doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2021.10.004

异速圆盘动态支撑式玉米秸秆粉碎装置设计与试验

刘　鹏[1]　何　进[1]　娄尚易[1]　王英博[1]　张振国[1,2]　林　涵[1]
(1. 中国农业大学工学院, 北京 100083; 2. 新疆农业大学机电工程学院, 乌鲁木齐 830052)

摘要: 针对玉米秸秆粉碎过程中秸秆力学和能耗变化规律不明确,限制秸秆粉碎还田质量提升,不利于秸秆还田技术在东北黑土区推广应用的问题,本文基于异速圆盘动态支撑式玉米秸秆粉碎装置和秸秆受力状态,将玉米秸秆粉碎全过程分为秸秆捡拾阶段、秸秆升举输送阶段和入侵粉碎阶段,建立秸秆各阶段受力数学模型,确定其关键影响参数及范围。以捡拾粉碎刀转速、对数螺线支撑圆盘刀滑切角和捡拾粉碎刀与对数螺线支撑圆盘刀间的传动比为试验因素,选取秸秆最大破碎力、滑切切割功耗和滑切冲量为试验指标,应用有限元分析方法研究试验因素对试验指标的影响规律。结果表明,捡拾粉碎刀转速为 1 950 r/min、对数螺线支撑圆盘刀滑切角为 40°和捡拾粉碎刀与对数螺线支撑圆盘刀间的传动比为 0.5 时,秸秆最大破碎力、滑切切割功耗和滑切冲量分别为 101.71 N、1 049.42 W 和 0.032 N·s。田间验证试验结果表明,滑切切割功耗为 1 150.43 W,与模型预测值误差为 9.63%,秸秆粉碎长度合格率为 93.34%,满足行业标准要求。

关键词: 玉米秸秆; 粉碎; 滑切; 动态支撑
中图分类号: S244.29　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2021)10-0041-10　　**OSID**:

Design and Experiment for Dynamic Supporting Type Maize Straw Chopping Retention Device with Different Rotation Speeds of Disc Blade

LIU Peng[1]　HE Jin[1]　LOU Shangyi[1]　WANG Yingbo[1]　ZHANG Zhenguo[1,2]　LIN Han[1]
(1. *College of Engineering*, *China Agricultural University*, *Beijing* 100083, *China*
2. *College of Mechanical and Electronic Engineering*, *Xinjiang Agricultural University*, *Urumqi* 830052, *China*)

Abstract: In the Northeastern China, due to unclear change principles of force and energy consumption during maize straw chopping process, the lower maize straw chopping quality is acquired which is not conducive to the decomposition of chopped straw because of the cold weather. This limits the application and promotion of maize straw retention technology. However, the area of the cropland with obstruction factors, such as poor soil, soil acidification is about 13 million hectares, which seriously affects the food security in China. Therefore, in order to solve above problems, the dynamic supporting type maize straw chopping retention device with different rotation speeds of disc blade was designed, The maize straw chopping retention device mainly included the collecting and chopping device, which was used to collect and transfer the maize straw in the filed surface, and the logarithmic spiral supporting disc device, which was used for dynamic support for the chopping of the maize straw combined with collecting and chopping device. In addition, the logarithmic spiral supporting disc blade was designed based on the slide-cutting principle and the angle, thickness and length of the cutting edge and bent angle for the collecting and chopping blade were 20°, 3 mm, 45 mm and 40°, respectively. The rotation radius of the collecting and chopping blade and the logarithmic spiral supporting disc blade all were 250 mm. According to the force status of maize stalk in the chopping process, the chopping process was divided into three stages: collecting stage, transformation stage and chopping stage. In each stage, the force equation of maize straw was established, and it was found that the angular velocity of collecting and chopping blade and logarithmic spiral supporting disc blade and slide-cutting angle of the logarithmic spiral supporting disc blade had the obvious effect. Based on the actual operation conditions and theoretical analysis, the

收稿日期: 2021-08-06　修回日期: 2021-08-31
基金项目: 国家自然科学基金项目(31971803)、中国农业大学 2115 人才工程项目和涉农工程类研究生自主创新基金项目(2021TC105)
作者简介: 刘鹏(1994—),男,博士生,主要从事现代农业装备与计算机测控技术研究,E-mail: 1023622964@qq.com
通信作者: 何进(1979—),男,教授,博士生导师,主要从事现代农业装备与计算机测控技术研究,E-mail: hejin@cau.edu.cn

rotation speed of collecting and chopping blade, transmission ratio between collecting and chopping blade and the logarithmic spiral supporting disc blade and slide-cutting angle of the logarithmic spiral supporting disc blade were selected as the test factors, and the peak straw breaking force, slide-cutting energy consumption and slide-cutting momentum were selected as the test indexes. A Box-Behnken test was executed based on the finite element analysis method because the peak straw breaking force and slide-cutting momentum in actual field experiment was impossible to be measured. The results showed that the primary and secondary factors that affected the peak straw breaking force, slide-cutting energy consumption and slide-cutting momentum was transmission ratio, slide-cutting angle of the logarithmic spiral supporting disc blade and rotational speed of the collecting and chopping blade. When the rotational speed of the collecting and chopping blade. slide-cutting angle of the logarithmic spiral supporting disc blade and transmission ratio were 1 950 r/min, 40° and 0.5, which was the optimal parameter combination, the peak straw breaking force, slide-cutting energy consumption and slide-cutting momentum were 101.71 N, 1 049.42 W and 0.032 N·s, respectively. The field validation experiment results showed that the slide-cutting energy consumption was 1 150.43 W, the error with the model predicted value was 9.63% and the maize straw chopping pass ratio was 93.34%, which satisfied with the national standard. The research can provide references for the design and optimization of the maize straw chopping machine.

Key words: maize straw; chopping; sliding-cut; dynamic supporting

0 引言

东北黑土区是中国主要粮食生产区,由于长期不合理的利用,如秸秆焚烧,导致东北黑土区土壤有机质含量下降幅度明显[1-2],极大影响了我国粮食安全。玉米秸秆还田技术作为东北黑土区保护的一项技术措施,可增加土壤有机质含量,降低土壤容重,提升微生物群落活性,改善土壤结构,提高土壤肥力,从而为作物增产创造良好生产环境[3-6]。但由于东北黑土区地温较低,导致玉米秸秆不易腐烂,因此需要保证秸秆还田质量和粉碎长度。

为提高秸秆粉碎质量、降低秸秆粉碎长度,研究学者对 V-L 型[7]、三节甩鞭型[8]、锯齿十字型[9]、扇叶型[10]、齿盘型[11]等多种形式粉碎还田刀进行设计,并进一步研究了粉碎室内流场对秸秆粉碎长度的影响,分析了不同动定刀间隙、定刀结构、粉碎刀转速、作业速度对秸秆粉碎质量的影响规律[12-16],同时针对香蕉、棉花、稻麦、玉米等不同作物秸秆物理力学特性,设计了相应的秸秆粉碎还田机[17-20],有效提升了作物秸秆粉碎还田质量,但秸秆粉碎过程玉米秸秆力学和能耗变化规律依然不清晰,极大限制了秸秆还田技术的推广与应用。

针对上述问题,本文设计一种异速圆盘动态支撑式玉米秸秆粉碎装置,通过理论分析明确影响秸秆粉碎过程中秸秆力学和能耗变化的关键参数,并确定其参数范围;利用有限元方法开展三因素三水平正交试验,分析秸秆粉碎过程中秸秆力学和能量变化规律,进而确定秸秆粉碎装置的较优参数组合,并进行田间试验验证,以期为玉米秸秆粉碎还田机的研究提供参考。

1 玉米秸秆粉碎装置总体结构

异速圆盘动态支撑式玉米秸秆粉碎装置主要由悬挂传动装置、捡拾粉碎装置、对数螺线支撑圆盘粉碎装置和机壳组成(图 1)。其中,悬挂传动装置主要用于将粉碎装置挂接在拖拉机后方,同时为粉碎装置提供动力;捡拾装置主要利用高速旋转的捡拾粉碎刀将地表秸秆进行充分捡拾和输送;对数螺线支撑圆盘粉碎装置主要利用旋转的对数螺线支撑圆盘刀与捡拾粉碎刀形成玉米秸秆异速动态支撑切割,以提高玉米秸秆粉碎质量。

2 秸秆粉碎全过程力学分析

根据玉米秸秆受力状态,将玉米秸秆粉碎全过程分为秸秆捡拾阶段、秸秆升举输送阶段和入侵粉碎阶段。

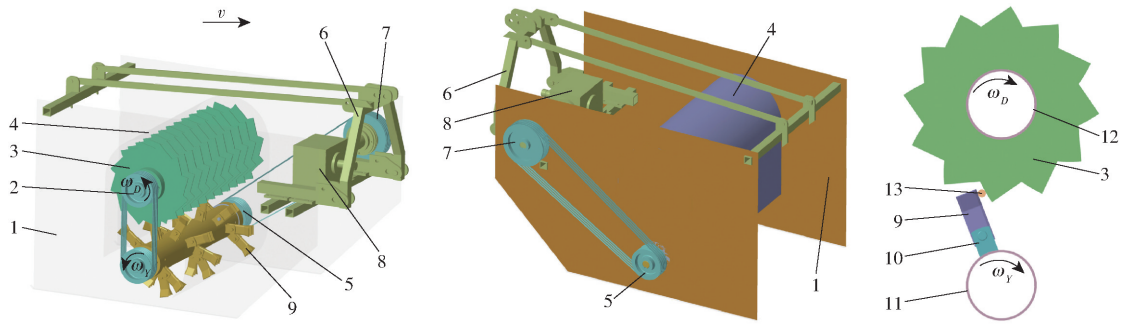
在秸秆捡拾阶段,在高速旋转捡拾粉碎刀的作用下,地表玉米秸秆随捡拾粉碎刀做加速运动。以点 O_1 为坐标原点,建立 xO_1y 坐标系,如图 2a 所示,此阶段秸秆受力方程为

$$\begin{cases} F_c + F_a\cos\alpha + (F_G - mg)\sin\gamma - \\ \quad f_g\cos\gamma - F_s\cos\beta = ma_{x1} \\ f_c + (F_G - mg)\cos\gamma + F_a\sin\alpha + \\ \quad f_g\sin\gamma - F_s\sin\beta = ma_{y1} \end{cases} \tag{1}$$

其中

$$\begin{cases} f_c = \mu_c F_c = \mu_c \dfrac{I_c\omega_Y^2}{2S_1} \\ f_g = \mu_g mg + \mu_g F_s\sin(\beta+\gamma) \end{cases} \tag{2}$$

式中 F_G——地表对秸秆的支持力,N

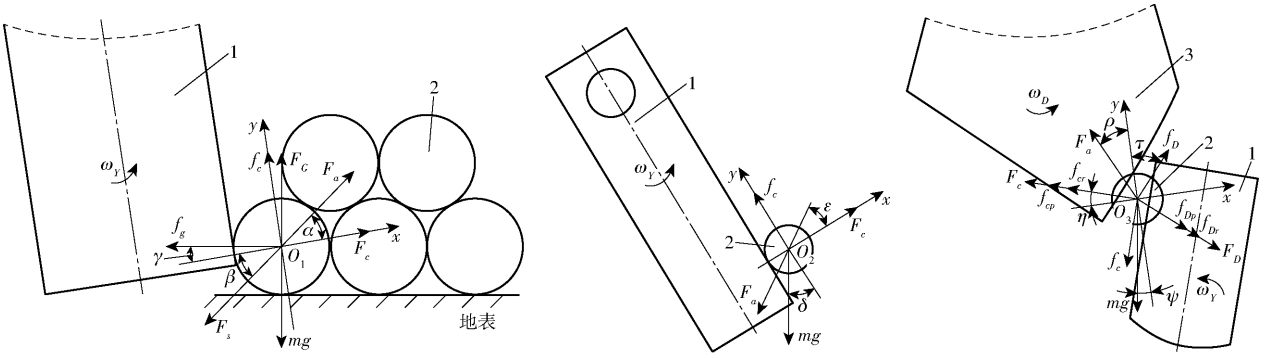


(a) 透视图　　(b) 侧视图　　(c) 秸秆粉碎单元

图 1　异速圆盘动态支撑式玉米秸秆粉碎装置结构示意图

Fig. 1　Structural diagrams of dynamic supporting type maize straw chopping retention device with different rotation speeds of disc blade

1. 支撑板　2. 对数螺线支撑圆盘刀带轮　3. 对数螺线支撑圆盘刀　4. 机壳　5. 捡拾粉碎刀带轮　6. 悬挂装置　7. 主带轮　8. 变速箱　9. 捡拾粉碎刀　10. 捡拾粉碎刀刀座　11. 捡拾粉碎刀刀轴　12. 对数螺线支撑圆盘刀刀轴　13. 玉米秸秆



(a) 捡拾阶段　　(b) 升举输送阶段　　(c) 入侵粉碎阶段

图 2　秸秆粉碎过程受力分析

Fig. 2　Force analysis during stalk chopping process

1. 捡拾粉碎刀　2. 玉米秸秆　3. 对数螺线支撑圆盘刀

F_c——捡拾粉碎刀对秸秆的推力，N

F_a——气流对秸秆的推力，N

f_c——捡拾粉碎刀对秸秆的摩擦力，N

f_g——地表对秸秆的摩擦力，N

F_s——其他秸秆的压力，N

α——气流对秸秆的推力与 x 轴的夹角，(°)

β——其他秸秆的压力与 x 轴的夹角，(°)

γ——地表对秸秆的摩擦力与 x 轴的夹角，(°)

μ_c——秸秆与捡拾粉碎刀的摩擦因数

μ_g——秸秆与地面的摩擦因数

g——重力加速度，m/s^2

m——秸秆质量，kg

a_{x1}——捡拾阶段秸秆 x 轴方向加速度，m/s^2

a_{y1}——捡拾阶段秸秆 y 轴方向加速度，m/s^2

I_c——捡拾粉碎刀的转动惯量，kg·m^2

S_1——捡拾粉碎刀捡拾玉米秸秆时运动距离，m

ω_Y——捡拾粉碎刀角速度，rad/s

在秸秆升举输送阶段，在向心力和秸秆自身重力的作用下，玉米秸秆在捡拾粉碎刀上以顺序排布，并随捡拾粉碎刀做圆周运动。以点 O_2 为坐标原点，建立 xO_2y 坐标系，如图 2b 所示，此阶段秸秆受力方程为

$$\begin{cases} F_c - F_a\cos\varepsilon - mg\sin\delta = ma_{x2} \\ f_c - F_a\sin\varepsilon - mg\cos\delta = ma_{y2} \end{cases} \tag{3}$$

其中

$$f_c = \mu_c F_c = \mu_c \frac{I_c\omega_Y^2}{2S_2} \tag{4}$$

式中　ε——气流对秸秆的推力与 x 轴的夹角，(°)

δ——玉米秸秆自身重力与 y 轴的夹角，(°)

a_{x2}——升举输送阶段秸秆 x 轴方向加速度，m/s^2

a_{y2}——升举输送阶段秸秆 y 轴方向加速度，m/s^2

S_2——捡拾粉碎刀输送玉米秸秆时运动距离，m

在入侵粉碎阶段，捡拾粉碎刀和对数螺旋支撑圆盘刀侵入玉米秸秆内部，最后导致玉米秸秆发生断裂。以 O_3 点为坐标原点，建立 xO_3y 坐标系，如图 2c 所示，此阶段秸秆受力方程为

$$\begin{cases} F_a\sin\rho + (f_{cp} + f_{cr} + F_c)\cos\eta + f_c\sin\eta + mg\sin\psi - \\ \quad f_D\sin\tau - (f_{Dp} + f_{Dr} + F_D)\cos\tau = ma_{x3} \\ f_D\cos\tau - (f_{Dp} + f_{Dr} + F_D)\sin\tau + F_a\cos\rho + \\ \quad (f_{cp} + f_{cr} + F_c)\sin\eta - f_c\cos\eta - mg\cos\psi = ma_{y3} \end{cases} \tag{5}$$

其中

$$\begin{cases} f_c = \mu_c F_c = \mu_c \dfrac{I_c\omega_Y^2}{2S_3} \\ f_D = \mu_D F_D = \mu_D \dfrac{I_D\omega_D^2}{2S_4} \end{cases} \tag{6}$$

式中 F_D——对数螺线支撑圆盘刀对秸秆的推力，N

f_D——对数螺线支撑圆盘刀对秸秆的摩擦力，N

f_{Dr}——对数螺线支撑圆盘刀切割玉米秸秆表皮产生的摩擦力，N

f_{Dp}——对数螺线支撑圆盘刀切割玉米秸秆内穰产生的摩擦力，N

f_{cr}——捡拾粉碎刀切割玉米秸秆表皮产生的摩擦力，N

f_{cp}——捡拾粉碎刀切割玉米秸秆内穰产生的摩擦力，N

ρ——气流对秸秆的推力（F_a）与 y 轴的夹角，(°)

μ_D——对数螺线支撑圆盘刀与秸秆的摩擦因数

η——捡拾粉碎刀对秸秆的推力（F_c）与 x 轴的夹角，(°)

ψ——玉米秸秆自身重力（mg）与 y 轴的夹角，(°)

τ——对数螺线支撑圆盘刀滑切角，(°)

a_{x3}——入侵粉碎阶段秸秆 x 轴方向加速度，m/s^2

a_{y3}——入侵粉碎阶段秸秆 y 轴方向加速度，m/s^2

I_D——对数螺线支撑圆盘刀转动惯量，kg·m^2

S_3——捡拾粉碎刀侵入玉米秸秆时运动距离，m

S_4——对数螺线支撑圆盘刀侵入玉米秸秆时运动距离，m

ω_D——对数螺线支撑圆盘刀角速度，rad/s

由式(1)～(6)可知，捡拾粉碎角速度、对数圆盘刀角速度和对数螺线支撑圆盘刀滑切角与不同阶段的玉米秸秆加速度呈正相关关系。因此适度增大捡拾粉碎刀角速度、对数圆盘刀转速和对数螺线支撑圆盘刀滑切角有利于提高异速圆盘动态支撑式玉米秸秆粉碎装置的秸秆捡拾和粉碎质量。

3 关键部件设计及参数确定

3.1 捡拾粉碎刀设计

玉米秸秆粉碎过程中，高速旋转的捡拾粉碎刀将地表秸秆进行捡拾、输送和粉碎，其结构直接影响着异速圆盘动态支撑式玉米秸秆粉碎装置的作业质量。捡拾粉碎刀主要由 2 把 L 形甩刀和 1 把直刀组成，其厚度均为 5 mm，且两端开口刃口，材料均采用 65Mn，刃口采用淬火处理，以提高刀具的耐磨特性和使用寿命。根据前期研究[15]，粉碎刀刃角设定为 20°，刃口宽度设定为 3 mm，L 形甩刀折弯角设定为 40°，L 形甩刀刃口长度设定为 45 mm，捡拾粉碎刀回转半径设定为 250 mm。根据上文理论分析以及粉碎装置实际作业工况[9-10,13,15,21]，捡拾粉碎刀转速在 1 800～2 200 r/min 时可以取得较好的秸秆捡拾和粉碎效果。

3.2 对数螺线支撑圆盘刀设计

玉米秸秆粉碎过程中，对数螺线支撑圆盘刀与捡拾粉碎刀对玉米秸秆形成动态双支撑，从而更有利于玉米秸秆的切断与粉碎，因此对数螺线支撑圆盘刀的结构参数直接影响玉米秸秆粉碎质量。为有效降低玉米秸秆粉碎过程中的功耗，对数螺线支撑圆盘刀刃口曲线采用对数螺线方程[22]，其极坐标方程为

$$R = re^{\theta\cot\tau} \tag{7}$$

式中 R——对数螺线支撑圆盘刀半径，mm

r——对数螺线支撑圆盘刀初始半径，mm

θ——对数螺线支撑圆盘刀极角，(°)

根据测量，玉米秸秆与钢板的摩擦角为 22°～32°，同时为防止玉米秸秆缠绕对数螺线支撑圆盘刀，取 $30° \leqslant \delta \leqslant 50°$。为减少胶带滑移对秸秆粉碎质量的影响，对数螺线支撑圆盘刀刃口曲线个数设定为 12 个，其厚度设定为 5 mm。为保证对数螺线支撑圆盘刀与捡拾粉碎刀的相对速度，对数螺线支撑圆盘刀的最大和最小旋转半径分别设定为 250 mm 和 210 mm，其具体结构如图 3 所示。为保证捡拾粉碎刀与对数螺线支撑圆盘刀实时形成动态双支撑状态、秸秆粉碎后具有向后的动能，设定对数螺线支撑圆盘刀转速为捡拾粉碎刀的 0.25 倍、0.50 倍和 0.75 倍，即捡拾粉碎刀与对数螺线支撑圆盘刀间的传动比（以下简称传动比）为 0.25、0.50 和 0.75。

3.3 捡拾粉碎刀与对数螺线支撑圆盘刀排布

捡拾粉碎刀采用对称双螺旋线排布方式，以使得捡拾粉碎刀刀轴受力均匀，降低机具振动，提高作业寿命[23]，对数螺线支撑圆盘刀对称安装在捡拾粉

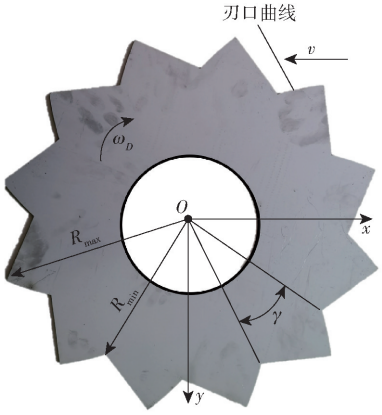


图 3　对数螺线支撑圆盘刀

Fig. 3　Structure diagram of logarithmic spiral supporting disc blade

碎刀两侧。根据《农业机械设计手册》中粉碎刀排列密度要求以及异速圆盘动态支撑式玉米秸秆粉碎装置作业幅宽，捡拾粉碎刀数量设定为 10 组，因此捡拾粉碎刀和对数螺线支撑圆盘刀数量分别为 20 把和 11 把，粉碎单元共有 10 组，其排列展开图如图 4 所示。红色圆点为捡拾粉碎刀安装位置，蓝色线条为对数螺线支撑圆盘刀安装位置。轴向 2 把捡拾粉碎刀和对数螺线支撑圆盘刀的距离均为 100 mm(图 5)。为保证捡拾粉碎刀和对数螺线支撑圆盘刀对玉米秸秆形成充分的动态双支撑切割，捡拾粉碎刀和对数螺线支撑圆盘刀径向重合距离设定为 40 mm，如图 5 所示。为防止高速旋转的捡拾粉碎刀因入土对粉碎刀轴产生冲击，捡拾粉碎刀最小离地间隙设定为 30 mm。

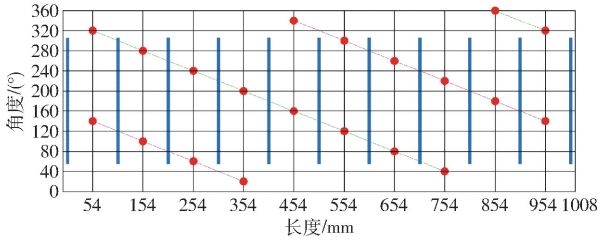


图 4　捡拾粉碎刀和对数螺线支撑圆盘刀排列展开图

Fig. 4　Arrangement diagram of chopping and collecting blade and logarithmic spiral supporting disc blade

4　玉米秸秆粉碎过程分析

由于捡拾粉碎刀和对数螺旋支撑圆盘粉碎刀均为高速旋转部件，通过实际田间试验无法获取玉米秸秆粉碎过程中的变化规律，因此本文基于有限元方法采用 LS-DYNA 软件分析玉米秸秆在粉碎过程中的受力和切割能耗的变化规律。

4.1　仿真模型简化

为提高仿真效率，在保证仿真准确性的前提下，对本文有限元仿真模型进行如下简化：①忽略玉米

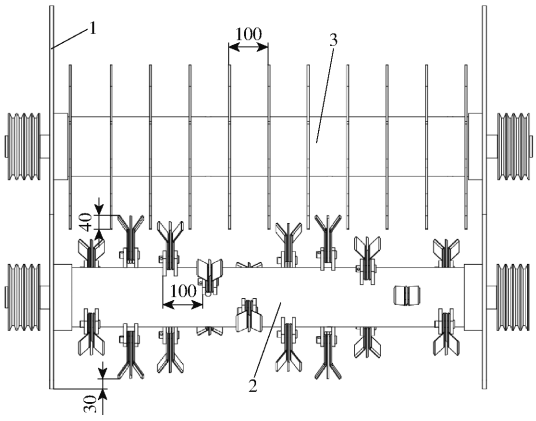


图 5　捡拾粉碎装置和对数螺线支撑圆盘粉碎装置配合示意图

Fig. 5　Matching diagram of chopping and collecting device and logarithmic spiral supporting disc device

1. 支撑板　2. 捡拾粉碎装置　3. 对数螺旋支撑圆盘粉碎装置

叶对玉米秸秆粉碎过程中力学和能耗变化的影响。②玉米秸秆变形后，静摩擦因数和动摩擦因数不发生改变。③忽略玉米表皮和玉米内穰的粘附力对玉米秸秆粉碎过程中力学和能耗变化的影响。④将玉米秸秆简化为圆形杆件。⑤忽略粉碎过程中捡拾粉碎刀和对数螺线支撑圆盘刀的磨损。⑥忽略捡拾粉碎刀轴和对数螺线支撑圆盘刀轴上刀座、销子等。⑦只使用对数螺线支撑圆盘刀 1 个刃口曲线，以提高仿真效率。

在仿真模型中，玉米秸秆长度和直径分别设为 500 mm 和 20 mm，玉米秸秆表皮厚度设定为 1 mm。在 Creo 4.0 中将简化后的三维仿真模型保存为. STP 格式导入 Hypermesh 14.0 中绘制网格，如图 6 所示，其中捡拾粉碎刀、对数螺线支撑圆盘刀、玉米表皮和玉米内穰的网格数量分别为 7.54×10^4、2.99×10^4、1.04×10^4 和 1.6×10^5。

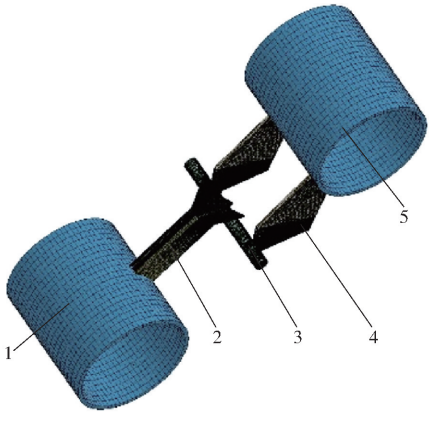


图 6　简化后的秸秆粉碎单元有限元仿真模型

Fig. 6　Finite element simulation model for simplified straw chopping unit

1. 捡拾粉碎刀轴　2. 捡拾粉碎刀　3. 玉米秸秆　4. 对数螺线支撑圆盘刀　5. 对数螺线支撑圆盘刀轴

4.2 仿真模型参数设置

玉米秸秆为各向异性材料,在仿真计算过程中可将玉米秸秆简化为各向同性的管状材料[24-25]。根据文献[24-27],玉米秸秆表皮和内穰的力学参数如表1所示。捡拾粉碎刀和对数螺线支撑圆盘刀的刚度远大于玉米秸秆表皮和内穰的刚度,因此定义玉米秸秆表皮和内穰的材料模型均为 MAT_PLASTIC_KINEMATIC,定义捡拾粉碎刀和对数螺线支撑圆盘刀的材料模型均为 MAT_ELASTIC。由于捡拾粉碎刀轴和对数螺线支撑圆盘刀轴在秸秆粉碎过程中受力较小,因此定义为刚性材料模型(MAT_RIGID),具体参数设置如表1所示。在仿真模型中,将玉米秸秆表皮和内穰视为从面,捡拾粉碎刀和对数螺线支撑圆盘刀视为主面。接触模型采用 ERODING_SURFACE_TO_SURFACE。玉米秸秆与捡拾粉碎刀和对数螺线支撑圆盘刀的动摩擦因数和静摩擦因数分别设为0.1和0.4。

表1 材料参数模型

Tab.1 Material properties

项目	材料模型	密度/(kg·m^{-3})	弹性模量/MPa	泊松比	屈服强度/MPa	剪切模量/MPa
表皮	MAT_PLASTIC_KINEMATIC	1 120	850	0.35	67.2	1.89
内穰	MAT_PLASTIC_KINEMATIC	660	26	0.35	30.0	0.87
捡拾粉碎刀	MAT_ELASTIC	7 850	2×10^5	0.30		
对数螺线支撑圆盘刀	MAT_ELASTIC	7 850	2×10^5	0.30		
刀轴	MAT_RIGID	7 850	2×10^5	0.30		

4.3 仿真试验

选取捡拾粉碎刀转速(A)、对数螺线支撑圆盘刀滑切角(B)和传动比(C)为试验因素,选取秸秆最大破碎力(Y_1)、滑切切割功耗(Y_2)和滑切冲量(Y_3)为试验指标,采取 Box-Behnken 试验设计方法,进行仿真试验,研究捡拾粉碎刀转速、对数螺线支撑圆盘刀滑切角和传动比对玉米秸秆粉碎过程中秸秆最大破碎力、滑切切割功耗和滑切冲量的影响规律。为保证秸秆充分粉碎以及降低作业功耗,根据上文理论分析,设置试验因素编码如表2所示,试验方案及试验结果如表3所示。

表2 试验因素编码

Tab.2 Experimental factors codes

编码	因素		
	捡拾粉碎刀转速 A/(r·min^{-1})	对数螺线支撑圆盘刀滑切角 B/(°)	传动比 C
-1	1 800	30	0.25
0	2 000	40	0.50
1	2 200	50	0.75

表3 试验方案与结果

Tab.3 Experimental scheme and results

序号	因素			指标		
	A/(r·min^{-1})	B/(°)	C	秸秆最大破碎力 Y_1/N	滑切切割功耗 Y_2/W	滑切冲量 Y_3/(N·s)
1	2 200	30	0.50	134.92	1 420.99	0.77
2	2 000	30	0.25	42.59	759.43	0.66
3	2 000	30	0.75	224.93	4 124.42	0.36
4	1 800	30	0.50	107.54	949.15	0.95
5	2 000	40	0.50	106.23	1 554.94	0.71
6	2 200	50	0.50	91.66	1 147.78	0.96
7	2 200	40	0.25	37.34	788.17	0.70
8	2 000	50	0.75	142.87	1 533.13	0.98
9	2 000	40	0.50	104.57	1 002.10	1.07
10	2 000	50	0.25	29.42	738.30	0.68
11	2 200	40	0.75	178.20	3 982.42	0.41
12	1 800	50	0.50	61.68	752.51	1.20
13	1 800	40	0.75	154.06	2 677.36	0.50
14	1 800	40	0.25	31.48	731.51	0.62
15	2 000	40	0.50	100.18	1 378.39	1.09
16	2 000	40	0.50	110.53	907.05	0.80
17	2 000	40	0.50	98.61	1 214.72	0.89

4.4 结果分析与回归模型建立

利用 Design-Expert 8.0.6 软件对试验结果进行二次回归分析,并进行多元回归拟合,得到秸秆最大破碎力、滑切切割功耗和滑切冲量为试验指标的回归方程,并分别检验其显著性。

通过对试验数据分析和拟合,试验指标秸秆最大破碎力 Y_1、滑切切割功耗 Y_2和滑切冲量 Y_3的方差分析如表4所示。各因素对试验指标(Y_1、Y_2、Y_3)的影响由大到小依次为传动比、对数螺线支撑圆盘刀滑切角、捡拾粉碎刀转速。传动比在[0.25,0.75]之间,秸秆最大破碎力、滑切切割功耗和滑切冲量均呈上升趋势,但试验指标(Y_1、Y_2、Y_3)在[0.25,0.5]的增长率小于[0.5,0.75]的增长率;对数螺线支撑圆盘刀滑切角在[30°,50°]之间,秸秆最大破碎力呈逐渐下降趋势,但滑切切割功耗在[30°,40°]的下降速度小于[40°,50°]的下降速度,滑切冲量在[30°,40°]的下降速度大于[40°,50°]的下降速度;捡拾粉碎刀转速在[1 800 r/min,2 200 r/min]之间,

表 4　方差分析

Tab. 4　Variance analysis

指标	来源	平方和	自由度	均方	F	P
秸秆最大破碎力	模型	45 857.40	9	5 095.27	111.22	<0.000 1 ***
	A	954.13	1	954.13	20.83	0.002 6 ***
	B	4 248.11	1	4 248.11	92.73	<0.000 1 ***
	C	39 091.73	1	39 091.73	853.27	<0.000 1 ***
	AB	1.69	1	1.69	0.04	0.85
	AC	83.45	1	83.45	1.82	0.22
	BC	1 186.27	1	1 186.27	25.89	0.001 4 ***
	A^2	229.25	1	229.25	5.00	0.060 *
	B^2	22.34	1	22.34	0.49	0.51
	C^2	55.29	1	55.29	1.21	0.31
	残差	320.70	7	45.81		
	失拟项	229.09	3	76.36	3.33	0.14
	总和	46 178.10	16			
滑切切割功耗	模型	1.73×10^{7}	9	1.93×10^{6}	13.40	0.001 2 ***
	A	6.21×10^{5}	1	6.21×10^{5}	4.32	0.076 *
	B	1.19×10^{6}	1	1.19×10^{6}	8.26	0.024 **
	C	1.08×10^{7}	1	1.08×10^{7}	75.16	<0.000 1 ***
	AB	1.47×10^{3}	1	1.47×10^{3}	0.01	0.92
	AC	3.90×10^{5}	1	3.90×10^{5}	2.71	0.14
	BC	1.65×10^{6}	1	1.65×10^{6}	11.48	0.012 **
	A^2	1.33×10^{4}	1	1.33×10^{4}	0.09	0.77
	B^2	1.68×10^{5}	1	1.68×10^{5}	1.17	0.32
	C^2	2.54×10^{6}	1	2.54×10^{6}	17.69	0.004 0 ***
	残差	1.01×10^{6}	7	1.44×10^{5}		
	失拟项	7.25×10^{5}	3	2.42×10^{5}	3.42	0.13
	总和	1.84×10^{7}	16			
滑切冲量	模型	1.27×10^{-3}	9	1.41×10^{-4}	178.52	<0.000 1 ***
	A	3.48×10^{-5}	1	3.48×10^{-5}	44.12	0.000 30 ***
	B	1.10×10^{-4}	1	1.10×10^{-4}	139.56	<0.000 1 ***
	C	1.11×10^{-3}	1	1.11×10^{-3}	1 400.97	<0.000 1 ***
	AB	8.37×10^{-7}	1	8.37×10^{-7}	1.06	0.34
	AC	1.36×10^{-7}	1	1.36×10^{-7}	0.17	0.69
	BC	6.97×10^{-6}	1	6.97×10^{-6}	8.82	0.021 **
	A^2	5.61×10^{-8}	1	5.61×10^{-8}	0.07	0.80
	B^2	9.22×10^{-6}	1	9.22×10^{-6}	11.67	0.011 **
	C^2	1.16×10^{-7}	1	1.16×10^{-7}	0.15	0.71
	残差	5.53×10^{-6}	7	7.90×10^{-7}		
	失拟项	5.21×10^{-7}	3	1.74×10^{-7}	0.14	0.93
	总和	1.27×10^{-3}	16			

注：*** 表示差异极其显著（$P<0.01$），** 表示差异非常显著（$0.01<P<0.05$），* 表示差异显著（$P<0.1$）。

秸秆最大破碎力、滑切切割功耗和滑切冲量均呈上升趋势，但秸秆最大破碎力和滑切冲量在[1 800 r/min，2 000 r/min]的增长率大于在[2 000 r/min，2 200 r/min]的增长率，滑切切割功耗在[1 800 r/min，2 000 r/min]的增长率小于在[2 000 r/min，2 200 r/min]的增长率。捡拾粉碎刀转速、对数螺线支撑圆盘刀滑切角、传动比、对数螺线支撑圆盘刀滑切角和传动比的交互项对秸秆最大破碎力存在极其显著影响（$P<0.01$），捡拾粉碎刀转速的平方项对秸秆最大破碎力存在显著影响（$P<0.1$）；传动比和传动比的平方项对滑切切割功耗存在极其显著影响（$P<0.01$），对数螺线支撑圆盘刀滑切角和对数螺线支撑圆盘刀滑切角和传动比的交互项对滑切切割功耗存在非常显著影响（$0.01<P<0.05$），捡拾粉碎刀转速对滑切切割功耗存在显著影响（$P<0.1$）。捡拾粉碎刀转速、对数螺线支撑圆盘刀滑切角、传动比对滑切冲量存在极其显著影响（$P<0.01$），对数螺线支撑圆盘刀滑切角和传动比的交互项和对数螺线支撑圆盘刀滑切角的平方项对滑切冲量（Y_3）存在非常显著影响（$0.01<P<0.05$），其余项对试验指标（Y_1、Y_2、Y_3）不存在显著影响。将不显著的交互作用项的回归平方和及自由度并入残差项，进行回归分析，得到各因素对秸秆最大破碎力、滑切切割功耗和滑切冲量影响的回归方程为

$$\begin{cases} Y_1 = -892.90 + 0.76A + 1.14B + 555.15C - \\ \qquad 6.89BC - 1.76\times10^{-4}A^2 \\ Y_2 = -4\,485.37 + 1.39A + 89.98B + 2\,621.30C - \\ \qquad 257.02BC + 12\,309.28C^2 \\ Y_3 = 0.017 + 1.04\times10^{-5}A - 1.29\times10^{-3}B + \\ \qquad 0.068C - 5.28\times10^{-4}BC + 1.48\times10^{-5}B^2 \end{cases} \tag{8}$$

对上述回归方程进行失拟性检验，如表 4 所示，其中 P 均大于 0.1，证明不存在其他影响指标的主要因素存在，试验指标和试验因素存在显著的二次关系，分析结果准确合理。

4.5　试验指标双因素交互作用分析

通过 Design-Expert 8.0.6 软件对试验数据进行处理，分析对数螺线支撑圆盘刀滑切角和传动比的交互项对秸秆最大破碎力、滑切切割功耗和滑切冲量的影响，如图 7 所示。

对于秸秆最大破碎力，当捡拾粉碎刀转速 2 000 r/min 时，传动比和对数螺线支撑圆盘刀滑切角的交互作用影响如图 7a 所示。当传动比一定时，对数螺线支撑圆盘刀滑切角与秸秆最大破碎力呈负相关，其最优对数螺线支撑圆盘刀滑切角为 32°～46°；当对数螺线支撑圆盘刀滑切角一定时，传动比与秸秆最大破碎力呈正相关，其最优的传动比为 0.3～0.7。对于滑切切割功耗，当捡拾粉碎刀转速 2 000 r/min 时，传动比和对数螺线支撑圆盘刀滑切角的交互作用影响如图 7b 所示。当传动比一定时，对数螺线支撑圆盘刀滑切角与滑切切割功耗呈正相关，其最优对数螺线支撑圆盘刀滑切角为 32°～

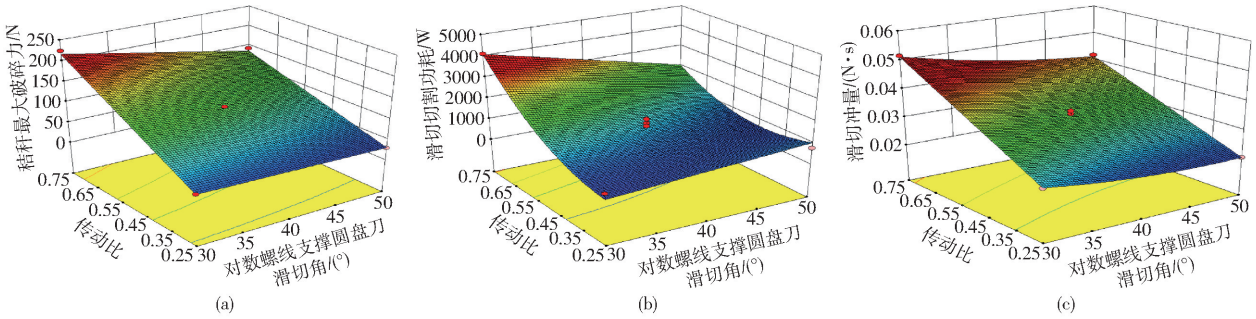


图 7 双因素响应曲面(A = 2 000 r/min)

Fig. 7 Response surfaces of double parameters (A = 2 000 r/min)

45°;当对数螺线支撑圆盘刀滑切角一定时,传动比与秸秆最大破碎力呈正相关,其增长速率对传动比增大而增大,其最优传动比为 0.28 ~ 0.65。对于滑切冲量(Y_3),当捡拾粉碎刀转速 2 000 r/min 时,传动比和对数螺线支撑圆盘刀滑切角的交互作用影响如图 7c 所示。当传动比一定时,对数螺线支撑圆盘刀滑切角与滑切冲量呈负相关,下降速率随滑切角增大而减小,其最优对数螺线支撑圆盘刀滑切角为 35° ~ 48°;当对数螺线支撑圆盘刀滑切角一定时,传动比与滑切冲量呈正相关,其增长速率对传动比增大而增大,其最优传动比为 0.3 ~ 0.6。

通过对秸秆最大破碎力、滑切切割功耗和滑切冲量双因素交互作用分析,利用 Design-Expert 8.0.6 软件中的优化模块对秸秆最大破碎力、滑切切割功耗和滑切冲量的回归方程进行求解,根据异速圆盘动态支撑式玉米秸秆粉碎装置的实际作业条件、作业要求以及上述理论分析,对优化的约束条件进行选择。

目标函数和约束条件为

$$\begin{cases} \max Y_1(A,B,C) \\ \min Y_2(A,B,C) \\ \min Y_3(A,B,C) \\ \text{s.t.} \begin{cases} 1\,800\ \text{r/min} \leqslant A \leqslant 2\,200\ \text{r/min} \\ 35° \leqslant B \leqslant 45° \\ 0.3 \leqslant C \leqslant 0.6 \end{cases} \end{cases} \tag{9}$$

对式(9)进行优化求解,可以得到其最优解为:捡拾粉碎刀转速 1 950 r/min、对数螺线支撑圆盘刀滑切角 40°和传动比 0.5 时,秸秆最大破碎力、滑切切割功耗和滑切冲量分别为 101.71 N、1 049.42 W 和 0.032 N·s。

4.6 试验验证

2020 年 10 月在内蒙古自治区赤峰市宁城县天义镇中国农业大学保护性耕作试验田进行田间试验以验证模型的准确性,如图 8 所示。玉米品种为纪元 128,玉米秸秆量为 1.27 kg/m^2,秸秆直径分布在 10.32 ~ 22.17 mm 之间,秸秆平均含水率为



图 8 田间试验

Fig. 8 Field experiment

35.9%,玉米秸秆平均高度为 2 039 mm,0 ~ 20 cm 土层土壤平均含水率 13.93%。主要仪器设备有:铁牛 754 型拖拉机、异速圆盘动态支撑式玉米秸秆粉碎装置、威衡带钩电子秤(精度:5 g)、ZH - 1000 型扭矩传感器(精度:0.5% F·S)、1 m^{2}方框等。

根据 GB/T 24675.6—2009《保护性耕作机械 秸秆粉碎还田机》进行田间试验。拖拉机前进速度保持在 1 km/h,通过控制油门将捡拾粉碎刀转速控制在 1 950 r/min,每次测试行程为 50 m。在每一个试验行程中,随机选取 3 个测试点(1 m × 1 m)进行测试(图 9),计算每个测试点的秸秆粉碎长度合格率,计算式为

$$L_P = \left(1 - \frac{m_p}{m_t}\right) \times 100\% \tag{10}$$

式中 L_P——秸秆粉碎长度合格率,%

m_p——测试点中长度大于 10 cm 玉米秸秆的质量,g

m_t——测试点内玉米秸秆总质量,g

根据扭矩传感器测量的拖拉机后输出轴扭矩,计算试验过程中单组粉碎装置的功耗,计算式为

$$P = \frac{Tn}{9\,550h} \tag{11}$$

式中 P——试验时单个粉碎单元功率,W

T——试验时拖拉机动力输出轴平均扭矩,N·m

n——试验时拖拉机动力输出轴平均转速,r/min

h——粉碎单元组数



图 9　秸秆粉碎长度合格率检测

Fig. 9　Detection of qualified rate of stalk chopping

当捡拾粉碎刀转速 1 950 r/min，对数螺线支撑圆盘刀滑切角 40°和传动比 0.5 时，滑切切割功耗为 1 150.43 W，与模型预测值误差为 9.63%，秸秆粉碎长度合格率为 93.34%。存在误差的主要原因为：①地表平整度较差，降低了机具作业的稳定性。②地表秸秆和根茬分布不均。③能量传递过程中存在能量损失。④地表存在杂草，增加了秸秆粉碎功耗。⑤田间验证试验中，拖拉机速度在 0.95 ~ 1.12 km/h 之间浮动，无法精确控制在 1 km/h，其变化影响了秸秆粉碎作业功耗。总体而言，试验结果证明了回归模型的准确性，相关优化组合合理，按照优化参数条件后的秸秆粉碎还田机的秸秆粉碎质量满足作业标准。

5　结论

（1）设计了一种异速圆盘动态支撑式玉米秸秆粉碎装置，对关键部件捡拾粉碎刀和对数螺线支撑圆盘刀进行设计。基于玉米秸秆粉碎装置和玉米秸秆受力状态，将玉米秸秆粉碎全过程分为秸秆捡拾阶段、秸秆升举输送阶段和入侵粉碎阶段，建立了各阶段秸秆受力数学模型，确定了其关键影响参数及范围。

（2）基于构建的玉米粉碎单元有限元模型，研究了玉米秸秆粉碎过程中秸秆力学和能耗变化规律，结果表明各因素试验指标秸秆最大破碎力、滑切切割功耗和滑切冲量的影响由大到小依次为传动比、对数螺线支撑圆盘刀滑切角、捡拾粉碎刀转速。

（3）建立了捡拾粉碎刀转速、传动比、对数螺线支撑圆盘刀滑切角的二次多项式回归模型，以秸秆最大破碎力最大、滑切切割功耗和滑切冲量最小为优化目标，得到了玉米秸秆粉碎装置的较优工作参数组合：捡拾粉碎刀转速 1 950 r/min、对数螺线支撑圆盘刀滑切角 40°和传动比 0.5。田间验证试验表明，滑切切割功耗为 1 150.43 W，与模型预测值误差为 9.63%，秸秆粉碎长度合格率为 93.34%，证明了回归模型的准确性，优化后的秸秆粉碎质量满足作业标准。

参　考　文　献

[1] CUI S, SONG Z, ZHANG L, et al. Spatial and temporal variations of open straw burning based on fire spots in Northeast China from 2013 to 2017[J]. Atmospheric Environment, 2021, 244:117962.

[2] 王超. 吉林省黑土地保护机制研究[D]. 长春:吉林大学, 2018.
WANG Chao. Study on the protection mechanism of black land in Jilin Province[D]. Changchun:Jilin University,2018. (in Chinese)

[3] LI Y M, DUAN Y, WANG G L, et al. Straw alters the soil organic carbon composition and microbial community under different tillage practices in a meadow soil in Northeast China[J]. Soil and Tillage Research, 2021, 208:104879.

[4] YAO L A, AK B, JY A, et al. Effect of chemical fertilizer and straw-derived organic amendments on continuous maize yield, soil carbon sequestration and soil quality in a Chinese Mollisol[J]. Agriculture, Ecosystems & Environment, 2021,314(52): 107403.

[5] LIU P, HE J, LI H, et al. Effect of straw retention on crop yield, soil properties, water use efficiency and greenhouse gas emission in China: a meta-analysis[J]. International Journal of Plant Production, 2019, 13(4):347 - 367.

[6] ZHU K, ZHEN L, TAN X, et al. Study on the ecological potential of Chinese straw resources available for bioenergy producing based on soil protection functions[J]. Biomass and Bioenergy, 2018, 116(9):26 - 38.

[7] 贾洪雷,姜鑫铭,郭明卓,等. V - L 型秸秆粉碎还田刀片设计与试验[J]. 农业工程学报,2015,31(1):28 - 33.
JIA Honglei, JIANG Xinming, GUO Mingzhuo, et al. Design and experiment of V - L shaped smashed straw blade[J]. Transactions of the CSAE,2015,31(1):28 - 33. (in Chinese)

[8] 张世芳, 赵树朋, 马跃进, 等. 秸秆还田机鞭式刀具的研究[J]. 农业机械学报, 2004,35(2):59 - 61.
ZHANG Shifang, ZHAO Shupeng, MA Yuejin, et al. Research of scourge-type reamer used for straw returning machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2004,35(2):59 - 61. (in Chinese)

[9] 章志强,何进,李洪文,等. 可调节式秸秆粉碎抛撒还田机设计与试验[J/OL]. 农业机械学报,2017,48(9):76 - 87.
ZHANG Zhiqiang, HE Jin, LI Hongwen, et al. Design and experiment on straw chopper cum spreader with adjustable spreading device[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2017,48(9):76 - 87. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20170910&journal_id = jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.09.010. (in Chinese)

[10] 孙妮娜,王晓燕,李洪文,等. 差速锯切式水稻秸秆粉碎还田机设计与试验[J]. 农业工程学报,2019,35(22):267 - 276.

SUN Nina, WANG Xiaoyan, LI Hongwen, et al. Design and experiment of differential sawing rice straw chopper for turning to field[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(22): 267 - 276. (in Chinese)

[11] 陈明江,赵维松,王振伟,等. 齿盘式多行拔棉秆装置拔秆过程分析与参数优化[J/OL]. 农业机械学报, 2019, 50(3): 109 - 120.
CHEN Mingjiang, ZHAO Weisong, WANG Zhenwei, et al. Operation process analysis and parameter optimization of dentate disc cotton stalk uprooting mechanism[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(3): 109 - 120. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no = 20190311&flag = 1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2019.03.011. (in Chinese)

[12] 邱进,吴明亮,官春云,等. 动定刀同轴水稻秸秆切碎还田装置结构设计与试验[J]. 农业工程学报, 2015, 31(10): 11 - 19.
QIU Jin, WU Mingliang, GUAN Chunyun, et al. Design and experiment of chopping device with dynamic fixed knife coaxial for rice straw[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(10): 11 - 19. (in Chinese)

[13] 郑智旗,何进,李洪文,等. 动定刀支撑滑切式秸秆粉碎装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2016, 47(增刊): 108 - 116.
ZHENG Zhiqi, HE Jin, LI Hongwen, et al. Design and experiment of straw-chopping device with chopping and fixed knife supported slide cutting[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(Supp.): 108 - 116. (in Chinese)

[14] WANG Weiwei, LI Jincai, CHEN Liqing, et al. Effects of key parameters of straw chopping device on qualified rate, non-uniformity and power consumption[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2018, 11(1): 122 - 128.

[15] 刘鹏,何进,李艳洁,等. 异速对辊式玉米秸秆粉碎还田装置设计与试验[J]. 农业工程学报, 2020, 36(14): 69 - 79.
LIU Peng, HE Jin, LI Yanjie, et al. Design and experiment of double rollers maize stalk chopping device with different rotation speeds[J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(14): 69 - 79. (in Chinese)

[16] 袁盼盼,李洪文,蒋贵菊, 等. 滴灌区宽窄行玉米免耕播种带秸秆清理装置设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2021, 52(6): 43 - 52.
YUAN Panpan, LI Hongwen, JIANG Guiju, et al. Design and experiment of straw cleaning device for wide-narrow maize no-tillage sowing strip in drip irrigation area[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(6): 43 - 52. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20210605&journal_id = jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2021.06.005. (in Chinese)

[17] 张喜瑞,王自强,李粤,等. 滑切防缠式香蕉秸秆还田机设计与试验[J]. 农业工程学报, 2018, 34(3): 26 - 34.
ZHANG Xirui, WANG Ziqiang, LI Yue, et al. Design and experiment of sliding-cutting and anti-twining returning device for banana straw[J]. Transactions of the CSAE, 2018, 34(3): 26 - 34. (in Chinese)

[18] 王金峰,陈博闻,姜岩,等. 水稻秸秆全量深埋还田机设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2020, 51(1): 84 - 93.
WANG Jinfeng, CHEN Bowen, JIANG Yan, et al. Design and experiment on machine for rice straw full quantity deep buried into field[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(1): 84 - 93. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20200109&journal_id = jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2020.01.009. (in Chinese)

[19] 田辛亮,赵岩,陈学庚,等. 4JSM - 2000A 型棉秆粉碎及搂膜联合作业机的研制[J]. 农业工程学报, 2018, 34(10): 25 - 35.
TIAN Xinliang, ZHAO Yan, CHEN Xuegeng, et al. Development of 4JSM - 2000A type combined operation machine for cotton stalk chopping and residual plastic film collecting[J]. Transactions of the CSAE, 2018, 34(10): 25 - 35. (in Chinese)

[20] 张姬,于泳涛,杨启勇,等高留茬玉米秸秆复式割台粉碎还田装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2018, 49(增刊): 42 - 49.
ZHANG Ji, YU Yongtao, YANG Qiyong, et al. Design and experiment of smashed straw unit for high stubble maize double header[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(Supp.): 42 - 49. (in Chinese)

[21] 郑智旗,何进,王庆杰, 等. 秸秆捡拾粉碎掩埋复式还田机设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2017, 48(7): 87 - 96.
ZHENG Zhiqi, HE Jin, WANG Qingjie, et al. Design and experiment on straw pickup-chopping and ditch-burying integrated machine[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(7): 87 - 96. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20170711&journal_id = jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2017.07.011. (in Chinese)

[22] 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:机械工业出版社, 1988.

[23] 高文英,林静,李宝筏,等. 玉米秸秆深埋还田机螺旋开沟装置参数优化与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(9): 45 - 54.
GAO Wenying, LIN Jing, LI Baofa, et al. Parameter optimization and experiment for spiral type opener device of maize straw deep bury and returning machine[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(9): 45 - 54. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20180905&journal_id = jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.09.005. (in Chinese)

[24] AL-ZUBE L, SUN W, ROBERTSON D, et al. The elastic modulus for maize stems[J]. Plant Methods, 2018, 14(1): 11.

[25] STUBBS C J, SUN W, COOK D D. Measuring the transverse Young's modulus of maize rind and pith tissues[J]. Journal of Biomechanics, 2019, 84: 113 - 120.

[26] 陈争光,王德福,李利桥,等. 玉米秸秆皮拉伸和剪切特性试验[J]. 农业工程学报, 2012, 28(21): 59 - 65.
CHEN Zhengguang, WANG Defu, LI Liqiao, et al. Experiment on tensile and shearing characteristics of rind of corn stalk[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(21): 59 - 65. (in Chinese)

[27] 何勋,王德福. 基于纤维形态特征分析的玉米秸秆皮拉伸特性[J]. 农业工程学报, 2015, 31(10): 92 - 98.
HE Xun, WANG Defu. Tensile property of corn stalk rind based on analysis of fiber morphology[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(10): 92 - 98. (in Chinese)