

茶园仿生往复式开沟松土机设计与试验

秦宽^{1,2} 郎旭涛^{1,2} 沈周高^{3,4} 吴正敏^{3,4} 毕海军^{3,4}
曹成茂^{1,2} 孙燕^{1,2} 葛俊^{1,2} 方梁菲^{1,2}

(1. 安徽农业大学工学院, 合肥 230036; 2. 安徽省智能农机装备工程实验室, 合肥 230036;
3. 安徽农业大学茶与食品科技学院, 合肥 230036; 4. 茶树生物学与资源利用国家重点实验室, 合肥 230036)

摘要: 丘陵山区茶园土壤板结、石砾较多, 使用传统旋转或移动式开沟机会出现打石跳刀、刀具无法入土、开沟不深、作业阻力大的问题。为此, 依据人工铲土具有自发性以最低功耗完成最优作业路径的特点, 设计仿人工铲土动作的曲柄摇杆式开沟装置, 并研制小型茶园往复式开沟松土机。通过分析人工使用铁锹铲土的动作, 建立入土、切土、抛土的运动模型, 基于 Matlab 软件分析得到人工铲土时铁锹尖运动轨迹的拟合方程, 以此方程为基准, 建立曲柄连杆机构的目标函数, 结合约束条件解出曲柄摇杆机构结构参数, 同时对开沟铲进行开沟阻力分析, 确定开沟铲的结构参数。建立 Recurdyn 和 EDEM 耦合的开沟铲-土壤互作仿真模型, 并进行三因素三水平正交试验, 对作业和结构参数进行优化, 得到最优参数组合: 机器前进速度 v 为 0.06 m/s、曲柄转速 n 为 42 r/min、入土倾角 φ 为 80°。田间试验结果表明, 茶园往复式开沟松土机作业平均开沟深度为 211.5 mm, 开沟功率为 0.119 kW, 沟深稳定性系数为 90.9%, 相较于传统旋转式开沟机, 开沟功率降低 6.3%, 沟深稳定性系数提高 3.1 个百分点, 整机作业质量满足茶园农艺要求。

关键词: 茶园; 开沟松土机; 仿生; 曲柄连杆机构; Recurdyn; EDEM

中图分类号: S224.1⁺2 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2024)03-0029-11

OSID:



Design and Experiment of Reciprocating Furrowing and Loosening Machine for Tea Garden

QIN Kuan^{1,2} LANG Xutao^{1,2} SHEN Zhougao^{3,4} WU Zhengmin^{3,4} BI Haijun^{3,4}
CAO Chengmao^{1,2} SUN Yan^{1,2} GE Jun^{1,2} FANG Liangfei^{1,2}

(1. School of Engineering, Anhui Agricultural University, Hefei 230036, China

2. Anhui Intelligent Agricultural Machinery Equipment Engineering Laboratory, Hefei 230036, China

3. College of Tea and Food Science and Technology, Anhui Agricultural University, Hefei 230036, China

4. State Key Laboratory of Tea Plant Biology and Resource Utilization, Hefei 230036, China)

Abstract: Hilly mountainous areas of tea plantation soil crust, gravel is more, the use of traditional rotary or mobile furrowing machine will appear to hit the stone jump knife, the knife can not enter the soil, the furrow is not deep, the operation has the problem of high resistance. In view of the above problems, according to the artificial shoveling has the spontaneity to complete the optimal operating path with the lowest power consumption characteristics, the design of crank linkage mechanism device imitating the action of artificial shoveling, and the development of small-scale tea plantation reciprocating trenching and loosening machine were done. Through the analysis of artificial shovel shoveling action, the establishment of the soil into the soil, cut the soil, throw the soil movement model was carried out, based on Matlab software analysis to get the artificial shovel tip trajectory fitting equation, taking this equation as a benchmark, the crank linkage mechanism of the objective function, combined with the constraints of the crank rocker mechanism was established to solve the structural parameters, and at the same time on

收稿日期: 2023-11-14 修回日期: 2024-01-17

基金项目: 国家自然科学基金青年基金项目(52105239、52075003、52205509)、茶树生物学与资源利用国家重点实验室开放基金项目(SKLT0F20210121)和安徽省自然科学基金项目(2308085ME160)

作者简介: 秦宽(1989—), 男, 副教授, 博士, 主要从事特色经济作物装备研究, E-mail: qinkuan@ahau.edu.cn

通信作者: 曹成茂(1964—), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事特色经济作物装备研究, E-mail: caochengmao@sina.com

the trenching shovel for the analysis of the resistance to trenching, to determine the structural parameters of the trenching shovel. Coupled Recurdyn and EDEM furrowing shovel-soil interaction simulation model was established, and a three-factor, three-level orthogonal test was conducted to optimize the operational and structural parameters, and the optimal parameter combinations were obtained as follows: the forward speed v of the implement was 0.06 m/s, the rotational speed of the crank was 42 r/min, and the inclination angle of the soil entry φ was 80° . The field test showed that the average furrowing depth of reciprocating furrowing and loosening machine operation in tea plantation was 211.5 mm, the power consumption of furrowing was 0.119 kW, and the coefficient of stability of trench depth was 90.9%, which reduced the power consumption of furrowing by 6.3% and the coefficient of stability of furrow depth was increased by 3.1 percentage points and the quality of the whole machine operation satisfied the agronomic requirements.

Key words: tea gardens; furrowing and loosening machines; bionic; crank linkage mechanism; Recurdyn; EDEM

0 引言

我国是茶叶种植和生产大国,目前全国茶园面积达 $3.30 \times 10^6 \text{ hm}^{2[1]}$,其中 60% 以上位于丘陵山区,该种植环境下的茶园有坡度、行距窄,且土壤多含有砂砾、石块^[2]。对于茶园种植的开沟施肥环节,一般要求开沟深度不低于 20 cm^[3],若采用机械化作业,会有动力受限,石块易与刀具相碰,开沟时阻力大的现象^[4-6]。

国内外学者已对茶园开沟机具进行了相关研究。张海鹏^[7]设计了丘陵茶园开沟施肥覆土一体机,开沟刀具采用旋转式结构,满足 15 cm 以内的开沟松土作业要求;姜嘉胤等^[8]设计了一种茶园耕作机构,以鼯鼠挖掘动作作为原型,采用四连杆结构,刀具以鼯鼠爪趾为仿生对象,开沟松土深度在 10 cm 左右;ZHANG 等^[9]设计了一种茶园深松机,耕作机构为四连杆机构,刀具以蝼蛄前足为仿生对象,满足浅层开沟松土作业要求;笔者研究团队也对茶园开沟机具进行了相关研究,秦宽等^[10]设计了茶园切抛组合式开沟刀,应用离散元法设计了茶园专用抛土刀,刀具采用抛土刀与切土刀结合的组合形式,满足少石块土壤一般开沟深度的作业要求。从现有研究可以看出,茶园使用的小型开沟机多为旋转式或移动式开沟机^[11],此类开沟机虽然能在茶园中完成开沟作业,但仍然存在开沟阻力大,遇到石砾出现打刀弹跳,开沟深度不稳定的问题。

本文针对上述问题,设计茶园往复式开沟松土机。开沟松土机受人工使用铁锹进行茶园挖沟启发,设计一种能够模拟人工铲土动作的往复式开沟松土装置,利用仿生学最大限度降低开沟阻力,避免高速旋转产生打刀问题,提高开沟质量,增大开沟深度。

1 往复式茶园开沟松土机结构与工作原理

茶园每年需要施 2 或 3 次基肥,以保证茶树养

分。基肥需开沟深施,沟深需达到 200 mm 以上,宽度达到 250 mm,且沟底平整^[3],才能利于茶树吸收基肥。因此为满足茶树施肥开沟的农艺要求,设计茶园往复式开沟松土机,用于深施基肥的前期开沟松土作业。

1.1 整机结构

往复式茶园开沟松土机整机结构如图 1 所示,主要由机架、扶手、链轮传动装置、175F 柴油机、动力轮、转向轮、拨挡杆、开沟松土装置等组成。开沟松土装置位于机器前段,由曲柄、摇杆、连杆以及开沟铲等组成,如图 1b 所示。曲柄回转中心与链轮固定在一起,连杆上装有开沟铲并与曲柄铰接,摇杆一端与连杆铰接,一端铰接于机架。柴油机安装于机器末端以平衡机器开沟时来自地面的反作用力,换挡杆位于柴油机的下方,用于控制机器的前进、倒退及启动。机器主要技术参数如表 1 所示。

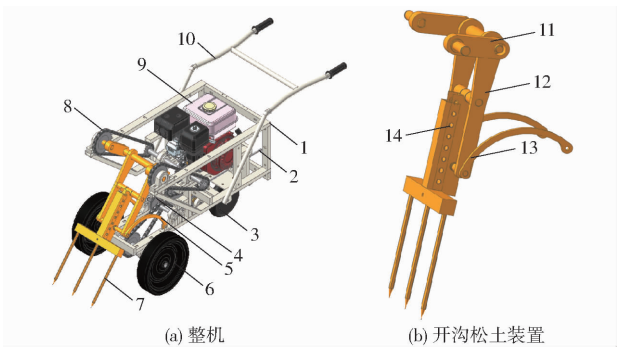


图 1 往复式茶园开沟松土机结构图
Fig.1 Structure diagrams of reciprocating tea garden ditching machine

1. 机架 2. 换挡杆 3. 转向轮 4. 换向齿轮 5. 开沟松土装置
6. 主动轮 7. 开沟铲 8. 链轮 9. 柴油机 10. 扶手 11. 曲柄
12. 连杆 13. 摇杆 14. 沟深调节装置

1.2 工作原理

作业时,柴油机动力经离合器通过链轮向 2 个方向传动,由柴油机经链轮传递至开沟装置,带动曲柄做回转运动,连杆在曲柄的驱使下做往复运动,同

表 1 主要技术参数
Tab.1 Main technical parameters

参数	数值	参数	数值
外形尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm)	1 200×500×450	切土节距/mm	90~110
配套动力/kW	4	整机质量/kg	180
作业速度/(m·s ⁻¹)	0.06	开沟深度/mm	150~250
作业幅宽/mm	500	耕作宽度/mm	300

时摇杆随连杆往复运动做上下摆动,在曲柄转动和摇杆往复摆动的共同作用下,开沟铲完成开沟作业;由柴油机经链轮与齿轮换向装置传递至实心行走轮带动开沟松土机前进。工作时,茶园往复式开沟松土机完成入土、切土、抛土的开沟作业。

2 关键部件设计与力学分析

2.1 人工铲土动作分析

人工使用铁锹铲土作业具有自然性人机工程学原理,会使铁锹铲土自发性地以最低功耗完成最优作业路径。因此本往复式茶园开沟松土机的曲柄连杆机构在开沟时模仿人工使用铁锹铲土动作,使开沟松土机作业具有最优作业质量的同时功耗最低。为模拟人工铲土动作,对茶园人工铲土动作进行高速摄像机拍摄后,以实际动作为标准建立人工铲土模型(图2),分析人工铲土过程中铁锹的运动轨迹。

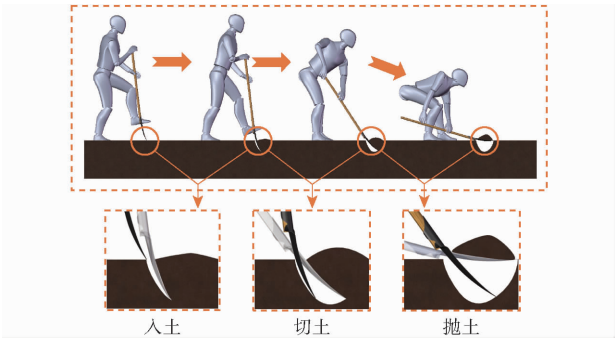


图2 人工铲锹动作分析模型

Fig.2 Model diagram of manual shovel action analysis

根据人工铲土的动作,可以将人工挥动铁锹一个完整周期动作分解为:入土、切土、抛土3个阶段。入土阶段铁锹在土壤表面以近乎垂直的角度入土,此时铁锹与地面的夹角在80°~85°之间,切土阶段铁锹将土堡切下,抛土阶段铁锹将切下的土堡抛出。

茶园往复式开沟松土机的曲柄连杆机构铲尖运动曲线应尽量与人工铲土过程中铁锹锹尖轨迹保持一致,因此对入土、切土、抛土3个步骤中铁锹锹尖的运动轨迹进行分析,建立如图3所示的坐标系。可获得入土、切土、抛土段的运动轨迹 M_1M_2 、 M_2M_3 和 M_3M_4 。

为获得人工铲土过程中铁锹锹尖轨迹,使用数

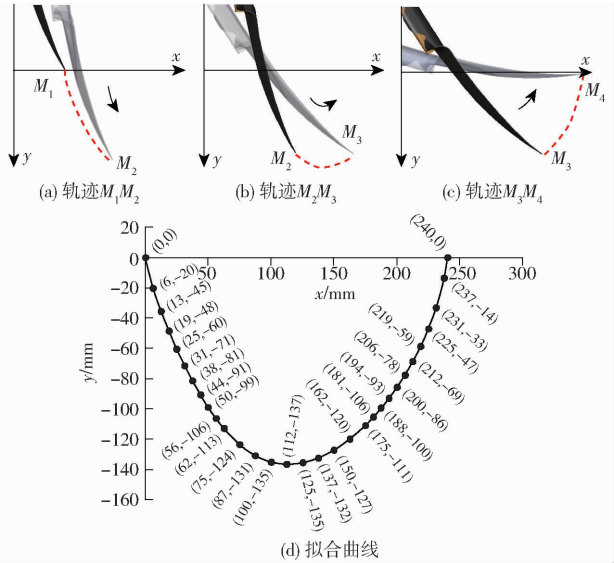


图3 人工铲锹轨迹

Fig.3 Manual shovel trajectory diagram

学拟合曲线法提取图2中锹尖轨迹。在轨迹 M_1M_2 、 M_2M_3 和 M_3M_4 上沿 x 轴正方向等距取点,共取30个点。将数据导入到 Matlab 中,利用曲线拟合工具对数据进行拟合,为提高拟合精度,选用6次多项式进行曲线拟合,获得如图3d所示的拟合曲线, R^2 为0.9998,拟合曲线方程为

$$f(x_i) = 3.775x^6 + 2.818x^5 - 6.183x^4 - 11.11x^3 + 52.98x^2 + 6.403x - 136.9 \tag{1}$$

2.2 曲柄摇杆机构设计

为使设计的曲柄摇杆机构能够模拟人工使用铁锹时的锹尖轨迹曲线,曲柄摇杆机构运动所驱动的铲尖曲线应尽量逼近式(1)。因此首先根据连杆运动机械原理,建立如图4所示的运动模型。

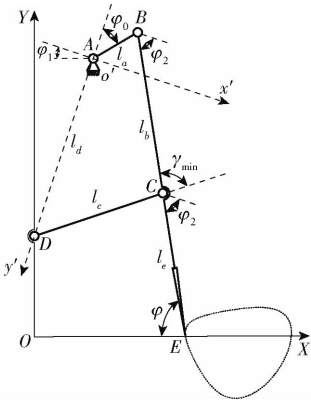


图4 曲柄摇杆机构运动模型

Fig.4 Crank-slider mechanism motion model diagram

以 O 为原点,建立直角坐标系 OXY ,为方便计算曲柄连杆机构杆长,同时以点 A 为原点,机架 AD 为 y' 轴,建立子坐标系 $o'x'y'$ 。其中 AB 为曲柄、 BC 为连杆、 DC 为摇杆、 CE 为开沟铲。开沟铲与连杆固定在一起,曲柄转动时开沟铲与连杆一起运动,因此

可将连杆的延长线作为开沟铲。

2.2.1 设计变量确定

开沟铲铲尖点 E 在标准坐标系 OXY 中的位置可以由曲柄长 l_a 、连杆长 l_b 、摇杆长 l_c 、机架长 l_d 、开沟铲长 l_e 、 X 轴与 x' 轴的夹角 φ_1 、连杆 BC 与 x' 轴夹角 φ_2 、曲柄 AB 与 y' 轴夹角 φ_0 以及点 A 在坐标系 OXY 中的坐标 (X_A, Y_A) 作为自变量来确定^[12], 故可取设计变量为 $l_a, l_b, l_c, l_d, l_e, \varphi_0, \varphi_1, \varphi_2, X_A, Y_A$ 。

2.2.2 目标函数建立

开沟铲铲尖点 E 在坐标系 $o'x'y'$ 中的坐标为 (x_e, y_e) , 则点 E 坐标 (x_e, y_e) 可以表示为

$$x_e = l_a \sin \varphi_0 + (l_b + l_e) \cos \varphi_2 \tag{2}$$

$$y_e = (l_b + l_e) \sin \varphi_2 - l_a \cos \varphi_0 \tag{3}$$

由式(2)、(3)联立消去 φ_2 可得

$$x_e^2 + y_e^2 = (l_b + l_e)^2 + 2l_a x_e \sin \varphi_0 + 2l_a y_e \sin \varphi_0 - l_a^2 \tag{4}$$

式(4)是点 $E(x_e, y_e)$ 在坐标系 $o'x'y'$ 中的一个代数方程。为将设计的曲柄摇杆机构铲尖运动曲线方程与人工铲土过程中铁锹铲尖曲线方程相匹配, 需将式(4)转换到标准坐标系 OXY 内。由图 4 已知点 A 在坐标系 OXY 中的坐标为 (X_A, Y_A) , X 轴与 x' 的夹角为 φ_1 , 点 E 在坐标系 OXY 中的坐标为 (X_E, Y_E) , 则曲柄摇杆机构铲尖运动曲线从 $o'x'y'$ 坐标系转换到标准 OXY 坐标系后表达式为

$$\begin{cases} x_e = (X_E - X_A) \cos \varphi_1 + (Y_A - Y_E) \sin \varphi_1 \\ y_e = (X_E - X_A) \sin \varphi_1 + (Y_A - Y_E) \cos \varphi_1 \end{cases} \tag{5}$$

将式(5)代入式(4)可以得到标准坐标系 OXY 上的开沟铲铲尖点 E 的坐标方程为

$$\begin{aligned} 0 = & (l_b + l_e)^2 + 2l_a [(X_E - X_A) \cos \varphi_1 + \\ & (Y_A - Y_E) \sin \varphi_1] \sin \varphi_0 + \\ & 2l_a [(X_E - X_A) \sin \varphi_1 + (Y_A - Y_E) \cos \varphi_1] \sin \varphi_0 - l_a^2 - \\ & (X_E - X_A)^2 - (Y_A - Y_E)^2 - \\ & 2(X_E - X_A)(Y_A - Y_E) \sin(2\varphi_1) \end{aligned} \tag{6}$$

将曲柄的一周转角 30 等分, 可以得到 30 个曲柄 AB 与 y' 轴的夹角 φ_0 , 将这些值代入式(6)可得开沟铲铲尖点 E 的坐标 (X_E, Y_E) 。

为使开沟铲铲尖点 E 的运动曲线逼近人工铲土过程中铁锹铲尖轨迹的拟合曲线, 根据点 E 的运动曲线与锹尖轨迹拟合曲线上的 30 个点的均方根误差最小来建立目标函数, 即

$$f(x) = \sum_{i=1}^{30} [(X_{Ei} - x_i)^2 + (Y_{Ei} - y_i)^2]^{\frac{1}{2}} \tag{7}$$

2.2.3 约束条件建立

曲柄摇杆机构的各杆长必须大于零, 且曲柄 AB 为最短杆件, 因此有

$$g_1(x) = -l_a < 0 \tag{8}$$

由曲柄存在条件可知, 最短构件与最长构件长度之和小于或等于其他两构件长度之和, 因此可得

$$g_2(x) = l_a + l_d - l_b - l_c \leq 0 \tag{9}$$

$$g_3(x) = l_a + l_b - l_c - l_d \leq 0 \tag{10}$$

$$g_4(x) = l_a + l_c - l_b - l_d \leq 0 \tag{11}$$

为保证良好的传动, 应使最小传动角 $\gamma_{\min} \geq 40^\circ$, 即

$$g_5(x) = \arccos \frac{l_b^2 + l_c^2 - (l_d + l_a)^2}{2l_b l_c} - 150^\circ \leq 0 \tag{12}$$

综上可知本机构为 10 个设计变量、5 个不等式约束的非线性方程优化问题, 选用惩罚函数法, 将约束条件作为惩罚项加到目标函数中进行求解, 可得最优方案如表 2 所示。

表 2 曲柄连杆机构参数

Tab. 2 Parameters of crank linkage mechanism

参数	数值	参数	数值
曲柄长 l_a/mm	120	X_A/mm	170.6
连杆长 l_b/mm	350	Y_A/mm	623.1
摇杆长 l_c/mm	300	X 与 x' 夹角 $\varphi_1/(^\circ)$	22
机架长 l_d/mm	497	最小传动角 $\gamma/(^\circ)$	59
开沟铲总长 l_e/mm	356 ~ 406		

2.3 开沟铲结构设计

开沟铲为关键触土部件, 其结构如图 5 所示。为减小开沟阻力, 提高工作效率, 需对开沟铲进行结构设计。开沟铲在工作时需克服破坏土壤时所带来的阻力, 主要以入土时开沟铲铲尖的贯入、切开阻力和切土时开沟铲杆齿的切削阻力为主^[13]。影响开沟阻力的关键因素为: 铲尖锥角 α 、杆齿长度 l_1 、开沟铲宽度 l_2 。

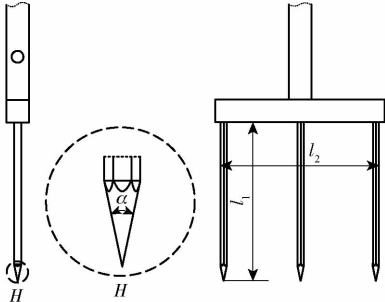


图 5 开沟铲结构图

Fig. 5 Structure diagram of trenching shovel

2.3.1 开沟铲铲尖结构参数设计

开沟铲入土时所受阻力如图 6 所示。为减小开沟铲入土阻力, 对开沟铲铲尖结构参数进行设计。

由图 6 可知, 开沟铲铲尖在入土过程中需克服来自土壤的摩擦力 F_{f1}, F_{f2} , 土壤粘附力 F_{c1}, F_{c2} , 土壤内聚力 F_c , 以及来自土壤的正压力 N_1, N_2 。则开

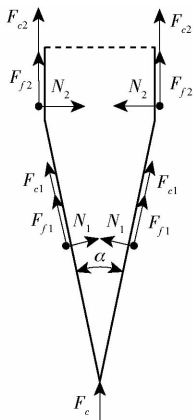


图 6 开沟铲入土受力分析

Fig. 6 Stress diagram of trenching and shoveling into soil

沟铲所受阻力为

$$F_z = 2N_1 \sin \frac{\alpha}{2} + \left(2F_{f1} \cos \frac{\alpha}{2} + 2F_{f2} \right) + 2F_{c1} \cos \frac{\alpha}{2} + 2F_{c2} + F_c \quad (13)$$

其中

$$\begin{cases} F_{f1} = \mu N_1 \\ F_{f2} = \mu N_2 \\ N_1 = P_i S_i \end{cases} \quad (14)$$

式中 F_z ——开沟铲所受阻力, N

S_i ——开沟铲与土壤接触面积, m^2

P_i ——开沟铲单位面积上所受压力, Pa

μ ——土壤对金属的摩擦因数

由式(13)、(14)可得

$$F_z = 2 \left(F_{f1} + F_{f2} + 2F_{c2} \cos \frac{\alpha}{2} \right) + P_i S_i + \mu P_i S_i \cos \frac{\alpha}{2} + F_c \quad (15)$$

对式(15)二次求导, 可得

$$\alpha = 2 \arcsin \sqrt[3]{\frac{\mu P_i S_i}{F_{c2}}} \quad (16)$$

由式(16)计算可得开沟铲铲尖入土阻力最小时 α 为 45° 。

2.3.2 开沟铲杆齿结构参数设计

开沟铲杆齿入土后达到最大沟深处时开始切削土壤, 如图 7 所示。开沟铲所受的力为杆齿在压开

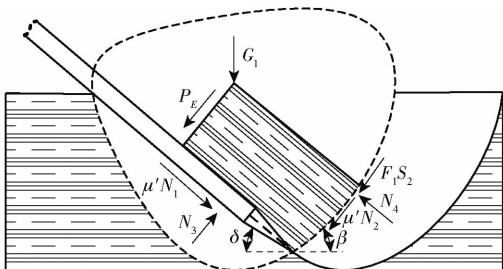


图 7 开沟铲切土过程受力分析

Fig. 7 Stress diagram of soil cutting process with trenching shovel

土堡时所产生的力, 此时开沟铲开沟产生的阻力是整个开沟过程中受到的最大阻力。

从力的平衡条件可得开沟铲切土阻力 F_Q 为

$$F_Q = N_3 \sin \delta + \mu N_3 \cos \delta + k f_1 \quad (17)$$

由图 7 可得土块静力平衡条件有

$$G_1 - N_3 (\cos \delta - \mu \sin \delta) - N_4 (\cos \beta - \mu' \sin \beta) + (F_1 S_2 + P_E) \sin \beta = 0 \quad (18)$$

$$N_3 (\sin \delta + \mu \cos \delta) - N_4 (\sin \beta + \mu' \cos \beta) - (F_1 S_2 + P_E) \sin \beta = 0 \quad (19)$$

式中 N_3 ——土壤对杆齿的法向力, N

N_4 ——土壤受到的法向力, N

F_1 ——土壤内聚压力, N/m^2

S_2 ——土堡横截面积, m^2

k ——单位宽度土壤纯切削阻力, N/mm

f_1 ——沟宽, mm

δ ——开沟铲杆齿与水平方向夹角, $(^\circ)$

β ——土块底部与水平面夹角, $(^\circ)$

P_E ——土体加速度, m/s^2

G_1 ——土体重力, N

μ' ——土壤与土壤摩擦因数

将式(17)~(19)消去 N_3 、 N_4 得

$$(F_Q - k f_1) \left(\frac{\cos \delta - \mu \sin \delta}{\sin \delta + \mu \cos \delta} + \frac{\cos \beta - \mu' \sin \beta}{\sin \beta + \mu' \cos \beta} \right) = G_1 + \frac{F_1 S_2 + P_E}{\sin \beta + \mu' \cos \beta} \quad (20)$$

设
$$z = \frac{\cos \delta - \mu \sin \delta}{\sin \delta + \mu \cos \delta} + \frac{\cos \beta - \mu' \sin \beta}{\sin \beta + \mu' \cos \beta} \quad (21)$$

得
$$F_Q = \frac{G_1}{z} + \frac{F_1 S_2 + P_E}{z (\sin \beta + \mu' \cos \beta)} + k f_1 \quad (22)$$

其中
$$G_1 = \gamma h^2 f_1 \quad (23)$$

$$S_2 = \frac{h^2}{\sin \beta} \quad (24)$$

式中 γ ——土壤湿容重

h ——沟深, mm

因茶园往复开沟松土机为小型机器, 受机器尺寸限制, 机器动力不能过大, 即切土阻力 F_Q 不能过大。由式(22)可知, 切土阻力与被切下的土堡的沟宽和沟深成正比, 机器开沟深度 h 为 200 ~ 250 mm, 代入式(22)中可求得机器允许的沟宽 f_1 最大不能超过 320 mm。为满足农艺要求, 开沟铲杆齿加工参数应满足 $l_1 > h$, $l_2 < f_1$ 。同时考虑到加工经济性, 取 l_2 为 300 mm, l_1 为 280 mm。

2.3.3 开沟铲杆齿数设计

茶园往复开沟松土机作业时, 开沟铲铲起的土块宽度一般在 150 mm 左右, 而农用钢叉一般设计为 2 齿、3 齿或 4 齿。若选用 2 齿进行开沟铲结

构设计,则杆齿之间的距离为 270 mm,远大于土块的宽度,土块会从杆齿间漏过,不利于抛土;若选用 4 齿进行开沟铲结构设计,则杆齿之间的距离会缩短为 80 mm,小于土块宽度,但茶园常见杂草繁缕、马唐、狗尾草等根系平均长度一般在 100 mm 左右^[14],大于 80 mm 的杆齿间距,杆齿在插入土壤后,会切断杂草根系,若杆齿间距小于杂草根系长度,出土后易造成杂草根系缠绕杆齿,因此选用 4 齿进行开沟铲结构设计,虽有利于抛土,但易导致缠草;选用 3 齿结构进行设计,则杆齿之间的距离为 127.5 mm,小于土块宽度且大于草根长度,既有利于抛土又不易缠草。综上,选择 3 齿进行开沟铲结构设计。

3 开沟松土机作业参数设计

开沟铲在作业时完成复合运动:开沟铲在开沟装置带动下做往复回转运动;开沟铲随机具前进的直线运动。因此茶园往复式开沟松土机在工作时,铲尖会产生相对地面的绝对运动轨迹,如图 8 所示。绝对运动轨迹的主要参数有切土节距 s 、沟深 h 、最大切土厚度 f 以及沟底凸起高度 h_c 。由开沟农艺要求对绝对运动轨迹进行设计。

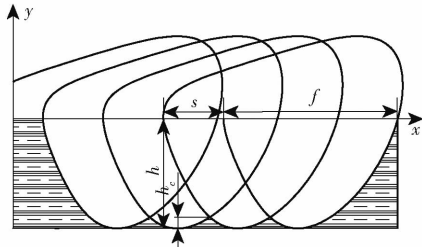


图 8 铲尖绝对运动轨迹

Fig. 8 Absolute motion path of shovel tip

最大切土厚度 f 为一次完整开沟行程内开沟铲的最大切土厚度^[15]。

切土节距 s 为开沟铲在机器前进方向上相邻两个入土点之间的距离^[15],计算式为

$$s = \frac{v}{n}$$

(25)

式中 v ——机器前进速度, m/s

n ——曲柄转速, r/min

为避免出现重耕漏耕的现象,切土节距应满足 $s < f$,同时针对茶园土壤物理形状,土壤深厚、质地粗松、石砾含量较高的特点,切土节距取 90 ~ 110 mm 较为适宜^[16]。机器工作时人处于倒退行走状态,参考人倒退行走速度,机器前进速度 v 取 0.06 ~ 0.08 m/s 较为适宜,代入式(25)可得曲柄转速 n 为 42 ~ 66 r/min 。

沟底凸起高度 h_c 为相邻两个工作行程开沟铲

切土后残留在耕层底部凸起部分的高度。根据相关农业技术要求, h_c 应小于入土深度的 20%^[17]。此处沟深为 200 ~ 250 mm,即 h_c 应小于 30 mm。

4 仿真优化

在仿人工使用铁锹作业关键机构设计完成的基础上,对影响开沟质量及开沟功耗的关键结构和作业参数进行仿真。

4.1 仿真试验方法

经过仿真分析发现,不同的入土倾角 φ 以及不同的曲柄转速 n 与前进速度 v 的组合对开沟质量和开沟功耗有显著影响。因此选取入土倾角 φ 、曲柄转速 n 以及机器前进速度 v 为试验因素,试验因素取值范围以本文中结构和作业参数的计算结果为准。以开沟功率 Y_1 和沟深稳定性系数 Y_2 为试验指标进行三因素三水平正交试验。试验因素编码如表 3 所示。

表 3 试验因素编码
Tab. 3 Coding of experimental factors

编码	因素		
	入土倾角	曲柄转速	前进速度
	$\varphi/(^{\circ})$	$n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	$v/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$
-1	80.0	42	0.06
0	82.5	54	0.07
1	85.0	66	0.08

仿真试验时,通过调节点 A 的位置,即曲柄的安装位置,可获得不同的入土倾角 φ ;曲柄转速 n 和机器前进速度 v 使用 Recurdyn 中的 step 运动函数进行定义,可实现 EDEM 中无法实现的多连杆运动功能。

开沟功率 Y_1 的测定方法:根据转速、转矩和功耗的关系,测定得到仿真过程中曲柄处的转矩 T ,开沟功率计算式为

$$Y_1 = \frac{nT}{9\,550}$$

(26)

沟深稳定性系数 Y_2 的测定方法:用 Recurdyn 中的 Cutting 工具做杆齿开沟瞬时土壤的剖切面,导入到 AutoCAD 中,做沟底的切线,测量此处切线与土壤表面的距离作为沟深,连续测量 10 次,记为 $X_i (i = 1, 2, \dots, 10)$,测量方法如图 9 所示,根据测得的数据,计算沟深稳定性系数

$$Y_2 = 1 - V_a$$

(27)

其中

$$V_a = \frac{S_a}{X_a} \times 100\%$$

(28)

$$S_a = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{10} (X_i - X_a)^2}{N_i - 1}}$$

(29)

$$X_a = \frac{\sum_{i=1}^{10} X_i}{N_i}$$

(30)

式中 X_a ——平均沟深,mm
 S_a ——开沟深度标准差,mm
 V_a ——开沟深度变异系数,%
 N_i ——测量点数

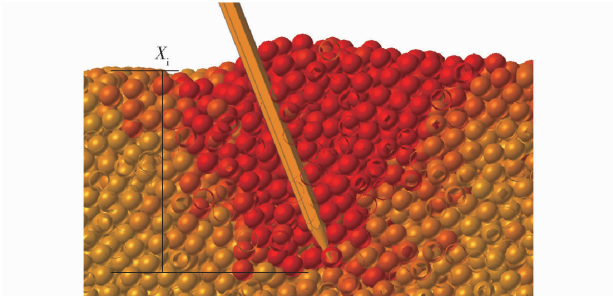


图 9 沟深测量方法

Fig.9 Trench depth measurement method chart

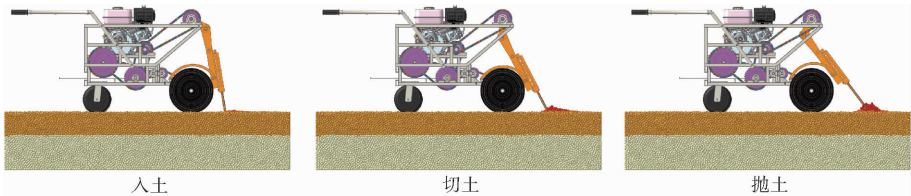


图 10 Recurdyn - EDEM 联合仿真模型

Fig.10 Recurdyn - EDEM joint simulation model diagram

在 EDEM 中建立土壤模型,因茶园土壤为土质较疏松的砂壤土,因此土壤建模时的土壤密度等参数参照砂壤土进行设置^[20-22],但受计算空间限制,适当增大颗粒粒径可以减小计算时间,因此建模时土壤颗粒粒径按正态分布设置为 2~4 mm。茶园土壤具有硬地土特性,土壤之间有较强的抵抗正向和切向的粘结力,因此设置土壤颗粒之间的接触为 Hertz - Mindlin with Bonding 粘结模型^[23]。其他仿真参数参考文献[24-27]进行设置,其参数如表 4 所示。

表 4 EDEM 仿真参数

Tab.4 EDEM simulation parameters

参数	数值	参数	数值
土壤密度/(kg·m ⁻³)	1 600	土壤-土壤恢复系数	0.7
土壤泊松比	0.32	土壤-铁恢复系数	0.6
土壤剪切模量/Pa	1×10 ⁶	土壤-土壤静摩擦因数	0.5
铁密度/(kg·m ⁻³)	7 830	土壤-铁静摩擦因数	0.7
铁泊松比	0.4	土壤-土壤滚动摩擦因数	0.55
铁剪切模量/Pa	8×10 ¹⁰	土壤-铁滚动摩擦因数	0.04

4.3 仿真试验方案与结果

试验方案及结果如表 5 所示。

4.4 仿真试验结果分析

使用 Design-Expert 软件对试验结果进行回归

4.2 Recurdyn - EDEM 联合仿真模型建立

在 Solidworks 中建立机器三维模型并装配,将模型以 xt 格式导入到 Recurdyn 软件中^[18]。对导入到 Recurdyn 软件中的模型进行属性定义,设置机器模型材质为 steel^[19]。在 Professional 模块 joint 选项卡中选择 revolute 给机器各个运动部分添加转动副,并在 revolute 属性中对 joint 的静摩擦因数和动摩擦因数进行定义;在 Marker and Body 选项卡中选择 ground 添加地面,并定义地面的位置和大小;在 Contact 选项卡中定义机器和地面的接触,同时设置接触的摩擦因数。给机器添加驱动,驱动类型为 velocity(time),其函数表达式选用 step 阶跃函数进行定义。为获得铲尖相对地面的绝对运动轨迹,在 Trace 中给铲尖添加 marker 点。最后将 Recurdyn 中的模型导出 WALL 文件并导入到 EDEM 中。仿真模型如图 10 所示。

表 5 试验方案与结果

Tab.5 Test plan and results

试验 编号	因素			开沟功率 Y_1/kW	沟深稳定性系数 $Y_2/\%$
	入土倾角 $\varphi/(^\circ)$	曲柄转速 n $/(r\cdot\text{min}^{-1})$	前进速度 $v/(m\cdot s^{-1})$		
1	80.0	42	0.07	0.100 681	88.2
2	85.0	42	0.07	0.375 864	94.2
3	80.0	66	0.07	0.250 838	85.2
4	85.0	66	0.07	0.527 277	90.1
5	80.0	54	0.06	0.177 958	91.1
6	85.0	54	0.06	0.375 864	93.9
7	80.0	54	0.08	0.160 995	85.2
8	85.0	54	0.08	0.370 209	91.9
9	80.0	42	0.06	0.157 853	92.5
10	82.5	66	0.06	0.333 770	88.1
11	82.5	42	0.08	0.140 262	90.8
12	82.5	66	0.08	0.313 037	85.1
13	82.5	54	0.07	0.240 057	88.8
14	82.5	54	0.07	0.200 257	89.5
15	82.5	54	0.07	0.240 199	88.1
16	82.5	54	0.07	0.240 157	89.6
17	82.5	54	0.07	0.220 157	89.1

拟合分析,得到开沟功率 Y_1 、沟深稳定性系数 Y_2 的二次项回归模型为

$$Y_1 = 0.378\,2 + 0.119\,8X_1 + 0.081\,3X_2 - 0.007\,6X_3 + 0.000\,3X_1X_2 + 0.002\,8X_1X_3 - 0.000\,8X_2X_3 + 0.060\,3X_1^2 + 0.025\,2X_2^2 - 0.017\,2X_3^2 \quad (31)$$
$$Y_2 = 89.02 + 2.55X_1 - 2.15X_2 - 1.57X_3 - 0.275X_1X_2 + 0.975X_1X_3 - 0.325X_2X_3 + 0.902\,5X_1^2 - 0.497\,5X_2^2 + 0.602\,5X_3^2 \quad (32)$$

式中 X_1 、 X_2 、 X_3 ——因素编码值

对回归模型中各项回归系数以及影响试验指标 Y_1 的 3 个因素进行显著性检验和方差分析,结果如表 6 所示。

表 6 开沟功率 Y_1 方差分析

Tab. 6 Trenching power consumption Y_1 ANOVA

方差来源	平方和	自由度	均方	F	P
模型	0.187 6	9	0.020 8	34.81	<0.000 1 **
φ	0.114 9	1	0.114 9	191.88	<0.000 1 **
n	0.052 9	1	0.052 9	88.27	<0.000 1 **
v	0.000 4	1	0.000 4	0.77	0.407 8
φn	3.95×10^{-7}	1	3.95×10^{-7}	0.000 7	0.980 2
φv	3.20×10^{-5}	1	3.20×10^{-5}	0.05	0.823 9
nv	2.47×10^{-6}	1	2.47×10^{-6}	0.004 1	0.950 6
φ^2	0.015 3	1	0.015 3	25.54	0.001 5 **
n^2	0.002 7	1	0.002 7	4.48	0.072 1
v^2	0.001 2	1	0.001 2	2.07	0.193 1
残差	0.004 1	7	0.000 6		
失拟项	0.002 9	3	0.001 0	3.06	0.154 3
误差	0.001 3	4	0.000 3		
总和	0.191 8	16	0.020 8		

注:** 表示影响极显著($P < 0.01$),下同。

由表 6 可知,目标函数开沟功率 Y_1 回归方程极显著,且失拟项 P 为 0.154 3,大于 0.05,无失拟因素存在;开沟功率 Y_1 的 R^2 为 0.978 1,表明二次回归方程预测值与实际值高度匹配,故可以用开沟功率 Y_1 的二次回归方程进行分析。

由 P 值可知,入土倾角 φ 、曲柄转速 n 及入土倾角的平方 φ^2 对开沟功率具有极显著影响。由 F 值可知,开沟功率 Y_1 的主要因素影响大小顺序为:入土倾角 φ 、曲柄转速 n 、机器前进速度 v 。

对回归模型中各项回归系数以及影响试验指标 Y_2 的 3 个因素进行显著性检验和方差分析,结果如表 7 所示。

由表 7 可知,目标函数沟深稳定性系数 Y_2 回归方程极显著,且失拟项 P 值为 0.207 7,大于 0.05,无失拟因素存在;沟深稳定性系数 Y_2 的 R^2 为 0.966 6,表明二次回归方程预测值与实际值高度匹配,故可以用沟深稳定性系数 Y_2 的二次回归方程进行分析。

由 P 值可知,入土倾角 φ 、曲柄转速 n 、机器前进速度 v 对沟深稳定性系数具有极显著影响,入土

表 7 沟深稳定性系数 Y_2 方差分析

Tab. 7 Coefficient of stability of furrow depth Y_2 ANOVA

方差来源	平方和	自由度	均方	F	P
模型	119.31	9	13.26	22.53	0.000 2 **
φ	52.02	1	52.02	88.43	<0.000 1 **
n	36.98	1	36.98	62.86	<0.000 1 **
v	19.84	1	19.84	33.73	0.000 7 **
φn	0.302 5	1	0.302 5	0.514 2	0.496 5
φv	3.80	1	3.80	6.46	0.038 5 *
nv	0.422 5	1	0.422 5	0.718 2	0.424 8
φ^2	3.43	1	3.43	5.83	0.046 5 *
n^2	1.04	1	1.04	1.77	0.224 9
v^2	1.53	1	1.53	2.60	0.151 0
残差	4.12	7	0.588 3		
失拟项	2.65	3	0.883 3	2.41	0.207 7
误差	1.47	4	0.367 0		
总和	123.43	16			

注:* 表示影响显著($0.01 \leq P < 0.05$)。

倾角与机器前进速度交互项 φv 和入土倾角的平方 φ^2 对沟深稳定性系数具有显著影响。由 F 值可知,沟深稳定性系数 Y_2 的主要因素影响大小顺序为:入土倾角 φ 、曲柄转速 n 、机器前进速度 v 。

4.5 最优参数组合确定

通过三因素三水平正交试验,确定影响开沟功率和沟深稳定性系数的最优参数组合。根据农艺要求,需保证沟深稳定性系数在 90% 以上,开沟功耗越小越好。因此确定目标函数和约束条件为

$$\begin{cases} \min F(\varphi, n, v) = Y_1 \\ G(\varphi, n, v) = 90 - Y_2 \leq 0 \\ \text{s. t.} \begin{cases} 80^\circ \leq \varphi \leq 85^\circ \\ 42 \text{ r/min} \leq n \leq 66 \text{ r/min} \\ 0.06 \text{ m/s} \leq v \leq 0.08 \text{ m/s} \end{cases} \end{cases} \quad (33)$$

根据目标函数和约束条件,由 Design-Expert 软件可得最优参数组合:入土倾角 φ 为 80.1° 、曲柄转速 n 为 42.6 r/min、机器前进速度 v 为 0.06 m/s,此时最优开沟功率 Y_1 为 0.102 kW、最优沟深稳定性系数 Y_2 为 91.9%。以上作业参数最优解均接近上边界水平值,说明在满足基本作业要求的情况下,减小入土倾角、曲柄转速、机器前进速度可相对减小作业功耗并增大沟深稳定性系数,因此确定开沟松土机最优参数组合:入土倾角 φ 为 80° 、曲柄转速 n 为 42 r/min、机器前进速度 v 为 0.06 m/s,对应的点 A 位置为(164.6 mm, 623.1 mm)。取优化后参数进行仿真验证试验,得开沟功率为 0.112 kW,沟深稳定性系数为 92.1%,与优化结果基本一致。

5 田间试验

为验证仿真试验得到的最优参数组合于田间作

业的准确性,进行往复式茶园开沟松土机的田间验证试验。

5.1 试验条件

往复式茶园开沟松土机的田间试验于 2023 年 7 月 12 日在安徽省合肥市安徽农业大学农萃园茶园试验田进行。采用五点法测得试验田土壤 10 ~ 200 mm 深的土壤坚实度均值为 180 N/m², 10 ~ 250 mm 深的土壤含水率均值为 35.1%, 10 ~ 250 mm 深的土壤容重为 1.12 g/cm³。其中土壤坚实度测试仪器为 TYD-2 型数显土壤硬度计(精度 ±1%), 土壤含水率测试仪器为 GHHB-009-485-1 型土壤湿度测量仪(湿度精度 ±0.3%), 土壤容重采用环刀进行取样测试。试验机器为自主研制的往复式茶园开沟松土机。试验前通过调节安装开沟铲的位置预调节开沟深度为 200 mm, 并通过调节曲柄安装位置保证入土倾角为 80°, 确定机器前进速度为 0.06 m/s、转速为 42 r/min。

5.2 试验方法

往复式茶园开沟松土机的配套动力为 170F 通用柴油机, 输出转速为 3 600 r/min。机器共有 3 个挡位: 前进挡、工作挡、空挡, 机器行驶至试验田后将挡位挂到工作挡开始工作。机具单次沿行间作业距离为 50 m, 每行前后分别留 10 m 为缓冲区, 取中间

30 m 为稳定测量区, 重复 3 次作业。根据 NY/T 740—2003《田间开沟机械作业质量》和 GB/T 5668—2008《旋耕机》, 并结合本机构开沟特点, 确定试验指标为: 平均开沟深度、沟深稳定性系数、平均沟宽、平均沟底宽度、开沟功率, 其中平均开沟深度、沟深稳定性系数、平均沟宽、平均沟底宽度按照以上标准进行测定与计算, 开沟功率按照以下方法测定与计算: 因茶园往复式开沟松土机开沟功率由曲柄连杆转动产生, 因此开沟功率通过测定施加在曲柄与连杆连接处的力进行计算得出。测量方法为: 将压力应变片(IMS-C40A)置于曲柄与连杆连接处, 并固定到连杆一侧, 受力面与连杆平行(图 11a), 测定全行程内此处的受力(由数显主控读出)。计算方法为

$$P = \frac{n_y T_y}{9\,550}$$
 (34)

其中 $T_y = mgl_b$ (35)

式中 P ——开沟功率, kW
 n_y ——摇杆转速, r/min
 T_y ——摇杆与连杆连接处的扭矩, N·m
 m ——质量, 由传感器测定, kg
 g ——重力加速度, 取 9.8 m/s²

田间试验现场与作业效果如图 11 所示。

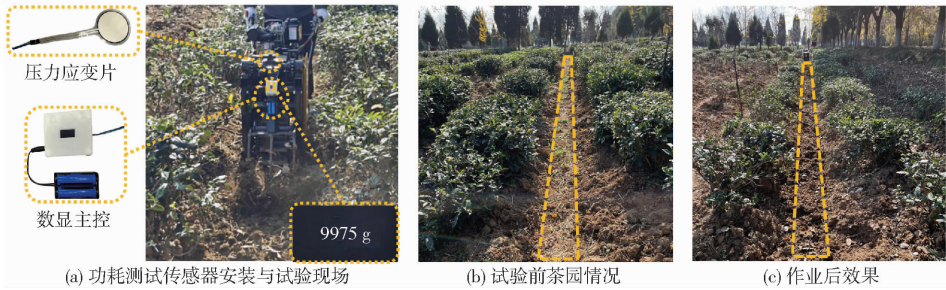


图 11 田间试验现场与作业效果

Fig. 11 Field experiment site and operation effect diagrams

5.3 试验结果

入土倾角为 80°、前进速度为 0.06 m/s、转速为 42 r/min 时, 往复式茶园开沟松土机的沟深及其稳定性系数、开沟功率等各项指标如表 8 所示。

表 8 田间试验结果

Tab. 8 Field test results

参数	数值	参数	数值
平均开沟深度/mm	211.5	平均沟底宽度/mm	228.1
沟深稳定性系数/%	90.9	开沟功率/kW	0.119
平均沟宽/mm	300.1		

为反映往复式茶园开沟松土机作业质量, 与传统旋转式开沟机关键作业质量进行对比, 对比结果如表 9 所示。

表 9 对比试验结果

Tab. 9 Comparative test results

参数	传统旋转式开沟机	往复式开沟松土机
沟深稳定性系数/%	87.8 ^[2]	90.9
开沟功率/kW	0.127 ^[2]	0.119

试验结果表明, 往复式茶园开沟松土机在最优参数组合下作业的沟深稳定性系数达 90.9%, 开沟功率为 0.119 kW, 平均开沟深度为 211.5 mm, 说明往复式茶园开沟松土机可以解决开沟深度不足的问题。各指标优于 NY/T 740—2003《田间开沟机械作业质量》标准规定的作业质量指标要求, 说明往复式茶园开沟松土机设计满足茶园开沟农艺要求。

对比试验结果表明, 与传统旋转式开沟机相比,

相同开沟深度下,开沟功率降低 6.3%,说明往复式茶园开沟松土机可以减小开沟阻力;沟深稳定性系数提高 3.1 个百分点,说明往复式茶园开沟松土机可以避免打石跳刀,保证开沟深度稳定,沟底平整。

6 结论

(1)为解决传统旋转式和移动式茶园开沟机作业时出现打石跳刀、刀具无法入土、开沟不深、作业阻力大的问题,设计了小型茶园往复式开沟松土机,开沟松土装置模拟人工使用铁锹的入土、切土、抛土动作,实现茶园高质量开沟松土。

(2)通过对人工使用铁锹铲土过程进行分析,建立了人工铲土动作模型,获得其铲尖运动轨迹的拟合方程;以此方程为设计依据,通过建立目标函数、确定约束条件得出曲柄摇杆机构结构参数。并

分析计算开沟铲杆齿在入土、切土过程中的阻力,得出开沟铲杆齿的结构参数。

(3)根据开沟农艺要求对开沟松土机作业参数进行设计,得出机器前进速度 v 为 $0.06 \sim 0.08 \text{ m/s}$ 、曲柄转速 n 为 $42 \sim 66 \text{ r/min}$;建立了基于 Recurdyn 和 EDEM 耦合的开沟铲-土壤互作模型,并进行三因素三水平正交试验,得出开沟松土机最优结构和作业参数组合:机器前进速度 v 为 0.06 m/s 、曲柄转速 n 为 42 r/min 、入土倾角 φ 为 80° 。

(4)田间试验表明,往复式开沟松土机作业平均开沟深度为 211.5 mm ,沟深稳定性系数为 90.9% ;与传统旋转式开沟机相比,相同开沟深度下,开沟功率降低 6.3% ,沟深稳定性系数提高 3.1 个百分点,且作业过程中不打石跳刀,开沟深,开沟阻力小,整机作业质量满足设计要求。

参 考 文 献

- [1] 梅宇,张朔.2022 年中国茶叶生产与内销形势分析[J].中国茶叶,2023,45(4):25-30.
MEI Yu, ZHANG Shuo. Analysis of China's tea production and domestic sales in 2022[J]. China Tea,2023,45(4):25-30. (in Chinese)
- [2] 罗泽涌,陈建,方晶晶,等.我国丘陵山区茶园种植机械化现状与发展研究[J].农机化研究,2020,42(2):1-7.
LUO Zeyong, CHEN Jian, FANG Jingjing, et al. Current situation and development suggestions of tea garden planting mechanization in hilly and mountainous areas[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research,2020,42(2):1-7. (in Chinese)
- [3] 肖宏儒,韩余,宋志禹,等.茶园机械化耕作技术[J].中国茶叶,2018,40(1):5-9.
- [4] 王文明,肖宏儒,宋志禹,等.茶叶生产全程机械化技术研究现状与展望[J].中国农机化学报,2020,41(5):226-236.
WANG Wenming, XIAO Hongru, SONG Zhiyu, et al. Research status and prospects of tea production mechanization technology [J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization,2020,41(5):226-236. (in Chinese)
- [5] 权启爱.我国茶园耕作机械的研制和发展[J].中国茶叶,2018,40(10):4-9.
- [6] 代红朝,肖宏儒,梅松,等.茶园中耕机械化发展现状与对策分析[J].农机化研究,2017,39(4):263-268.
DAI Hongzhao, XIAO Hongru, MEI Song, et al. Tea cultivator mechanization development and countermeasures[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research,2017,39(4):263-268. (in Chinese)
- [7] 张海鹏.茶园双圆盘开沟施肥覆土一体机的结构设计 with 试验研究[D].福州:福建农林大学,2023.
ZHANG Haipeng. Structural design and experimental research of a double disc trenching and fertilizing and mulching machine for tea plantations[D]. Fuzhou:Fujian Agriculture and Forestry University,2023. (in Chinese)
- [8] 姜嘉胤,董春旺,倪益华,等.基于离散元法的茶园仿生铲减阻性能研究[J].茶叶科学,2022,42(6):791-805.
JIANG Jiayin, DONG Chunwang, NI Yihua, et al. Research on drag reduction performance of tea garden bionic shovel based on discrete element method[J]. Journal of Tea Science,2022,42(6):791-805. (in Chinese)
- [9] ZHANG Lei, ZHAI Yibin, CHEN Jianneng, et al. Optimization design and performance study of a subsoiler underlying the tea garden subsoiling mechanism based on bionics and EDEM[J]. Soil & Tillage Research,2022,220:105375.
- [10] 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)
- [11] 王文明,宋志禹,赵映,等.我国茶园中耕管理机械研究现状与发展分析[J].中国农机化学报,2021,42(1):52-58,218.
WANG Wenming, SONG Zhiyu, ZHAO Ying, et al. Research status and development analysis of cultivation management machinery for tea garden[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization,2021,42(1):52-58,218. (in Chinese)
- [12] 郑文纬,吴克坚.机械原理[M].北京:高等教育出版社,1956.
- [13] 曾德超.机械土壤动力学[M].北京:科学技术出版社,1995.
- [14] 王勇,姚沁,任亚峰,等.茶园杂草危害的防控现状及治理策略的探讨[J].中国农学通报,2018,34(18):138-150.
WANG Yong, YAO Qin, REN Yafeng, et al. Weed in tea gardens: occurrence, damage, controlling status and management strategy[J]. Chinese Agricultural Science Bulletin,2018,34(18):138-150. (in Chinese)
- [15] 廖庆喜,林建新,张青松,等.稻油轮作区铲锹式油菜直播种床整备机设计与试验[J].农业机械学报,2022,53(10):

- 26 – 35.
- LIAO Qingxi, LIN Jianxin, ZHANG Qingsong, et al. Design and experiment of shovel type seedbed preparation machine suitable for rapeseed direct seeding[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(10): 26 – 35. (in Chinese)
- [16] 李宝筏. 农业机械学[M]. 2版. 北京: 中国农业出版社, 2018.
- [17] 中国农业机械化科学研究院. 农业机械设计手册: 上册[M]. 北京: 中国农业机械出版社, 2007.
- [18] 张红梅, 张晨明, 李志杰, 等. 基于 EDEM – RecurDyn 的玉米指夹式排种器振动特性分析与优化[J]. 农业机械学报, 2023, 54(增刊1): 36 – 46.
- ZHANG Hongmei, ZHANG Chenming, LI Zhijie, et al. Simulation analysis and optimization of vibration characteristics of corn finger clip seeding device based on EDEM – RecurDyn coupling[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(Supp. 1): 36 – 46. (in Chinese)
- [19] 胡建平, 潘杰, 陈凡, 等. 基于 EDEM – RecurDyn 的指夹式取苗爪仿真优化与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(5): 75 – 85.
- HU Jianping, PAN Jie, CHEN Fan, et al. Simulation optimization and experiment of finger-clamping seedling picking claw based on EDEM – RecurDyn[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(5): 75 – 85. (in Chinese)
- [20] SETHI M. Performance evaluation of tillage tines operating under different depths in a sandy clay loam soil[J]. Soil & Tillage Research, 2009, 103(2): 399 – 405.
- [21] 中国农业科学院茶叶研究所. 茶树栽培技术[M]. 北京: 农业出版社, 1982.
- [22] 方会敏, 姬长英, AHMED Ali Tagar, 等. 秸秆-土壤-旋耕刀系统中秸秆位移仿真分析[J]. 农业机械学报, 2016, 47(1): 60 – 67.
- FANG Huimin, JI Changying, AHMED Ali Tagar, et al. Simulation analysis of straw displacement in straw – soil – rotary cutter system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(1): 60 – 67. (in Chinese)
- [23] 秦宽, 梁小龙, 曹成茂, 等. 茶园节能型开沟刀设计与试验[J]. 浙江农业学报, 2021, 33(7): 1320 – 1328.
- QIN Kuan, LIANG Xiaolong, CAO Chengmao, et al. Design and experiment of tea garden energy-saving ditching blade[J]. Acta Agriculturae Zhejiangensis, 2021, 33(7): 1320 – 1328. (in Chinese)
- [24] 方会敏, 姬长英, FARMAN Ali Chandio, 等. 基于离散元法的旋耕过程土壤运动行为分析[J]. 农业机械学报, 2016, 47(3): 22 – 28.
- FANG Huimin, JI Changying, FARMAN Ali Chandio, et al. Analysis of soil dynamic behavior during rotary tillage based on distinct element method[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(3): 22 – 28. (in Chinese)
- [25] 王宪良, 胡红, 王庆杰, 等. 基于离散元的土壤模型参数标定方法[J]. 农业机械学报, 2017, 48(12): 78 – 85.
- WANG Xianliang, HU Hong, WANG Qingjie, et al. Calibration method of soil contact characteristic parameters based on DEM theory[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(12): 78 – 85. (in Chinese)
- [26] 王宪良, 钟晓康, 耿元乐, 等. 基于离散元非线性弹塑性接触模型的免耕土壤参数标定[J]. 农业工程学报, 2021, 37(23): 100 – 107.
- WANG Xianliang, ZHONG Xiaokang, GENG Yuanle, et al. Construction and parameter calibration of the nonlinear elastoplastic discrete element model for no-tillage soil compaction[J]. Transactions of the CSAE, 2021, 37(23): 100 – 107. (in Chinese)
- [27] 于建群, 钱立彬, 于文静, 等. 开沟器工作阻力的离散元法仿真分析[J]. 农业机械学报, 2009, 40(6): 53 – 57.
- YU Jianqun, QIAN Libin, YU Wenjing, et al. DEM analysis of the resistances applied on furrow openers[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(6): 53 – 57. (in Chinese)