

原茬地种床整备侧向滑切清秸刀齿设计与试验

侯守印 陈海涛 邹震 史乃煜

(东北农业大学工程学院, 哈尔滨 150030)

摘要: 为探索原茬地播种机种床整备侧向滑切清秸刀齿对机具作业过程中秸秆缠绕度、振动强度、功率消耗和覆秸均匀度的影响,在阐述侧向清秸装置结构和工作原理基础上,对侧向滑切清秸刀齿结构及滑切面工作曲线进行了设计,确定了影响刀齿工作性能的关键结构与工作参数。应用四因素三水平正交试验方法,选取初始半径、起始滑切角、刀轴角速度和机具作业速度为影响因素,以秸秆缠绕度、振动强度、当量功耗和覆秸均匀度为评价指标,对影响机具作业性能的刀齿结构和工作参数组合进行优化分析。结果表明:在初始半径 200 mm、起始滑切角 30°、刀轴角速度 42 rad/s、机具作业速度 7.2 km/h 条件下,无秸秆缠绕,振动强度为 159 m/s²,当量功耗为 4.9 kW,覆秸均匀度为 0.075。对比试验表明,优化后刀齿组合振动强度降低了 46.5%,当量功耗降低了 29.7%,工作过程中未出现机具堵塞现象。

关键词: 免耕播种机;侧向滑切;清秸刀齿

中图分类号: S223.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2019)06-0041-11

Design and Test of Side-direction Straw-cleaning Blade for Seedbed Treatment of Original Stubble Planter

HOU Shouyin CHEN Haitao ZOU Zhen SHI Naiyu

(College of Engineering, Northeast Agricultural University, Harbin 150030, China)

Abstract: In order to explore the influence of the side-direction straw-cleaning blade for seedbed treatment of original stubble planter on straw winding, vibration intensity, power consumption and straw mulching uniformity during machine operation, the structure and working principle of side-direction straw-cleaning device was introduced, the structure of side-direction straw-cleaning blade and the working curve of slippery cutting surface was designed, and the key structure and working parameters affecting the working performance of the blade were determined. By using four factors and three levels orthogonal test method, the initial radius ρ_0 , initial slip angle τ_0 , blade carrying shaft angular velocity ω and tool operating speed v_m were selected as the influencing factors, and the straw winding, vibration intensity, equivalent power consumption and straw mulching uniformity were taken as the evaluation indexes. The optimal analysis of the structure and working parameters combination of the blade affecting the tool operating performance was carried out. For straw winding, the order of primary and secondary effects was as follows: initial slip angle, initial radius, tool operating speed and blade carrying shaft angular velocity; for vibration intensity, the order of primary and secondary effects was as follows: tool operating speed, initial slip angle, blade carrying shaft angular velocity and initial radius; for equivalent power consumption, the order of primary and secondary effects was as follows: tool operating speed, initial slip angle, blade carrying shaft angular velocity and initial radius. Under the conditions with the initial radius of 200 mm, the initial slip angle of 30°, blade carrying shaft angular velocity of 42 rad/s and tool operating speed of 7.2 km/h, there was no straw winding, vibration intensity was 159 m/s², equivalent power consumption was 4.9 kW, and straw mulching uniformity was 0.075. Compared with the existing combination of cutters and teeth, the vibration intensity was decreased by 46.5%, equivalent power

收稿日期: 2019-03-14 修回日期: 2019-04-02

基金项目: 现代农业产业技术体系建设专项资金项目(GARS-04)、国家重点研发计划项目(2018YFD0201004)和北方寒地现代农业装备技术重点实验室开放项目(KF18-05)

作者简介: 侯守印(1986—),男,工程师,博士生,主要从事旱作农业机械装备研究,E-mail: houshouyin.cn@163.com

通信作者: 陈海涛(1962—),男,教授,博士生导师,主要从事农业机械装备及生物质材料研究,E-mail: htchen@neau.edu.cn

consumption was decreased by 29.7% , and there was no tool blockage in the working process. The research results can provide theoretical and experimental data support for the design of key components of lateral straw cleaning device of 2BMFJ series no-tillage straw mulching precision seeder.

Key words: no-tillage planter; side slip cutting; straw-cleaning blade

0 引言

2BMFJ 系列原茬地免耕覆秸精量播种机采用秸秆侧向抛出的方式,一次进地可有效完成原茬地种床整备、精量播种、侧深施肥、覆土镇压、化控防除和秸秆均匀覆盖等作业环节。播种作业时,原茬地免耕覆秸精量播种机侧向清秸装置的主要作用是种床整备和秸秆均匀覆盖,在其工作过程中高速旋转的螺旋分布刀齿交变冲击,对秸秆、根茬及土垡进行切削、输送和抛扔等作业^[1]。侧向滑切清秸刀齿是侧向清秸装置关键零部件,由于刀齿结构设计不合理及交变冲击载荷作用,导致机具作业过程中存在刀轴秸秆缠绕、整机振动加剧和功率消耗大等问题,影响机具的舒适性、可靠性以及经济性,同时,制约了作业质量与效率的进一步提高。

顿国强等^[2]针对刀齿排布旋向,对清秸覆秸装置作业性能进行了理论分析与参数优化试验研究。陈海涛等^[3]对 2BMFJ 系列免耕精量播种机清秸覆秸装置刀齿排布和刀齿数量进行优化试验研究,得到影响工作性能的最优参数组合。吴广伟等^[4]应用正交试验方法,以刀齿入土深度和机具作业速度为试验因素,对 2BMFJ-3 型免耕覆秸精量播种机功耗与油耗特性进行优化试验。王汉羊等^[5]以刀齿排布、刀轴角速度、机具作业速度为试验因素,对 2BMFJ-3 型麦茬地免耕防堵装置土壤扰动量进行了试验研究。分析可知,目前研究主要集中于工艺参数组合试验,原侧向清秸刀齿为直齿与直径 200 mm 圆弧齿组合,其对秸秆、根茬及土壤为打击式接触,容易造成刀轴秸秆缠绕、整机振动加剧和功率消耗增大,导致机具作业质量降低,甚至无法正常工作。需设计一种能够实现滑切连带功能的侧向滑切清秸刀齿,以实现秸秆的侧向移位和均匀抛撒,同时防止秸秆缠绕及降低机具振动和功率消耗。

基于上述研究现状,本文通过理论分析对刀齿结构进行设计,确定影响机具作业性能的关键结构与工作参数,应用正交试验优化设计方法,确定侧向滑切清秸刀齿结构与工作参数最优组合。

1 结构与工作原理

1.1 侧向清秸装置结构

装置主要由机架、传动装置、刀轴、挡秸板、地轮等主要部件构成,如图 1 所示。主要技术参数为:作

业幅宽 1 300 mm,刀轴间距 650 mm,刀齿间距 90 mm,刀齿入土深度 50 mm。

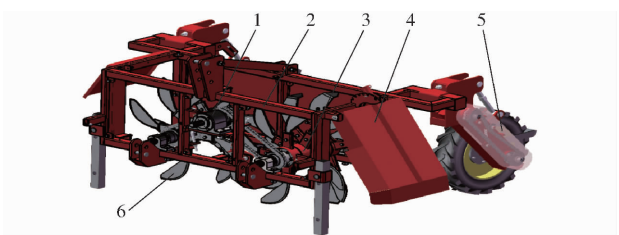


图 1 侧向清秸装置结构简图

Fig. 1 Structure of side-direction straw-cleaning device

1. 传动系统 2. 机架 3. 刀轴 4. 挡秸板 5. 地轮 6. 刀齿

1.2 工作原理

应用 SolidWorks 软件 Motion 模块对装置工作原理进行仿真,如图 2 所示。侧向清秸装置通过三点悬挂与拖拉机纵向浮动连接,机组作业时由拖拉机提供前进牵引力和刀轴旋转动力。刀轴旋转动力由动力输出轴经装置传动系统减速增扭后获得,同时,刀轴旋转面与机组前进方向垂直,刀轴上固装的侧向滑切清秸刀齿与刀轴回转面呈 15° 夹角,回转刀齿对播种带内的作物残茬进行切削、输送、抛扔等作业,挡秸板对刀轴抛扔的秸秆、残茬进行梳理后均匀覆盖在已耕地表面,完成清秸覆秸作业。

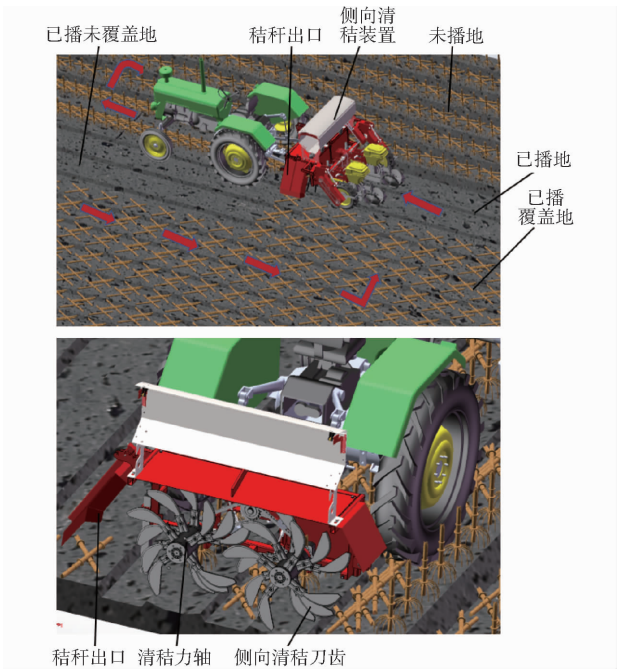


图 2 侧向清秸装置作业原理图

Fig. 2 Operating principle of side-direction straw-cleaning device

2 刀齿设计

2.1 刀齿结构设计

刀齿结构如图 3 所示,包括刀轴、刀座、刀齿和锁紧螺栓等部件。

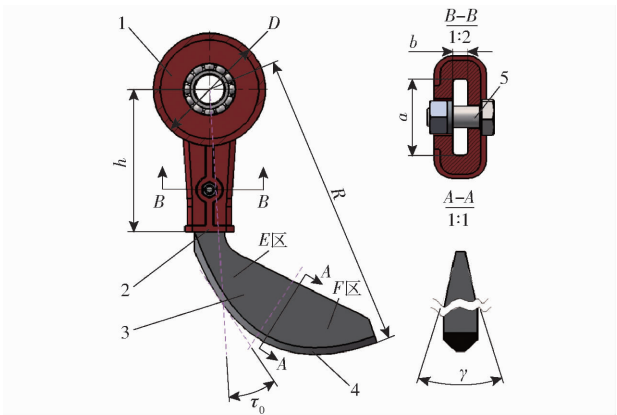


图 3 刀齿结构及关键参数

Fig. 3 Side-direction straw-cleaning blade structure and key design dimensions

1. 刀轴 2. 刀座 3. 刀齿 4. 刀刃 5. 锁紧螺栓

刀齿旋转过程中与秸秆、根茬和土壤交变接触,为了保证秸秆及根茬被侧向清除并不出现堵塞,对秸秆抛出条件进行分析,如图 4 所示。

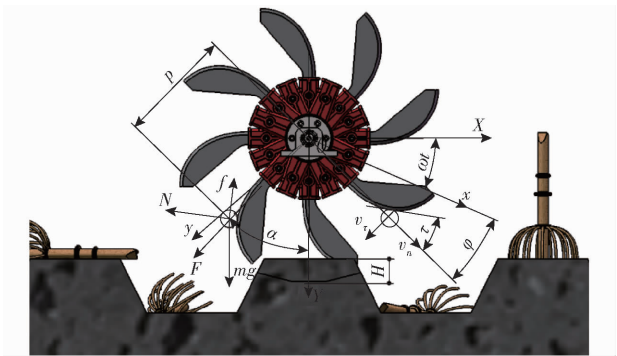


图 4 秸秆受力及运动分析

Fig. 4 Analysis of straw force and movement

选取 XOY 坐标系为定坐标系,其原点位于刀轴中心,不随刀轴旋转,xOy 动坐标系设置于刀齿侧面,坐标原点与刀轴中心重合,随刀轴一起运动。秸秆相对刀齿滑切面运动为相对运动,刀轴旋转为牵连运动,通过秸秆受力分析可知,其被抛出的条件为在刀齿曲面切线方向分力大于秸秆与齿面之间摩擦力。秸秆抛出条件为

$$\begin{cases} mg\sin(\alpha - \delta) - F\sin\delta - N = 0 \\ F\cos\delta + mg\cos(\alpha - \delta) - f \geq 0 \\ F = m\omega^2\rho \\ f = \mu N \end{cases} \quad (1)$$

式中 α ——离心力与垂直方向夹角,rad
 m ——秸秆质量,kg

δ ——离心力与刀齿曲面切线夹角,rad
 F ——离心力,N
 N ——正压力,N
 f ——摩擦力,N
 ρ ——滑切半径,mm
 ω ——刀轴角速度,rad/s
 μ ——摩擦因数

其中,秸秆离心力随着回转半径和刀齿脱离土壤后角速度增加而增大,离心力与滑切面切线夹角随回转半径增大而减小,回转半径与 x 轴夹角、滑切面工作曲线形式及材料属性有关,由式(1)可得秸秆被抛出的极限条件为

$$\frac{\mu g \sin(\alpha - \delta) - g \cos(\alpha - \delta)}{\mu \omega^2 \sin\delta + \omega^2 \cos\delta} \leq \rho \quad (2)$$

由图 4 可知,秸秆被抛出后处于均匀重力场中运动,在不考虑风阻的条件下可得其抛扔运动轨迹方程为

$$\begin{cases} x = x_0 + \omega \rho t \cos\alpha \\ y = y_0 + \omega \rho t \sin\alpha - \frac{gt^2}{2} \end{cases} \quad (3)$$

式中 x_0 ——秸秆抛出时水平距离,mm
 t ——秸秆抛出后在空中运动时间,s
 y_0 ——秸秆抛出时垂直距离,mm

由运动轨迹方程可得秸秆水平抛出距离为

$$s = \frac{\omega^2 \rho^2 \sin(2\alpha)}{g} \quad (4)$$

由式(2)和式(4)可知,秸秆抛出条件与抛撒距离与刀轴角速度、滑切半径、夹角 α 等因素相关,根据秸秆抛扔极限设计距离要求,代入式(2)和式(4)得秸秆抛出时滑切半径大于 200 mm,由于滑切半径越小,秸秆与刀齿滑切面接触概率越高,可有效防止刀轴秸秆缠绕,故初步设计刀齿具有滑切性能初始半径为 200 mm,根据秸秆留茬高度及秸秆覆盖量,设计刀齿旋转半径 R 为 370 mm。

侧向滑切清秸刀齿起到剖切玉米根茬、松土作用,为后续清茬刀齿挖茬创造条件。对玉米根茬切茬的效果可用垂直于机具前进方向平面内刀齿切茬节距和切土横截面积表示。刀齿回转半径速度在机具前进方向和刀轴旋转方向分速度为

$$\begin{cases} v_x = R\omega \sin\beta + v_m \\ v_y = R\omega \cos\beta \end{cases} \quad (5)$$

式中 R ——刀齿回转半径,mm
 β ——刀轴与回转平面前进方向夹角,rad
 v_m ——机具作业速度,m/s

由式(5)可得回转半径线速度与机具作业速度方向夹角为

$$\psi = \arctan \frac{R\omega \sin\beta + v_m}{R\omega \cos\beta} \quad (6)$$

由式(6)可得刀轴上圆周均布 4 排刀齿时单排刀齿切茬节距为

$$L = \frac{15v_m}{\omega} \arctan \frac{R\omega \sin\beta + v_m}{R\omega \cos\beta} \quad (7)$$

由式(7)可知,刀齿切茬节距与机具作业速度、刀轴角速度、回转半径、刀轴与回转平面前进方向夹角有关。刀轴纵向布置 3 排刀齿,通过前期试验可知机具能够实现清秸功能,机具不堵塞时极限作业速度为 7.2 km/h,将已知条件代入式(7)中,可得切茬节距为 9.5 mm,小于玉米根茬茎秆平均直径 12 mm,可以实现对根茬剖切。

刀齿回转切土断面在作业方向投影为一椭圆形,其面积为

$$S = \int_{-\sqrt{2RH-H^2}}^{\sqrt{2RH-H^2}} \frac{(H-R)\cos\beta + \sqrt{(R\cos\beta)^2 - 2y^2}}{\cos\beta} dy \quad (8)$$

式中 H ——刀齿入土深度,mm

由式(8)可知,刀齿回转切土面积与回转半径、刀齿入土深度、刀轴与回转平面前进方向夹角等因素有关,根据玉米根茬平均深度,设定刀齿入土深度为 50 mm,将已知条件代入式(8)中得切土面积为 4 701 mm²,满足对根茬实现横向剖切要求。

刀齿入土时在机具作业方向受力,出现弯曲变形,为了减小刀齿变形量,保证机具正常作业,需满足梁刚度条件

$$\begin{cases} y_{\max} = \frac{pBH(R-H-h)^3}{3EI_0} \\ \theta_{\max} = \frac{pBH(R-H-h)^2}{2EI_0} \end{cases} \quad (9)$$

式中 $y_{\max}$ ——挠度极限值,mm

$\theta_{\max}$ ——倾角极限值,rad

p ——土壤坚实度,Pa

B ——刀齿侧向触土长度,mm

h ——刀座高度,mm

E ——刀齿弹性模量,GPa

I_0 ——刀齿转动惯量,kg·m²

在不影响刀齿正常作业条件下,通过增加刀齿固定座长度和刀齿厚度可以有效提高刀齿结构刚度。根据秸秆覆盖量统计及刀齿入土深度可得刀齿结构固定座高度为 150 mm,刀齿厚度 b 为 10 mm。同时,刀齿分为 E 区和 F 区两部分,调质处理为 HRC43~48 和 HRC49~59,通过热处理工艺进一步强化刀齿刚度和表面硬度。将设计参数代入式(9)可得最大挠度为 9.2 mm,最大倾角为 0.08 rad,变形

量满足工作要求。

对刀齿进行强度校核,刀齿采用 65Mn 材料调质处理,许用强度极限 $[\sigma] = 570$ MPa,将已知条件代入

$$\sigma_{\max} = \frac{3pH(R-H-h)}{b^2} \quad (10)$$

计算得刀齿弯曲受力最大强度 $\sigma_{\max}$ 为 510 MPa,满足设计要求。

由图 3 可知,侧向滑切清秸刀齿楔角过大,刀齿与土壤接触面积较大,入土阻力与冲击载荷增加,不利于机具正常作业。通过分析,作用于刀齿曲面的正压力和刀齿侧向摩擦力合力为

$$F_N = \frac{pbH \left(2\mu \cos \frac{\gamma}{2} + \sin \frac{\gamma}{2} \right)}{\sin \frac{\gamma}{2} + \mu \cos \frac{\gamma}{2}} \quad (11)$$

式中 F_N ——旋转方向刀齿受力,N

γ ——楔角,rad

由式(11)可知土壤坚实度、刀齿厚度、接触面积和摩擦因数均为定值,所以刀齿在旋转方向上的受力与楔角大小有关,根据强度设计要求,通过计算得最佳楔角为 0.8 rad。

刀轴旋转过程中由于机收后秸秆松散置于田间,刀轴与接触秸秆之间摩擦力会引起秸秆缠绕于刀轴上,秸秆缠绕会导致机具工作质量及可靠性降低^[6]。可以通过增大刀轴直径和减小摩擦因数来降低刀轴秸秆缠绕,设计刀轴间距为 500~700 mm 可调,适应不同垄作行距要求,由于侧向滑切清秸刀齿设计回转半径为 370 mm,为避免刀齿与刀轴干涉,如图 1 和图 2 所示,以刀轴最小间距 500 mm 为极限设计尺寸,刀齿与刀轴保证 30 mm 安全距离,可得刀轴直径 D 最大为 200 mm,并应用特氟龙喷涂表面,降低摩擦因数。

2.2 滑切面工作曲线设计

通过分析,在实现秸秆侧向输送功能前提下,滑切能有效解决防止秸秆缠绕,降低整机振动强度,减少机组作业功率消耗等问题。刀齿滑切面工作曲线合理形状应满足^[7-9]:刀齿滑切工作曲线绕刀轴回转中心由近及远与物料接触;切削过程中滑切工作曲线各点滑切角度逐渐增大,并且绝对值小于刀齿与秸秆的摩擦角;刀齿接触土垡时刀齿进给量波动较小。

为便于分析,做如下假设:由于刀齿高速旋转过程与秸秆接触时会出现能量损失,应用拉格朗日方程将受力转化为能量关系,可假设秸秆与刀齿工作面之间做非弹性碰撞;由于刀齿厚度为 10 mm 并有 0.8 rad 楔角,忽略空气流动对其产生影响,只对刀齿工作曲线进行抽象研究;将研究的秸秆假设为一个质量为 m 微小粒子。秸秆运动分析如图 4 所示。

由运动学分析,选取滑切半径 ρ 和相对转角 φ 为广义坐标系,刀齿接触物料处为势能零点,势能和动能广义坐标表达式为

$$\begin{cases} E_p = mg\rho(\sin(\varphi + \omega t) - \sin\varphi_0) \\ \rho|_{t=0} = \rho_0 \\ \varphi|_{t=0} = \varphi_0 \\ E_p|_{t=0} = 0 \end{cases} \quad (12)$$

$$\begin{cases} E_k = \frac{1}{2}mv^2 + \frac{1}{2}I\omega_j^2 \\ \dot{\rho}|_{t=0} = 0 \\ \dot{\varphi}|_{t=0} = 0 \\ E_k|_{t=0} = 0 \end{cases} \quad (13)$$

其中

$$\begin{cases} v^2 = v_n^2 + v_\tau^2 \\ v_n = \dot{\rho} + v_m \cos\beta \sin(\varphi + \omega t) \\ v_\tau = \rho\omega - v_m \cos\beta \cos(\varphi + \omega t) \\ \omega_j = \frac{R+r}{r}(\dot{\varphi} + \omega) \\ I = \frac{1}{2}mr^2 \end{cases}$$

式中 E_p ——系统广义坐标势能,J

φ ——相对转角,rad

φ_0 ——初始相对转角

ρ_0 ——初始半径,mm

E_k ——系统广义坐标动能,J

v ——绝对速度,m/s

v_n ——径向速度,m/s

v_τ ——切向速度,m/s

ω_j ——秸秆转动角速度,rad/s

r ——秸秆半径,mm

I ——转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$

拉格朗日函数 L 表征秸秆随着刀轴转动过程中约束、运动状态和相互作用。选用广义坐标、广义速度后, L 被完全确定为势力系的运动。滑切半径 ρ 和相对转角 φ 作为广义坐标系中建立 2 自由度的拉格朗日函数。

由式(12)、(13)可得拉格朗日函数为

$$\begin{cases} L = \frac{1}{2}m\dot{\rho}^2 - ma\dot{\rho}\sin(\varphi + \omega t) + \frac{1}{2}m\omega^2\rho^2 - \\ mb_0\rho\cos(\varphi + \omega t) - \frac{1}{4}m(\rho + r)(\dot{\varphi} + \omega)^2 + \frac{1}{2}ma^2 \\ L|_{t=0} = 0 \end{cases} \quad (14)$$

其中

$$\begin{cases} a = v_m \cos\beta \\ b_0 = \frac{\omega v_m \cos\beta}{g} \end{cases} \quad (15)$$

对式(14)进行拉格朗日广义动量微分

$$\begin{cases} \frac{\partial L}{\partial \rho} = m\omega^2\rho - mb_0\cos(\varphi + \omega t) - \frac{1}{4}m(\dot{\varphi} + \omega)^2 \\ \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} = ma\dot{\rho}\cos(\varphi + \omega t) + mb_0\rho\sin(\varphi + \omega t) \end{cases} \quad (16)$$

$$\begin{cases} \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\rho}}\right) = m\ddot{\rho} - ma\cos(\varphi + \omega t)\dot{\varphi} \\ \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}}\right) = -\frac{1}{2}m(\ddot{\varphi} + \omega)(\dot{\rho} + r) \end{cases} \quad (17)$$

将式(16)、(17)整理得拉格朗日方程组

$$\begin{cases} m\ddot{\rho} - ma\dot{\varphi}\cos(\varphi + \omega t) + m\omega^2\rho - \\ mb_0\cos(\varphi + \omega t) - \frac{1}{4}m(\dot{\varphi} + \omega)^2 = 0 \\ -\frac{1}{2}m\dot{\rho}(\ddot{\varphi} + \omega) - \frac{1}{2}mr(\ddot{\varphi} + \omega) - \\ ma\dot{\rho}\cos(\varphi + \omega t) - mb_0\rho\sin(\varphi + \omega t) = 0 \end{cases} \quad (18)$$

当 $t=0$ 时,对式(18)分别积分得

$$\begin{cases} \ddot{\rho} - \rho_0 - b_0\cos\varphi_0 - \frac{1}{4}m\omega^2 = 0 \\ \frac{1}{2}r\ddot{\varphi} + r\omega - b_0\rho_0\sin\varphi_0 = 0 \end{cases} \quad (19)$$

对式(19)合并求解得

$$\ddot{\rho} = \frac{b_0r}{2\rho_0}\ddot{\varphi} + \frac{b_0r}{2\rho_0}\omega + \rho_0 + \frac{1}{4}\omega^2 \quad (20)$$

对式(20)积分整理得

$$\rho = \kappa\varphi + C \quad (21)$$

其中

$$\begin{cases} \kappa = \frac{b_0r}{2\rho_0} \\ C = \rho_0 - \frac{b_0r}{2\rho_0}\varphi_0 \end{cases} \quad (22)$$

式(21)说明滑切面曲线为一段阿基米德螺旋线。对其求导可以发现刀齿径向进给速度为定值,并且大于零,这样可以减小刀齿切土过程冲击载荷对机具振动影响,并保证秸秆物料能够沿刀齿曲面向外滑出,避免了其向刀齿转轴处移动导致秸秆缠绕。

由式(22)可知,不同 κ 和 C 值组合会得到不同的滑切面曲线,为了秸秆能够沿着滑切曲面向外运动,还必须保证滑切曲线上任意一点到转轴的径矢方向与秸秆质点相对滑切面切线方向夹角(即滑切角),大于秸秆与刀齿的摩擦角^[10]。图 5 所示为 κ 等于 6、初始半径为 200 mm、起始滑切角为 30°的刀齿滑切面曲线。通过上述分析,选取初始半径、起始滑切角、刀轴角速度和机具作业速度为影响因素进行试验研究。

3 试验

3.1 试验条件

试验于 2018 年 10 月 1—22 日在哈尔滨市东北

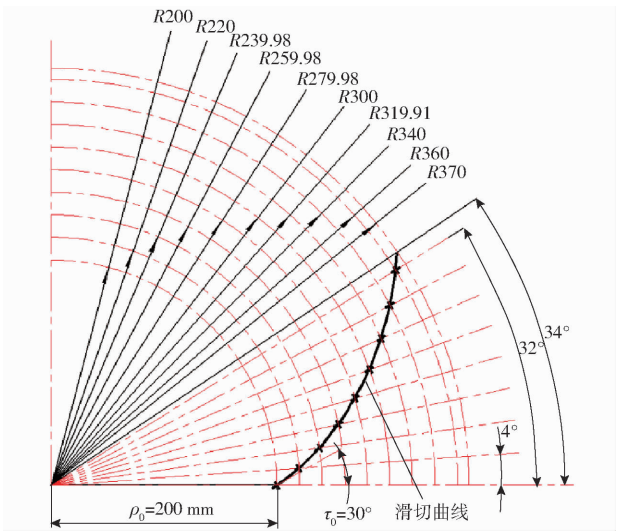


图5 刀齿滑切面设计曲线

Fig.5 Design curves of sliding cutting surface of blade

农业大学向阳试验基地实施,试验地块为机收后玉米原茬地,如图6所示。土壤平均硬度 20.3 kg/cm^2 ,土壤平均湿度 30.7% ,秸秆平均覆盖量 1.28 kg/m^2 ,秸秆平均留茬高度 273 mm ,主根系平均深度 65 mm ,清秸刀齿入土深度 50 mm 。



图6 田间试验环境

Fig.6 Field test

3.2 仪器与设备

试验装置及仪器设备连接如图7所示。仪器设备包括:纽荷兰1104型拖拉机、2BMFJ-BL5型侧向清秸装置、JM5937A型动态信号测试系统、JNNT-0型应变式扭矩传感器、SFZ001型应变式拉力传感器、YN12-2P型齿轮传感器、A005型压电晶体加速度传感器、JM3823型适调器、SZ-3型土壤硬度计、SU-LB型土壤水分测定仪、艾德堡数字电子数显推拉力计、数码摄像机、米尺等。

3.3 试验方案

采用四因素三水平正交试验方法,应用

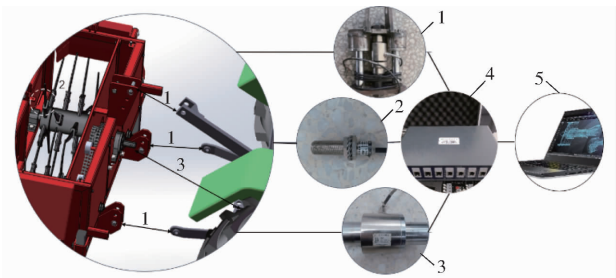


图7 试验装置与仪器设备连接示意图

Fig.7 Schematic of test device and instrument interface

1.应变式拉力传感器装置 2.齿轮式传感器 3.应变式扭矩传感器 4.JM5937A型数据采集仪 5.上位机

$L_{27}(3^{13})$ 正交表设计试验,以初始半径 ρ_0 、起始滑切角 τ_0 、作业速度 v_m 、刀轴角速度 ω 为试验因素,秸秆缠绕度 y_1 、机具振动强度 y_2 、当量功耗 y_3 、覆秸均匀度 y_4 为评价指标,每组试验重复3次,共实施27组试验,应用Design-Expert 6.0.10软件对试验数据处理分析^[11]。试验刀齿如图8所示。

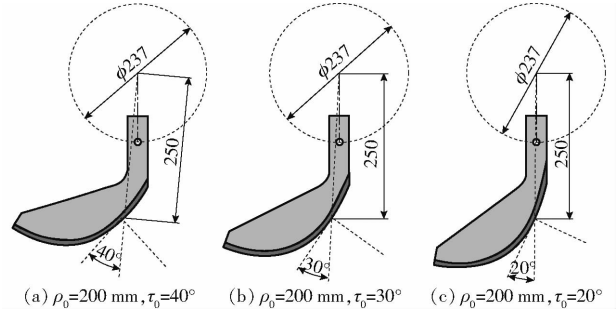


图8 试验刀齿

Fig.8 Test blade

试验因素水平如表2所示,试验方案如表3所示。

表2 试验因素水平

Tab.2 Experimental factors and levels

水平	因素			
	初始半径	起始滑切角	作业速度 v_m	刀轴角速度
	ρ_0/mm	$\tau_0/(\text{^\circ})$	$(\text{km}\cdot\text{h}^{-1})$	$\omega/(\text{rad}\cdot\text{s}^{-1})$
1	150	20	3.6	42.0
2	200	30	5.4	52.5
3	250	40	7.2	63.0

各评价指标测量方法如下:

(1) 秸秆缠绕度

作业过程中刀齿对秸秆进行侧向移位同时秸秆沿着刀齿表面向刀轴处移动,造成秸秆缠绕刀轴,秸秆缠绕严重将导致刀轴损坏和功耗增加。所以,本文设定秸秆不缠绕刀轴或缠绕刀轴但不影响机具正常作业定性为秸秆不缠绕,取值为0;若秸秆缠绕影响机具正常作业(包括:可靠性降低、部件结构破坏、油耗增加等)定性为秸秆缠绕,取值为1。

表 3 试验方案与结果

Tab.3 Experiment layout and results

试验号	初始半径 ρ_0 / mm	起始滑切角 $\tau_0 / (^\circ)$	作业速度 v_m / ($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)	刀轴角速度 $\omega / (\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$	秸秆缠绕度	振动强度 / ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)	当量功耗 / kW	覆秸均匀度
1	150	20	3.6	42.0	0	122	3.6	0.074
2	150	20	5.4	52.5	1	197	5.8	0.045
3	150	20	7.2	63.0	1	359	6.4	0.086
4	150	30	3.6	52.5	1	110	3.0	0.063
5	150	30	5.4	63.0	0	150	4.2	0.051
6	150	30	7.2	42.0	1	182	5.6	0.091
7	150	40	3.6	63.0	0	101	3.1	0.070
8	150	40	5.4	42.0	0	134	3.8	0.067
9	150	40	7.2	52.5	0	178	5.1	0.081
10	200	20	3.6	52.5	0	189	5.1	0.062
11	200	20	5.4	63.0	0	252	6.8	0.053
12	200	20	7.2	42.0	1	164	5.6	0.094
13	200	30	3.6	63.0	0	120	4.5	0.067
14	200	30	5.4	42.0	0	134	4.3	0.058
15	200	30	7.2	52.5	0	150	5.4	0.080
16	200	40	3.6	42.0	0	101	3.6	0.075
17	200	40	5.4	52.5	0	151	4.1	0.050
18	200	40	7.2	63.0	0	211	3.2	0.087
19	250	20	3.6	63.0	0	120	6.2	0.068
20	250	20	5.4	42.0	0	134	4.3	0.055
21	250	20	7.2	52.5	1	228	7.2	0.078
22	250	30	3.6	42.0	0	101	3.5	0.073
23	250	30	5.4	52.5	0	120	3.8	0.049
24	250	30	7.2	63.0	0	210	6.5	0.085
25	250	40	3.6	52.5	0	102	3.2	0.063
26	250	40	5.4	63.0	0	170	5.8	0.053
27	250	40	7.2	42.0	0	120	5.9	0.093

(2) 振动强度

如图 7 所示,在侧向清秸装置机架后主梁与地轮连接位置下方轴承处分别测定机具工作过程中垂直方向加速度,测定结果取平均值^[12-17]。

(3) 当量功耗

通过数据采集设备记录每个处理实施时动力输出轴平均扭矩、上下牵引点行进方向平均拉力^[18-22],当量功耗计算式为

$$P = \frac{\overline{Mn} + \overline{Fv_m}}{2}$$

(23)

式中 $\overline{M}$ ——被测平均扭矩, N·m
 $\overline{F}$ ——上下悬挂行进方向拉力之和, N
 $\overline{n}$ ——动力输出轴平均转速, r/min
 $\overline{v_m}$ ——机具作业平均速度, m/s

(4) 覆秸均匀度

侧向清秸装置能够在机具回程过程中完成对已播地秸秆覆盖功能,若秸秆覆盖不均匀,秸秆覆盖量

较大将导致出苗难,出弱苗。秸秆覆盖量较小不利于蓄水保墒,难以防止风蚀水蚀。所以,本文采用秸秆覆盖质量方差评价机具作业后地表秸秆覆盖均匀度。机具作业后,在秸秆覆盖范围内选取有代表性的 10 个点,测量每点单位面积覆盖秸秆的质量 m_i (不包括根茬质量,后续在清茬刀齿研究中重点阐述),可得覆秸均匀度计算式为

$$\lambda = \frac{\sum_{i=1}^{10} (m_i - \overline{m})^2}{10 \overline{m}^2}$$

(24)

$$\overline{m} = \frac{\sum_{i=1}^{10} m_i}{10}$$

其中 λ ——覆秸均匀度
 $\overline{m}$ ——10 个被测点秸秆质量总和平均值, kg
规定覆秸均匀度小于 0.1 为合格。

3.4 结果与分析

试验如图 9 所示,试验结果如表 3 所示,方差分析如表 4 所示。



图 9 试验过程及效果
Fig.9 Test process and effect

表 4 方差分析
Tab.4 ANOVA

评价指标	变异来源	平方和	自由度	均方	<i>F</i>	<i>P</i>	显著性
秸秆缠绕度	模型	3.56	12	0.30	3.73	0.010 8	*
	ρ_0	0.67	2	0.33	4.20	0.037 3	*
	τ_0	0.89	2	0.44	5.60	0.016 3	*
	v_m	0.67	2	0.33	4.20	0.037 3	*
	ω	0.22	2	0.11	1.40	0.279 1	
	$\tau_0 v_m$	1.11	4	0.28	3.50	0.035 2	*
	误差	1.11	14	0.08			
	总和	4.67	26				
振动强度	模型	65 133.85	8	8 141.73	6.59	0.000 5	**
	ρ_0	3 096.07	2	1 548.04	1.25	0.309 5	
	τ_0	17 971.63	2	8 985.81	7.27	0.004 8	**
	v_m	30 098.96	2	15 049.48	12.18	0.000 5	**
	ω	13 967.19	2	6 983.59	5.65	0.012 5	*
	误差	22 246.44	18	1 235.91			
	总和	87 380.3	26				
当量功耗	模型	27.35	8	3.42	4.45	0.004 1	**
	ρ_0	1.98	2	0.99	1.29	0.300 0	
	τ_0	10.33	2	5.17	6.72	0.006 6	**
	v_m	12.55	2	6.27	8.16	0.003 0	**
	ω	2.49	2	1.25	1.62	0.225 1	
	误差	13.83	18	0.77			
	总和	41.19	26				
覆秸均匀度	模型	5.52×10^{-3}	8	6.91×10^{-4}	173.15	<0.000 1	**
	ρ_0	7.63×10^{-6}	2	3.82×10^{-6}	0.96	0.402 9	
	τ_0	3.94×10^{-5}	2	1.97×10^{-5}	4.94	0.019 5	*
	v_m	4.82×10^{-3}	2	2.41×10^{-3}	603.68	<0.000 1	**
	ω	6.62×10^{-4}	2	3.31×10^{-4}	83.04	<0.000 1	**
	误差	7.18×10^{-5}	18	3.99×10^{-6}			
	总和	5.60×10^{-3}	26				

注：**表示极显著($P < 0.01$), *表示显著($0.01 \leq P \leq 0.05$)。

由表 4 可知,对于秸秆缠绕度,因素初始半径、起始滑切角和作业速度对试验结果有显著影响,交互作用 $\tau_0 v_m$ 对试验结果有显著影响,影响顺序由大到小为:起始滑切角、初始半径、作业速度、刀轴角速度;对于振动强度,因素起始滑切角和作业速度对试验结果有极显著影响,因素刀轴角速度对试验结果有显著影响,影响顺序由大到小为:作业速度、起始滑切角、刀轴角速度、初始半径;对于当量功耗,因素

起始滑切角和作业速度对试验结果有极显著影响,影响顺序由大到小为:作业速度、起始滑切角、刀轴角速度、初始半径。对于覆秸均匀度,因素作业速度和刀轴角速度对试验结果有极显著影响,起始滑切角对试验结果有显著影响,影响顺序由大到小为:作业速度、刀轴角速度、起始滑切角、初始半径。

3.4.1 各因素对秸秆缠绕影响分析

为探究各影响因素与评价指标之间的关系,以

提高机具作业效率和降低功率的消耗为原则,应用 Design-Expert 软件中 Taguchi OA 正交试验设计方法,分析各主要显著性因素对评价指标的影响。

由图 10a 可知,当初始半径由 150 mm 增加到 200 mm 时,秸秆缠绕度降低,这主要是由于较小的初始半径提高了滑切面与秸秆接触概率,实现了较好滑切功能,但降低了抛扔效果,阻止秸秆有效侧向移出,导致秸秆缠绕度升高。起始滑切角与作业速度交互作用对秸秆是否缠绕具有显著影响,机具在中、高速作业时随着起始滑切角的增加秸秆缠绕度降低,主要是由于滑切角越大滑切性能越好,有效防止秸秆缠绕,在低速作业时随着起始滑切角增加秸秆缠绕度先升高后降低。随着刀轴角速度升高,出现秸秆缠绕,但刀轴角速度增大到一定程度秸秆缠绕现象消失,主要是由于秸秆被侧向移出的时间远

小于秸秆滑移至刀轴的缠绕时间,高速旋转可以在一定程度上防止秸秆缠绕。

3.4.2 各因素对振动强度影响分析

由图 10b 可知,当起始滑切角增大时,根据刀齿滑切面工作曲线的导数可知,刀齿的进给量是定值减小,入土比较均匀,降低刀齿单位时间切土量不等导致的整机振动,并且起始滑切角的增大刀齿单位时间切土进给量减小,冲击减小,振动强度降低。当作业速度和刀轴角速度增加时,装置振动强度显著增大。这是因为随着刀轴角速度增加,刀齿对土壤冲击载荷增大,振动强度升高,同时,当作业速度加快时,刀齿在机具前进方向接触土壤的时间增加,加大了刀齿的纵向变形量,导致整机振动强度升高。

3.4.3 各因素对当量功耗影响分析

由图 10c 可知,当起始滑切角增大时,刀齿对土

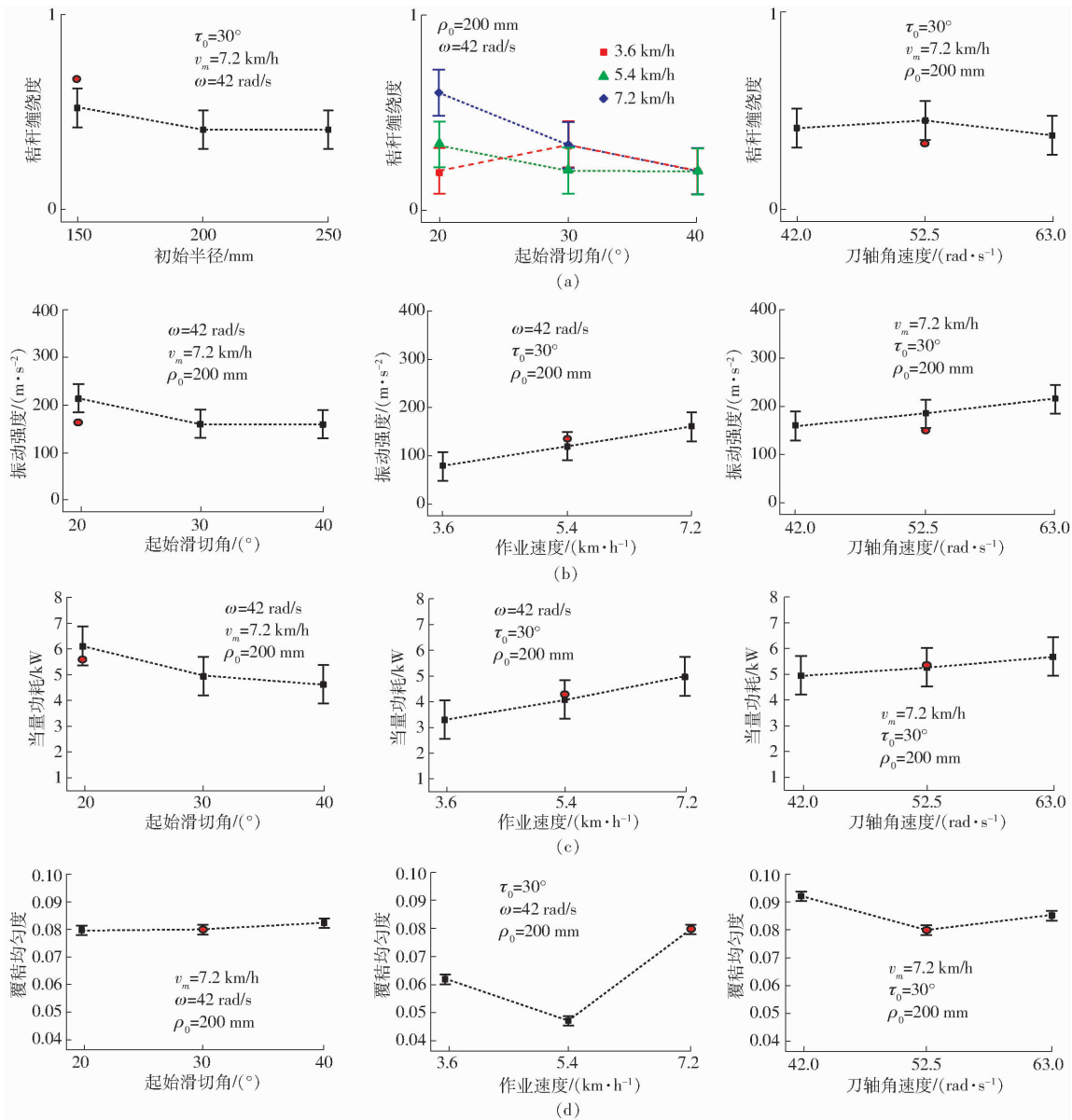


图 10 因素对性能指标影响

Fig. 10 Effects of factors on performance indexes

壤及根茬的滑切效果增加,冲击载荷降低,功率消耗降低。当作业速度增大时,刀齿与土壤在作业方向接触距离增加,对装置纵向阻力升高,牵引功耗增加。刀轴角速度提高,单位时间内做功次数增加,功耗升高。

3.4.4 各因素对覆秸均匀度影响分析

本次试验研究将挡秸板角度设置为原有刀齿机型覆秸均匀度最优值 60°,由图 10d 可知,覆秸均匀度均在允许范围内,随着机具作业速度和刀轴角速度增加覆秸均匀度先减小后增大,这主要是由于机具以 5.4 km/h 作业速度工作时,刀轴与回转平面前进方向夹角导致刀轴抛撒秸秆的初始速度大致与机

具前进方向垂直,提高了抛撒效果。

3.5 优化结果

由试验结果分析,在保证机组不发生堵塞的前提下,以提高作业效率、防止秸秆缠绕、降低振动强度和功耗为原则,运用 Design-Expert 6.0.10 软件进行优化,得出侧向清秸装置刀齿结构与工作参数最优组合结果如表 5 所示。

3.6 结果验证

按照最佳参数组合进行田间验证试验,试验重复 5 次取平均值,结果如表 6 所示。由表 6 可知,最优参数组合下,各指标值与优化结果相吻合,优化结果可信。

表 5 优化结果

Tab.5 Optimization result								
项目	ρ_0 / mm	τ_0 / (°)	v_m / (km·h ⁻¹)	ω / (rad·s ⁻¹)	秸秆缠绕度	振动强度 / (m·s ⁻²)	当量功耗 / kW	覆秸均匀度
优化组合 1	200	30	7.2	42	0	159	4.9	0.075
优化组合 2	150	20	7.2	42	0	165	4.4	0.081

表 6 验证结果

Tab.6 Results of verification experiment								
项目	ρ_0 / mm	τ_0 / (°)	v_m / (km·h ⁻¹)	ω / (rad·s ⁻¹)	秸秆缠绕度	振动强度 / (m·s ⁻²)	当量功耗 / kW	覆秸均匀度
优化组合 1	200	30	7.2	42	0	147	4.5	0.071
优化组合 2	150	20	7.2	42	0	160	4.1	0.075

3.7 对比试验

将优化后刀齿与侧向清秸装置上直刀齿与圆弧刀齿组合进行工作性能对比试验,如图 11 所示。



图 11 对比试验

Fig.11 Contrast test

由图 11 可知,现有直刀齿和圆弧刀齿组合在高速作业条件下刀轴根部秸秆缠绕严重,直刀齿处刀轴抱死,并且对清秸效果造成影响。测量振动强度与当量功耗,结果如表 7 所示。

由表 7 可知,3 种组合覆秸均匀度均达到设计要求,优化后的两种结构刀齿较现有刀齿组合振动强度降低 46.5% 和 41.8%,功耗分别降低 29.7% 和 35.9%,并且整个作业过程中未出现秸秆缠绕,刀齿设计及优化结果满足作业要求。

表 7 对比试验结果

Tab.7 Contrast test results				
项目	秸秆 缠绕度	振动强度 / (m·s ⁻²)	当量功耗 / kW	覆秸 均匀度
优化组合 1	0	147	4.5	0.079
优化组合 2	0	160	4.1	0.082
直刀和圆弧刀组合	1	275	6.4	0.097

由于侧向清秸装置与播种装置固装同时作业,振动强度对排种性能影响较大,为了提高播种粒距均匀性,选取优化组合 1,即初始半径为 200 mm、起始滑切角 30°、作业速度 7.2 km/h 和刀轴角速度 42 rad/s 作为侧向滑切清秸刀齿结构与工作性能最优参数组合。

4 结论

(1)设计了一种原茬地免耕播种机种床整备装置用侧向滑切清秸刀齿,并确定了影响其工作性能的关键结构参数。

(2)对于秸秆缠绕度,影响顺序由大到小为:起始滑切角、初始半径、作业速度、刀轴角速度;对于振动强度,影响顺序由大到小为:作业速度、起始滑切

角、刀轴角速度、初始半径;对于当量功耗,影响顺序由大到小为:作业速度、起始滑切角、刀轴角速度、初始半径;对于覆秸均匀度,影响顺序由大到小为:作业速度、刀轴角速度、起始滑切角、初始半径。

(3)在刀齿初始半径 200 mm、起始滑切角 30°、刀轴角速度 42 rad/s、机具作业速度 7.2 km/h 条件下,无秸秆缠绕,振动强度为 159 m/s,当量功耗为 4.9 kW,覆秸均匀度为 0.075。对比试验表明,优化后刀齿组合振动强度降低了 46.5%,当量功耗降低了 29.7%,并且工作过程中未出现机具堵塞现象。

参 考 文 献

[1] 王汉羊. 2BMFJ-3 型麦茬地免耕覆秸大豆精密播种机的研究[D]. 哈尔滨:东北农业大学,2013.
WANG Hanyang. Study on 2BMFJ-3 type no-till soybean precision planter with straw-covering in wheat stubble fields[D]. Harbin: Northeast Agricultural University, 2013. (in Chinese)

[2] 顿国强,陈海涛,李昂,等. 刀齿排布旋向对免耕覆秸精播机清秸单体性能的影响[J]. 农业工程学报,2015,31(12):48-56.
DUN Guoqiang, CHEN Haitao, LI Ang, et al. Effect of rotation direction of knife teeth configuration on clearing straw unit performance for no-tillage and straw mulching precision seeder[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(12): 48-56. (in Chinese)

[3] 陈海涛,查韶辉,顿国强,等. 2BMFJ 系列免耕精量播种机清秸装置优化与试验[J/OL]. 农业机械学报,2016,47(7):96-102.
CHEN Haitao, ZHA Shaohui, DUN Guoqiang, et al. Optimization and experiment of cleaning device of 2BMFJ type no-till precision planter[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(7): 96-102. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20160714&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.07.014. (in Chinese)

[4] 吴广伟,陈海涛,纪文义,等. 2BMFJ-3 型麦茬地大豆免耕覆秸精量播种机功耗与油耗特性试验[J]. 大豆科学,2014,33(4):589-593.
WU Guangwei, CHEN Haitao, JI Wenyi, et al. Power and fuel consumption of 2BMFJ-3 no-tillage soybean precision seeder in stubble field[J]. Soybean Science, 2014, 33(4): 589-593. (in Chinese)

[5] 王汉羊,陈海涛,纪文义. 2BMFJ-3 型麦茬地免耕精播机防堵装置[J/OL]. 农业机械学报,2013,44(4):64-70.
WANG Hanyang, CHEN Haitao, JI Wenyi. Anti-locking mechanism of type 2BMFJ-3 no-ill precision planter for wheat stubble fields[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(4): 64-70. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20130412&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.04.012. (in Chinese)

[6] 徐良,肖宏儒. 茶园中耕机械缠草机理分析[J]. 中国农机化学报,2015,36(2):25-28.
XU Liang, XIAO Hongru. Analysis of the winding grass mechanism for tea cultivation machinery [J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2015, 36(2): 25-28. (in Chinese)

[7] 林静,李宝筏,李宏哲. 阿基米德螺旋线型破茬开沟和切拨防堵装置的设计与试验[J]. 农业工程学报,2015,31(17):10-19.
LIN Jing, LI Baofa, LI Hongzhe. Design and experiment of Archimedes spiral type stubble breaking ditching device and stubble breaking anti blocking device[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(17): 10-19. (in Chinese)

[8] 林静,李博,李宝筏,等. 阿基米德螺旋线型缺口圆盘破茬刀参数优化与试验[J/OL]. 农业机械学报,2014,45(6):118-124.
LIN Jing, LI Bo, LI Baofa, et al. Parameter optimization and experiment on Archimedes spiral type of gap cutting disc[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(6): 118-124. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20140619&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.06.019. (in Chinese)

[9] HASHEM A, AHMAD D, OTHMAN J, et al. Design, development and performance of a disk plow combined with rotary blades [J]. Materials Science and Engineering, 2012, 36(3): 1-8.

[10] 丁为民,彭嵩植. 旋耕刀滑切角及滑切角方程的研究[J]. 农业工程学报,1995,11(4):67-72.
DING Weimin, PENG Songzhi. Research on grass-removing angles and equations of rotary blades[J]. Transactions of the CSAE, 1995, 11(4): 67-72. (in Chinese)

[11] 侯守印,陈海涛. 立式轴流大豆育种脱粒机参数优化[J]. 农业工程学报,2012,28(5):19-25.
HOU Shouyin, CHEN Haitao. Parameters optimization of vertical axial flow thresher for soybean breeding[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(5): 19-25. (in Chinese)

[12] MATIN M A, FIELKE J M, DESBIOLLES J M A. Torque and energy characteristics for strip-tillage cultivation when cutting furrows using three designs of rotary blade[J]. Biosystems Engineering, 2015, 129(1): 329-340.

[13] 范旭辉,贾洪雷,张伟汉,等. 免耕播种机仿形爪式防堵清茬机构参数分析[J]. 农业机械学报,2011,42(10):56-60.
FAN Xuhui, JIA Honglei, ZHANG Weihang, et al. Parametric analysis of finger-type anti-blocking residue-cleaner for no-till planting[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(10): 56-60. (in Chinese)

[14] 顿国强. 大垄密植原茬地免耕精量播种机关键技术研究[D]. 哈尔滨:东北农业大学,2013.
DUN Guoqiang. Key technology research of no-tillage precision planter on grand ridge planting with original stubble [D]. Harbin: Northeast Agricultural University, 2013. (in Chinese)

- [16] 张宇,朱立志.关于我国草原类国家公园建设的思考[J].草业科学,2016,33(2):201-209.
ZHANG Yu, ZHU Lizhi. Perspectives on establishment of grassland national parks in China[J]. Pratacultural Science, 2016, 33(2): 201-209. (in Chinese)
- [17] 刘硕,李品,冯兆忠.京津冀防风固沙植被生态修复研究进展与对策[J].生态学杂志,2019,38(1):267-274.
LIU Shuo, LI Pin, FENG Zhaozhong. Eco-restoration research progress and strategy about wind-break and sand-fixation forest in Beijing-Tianjin-Hebei Metropolitan Region[J]. Chinese Journal of Ecology, 2019, 38(1): 267-274. (in Chinese)
- [18] 祝萍,黄麟,肖桐,等.中国典型自然保护区生境状况时空变化特征[J].地理学报,2018,73(1):92-103.
ZHU Ping, HUANG Lin, XIAO Tong, et al. Dynamic changes of habitats in China's typical nature reserves on spatial and temporal scales[J]. Acta Geographica Sinica, 2018, 73(1): 92-103. (in Chinese)
- [19] 徐秋阳,王巍巍,莫罹.京津冀地区景观稳定性评价[J].生态学报,2018,38(12):4226-4233.
XU Qiuyang, WANG Weiwei, MO Li. Evaluation of landscape stability in Beijing-Tianjin-Hebei region[J]. Acta Ecologica Sinica, 2018, 38(12): 4226-4233. (in Chinese)
- [20] 邬建国.景观生态学:格局、过程、尺度与等级[M].2版.北京:高等教育出版社,2007.
- [21] 孟超,王计平,支晓蓉,等.基于GIS的县域森林景观空间格局等级特征研究[J/OL].农业机械学报,2018,49(10):187-194,204.
MENG Chao, WANG Jiping, ZHI Xiaorong, et al. Spatial characteristics of forest landscape in county level based on GIS[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(10):187-194,204. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20181021&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.10.021. (in Chinese)
- [22] 冯志新,陈颖彪,千庆兰,等.东莞市人工景观格局与连接度的协整性及因果关系[J].生态学报,2015,35(14):4920-4930.
FENG Zhixin, CHEN Yingbiao, QIAN Qinglan, et al. Research on the cointegration and causality between urban artificial landscape structure change and landscape connectivity in Dongguan City[J]. Acta Ecologica Sinica, 2015, 35(14): 4920-4930. (in Chinese)
- [23] 王海梅,李政海,韩国栋,等.锡林郭勒盟气候干燥度的时空变化规律[J].生态学报,2010,30(23):6538-6545.
WANG Haimei, LI Zhenghai, HAN Guodong, et al. The analysis on the spital-temporal change of climate aridity in Xilinguole Steppe[J]. Acta Ecologica Sinica, 2010,30(23):6538-6545. (in Chinese)
- [24] 张亚男,王旭,甄莹.利用“修改型”植被盖度反演模型提取辽西北沙化土地信息[J].测绘通报,2018(5):93-96.
ZHANG Ya'nan, WANG Xu, ZHEN Ying. Extraction of desertification land information in the northwest area of Liaoning Province using modified vegetation coverage inversion model[J]. Bulletin of Surveying and Mapping, 2018(5): 93-96. (in Chinese)

(上接第51页)

- [15] 朱思洪,徐刚,袁加奇,等.农具质量对拖拉机悬挂农具系统振动特性的影响[J].农业工程学报,2014,30(24):30-37.
ZHU Sihong, XU Gang, YUAN Jiaqi, et al. Influence of implement's mass on vibration characteristics of tractor-implement system[J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(24): 30-37. (in Chinese)
- [16] 邱白晶,杨祖华.旋耕机整机试验模态分析[J].农业机械学报,1994,25(2):24-29.
QIU Baijing, YANG Zuhua. Experimental modal analysis on the rotary tiller[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1994, 25(2): 24-29. (in Chinese)
- [17] 王大成,杨德斌.悬挂式旋耕机机组振动问题研究[J].湖南农学院学报,1992,18(3):613-621.
WANG Dacheng, YANG Debin. A study of the vibration problem in the lift-up rotary tiller[J]. Journal of Hunan Agricultural College, 1992, 18(3): 613-621. (in Chinese)
- [18] 吴子岳,高焕文,张晋国.玉米秸秆切断速度和切断功耗的试验研究[J].农业机械学报,2001,32(2):38-41.
WU Ziyue, GAO Huanwen, ZHANG Jinguo. Study on cutting velocity and power requirement in a maize stalk chopping process [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2001, 32(2): 38-41. (in Chinese)
- [19] 顾庆.非道路用柴油机燃油消耗率分析及预测[J].内燃机工程,2010,30(24):7-10.
GU Qing. Analysis and prediction of fuel consumption rate for non-road diesel engine [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2010, 30(24): 7-10. (in Chinese)
- [20] 尹彦鑫,郑永军,成智华,等.少免耕播种机牵引阻力远程监测系统[J].农业工程学报,2014,30(6):1-8.
YIN Yanxin, ZHENG Yongjun, CHENG Zhihua, et al. Tractive resistance remote monitor system for no-tillage seeder [J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(6): 1-8. (in Chinese)
- [21] 张居敏,贺小伟,夏俊芳,等.高茬秸秆还田耕整机功耗检测系统设计与试验[J].农业工程学报,2014,30(18):38-46.
ZHANG Jumin, HE Xiaowei, XIA Junfang, et al. Design and field experiment of power consumption measurement system for high stubble returning and tillage machine[J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(18): 38-46. (in Chinese)
- [22] 胡少兴,马旭,马成林,等.根茬粉碎还田机除茬刀滚功耗模型的建立[J].农业机械学报,2000,31(3):35-38.
HU Shaoxing, MA Xu, MA Chenglin, et al. A rotary power dissipation model of the machine for chopping and returning stubble into soil [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2000, 31(3): 35-38. (in Chinese)