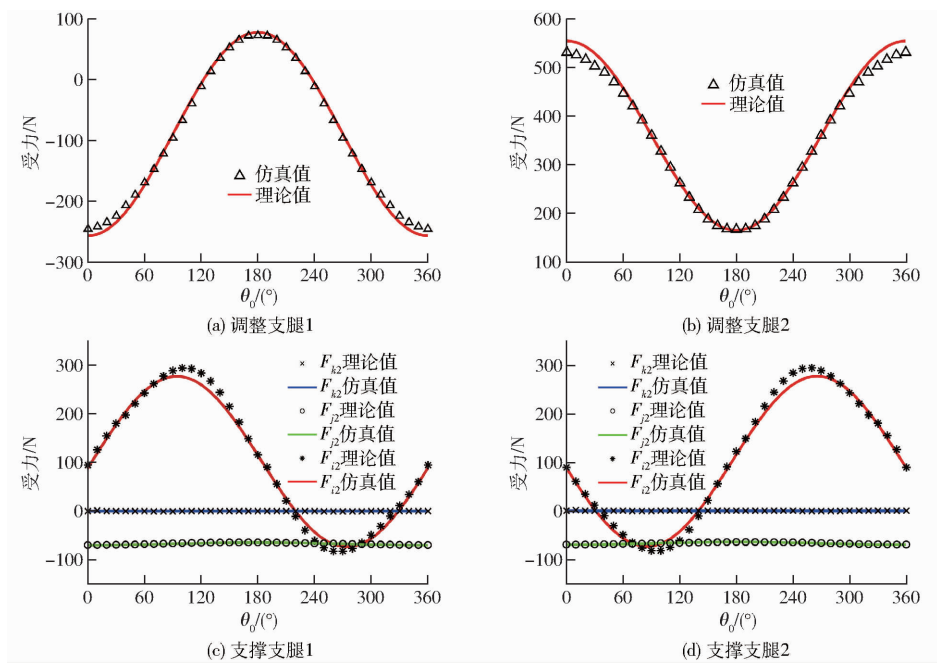


图 10 各支腿受力变化曲线
Fig. 10 Force variation curves of each leg



图 11 试验样机
Fig. 11 Test prototype

承齿数为 105;可以满足偏转机构 1 s 内旋转 90°。电动推杆为 A5 型电机,额定电压 48 V,推杆最大推力 2 500 N,最大速度 15 mm/s;在底座和平台上分别安装 IMU901 型姿态传感器,精度为 0.1°,底座直接安装在底盘上,可实时测量底盘的姿态数据,考虑到行驶过程中地形起伏的影响,多次测试后将调平阈值设置为 2°;在下旋转圆台与底座之间安装 P3020 型霍尔角度传感器,精度为 0.003°;在电动推杆旁边安装 KTM 型位移传感器,精度为 0.05 mm;采用 ST-LINK 仿真器测得系统的响应速度为 0.121 s;调平装置总质量为 60.7 kg。

3.2 稳定性分析

纵向坡地和横向坡地是茶园机械在丘陵山地作业的常见路况。装置在茶园作业时需搭载采茶机、修剪机等作业机具,此时工作部件的位置较高,为研究整机的稳定性,本文以搭载采茶机为例,研究调平功能在启用和不启用两种工况下的坡道极限翻倾角的变化。为方便分析,将整机分为底盘、调平装置、采茶机 3 部分,以履带接触地面面积的中心点为原

点对整机建立坐标系 $Oijk$,其中 i 轴正方向为底盘的前进方向。

当整机不启用调平功能时,底盘的重心坐标为 $(0,0,0.175)$ m,质量为 112.3 kg;调平装置的重心坐标为 $(0.037,0,0.520)$ m,质量为 60.7 kg;采茶机重心坐标为 $(0.024\text{ m},0.111\text{ m},z_h)$,质量为 49 kg,其中采茶机重心高度 z_h 的变化范围为 0.926 ~ 1.326 m,根据割刀高度可调节范围 0 ~ 0.4 m 确定。整机重心坐标 (x_G, y_G, z_G) 满足

$$(x_G, y_G, z_G) = \left(\frac{\sum_{s=1}^3 G_s x_s}{\sum_{s=1}^3 G_s}, \frac{\sum_{s=1}^3 G_s y_s}{\sum_{s=1}^3 G_s}, \frac{\sum_{s=1}^3 G_s z_s}{\sum_{s=1}^3 G_s} \right) \quad (29)$$

式中 G_s ——整机中各组成部分重量, N
 x_s, y_s, z_s ——各组成部分坐标

当启用调平功能后,整机在纵坡和横坡上的示意图如图 12 所示,调平前、后的整机各组成部分的重心和底盘的中心坐标均不变。调平装置和采茶机的重心坐标 (x'_s, y'_s, z'_s) 可根据式 (10) 和式 (11) 得到,表示为

$$(x'_s, y'_s, z'_s)^T = (0, 0, h_1)^T + \mathbf{R}(i, \alpha) \mathbf{R}(j, \beta) (x_s, y_s, z_s - h_1)^T \quad (30)$$

其中:底盘高度 $h_1 = 0.3$ m; α 和 β 根据调平装置全向调平的极限角度 20°确定,即:当整机纵坡行驶时, $\alpha = 0^\circ, \beta = \pm 20^\circ$;横坡行驶时, $\alpha = \pm 20^\circ, \beta = 0^\circ$ 。

将式(30)计算结果代入式(29)可得到启用调平功能的整机重心坐标。则整机纵向坡路行驶极限

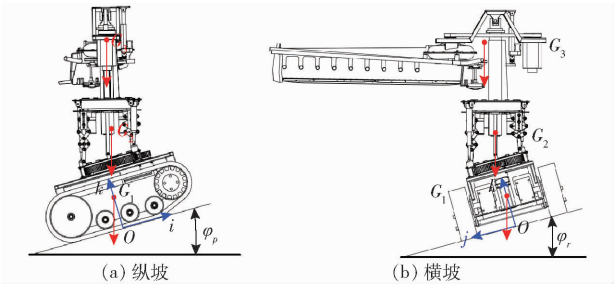


图 12 纵坡和横坡整机状态示意图

Fig. 12 Schematics of driving on horizontal and vertical slopes

翻倾角 φ_p 为

$$\varphi_p = \arctan \frac{|x_p - x_G|}{z_G} \quad (31)$$

式中 x_p ——纵翻时所绕轴线的 i 轴坐标, $x_p \in (-0.234 \text{ m}, 0.234 \text{ m})$

横向坡路行驶极限翻倾角 φ_r 为

$$\varphi_r = \arctan \frac{|y_r - y_G|}{z_G} \quad (32)$$

式中 y_r ——侧翻时所绕轴线的 j 轴坐标, $y_r \in (-0.325 \text{ m}, 0.325 \text{ m})$

将割刀高度调节范围作为变量,得到在不启用和启用调平功能条件下极限翻倾角对比如图 13 所示。由图可知,整机在纵坡、横坡行驶时,随着采茶机行程的增大,极限翻倾角均有所降低,但启用调平功能的整机极限翻倾角均比对应条件下不启用调平功能的极限翻倾角大,具体表现为:纵坡行驶时,在启用调平功能时上坡极限翻倾角相对于不启用调平功能增加幅值范围为 $12.3^\circ \sim 13.7^\circ$,启用调平功能

时下坡极限翻倾角相对于不启用调平功能增加幅值范围为 $14.2^\circ \sim 15.3^\circ$;同理,横坡行驶时,左侧坡极限翻倾角增加幅值范围为 $13.9^\circ \sim 15.2^\circ$,右侧坡极限翻倾角增加幅值范围为 $13.5^\circ \sim 14.7^\circ$ 。结果表明,启用调平功能后,调平装置可以有效改变整机重心,在一定程度上提升了整机在山地行驶的稳定性。

3.3 试验结果与分析

为测试该调平装置的山地转场性能和斜坡作业动态调平性能,于 2023 年 3 月在西北农林科技大学丘陵山地“土壤-机械-作物”综合性能测试平台上分别进行了坡度为 15° 的斜坡工况行驶样机试验和上下坡及掉头样机试验,均采用计算机作为上位机实时接收底盘和平台俯仰角和纵倾角数据。

3.3.1 转场试验

装置转场过程中,所搭载的作业机具不进行作业,底盘俯仰角和侧倾角会出现较大变化,通过平台调平以降低整机翻倾风险,图 14 为转场的模拟试验,试验时,开启调平功能,控制底盘从平地驶向斜坡,在斜坡上转弯 180° 后驶下平地。



图 14 转场试验

Fig. 14 Transition test

图 15 为底盘和平台的侧倾角和俯仰角随时间的变化曲线。由图可知,在上坡阶段,底盘俯仰角和侧倾角幅值分别为 17.9° 、 1.0° ,平台的俯仰角和侧倾角幅值分别为 6.4° 、 1.5° ,平台俯仰角和侧倾角的均值分别为 1.8° 、 0.3° ;斜坡掉头阶段,底盘俯仰角从 17.9° 逐渐变化到 -16.8° ,侧倾角幅值为 16.5° ,平台俯仰角和侧倾角均无较大变化,其幅值分别为 5.0° 、 4.3° ,其均值分别为 0.5° 、 0.1° ;在下坡阶段,底盘俯仰角和侧倾角幅值分别为 16.5° 、 1.9° ,平台俯仰角和侧倾角幅值分别为 5.1° 、 2.2° ,平台俯仰角和侧倾角均值分别为 1.0° 、 0.1° 。综上,平台俯仰角幅值局部出现较高的现象,原因是坡度变化率较大,平台调平速度受到推杆运动速度的限制,影响了平台调平速率;但平台侧倾角和俯仰角绝对值均值均小于 1.8° ,说明装置具有全向动态调平功能,且在一定程度上提高了转场过程中整机行走稳定性,验证了调平方法的可行性、理论分析计算的正确性。

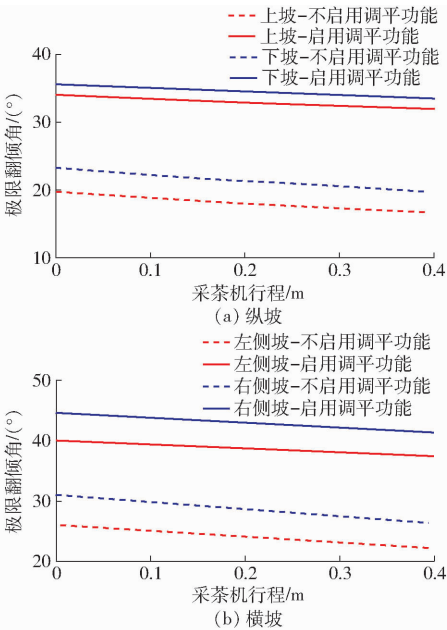


图 13 纵坡和横坡极限翻倾角变化曲线

Fig. 13 Ultimate overturning angle variation curves of longitudinal and cross slopes

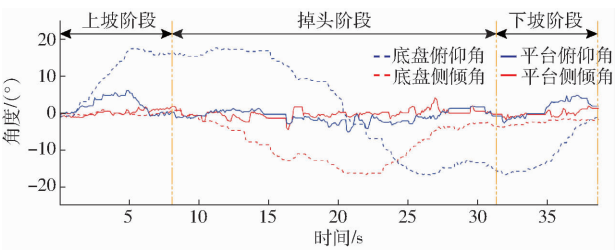


图 15 转场试验结果

Fig. 15 Transition test results

3.3.2 斜坡作业试验

横向坡地和纵向坡地是茶园机械在丘陵山地作业的常见路况。本文对调平装置分别进行上坡、下坡、左斜坡、右斜坡的作业工况行驶试验,如图 16 所示,底盘工况行驶速度为 2.5 km/h^[23],测试距离为 6.5 m,测试坡度为 15°。动态调平性能的评价参数为倾斜度均值和标准差^[24]。

4 种工况下试验结果如图 17 所示,对于底盘,倾斜度均值分别为 14.1°、15.2°、15.5°、14.1°,倾斜度标准差分别为 1.9°、1.8°、1.8°、1.7°,表明地形倾斜较大且有起伏;对于平台,倾斜度均值分别为 1.8°、

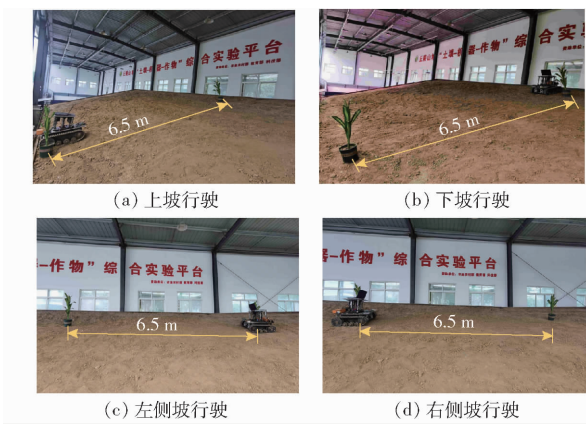


图 16 斜坡行驶试验

Fig. 16 Slope driving tests

1.6°、1.7°、1.6°,倾斜度标准差分别为 1.3°、1.2°、0.7°、0.9°,均小于对应底盘的倾斜度和倾斜度标准差。试验结果表明,平台在 4 种工况下均实现了动态调平功能,且调平性能稳定;但由于采用被动调平,平台的俯仰角和侧倾角受地面起伏的影响较大,局部调平效果稍差。试验表明全向动态四点调平装置可适应复杂地面作业,能够满足山地茶园作业要求。

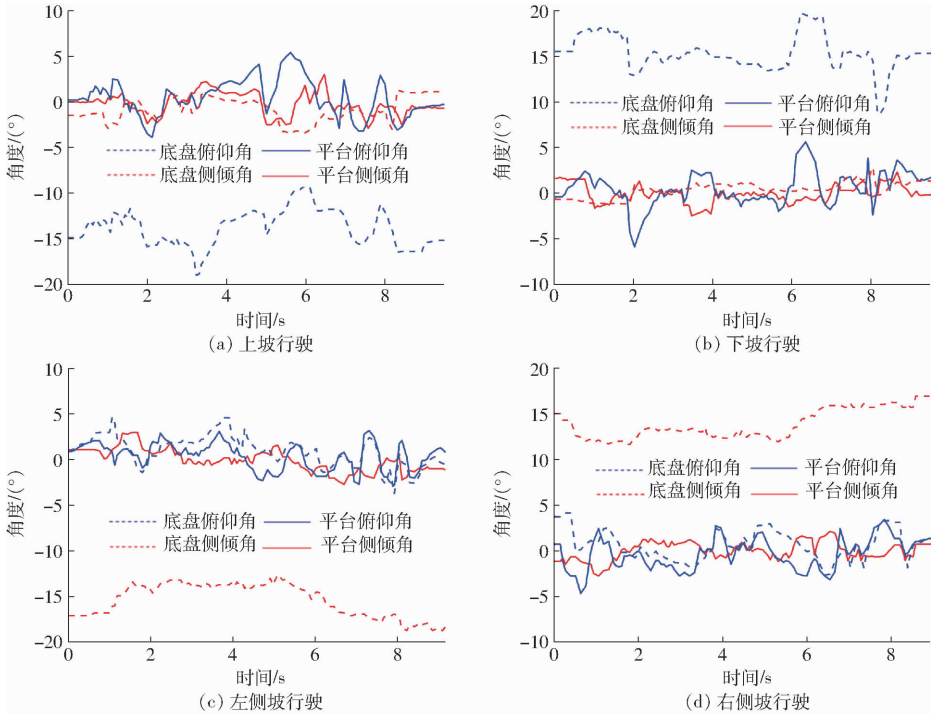


图 17 斜坡工况行驶试验结果

Fig. 17 Driving results under slope conditions

4 结论

(1)提出了一种基于四点调平和中心点不动调平法的全向动态四点调平装置,通过偏转机构自身的旋转以及机构中调整支腿的运动实现调平,通过自适应机构使平台搭载的作业机具作业方向不发生改变,平台中加入旋转运动,减少了控制件个数,降

低了控制难度。

(2)对调平装置的关键部件进行了分析,为保证偏转机构中的推杆电机在运动不同步时对装置的损坏最小,对调整支腿的安装位置及关键参数进行了优化分析与设计;通过对自适应机构的运动进行分析,确定了伸缩机构行程范围;对全向动态四点调平装置的调平方法进行了分析并且建立

了支腿受力的数学模型,通过仿真验证了其准确性。

(3)对样机进行了稳定性分析并进行了转场及斜坡作业试验;稳定性分析结果表明,启用调平功能后,调平装置可以有效改变整机重心,纵、横坡行驶的极限翻倾角均得到提高;在转场试验中,底盘俯仰角和侧倾角幅值分别为 17.9°、16.5°,但经调平后的平台俯仰角和侧倾角幅值分别为 6.4°、4.3°,且

各阶段俯仰角和侧倾角均值均小于 1.8°,满足全向动态调平功能的前提下,提高了整机转场稳定性,验证了调平方法可行性、理论分析计算正确性;在斜坡 4 种工况行驶试验中,底盘倾斜度均值分别为 14.1°、15.2°、15.5°、14.1°,平台倾斜度均值分别为 1.8°、1.6°、1.7°、1.6°,且平台倾斜度标准差均小于底盘倾斜度标准差,实现了动态调平功能,且调平性能稳定,满足山地茶园作业机具作业要求。

参 考 文 献

[1] 秦宽,梁小龙,曹成茂,等. 茶园切抛组合式开沟刀设计与试验[J]. 农业机械学报, 2021, 52(5): 74-82.
QIN Kuan, LIANG Xiaolong, CAO Chengmao, et al. Design and experiment of combined cutting and throwing ditching blade for tea garden[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(5): 74-82. (in Chinese)

[2] 郑航,傅童,薛向磊,等. 茶叶机械化采摘技术研究现状与展望[J]. 中国农机化学报, 2023, 44(9): 28-35.
ZHENG Hang, FU Tong, XUE Xianglei, et al. Research status and prospect of tea mechanized picking technology[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2023, 44(9): 28-35. (in Chinese)

[3] 孙景彬,刘志杰,杨福增,等. 丘陵山地农业装备与坡地作业关键技术研究综述[J]. 农业机械学报, 2023, 54(5): 1-18.
SUN Jingbin, LIU Zhijie, YANG Fuzeng, et al. Research review of agricultural equipment and slope operation key technologies in hilly and mountains region[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(5): 1-18. (in Chinese)

[4] HWANG S J, JANG M K, NAM J S. Application of lateral overturning and backward rollover analysis in a multi-purpose agricultural machine developed in South Korea[J]. Agronomy, 2021(11): 297.

[5] SUN Jingbin, MENG Chong, ZHANG Yazhou, et al. Design and physical model experiment of an attitude adjustment device for a crawler tractor in hilly and mountainous regions[J]. Information Processing in Agriculture, 2020,7(3): 466-478.

[6] 孙景彬,楚国评,潘冠廷,等. 遥控全向调平山地履带拖拉机设计与性能试验[J]. 农业机械学报, 2021, 52(5): 358-369.
SUN Jingbin, CHU Guoping, PAN Guanting, et al. Design and performance test of remote control omnidirectional leveling hillside crawler tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(5): 358-369. (in Chinese)

[7] 张静,刘昱,郑德聪,等. 丘陵山地拖拉机机身自平衡机构稳定性分析[J]. 中国农机化学报, 2022, 43(9): 102-108.
ZHANG Jing, LIU Yu, ZHENG Decong, et al. Stability analysis of self balancing mechanism for the body of hilly tractors[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2022, 43(9): 102-108. (in Chinese)

[8] 彭贺,马文星,王忠山,等. 丘陵山地拖拉机车身调平控制仿真分析与试验[J]. 吉林大学学报(工学版), 2019, 49(1): 157-165.
PENG He, MA Wenxing, WANG Zhongshan, et al. Control system of self-leveling in hilly tractor body through simulation and experiment[J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), 2019, 49(1): 157-165. (in Chinese)

[9] 刘平义,彭凤娟,李海涛,等. 丘陵山区农用自适应调平底盘设计与试验[J]. 农业机械学报, 2017, 48(12): 42-47.
LIU Pingyi, PENG Fengjuan, LI Haitao, et al. Design and experiment of adaptive leveling chassis for hilly area[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(12): 42-47. (in Chinese)

[10] 刘平义,王春燕,李海涛,等. 丘陵山区农用仿形行走动态调平底盘设计与试验[J]. 农业机械学报, 2018, 49(2): 74-81.
LIU Pingyi, WANG Chunyan, LI Haitao, et al. Terrain adaptive and dynamic leveling agricultural chassis for hilly area[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(2): 74-81. (in Chinese)

[11] 刘平义,柯呈鹏,柯婷,等. 丘陵山区农用预检测主动调平底盘设计与试验[J]. 农业机械学报, 2020, 51(3): 371-378.
LIU Pingyi, KE Chengpeng, KE Ting, et al. Design and experiment of pre-detection active leveling agricultural chassis for hilly area[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(3): 371-378. (in Chinese)

[12] CHEN Lin, KARKEE M, HE Long, et al. Evaluation of a leveling system for a weeding robot under field condition[J]. IFAC-PapersOnLine, 2018, 51(17): 368-373.

[13] PARK Y, SON H I. A sensor fusion-based cutting device attitude control to improve the accuracy of Korean cabbage harvesting [J]. Journal of the ASABE, 2022,65(6): 1387-1396.

[14] PARK Y, KIM H J, SON H I. Novel attitude control of Korean cabbage harvester using backstepping control[J]. Precision Agriculture, 2023, 24: 744-763.

[15] 孙文峰,何跃,付天鹏,等. 喷杆式喷雾机水平折叠喷杆设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(2): 116-127, 194.
SUN Wenfeng, HE Yue, FU Tianpeng, et al. Design and test of horizontal folding spray boom of sprayer[J]. Transactions of

the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(2): 116 – 127, 194. (in Chinese)

[16] 印祥, 安家豪, 王显, 等. 高地隙施药机喷杆自动调平系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(2): 98 – 105, 115.
YIN Xiang, AN Jiahao, WANG Xian, et al. Design and test of automatic beam leveling system for high-clearance sprayer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(2): 98 – 105, 115. (in Chinese)

[17] 周志艳, 周铭杰, 陈羽立, 等. 喷杆喷雾机旋翼悬浮式喷杆自动调平控制系统研究[J]. 农业机械学报, 2022, 53(12): 70 – 79.
ZHOU Zhiyan, ZHOU Mingjie, CHEN Yuli, et al. Automatic leveling control system of rotors hovering spray boom sprayer [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(12): 70 – 79. (in Chinese)

[18] 周志艳, 向颖, 陈羽立, 等. 喷杆喷雾机旋翼悬浮式喷杆自动收放控制系统研究[J]. 农业机械学报, 2023, 54(4): 120 – 131.
ZHOU Zhiyan, XIANG Ying, CHEN Yuli, et al. Automatic retraction control system of rotors hovering spray boom sprayer [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(4): 120 – 131. (in Chinese)

[19] 王晓燕, 邓博, 谭丁炀, 等. 无驱动式自动调平水田埋杆起浆整地机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(12): 20 – 31.
WANG Xiaoyan, DENG Bo, TAN Dingyang, et al. Design and experiment of undriven soil puddling machine with improved auto-leveling and straw-burying design for paddy field[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(12): 20 – 31. (in Chinese)

[20] 王军, 唐清, 穆森林, 等. 设计并测试了清洁筛网为谷物联合收割机[J]. Agriculture, 2023, 13(2): 377.

[21] 王艳, 刘艳. 钻机平台单通道液压调平支腿的控制分析[J]. 机床与液压, 2016, 44(22): 80 – 83, 89.
WANG Yan, LIU Yan. Control analysis of a drilling rig platform's single channel hydraulic leveling leg[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2016, 44(22): 80 – 83, 89. (in Chinese)

[22] 柯超, 谢守勇, 邓成志, 等. 丘陵山地移栽机自动调平系统设计与试验[J]. 中国农机化学报, 2023, 44(8): 17 – 26.
KE Chao, XIE Shouyong, DENG Chengzhi, et al. Design and test of automatic leveling system for transplanter in hilly and mountainous areas[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2023, 44(8): 17 – 26. (in Chinese)

[23] 吴先坤. 履带自走式采茶机的设计与试验研究[D]. 合肥: 安徽农业大学, 2018.
WU Xiankun. Design and experimental study on self-propelled tea-picking machine [D]. Hefei: Anhui Agricultural University, 2018. (in Chinese)

[24] 金诚谦, 杨腾祥, 刘岗微, 等. 履带式联合收获机全向调平底盘设计与试验[J]. 农业机械学报, 2020, 51(11): 393 – 402.
JIN Chengqian, YANG Tengxiang, LIU Gangwei, et al. Design and test of posture controlled chassis for caterpillar combine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(11): 393 – 402. (in Chinese)

(上接第 204 页)

[25] 马保建. 矮化休眠期枣树智能剪枝关键技术研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2022.
MA Baojian. Study on the key technologies of intelligent pruning for dwarf and dormant jujube tree[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2022. (in Chinese)

[26] 彭俊. 冬枣振动收获机理研究[D]. 杨凌: 西北农林科技大学, 2018.
PENG Jun. Mechanism study on vibration harvesting of *Ziziphus jujuba* Mill. cv. Dongzao [D]. Yangling: Northwest A&F University, 2018. (in Chinese)

[27] 翁凌云. 林果采收振动系统动态特性传递研究[D]. 南京: 南京林业大学, 2013.
WENG Lingyun. Research on dynamic properties transmitted of forest-fruit vibratory harvester system[J]. Nanjing: Nanjing Forestry University, 2013. (in Chinese)

[28] 季学文. 基于 Box – Behnken 设计法的生态复合固化土的性能研究[D]. 苏州: 苏州科技大学, 2021.
JI Xuewen. Research on properties of ecological composite solidified soil based on Box – Behnken design method[D]. Suzhou: Suzhou University of Science and Technology, 2021. (in Chinese)

[29] 曹卫彬, 杨双平, 李树峰, 等. 梳夹式红花采收机等高位装置参数优化[J]. 农业工程学报, 2019, 35(14): 48 – 56.
CAO Weibin, YANG Shuangping, LI Shufeng, et al. Parameter optimization of height limiting device for comb-type safflower harvesting machine[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(14): 48 – 56. (in Chinese)

[30] 伍德林, 赵恩龙, 姜山, 等. 基于能量传递规律的油茶树冠层振动参数优化与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(8): 23 – 33.
WU Delin, ZHAO Enlong, JIANG Shan, et al. Optimization and experiment of canopy vibration parameters of *Camellia oleifera* based on energy transfer characteristics[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(8): 23 – 33. (in Chinese)