doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.07.038

变幅摆振式甘草收获机设计与试验

万里鹏程[1,2]　李永磊[1,2]　刘宗天[1,2]　马　翔[1,2]　宋金珂[1,2]　董向前[1,2]　宋建农[1,2]

(1. 中国农业大学工学院, 北京 100083; 2. 农业农村部土壤-机器-植物系统技术重点实验室, 北京 100083)

摘要: 针对直播甘草机械化收获作业存在的深根挖掘阻力大、大土量分离能耗高、收获作业效率低等问题,设计了变幅摆振式甘草收获机。阐述了整机结构与工作原理,设计了激振装置、挖掘分离装置等关键部件,建立了铲栅工作面特征点的运动学、动力学方程,分析了特征点的运动特性并研究了各参数对作业性能的影响;根据土壤破碎理论建立了铲栅工作面碰撞冲击作用下的土壤单元破碎能耗方程,明确了新增破碎面积与作业参数间的数学关系;分析明确了圆盘切割装置的运动特性并探讨了其对浅层甘草的切断作用。田间试验结果表明:甘草收获机作业过程流畅,能够一次性完成含草土垡挖掘破碎、草土混合物分散分离、甘草运移铺放等工序;当振幅 10 mm、振动频率 9 Hz、前进速度 0.07 m/s 时,甘草收获机收获深度约 609 mm、甘草收净率 96.38%、牵引阻力约 95 kN、有效驱动转矩约 1 185 N·m、总功率约 75 kW,满足直播甘草收获要求。

关键词: 甘草收获机; 破碎; 分离; 变幅摆振式

中图分类号: S225.7　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2025)07-0411-13　　**OSID**:

Design and Experiment of Variable Amplitude Oscillation Licorice Harvester

WAN Lipengcheng[1,2]　LI Yonglei[1,2]　LIU Zongtian[1,2]　MA Xiang[1,2]　SONG Jinyu[1,2]
DONG Xiangqian[1,2]　SONG Jiannong[1,2]

(1. *College of Engineering*, *China Agricultural University*, *Beijing* 100083, *China*
2. *Key Laboratory of Soil-Machine-Plant System Technology*, *Ministry of Agriculture and Rural Affairs*, *Beijing* 100083, *China*)

Abstract: Due to the high resistance of deep-root excavation, high energy consumption for large soil separation, and low efficiency in licorice harvesting, the variable amplitude oscillation licorice harvester was designed. Combined with the conditions of direct seeding licorice harvesting and the basis of previous research, the working conditions of the excitation device, excavation and separation device and rotary cutting device were clarified, and the dimensions of each key component were determined. The structure model of licorice harvester was constructed, and the working principles of the key components were analyzed. Response curves of trajectories and throw coefficients of the shovel fence working surface were solved, the kinetic equation of the shovel fence working surface was established, and the key factors affecting the licorice harvesting effect were identified. According to the soil breaking theory, the energy consumption equation of soil unit breaking through the shovel fence working surface was solved, and the mathematical model of additional breaking area and working parameters was obtained. The movement characteristics of the rotary cutting device and its cutting action on the surface licorice were analyzed. The results of the field test showed that the smooth working of the variable amplitude oscillation licorice harvester enabled vibratory crushing of the licorice-soil complex, transport and efficient separation of the licorice-soil mixture. At an amplitude of 10 mm, a vibration frequency of 9 Hz, and a forward speed of 0.07 m/s, the licorice harvester excavation depth was 609 mm, the licorice harvesting rate was 96.38%, the traction resistance was about 95 kN, the effective drive torque was about 1 185 N·m, and the total working power was about 75 kW. The research result can provide a method reference for the development of energy-saving and efficient licorice harvesting machine.

Key words: licorice harvester; breaking; separation; variable amplitude oscillation

收稿日期: 2024-04-15　修回日期: 2024-05-30

基金项目: 国家重点研发计划项目(2022YFD2002005)

作者简介: 万里鹏程(1996—),男,博士生,主要从事土壤耕作与根茎类作物节能收获技术装备研究,E-mail: wanll9600@qq.com

通信作者: 李永磊(1984—),男,副教授,博士生导师,主要从事根茎作物节能收获技术装备研究,E-mail: liyl0393@cau.edu.cn

0 引言

甘草是我国重要的大宗中药材之一,常年种植面积约 3×10^4 hm^2[1-2]。甘草是多年生草本植物,种植模式包括育苗移栽和大田直播,其中直播甘草生长 3~4 年后开始收获,收获深度通常在 600 mm 及以上。经过多年自然沉降以及农田作业机械压实后,直播甘草收获时土壤板结严重、土壤坚实度高且根茎土壤分离量巨大(≥720 kg/m^2),机械化收获困难。目前,直播甘草收获以挖掘机+专用挖斗间歇式收获、深翻犁+人工捡拾分段式收获等方式为主,普遍存在深根挖掘阻力大、大土量分离能耗高、收获作业效率低等问题,迫切需要研发节能高效型收获技术与装备[3]。

深根药材收获装备在欧美等地区应用相对较少,国外仅有韩国、日本等少数国家进行过相关研究,如韩国 DOOROO(都鲁)公司研发了升运链式 S 系列地下作物收获机,用于人参、桔梗等药材收获[4]。我国相关研究起步相对较晚,相关学者对深根药材的节能减阻收获进行了研究。韩进耀[5]研发了 4Y-1100 型直播甘草深耕收获机,实现了松土、碎垡、切根和土壤分离等复式作业。冯晓静等[6]研发了振动式甘草采挖收获机,设计挖深大于 400 mm,可完成挖掘、松土、碎土等多项作业。周梦渊[7]运用振动减阻原理设计了一种前置振动挖掘铲的黄芪收获机。崔功佩等[8]设计了一种牛蒡收获机,具有挖掘、松土、碎土和集果等功能,作业性能稳定可靠。杨发展等[9]研发了悬挂式山药收获机,创新提出了双排开沟链与格栅式振动挖掘铲组合结构,可实现土壤与山药的快速高效分离。

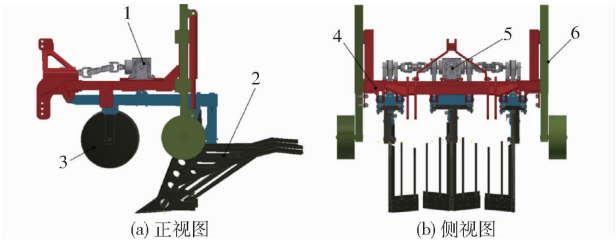
甘草收获尚未提出稳定可靠的作业模式,现有装备主要借鉴浅根茎类作物(马铃薯、甜菜等)收获机的结构形式与工作原理[10-13],采用大型化、多级化设计以及提高振动(抖动)强度等措施提高土壤挖掘与根土分离能力,这对机具结构设计及能耗控制带来巨大挑战,收获机械性能提升受到多重因素限制,迫切需要采用新方法解决深根大土量条件下机械化收获难题。

针对上述问题,设计变幅摆振式甘草收获机,在阐述整机结构与工作原理的基础上,设计激振装置、挖掘分离装置等关键部件,分析铲栅工作面特征点的运动特性并研究各参数对作业性能的影响,建立铲栅工作面碰撞冲击作用下的土壤单元破碎能耗方程,探讨圆盘切割装置对浅层甘草的切断作用,最后通过田间试验测试甘草收获机作业性能,为甘草等深根药材节能高效收获技术装备研发提供参考。

1 整机结构与工作原理

1.1 整机结构

变幅摆振式甘草收获机采用“变幅摆振”收获方法,其中“变幅”为铲栅工作面的摆动幅度与摆动方向逐渐变化,“摆振”为往复摆动的运动形式。整机包括激振装置、挖掘分离装置、圆盘切割装置、机架、传动系统和限深装置等,如图 1 所示。激振装置采用偏心轴套驱动方式,挖掘分离装置采用一体铲栅式结构,传动系统采用二级万向节联轴器小角度传递动力,齿轮箱的传动比为 1∶1,限深装置采用液压驱动调节限位高度。主要技术参数如表 1 所示。



(a) 正视图 (b) 侧视图

图 1 变幅摆振式甘草收获机结构图

Fig. 1 Structure diagrams of variable amplitude oscillation licorice harvester

1. 激振装置 2. 挖掘分离装置 3. 圆盘切割装置 4. 机架 5. 传动系统 6. 限深装置

表 1 变幅摆振式甘草收获机主要参数

Tab. 1 Main parameters of variable amplitude oscillation licorice harvester

参数	数值
收获机尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm)	3 100×2 650×2 400
整机质量/kg	1 763
配套功率/kW	≥150
工作幅宽/mm	1 400
挖掘深度/mm	400~600
作业效率/($hm^2\cdot h^{-1}$)	≥0.07

1.2 工作原理

变幅摆振式甘草收获机采用三点悬挂方式与拖拉机机体连接,作业原理如图 2 所示。拖拉机动力输出轴的动力经传统系统分配至左、中、右 3 组激振装置,激振装置的摆杆往复摆动;安装在摆杆前端的圆盘切割装置振动切割浅层土壤中的甘草横根,摆杆后端的挖掘分离装置交替摆动,挖掘破碎含草土垡及运移分离草土混合物;破碎分散的土壤经栅条间隙落入挖掘分离装置下方,甘草经栅条末端滑落并铺放在作业后的地表。

1.3 甘草根茎形态

甘草根茎是主要应用部位,能够提取出甘草酸和甘草苷等药用物质,在 3~5 年时内部组织坚韧、

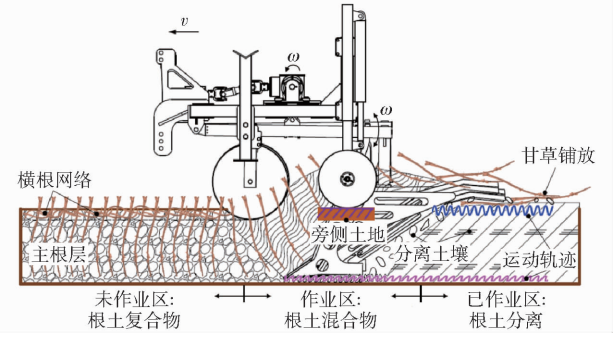


图 2　变幅摆振式甘草收获机作业原理图

Fig. 2　Working principle diagram of variable amplitude oscillation licorice harvester

粉性足，是最适合供药用的时期。目前人工种植甘草主要包括育苗移栽和直播种植，其中移栽甘草生长深度约 400 mm，直播甘草生长深度大于等于 600 mm。甘草根茎呈细长的圆柱状，直径范围为 6 ~ 35 mm；在 50 ~ 150 mm 深度范围内，须根横向生长形成横根层，横根直径为 3 ~ 6 mm（图 3）。



图 3　甘草根茎形态示意图

Fig. 3　Diagram of licorice root morphology

2　关键部件设计

2.1　激振装置

激振装置是驱动甘草收获机触土部件振动作业的关键装置，主要由变速箱、偏心轴、连杆、摆杆及销轴等组成，如图 4 所示。该装置可简化为曲柄摇杆机构，偏心轴套（即曲柄）旋转带动连杆做竖直方向往复运动，带动摆杆（即摇杆）绕摆杆销轴铰接点往复摆动，分为左、中、右 3 组（相邻两组偏心轴套初始相位角相错 180°）。变速箱输出转速可转换为摆杆的摆动频率（振动频率 f），偏心轴套的偏心距（振幅 A）可转换为摆杆及铲栅工作面各点不等的工作摆幅。参考振动式土壤耕作装备[14-15]与前期研究结果[16]，确定激振装置的曲柄长度（偏心轴套的偏心距）L_1 为 10 mm，连杆长度 L_2 为 275 mm，摆杆销轴与连杆销轴中心距 L_3 为 830 mm，摆杆销轴到曲柄转动中心距离 L_4 为 900 mm。

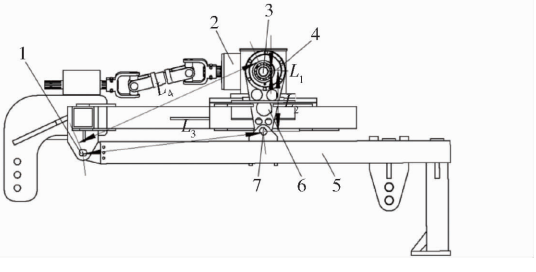


图 4　激振装置结构图

Fig. 4　Structure diagram of excitation device

1. 摆杆销轴　2. 变速箱　3. 传动轴　4. 偏心轴套　5. 摆杆　6. 连杆　7. 连杆销轴

2.2　挖掘分离装置

2.2.1　铲栅工作面

挖掘分离装置为一体铲栅式结构，安装在激振装置的摆杆后方，包括左边铲、中间铲、右边铲 3 组。该装置主要由挖掘铲和分离栅 2 部分组成，其中挖掘铲包括主铧片、侧铧片、主铲架、托板等，分离栅包括挡板、分离栅条等，其中主铧片、侧铧片、挡板及分离栅条与土壤直接作用，组成铲栅工作面。按照各部位不同的功能，将铲栅工作面划分为挖掘疏松区、破碎分散区、抖动分离区、抛掷回落区共 4 个工作区，如图 5 所示。

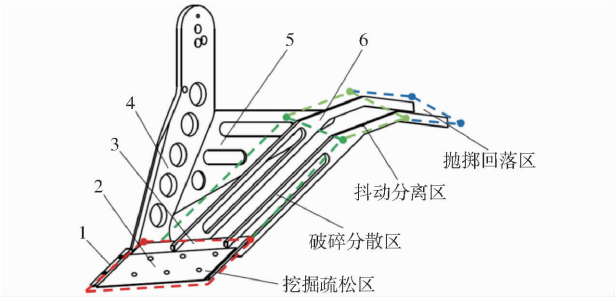


图 5　挖掘分离装置结构示意图

Fig. 5　Stucture diagram of excavation separation device

1. 主铧片　2. 侧铧片　3. 托板　4. 主铲架　5. 挡板　6. 分离栅条

根据前期预试验并参考现有根茎类作物收获装备[17-21]，设计挖掘铲的铲面倾角 α_{W0} 为 35°，挖掘疏松区工作面长度 l_W 为 300 mm。直播甘草的目标挖深为 600 mm，破碎分散区的栅条末端高度 h_A 应略大于目标挖深，防止栅条末端被隆起的土壤掩埋，设置 h_A 为 700 mm。甘草与土壤在抖动分离区完全分离，设置抖动分离区栅条高度 h_B 为 105 mm；为增加甘草向后运移速率，设置抖动分离区栅条的倾角 α_{B0} 为 15°。抛掷回落区将分离后的甘草铺放至地表，确定该区工作面长度 l_M 为 300 mm，栅条倾角 α_{M0} 为 −5°，如图 6 所示。

破碎分散区的分离栅条平行焊接在托板上，其倾角与 α_{W0} 相等，破碎分散区的工作面长度 l_A 计算式为

$$h_A = (l_W + l_A)\sin\alpha_{W0} \tag{1}$$

代入 h_A、α_{W0}、l_W 数值，得 l_A 为 920.41 mm。

抖动分离区的工作面长度 l_B 计算式为

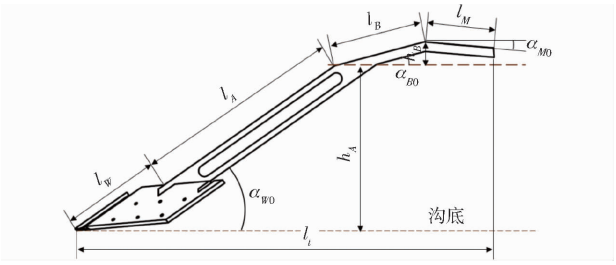


图 6 挖掘分离装置结构参数示意图

Fig. 6 Structure size of excavation separation device

$$h_B = l_B \sin\alpha_{B0} \tag{2}$$

代入 h_B、α_{B0}数值,求解得 l_B 为 406 mm,则铲栅工作面的总高度($h = h_A + h_B$)为 805 mm。铲栅工作面总长度 $l = l_W + l_A + l_B + l_M$,为 1 926.41 mm。

工作面投影总长度 l_t 计算式为

$$l_t = (l_W + l_A)\cos\alpha_{W0} + l_B\cos\alpha_{B0} + l_M\cos\alpha_{M0} \tag{3}$$

代入各参数值,求解得 l_t 为 1 444.98 mm。

2.2.2 作业幅宽

变幅摆振式甘草收获机包含 3 组挖掘分离装置(中间铲为两套铲栅工作面共用 1 组铲架),左、右两组与中间组对称布置,在作业过程中能够交替切削土壤,利于平衡组间振动[16]。甘草收获机的作业幅宽 D_0 为挖掘土壤的总宽度,即左、右两组挖掘分离装置的主铲架间距,由铲刃长度 L_r、主铧片宽度 L_c、刃角 α_c、挖掘铲间隙 L_k 等计算,如图 7 所示。

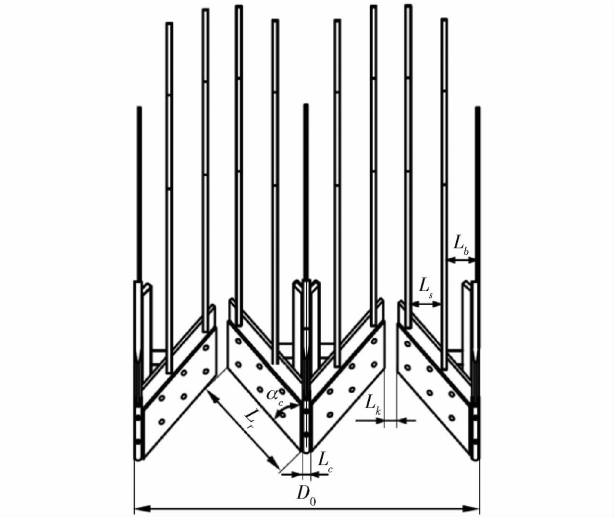


图 7 作业幅宽示意图

Fig. 7 Diagram of working width

在相同作业速度下,增加机具的作业幅宽将导致土壤处理质量显著增加、作业载荷增大[22-23]。综合前期研究结果,确定作业幅宽 D_0 为 1 400 mm。设计挖掘铲间隙 L_k 为 53 mm,刃角 α_c 为 40°,主铧片宽度 L_c 为 30 mm,铲刃长度 L_r 计算式为

$$D_0 = 2L_k + 4L_r\sin\alpha_c + 3L_c \tag{4}$$

代入各参数值,求解得 L_r 为 468.12 mm。

甘草能够在上层土壤的裹挟作用下向后运移,适当增加分离栅条间隙,有助于快速分离底层土壤。设计分离栅条间隙 L_s 为 150 mm,则分离栅条与挡板间隙 L_b 计算式为

$$D_0 = 4L_b + 6L_s \tag{5}$$

代入各参数值,求解得 L_b 为 125 mm。

2.3 圆盘切割装置

多年生直播甘草在 50 ~ 150 mm 深度范围内须根横向生长形成“横根网络”(横根直径为 3 ~ 6 mm),主根向下生长 600 ~ 800 mm。本研究采用圆盘切割装置切断浅层甘草横根,该装置由切割圆盘、转动轴及支撑架组成,固定在摆杆前端,如图 8 所示。根据 2.2.1 节铲栅工作面的尺寸设计,确定挖掘铲尖至摆杆销接点水平距离 l_k 为 750 mm,竖直距离($d_s + D_w$)为 1215 mm;切割圆盘中心点与铲尖的水平距离 l_e 为 284 mm,半径 R 为 325 mm。

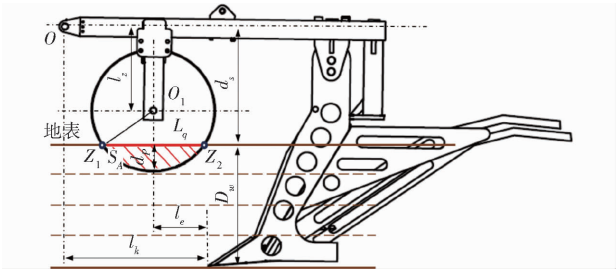


图 8 圆盘切割装置尺寸示意图

Fig. 8 Structure size of rotary cutting device

圆盘切割装置圆心 O_1 与 O 水平距离($l_k - l_e$)为 466 mm,竖直距离 l_z 计算式为

$$l_z = d_s + d_p - R \tag{6}$$

式中 d_s——摆杆销接点至地表的垂直距离,mm

d_p——切割深度,mm

当 D_w 为 600 mm,d_p 为 150 mm 时,求解得 l_z 为 440 mm。

切割弧长 L_q 为切割圆盘切割含甘草土垡时的刃口弧长,计算式为

$$L_q = \pi R\arccos\left(1 - \frac{d_p}{R}\right)\Big/90 \tag{7}$$

当切割圆盘的半径 R 为 325 mm,切割深度 d_p 为 150 mm 时,L_q 为 651.42 mm。

摩擦面积 S_A 可由扇形 $Z_1O_1Z_2$ 面积与三角形 $Z_1O_1Z_2$ 面积求解,为切割圆盘单侧土壤摩擦作用面积的 2 倍,计算式为

$$S_A = L_qR - 2\sqrt{2d_pR - d_p^2}(R - d_p) = \pi R^2\arccos\left(1 - \frac{d_p}{R}\right)\Big/90 - 2\sqrt{2d_pR - d_p^2}(R - d_p) \tag{8}$$

当切割深度 d_p 为 150 mm 时,摩擦面积 S_A 为 0.115 7 m^2。

3　关键部件作业原理分析

3.1　铲栅工作面作业原理分析

3.1.1　运动轨迹分析

铲栅工作面的运动为机架前进运动与铲栅工作面摆动的合成运动，而工作面摆动受到激振装置偏心轴套（曲柄）的旋转驱动。以激振装置的摆杆销接点为原点（点 O），建立平面直角坐标系如图 9 所示，x 轴指向甘草收获机末端（与机组前进方向相反），y 轴为竖直方向。参照文献[3]的单摆铲栅收获装置运动分析方法，求解摆杆摆角 θ_3 及角加速度 ε 方程，则各工作区端点位置（x_{i0}，y_{i0}）计算式为

$$\begin{cases} x_{i0} = x_O + L_{i0}\sin\theta_i \\ y_{i0} = y_O - L_{i0}\cos\theta_i \end{cases} \tag{9}$$

式中　（x_O，y_O）——点 O 坐标

其中 $\theta_i = \theta_{i0} + \Delta\theta_3$，$i$ 取 W、A、B、M、N，表示各工作区的端点，$\Delta\theta_3$ 为摆角变化量，（°）。

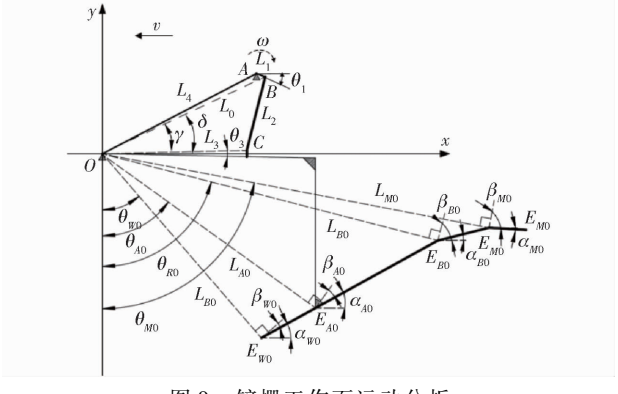


图 9　铲栅工作面运动分析

Fig. 9　Motion analysis of shovel fence working surface

图 9 中：A 为曲柄转动中心；B 为曲柄连杆连接中心；C 为连杆销接点；L_0 为 B 与 O 的距离，mm；δ 为 BM 与 x 轴夹角，（°）；γ 为 BO 与 CO 夹角，（°）；θ_1 为曲柄转角（曲柄与 x 轴夹角，初始值 θ_{10}），$\theta_1 = \omega t$，（°）；θ_3 为摆杆摆角（摆杆与 x 轴夹角，初始值 θ_{30}），（°）；ω 为曲柄角速度，rad/s；E_{ij} 为工作面某点；E_{W0} 为挖掘疏松区起点；$E_{Wn'}$（E_{A0}）为挖掘疏松区终点（破碎分散区起点）；$E_{An'}$（E_{B0}）为破碎分散区终点（抖动分离区起点）；$E_{Bn'}$（E_{M0}）为抖动分离区终点（抛掷回落区起点）；$E_{Mn'}$（E_{N0}）为抛掷回落区终点；L_{ij} 为点 E_{ij} 的摆动半径，mm；θ_{ij} 为点 E_{ij} 摆动半径与 y 轴夹角（初始值 θ_{ij0}），（°）；$\Delta\theta_{Wj}$ 为挖掘疏松区摆动半径与 y 轴夹角变化量；α_{ij} 为 E_{ij} 与 x 轴夹角（初始值 α_{ij0}），（°），i 为 W、A、B、M、N，$j = 0, 1, 2\cdots$）；β_{ij} 为 E_{ij} 振动方向与工作面夹角，（°）（初始值 β_{ij0}，i 为 W、A、B、M、N，$j = 0, 1, 2\cdots$）。

根据 2.2.1 节的铲栅工作面尺寸设计，确定各工作区端点 E_i 的初始坐标。设置振幅为 10 mm，振动频率为 9 Hz，前进速度为 0.2 m/s，使用 Matlab 2017R 软件绘制各工作区端点的运动轨迹如图 10 所示，点 E_B 的单周期运动轨迹如图 11 所示。

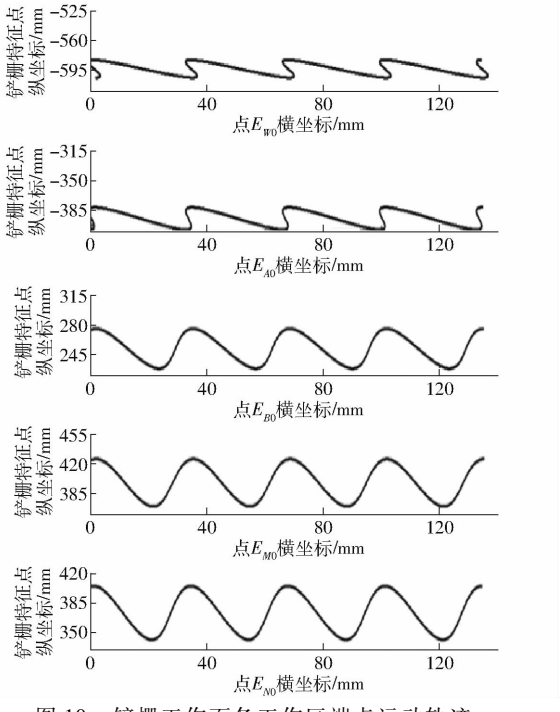


图 10　铲栅工作面各工作区端点运动轨迹

Fig. 10　Trajectory of each working interval point

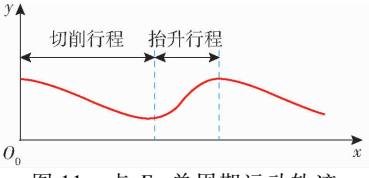


图 11　点 E_B 单周期运动轨迹

Fig. 11　Single-cycle trajectory of point E_B

分析挖掘疏松区的端点（E_W 与 E_A）运动轨迹，该区在切削行程中，斜向下的划切角度小、作用行程长，阻力的竖直分量小；在抬升行程中，斜向后快速抬升，沿 y 轴的摆动幅度为 20 ~ 30 mm。分析破碎分散区的端点（E_A 与 E_B）运动轨迹，该区抬升行程长度增加，沿 y 轴的摆动幅度为 30 ~ 55 mm，增加摆动幅度有利于土壤透过栅条，减小铲栅工作面的作业载荷。分析抖动分离区的端点（E_B 与 E_M）运动轨迹，该区域沿竖直方向的运动显著增强，沿 y 轴的摆动幅度为 55 ~ 70 mm，较大摆幅促进土壤与甘草进一步分离。分析抛掷回落区的端点（E_M 与 E_N）运动轨迹，该区沿 y 轴的摆动幅度约为 70 mm，利于充分去除甘草根系粘附土壤。

3.1.2　抛掷系数变化规律

按照铲栅工作面的工作区划分，可将其主视图投影线简化为 3 段折线（挖掘疏松区与破碎分散区为同一段折线），以激振装置的摆杆销接点 O 为原

点,建立平面直角坐标系如图 9 所示。根据 2.2.1 节的铲栅工作面尺寸设计,确定各工作区端点的初始坐标依次为:E_{W0}(750.06, -1 272.51) mm、E_{A0}(995.81, -1 097.22) mm、E_{B0}(1 749.79, -535.25) mm、E_{M0}(2 141.96, -426.95) mm、E_{N0}(2 440.82, -450.2) mm。初始时刻 t_0 时,点 E_{ij} 位置坐标计算式为

$$y_{ij}=\begin{cases}0.74x_{ij}-1\,830.09 & (x_{ij}\in[750.06,1\,749.79]\ \text{mm})\\ 0.28x_{ij}-1\,026.7 & (x_{ij}\in(1\,749.79,2\,141.96]\ \text{mm})\\ -0.08x_{ij}-255.6 & (x_{ij}\in(2\,141.96,2\,440.82]\ \text{mm})\end{cases} \tag{10}$$

抛掷系数 K_{Vij} 能够表征铲栅工作面上土壤运动特性,参照文献[3]的单摆铲栅收获装置抛掷系数求解方法,计算铲栅工作面的铲栅倾角 α_{ij}、振动方向角 β_{ij}。当抛掷系数为正数时,铲栅工作面加速上抛土壤,具有较强的抛掷能力;当抛掷系数为负数时,铲栅工作面加速分离,利于土壤运移。本研究采取抛掷系数 K_{Vij} 计算值的绝对值,计算式为

$$K_{Vij}=\left|\frac{a_{ij}\sin\beta_{ij}}{g\cos\alpha_{ij}}\right|=\left|\frac{L_{ij}\varepsilon\sin\beta_{ij}}{g\cos\alpha_{ij}}\right| \tag{11}$$

式中 ε——摆杆摆动角加速度,rad/s^2

将抛掷系数解析方程输入到 Matlab 2017 软件中,设置振幅为 10 mm,振动频率为 9 Hz,前进速度为 0.2 m/s,其余各参数参照第 2 节进行赋值。绘制铲栅工作面特征点抛掷系数与时间的响应曲线,如图 12 所示。抛掷系数响应曲线呈周期波动变化规律,挖掘行程的抛掷系数略大于切削行程。挖掘疏松区的起始点 E_W 的抛掷系数波动幅度较小,变化范围为 0.62 ~ 0.92;破碎分散区起始点 E_A 的抛掷系数小幅增加,波动范围为 0.92 ~ 1.49;抖动分离区起始点 E_M 的抛掷系数进一步增大,波动范围为 1.49 ~ 8.69;抛掷回落区的抛掷系数波动范围为 8.69 ~ 11.31。

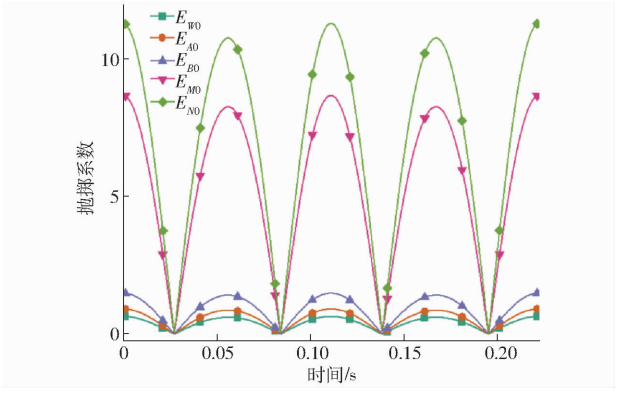


图 12 抛掷系数响应曲线

Fig. 12 Response curves of throwing coefficient

最大抛掷系数随振幅与铲栅工作面投影长度变化曲线如图 13 所示。随着振幅的增加,最大抛掷系数逐渐增大,振幅每增加 1 mm,最大抛掷系数增加约 0.94。最大抛掷系数与铲栅工作面投影长度呈正相关变化,挖掘疏松区存在抛掷系数始终为 0 的点(该点的振动方向角为 0°)。破碎分散区的最大抛掷系数变化区间为 0.81 ~ 9.18,最大值出现在振幅为 14 mm 时的分散区后端点。抖动分离区的最大抛掷系数的增加幅度小于破碎分散区,变化区间为 4.37 ~ 12.85。抛掷分离区的抛掷系数最大,利于甘草快速运移与土壤的充分分离。

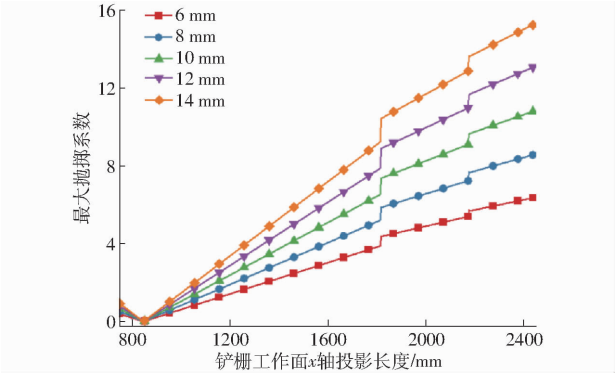


图 13 最大抛掷系数随振幅-工作面投影长度变化曲线

Fig. 13 Maximum throwing coefficient variation curves with amplitude - working surface projection length

最大抛掷系数随振动频率与铲栅工作面投影长度变化曲线如图 14 所示。随着振动频率的增加,最大抛掷系数逐渐增大。振动频率在 7 ~ 9 Hz 区间增加时,最大抛掷系数增幅约为 1.8 Hz^{-1};在 9 ~ 11 Hz 区间增加时,最大抛掷系数增幅约为 2.25 Hz^{-1}。最大抛掷系数与铲栅工作面投影长度呈正相关变化。挖掘疏松区存在抛掷系数始终为 0 的工作点,最大抛掷系数先减小后增大。破碎分散区的最大抛掷系数变化区间为 0.7 ~ 9.75,最大抛掷系数的峰值出现在振动频率为 11 Hz 的破碎分散区后端点。抖动

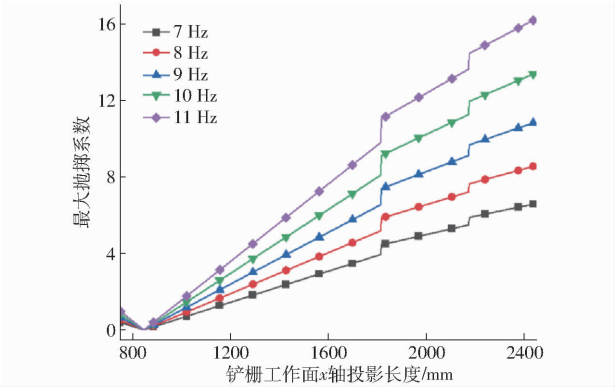


图 14 最大抛掷系数随振动频率-工作面投影长度变化曲线

Fig. 14 Maximum throwing coefficient variation curves with vibration frequency - working surface projection length

分离区最大抛掷系数的增幅缓慢，整体保持在较高值，变化区间为 4.45 ~ 13.57。在振动频率为 11 Hz 时，抛掷分离区最大抛掷系数为 16.18。

3.1.3　铲栅工作面动力学分析

3.1.3.1　土壤不抛掷

铲栅工作面的摆动加速度竖直方向分量小于土壤的重力加速度时，土壤与铲栅工作面不发生分离。当切削速度为 v_e 且挖掘破碎区的工作面切削角为 α_1 时，铲栅工作面上方土壤具有加速脱离趋势（以铲栅工作面为分析对象，受到土壤惯性力方向竖直向上），此时土壤抬升破裂角为 ψ，处于切削行程的铲栅工作面受力如图 15 所示。水平方向受力平衡，计算式为

$$F_p\cos\alpha_1 = (F_f + F_c)\cos\alpha_1 \tag{12}$$

式中　F_p——主铲架作用力，N

F_f——土壤摩擦阻力，N

F_c——土壤切削阻力，N

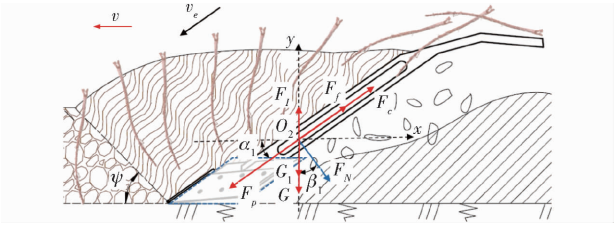


图 15　土壤不抛掷切削行程受力分析

Fig. 15　Force analysis of cutting stroke without soil throwing

铲栅工作面在竖直方向受力平衡，计算式为

$$F_p\sin\alpha_1 = (F_f + F_c)\sin\alpha_1 - G + F_I + G_1 \tag{13}$$

式中　G——土壤重力，N　　F_I——土壤惯性力，N

G_1——铲栅工作面自身重力，N

此时，铲栅工作面受土壤压力计算式为

$$F_N = (G - F_I)\cos\beta_1 \tag{14}$$

式中　β_1——土壤压力方向与 y 轴夹角，(°)

在土壤不抛掷条件下，当抬升速度为 v_l 且挖掘破碎区的抬升方向与 y 轴夹角变化为 α_2 时，铲栅工作面上方土壤具有加速撞击趋势（以铲栅工作面为分析对象，受到的土壤惯性力方向竖直向下），处于抬升行程的铲栅工作面受力如图 16 所示。

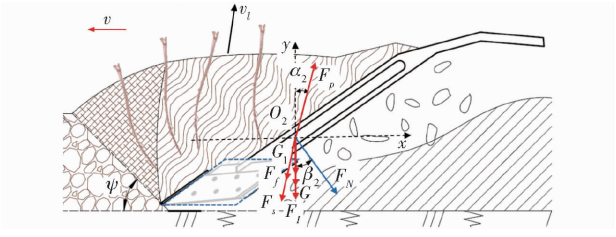


图 16　土壤不抛掷抬升行程受力分析

Fig. 16　Force analysis of lifting stroke without soil throwing

铲栅工作面在水平方向上受力平衡，计算式为

$$F_p\sin\alpha_2 = (F_f + F_s)\sin\alpha_2 \tag{15}$$

铲栅工作面竖直方向受力平衡，计算式为

$$F_p\cos\alpha_2 = (F_f + F_s)\cos\alpha_2 + G + F_I + G_1 \tag{16}$$

式中　F_s——土壤剪切力，N

此时，铲栅工作面受土壤压力计算式为

$$F_N = (G + F_I)\cos\beta_2 \tag{17}$$

式中　β_2——土壤压力方向与 y 轴夹角，(°)

切削行程中的土壤切削阻力 F_c 大于抬升行程中土壤剪切力 F_s，主铲架作用力 F_p 变大。受土壤惯性力 F_I 的作用，与切削行程相比，抬升行程中铲栅工作面受到土壤压力 F_N 变大。

3.1.3.2　土壤抛掷

当铲栅工作面的摆动加速度竖直方向分量大于土壤的重力加速度时，土壤与铲栅表面发生分离。当切削速度为 v_e 且挖掘破碎区的工作面倾角变化至 α_1 时，处于切削行程的铲栅工作面受力如图 17 所示。与土壤不抛掷工况相比，切削行程中的铲栅工作面受力成分不变，在水平方向、竖直方向受力平衡及土壤压力的计算式与公式（12）~（14）相同；铲栅工作面与上方土壤发生分离，仅受挖掘疏松区的少量土壤作用，土壤压力 F_N 数值变小；铲栅工作面与土壤作用的面积变小，摩擦阻力 F_f 变小，切削力 F_c 不变。

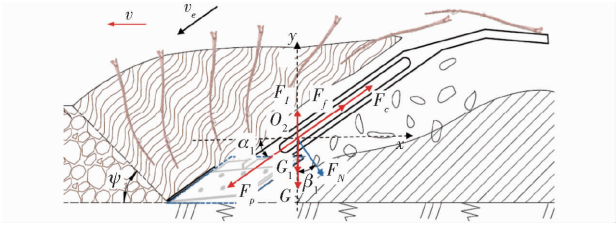


图 17　土壤抛掷切削行程受力分析

Fig. 17　Force analysis of cutting stroke for soil throwing

在土壤抛掷条件下，当抬升速度为 v_l 且挖掘破碎区的抬升方向与 y 轴夹角变化为 α_2 时，处于抬升行程的铲栅工作面受力如图 18 所示。与土壤不抛掷工况相比，抬升行程中的铲栅工作面受力成分不变，在水平方向、竖直方向受力平衡及土壤压力的计算式与公式（15）~（17）相同；下落的土壤强烈撞击

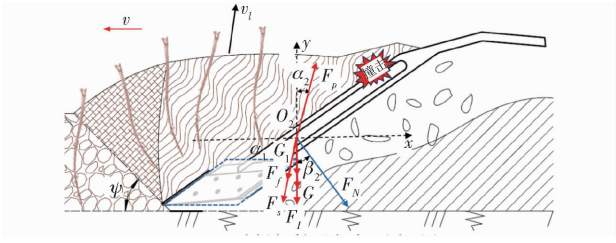


图 18　土壤抛掷抬升行程受力分析

Fig. 18　Force analysis of lifting stroke for soil throwing

铲栅工作面,土壤压力显著增大;铲栅工作面作用于土壤的面积不变,摩擦阻力、土壤剪切力不变。

3.2 土壤破碎能耗分析

3.2.1 土壤破碎理论基础

根据《机械土壤动力学》的土壤破碎理论:脆性物质的裂缝发展时,在应变中存储的能量转换为表面能[24]。在此基础上,以质量为 m 的矩形土壤单元为研究对象,分析其受到铲栅工作面撞击作用的破碎能耗变化,求解土壤单元的新增表面总和(图 19)。假设土壤单元在受力过程中满足以下条件:在破碎分离过程中,土壤单元各层相对位置不发生偏移;不存在热能、波动能等能量损失;试验土壤与一般脆性材料破碎机制相同;在作业过程中,土壤被有效抛起。

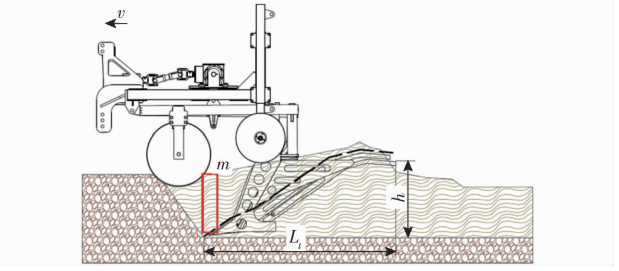


图 19 土壤破碎能耗分析示意图

Fig. 19 Diagram of energy consumption analysis for soil crushing

假设土壤与铲栅工作面的碰撞过程中,损失的机械能全部转化成土壤的破碎能耗 E_b,则

$$W_b = E_k + E_p + E_b \tag{18}$$

式中 W_b——土壤单元碰撞能量,J

E_k——土壤单元动能,J

E_p——土壤单元势能,J

3.2.2 土壤单元动能变化

在作业过程中,土壤通过铲栅工作面的时间 t 计算式为

$$t = \frac{L_t}{v} \tag{19}$$

式中 v——甘草收获机前进速度,m/s

则总撞击次数 n 计算式为

$$n = \frac{L_t}{v} f \tag{20}$$

式中 f——铲栅工作面的振动频率,Hz

铲栅工作面撞击土壤的周期 T 计算式为

$$T = \frac{1}{f} \tag{21}$$

铲栅工作面上方的土壤质量随工作面投影长度 L_t 的增大逐渐减小,且减小速率先快后慢,在末端处质量为 0,整体呈下降的对数函数变化。土壤质量函数 $f_m(l_{tk})$ 与铲栅投影长度 l_t 的计算式为

$$f_m(l_{tk}) = \log_b(l_{tk} + c) + c_1 \quad (0 < b < 1) \tag{22}$$

式中 c、c_1——常数

l_{tk}——第 k 次撞击的铲栅工作面投影长度,mm

铲栅工作面对土壤单元的第 k 次撞击冲量 I_k 计算式为

$$I_k = F_{Zk} \Delta t_k \tag{23}$$

式中 F_{Zk}——第 k 次撞击作用力,N

Δt_k——第 k 次撞击作用时间,s

根据动量与冲量的转换关系,可得

$$v_{1k} = \frac{F_{Zk} \Delta t_k}{m} + v_{0k} = (g + a_{l_{tk}}) \Delta t_k + v_{0k} \tag{24}$$

式中 $a_{l_{tk}}$——工作面投影长度 l_{tk} 处的加速度,m/s²

v_{0k}——第 k 次撞击前土壤速度,m/s

v_{1k}——第 k 次撞击后土壤速度,m/s

当土壤被抛掷时,第 k 次撞击后土壤与铲栅工作面接触的时间为 t_{pk},根据牛顿第二定律得

$$v_{0k} = v_{1,k-1} - g(T - \Delta t_k - t_{pk}) \tag{25}$$

式中 $v_{1,k-1}$——第 $k-1$ 次撞击后的土壤速度,m/s

综上,动能变化量 E_k 计算式为

$$E_k = \sum_{k=0}^{n} \frac{1}{2} f_m(l_{tk})(v_{1k}^2 - v_{0k}^2) = \sum_{k=0}^{n} \frac{1}{2}[\log_b(l_{tk} + c) + c_1] \cdot [(g + a_{l_{tk}})^2 (\Delta t_k)^2 - 2(g \Delta t_k + a_{l_{tk}} \Delta t_k) v_{0k}] \tag{26}$$

3.2.3 土壤单元碰撞能量变化

前期研究结果表明,土壤在挖掘过程中逐渐松散,存在改变冲击距离的铲栅工作面投影长度临界值 L_j。当铲栅工作面投影长度小于 L_j 时,土壤受到作用力的距离近似等于铲栅工作面的摆幅;当铲栅工作面投影长度大于 L_j 时,土壤被抛掷,受到作用力的距离小于铲栅工作面的摆幅。则冲击距离函数与工作面投影长度关系计算式为

$$f_h(l_{tk}) = \begin{cases} \sqrt{(x_{W0} + l_{tk})^2 + y_{x_{W0}+l_{tk}}^2} \sin\theta_3 & (0 \leqslant l_{tk} \leqslant L_j) \\ \dfrac{v_{1k}^2 - v_{0k}^2}{2a_{l_{tk}}} & (L_j < l_{tk} \leqslant L_t) \end{cases} \tag{27}$$

式中 θ_3——摆杆摆角,(°)

x_{W0}——铲尖横坐标

铲栅工作面第 k 次撞击土壤时,作用力 F_{Wk} 计算式为

$$F_{Wk} = f_m(l_{tk})(g + a_{l_{tk}}) \tag{28}$$

在作业过程中,铲栅工作面的加速度作用随投影长度的增加逐渐增大,结合收获机的运动学分析,可得土壤单元在第 k 次撞击时,铲栅工作面投影长

度 l_{tk} 处的加速度计算式为

$$a_{l_{tk}} = \sqrt{(x_{W0} + l_{tk})^2 + y^2_{x_{W0}+l_{tk}}}\varepsilon \tag{29}$$

综上，当总撞击次数为 n 时，铲栅工作面对土壤单元的撞击能量 W_b 计算式为

$$W_b = \sum_{k=0}^{n} F_{Wk} f_h(l_{tk}) = \begin{cases} \sum_{k=0}^{n} f_m(l_{tk})(g + a_{l_{tk}}) \sqrt{(x_{W0} + l_{tk})^2 + y^2_{x_{W0}+l_{tk}}} \sin\theta_3 & (0 \leqslant l_{tk} \leqslant L_j) \\ \sum_{k=0}^{n} f_m(l_{tk})(g + a_{l_{tk}}) \dfrac{v_{1k}^2 - v_{0k}^2}{2a_{l_{tk}}} & (L_j < l_{tk} \leqslant L_t) \end{cases} \tag{30}$$

3.2.4　土壤单元势能变化

在铲栅工作面第 k 次撞击土壤单元时，土壤单元沿重力方向被抬升的距离 $f_s(l_{tk})$ 由铲栅工作面摆动距离和土壤单元抛掷高度两部分求解，计算式为

$$f_s(l_{tk}) = f_h(l_{tk}) + \frac{v_{1k}^2}{2g} \tag{31}$$

土壤单元沿重力方向下降的距离 $f_d(l_{tk})$ 由下降时间与加速度求解，计算式为

$$f_d(l_{tk}) = \frac{g}{2}\left(T - \Delta t_k - t_{pk} - \frac{v_{1k}}{g}\right)^2 \tag{32}$$

综上，对重力做功计算式为

$$E_p = \sum_{k=0}^{n} f_m(l_{tk}) g (f_d(l_{tk}) - f_s(l_{tk})) =$$

$$\sum_{k=0}^{n} f_m(l_{tk}) g \left[\frac{g}{2}\left(T - \Delta t_k - t_{pk} - \frac{v_{1k}}{g}\right)^2 - f_h(l_{tk}) + \frac{v_{1k}^2}{2g}\right] \tag{33}$$

3.2.5　土壤单元破碎面积

质量为 m 的土壤单元，在铲栅工作面连续撞击的作用下出现动能 E_k、势能 E_p、碰撞能量 W_b 的变化。根据能量守恒定律，破碎能耗 E_b 计算式为

$$E_b = W_b - E_k - E_p \tag{34}$$

表面能为产生单位面积新表面所做的功。作用在土壤单元的破碎能耗 E_b 全部转变为土壤表面能 γ，计算式为

$$E_b = S\gamma \tag{35}$$

式中　S——破裂面积，m^2

在整个撞击过程中新增表面积 S_1 为破裂面积 S 的 2 倍，S_1 的计算式为

$$S_1 = \frac{E_b}{2\gamma} \tag{36}$$

破碎后土壤单元的总面积 S_z 由初始表面积 S_0 与新增表面积共同组成，计算式为

$$S_z = \frac{E_b}{2\gamma} + S_0 \tag{37}$$

撞击后土壤单元的总面积 S_z 越大，土壤的破碎程度越大。综上，土壤的破碎程度与前进速度 v、工作面倾角 α_{ij}、振幅 A、振动频率 f 呈正相关变化，即与铲栅工作面的撞击加速度、撞击距离、撞击次数呈正相关变化，与土壤表面能 γ 呈负相关变化。因此，采用物理方法降低土壤表面能 γ，增加触土部件的振动强度，能够提高土壤的破碎程度。

3.3　圆盘切割装置作业原理分析

3.3.1　切割圆盘运动轨迹

圆盘切割装置固定在摆杆前端，在激振装置的驱动下往复摆动（激振装置结构尺寸与 2.1 节相同），标记切割圆盘的左侧、底部、右侧端点为特征点。设置振幅为 10 mm，振动频率为 9 Hz，前进速度为 0.2 m/s，运动分析如图 20 所示。

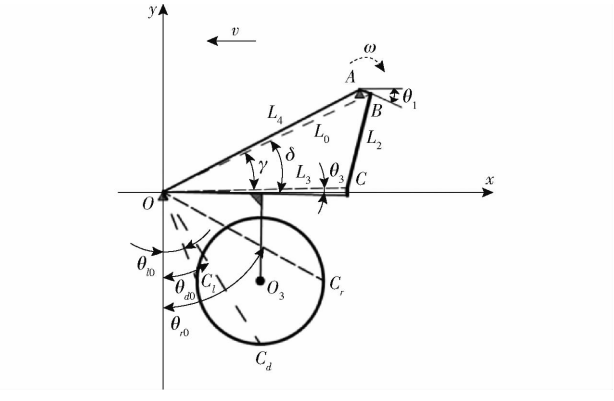


图 20　切割圆盘运动分析简图

Fig. 20　Kinematic analysis of rotary cutting device

采用 3.1.1 节的铲栅工作面运动轨迹求解方法，使用 Matlab 2017R 软件绘制切割圆盘的特征点运动轨迹，如图 21 所示。点 C_l 沿 y 轴的摆动幅度为 4 mm，点 C_d 沿 y 轴的摆动幅度为 13 mm，点 C_r 沿 y 轴的摆动幅度为 20 mm。甘草的横根直径为 3～6 mm，切割圆盘能够有效切断甘草横根。

3.3.2　圆盘切割装置动力学分析

在切削行程中，切割圆盘的切削速度为 v_c，切削角度为 α_3 时，圆盘切割装置受力如图 22 所示。

切割圆盘在水平方向受力平衡，计算式为

$$F_{p_1}\sin\alpha_3 = (F_{f_1} + F_{q_1})\sin\alpha_3 + F_h \tag{38}$$

式中　F_{p1}——支撑架作用力，N

F_{f1}——土壤摩擦阻力，N

F_{q1}——刃切阻力，N

F_h——切削阻力，N

在竖直方向上受力平衡，计算式为

$$F_{p_1}\cos\alpha_3 = (F_{f_1} + F_{q_1})\cos\alpha_3 - G_2 \tag{39}$$

式中　G_2——切割圆盘自身重力，N

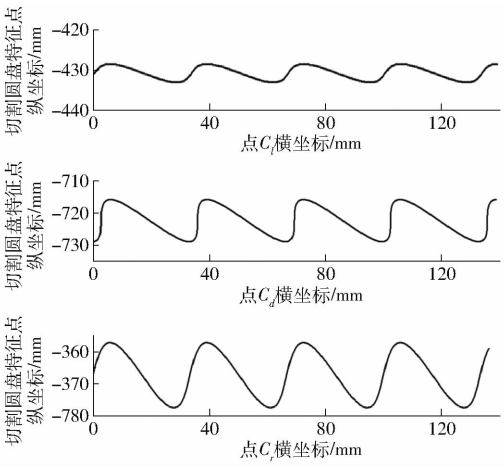


图 21 切割圆盘特征点运动轨迹

Fig. 21 Trajectory of rotary cutting device interval point

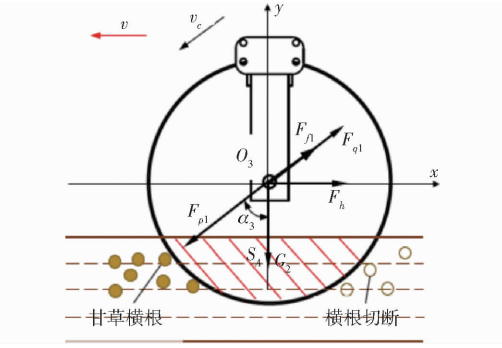


图 22 切割圆盘切削行程受力分析

Fig. 22 Force analysis of rotary cutting device at cutting stroke

在抬升行程中,切割圆盘的抬升速度为 v_t,抬升方向与 y 轴夹角为 α_4 时,切割圆盘受到支撑架作用力如图 23 所示。切割圆盘水平方向受力平衡,计算式为

$$F_{p_1}\sin\alpha_4 = F_{f_1}\sin\alpha_4 + F_h \tag{40}$$

在竖直方向上受力平衡,计算式为

$$F_{p_1}\cos\alpha_4 = F_{f_1}\cos\alpha_4 + G_2 \tag{41}$$

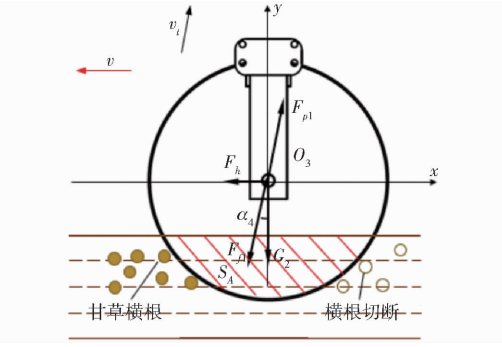


图 23 切割圆盘抬升行程受力分析

Fig. 23 Force analysis of rotary cutting device at lifting stroke

圆盘摩擦阻力 F_{f_1} 与摩擦面积 S_A、正应力 σ、摩擦因数 μ 相关,计算式为

$$F_{f_1} = 2\mu\sigma S_A = 2\mu\sigma\left[L_q R - 2\sqrt{2d_p R - d_p^2}(R - d_p)\right] \tag{42}$$

综上,切割圆盘的振动幅度大于甘草横根直径,能够有效切断甘草横根;支撑架的受力与切割圆盘的切削速度、切削深度、甘草横根数量呈正相关变化;切削行程中的切割圆盘受力大于抬升行程。

4 田间试验

4.1 试验条件与方法

2023 年 10 月在甘肃省酒泉市总寨镇国家中药材种子种苗繁育基地的三年生直播乌拉尔甘草地进行了甘草收获试验。试验前,使用 SC900 型土壤坚实度仪测量甘草地的土壤坚实度,测量 5 次取平均值,在 100、200、300、400 mm 深度处的坚实度均值分别为 1 488、1 226、1 668、2 646 kPa。使用环刀法取 5 份土样,计算得土壤的平均含水率为 14.8%。试验仪器与设备包括 0CS − Y − 10t 型拉力计、HP − DS8X25 型动态信号测试仪、XH60130 型集流环、铁锹、电子秤、秒表、钢板尺、编织袋、标签等。

甘草收获田间试验使用雷沃欧豹 MW2104 − 6 型拖拉机为牵引机组,约翰迪尔 6J − 2014 型拖拉机为工作机组。在拖拉机动力输出轴相连的万向节上安装扭矩传感器(电阻应变片),将采集的电压信号通过集流环传输至动态信号测试仪存储;将 0CS − Y − 10t 型拉力计两端连接在牵引绳上,测量甘草收获机在作业时的牵引阻力。结合前期田间试验与关键部件作业原理分析,设置甘草收获机的作业参数:振幅 A 为 10 mm,振动频率 f 为 9 Hz,作业速度 v 为 0.1 m/s,挖掘深度 D_w 为 600 mm。作业时,工作机组的行走挡位为空挡,由牵引机组通过牵引绳拖动前进,试验过程如图 24 所示。



图 24 变幅摆振式甘草收获机田间试验

Fig. 24 Field test of variable amplitude oscillation licorice harvester

试验过程中,取甘草收获机的稳定作业距离为 3 m 的区段,测量甘草收获机的作业质量与作业功耗,试验指标如下:

(1)挖掘深度 D_w:挖掘铲形成的沟底至未耕地表面的垂直距离,采用直尺测量,每个检测区域选取 5 个测点,计算式为

$$D_w = \frac{1}{5}\sum_{u=1}^{5} D_u \tag{43}$$

式中　D_u——第 u 个测点的挖掘深度，mm

（2）甘草收净率 η：捡拾作业区段内的地表甘草装入编织袋，标记为 m_1，m_1 为有效收获的甘草质量。再使用铁锹对捡拾过的距离进行翻挖，得到漏挖和埋于地表以下的甘草装入编织袋，标记为 m_2，m_2 为漏挖甘草质量；甘草收净率 η 计算式为

$$\eta = \frac{m_1}{m_1 + m_2} \times 100\% \tag{44}$$

（3）牵引阻力 F、驱动转矩幅值 T_{max}、有效驱动转矩 T_e：牵引阻力 F 为有效区段内，拉力计测量值与空载阻力差值的平均值。驱动转矩幅值 T_{max} 为有效区段内，相邻 10 组的驱动转矩幅值的平均值。有效驱动转矩 T_e 为有效区段内，驱动转矩大于 0 的均值，并以此均值为基准进行 3 次迭代。

（4）总功率 P：甘草收获机的总功率由牵引功率 P_q 和转矩功率 P_z 两部分组成，计算式为

$$P = P_q + P_z = Fv + \frac{n_1 T_e}{9\,550} \tag{45}$$

式中　n_1——拖拉机后输出轴转速，r/min

4.2　试验结果与分析

甘草收获机田间作业过程如图 25 所示。在试验过程中，圆盘切割装置的切削深度为 17 mm，能够切断浅层的甘草横根网络，减少甘草缠绕；挖掘分离装置作业流畅，一次性实现了挖掘破碎带甘草的土垡、分散分离甘草中的土壤、运移铺放甘草等多项工序，作业稳定可靠。大阻力工况下牵引机组的驱动轮存在打滑现象，实际测量作业速度为 0.07 m/s。

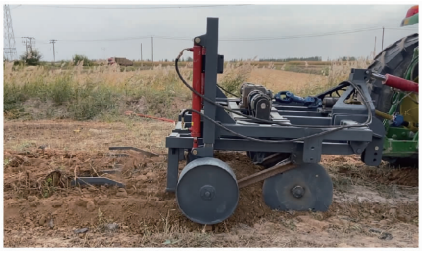


图 25　甘草收获机田间作业过程

Fig. 25　Working process of licorice harvester field test

甘草收获机的挖掘深度测量过程如图 26 所示。使用钢板尺垂直插入作业后的土壤中，将深度标记物水平放置在甘草地上，读取甘草收获机的挖掘深度，由公式（43）求解得到平均挖掘深度为 609 mm。

甘草收净率的测量过程如图 27 所示。捡拾露在地表的有效收获甘草后，用铁锹翻挖土壤中的漏挖甘草。漏挖甘草主要包括细小的甘草植株和分叉生长的断裂须根。由公式（44）计算得甘草收净率为 96.38%。

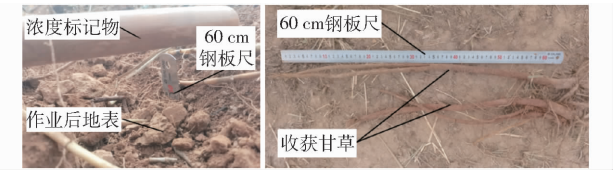


图 26　挖掘深度测量示意图

Fig. 26　Diagram of working depth measurement



图 27　甘草收净率测量示意图

Fig. 27　Measurement diagram of licorice harvesting rate

甘草收获机的牵引阻力与驱动转矩变化曲线如图 28 所示。受田间土壤质地与振动作业影响，牵引阻力数值波动较大，波动范围为 86 ~ 103 kN，计算得甘草收获机牵引阻力 F 约 95 kN。当挖掘深度 D_w 为 609 mm 时，驱动转矩波动较为平稳，相邻周期转矩幅值近似相等；求解得驱动转矩幅值 T_{max} 为 1 295 N·m，有效驱动转矩 T_e 约 1 185 N·m。将牵引阻力 F、作业速度 v、有效驱动转矩 T_e、振动频率 f 代入公式（45），得到甘草收获机总功率约 75 kW。

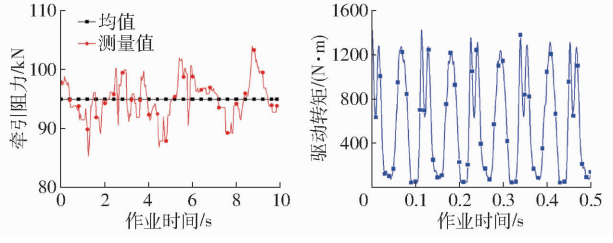


图 28　牵引阻力与驱动转矩变化曲线

Fig. 28　Variation curves of traction resistance and drive torque

甘草收获田间试验中牵引机组出现“翘头”与驱动轮打滑等现象，造成了拖拉机总功率的损失。在下一步的研究中，将分析并优化变幅摆振式甘草收获机的机组配置，提高拖拉机总功率的利用效率。

5　结论

（1）设计了变幅摆振式甘草收获机，进行了激振装置、挖掘分离装置等关键部件设计，建立了铲栅工作面特征点的运动学、动力学方程，确定了影响甘草收获机作业性能的影响因素。

（2）根据土壤破碎理论建立了铲栅工作面碰撞冲击作用下的土壤单元破碎能耗方程，分析了土壤单元的动能、势能及碰撞能量的变化，明确了新增破碎面积与作业参数间的数学关系；分析了圆盘切割装置的运动特性，明确其对浅层甘草的切断作用。

(3)甘草收获田间试验结果表明:变幅摆振式甘草收获机能够实现带甘草土垡的挖掘破碎与甘草-土壤混合物的快速分离,收获后甘草有序铺放。在振幅为 10 mm、振动频率 9 Hz、前进速度 0.07 m/s 时,甘草收获机的挖掘深度为 609 mm、甘草收净率为 96.38%、牵引阻力约 95 kN、有效驱动转矩约 1 185 N·m、总功率约 75 kW,满足直播甘草收获要求。

参 考 文 献

[1] YU Zhibin, DONG Shuheng, ZHANG Jiawei, et al. Analysis of international competitiveness of the China's licorice industry from the perspective of global trade[J]. Journal of Ethnopharmacology, 2022, 298: 115613.

[2] SHANG Zhanpeng, LIU Chenrui, QIAO Xue, et al. Chemical analysis of the Chinese herbal medicine licorice (Gan-Cao): an update review[J]. Journal of Ethnopharmacology, 2022, 299: 115686.

[3] 万里鹏程,李永磊,赵虎,等. 根茎类作物单摆铲栅收获装置渐变抛掷特性[J]. 农业工程学报, 2021, 37(24): 9-21.
WAN Lipengcheng, LI Yonglei, ZHAO Hu, et al. Gradient throwing characteristics of oscillating slat shovel for rhizome crop harvesters[J]. Transactions of the CSAE, 2021, 37(24): 9-21. (in Chinese)

[4] 和谐. 韩国地下块根茎类起收机械市场与机具[J]. 农机市场, 2020(7): 31-32.

[5] 韩进耀. 甘草及根茎类中药材收获机具研制[J]. 农业机械, 2017(4): 106-107.

[6] 冯晓静,徐剑楠,刘洪杰,等. 甘草采挖收获机的研制[J]. 湖北农业科学, 2015, 54(19): 4844-4846.
FENG Xiaojing, XU Jiannan, LIU Hongjie, et al. Design of glyeyrrhiza digging harvester[J]. Hubei Agricultural Sciences, 2015, 54(19): 4844-4846. (in Chinese)

[7] 周梦渊. 黄芪收获机振动挖掘铲的设计与实验[D]. 镇江: 江苏大学, 2020.
ZHOU Mengyuan. Design and experiment of astragalus harvester vibrating shovel[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2020. (in Chinese)

[8] 崔功佩,杨然兵,尚书旗,等. 牛蒡收获机的设计与研究[J]. 中国农机化学报, 2016, 37(9): 43-47.
CUI Gongpei, YANG Ranbing, SHANG Shuqi, et al. Design and research on burdock harvester[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2016, 37(9): 43-47. (in Chinese)

[9] 杨发展,杨云鹏,李维华,等. 悬挂式山药收获机振动挖掘碎土装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2020, 51(6): 104-111.
YANG Fazhan, YANG Yunpeng, LI Weihua, et al. Structural design and experiment on vibrating soil breaking device of mounted yam harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(6): 104-111. (in Chinese)

[10] 杨然兵,杨红光,尚书旗,等. 拨辊推送式马铃薯收获机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2016, 47(7): 119-126.
YANG Ranbing, YANG Hongguang, SHANG Shuqi, et al. Design and test of poking roller shoving type potato harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(7): 119-126. (in Chinese)

[11] 魏忠彩,李洪文,苏国梁,等. 低位铺放双重缓冲马铃薯收获机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2019, 50(9): 140-152.
WEI Zhongcai, LI Hongwen, SU Guoliang, et al. Design and experiment of potato harvester using double cushions for low laying separation technology[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(9): 140-152. (in Chinese)

[12] 王金武,李响,高鹏翔,等. 胡萝卜联合收获机高效减阻松土铲设计与试验[J]. 农业机械学报, 2020, 51(6): 93-103.
WANG Jinwu, LI Xiang, GAO Pengxiang, et al. Design and experiment of high efficiency drag reducing shovel for carrot combine harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(6): 93-103. (in Chinese)

[13] 苑进,李金光,邹亮亮,等. 基于离散元的菠菜收获机根切铲优化设计与试验[J]. 农业机械学报, 2020, 51(增刊 2): 85-98.
YUAN Jin, LI Jinguang, ZOU Liangliang, et al. Optimal design of spinach root-cutting shovel based on discrete element method[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(Supp. 2): 85-98. (in Chinese)

[14] 孙亚朋,董向前,宋建农,等. 振动深松机多组振动深松铲自平衡性能及仿真分析[J]. 农业工程学报, 2018, 34(4): 92-99.
SUN Yapeng, DONG Xiangqian, SONG Jiannong, et al. Self-balancing performance and simulation analysis of multi-group vibrating sholvels of oscillatory subsoiler[J]. Transactions of the CSAE, 2018, 34(4): 92-99. (in Chinese)

[15] 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 and Tillage Research, 2022, 220: 105375.

[16] 万里鹏程,李永磊,黄金秋,等. 根茎类作物单摆铲栅收获装置驱动转矩特性研究[J]. 农业机械学报, 2022, 53(增刊 1): 191-200.
WAN Lipengcheng, LI Yonglei, HUANG Jinqiu, et al. Driving torque characteristics of oscillating slat shovel for rhizome crops harvest device[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(Supp. 1): 191-200. (in Chinese)

[17] 陶桂香,张紫恒,衣淑娟,等. 板蓝根收获机组合筛面摆动式根土分离装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(4): 109 – 119.
TAO Guixiang, ZHANG Ziheng, YI Shujuan, et al. Design and test of combined swing *Radix isatidi* root-soil separation device [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(4): 109 – 119. (in Chinese)

[18] 代振维,吴明亮,方志超,等. 抛送辊式百合收获机的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2023, 39(12): 20 – 29.
DAI Zhenwei, WU Mingliang, FANG Zhichao, et al. Design and test of a throwing roller type lily bulb harvester[J]. Transactions of the CSAE, 2023, 39(12): 20 – 29. (in Chinese)

[19] 张国忠,张清洪,刘婉茹,等. 荸荠收获机弹簧辊式泥果分离装置研制[J]. 农业工程学报, 2024, 40(2): 164 – 175.
ZHANG Guozhong, ZHANG Qinghong, LIU Wanru, et al. Spring roller device for soil-corm separation for a water chestnut harvester[J]. Transactions of the CSAE, 2024, 40(2): 164 – 175. (in Chinese)

[20] 李涛,周进,徐文艺,等. 4UGS2 型双行甘薯收获机的研制[J]. 农业工程学报, 2018, 34(11): 26 – 33.
LI Tao, ZHOU Jin, XU Wenyi, et al. Development of 4UGS2 type double-row sweet potato harvester[J]. Transactions of the CSAE, 2018, 34(11): 26 – 33. (in Chinese)

[21] SUN Jianfeng, CHEN Huaming, WANG Zaiman, et al. Study on plowing performance of EDEM low-resistance animal bionic device based on red soil[J]. Soil and Tillage Research, 2020, 196: 104336.

[22] 郑侃,何进,李洪文,等. 反旋深松联合作业耕整机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2017, 48(8): 61 – 71.
ZHENG Kan, HE Jin, LI Hongwen, et al. Design and experiment of combined tillage implement of reverse-rotary and subsoiling[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(8): 61 – 71. (in Chinese)

[23] 李俊伟,顾天龙,李祥雨,等. 黏重黑土条件下马铃薯挖掘铲仿生减阻特性分析与试验[J]. 农业工程学报, 2023, 39(20): 1 – 9.
LI Junwei, GU Tianlong, LI Xiangyu, et al. Analysis and experiment of the bionie drag reduction characteristies of potato digging shovels on clayey black soil conditions[J]. Transactions of the CSAE, 2023, 39(20): 1 – 9. (in Chinese)

[24] 陈学深. 虎杖根土分离机理及关键技术研究[D]. 广州: 华南农业大学, 2017.
CHEN Xueshen. The mechanism and key technology of *Polygonum cuspidatum* root-soil separation[D]. Guangzhou: South China Agricultural University, 2017. (in Chinese)