

动定刀支撑滑切式秸秆粉碎装置设计与试验

郑智旗¹ 何进¹ 李洪文¹ 刁培松² 王庆杰¹ 张祥彩¹

(1. 中国农业大学工学院, 北京 100083; 2. 山东理工大学农业工程与食品科学学院, 淄博 255049)

摘要: 设计了适用于卧式玉米秸秆粉碎还田机的动定刀支撑滑切式秸秆粉碎装置, 该装置利用等滑切角式粉碎定刀和随粉碎刀辊高速旋转的粉碎动刀形成的支撑滑切作用对秸秆进行粉碎。其中等滑切角式粉碎定刀刃口曲线采用对数螺旋线方程, 粉碎动刀设计为并联直刀和 L 改进型弯刀组合结构。结合玉米秸秆的特性, 明确了各关键部件的参数, 并运用 ANSYS - Workbench 软件对粉碎定刀进行了静强度校核和对粉碎刀辊进行了模态分析, 得出了粉碎定刀的应力分布图和粉碎刀辊的前 6 阶固有频率和振型; 粉碎定刀最大应力发生在刀片上端部后侧, 最大应力为 138.41 MPa, 刀片材料满足要求; 粉碎刀辊最低阶数的固有频率为 102.62 Hz, 高于其工作激励频率 23.3 ~ 30 Hz, 不会形成共振。田间试验表明, 当动定刀支撑滑切式秸秆粉碎装置刀辊转速为 1 600 r/min 时, 其秸秆粉碎长度合格率可达 91.5%, 相对无支撑切割(1 800 r/min)可降低作业功耗 17.4%。

关键词: 秸秆; 粉碎装置; 动定刀; 设计; 试验

中图分类号: S224.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)S0-0108-09

Design and Experiment of Straw-chopping Device with Chopping and Fixed Knife Supported Slide Cutting

Zheng Zhiqi¹ He Jin¹ Li Hongwen¹ Diao Peisong² Wang Qingjie¹ Zhang Xiangcai¹

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

2. College of Agricultural Engineering and Food Science, Shandong University of Technology, Zibo 255049, China)

Abstract: Straw-chopping device with chopping and fixed knife supported slide cutting was designed, which was suitable for horizontal maize straw crushing machine. The supported slide cutting force formed by equal sliding-cutting angle fixed knife and the high-speed spinning chopping knife along with the roller of device was used to crush straw. The cutting edge curve of fixed knife was logarithmic spiral curve equation. The chopping knife was made up with parallel-straightening blade and modified L-machetes. Combined with the characteristics of corn straw, the parameters of key components were confirmed, and then the ANSYS - Workbench software was used to check the static strength finite element analysis of fixed knife, the mode of crushing roller was analyzed and a series of stress figures of the fixed knife and the first six frequencies and corresponding mode shapes of crushing roller were obtained. The result of finite element analysis showed that the maximum stress of fixed knife was occurred on its posterosuperior, the value was 138.41 MPa, and the materials met the requirement. The work frequency of crushing roller (23.3 ~ 30 Hz) was far below its first natural frequency (102.62 Hz), thus the resonance phenomenon would not occur. The field experiments showed that the straw crushing average qualified rate was 91.5%, when the straw-chopping device with chopping and fixed knife was at 1 600 r/min of the crushing roller, the power consumption can be reduced by 17.4% compared with the device without fixed knife (1 800 r/min).

Key words: straw; chopping device; chopping and fixed knife; design; experiment

收稿日期: 2016-07-20 修回日期: 2016-08-23

基金项目: 公益性行业(农业)科研专项(201503136)和教育部创新团队发展计划项目(IRT13039)

作者简介: 郑智旗(1985—),男,博士生,主要从事作物秸秆还田技术装备研究, E-mail: zhiqizheng@163.com

通信作者: 何进(1979—),男,教授,博士生导师,主要从事保护性耕作技术研究, E-mail: hejin@cau.edu.cn

引言

秸秆还田可以增加土壤有机质,改良土壤结构,提升土壤肥力,减少因焚烧造成的大气污染^[1-4]。黄淮海地区是我国重要的粮食主产区,每年农作物秸秆资源量约为 2.4 亿 t,其中玉米秸秆量约为 0.89 亿 t,占总量的 37%^[5]。随着玉米产量的提高,秸秆量增大,在进行秸秆直接粉碎还田时,保证秸秆粉碎质量,降低作业能耗,是黄淮海地区玉米秸秆粉碎还田需要解决的主要问题^[6]。

现有秸秆粉碎还田机具主要有 2 种形式:①与联合收获机配套的秸秆粉碎机具^[7-8]。②与拖拉机配套的秸秆粉碎机,其典型机具为卧式秸秆粉碎还田机^[9-11]。为解决粉碎还田机工作过程中存在的刀片易磨损、粉碎效果不理想、稳定性差等问题,现有学者在秸秆的物理、力学特性研究的基础上^[12-14],对粉碎机结构与关键部件进行了较多研究^[10,15-17]。但现有机具多采用无支撑切割^[18],存在粉碎刀辊转速高、功耗大的问题,通过采用支撑切割或滑切原理设计的切割部件,在切割过程中受力均匀,具有降低切割功耗、提高切割效率的作用^[19-21]。目前基于支撑切割和滑切原理的粉碎刀设计与试验在卧式玉米秸秆粉碎还田机的研究中还鲜见报道。

本文基于支撑切割和滑切原理设计一种适用于现有卧式玉米秸秆粉碎还田机的动定刀支撑滑切式秸秆粉碎装置,通过对该装置中粉碎定刀刃口曲线、滑切角的设计以及粉碎动刀组合设计,以提高粉碎装置的粉碎质量、降低作业功耗。

1 结构与工作原理

1.1 结构特点

动定刀支撑滑切式粉碎装置采用支撑滑切原理,利用等滑切角式粉碎定刀和高速旋转的粉碎刀辊形成的支撑滑切作用对秸秆进行粉碎(图 1a)。主要结构包括等滑切角式粉碎定刀、粉碎动刀和粉碎刀辊。其中等滑切角式粉碎定刀切割刃口曲线设计为对数螺线,垂直焊接于定刀板上;粉碎动刀由直刀和 L 改进型弯刀组成,通过销轴与焊接于刀辊上的刀座铰接;粉碎刀辊主要由刀座和刀轴组成,刀座采用双螺旋排列方式焊接于刀轴上。等滑切角式粉碎定刀和粉碎动刀的加工实物图如图 1b 所示。

该动定刀支撑滑切式粉碎装置可以安装在通用的卧式秸秆粉碎还田机上,其安装位置如图 2 所示。粉碎刀辊通过轴承固定于左右侧板,粉碎定刀板通过螺栓固定于上壳体内侧,需保证粉碎定刀与刀辊



图 1 秸秆粉碎装置工作原理及关键部件实物图
Fig. 1 Work principles of straw-chopping device and photo of its principal parts
1. 定刀板 2. 等滑切角式粉碎定刀 3. 刀座 4. 刀辊 5. 直刀
6. L 改进型弯刀 7. 秸秆 8. 焊接平板

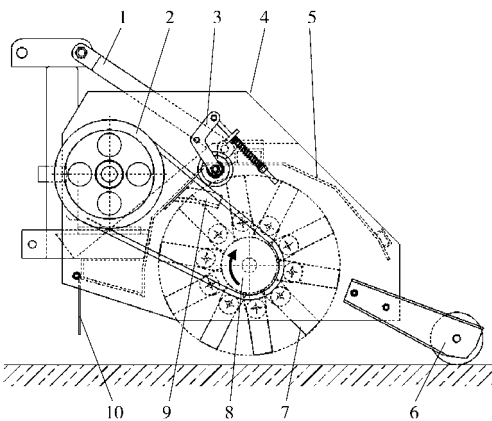


图 2 动定刀支撑滑切式秸秆粉碎装置安装结构简图
Fig. 2 Erection diagram of straw-chopping device with chopping and fixed knife

1. 悬挂架 2. 传动系统 3. 张紧轮 4. 侧板 5. 上壳体 6. 限位轮 7. 粉碎动刀 8. 粉碎刀辊 9. 等滑切角式粉碎定刀 10. 挡草帘

上的粉碎动刀对中布置。安装有动定刀支撑滑切式秸秆粉碎装置的秸秆粉碎机主要技术参数如表 1 所示。

1.2 工作原理

拖拉机动力输出轴将动力传到变速箱后,再经 V 带变速传动驱动粉碎刀辊作高速旋转,作业时首先由随刀辊高速旋转的粉碎动刀(由捡拾性能较好的 L 改进型弯刀和切割能力较好的直刀组成)将秸秆捡拾起来,喂入粉碎室(左右侧板、上壳体与粉碎

表 1 秸秆粉碎机主要技术参数

Tab.1 Main technical parameters of straw chopping device

参数	数值
长×宽×高/(mm×mm×mm)	1 380×1 900×1 200
工作幅宽/mm	1 650
整机质量/kg	480
主/被动齿轮齿数比	32/13
主/被动皮带轮直径/mm	315/212
粉碎动刀组数	20
等滑切角式粉碎定刀数	20

定刀组成),此时秸秆受到粉碎动刀片产生的冲击力进行第一次粉碎;随后秸秆在粉碎室内在粉碎动刀和等滑切角式粉碎定刀形成的支撑滑切作用下被剪切、撕裂和打击成为碎段,在离心力作用下沿上壳体后端抛撒至田间,完成秸秆的粉碎还田作业。

2 关键部件

2.1 等滑切角式粉碎定刀设计

2.1.1 刃口曲线

根据对数螺线(等滑切角)刀片滑切理论^[19-20],本文选对数螺线作为粉碎定刀切割曲线,这可以降低切割秸秆时的阻力,延长刀片寿命。建立粉碎定刀坐标系,以粉碎定刀平面与刀辊的旋转轴线的交点为极点 O ,如图 3 所示。则对数螺线的方程为

$$r = c_0 e^{\frac{1}{\tan\tau}\theta} \tag{1}$$

式中 r ——极径,mm
 c_0 ——对数螺线与 X 轴交点,为常数
 τ ——滑切角,(°) θ ——极角,(°)

当 θ 为 $\pi/2$ 时, r 应等于粉碎刀辊的最大旋转半径 R ,可得

$$c_0 = \frac{R}{e^{\frac{\pi}{2\tan\tau}}} \tag{2}$$

由此可得,等滑切角粉碎定刀的刃口曲线方程为

$$r = Re^{\frac{2\theta - \pi}{2\tan\tau}} \tag{3}$$

2.1.2 滑切角

设粉碎动刀与粉碎定刀刃口曲线交点的任意一点 M 处有一秸秆,作出 M 点的运动轨迹 $C-C'$ 、运动轨迹切线 $B-B'$ 以及粉碎定刀刃口切线 $A-A'$ 、法线 $n-n'$,如图 3 所示。根据滑切角定义,运动轨迹切线 $B-B'$ 和定刀刃口法线 $n-n'$ 的夹角为滑切角 τ 。在粉碎定刀切割秸秆时,秸秆 M 主要受定刀片刃口的法向反力 N 和摩擦力 f ,且两者的合力为 F (F 与 N 的夹角为粉碎定刀刃口对秸秆 M 的摩擦角

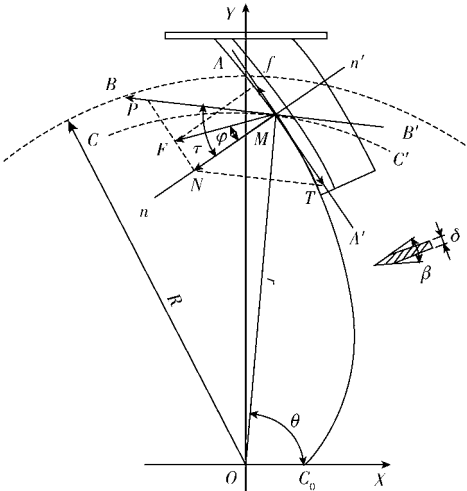


图 3 粉碎定刀的主要设计参数

Fig.3 Key design parameters of fixed knife

φ)。此时可将 N 沿定刀刃口切线 $A-A'$ 方向和运动轨迹切线 $B-B'$ 方向分解为 T 和 P ;其中, P 只能使秸秆沿着运动轨迹切线 $B-B'$ 方向运动,对刀片的滑切无意义。使定刀片产生滑切作用的只取决于 T 的大小,只有当 $T > f$ 时,秸秆才能沿刃口曲线滑移,即有滑切作用产生^[22]。因为 $T = N \tan\tau$, $f = N \tan\varphi$, 则 $N \tan\tau > N \tan\varphi$, 即 $\tau > \varphi$ 。只有当滑切角 τ 大于定刀刃口对秸秆的摩擦角 φ 时,刃口曲线才具有滑切作用。玉米秸秆与钢板的摩擦角为 $23^\circ \sim 33^\circ$ ^[23];参照现有文献^[20, 22, 24],选取最优滑切角,本设计中滑切角 τ 取值为 40° 。

2.1.3 刃口角与厚度

根据自磨刃犁铧的工作原理和设计参数,设计刀片的自磨刃^[10]。刀片材料选用 65Mn 钢板,刀片的刃口角度取 30° ,使刀片具有自磨刃的效果。为防止粉碎刀片在工作过程中产生过大变形,与高速旋转的粉碎动刀产生干涉,初步确定粉碎定刀片厚度为 5 mm,并进行淬火处理,以保证刀片具有足够的耐磨性和足够的刚度。

为了对所设计等滑切角式粉碎定刀的受力进行详细的分析,获得刀片的应力分布情况,对定刀片进行了三维建模和静力学有限元分析。

2.1.4 建立粉碎定刀有限元模型

首先对粉碎刀片进行二维设计,相关尺寸如图 4 所示。基于三维软件 Pro/E 中建立粉碎定刀三维模型,通过 Pro/E 与 ANSYS-Workbench 的无缝接口,并将模型导入 ANSYS-Workbench 中^[21, 25-26]。粉碎定刀材料选用 65Mn 钢,经查机械设计手册^[27]可得知,该材料抗拉强度为 735 MPa,屈服强度为 430 MPa,泊松比为 0.3,弹性模量为 210 GPa。选择四面体网格划分^[28],因为对粉碎定刀的分析主要在刃口处,所以对刃口的网格划分得较细致,共划分了

34 138 个单元,得到了 52 153 个节点。对单元进行质量检测表明,所有单元均未发生畸变现象。

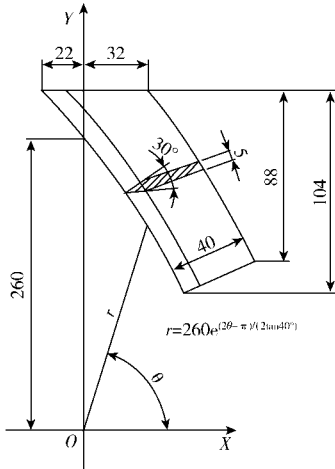


图 4 粉碎定刀模型图
Fig. 4 Fixed knife model

2.1.5 施加约束与载荷

粉碎定刀与定刀板采用焊接方式固定,为分析定刀片在极限时的应力状态,在定刀片上端部施加固定约束。粉碎定刀切割玉米秸秆时,其受力如图 5 所示。

设定刀刃口上任意一点 M 所受的力为 F ,可将其分解为垂直于刃口的力 N 和沿着刃口方向的力 $f^{[29]}$,其中

$$N = q \Delta S \tag{4}$$

$$f = \mu N \tag{5}$$

$$F = \sqrt{N^2 + f^2} \tag{6}$$

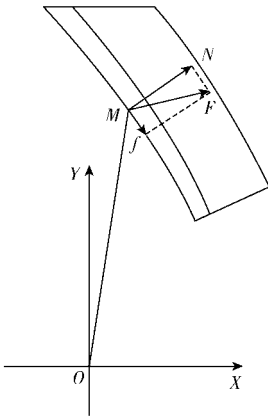


图 5 粉碎定刀受力示意图

Fig. 5 Schematic of cutting resistance for fixed knife

式中 q ——比阻(即单位刃口长度的切割阻力),
N/mm

ΔS ——参加切割的刃口长度,mm

μ ——切割的滑动摩擦因数

所设计粉碎定刀滑切角 τ 为 40° ,参照文献[29],切割玉米秸秆比阻 q 取值为 6.811 N/mm,滑动摩擦因数 μ 取值为 0.148 6,计算粉碎定刀参加切割刃口长度 ΔS (刃口弧长)为 127.6 mm。代入数据可得: $N = 869.1\text{ N}$, $f = 129.2\text{ N}$,分别在定刀刃口施加这两个作用力。

2.1.6 粉碎定刀静强度分析结果

对粉碎定刀片进行有限元分析,得出如图 6 所示结果。由分析结果可知,从整体来看,刀片的应力集中主要分布在刀片的上端部后侧, X 方向上应力绝对值最大值为 54.846 MPa, Y 方向上应力绝对值

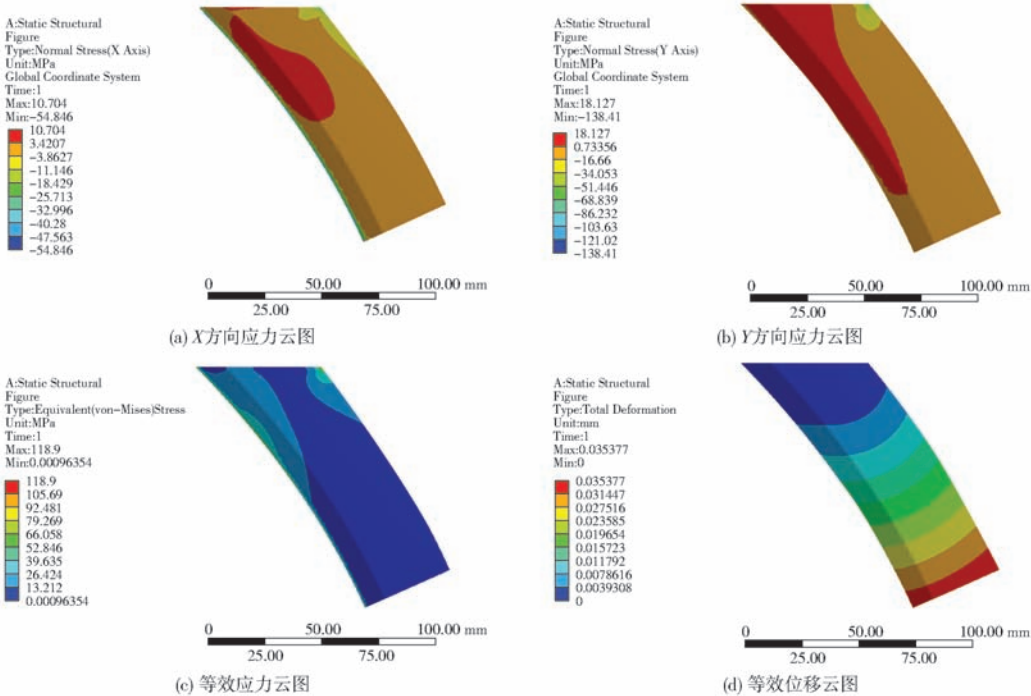


图 6 粉碎定刀有限元分析结果

Fig. 6 Results of fixed knife finite element analysis

最大值为 138.41 MPa, 总的应力绝对值最大值 118.90 MPa, 位移变形量为 0.035 mm, 对照所选材料特性可知, 设计的刀片是安全的。

2.2 粉碎动刀与粉碎刀辊的设计

2.2.1 粉碎动刀回转半径的确定

粉碎动刀回转半径对粉碎还田机刀辊的平衡、振动等影响较大; 在刀辊转速一定的情况下, 动刀回转半径增大, 其刀端线速度越大, 粉碎效果越好, 但刀辊的动不平衡因素也随之增大, 振动激增^[11,30]。目前, 国内已有玉米秸秆粉碎还田机的动刀回转半径在 240 ~ 300 mm 范围内, 综合考虑粉碎动刀刀端线速度和刀辊动平衡等因素, 选取粉碎动刀回转半径为 260 mm。

2.2.2 粉碎动刀组合设计

通过动定刀支撑滑切式粉碎装置的工作原理可以看出, 在工作过程中, 粉碎动刀不仅需具备较好的秸秆捡拾能力, 而且在高速旋转的情况下与等滑切角式粉碎定刀在径向上交错重叠。在综合分析 L 改进型弯刀和直刀的优点的基础上^[10], 选用其组合式结构, 其结构与组合尺寸如图 7 所示。每组粉碎动刀由一个并联直刀和 2 片 L 改进型弯刀组成; 其中并联直刀由 2 片直刀和 1 片平板焊接而成, 这样能够有效减少其在高速旋转过程中的轴向晃动, 在保证动定刀支撑切割的情况下, 避免动刀和定刀发生干涉。

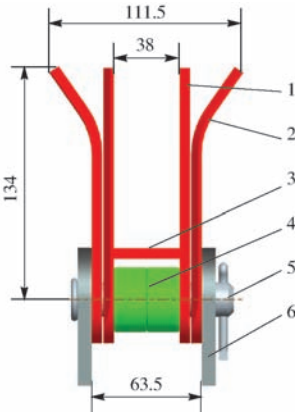


图7 粉碎动刀结构与主要尺寸

Fig.7 Structure and main dimension of chopping knife
1. 直刀 2. L 改进型弯刀 3. 焊接平板 4. 垫圈 5. 销轴 6. 刀座

2.2.3 粉碎动刀在刀辊上的排列

粉碎刀辊的排列对整个机具的振动和两端轴承的受力影响较大, 应尽量在设计动刀排列时做到平衡^[30-31]。参照文献[31], 采用双螺旋线排列方式, 共安排 20 组动刀, 相邻两组动刀轴向距离均相等为 77.3 mm, 径向夹角分别为 180°或 108°, 如图 8、9 所示, 每次仅有 2 把刀同时作业, 能减少工作阻力的波

动, 在恶劣工况作业时, 能有效降低振动和轮轴轴承的受力, 提高机具的使用寿命。

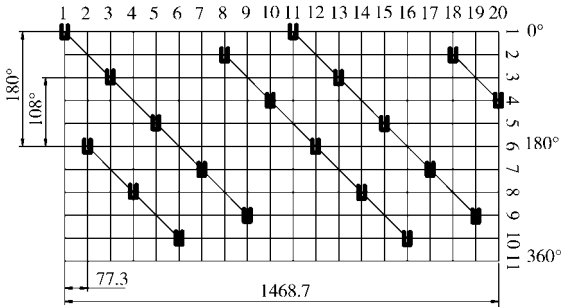


图8 粉碎动刀在刀辊上的排列图

Fig.8 Chopping knife arrangement on roller

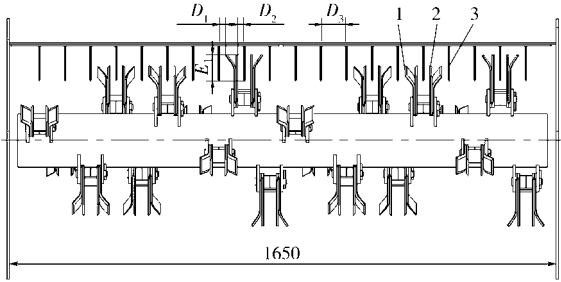


图9 刀辊上动刀与定刀的结构示意图

Fig.9 Structure diagram of chopping knife-roller and fixed knife

1. L 改进型弯刀 2. 直刀 3. 粉碎定刀

根据设计工作幅宽(1 650 mm), 最终确定动刀与定刀的配合尺寸, 其中 D_1 取值为 19 mm, D_2 取值为 16.5 mm, D_3 取值为 72 mm, E_1 取值为 80 mm。经过 Pro/E 运动仿真表明, 动刀与定刀没有发生干涉。

2.2.4 粉碎刀辊转速

刀辊转速直接影响秸秆粉碎的效果, 是秸秆粉碎还田机设计中的主要参数之一。根据现有研究可知, 粉碎秸秆的切割线速度约 30 ~ 48 m/s^[11,21,32]。本文所设计的粉碎刀辊最大回转半径 R 为 0.26 m。由

$$v = \omega R \tag{7}$$

$$\omega = 2\pi n/60 \tag{8}$$

式中 v ——秸秆粉碎所需的切割速度, m/s
 ω ——粉碎机主动轴角速度, rad/s
 R ——粉碎刀片最大回转半径, m
 n ——主动轴转速

计算可得: $n = 1\ 102 \sim 1\ 764\ \text{r/min}$ 。

本文初步选取粉碎刀辊转速为 1 400、1 600、1 800 r/min 进行试验, 以玉米秸秆的粉碎长度合格率和所消耗功率来确定适宜的刀辊转速。

2.2.5 粉碎刀辊模型的建立及网格划分

为避免机具发生共振, 保证机具运行的稳定作, 可通过模态分析来确定粉碎刀辊的模式属性与因转动产生的激励频率的关系^[33]。

采用 Pro/E 软件建立粉碎刀辊的三维实体模型,为把握系统的主要模态信息,略去了对系统模态影响不大的螺纹孔、圆角和倒角等细节;采用虚拟装配技术进行整机装配,其中粉碎动刀与刀座采用销钉装配形式,刀座与刀辊、带轮与刀辊采用刚性装配形式^[33-34]。

将该实体模型导入 ANSYS - Workbench 有限元分析软件中,并按照表 2 设置各部件的材料属性^[27]。考虑到粉碎刀辊的实际工作状况,在粉碎刀辊与轴承的连接处分别施加了零位移约束^[25]。由于是进行自由模态分析,不需添加外载荷,网格划分采用智能划分,对于刀辊这样体积庞大、结构简单的实体,网格划分得比较稀疏,而对粉碎动刀、左右轴头、刀座和带轮等实体,适当地加大了网格的划分密度,划分结果如图 10 所示,共划分产生 116 369 个实体单元,涉及 353 340 个网格节点。

表 2 粉碎刀辊各部件材料属性

Tab. 2 Material property of dynamic knife-roller				
部件	材料名称	密度/(kg·m ⁻³)	弹性模量/GPa	泊松比
刀辊/刀座	Q235	7 850	210	0. 3
左右轴头	45 号	7 850	210	0. 3
粉碎动刀	65Mn	7 850	210	0. 3
带轮	HT200	7 250	155	0. 25
垫圈	聚氯乙烯	1 400	3. 2	0. 38

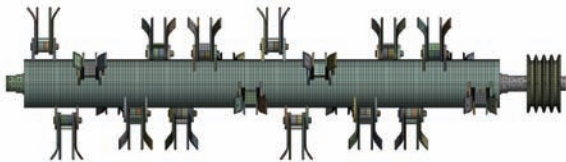


图 10 粉碎刀辊的有限元网格划分

Fig. 10 Finite element mesh of chopping knife-roller

2. 2. 6 粉碎刀辊模态分析结果

模态分析用于确定系统的振动特性,即结构的固有频率和振型^[25]。由于低阶振动对结构的动态影响较大,通常提取前 5 ~ 10 阶足够,本文提取前 6 阶固有频率和振型进行分析,固有频率结果见表 3,振型结果如图 11 所示。

表 3 粉碎刀辊各阶模态的固有频率

Tab. 3 Natural frequency of each mode for dynamic knife-roller	
模态阶数	固有频率/Hz
1	102. 62
2	108. 66
3	167. 65
4	236. 72
5	246. 41
6	259. 12

从图 11 可知,在第 1、2 阶模态振型中,刀辊弯曲变形较大,且中间变形最大,两端渐小;第 3 阶模态振型中,刀辊整体做轴向振动;第 4 阶模态振型中,带轮处变形位移最大;第 5、6 阶模态振型中,刀辊整体做径向拉伸变形,中间变形最大,两端渐小。综合表 3 和图 11 不难看出,粉碎刀辊第 1 阶和第 2 阶、第 5 阶和第 6 阶的固有频率分别相近,第 1 阶和第 2 阶、第 5 阶和第 6 阶的振型也分别相似,只是振型方向各异。

转粉碎刀辊设计工作转速为 1 400 ~ 1 800 r/min,换算成工作频率为 23. 3 ~ 30 Hz,远低于粉碎刀辊最低阶数的固有频率(102. 62 Hz),因而不会导致共振。

3 试验与分析

3. 1 试验条件与测试指标

根据 GB/T 24675. 6—2009《保护性耕作机械 秸秆粉碎还田机》标准的要求^[35],试验在中国农业大学河北涿州实验站的机具试验田进行,试验地长度为 200 m、宽度为 50 m,土壤深度 0 ~ 10 cm 含水率为 10. 89%、坚实度为 215 kPa,土壤深度 10 ~ 20 cm 的含水率为 10. 12%、坚实度为 531 kPa,玉米秸秆含水率为 10. 5%,玉米秸秆量为 1. 12 kg/m²。

配套动力为雷沃欧豹 TD904 型轮式拖拉机,测试设备采用自主研发的后悬挂农具田间试验平台^[36],其动力输出轴的调速范围为 0 ~ 1 000 r/min。秸秆粉碎装置的变速器、带轮的双级增速比为 3. 65,可实现粉碎刀辊转速 1 400、1 600、1 800 r/min 的试验变速需求。拖拉机前进速度 v 可取 1. 0 m/s。安装有动定刀支撑滑切式秸秆粉碎装置的秸秆粉碎还田机田间试验情况如图 12 所示。

试验以秸秆粉碎长度合格率和消耗功率为试验指标,目的在于明确粉碎定刀和刀辊转速对秸秆粉碎效果的影响。每组试验拖拉机正式工作距离为 25 m,分 3 点测量秸秆粉碎率取平均值。

秸秆粉碎长度合格率及其消耗功率的计算公式为^[35,37]

$$\eta = \left(1 - \frac{m_2}{m_1} \right) \times 100\%$$

(9)

$$P = \frac{Tn_1}{9\,550}$$

(10)

式中 η ——秸秆粉碎长度合格率,%
 m_1 ——测点秸秆总质量,g
 m_2 ——测点不合格秸秆质量(秸秆长度大于 10 cm),g
 P ——消耗功率,kW

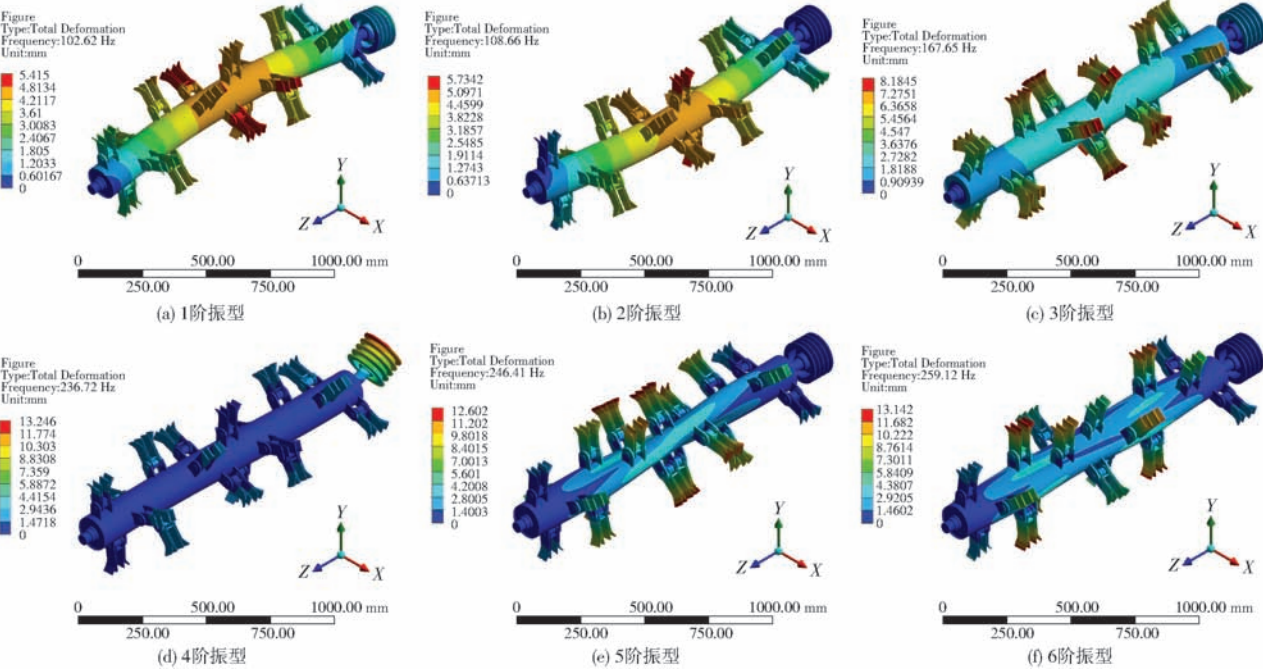


图 11 粉碎刀辊各阶频率振型图

Fig. 11 Frequency vibration modes diagrams of chopping knife-roller



图 12 玉米秸秆田间粉碎试验

Fig. 12 Test of corn straw chopping device

T ——秸秆粉碎工作时测试平台动力输入轴平均扭矩, $\text{N}\cdot\text{m}$

n_1 ——动力输入轴转速, r/min

3.2 粉碎定刀对秸秆粉碎率和功耗的影响

试验的因素水平及试验结果如表 4 所示。试验中秸秆粉碎装置没有出现堵塞、缠草现象;等滑切角式粉碎定刀和粉碎动刀也没有出现碰撞、断裂现象。由表 4 可知,秸秆粉碎定刀对秸秆粉碎长度合格率有显著影响,而对秸秆粉碎所消耗功率影响较小。

在无粉碎定刀和有粉碎定刀 2 种情况下,秸秆粉碎长度合格率随粉碎刀辊转速的增加而增加。在相同粉碎刀辊转速下,有秸秆定刀情况下的秸秆粉碎长度合格率均大于无粉碎定刀情况,这是因为在无秸秆粉碎定刀情况下存在较多的丝状不合格秸秆,而有粉碎定刀情况下相对较少,说明粉碎定刀能够很好地切断被动刀冲击、撕裂形成的丝状秸秆,保证秸秆粉碎长度合格率。经测算,该粉碎装置在不

表 4 粉碎定刀和刀辊转速对粉碎合格率和功率的影响

Tab.4 Effect of fixed knife and speed of roller on straw smashing and consumed power

定刀状态	粉碎刀辊转速/ ($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	秸秆粉碎长度 合格率/%	消耗功率/ kW
无粉碎定刀	1 400	75. 1	3. 28
	1 600	80. 8	3. 46
	1 800	92. 4	4. 71
有粉碎定刀	1 400	81. 2	3. 32
	1 600	91. 5	3. 89
	1 800	95. 3	4. 62

安装粉碎定刀、刀辊转速大于等于 1 800 r/min 和安装粉碎定刀、刀辊转速大于等于 1 600 r/min 时,秸秆粉碎长度合格率均大于 90%,可满足玉米秸秆粉碎的要求。

在无粉碎定刀和有粉碎定刀 2 种情况下,秸秆粉碎所消耗功率差异不大,均随粉碎刀辊转速的增加而增加。在保证秸秆粉碎长度合格率大于 90% 的情况下,无粉碎定刀(1 800 r/min)和有粉碎定刀(1 600 r/min)2 种情况所消耗功率分别为 4. 71 kW 和 3. 89 kW,说明通过粉碎动刀和粉碎定刀形成的支撑滑切作用可降低功耗 17. 4%。

综上所述,该动定刀支撑滑切式秸秆粉碎装置在刀辊转速为 1 600 r/min 时,其秸秆粉碎长度合格率达 91. 5%,可满足秸秆粉碎还田的要求。因此总体来说该动定刀支撑滑切式秸秆粉碎装置性能优越。

4 结论

(1)设计了一种适用于卧式秸秆粉碎还田机的动定刀支撑滑切式秸秆粉碎装置,设计了等滑切角式秸秆粉碎定刀,通过有限元分析得知该刀片最大应力为138.41 MPa,满足刀片材料要求;确定了粉碎刀辊的各关键参数并对其进行了有限元模态分析,计算得出了其前6阶的固有频率和振型,粉碎刀

辊的工作频率远低于其最低阶数的固有频率,因而不会导致共振。

(2)通过对比无粉碎定刀和有粉碎定刀2种情况的田间试验结果发现,在刀辊转速为1 600 r/min时,通过动定刀支撑滑切作用,其秸秆粉碎长度合格率可达91.5%,且相对于无支撑切割(1 800 r/min)可降低作业功耗17.4%。

参 考 文 献

- 1 LI H, GAO H, WU H, et al. Effects of 15 years of conservation tillage on soil structure and productivity of wheat cultivation in northern China[J]. Australian Journal of Soil Research, 2007, 45(5): 344–350.
- 2 韩鲁佳,闫巧娟,刘向阳,等. 中国农作物秸秆资源及其利用现状[J]. 农业工程学报, 2002, 18(3): 87–91.
HAN Lujia, YAN Qiaojuan, LIU Xiangyang, et al. Straw resources and their utilization in China[J]. Transactions of the CSAE, 2002, 18(3): 87–91. (in Chinese)
- 3 KIHARA J, BATIONO A, MUGENDI D N, et al. Conservation tillage, local organic resources and nitrogen fertilizer combinations affect maize productivity, soil structure and nutrient balances in semi-arid Kenya[J]. Nutrient Cycling in Agroecosystems, 2011, 90(2): 213–225.
- 4 ZHAO X, ZHANG R, XUE J, et al. Management-induced changes to soil organic carbon in China: a meta-analysis[J]. Advances in Agronomy, 2015, 134: 1–50.
- 5 方放,李想,石祖梁,等. 黄淮海地区农作物秸秆资源分布及利用结构分析[J]. 农业工程学报, 2015, 31(2): 228–234.
FANG Fang, LI Xiang, SHI Zuliang, et al. Analysis on distribution and use structure of crop straw resources in Huang-Huai-Hai Plain of China[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(2): 228–234. (in Chinese)
- 6 农业部农业机械化推广司. 中国保护性耕作[M]. 北京: 中国农业出版社, 2008.
- 7 陈志,郝付平,王锋德,等. 中国玉米收获技术与装备发展研究[J]. 农业机械学报, 2012, 43(12): 44–50.
CHEN Zhi, HAO Fuping, WANG Fengde, et al. Development of technology and equipment of corn harvester in China[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(12): 44–50. (in Chinese)
- 8 周德义,王子佳,张丹丹,等. 新型玉米收获机的秸秆处理装置[J]. 吉林大学学报:工学版, 2012, 42(增刊1): 113–116.
ZHOU Deyi, WANG Zijia, ZHANG Dandan, et al. The new device of stalk cutting within corn harvester[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2012, 42(Sup. 1): 113–116. (in Chinese)
- 9 毛罕平,陈翠英. 秸秆还田机工作机理与参数分析[J]. 农业工程学报, 1995, 11(4): 62–66.
MAO Hanping, CHEN Cuiying. Working mechanism and parameters determination of field straw chopper[J]. Transactions of the CSAE, 1995, 11(4): 62–66. (in Chinese)
- 10 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)
- 11 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.
- 12 ESEHAGHBEYGI A, HOSEINZADEH B, KHAZAEI M, et al. Bending and shearing properties of wheat stem of alvand variety. [J]. World Applied Sciences Journal, 2009, 6(8): 1028–1032.
- 13 高梦祥,郭康权,杨中平,等. 玉米秸秆的力学特性测试研究[J]. 农业机械学报, 2003, 34(4): 47–49, 52.
GAO Mengxiang, GUO Kangquan, YANG Zhongping, et al. Study on mechanical properties of cornstalk[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2003, 34(4): 47–49, 52. (in Chinese)
- 14 刘庆庭,区颖刚,卿上乐,等. 农作物茎秆的力学特性研究进展[J]. 农业机械学报, 2007, 38(7): 172–176.
LIU Qingting, OU Yinggang, QING Shangle, et al. Study progress on mechanics properties of crop stalks[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(7): 172–176. (in Chinese)
- 15 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)
- 16 张佳喜,王学农,陈发,等. 秸秆粉碎还田回收机刀辊工作参数的研究[J]. 农业机械学报, 2007, 38(6): 82–85, 37.
ZHANG Jiaxi, WANG Xuenong, CHEN Fa, et al. Study on working parameters of knife roller of field straw chopper for mulching or reclaiming[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(6): 82–85, 37. (in Chinese)
- 17 付雪高,李明,卢敬铭,等. 秸秆粉碎还田机甩刀的研究进展[J]. 中国农机化, 2011(1): 83–87.
FU Xuegao, LI Ming, LU Jingming, et al. Research on the cutter of straw crushing machine to field[J]. Chinese Agricultural Mechanization, 2011(1): 83–87. (in Chinese)
- 18 丁艳,彭卓敏,夏建林. 国内典型秸秆还田技术及机具的比较与分析[J]. 中国农机化, 2010(3): 43–46.

- DING Yan, PENG Zhuomin, XIA Jianlin. Domestic comparison and analysis of a typical straw machinery[J]. Chinese Agricultural Mechanization, 2010(3): 43–46. (in Chinese)
- 19 赵新军, 孙宝天. 等滑切角圆盘式饲草切碎器的剪切功率[J]. 农业机械学报, 1995, 26(3): 62–67.
ZHAO Xinjun, SUN Baotian. A study on the cutterhead energy consumption of forage chopper[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1995, 26(3): 62–67. (in Chinese)
- 20 郭茜, 张西良, 徐云峰, 等. 藤茎类秸秆专用切割刀片的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2014, 30(24): 47–53.
GUO Qian, ZHANG Xiliang, XU Yunfeng, et al. Design and experiment of cutting blade for cane straw[J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(24): 47–53. (in Chinese)
- 21 陈黎卿, 王莉, 张家启, 等. 适用于全喂入联合收割机的1JHSX-34型秸秆粉碎机设计[J]. 农业工程学报, 2011, 27(9): 28–32.
CHEN Liqing, WANG Li, ZHANG Jiaqi, et al. Design of 1JHSX-34 straw crusher for whole-feeding combine harvesters[J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(9): 28–32. (in Chinese)
- 22 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. An approach to the sliding cutting angle of the working parts of agricultural machinery[J]. Acta Agriculturae Universitatis Jiangxiensis, 1991, 13(1): 64–68. (in Chinese)
- 23 赵佳乐, 贾洪雷, 郭明卓, 等. 免耕播种机有支撑滚切式防堵装置设计与试验[J]. 农业工程学报, 2014, 30(10): 18–28.
ZHAO Jiale, JIA Honglei, GUO Mingzhuo, et al. Design and experiment of supported roll-cutting anti-blocking mechanism with for no-till planter[J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(10): 18–28. (in Chinese)
- 24 顾耀权, 贾洪雷, 郭慧, 等. 滑刀式开沟器设计与试验[J]. 农业机械学报, 2013, 44(2): 38–42.
GU Yaoquan, JIA Honglei, GUO Hui, et al. Design and experiment of sliding knife furrow opener[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(2): 38–42. (in Chinese)
- 25 蒲广益. ANSYS Workbench 基础教程与实例详解[M]. 2版. 北京: 中国水利水电出版社, 2013.
- 26 卢彩云, 何进, 李洪文, 等. 基于有支撑切割原理的免耕防堵装置有限元分析[J]. 农业机械学报, 2013, 44(增刊1): 61–66.
LU Caiyun, HE Jin, LI Hongwen, et al. Finite element analysis and experiment on anti-blocking device based on support cutting[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(Supp. 1): 61–66. (in Chinese)
- 27 成大先. 机械设计手册. 第1卷[M]. 5版. 北京: 化学工业出版社, 2007.
- 28 朱红钧. ANSYS 15.0 几何建模与网格划分实战指南[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2014.
- 29 李冰, 王顺喜, 杨炳南. 青饲切碎机动刀片受力对比分析[J]. 农业机械学报, 2005, 36(5): 49–52.
LI Bing, WANG Shunxi, YANG Bingnan. Force analysis of two kinds of moving blades on chopper[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(5): 49–52. (in Chinese)
- 30 李明, 王金丽, 邓治国, 等. 1GYF-120型甘蔗叶粉碎还田机的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2008, 24(2): 121–126.
LI Ming, WANG Jinli, DENG Yiguo, et al. Structural design and experiments on sugarcane leaf shattering and returning machine[J]. Transactions of the CSAE, 2008, 24(2): 121–126. (in Chinese)
- 31 曹阳. 一种秸秆粉碎刀的布刀方法[J]. 现代化农业, 2014(6): 49–50.
- 32 史建新, 陈发, 郭俊先, 等. 抛送式棉秆粉碎还田机的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2006, 22(3): 68–72.
SHI Jianxin, CHEN Fa, GUO Junxian, et al. Design and experimental research of the field straw chopper with throwing cotton-stalk[J]. Transactions of the CSAE, 2006, 22(3): 68–72. (in Chinese)
- 33 权龙哲, 佟金, 曾百功, 等. 玉米根茬收获系统的有限元模态分析与试验[J]. 农业工程学报, 2011, 27(11): 15–20.
QUAN Longzhe, TONG Jin, ZENG Baigong, et al. Finite element mode analysis and experiment of corn stubble harvester[J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(11): 15–20. (in Chinese)
- 34 丁双双, 王吉奎, 李天文, 等. 棉秸秆粉碎装置的动力学仿真分析[J]. 中国农机化学报, 2016, 37(2): 119–122.
DING Shuangshuang, WANG Jikui, LI Tianwen, et al. Dynamic analysis of cotton-stalk straw crushing device[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2016, 37(2): 119–122. (in Chinese)
- 35 GB/T 24675.6—2009 保护性耕作机械 秸秆粉碎还田机[S]. 2009.
- 36 乔晓东, 王晓燕, 颜华, 等. 后悬挂农具田间试验平台[J]. 农业机械学报, 2013, 44(8): 63–68.
QIAO Xiaodong, WANG Xiaoyan, YAN Hua, et al. Field experiment platform for rear suspension[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(8): 63–68. (in Chinese)
- 37 陈黎卿, 梁修天, 曹成茂. 基于多体动力学的秸秆还田机虚拟仿真与功耗测试[J]. 农业机械学报, 2016, 47(3): 106–111.
CHEN Liqing, LIANG Xiutian, CAO Chengmao. Virtual simulation and power test of straw counters-field based on multi-body dynamics[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(3): 106–111. (in Chinese)