

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2022.12.002

无驱动式自动调平水田埋秆起浆整地机设计与试验

王晓燕^{1,2} 邓博^{1,2} 谭丁炀^{1,2} 籍云鹏^{1,2} 李洪文^{1,2} 王庆杰^{1,2}

(1. 中国农业大学工学院, 北京 100083; 2. 农业农村部保护性耕作农业装备重点实验室, 北京 100083)

摘要: 为解决东北稻区秸秆全量还田条件下, 现有驱动式搅浆机存在动力消耗大、严重破坏土壤结构并使得秸秆漂浮等问题, 设计了一种无驱动式自动调平水田埋秆起浆整地机, 机具前排星形耙片细碎土壤并掩埋秸秆, 后排轧滚进一步碎土埋秆, 平地装置平整地表, 由电液控制系统实现自动调平, 能够为水稻插秧作业创造优良地块条件。通过理论分析和优化设计, 确定了优化后星形耙片的各项结构参数和排列方式; 设计了带有齿板和刀齿的轧滚, 倾斜布置的齿板和直立的刀齿分别对土壤进行横向与纵向的滑切, 可提高碎土埋秆效果; 改进设计了平地板, 确定了板高为 150 mm, 并针对前进速度、板宽、推压角开展了仿真试验, 得到最优工作参数为: 前进速度 2.4 km/h、板宽 290 mm、推压角 44°; 采用中心不动法的调平策略, 设计了基于倾角传感器和 PID 算法的自动调平电液控制系统, 实现了自动调平系统的快速平稳控制。田间试验结果表明, 整机作业后地表平整度为 0.73 cm, 秸秆覆盖率为 91.4%, 压茬深度为 5.98 cm, 泥浆度为 1.18 g/cm³, 机具各项指标均优于国家标准, 该设计可为东北稻区秸秆全量还田条件下水整地机具研究提供参考。

关键词: 秸秆还田; 埋秆起浆整地机; 自动调平; 无驱动式; 东北稻区

中图分类号: S222.4 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2022)12-0020-12 OSID: 

Design and Experiment of Undriven Soil Puddling Machine with Improved Auto-leveling and Straw-burying Design for Paddy Field

WANG Xiaoyan^{1,2} DENG Bo^{1,2} TAN Dingyang^{1,2} JI Yunpeng^{1,2} LI Hongwen^{1,2} WANG Qingjie^{1,2}

(1. College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China

2. Key Laboratory of Agricultural Equipment for Conservation Tillage, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Beijing 100083, China)

Abstract: In order to solve the problem that the existing driven pulping machine has too much power consumption, seriously damages the soil structure and lets the straw float under the condition of returning the straw to the field in the northeast rice area, an undriven soil puddling machine with improved automatic-leveling and straw-burying functions was designed for paddy rice field. The machine consisted of a rack, a star rake group, a rolling roll, a leveling device and a flat device. The star rake in the front can finely crush the soil and bury the straw, and the rolling in the back can further finely crush the soil and press bury the straw. The flat device can level the surface, and the electro-hydraulic control system can automatically level the ground, which can create excellent plot conditions for rice transplanting operation. Through theoretical analysis and optimization design, the structural parameters and arrangement of the star-shaped rake were determined. The rolling roller was equipped with tooth plate and cutter tooth, and the tooth plate with inclined arrangement and the cutter tooth with upright were used to cut the soil laterally and longitudinally respectively, which can improve the effect of burying straw in fine soil. The flat floor was improved and the height of the flat floor was determined to be 150 mm. Simulation tests were carried out on the forward speed, plate width and pushing angle. The optimal working parameters of the flat floor were obtained as follows: forward speed was 2.4 km/h, plate width was 290 mm and pushing angle was 44°. Electronic hydraulic control system of automatic leveling based on inclination sensor and PID algorithm was designed by using the center stationary leveling strategy, which

realized the fast and stable control of the automatic leveling system. Filed experimental results showed that the surface flatness of the whole machine after operation was 0.73 cm, the straw coverage rate was 91.4%, the stubble depth was 5.98 cm, and the slush degree was 1.18 g/cm³. The indicators of the machine and tools were better than the national standards. The design can provide a reference for the research of the water ground preparation machine and tools under the condition of full straw returning to the field in northeast rice region.

Key words: straw returning; burying straw and soil puddling machine; automatic leveling; no driver type; northeast rice area

0 引言

水稻秸秆还田可有效提高土壤肥力^[1]和固碳减排能力^[2],改良土壤结构,提升土壤保水能力^[3],增加粮食产量^[4-5],是东北黑土地保护的有效方式。但东北稻区秸秆量大,在水稻收获后即进入寒冷的冬季,地表下秸秆腐烂缓慢,在春季灌水泡田时秸秆漂浮在水层上,这对现有水田整地机具提出了更高的要求。现有水田搅浆整地作业机具装备主要是驱动式搅浆机和无驱动式水田平地耙^[6]。其中,驱动式搅浆机存在动力消耗大、严重破坏土壤结构、搅动秸秆使其漂浮在水田表面等问题^[7]。而无驱动式水田平地耙动力消耗小、对土壤结构破坏少、可以有效减少秸秆漂浮现象。但现有无驱动式水田平地耙难以适应东北稻区秸秆全量还田条件下的水田地块,存在压茬埋秆效果不佳、地表不平整等问题,作业质量有待提高。

水田整地机具现有研究主要针对作业关键部件进行设计与分析。陈立才等^[8]设计了一种秸秆还田起浆机,改进了作业刀辊,旋耕刀和粉碎起浆刀配合使用,作业质量较好,但作业阻力较大;孙文峰等^[9]设计了一种带状少耕整地复式作业机具,对旋耕刀和刀轴进行了设计,可实现规模化水稻苗床整地,但无法用于水田耕作地块;张义平等^[10]设计了一种水田埋茬起浆整地机,采用一种交错焊接半圆弧弯刀齿的碎土耙辊,可有效减少缠草缠绕,但机具难以适应秸秆全量还田条件下的水田地块;并且上述使用旋耕刀、搅浆刀辊等动力驱动部件作业的水田整地质量较好,但皆存在土壤过于细碎、功耗偏大和秸秆漂浮等问题。

对于平地装置自动调平系统,国内外目前主要采用激光平地系统、GNSS 系统以及传感器技术等方式采集倾角信息,再配合微控制器调节电磁阀方向与流量,实现自动调平^[11-13]。但大多设备结构复杂、价格昂贵,所以在保证调平效果的基础上,可在信息采集设备、控制方法上进行优化改进,降低成本。

基于上述分析,根据无驱动式搅浆机优点,结合

东北稻区水田秸秆全量还田现状,本文对无驱动式自动调平水田埋秆起浆整地机进行综合设计与试验,优化设计星形耙片和轧滚,改进平地板结构,确定各项结构和作业参数;采取中心点不动的调平策略和单油缸往复直线运动的调平方法,基于倾角传感器和 PID 算法实现平地装置在水平方向上的自动调平。通过田间试验验证机具的作业性能,可为水稻插秧作业创造优良地块条件,以期提高我国东北稻区秸秆全量还田条件下的水田整地质量。

1 装置结构及工作原理

1.1 装置结构

无驱动式自动调平水田埋秆起浆整地机结构如图 1 所示,机具主要由悬挂装置、机架、星形耙组、轧滚、调平装置和平地装置组成。

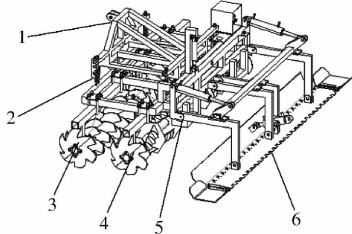


图 1 无驱动式自动调平水田埋秆起浆整地机结构示意图
Fig. 1 Structure diagram of undriven soil puddling machine with improved auto-leveilling and straw-burying design for paddy field

1. 悬挂装置 2. 机架 3. 星形耙组 4. 轧滚 5. 调平装置
6. 平地装置

1.2 工作原理

无驱动式自动调平水田埋秆起浆整地机通过机架的三点悬挂装置与拖拉机连接,拖拉机行进并带动机具前进作业。星形耙组和轧滚通过与土壤的摩擦力进行自回转运动,星形耙片对土壤进行滑切,轧滚上的齿板和刀齿分别对土壤进行横向与纵向的滑切,并掩埋水面和泥浆表层秸秆,实现碎土起浆、压埋秸秆;平地装置安装于轧滚后方,将耙组和轧滚作业后凹凸不平的地表推平,压茬弹齿将少量漂浮在表面以及水田泥浆浅层中的秸秆再次压入泥浆深层,行间刮板消除由于泥浆流动性形成的“垄堆”;

在机具作业过程中倾角传感器检测平地装置的倾斜角度变化,将信号传至主控制器,主控制器通过电磁比例换向阀的方向、流量变化调节调平液压缸伸缩,实现平地装置水平方向的快速、稳定调平,以此整理出适宜插秧作业的水田地块条件。

2 关键部件设计

2.1 星形耙组优化设计

星形耙组主要由轴承座、间管、星形耙片、固定板、耙组横梁、U形螺栓、耙片轴等组成,如图2所示,星形耙片相互错开串在耙片轴上,耙片轴通过轴承座、支架、耙组横梁、U形螺栓固定在机架上,机具作业时,整体转动实现碎土起浆功能。

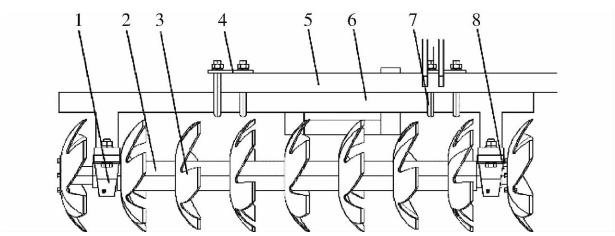


图2 星形耙组结构示意图

Fig.2 Schematic of structure of star rake group

1. 轴承座 2. 间管 3. 星形耙片 4. 固定板 5. 机架 6. 耙组横梁 7. U形螺栓 8. 耙片轴

2.1.1 耙片结构参数优化设计

星形耙片的各项结构参数如图3所示,耙齿处虚线为展开在平面上的刃口曲线, D 为星形耙片直径, e 为耙齿曲率中心离耙片回转中心的水平距离, ρ 为耙片曲率半径, D_1 为齿形中心圆直径, Q 为耙片刃口曲线的偏心距, R 为耙片刃口曲线的曲率半径, r_1 为齿形连接半径, t 为耙片厚度。

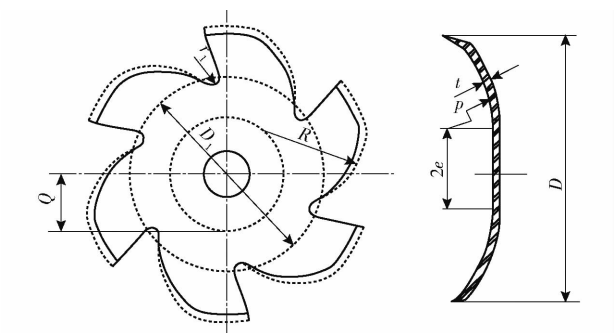


图3 星形耙片结构参数示意图

Fig.3 Schematic of structure parameters of star rake

参考普通圆盘耙片直径经验公式确定星形耙片直径为

$$D = Ka \tag{1}$$

式中 K ——径深比,取3~5

a ——设计耙深,取150 mm

耙深越大, K 应越小,取 $K=3$,则 $D=450$ mm,

因水田土壤相对黏重,为保证工作时耙深,取 D 为460 mm。 D 一定时, e 越大,耙片碎土能力越强,取 e 为60 mm。当耙片曲率半径 ρ 较小时,耙片的滑切碎土性能较高,但 ρ 过小会导致作业阻力增大^[14],因此取 ρ 为230 mm。耙片是机具质量的主要部分,由于机具没有动力驱动,所以需一定质量以保证入土深度,取耙片厚度 t 为4 mm。

2.1.2 耙片刃口曲线和滑切角参数计算

星形耙片刃口曲线是影响耙片滑切土壤效果以及耙片强度的主要因素^[15]。并且刃口曲线上滑切角 τ 是衡量耙片滑切能力和滑切效率的重要指标,滑切角 τ 大于耙片与土壤的摩擦角时才能保证耙片的正常滑切作业^[16]。

因此,为计算刃口滑切角 τ ,建立刃口平面曲线方程和空间曲线方程,以耙片回转中心 O 为原点建立直角坐标系,耙片的某个耙齿刃口曲线在第一象限且该刃口曲线的曲率中心在 y 轴上,如图4所示。

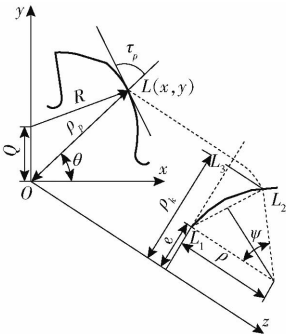


图4 刃口曲线方程坐标系

Fig.4 Edge curve equation coordinate system

该刃口曲线上某一点 L 的坐标为 (x,y) ,则刃口的平面曲线方程为

$$x^2 + (y - Q)^2 = R^2 \tag{2}$$

当以 x 轴为极坐标轴、点 O 为极点建立极坐标系时,刃口曲线上某点 L 的坐标为 (ρ_p, θ) ,则有

$$\begin{cases} x = \rho_p \cos \theta \\ y = \rho_p \sin \theta \end{cases} \tag{3}$$

式中 ρ_p ——点 L 与点 O 的距离,mm

θ ——点 L 与点 O 连线与 x 轴的夹角, $(^\circ)$

将式(3)代入式(2)中整理可得平面刃口曲线极坐标方程为

$$\rho_p = Q \left[\sin \theta + \sqrt{\left(\frac{R}{Q} \right)^2 - \cos^2 \theta} \right] \tag{4}$$

由图4几何关系可得刃口空间曲线 L_1L_2 所对应的曲率圆心角 ψ 为

$$\psi = \frac{\rho_p - e}{\rho} \tag{5}$$

则刃口空间曲线方程为

$$\begin{cases} \rho_k = e + l_{L_1 L_2} = e + \rho \sin \frac{\rho_p - e}{\rho} \\ z = l_{L_1 L_2} \sin \frac{\psi}{2} = 2\rho \sin^2 \frac{\rho_p - e}{2\rho} \end{cases} \quad (6)$$

式中 ρ_k —— $L_1 L_2$ 上某点与点 O 的水平距离, mm

如图 5 所示, T 为 L_2 处的切向量, L_2 的坐标为 $(\rho_k \cos \theta, \rho_k \sin \theta, 2\rho \sin^2(\psi/2))$, 则 $T = (\rho_k \cos \theta - \rho_k \sin \theta, \rho_k \cos \theta + \rho_k \sin \theta, \rho \sin(\psi d\psi/d\theta))$, 而 $\rho_k = (\rho_k \cos \theta, \rho_k \sin \theta, 0)$, 则有

$$\cos \tau = \frac{T \rho_k}{|T| |\rho_k|} = \frac{\hat{\rho}'_k}{\sqrt{\rho_k'^2 + \rho_k^2 + \rho^2 \sin^2 \left(\psi \frac{d\psi}{d\theta} \right)}} \quad (7)$$

$$\tan \tau = \frac{\sqrt{\rho_k'^2 + \rho^2 \sin^2 \left(\psi \frac{d\psi}{d\theta} \right)}}{\rho'_k} \quad (8)$$

经过一系列代数运算后式(8)变形为滑切角的计算公式

$$\tau = \arctan \sqrt{\tan^2 \frac{2\rho_p - e}{\rho} + \left[\frac{e + \rho \sin \frac{\rho_p - e}{\rho}}{Q \cos \frac{\rho_p - e}{\rho} \left(\cos \theta + \frac{\sin(2\theta)}{2 \sqrt{\left(\frac{R}{Q} \right)^2 - \cos^2 \theta}} \right)} \right]^2} \quad (9)$$

滑切角 τ 较大时, 滑切效率较高, 切削阻力较小^[17-18]。由式(9)可知, 耙片刃口曲线偏心距 Q 增大时, 滑切角 τ 减小, 滑切效率降低, Q 过大还会降低耙片强度和刚度^[19], 其一般取值为 95 ~ 130 mm, 为增强耙片切削性能, 取 Q 为 110 mm; 滑切角 τ 随着曲率半径 R 的增大而增大, 为增大耙齿刃口根部的截面面积, 加强耙片强度, 取 R 为 140 mm。

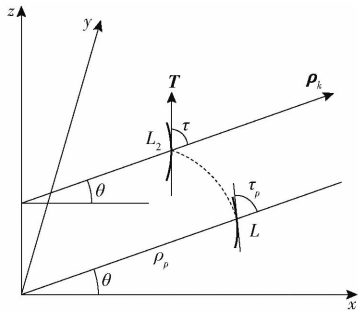


图 5 刃口空间曲线滑切角

Fig. 5 Edge curve space sliding cutting angle

齿形中心圆直径 D_1 与齿形连接半径 r_1 也决定着刃口曲线形状和耙片的缺口面积及深度。为改善地表平整度, D_1 取较大值, 一般取值为 280 ~ 320 mm, 取 D_1 为 320 mm; 为保证刃口曲线滑切性能, 齿形连接半径 r_1 应取较小值, 取 r_1 为 13 mm。

优化后星形耙片刃口从根部到顶部 θ 为 17.3° ~ 48.8°, 将耙片各项结构参数代入式(9), 得出滑切角

τ 为 43.7° ~ 64.2°, 金属与土壤的摩擦角为 23° ~ 45°^[19]。则优化后星形耙片能较好地满足实际设计要求, 并且如图 6 所示, 优化后星形耙片增大了刃口顶部截面、减小了根部刃口深度, 提高了耙片的强度和刚度, 减缓了耙齿间歇滑切土壤的冲击载荷, 能够改善作业后的地表平整度。

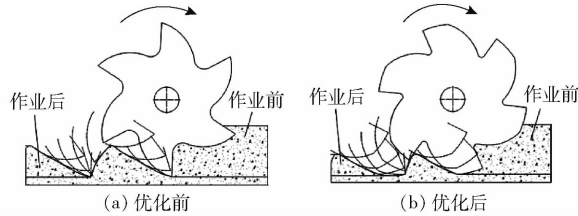


图 6 星形耙片优化前后对比

Fig. 6 Comparison of star rake before and after optimization

2.1.3 耙片间距、数量及排列方式确定

耙片间距 b 、耙片直径 D 、耙片工作偏角 γ 和作业后沟底不平度 c 存在关系^[20]

$$c \approx \frac{1}{D} \left(\frac{b}{2 \tan \gamma} \right)^2 \quad (10)$$

由式(10)可知, 当耙片间距 b 增大时, 地表不平度显著增加, 并且耙片间距越大, 漏耙面积将增大; 耙片间距较小, 耙片被土块、杂草和秸秆堵塞的几率将增大, 综合考虑, 取耙片间距 b 为 170 mm。

根据经验公式确定对置式耙组耙片数量 Z ^[20] 为

$$Z = \frac{B - b_1}{2b \cos \gamma} + 1 \quad (11)$$

式中 B ——机具工作幅宽, 取 3 m

b_1 ——耙组内端两个耙片间距离, 取 340 mm

机具设置耙组工作偏角 γ 可以在 0° ~ 10° 之间调节, 计算时取 5°。将各项参数数值代入式(11)并取整得耙片数量 $Z = 9$, 因耙片为单列对置式配置, 共 2 个耙组, 加上轧滚两端耙片, 机具共 20 个耙片。

为使耙片相继入土切削, 保证作业平稳, 降低漏耙几率, 耙组的耙片按照螺旋线排列安装, 耙片 6 个耙齿错开, 相邻耙片之间安装角度差为 15°; 耙片耙齿以耙片中心对称均匀分布, 两耙组及耙片相对机具中心线左右对称安装, 使耙组在水平面内受力平衡, 提高机具行进稳定性。

2.2 轧滚设计

2.2.1 轧滚结构设计

刀齿式轧滚在水田作业时既能有良好的碎土起浆效果, 还能起到很好的压覆水面漂浮秸秆残茬作用, 缓解了插秧机作业时秸秆堵塞问题。

如图 7 所示, 轧滚主要由星形耙片、隔板、齿板、刀齿、轧滚轴、横梁、轴承座等组成。隔板等距离焊接在轧滚轴上, 齿板错开固定在隔板之间, 轧滚两端装有星形耙片, 轧滚轴两侧设置轴承座, 轧滚轴承座

上端与轧滚横梁端固接,轧滚横梁上端通过两组 U 形螺栓和固定板对称固定在机架上,拖拉机带动机具前行时,轧滚轴及零部件转动带动工作部件作业。

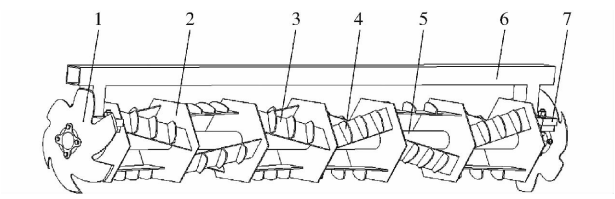


图 7 轧滚结构示意图

Fig. 7 Schematic of rolling structure

1. 星形耙片 2. 隔板 3. 齿板 4. 刀齿 5. 轧滚轴 6. 横梁
7. 轴承座

2.2.2 隔板和齿板设计

在拖拉机带动机具前进的过程中,隔板能在机具前进方向对幅宽范围内的土壤和土表秸秆进行切割,减少之后齿板和刀齿切削土壤的阻力,起到辅助碎土作用^[21],将隔板设计为正六边形,使其更易入土。

轧滚直径一般由经验公式来确定^[20],即

D_z = K_z a (12)

式中 D_z——轧滚直径,mm

K_z——轧滚直径系数,取 2.5 ~ 3.3

将数据代入式(12)求得 D_z = 375 ~ 495 mm,综合衡量作业深度和结构尺寸,取 D_z 为 400 mm。则隔板边长 L_gb = 0.5D_z = 200 mm,隔板厚度 t_gb 设为 5 mm。

轧滚上的齿板对隔板和刀齿纵向切开的土堡进行横向切削,因滑切阻力远小于正切阻力,为使齿板工作状态为滑切状态,将齿板设计成平行四边形薄板,倾斜布置在隔板之间,如图 8 所示。齿板宽度 b_cb 与轧滚直径有关,经验计算公式为

b_cb = K_cb D_z (13)

式中 K_cb——齿板宽度系数,取 0.17 ~ 0.23

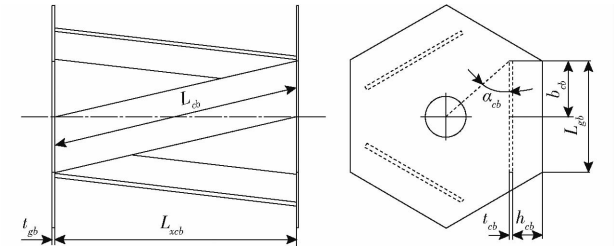


图 8 齿板的布置及其结构参数

Fig. 8 Arrangement of tooth plate and its structural parameters

将数据代入式(13)计算得 b_cb 为 86 ~ 92 mm。为便于齿板在隔板间倾斜布置,使齿板在隔板上的投影刚好与隔板各边平行且长度相等,取 b_cb = 0.5L_gb = 100 mm。齿板的固接位置与隔板边缘有一定距离 h_cb,综合考虑刀齿尺寸,取 h_cb 为 45 mm。

齿板轴向长度 L_xcb 计算式为

L_xcb = (B - 2L_B - (n_z + 1)t_gb) / n_z (14)

式中 L_B——轧滚两端安装耙片宽度,取 200 mm
n_z——轧滚段数,取 6

将各项数据代入式(14)计算得 L_xcb = 427.5 mm,取整得 L_xcb = 425 mm,则齿板长度 L_cb = (L_xcb^2 + b_cb^2)^{1/2} = 436.6 mm。

当齿板宽度 b_cb、长度 L_cb、与隔板边缘距离 h_cb 确定时,由图 8 几何关系可得齿板与其侧面外端径向线的夹角齿板倾角 α_cb 为

tan α_cb = (L_gb sin 60° - h_cb - t_cb) / b_cb (15)

式中 t_cb——齿板厚度,取 6 mm

计算得出 α_cb = 50.7°,齿板倾角接近土壤和零件材料的摩擦角(23° ~ 45°),符合设计要求。

为保证碎土起浆效果,并配合隔板设计,在 2 个隔板间设置 3 个齿板(整个轧滚共 18 个齿板),且间隔布置,既能防止泥浆堵塞,又能实现平缓滑切土壤。同时为使轧滚在旋转时所受载荷较为均匀,避免出现偏牵引现象,齿板在轧滚上采用左右对称布置排列,隔板之间的 3 个齿板倾斜方向相同,相邻两隔板之间的齿板倾斜方向相反,以保证水平分力平衡以及起浆埋茬作业的连续性。

2.2.3 刀齿设计

每个齿板上都设有 3 个刀齿,刀齿直立与齿板的长斜边垂直并错开固定,并且直立刀齿对隔板切开的土堡进行纵向切削^[22-23],避免漏切漏耙,减小齿板的横向切削阻力,将水田表面的秸秆逐步压入泥浆深层,并提高碎土起浆效果。

刀齿的刃口形状应具有较好的滑切性能,考虑到实际加工难易程度,采用刃口曲线为偏心圆弧,作业时,刀齿皆以滑切角偏大的宽端先入土作业,逐渐过渡到滑切角偏小的窄端,最后刀齿离开表土完成作业。本文设计的刀齿形状及曲线如图 9 所示。

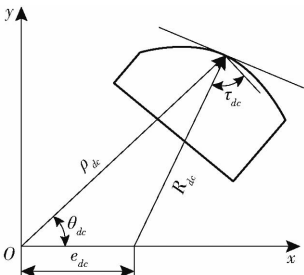


图 9 刀齿形状及刃口曲线

Fig. 9 Tooth shape and edge curve

根据三角函数关系可得

$$\cos\tau_{dc} = \sin(90^\circ - \tau_{dc}) = \frac{e_{dc}}{R_{dc}} \sin\theta_{dc} \quad (16)$$

式中 τ_{dc} ——刀齿刃口上某点的滑切角, ($^\circ$)

θ_{dc} ——刀齿刃口上某点的极角, ($^\circ$)

e_{dc} ——刀齿刃口曲线的偏心距, mm

R_{dc} ——刀齿刃口曲线的曲率半径, mm

设 $E_{dc} = R_{dc}/e_{dc}$ 为偏心系数, 则有

$$\tan\tau_{dc} = \frac{\sin\tau_{dc}}{\cos\tau_{dc}} = \sqrt{\frac{E_{dc}^2 - \sin\theta_{dc}}{\sin\theta_{dc}}} \quad (17)$$

将实测值 $E_{dc} = 1.29$, $\theta_{dc} = 31.1^\circ \sim 67.8^\circ$ 代入式 (17) 得 $\tau_{dc} = 42.9^\circ \sim 64.3^\circ$ 。一般设计时取 $30^\circ \leq \tau_{dc} \leq 60^\circ$, 则齿板满足设计要求。

2.3 平地装置设计

如图 10 所示, 平地装置由平地板前端弧面、平地板后半平面、压茬弹齿和行间刮板组成。由于机具没有动力驱动, 工作时, 耙组和轧滚需要一定阻力使得自身进行自回转运动, 而平地板则要求前端弧面具有较好的弧度, 以尽量减小前进阻力、降低功耗。

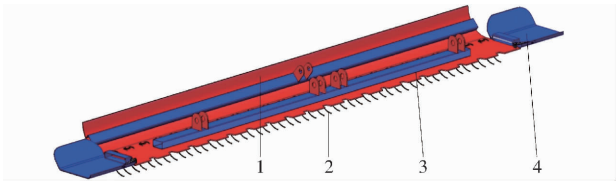


图 10 平地板整体结构示意图

Fig. 10 Schematic of overall structure of flat floor

1. 平地板前端弧面 2. 压茬弹齿 3. 平地板后半平面 4. 行间刮板

2.3.1 平地板曲面设计

根据平地板设计要求, 拟采用抛物线^[24]作为平地板前端弧面设计曲线, 设计示意图如图 11 所示。

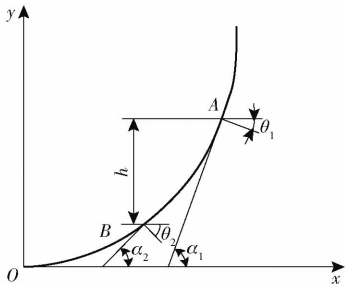


图 11 平地板前端弧面曲线设计示意图

Fig. 11 Flat floor front curve design schematic

如图 11 所示, 设平地板前端弧面曲线 AB 方程为

$$f(x) = a_p x^2 \quad (18)$$

则, 点 A 、 B 的斜率 $f'(x)_A$ 和 $f'(x)_B$ 为

$$\begin{cases} f'(x)_A = \tan\alpha_1 = 2a_p x_1 \\ f'(x)_B = \tan\alpha_2 = 2a_p x_2 \end{cases} \quad (19)$$

式中 α_1 ——抛物线点 A 处切线与 x 轴夹角, ($^\circ$)

α_2 ——抛物线点 B 处切线与 x 轴夹角, ($^\circ$)

可得
$$a_p = \frac{\tan^2\alpha_1 - \tan^2\alpha_2}{4h} \quad (20)$$

式中 h —— A 、 B 两点泥浆堆积高度差, mm

又根据几何关系有

$$\begin{cases} \alpha_1 + \theta_1 = 90^\circ \\ \alpha_2 + \theta_2 = 90^\circ \end{cases} \quad (21)$$

式中 θ_1 ——抛物线上点 A 处对应推压角, ($^\circ$)

θ_2 ——抛物线上点 B 处对应推压角, ($^\circ$)

最后, 可得曲线 AB 的曲线方程为

$$y = \frac{\tan^2(90^\circ - \theta_1) - \tan^2(90^\circ - \theta_2)}{4h} x^2 \quad (22)$$

因此, 由式 (22) 可知, 推压角 θ_1 、 θ_2 和高度差 h 共同决定曲线 AB 的形状。根据推压原理, 推压角大于摩擦角时, 泥浆-秸秆混合物能够沿着前端弧面向下运动, 完成平整作业, 在点 B 的推压角为 $90^\circ - \theta_2$, 则该角需大于摩擦角。查阅文献[20]得零件材料摩擦角为 23° , 则有 $23^\circ < \theta_2 < 67^\circ$ 。考虑部件加工难易程度, 推压角 θ_2 取 $35^\circ \sim 55^\circ$ 。

平地板前端弧面的设计还需考虑作业过程中的前进阻力, 由力学知识可知, 平地板所受阻力是应力在平地板与泥浆接触面积 S 上的积分。分析可得

$$\begin{cases} P_N = \iint \sigma_p dS \approx 1.4hB\sigma_p \\ P_f = \iint \tau_p dS \approx 1.4hB\tau_p \end{cases} \quad (23)$$

式中 P_N ——前端弧面对泥浆的正压力, N

P_f ——前端弧面与泥浆的滑动阻力, N

σ_p ——前端弧面与泥浆之间的正应力, Pa

τ_p ——前端弧面与泥浆之间的切应力, Pa

假设平地装置在作业时, 泥浆在平地板前端弧面前的堆积高度 h 是一致的, 且装置以匀速直线运动作业, 故在机具前进方向上 (沿 x 轴方向) 合力为 0。

$$\sum F_x = F_n - 1.4hB(\sigma_p \cos\theta + \tau_p \sin\theta) = 0 \quad (24)$$

作业时, 平地板所受正应力 σ_p 和剪切应力 τ_p 变化不大, 可视为常数; 则由式 (24) 可知, 泥浆堆积高度差 h 越小, 则牵引阻力 F_n 越小。根据实地调研发现平地板前泥浆堆积高度多为 $50 \sim 100$ mm, 但设计平地板前端弧线 AB 在竖直高度差 h 大于泥浆堆积高度, 取弧线竖直高度为 150 mm。

对于平地板后半平面, 依据流体力学知识可知, 机具前进速度越大, 板宽越大, 则前进阻力越大。因此, 在保证平地质量和平地效率的前提下, 机具前进速度、板宽应尽量减小, 以降低动力损耗。调研发现搅浆机作业速度大多集中在 $2 \sim 4$ km/h 之间, 平地

板宽度多集中在 250 ~ 350 mm 之间。

2.3.2 压茬弹齿和行间刮板设计

整地作业时,压茬弹齿可将漂浮在泥浆表面和浅层的秸秆压入泥浆深层,起到压茬埋杆作用。秋季收获时,旋耕后秸秆长度集中在 6 ~ 8 cm,为减少插秧时秧苗“虚根”、“漂秧”现象,则整地后秸秆、根茬距离地表深度应大于 5 cm。所以设计弹齿的圆柱直径为 6 mm,圆弧半径 R 为 160 mm,弹齿底端到上表面的距离为 160 mm,弹齿两爪间的距离为 60 mm,相邻两弹齿安装位置相距 60 mm,如图 12 所示。

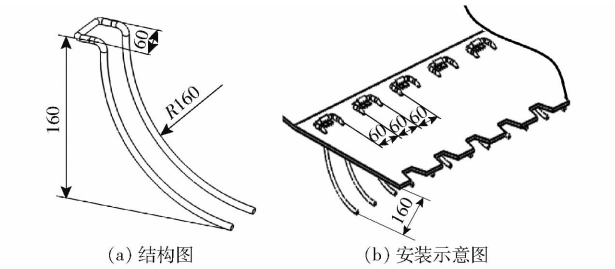


图 12 压茬弹齿设计示意图

Fig. 12 Stubble spring tooth design diagram

搅浆机在田间作业过程中,相邻的两个作业幅宽由于泥浆的流动性,会在前进方向上形成“垄堆”。为提高作业平整度,消除“垄堆”,在平地板两侧安装行间刮板,用来平整相邻幅宽之间的泥浆表层,减少拖拉机的作业行程。行间刮板的前半部分是 45° 倾斜面,中间为平面,尾部向上翘起,呈圆弧状。

2.3.3 平地装置参数模拟优化

根据上述分析,平地装置共有 3 个参数需要确定,其中推压角为 35° ~ 55°,平地板后半平面宽度为 250 ~ 350 mm,前进速度为 2 ~ 4 km/h。通过 EDEM 仿真进行参数确定和优化。

选用半径为 0.5 mm 的球形颗粒作为泥浆颗粒,秸秆颗粒模型采用由直径 4 mm,球心间隔 2 mm,长度分别为 32、60、80 mm 的 3 种长线性模型,查阅文献[25 - 27]选择颗粒间力学模型,并设置离散元仿真材料物性参数和基本接触参数。

建立土槽模型尺寸为 1 500 mm × 600 mm × 150 mm,则对应秸秆总质量为 778 g,并设置具有凹凸不平的地表水田模型,如图 13 所示。土槽建立完成后,将比例为 1:1 的平地装置 SolidWorks 三维模型以 STEP 格式导入 EDEM 软件中。设定仿真步长为 4.9%,固定时间步长为 5.1×10^{-6} s,仿真时间为 2.5 s。

设计三因素三水平正交旋转仿真试验的因素编码如表 1 所示。

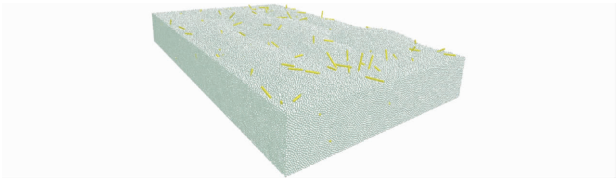


图 13 离散元泥浆-秸秆水田模型

Fig. 13 Discrete element mud-straw paddy field model

表 1 试验因素与编码

Tab. 1 Test factors and coding

编码	因素		
	前进速度/(km·h ⁻¹)	板宽/mm	推压角/(°)
-1	2	250	35
0	3	300	45
1	4	350	55

试验指标为地表平整度和前进阻力。地表平整度是通过仿真后土壤进行分层切片,测量测点地表到基准面的垂直距离平均值^[28];前进阻力则是通过 EDEM 软件的力学传感器直接获得。

对表 2 试验结果进行优化分析得:前进速度为 2.4 km/h、板宽为 290 mm、推压角为 44° 时综合作业效果最优,地表平整度为 0.5 cm,前进阻力为 203.4 N。

表 2 试验方案与结果

Tab. 2 Experimental design and results

序号	因素			平整度/ cm	前进阻力/ N
	前进速度	板宽	推压角		
1	0	-1	-1	1.45	212.4
2	-1	1	0	0.78	208.3
3	0	-1	1	1.56	210.2
4	1	0	1	1.25	214.9
5	0	1	-1	1.46	213.3
6	-1	-1	0	0.93	206.3
7	-1	0	-1	0.72	206.8
8	0	0	0	0.52	204.5
9	1	0	-1	1.23	215.2
10	0	0	0	0.53	203.0
11	1	1	0	1.21	214.5
12	0	0	0	0.52	205.6
13	0	1	1	1.12	216.6
14	1	-1	0	1.46	209.1
15	0	0	0	0.46	204.1
16	-1	0	1	0.59	213.4
17	0	0	0	0.51	204.5

3 自动调平电液控制系统

水平位置控制的调平方法有 3 种,分别是最高点不动、中心点不动、最低点不动^[29]。机具在田间作业过程中倾斜角变化快、最高点与最低点难以确定,所以选择中心点不动的控制调平方法,并采用单

个油缸往复直线运动的调平策略实现对平地装置在水平方向的调节。自动调平装置如图 14 所示。

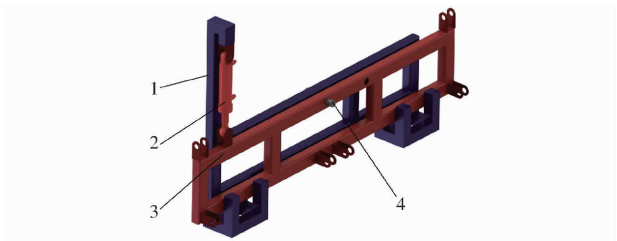


图 14 自动调平装置结构示意图

Fig. 14 Structure diagram of automatic leveling device

1. 机架 2. 调平液压缸 3. 调平框 4. 销轴

3.1 液压系统设计

3.1.1 液压系统组成与选型

平地装置在水平方向上的自动调节由控制系统进行信息采集、信号处理、控制器运算、液压元件执行完成。自动调节液压系统原理如图 15 所示,主要包括油箱、液压泵、电磁阀块、液压缸等液压元器件。将液压系统的主进油管和出油管与拖拉机快速接头相连,动力源由拖拉机齿轮泵提供。油路选择并联回路。液压控制元件选择电磁比例换向阀,可以按比例对液压油的压力、流量进行高精度控制,且响应时间更短。

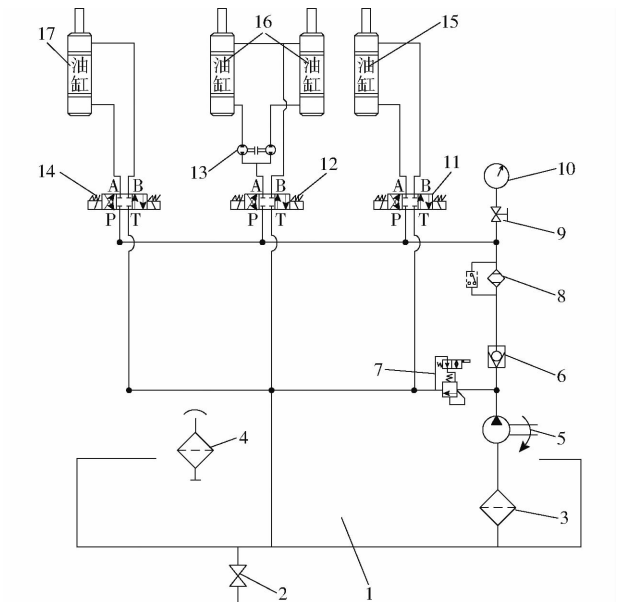


图 15 液压系统原理图

Fig. 15 Schematic of hydraulic system

1. 油箱 2. 排污阀 3. 吸油过滤器 4. 空气滤清器 5. 液压泵
6. 单向阀 7. 电磁溢流阀 8. 管式过滤器 9. 液压表开关
10. 液压表 11. 电磁比例换向阀 12、14. 电磁换向阀 13. 同步
阀 15. 水平调节液压缸 16. 升降调节液压缸 17. 俯仰角调节
液压缸

根据水田搅浆机平地装置在田间作业时的状态,可得自调平液压系统中的液压缸、阀块、油管等液压元件选型如表 3 所示。

表 3 液压元件选型

Tab. 3 Hydraulic component selection

名称	型号
液压缸	直径 80 mm、活塞杆直径 45 mm、缸筒长度 350 mm
电磁比例换向阀	BFW - N - 2 - 3C2 - 30 - 2X - G24K31F1
三位四通电磁换向阀	FW - 02f - 3C2 - D24Z5L
电磁溢流阀	YW - 10G2 - 20B - 1/D24Z5L
管式过滤器	ZU - 100X5
液压油管	最高压力 20 MPa, 长度 1.2 ~ 2 m

3.1.2 液压系统性能

机具工作时采用 46 号液压油,密度为 850 kg/m³,管道流体雷诺数为 5 427,沿程阻力系数 λ 为 0.036 9^[30]。

液压系统总压力损失 $\sum \Delta p$ ^[30] 为

$$\sum \Delta p = \sum \Delta p_1 + \sum \Delta p_2 \frac{A_2}{A_1} \tag{25}$$

其中
$$\sum \Delta p_1 = \sum \Delta p_{1\lambda} + \sum \Delta p_{1\xi} + \sum \Delta p_{1\nu} \tag{26}$$

$$\sum \Delta p_{1\lambda} = \lambda \frac{l\rho v^2}{2d'} \quad \sum \Delta p_{1\xi} = \xi \frac{\rho v^2}{2}$$

$$\sum \Delta p_{1\nu} = \sum \Delta p_n \left(\frac{q}{q_n} \right)^2$$

- 式中 $\sum \Delta p_{1\lambda}$ ——进油路沿程损失,MPa
 $\sum \Delta p_{1\xi}$ ——进油路局部损失,MPa
 $\sum \Delta p_{1\nu}$ ——进油路上阀总损失,MPa
 $\sum \Delta p_n$ ——阀的额定压力损失,取 0.2 MPa
 ξ ——弯头局部阻力系数,取 0.05
 q_n ——阀的额定流量,取 42 L/min
 q ——通过阀的实际流量,取 1.5 L/min
 $\sum \Delta p_1$ ——系统进油路总压力损失,MPa
 $\sum \Delta p_2$ ——系统回油路压力损失,MPa
 A_1 ——液压缸进油腔有效面积,cm²
 A_2 ——液压缸回油腔有效面积,cm²

调平液压缸内径为 40 mm,活塞杆直径 d 为 25 mm,计算得液压缸回油腔与进油腔有效面积比 A_2/A_1 为 0.61。

选取 Φ18 的胶管作为油路管道,拖拉机在发动机转速为 2 000 r/min 时,液压泵流量 q_i 为 40 L/min。计算实际液压油流速 v 为

$$v = \frac{4q_i}{\pi d'^2} = \frac{4 \times 40 \times 10^{-3}}{60\pi \times 0.018^2} = 2.62 \text{ m/s}$$

式(26)以水平调节油路为例,油路压力损失 $\sum \Delta p_1 = 0.07 \text{ MPa}$,回油路压力损失 $\sum \Delta p_2$ 很小,忽略不计。其他两油路与调平油路计算方法相同

(式(25))得液压系统总压力损失 $\sum \Delta p$ 为 0.2 MPa。液压系统损失较小,拖拉机液压泵能够使自动调平液压系统正常工作。

3.2 控制系统设计

3.2.1 硬件选型及电路设计

自动调平控制系统采用闭环控制方式,根据平地装置倾斜角,调节平地板对泥浆-秸秆混合物工作压力。控制系统主要工作部件为主控制器和传感器,要求主控制器能够完成对倾角信息的获取与处理,以及输出相应的指令,完成对平地装置高效、精准的控制。根据其功能要求,选择 STC15W4K32S4 单片机;要求所选传感器在机具随拖拉机前进作业过程中,在田间作业的恶劣环境下,在振荡场合也能完成角度测量,实时采集倾角信息,并将倾角信息准确、稳定、高频的传输给主控制器。根据作业工况,选择维特智能 SINDT 倾角传感器^[31-32]。自动调平控制系统整体方案如图 16 所示。

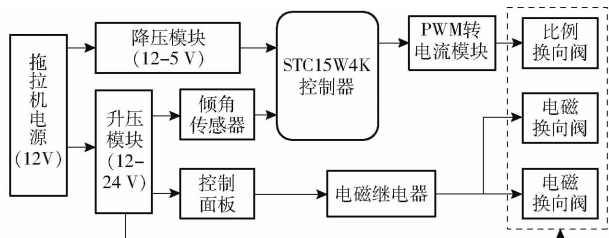


图 16 自动调平系统整体方案

Fig. 16 Automatic leveling system of overall solution

3.2.2 系统软件设计

基于 PID 控制原理的自动调平控制系统的主程序流程图如图 17 所示。工作时,首先对定时器、串口、PWM 和中断等单片机外设进行初始化,并设定

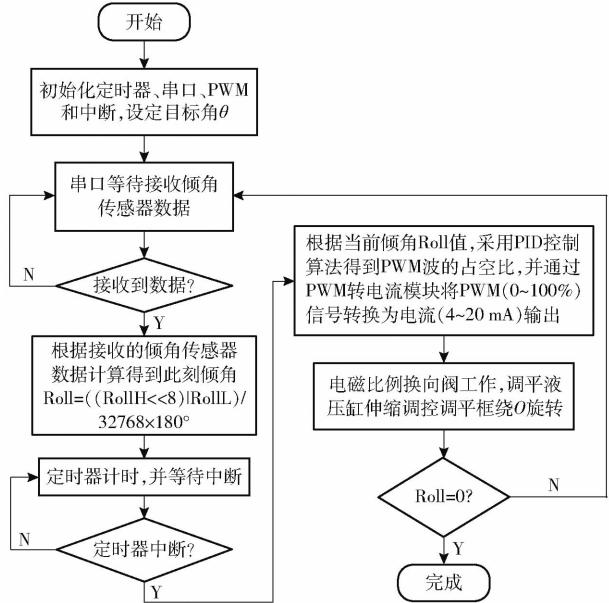


图 17 主程序流程图

Fig. 17 Main program flow chart

目标角为 0°。串口实时等待传感器发送的接收数据,当传感器向主控制器发送数据时,主控制器串口接收中断打开,接收完成后,根据接收的倾角传感器数据计算此刻倾角为 $((RollH \ll 8) | RollL) / 32\ 768 \times 180^\circ$;定时器同时开始计数,当达到定时时间时,定时器中断开启,在定时器中断中根据当前倾角 Roll 值,采用 PID 控制算法得到 PWM 波的占空比,并通过 PWM 转电流模块将 PWM (0 ~ 100%) 信号转为电流 (4 ~ 20 mA) 输出,电磁比例换向阀接收到电流信号后开始工作,使调平液压缸伸缩,并判断当前倾角是否等于 0。不为 0 时将继续下一轮循环,重新采集倾角并控制电磁阀开度进行调节,从而实现对平地装置的无级调节。

4 田间试验

4.1 试验条件

于 2022 年 4 月 8 日在黑龙江省哈尔滨市农科院水田示范区进行田间性能试验测试。试验田是典型的东北一年一熟稻区,根据国家标准 GB/T 24685—2009 中对水田平地搅浆机的机具试验方法,选取长 45 m、宽 45 m 的方田作为试验地,试验田的水稻品种为龙粳 31 号,秸秆直径为 4 mm^[28]。试验指标为搅浆后地表平整度、压茬深度、植被覆盖率和泥浆度。试验设备主要包括 80 kW 拖拉机、直尺、轻绳、装泥箱、电子秤、干燥箱等。机具前进速度为 2.4 km/h,无驱动式自动调平水田埋秆起浆整地机田间试验过程如图 18 所示。



图 18 机具田间试验过程

Fig. 18 Field experiment process of machinery

4.2 试验方法与评价指标

(1) 地表平整度测定

沉浆完成后,测量区域内测 2 个行程,每一个行程测量 11 个点,相邻两点间距为 20 cm,沿作业前进方向测 22 点。测量搅浆后的地表与水平基准面的垂直距离,搅浆后的泥浆表面与水平基准面的垂直距离平均值 S_1 计算式为^[28]

$$S_1 = \sqrt{\sum (Y - \bar{Y})^2 / (n - 1)} \quad (27)$$

式中 $\bar{Y}$ ——垂直距离平均值,cm

Y ——测点地表与基准面垂直距离,cm

n ——测点个数
 S_1 越小,则平整度越高。
(2) 压茬深度测定
压茬深度是测量泥浆表面与压入泥浆中秸秆及留茬的距离,压茬深度平均值 $\bar{H}$ 计算式为^[28]

$$\bar{H} = \frac{\sum H}{n}$$

(28)

式中 H ——测点压茬深度,cm

(3) 植被覆盖率测定
植被覆盖率是指压入泥浆的秸秆、留茬质量与搅浆作业前地表秸秆、留茬总质量比值。植被覆盖率的测量方法是在测量区内按对角线法取样 5 处,每处面积为 1 m^2 ,分别测出压入泥浆内的植被质量和漂浮在泥浆或水面上的秸秆质量,植被覆盖率 F 计算式为^[28]

$$F = \frac{m - m_w}{m} \times 100\%$$

(29)

式中 m ——秸秆留茬总质量,g

m_w ——泥浆和水面上的植被质量,g

(4) 泥浆度测定
泥浆度即搅浆作业后泥浆的容重。在测量区内按对角线法取样 5 处,每处用容器将约 0.25 m^2 面积内深度约为 150 mm 的泥浆(不含植被和表层水)全部取出,测量取样物容积和取样物质量,泥浆度 E 计算式为^[28]

$$E = \frac{W}{1\ 000V}$$

(30)

式中 V ——取样物容积,L

W ——取样物质量,g

4.3 试验结果分析

4.3.1 平整度

沉浆后,选取 5 个取样地点,每个取样地点沿作业前进方向上测量 22 个点,经过统计与计算,可得搅浆后平均高度为 13.8 cm ,地表平整度平均值为 0.73 cm 。搅浆后地表平整度测定结果如图 19 所示,远小于国家标准中搅浆后地表平整度(小于等于 5 cm)。

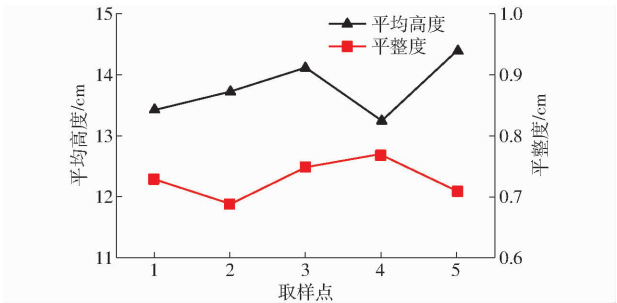


图 19 地表平整度测定结果

Fig. 19 Surface flatness measurement results

4.3.2 压茬深度

压茬深度测定结果如图 20 所示。压茬深度平均值为 5.98 cm ,大于国家标准中压茬深度指标(大于等于 5 cm),满足水稻插秧机作业要求。但是有较少秸秆的压茬深度小于 3 cm ,最小压茬深度为 0.3 cm 。观察发现,此类秸秆长度均较小,其在泥浆表面或者浅层的秸秆数量较少,对后续插秧机作业影响较小。

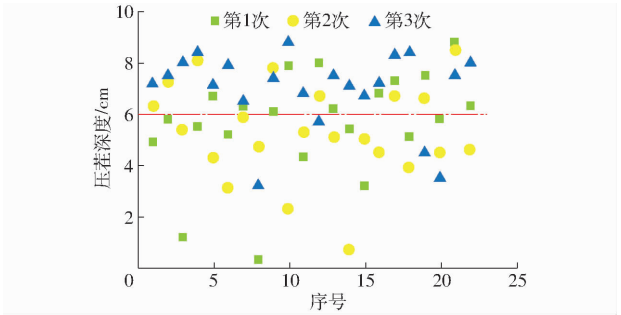


图 20 压茬深度测定结果

Fig. 20 Measurement results of stubble depth

4.3.3 植被覆盖率

植被覆盖率测定结果如图 21 所示,5 个取样点秸秆总质量平均值为 206.2 g ,掩埋秸秆质量平均值为 188.6 g ,漂浮秸秆质量平均值为 17.6 g 。植被覆盖率平均值为 91.4% ,5 个取样点最小植被覆盖率为 89% ,远大于国家标准中植被覆盖率(大于等于 80%)。

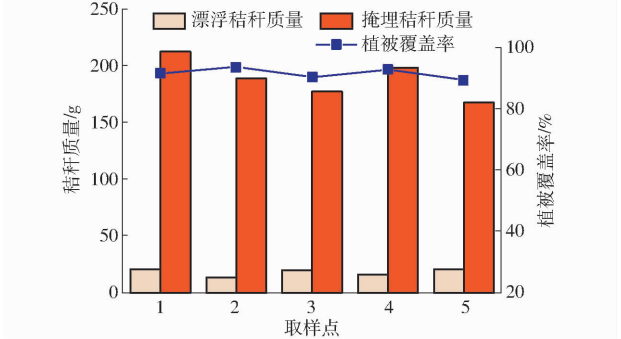


图 21 植被覆盖率测定结果

Fig. 21 Results of vegetation coverage measurement

4.3.4 泥浆度

装有压茬弹齿的平地装置除了按压秸秆、根茬外,还能够起到细碎土壤的作用。泥浆度测定结果如表 4 所示,泥浆度平均值为 1.18 g/cm^3 ,小于国家标准中泥浆度指标(小于等于 1.6 g/cm^3)。

机具作业测定结果如表 5 所示,各项指标均高于国家标准 GB/T 24685—2009 中对水田平地搅浆机的指标要求。

5 结论

(1) 设计了无驱动式自动调平水田埋秆起浆整

表 4 泥浆度测定结果
Tab.4 Results of mud degree determination

取样点	泥浆质量/ kg	泥浆容积/ L	泥浆度/ (g·cm ⁻³)	平均泥浆度/ (g·cm ⁻³)
1	18.0	15.5	1.16	1.18
2	18.6	14.8	1.25	
3	19.0	16.0	1.19	
4	16.3	13.8	1.18	
5	17.0	15.2	1.12	

表 5 机具作业测定结果
Tab.5 Results of machine and tool operation

机具	平整度/ cm	压茬深度/ cm	植被覆盖率/ %	泥浆度/ (g·cm ⁻³)
国家标准	≤5	≥5	≥80	≤1.6
试验结果	0.73	5.98	91.4	1.18

地机,对星形耙片进行优化设计,计算确定星形耙片的关键结构参数,建立了刃口曲线参数方程,并验证其滑切角满足滑切条件;设计了由隔板、齿板和刀齿

组成的轧滚,对其结构形状与尺寸进行分析;设计了平地板结构曲面,确定其板高为 150 mm,并通过 EDEM 离散元仿真确定其最优参数为前进速度 2.4 km/h、板宽 290 mm、推压角 44°。

(2)根据机具调平需求,设计了基于中心点不动调平策略和 PID 控制算法的自动调节电液控制系统的整体方案。完成了液压系统关键元件的选型,验证了液压系统性能的可靠性;完成了控制系统的软硬件选型与设计,确定了主控制器、倾角传感器等主要器件的型号,引入 PID 负反馈控制算法,实现迅速、精准控制调平系统。

(3)田间试验结果表明,无驱动式自动调平水田埋秆起浆整地机作业后地表平整度为 0.73 cm,压茬深度为 5.98 cm,秸秆覆盖率为 91.4%,泥浆度为 1.18 g/cm³,各项指标均优于国家标准,适用于东北稻区秸秆全量还田条件下的水整地作业,能够提高压茬埋秆、起浆整地作业效果,减少了秸秆漂浮现象。

参 考 文 献

[1] 彭春艳,罗怀良,孔静. 中国作物秸秆资源量估算与利用状况研究进展[J]. 中国农业资源与区划, 2014, 35(3):14-20. PENG Chunyan, LUO Huailiang, KONG Jing. Advance in estimation and utilization of crop residues resources in China[J]. China Agricultural Resources and Regional Planning, 2014, 35(3):14-20. (in Chinese)

[2] JI Xionghui, WU Jiamei, PENG Hua, et al. The effect of rice straw incorporation into paddy soil on carbon sequestration and emissions in the double cropping rice system[J]. Journal of the Science of Food & Agriculture, 2012,92(5):1038-1045.

[3] ABRANTES J R C B, PRATS S A, KEIZER J J, et al. Effectiveness of the application of rice straw mulching strips in reducing runoff and soil loss: laboratory soil flume experiments under simulated rainfall[J]. Soil & Tillage Research, 2018, 80:238-249.

[4] YAO S, TENG X, ZHANG B. Effects of rice straw incorporation and tillage depth on soil puddlability and mechanical properties during rice growth period[J]. Soil & Tillage Research, 2015,146:125-132.

[5] 孙妮娜,王晓燕,李洪文,等. 东北稻区不同秸秆还田模式机具作业效果研究[J]. 农业机械学报, 2018, 49(增刊):68-74,154. SUN Ni'na, WANG Xiaoyan, LI Hongwen, et al. Performance of straw returning equipment under different mechanized straw returning pattern in northeast rice area[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(Supp.): 68-74,154. (in Chinese)

[6] 东北农业大学,中国农业科学院作物研究所. 无动力水田搅浆机耙辊倾角调节机构:CN107172894A[P]. 2017-09-19.

[7] 李奕,房煊,彭显龙,等. 模拟搅浆对水稻土结构和有机氮矿化的影响[J]. 土壤学报, 2019, 56(5):1171-1179. LI Yi, FANG Huan, PENG Xianlong, et al. Effects of simulated puddng on structure of paddy soil and organic nitrogen mineralization therein[J]. Acta Pedologica Sinica, 2019, 56(5):1171-1179. (in Chinese)

[8] 陈立才,王康军,吴罗发,等. 南方水田高留茬秸秆还田起浆机设计与试验[J]. 中国农机化学报, 2022, 43(5):179-185. CHEN Licai, WANG Kangjun, WU Luofa, et al. Southern paddy slurry high stubble straw counters-field set up design and test [J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization 2022, 43(5):179-185. (in Chinese)

[9] 孙文峰,付天鹏,何跃,等. 水田带状复式整地机关键部件设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(1):50-62. SUN Wenfeng, FU Tianpeng, HE Yue, et al. Design and test on key components of strip compound ground preparation machine in paddy field[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(1):50-62. (in Chinese)

[10] 张义平,孙星钊,宋建农. 1BMQ 型水田埋茬起浆整地机的研究[J]. 中国农机化学报, 2006, 27(4): 69-71. ZHANG Yiping, SUN Xingzhao, SONG Jiannong. The study of 1BMQ tilth machine of paddy burying stubble slurring[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2006, 27(4): 69-71. (in Chinese)

[11] 李庆,罗锡文,汪懋华,等. 采用倾角传感器的水田激光平地机设计[J]. 农业工程学报, 2007,23(4): 88-93. LI Qing, LUO Xiwen, WANG Maohua, et al. Design of paddy field laser grader using inclination sensor[J]. Transactions of the CSAE, 2007, 23(4): 88-93. (in Chinese)

[12] 赵祚喜,罗锡文,李庆,等. 基于 MEMS 惯性传感器融合的水田激光平地机水平控制系统[J]. 农业工程学报, 2008, 24(6): 119-124. ZHAO Zuoxi, LUO Xiwen, LI Qing, et al. Level control system of paddy field laser motor grader based on MEMS inertial sensor fusion[J]. Transactions of the CSAE, 2008,24(6): 119-124. (in Chinese)

- [13] 周俊, 许建康, 王耀羲, 等. 基于 GNSS 的智能水田旋耕平地机研究[J]. 农业机械学报, 2020, 51(4): 38–43.
ZHOU Jun, XU Jiankang, WANG Yaoxi, et al. Development of paddy field rotary-leveling machine based on GNSS[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(4): 38–43. (in Chinese)
- [14] WILLIAM R G, ALVIN C B, CARL A R, 等. 耙片曲率对入土性能的影响[J]. 粮油加工与食品机械, 1983, 14(8): 8–12.
WILLIAM R G, ALVIN C B, CARL A R, et al. Effect of rake curvature on soil entry properties[J]. Grain and Oil Processing and Food Machinery, 1983, 14(8): 8–12. (in Chinese)
- [15] 魏国维. 星形耙组参数及其作业性能探讨[J]. 江西农业大学学报, 1982, 4(3): 1–10.
WEI Guowei. Discussion on star rake parameters and their operating performance[J]. Journal of Jiangxi Agricultural University, 1982, 4(3): 1–10. (in Chinese)
- [16] 严霖元. 对农业机械工作部件滑切角的探讨[J]. 江西农业大学学报, 1991, 13(1): 64–68.
YAN Linyuan. Discussion on the sliding angle of working parts of agricultural machinery[J]. Journal of Jiangxi Agricultural University, 1991, 13(1): 64–68. (in Chinese)
- [17] 赵宏波, 何进, 李洪文, 等. 条带式旋切后抛防堵装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2018, 49(5): 65–75.
ZHAO Hongbo, HE Jin, LI Hongwen, et al. Design and test of strip type rotary cutting post-throwing anti-plugging device[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(5): 65–75. (in Chinese)
- [18] 权龙哲, 佟金, 曾百功, 等. 玉米根茬铲切刀具的滑切刃曲线优化设计[J]. 农业工程学报, 2011, 27(12): 13–17.
QUAN Longzhe, TONG Jin, ZENG Baigong, et al. Optimized design of sliding edge curve of corn root stubble cutting tool[J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(12): 13–17. (in Chinese)
- [19] 张才权. 水田耙星形耙片几何参数的研究[J]. 农业机械学报, 1979, 10(2): 85–95.
ZHANG Caiquan. Study on the geometric parameters of paddy field rake star rake[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1979, 10(2): 85–95. (in Chinese)
- [20] 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: 中国农业科学技术出版社, 2007.
- [21] 熊元芳. 水田埋草旋耕机的试验研究[J]. 农业机械学报, 2003, 34(5): 177–178.
XIONG Yuanfang. Experimental study on paddy field buried grass rotary cultivator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2003, 34(5): 177–178. (in Chinese)
- [22] 张秀梅, 张居敏, 夏俊芳, 等. 水旱两用秸秆还田耕整机关键部件设计与试验[J]. 农业工程学报, 2015, 31(11): 10–16.
ZHANG Xiumei, ZHANG Jumin, XIA Junfang, et al. Design and test of key components of water-drought straw return tillage machine[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(11): 10–16. (in Chinese)
- [23] 张居敏, 周勇, 夏俊芳, 等. 旋耕埋草机螺旋横刀的数学建模与参数分析[J]. 农业工程学报, 2013, 29(1): 18–25.
ZHANG Jumin, ZHOU Yong, XIA Junfang, et al. Mathematical modeling and parameter analysis of spiral horizontal knife of rotary tillage burying machine[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(1): 18–25. (in Chinese)
- [24] 赵淑红, 刘宏俊, 张先民, 等. 滑推式开沟器设计与作业性能优化试验[J]. 农业工程学报, 2016, 32(19): 26–34.
ZHAO Shuhong, LIU Hongjun, ZHANG Xianmin, et al. Design and optimization experiment of working performance of sliding push opener[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(19): 26–34. (in Chinese)
- [25] 孙妮娜. 东北稻区秸秆粉碎还田整地复式作业机研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2020.
SUN Ni'na. Study on compound machine for pulverizing and returning straw to paddy field in northeast China[D]. Beijing: China Agricultural University, 2020. (in Chinese)
- [26] 江应星, 赵子赋, 王景立. 基于 EDEM 的水田平地机打浆机构参数分析研究[J]. 江西农业大学学报, 2020, 42(3): 608–618.
JIANG Yingxing, ZHAO Zifu, WANG Jingli. Analysis on the parameters of the beating mechanism of paddy field straw dumping grader by EDEM discrete element[J]. Journal of Jiangxi Agricultural University, 2020, 42(3): 608–618. (in Chinese)
- [27] 邬立岩, 齐胜, 宋玉秋, 等. 水田作业机械仿生表面减阻机理的离散元研究[J]. 沈阳农业大学学报, 2017, 48(1): 55–62.
WU Liyan, QI Sheng, SONG Yuqiu, et al. A DEM analysis on drag reduction characteristics of paddy field machinery surface with bionic microarchitectures[J]. Journal of Shenyang Agricultural University, 2017, 48(1): 55–62. (in Chinese)
- [28] 全国农业机械标准化技术委员会. GB/T 24685—2009 水田平地搅浆机[S]. 北京: 中国标准出版社, 2009.
- [29] 杨腾祥. 履带式联合收割机全向调平底盘设计与试验研究[D]. 北京: 中国农业科学院, 2020.
YANG Tengxiang. Design and test of posture controlled chassis for caterpillar combine[D]. Beijing: Chinese Academy of Agricultural Sciences, 2020. (in Chinese)
- [30] 庞浩, 罗春雷, 刘丹. 长螺旋钻机液压驱动动力头的设计[J]. 流体传动与控制, 2008, 5(2): 43–45.
PANG Hao, LUO Chunlei, LIU Dan. Design of hydraulic driving unit of continuous flight auger[J]. Fluid Transmission and Control, 2008, 5(2): 43–45. (in Chinese)
- [31] 彭凯. 基于倾角传感器的旋耕机具调平策略研究[D]. 长沙: 湖南农业大学, 2015.
PENG Kai. Leveling strategy research on the rotary tillage equipment based on title sensor[D]. Changsha: Hunan Agricultural University, 2015. (in Chinese)
- [32] 夏俊芳, 李栋, 刘国阳, 等. 基于角度检测的拖拉机悬挂耕深电液监控系统研究[J]. 农业机械学报, 2021, 52(8): 386–395.
XIA Junfang, LI Dong, LIU Guoyang, et al. Design and test of electro-hydraulic monitoring device for hitch tillage depth based on measurement of tractor pitch angle[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(8): 386–395. (in Chinese)