doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2021.08.005

玉米条带少耕作业驱动式破茬刀设计与试验

王加一　赵淑红　杨智杰　高连龙　杨悦乾
(东北农业大学工程学院, 哈尔滨 150030)

摘要: 针对东北玉米垄作区耕整地动土量大和春季降雨量低时土壤墒情不佳、耕作阻力大等问题,提出一种条带式少耕的作业方式,并设计了驱动式破茬刀。通过对驱动式破茬刀的作业工况进行受力分析得出,当破茬刀的滑切角大于或等于与其接触的根茬或土壤的摩擦角时,破茬刀耕作阻力降低。结合根茬与土壤滑动摩擦角的测量和破茬刀的运行速度取值,确定了刀片的刃口曲线方程;进一步通过分析根茬受力状态及测定物料间摩擦角,确定驱动式破茬刀的作业半径为 230 mm;最后通过确定刀片的几何尺寸、刀轴和刀盘参数得到驱动式破茬刀。有限元模态分析与强度、刚度校核结果表明,所设计的驱动式破茬刀性能良好、满足设计要求。离散元仿真对比试验表明,所设计的驱动式破茬刀比驱动式圆盘刀组的耕作阻力降低了 19.78%、土壤抛起数量降低了 13.95%,其耕作阻力与动土量性能均较优。

关键词: 玉米条带; 驱动式破茬刀; 耕作阻力; 动土量
中图分类号: S233.1　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2021)08-0051-11　　**OSID**:

Design and Experiment of Driving Stubble Cutter for Corn Strip with Less Tillage Operation

WANG Jiayi　ZHAO Shuhong　YANG Zhijie　GAO Lianlong　YANG Yueqian
(*College of Engineering*, *Northeast Agricultural University*, *Harbin* 150030, *China*)

Abstract: Aiming at the phenomenon such as large amount of soil tillage, low rainfall in spring and high resistance to tillage, a strip-type operation method with less tillage was proposed, and a driving stubble cutter was designed. By analyzing the working condition of the driven stubble cutter, the tillage resistance of the stubble cutter can be reduced when the sliding angle of the stubble cutter was greater than or equal to the friction angle of the stubble or soil in contact with it. Combined with the measurement of sliding friction angle between stubble and soil and the speed of stubble cutter, the curve equation of blade edge was determined. The stress state of the stubble was further analyzed and the friction angle between materials was measured, and the radius of the driven stubble cutter was 230 mm. Finally, the driven stubble cutter was obtained by determining the geometric size, cutter shaft and cutter head of the blade. Then, the finite element simulation model was used to verify the stability and performance of stubble cutter, and the discrete element simulation experiment was used to compare the performance and effect of stubble cutter operation. The results of the analysis and verification of the finite element simulation modal showed that the driven stubble cutter met the design requirements. The experimental results of discrete element simulation showed that the tillage resistance of the driven stubble cutter was 19.78% lower than that of the driven disc cutter, and the amount of soil throwing was 13.95% lower than that of the driven disc cutter. Therefore, the performance of driven stubble cutter in tillage resistance and soil moving capacity was better.

Key words: corn strip; driving stubble cutter; tillage resistance; amount of soil tillage

收稿日期: 2020-10-08　修回日期: 2020-10-28
基金项目: 国家重点研发计划项目(2016YFD0300803)
作者简介: 王加一(1993—),男,博士生,主要从事保护性耕作触土部件力学特性研究,E-mail: 15546029526@163.com
通信作者: 赵淑红(1969—),女,教授,博士生导师,主要从事田间农业机械及力学特性研究,E-mail: shhzh091@sina.com

0 引言

我国东北地区属寒温带大陆性季风气候[1],春季播种前多风少雨,播种期内土壤含水量低,播种后种子发芽期长、发芽率低[2]。自 20 世纪 80 年代以来,耕整地作业模式由动土量较大的全耕作业方式向少耕、不耕等免耕作业模式过渡[3-7],耕作阻力是免耕技术的核心问题之一。

自 19 世纪中叶旋耕机出现以来,耕整地作业经历了旋耕机的浅旋耕[8]、铧式犁的深翻[9-11]、联合耕整地[12-13]、免耕[14-16]等作业模式。在我国东北地区,全旋耕和铧式犁深翻的作业方式应用较为广泛,但因土壤耕作层变薄、水土流失等现象而促使我国对保护性耕作越来越重视。然而,目前耕整地的研究主要集中在机具耕作阻力等作业性能和耕整地作业效果方面[17-20],如振动减阻[21-22]、仿生减阻[23-25]、分层减阻[26-28]、结构设计减阻[29]、表面涂层减阻[30-31]等,且在各方法和理论下对作业效果指标与因素的关系研究逐步深入,而对少耕的研究报道较少。

本文提出一种玉米条带式少耕的作业方式,以降低动土量、保护土壤墒情、减小耕作阻力为目的,以理论推导和农艺学测量为依据,设计玉米条带驱动式破茬刀,以期实现土壤的蓄水保墒与机具的减耗降阻。

1 驱动式破茬刀理论分析

本研究提出玉米条带式少耕的作业方式,所设计的破茬刀采用驱动式,其作业时受力状态如图 1 所示。

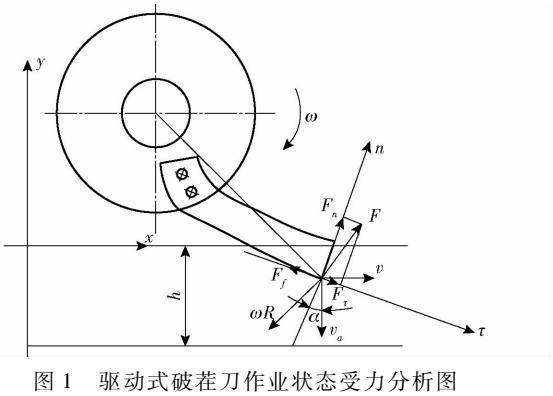


图 1 驱动式破茬刀作业状态受力分析图

Fig. 1 Force analysis diagram of driving stubble cutter

其中,F_f为破茬刀作业过程中所受到的摩擦力,h 为破茬刀入土的最大深度;v 为破茬刀前进速度,ω 为破茬刀旋转的角速度,R 为破茬刀的旋转半径,则 v 与 ωR 的合速度 v_a 与破茬刀刃口法向的夹角 α 为滑切角;F 为破茬刀作业时,根茬和土壤对破茬刀的作用力,将其在 n 轴(刃口法线方向的反向)和 τ 轴(刃口的切线方向)方向分解,得到破茬刀受到的法向力 F_n和切向力 F_τ为

$$F_\tau = F\sin\alpha \tag{1}$$

$$F_n = F\cos\alpha \tag{2}$$

由式(2)求得 F_f 为

$$F_f = \mu F_n \tag{3}$$

其中

$$\mu = \tan\varphi \tag{4}$$

式中 μ——根茬、土壤与驱动式破茬刀间的摩擦因数

φ——根茬和土壤摩擦角

若使驱动式破茬刀在作业过程中耕作阻力降低,应该减弱砍切力(刃口法线方向的力),增加滑切力(刃口切线方向的力),即满足

$$\begin{cases} F_f < F_\tau \\ \mu F_n < F\sin\alpha \\ \tan\varphi F\cos\alpha < F\sin\alpha \\ \alpha > \varphi \end{cases} \tag{5}$$

因此,如果要求驱动式破茬刀在作业过程中省力,应在驱动式破茬刀结构参数上设计其刃口形状,满足破茬刀的滑切角大于与其接触的根茬或土壤的摩擦角,这与文献[32]的研究结果相同,故需要进一步对根茬和土壤的摩擦角进行测定。

2 根茬与土壤滑动摩擦角测量

于 2019 年 10 月 20 日在东北农业大学校内试验田(为玉米收获后秸秆还田的试验地)取样,并在室内进行根茬与土壤的滑动摩擦角测量。通过对试验地测量得到地表平均留茬高度为 100 mm 左右,考虑到地表以下根茬密集区的深度约为 80 mm[33],主要的玉米地旋耕刀入土深度为 80 mm[33],因此以垄台平面为零基准面,对地表以上 0 ~ 100 mm 的残茬以及地表以下 0 ~ 80 mm 的根茬和土壤进行取样(均称为深度),保存在铝盒中,在实验室内滑动摩擦仪(破茬刀的材料一般为 65Mn 钢,故滑动摩擦仪的钢板更换为 65Mn 钢板)上对 65Mn 钢与根茬和土壤间的滑动摩擦角进行测量。通过预试验得到根茬和 65Mn 钢的滑动摩擦角随深度变化具有差异性,因此在深度上进行分组,分为 0 ~ 100 mm、-20 ~ 0 mm、-40 ~ -20 mm、-60 ~ -40 mm 和 -80 ~ -60 mm 5 组,每组测量重复 3 次,取平均值作为试验结果,如图 2 所示。

试验结果如表 1 所示。依次得到 0 ~ 100 mm、-20 ~ 0 mm、-40 ~ -20 mm、-60 ~ -40 mm 和 -80 ~ -60 mm 范围内 65Mn 钢与根茬和土壤的滑动摩擦角的变化范围,以此为依据,并结合公式(5)



图 2　根茬与土壤滑动摩擦角测定

Fig. 2　Determination of sliding friction angle of stubble and soil

表 1　根茬与土壤的滑动摩擦角测量结果

Tab. 1　Measurement of sliding friction angle of stubble and soil

深度/mm	物料	根茬含水率/%	土壤含水率/%	滑动摩擦角/(°)
0 ~ 100	根茬	61.6		17 ~ 33
-20 ~ 0	根茬 + 土壤	196.4	21.7	18 ~ 23
-40 ~ -20	根茬 + 土壤	203.7	22.4	20 ~ 27
-60 ~ -40	根茬 + 土壤	211.5	23.1	23 ~ 29
-80 ~ -60	根茬 + 土壤	218.3	25.6	25 ~ 33

中的滑切角与摩擦角之间的关系，来确定驱动式破茬刀的形状。

3　驱动式破茬刀设计

本文所设计的驱动式破茬刀应用于灭茬机上，灭茬机结构如图 3 所示，其由三点悬挂架、限深轮、灭茬刀辊、机架、起垄罩等组成。驱动式破茬刀安装于灭茬刀辊的位置，主要由刀片、刀盘和刀轴构成。

3.1　作业半径确定

驱动式破茬刀在切割根茬时，将根茬视为质点，根茬的受力分析状态如图 4 所示。

图 4 中，N_1 为土壤对根茬的支持力，N_2 为驱动式破茬刀作业状态下对根茬的法向力，β 为作用点与旋转中心的连线和竖直方向的夹角，F_2 为驱动式破茬刀对根茬的切向力，F_1 为土壤对根茬的摩擦力。

若保证根茬被切断，在竖直方向和水平方向上分别需要满足

$$N_1 = N_2\cos\beta + F_2\sin\beta \tag{6}$$

$$F_1 + F_2\cos\beta > N_2\sin\beta \tag{7}$$

其中

$$F_1 = N_1\tan\varphi_1 \tag{8}$$

$$F_2 = N_2\tan\varphi_2 \tag{9}$$

式中　φ_1——土壤与根茬间摩擦角，(°)

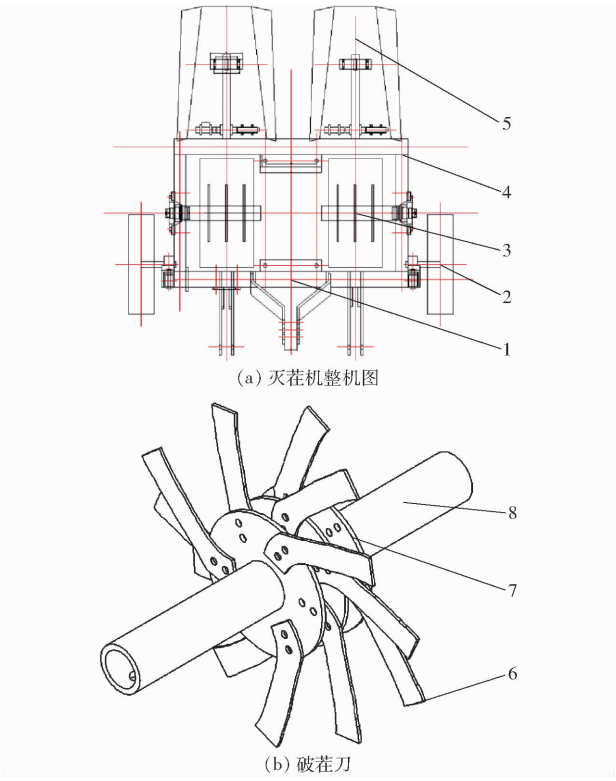
φ_2——驱动式破茬刀与根茬间摩擦角，(°)

将式(8)、(9)代入式(7)得到

$$N_1\tan\varphi_1 + N_2\tan\varphi_2\cos\beta > N_2\sin\beta \tag{10}$$

将式(6)代入式(10)得到

$$N_2\cos\beta\tan\varphi_1 + N_2\tan\varphi_2\sin\beta\tan\varphi_1 + N_2\tan\varphi_2\cos\beta > N_2\sin\beta \tag{11}$$



(a) 灭茬机整机图

(b) 破茬刀

图 3　灭茬机结构图

Fig. 3　Diagram of structure

1. 三点悬挂架　2. 限深轮　3. 破茬刀辊　4. 机架　5. 起垄罩　6. 破茬刀片　7. 刀盘　8. 刀轴

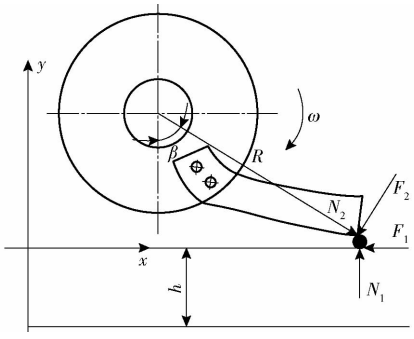


图 4　根茬受力分析图

Fig. 4　Analysis of stubble force

因此

$$\beta < \varphi_1 + \varphi_2 \tag{12}$$

且 β 角满足

$$\cos\beta = \frac{R - h}{R} \tag{13}$$

将式(13)代入式(12)中，得到

$$\arccos\frac{R - h}{R} < \varphi_1 + \varphi_2 \tag{14}$$

对于式(13)，当 R 一定时，β 随 h 的增大而增大，对于式(14)，β 越小越能满足切断条件，故 h 越小越易切断根茬，但驱动式破茬刀入土深度应满足耕作要求，针对东北地区玉米垄作区确定 h = 80 mm；当 h 一定，R 取值增大时，β 随之减小，因此增大驱动式破茬刀作业半径 R，易于切割根茬。

在第 2 节基础上，将滑动摩擦仪的 65Mn 钢板

取下,槽内装满试验田 -80 ~0 mm 深度范围内的土壤,测得土壤与根茬间的平均滑动摩擦角为 27.1°,65Mn 钢与根茬间的平均滑动摩擦角为 22.3°,因此 $\varphi_1=27.1°$,$\varphi_2=22.3°$,代入式(14)中,计算得到 $R>229.08$ mm,故本文将驱动式破茬刀的作业半径设计为 230 mm。

3.2 刀片长度确定

根据东北地区玉米垄作的农艺学要求,种沟深度为 50 ~80 mm,且已设计的驱动式破茬刀作业半径 230 mm,入土深度 80 mm,刀片通过两个 M10 的螺栓孔安装固定于刀盘上,为了保证破茬作业的稳定性,确定驱动式破茬刀刀片固定端与转轴中心的最近距离为 50 mm,刀片的总长度为 180 mm,竖直方向上长度为 142 mm,如图 5 所示。

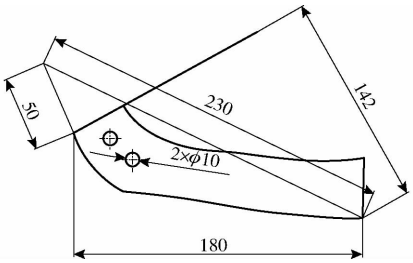


图 5 驱动式破茬刀结构参数示意图

Fig. 5 Schematic of structural parameters of driving stubble cutter

3.3 刃口曲线设计

对表 1 中试验数据通过 Matlab 软件编写程序,得到根茬和土壤的滑动摩擦角随深度变化的拟合曲线及其拟合方程,如图 6 所示,地表以上 100 mm 处对应横坐标 50 mm,地表以下 -80 mm 处对应横坐标 230 mm。

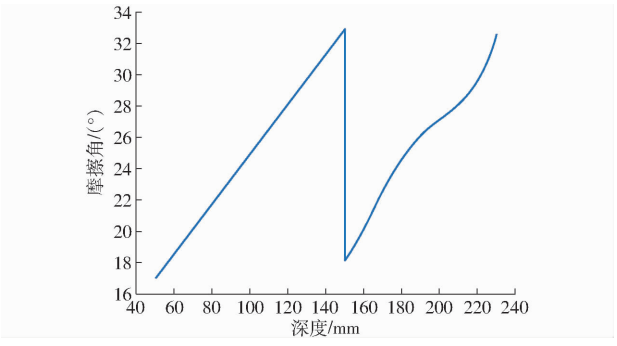


图 6 摩擦角与深度关系曲线

Fig. 6 Relationship curve between friction angle and depth

用 h 表示驱动式破茬刀的切割深度(此深度包含地表以上 100 mm 的根茬)。

50 mm$\leqslant h<$150 mm 时,有

$$\varphi=0.16h+9 \quad (R^2=1) \tag{15}$$

150 mm$\leqslant h<$230 mm 时,有

$$\varphi=1.253\times10^{-6}h^4-9.177\times10^{-4}h^3+0.2492h^2-29.56h+1308 \quad (R^2=0.9802) \tag{16}$$

为了使所设计的驱动式破茬刀入土过程中能够产生滑切作用,降低耕作阻力,在破茬刀片刃口上距离旋转中心 50、100、150、160、170、180、190、200、210、220、230 mm 处各取一点作为研究对象,共 11 点,以 230 mm 处为分析起始点,最终拟合成 10 段曲线,将其光滑整合为最终刃口曲线。

对于第 11 点,即当 $R=230$ mm 时,破茬刀整个作业行程所对应的圆周线速度方向与 y 轴负方向夹角 ε 范围为 $12.556°\leqslant\varepsilon\leqslant90°$,如图 7 所示。且 h 与 ε 关系式为

$$h=230\sin\varepsilon \tag{17}$$

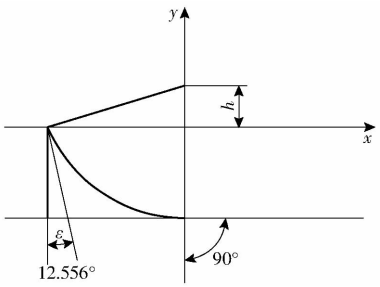


图 7 圆周线速度方向与 y 轴负方向夹角范围示意图

Fig. 7 Schematic of angle range of circumferential direction of velocity and negative direction of y axis

结合式(15)~(17)能够得到根茬与土壤的滑动摩擦角随圆周线速度方向与 y 轴负方向夹角变化的拟合曲线(图 8 所示)及方程(89°和 90°为突变点,将其剔除)

$$\varphi=0.16\times230\sin\varepsilon+9 \quad (12.556°\leqslant\varepsilon<40.706°) \tag{18}$$

$$\varphi=1.253\times10^{-6}(230\sin\varepsilon)^4-9.177\times10^{-4}(230\sin\varepsilon)^3+0.2492(230\sin\varepsilon)^2-29.56(230\sin\varepsilon)+1308 \quad (40.706°\leqslant\varepsilon<89°) \tag{19}$$

将驱动式破茬刀在切割根茬和土壤时理想化为

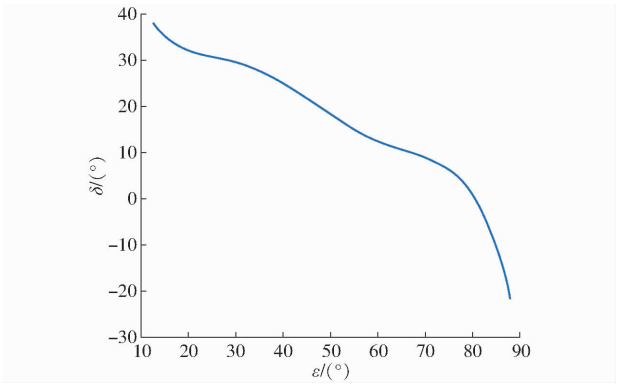


图 8 δ 随 ε 的变化曲线

Fig. 8 Changing curve of δ with ε

平面运动，故速度分为随同机体的前进速度 v 和绕轴转动的圆周速度 v_p，因此设刃口曲线上某点速度为 v_a，该速度与 y 轴负方向的夹角为 δ，则有

$$\begin{cases} v_{p11} = R_{11}\omega_p \\ v_x = -v + v_{p11}\sin\varepsilon \\ v_y = -v_{p11}\cos\varepsilon \\ \delta = \arctan(v_x/v_y) \\ v_a = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} \end{cases} \tag{20}$$

式中　ω_p——刃口曲线上第 11 点的角速度，rad/s

R_{11}——刃口曲线上第 11 点的半径，mm

v_{p11}——刃口曲线上第 11 点的圆周线速度，m/s

v_x——刃口曲线上第 11 点 x 方向合速度，m/s

v_y——刃口曲线上第 11 点 y 方向合速度，m/s

由于速度直接影响破茬刀的滑切角，故综合得到东北地区旋耕刀耕整地速度为 2 ~ 3 km/h，本文计算时取 0.56 m/s，转速约为 235 r/min，即 24.609 14 rad/s[34]，代入式(20)，并将所得结果输入 Matlab 软件，编写程序可以得出 δ 随 ε 变化的规律(图 8)，拟合方程为

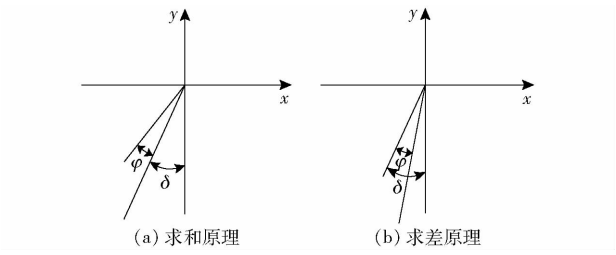
$$\delta = -4.762\times10^{-7}\varepsilon^5 + 1.104\times10^{-4}\varepsilon^4 - 0.009\,568\varepsilon^3 + 0.380\,2\varepsilon^2 - 7.262\varepsilon + 85.77 \quad (R^2 = 0.992\,6) \tag{21}$$

为了确定所设计的驱动式破茬刀片刃口曲线的法线方向(要求其与速度方向夹角大于或等于相应入土深度时根茬和土壤的摩擦角)，对摩擦角 φ 与 δ 分别求和及求差，计算原理图如图 9 所示。

得到作业半径为 230 mm 时，刃口曲线法线与 y 轴负方向夹角在整个作业行程中的变化曲线，如图 10 所示。

对求和结果进行分析，当刃口曲线在该点处法线与 y 轴负方向夹角取最大值时，则在整个作业行程中，都能保证滑切角大于摩擦角，故通过 Matlab 软件求解其最大值，得到 $x = 36.856\,0°$，$y = 57.954\,6°$；对求差结果进行分析，当刃口曲线在该点处法线与 y 轴负方向夹角取最小值时，则在整个作业行程中，都能保证滑切角大于摩擦角，通过 Matlab 软件求解其最小值，得到 $x = 87.956\,0°$，$y = -54.138\,8°$。

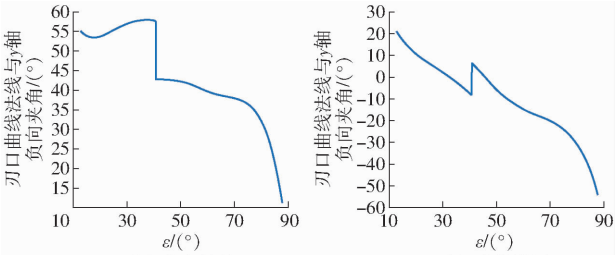
依次将剩余各个点按以上分析方法及流程分析完毕，将分析计算所得到的每点求和及求差的刃口曲线法线与 y 轴负方向夹角转化为刃口曲线与 x 轴负方向夹角 γ 进行对比，结果如表 2 所示。



(a) 求和原理　(b) 求差原理

图 9　根茬和土壤摩擦角与速度方向角求差、求和原理图

Fig. 9　Schematic of finding difference and summation of friction angle and velocity direction between root stubble and soil



(a) 求和结果　(b) 求差结果

图 10　破茬刀刃口曲线法线与 y 轴负向夹角随 ε 的变化曲线

Fig. 10　Normal curves of broken stubble blade opening changes with ε

表 2　各点求和及求差结果

Tab. 2　Summary of sum and difference results of each point　(°)

R/mm	刃口曲线法线与 y 轴负方向夹角(求和)	刃口曲线切线与 y 轴负方向夹角 γ	ε(求和)	刃口曲线法线与 y 轴负方向夹角(求差)	刃口曲线切线与 y 轴负方向夹角 γ	ε(求差)
230	57.954 6	57.954 6	36.856 0	-54.138 8	125.861 2	87.956 0
220	66.531 2	66.531 2	87.937 0	-14.646 9	165.353 1	75.937 0
210	109.912 2	109.912 2	89.974 0	-10.789 3	169.210 7	74.574 0
200	116.448 2	116.448 2	89.978 0	-3.991 8	176.008 2	48.578 0
190	116.604 9	116.604 9	89.958 0	0.211 8	0.211 8	52.058 0
180	114.616 9	114.616 9	89.928 0	4.422 6	4.422 6	56.428 0
170	112.389 2	112.389 2	89.905 0	9.874 5	9.874 5	58.205 0
160	109.618 5	109.618 5	89.910 0	15.640 7	15.640 7	56.010 0
150	122.854 6	122.854 6	89.971 0	21.270 8	21.270 8	53.871 0
100	114.911 6	114.911 6	89.900 0	45.163 3	45.163 3	44.600 0

为降低破茬刀的耕作阻力,减小破茬刀与土壤的相互作用,降低动土量,还需要满足破茬刀强度要求,本文将所设计的驱动式破茬刀刃口曲线平滑过渡优化,优化后破茬刀刃口曲线与 x 轴负方向夹角 γ 如表 3 所示。

利用计算机辅助设计软件 Auto CAD,确定驱动式破茬刀刀片刃口曲线的形状,并对每一段曲线进行求解,得到各段刃口曲线的拟合曲线和拟合方程,如图 11 所示(其中半径 50 ~ 100 mm 的刃口曲线定义为第 1 段,50 mm 处通过位置确定)。

破茬刀各段刃口曲线拟合方程为

$$y = -0.155\,5x^2 + 15.05x - 170.8 \quad (R^2 = 0.977\,7)$$

$$y = -0.010\,18x^2 + 3.447x - 32.98 \quad (R^2 = 1)$$

表 3 破茬刀刃口曲线优化后切线夹角

Tab. 3 Tangent angle after optimization of cutting edge curve of stubble chopper

R/mm	γ/(°)	ε/(°)
230	125.861 2	87.956 0
220	165.353 1	75.937 0
210	109.912 2	89.974 0
200	116.448 2	89.978 0
190	116.604 9	89.958 0
180	114.616 9	89.928 0
170	112.389 2	89.905 0
160	109.618 5	89.910 0
150	122.854 6	89.971 0
100	114.911 6	89.900 0

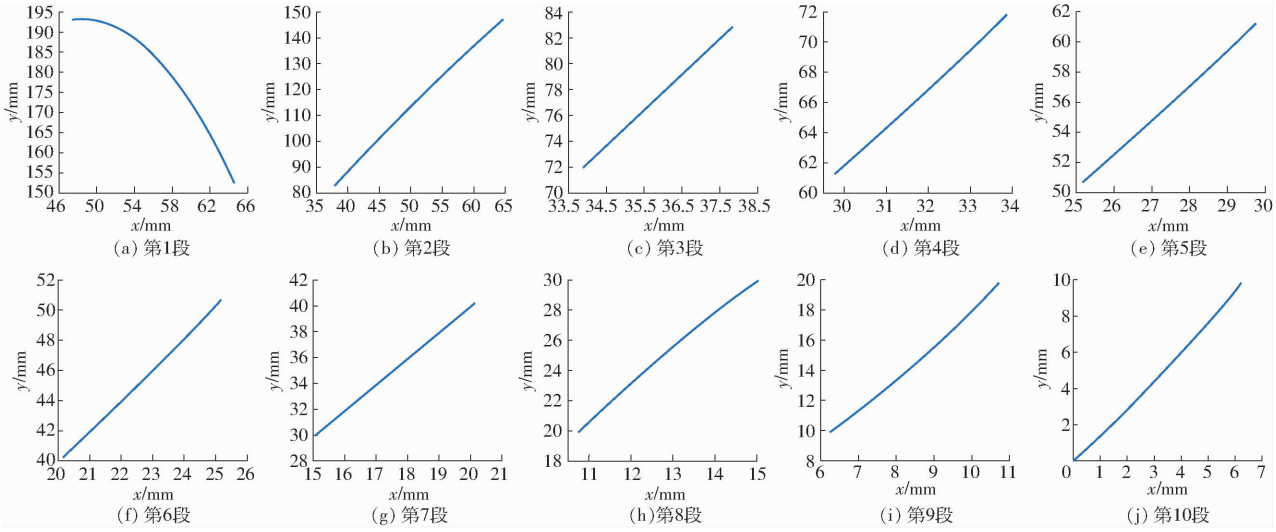


图 11 破茬刀各段刃口曲线形状

Fig. 11 Shape of cutting edge curves

$$y = -0.013\,26x^2 + 3.702x - 38.25 \quad (R^2 = 1)$$

$$y = 0.046\,41x^2 - 0.363\,1x + 30.93 \quad (R^2 = 0.999\,9)$$

$$y = 0.026\,5x^2 + 0.839\,7x + 12.75 \quad (R^2 = 1)$$

$$y = 0.018\,81x^2 + 1.23x + 7.789 \quad (R^2 = 1)$$

$$y = -0.002\,1x^2 + 2.083x - 0.911\,3 \quad (R^2 = 1)$$

$$y = -0.085\,76x^2 + 4.552x - 19.12 \quad (R^2 = 1)$$

$$y = 0.096\,24x^2 + 0.571\,7x + 2.599 \quad (R^2 = 1)$$

$$y = 0.036\,34x^2 + 1.353x + 0.010\,63 \quad (R^2 = 1)$$

在 CATIA 软件中对各段曲线进行作图,得到破茬刀刃口曲线如图 12 所示。

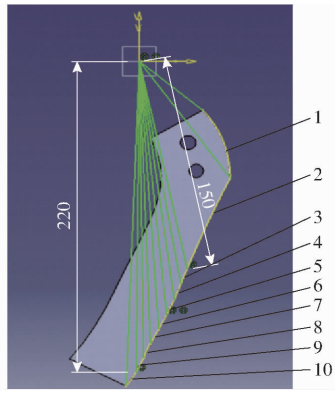


图 12 破茬刀刃口曲线示意图

Fig. 12 Schematic illustration of cutting edge curve of stubble cutter

3.4 刀片厚度、刀轴和刀盘参数确定

本文确定驱动式破茬刀刀片厚度为 4 mm,采用 65Mn 钢材料,淬火加工。考虑到强度要求,确定破茬刀刀轴外径为 68 mm,内径为 52 mm[35]。确定破茬刀盘半径为 100 mm,刀盘厚度为 6 mm,设计 M10 螺栓孔 6 组,间隔角度为 60°,刀盘上安装 6 把破茬刀。根据东北玉米垄作农艺要求,种沟宽度为 50 ~ 80 mm,故整个刀辊上设计 3 个刀盘,刀盘的间距为 40 mm,破茬刀片错落排布,排布方式为 3、6、3,如图 13 所示。

4 仿真试验

由于本文所设计的驱动式破茬刀仅针对玉米垄台根茬密集区,因此作业强度较大,且本文提出的耕

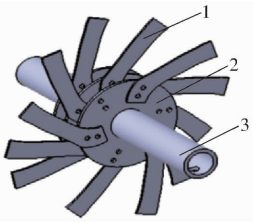


图 13　破茬刀辊三维图

Fig. 13　Three dimensional drawing of stubble cutter roller

1. 破茬刀片　2. 破茬刀盘　3. 破茬刀轴

作模式动土量较小，相对于旋耕刀结构简单（与传统耕作模式不同），因此需要在有限元软件 Ansys Workbench 中对所设计的驱动式破茬刀进行工况模拟，并在离散元软件 EDEM 中与现有破茬刀工作性能进行对比。

4.1　破茬刀辊自由模态分析

本文所设计的驱动式破茬刀辊在作业过程中，由于受拖拉机输出轴的带动，会对刀辊本身产生随机激振。如果激振的频率和刀辊的某一固有振动频率相接近就会产生共振现象，造成其可能出现被破坏的情况。若仿真分析结果显示，其在作业过程中可能发生共振现象，则需要通过调整破茬刀辊结构设计来避开以上振源的激励频率。

模态分析主要有自由模态分析和约束模态分析，下面对破茬刀辊结构进行自由模态分析[36]，即对其不施加任何约束及载荷的模态分析。由于主动式破茬刀的转速约为 235 r/min（3.92 Hz），频率较低，因此仅对破茬刀辊的前 12 阶自由模态进行提取及分析。

由于自由模态仿真分析不需要添加任何边界条件和外界载荷或约束，设置自由模态提取阶数为 12，提取仿真出来的破茬刀辊自由模态下的前 12 阶固有频率，如表 4 所示。

表 4　破茬刀辊自由模态前 12 阶固有频率

Tab. 4　The 12th order natural frequency before free mode of stubble cutter roller

阶数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
频率/Hz	0	0	0	0.010 245	0.011 079	0.017 946	154.32	154.33	154.73	154.74	156.29	156.43

由表 4 可以得出，破茬刀辊模型在自由模态下的前 3 阶固有频率为 0 Hz，第 4、5、6 阶的固有频率也近似为 0 Hz，这是由于在仿真分析中没有对破茬刀辊施加约束和载荷，其刚体模态被检测出来，而刚体本身不能振动，故这些模态为 0 Hz 或处于 0 Hz 附近。刚体模态对于机械结构整体的影响可以忽略不计，但其振型也对机械结构模型的设计与检测提供了一定的参考。从第 7 阶起，模型的固有频率显著增加，从第 7 阶到第 12 阶其固有频率都稳定在 154 Hz 以上，而破茬刀辊的转速约为 235 r/min（3.92 Hz），两者的固有频率相差较大，不会发生共振现象，故满足设计要求。

破茬刀辊模型在自由模态下变形量较大阶的模态振型图如图 14 所示。

由图 14 可知，破茬刀辊总变形表现为刀片变形量最大，刀盘次之，刀轴变形量最小，在 x 轴方向上刀辊中心附近处几乎没有发生变形，而变形量随着距离刀辊中心变大而变大，最大变形发生在破茬刀片端部；第 3、4、5 阶振型相似，破茬刀辊总变形表现为刀轴变形量最大，刀片次之，刀盘变形量最小，在 x 轴方向上刀辊中心附近处变形量最小，且变形量随着距离刀辊中心变大而变大，最大变形发生在刀轴固定端；第 7 ~ 12 阶振型大致相似，破茬刀辊总变形表现为刀片变形量最大，刀盘和刀轴几乎没有发生变形，最大变形发生在刀片端部。

4.2　破茬刀辊约束模态分析

通过自由模态仿真分析可以得到驱动式破茬刀辊自身的固有振动特性，但实际作业时，会对破茬刀辊有一定的约束和载荷。因此，需要根据实际工况，进行约束模态分析[37]。

依据破茬刀辊实际作业条件，对刀轴两端添加固定约束，破茬刀辊在切割根茬时，刀片上所受的力约为 125 N[38]，故将力施加在参与作业的刀片上，方向垂直刃口曲线。由于驱动式破茬刀的转速约为 235 r/min（3.92 Hz），频率较低，因此仅对破茬刀辊的前 12 阶约束模态进行提取及分析，结果如表 5 所示。

由表 5 可以得出，破茬刀辊模型在约束模态下不再出现刚体模态，从第 1 阶到第 12 阶其振动频率都稳定在 154 Hz 以上，且呈现递增趋势，而破茬刀辊的转速约为 235 r/min（3.92 Hz），两者的振动频率相差较大，不会发生共振现象，故满足设计要求。破茬刀辊模型在约束模态下较大变形量阶模态振型图如图 15 所示。

由图 15 可知，约束模态下第 1、2、5 阶模态振型图大致相似，破茬刀辊总变形表现为刀片变形量最大，刀盘和刀轴几乎不会发生变形，在 x 轴方向上刀辊中心附近处几乎没有发生变形，刀片变形量随着距离刀辊中心变大而变大，最大变形发生在破茬刀片端部。

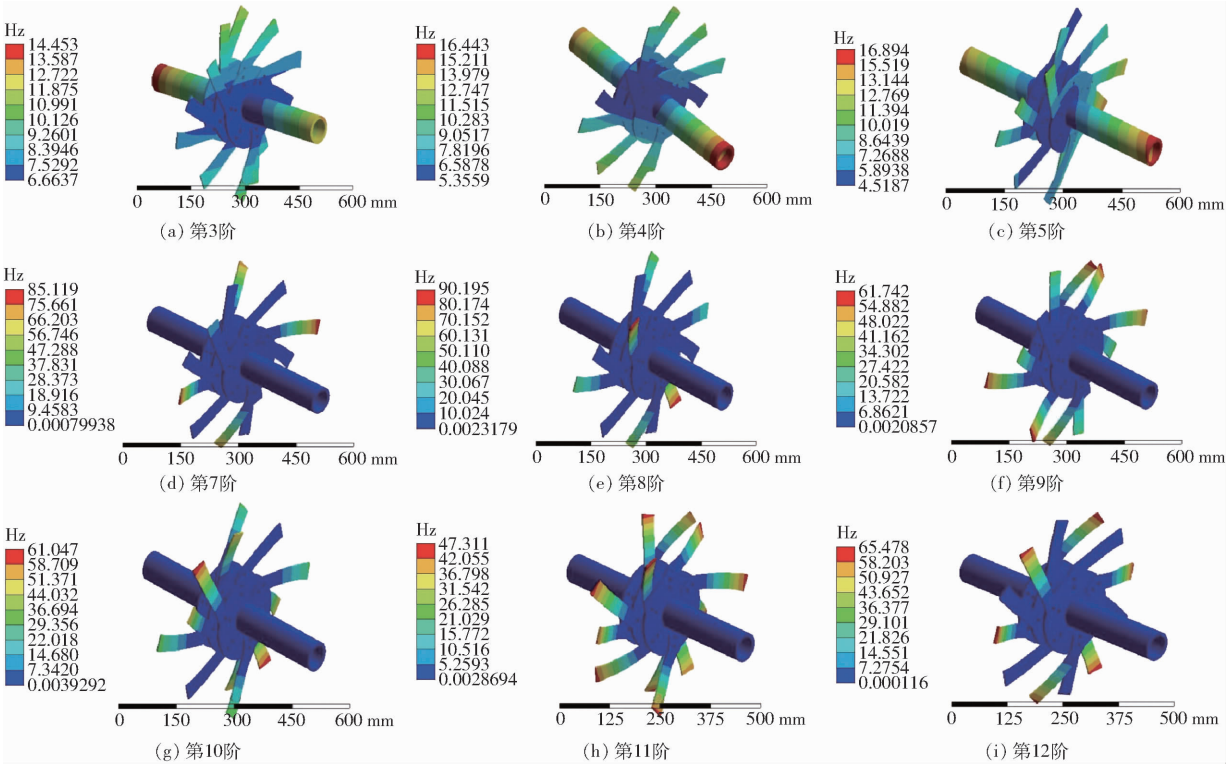


图 14 自由模态变形量较大阶模态振型图

Fig. 14 Modular patterns with larger free mode deformations

表 5 破茬刀辊约束模态前 12 阶频率

Tab. 5 The first 12th order frequency of constraint mode of stubble cutter roller

阶数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
频率/Hz	154.26	154.27	154.34	154.35	154.91	155.02	156.10	156.4	156.43	157.62	157.72	160.60

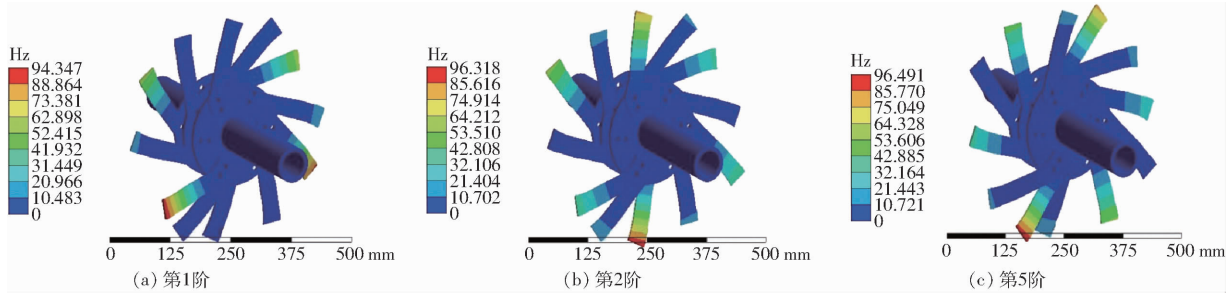


图 15 约束模态变形量较大阶模态振型图

Fig. 15 Modular patterns with larger confined mode deformations

4.3 强度与刚度校核

破茬刀在作业过程中的受力状态直接影响其性能,受力不仅直接影响机具的功耗和油耗,还对刀具本身形成冲击,故在刀片受力状态下对其进行校核。依据破茬刀辊约束模态分析时的约束和载荷添加方式,对破茬刀片的两个安装孔添加固定约束,在破茬刀片刃口处施加 125 N 的力,力的方向垂直于刃口曲线,并设置其边界条件进行仿真,仿真结果如图 16 所示。

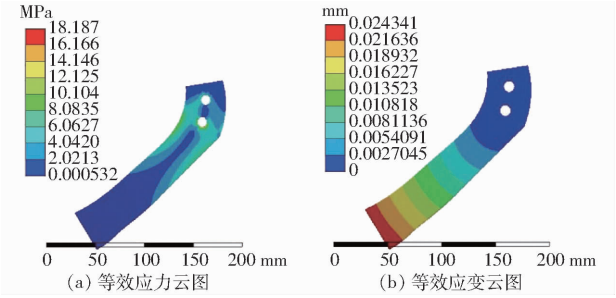


图 16 破茬刀片有限元仿真结果

Fig. 16 Finite element simulation results of broken blade

由图 16a 可知,驱动式破茬刀片最小应力为 0.000 532 MPa,最大应力为 18.187 MPa,满足 65Mn 钢强度要求;由图 16b 可知,破茬刀片最大形变量为 0.024 341 mm,满足 65Mn 钢刚度要求,故在耕作阻力状态下,驱动式破茬刀性能良好。

4.4　离散元仿真对比试验

4.4.1　仿真设置

为了验证所设计的驱动式破茬刀的耕作阻力与土壤扰动性能，选取驱动式圆盘刀组与其进行对比试验。为控制无关变量的一致性，选择在 EDEM 软件中实施试验，考虑到破茬刀作业时的工作范围，建立长 1 000 mm、宽 400 mm、高 500 mm 的土槽模型，生成仿真所需的耕作土壤、地表残留秸秆和玉米根茬模型。其中，颗粒与破茬刀之间设置为 Hertz－Mindlin(no slip)接触模型，颗粒之间除 Hertz－Mindlin(no slip)接触模型外，考虑到其粘结特性较强，设置 Hertz－Mindlin with bonding 接触模型，设置 Rayleigth 时间步长为 2.1×10^{-5} s，固定时间步长为 4.2×10^{-6} s，参数设置如表 6 所示。

表 6　离散元仿真微观参数

Tab.6　Simulation of microscopic parameters of discrete element

参数	数值
土壤颗粒泊松比	0.41
土壤颗粒剪切模量/Pa	1.24×10^{6}
土壤颗粒密度/(kg·m^{-3})	2 150
土壤颗粒间动摩擦因数	0.2
土壤颗粒间静摩擦因数	0.3
土壤与破茬刀间恢复系数	0.6
土壤与土壤间恢复系数	0.6
颗粒间法向接触刚度/(N·m^{-1})	3.4×10^{8}
颗粒间切向接触刚度/(N·m^{-1})	1.5×10^{8}
颗粒间临界法向应力/kPa	200
颗粒间临界切向应力/kPa	68

土壤模型中设置颗粒半径为 4 mm，颗粒生成与沉降时间为 6 s，生成耕作土壤 1 000 mm×400 mm×400 mm；秸秆模型中设置颗粒半径为 20 mm，生成与沉降时间为 4～6.06 s，由 18 个颗粒镶嵌组成长条状非球形颗粒，模拟玉米秸秆的形状及组成，生成破茬刀作业区域内的地表残留秸秆模型；根茬模型中设置颗粒半径为 1.5 mm，生成与沉降时间为 4～6.11 s，利用将根茬几何模型实体和根茬几何模型虚拟体重合的方法，生成主根直径为 30 mm，总长度为 225 mm，均匀分布于土槽中的玉米根茬模型 3 个，得到整个土槽模型，如图 17 所示。

设置破茬刀移动速度为 0.56 m/s，以刀轴为中心定轴转动(正旋)，角速度为 24.609 14 rad/s，运动时间为 6.11～6.41 s，仿真如图 18 所示。

4.4.2　仿真结果

对离散元仿真分析结果作后处理，以时间为横坐标，作业阻力为纵坐标，分别作驱动式破茬刀及驱动式圆盘刀组的摩擦阻力变化曲线，输出为. xls 格式，如图 19 所示。

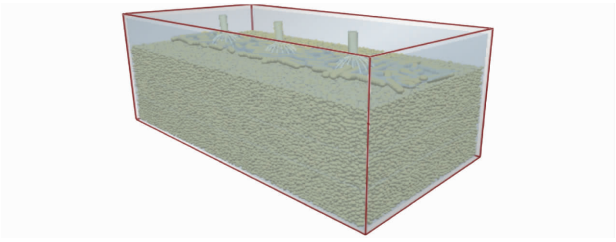
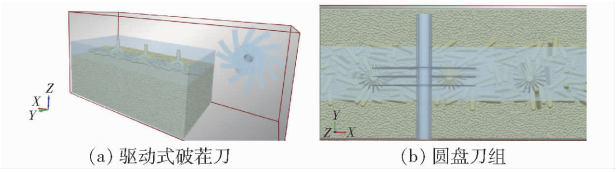


图 17　土槽模型

Fig.17　Soil bin model



(a) 驱动式破茬刀　　(b) 圆盘刀组

图 18　破茬刀仿真

Fig.18　Simulation of driving stubble cutter

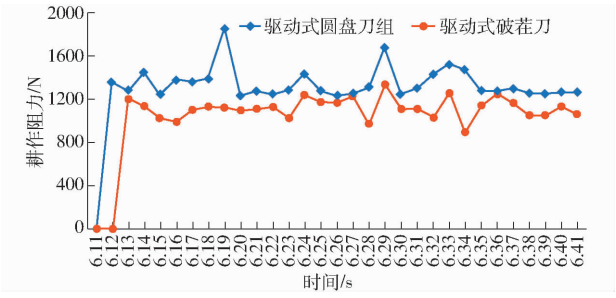


图 19　耕作阻力变化曲线

Fig.19　Change curves of tillage resistance

对所有输出的驱动式破茬刀和驱动式圆盘刀组结果求平均值，得到所设计的驱动式破茬刀的耕作阻力为 1 042.81 N，驱动式圆盘刀组的耕作阻力为 1 299.97 N，所设计的驱动式破茬刀的耕作阻力相对于驱动式圆盘刀组的耕作阻力降低了 19.78%，故所设计的驱动式破茬刀的耕作阻力性能较优。

对仿真后的沟形进行分析，依据文献[36]的测试方法，对土槽模型进行了横向截剖(随机截取 5 个面)，监测驱动式破茬刀和驱动式圆盘刀组仿真过程中抛起的土壤颗粒数，并计算平均值，得到驱动式破茬刀作业时抛起的土壤颗粒数为 1 098 个(土壤颗粒的抛起数量反映了破茬刀的动土量[39])，驱动式圆盘刀组作业时抛起的土壤颗粒数为 1 276 个，所设计的驱动式破茬刀的土壤抛起数量相对于驱动式圆盘刀组的土壤抛起数量降低了 13.95%，故所设计的驱动式破茬刀的土壤扰动性能较优。

5　结论

(1)提出一种条带式少耕的作业方式，仅针对垄上根茬密集区进行作业，其动土量小、作业范围窄，作业后土壤墒情优良。

(2)在入土深度为 80 mm 的工况下,结合理论分析与物料测量,得到所设计的驱动式破茬刀的作业半径为 230 mm,并获得刀片的刃口曲线方程,进一步通过确定刀片几何尺寸、刀轴和刀盘参数,得到驱动式破茬刀。

(3)有限元模态分析与刚度、强度校核表明,所设计的驱动式破茬刀作业性能良好,满足破茬刀技术要求。离散元仿真对比试验表明,所设计的驱动式破茬刀比驱动式圆盘刀组的耕作阻力降低了 19.78%、土壤抛起数量降低了 13.95%,因此本文设计的驱动式破茬刀能够降低耕作阻力、减小土壤扰动。

参 考 文 献

[1] 谭贺文. 一种组合式播种开沟器的设计与试验[D]. 哈尔滨:东北农业大学,2018.
TAN Hewen. Design and experiment of a combined seeding furrow opener[D]. Harbin: Northeast Agricultural University, 2018. (in Chinese)

[2] JIA H L, WANG W J, LUO X F, et al. Effects of profiling elastic press roller on seedbed properties and soybean emergence under double row ridge cultivation[J]. Soil & Tillage Research, 2016, 162(4): 34 - 40.

[3] 何进,李洪文,陈海涛,等. 保护性耕作技术与机具研究进展[J/OL]. 农业机械学报,2018,49(4): 1 - 19.
HE Jin, LI Hongwen, CHEN Haitao, et al. Research progress of conservation tillage technology and machine[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(4): 1 - 19. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=20180401&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.04.001. (in Chinese)

[4] 高旺盛. 论保护性耕作技术的基本原理与发展趋势[J]. 中国农业科学,2007,40(12):2702 - 2708.
GAO Wangsheng. Development trends and basic principles of conservation tillage[J]. Scientia Agricultura Sinica, 2007, 40(12): 2702 - 2708. (in Chinese)

[5] BAKERC J, SAXTONK E, RITCHIEW R, et al. No tillage seeding in conservation agriculture[M]. Trowbridge: Cromwell Press, 2007.

[6] KASSAM A, PRIEDRICH T, DERPSCH R, et al. Overview of the worldwide spread of conservation agriculture[J]. Field Actions Science Reports, 2015, 8: 1 - 11.

[7] 农业部农业机械化管理司. 中国保护性耕作[M]. 北京:中国农业出版社,2008.

[8] 华秀坤. 旋耕机的发展历程及趋势展望[J]. 农业科技与装备,2013,45(8):30 - 31.
HUA Xiukun. Development and trend of rotary cultivator[J]. Agricultural Science & Technology and Equipment, 2013, 45(8): 30 - 31. (in Chinese)

[9] SAUNDERSA C, UCGULA M, GODWINB J R, et al. Discrete element method (DEM) simulation to improve performance of a mouldboard skimmer[J]. Soil & Tillage Research, 2021, 205(1): 1 - 13.

[10] UCGULA M, SAUNDERSA C. Simulation of tillage forces and furrow profile during soil-mouldboard plough interaction using discrete element modelling[J]. Biosystems Engineering, 2020, 190(2): 58 - 70.

[11] 李娜,康建明,李涛,等. 铧式犁犁体曲面设计研究现状与分析[J]. 农业装备与车辆工程,2019,57(增刊):187 - 191.
LI Na, KANG Jianming, LI Tao, et al. Research status and analysis of plough surface[J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2019, 57(Supp.): 187 - 191. (in Chinese)

[12] 李向军. 玉米大垄双行联合整地机设计与集土部件参数优化[D]. 大庆:黑龙江八一农垦大学,2016.
LI Xiangjun. Design of corn large ridge double row combined soil preparation machine and parameter optimization of soil collection components[D]. Daqing: Heilongjiang Bayi Agricultural University, 2016. (in Chinese)

[13] 宋平平. 变速联合耕整地机性能研究与设计[D]. 长春:吉林大学,2013.
SONG Pingping. Performance study and design of variable speed combined tillage machine[D]. Changchun: Jilin University, 2013. (in Chinese)

[14] TIECHERA T L, LOURENZIC C R, GIROTTOA E, et al. Phosphorus forms leached in a sandy Typic Hapludalf soil under no-tillage with successive pig slurry applications[J]. Agricultural Water Management, 2020, 242(12): 1 - 12.

[15] SHAKOOR A, SHAHBAZ M, FAROOQ H T, et al. A global meta-analysis of greenhouse gases emission and crop yield under no-tillage as compared to conventional tillage[J]. Science of the Total Environment, 2021, 750(1): 1 - 16.

[16] ZHANG Y Q, DALALA R C, BHATTACHARYYA R, et al. Effect of long-term no-tillage and nitrogen fertilization on phosphorus distribution in bulk soil and aggregates of a Vertisol[J]. Soil & Tillage Research, 2021, 205(1): 1 - 9.

[17] 赵淑红,王加一,陈君执,等. 保护性耕作拟合曲线型深松铲设计与试验[J/OL]. 农业机械学报,2018,49(2):82 - 92.
ZHAO Shuhong, WANG Jiayi, CHEN Junzhi, et al. Design and experiment of fitting curve subsoiler of conservation tillage[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(2): 82 - 92. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=20180211&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.02.011. (in Chinese)

[18] AHMADI I. A draught force estimator for disc harrow using the laws of classical soil mechanics[J]. Biosystems Engineering, 2018, 171(7): 52 - 62.

[19] TONG J, JI W F, JIA H L, et al. Design and tests of biomimetic blades for soil-rototilling and stubble-breaking[J]. Journal of Bionic Engineering, 2015, 12(3): 495 - 503.

[20] ASL H J, SINGH S. Optimization and evaluation of rotary tiller blades: computer solution of mathematical relations[J]. Soil &

Tillage Research, 2009, 106(12): 1 - 7.
[21] 李霞,付俊峰,张东兴,等. 基于振动减阻原理的深松机牵引阻力试验[J]. 农业工程学报,2012,28(1): 32 - 36.
LI Xia, FU Junfeng, ZHANG Dongxing, et al. Experiment analysis on traction resistance of vibration subsoiler[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(1): 32 - 36. (in Chinese)
[22] 袁军,于建群. 基于 DEM - MBD 耦合算法的自激振动深松机仿真分析[J/OL]. 农业机械学报,2020,51(增刊 1):17 - 24.
YUAN Jun, YU Jianqun. Analysis on operational process of self-excited vibrating subsoiler based on DEM - MBD coupling algorithm[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(Supp. 1): 17 - 24. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 2020s103&journal_id = jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2020.S1.003. (in Chinese)
[23] 张强,张璐,刘宪军,等. 基于有限元法的仿生钩形深松铲耕作阻力[J]. 吉林大学学报(工学版),2012,42(增刊 1): 117 - 121.
ZHANG Qiang, ZHANG Lu, LIU Xianjun, et al. Soil resistance of the bionic hook-shape subsoiler based on the finite element method[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2012, 42(Supp. 1): 117 - 121. (in Chinese)
[24] 张金波,佟金,马云海. 仿生减阻深松铲设计与试验[J/OL]. 农业机械学报,2014,45(4):141 - 145.
ZHANG Jinbo, TONG Jin, MA Yunhai. Design and experiment of bionic anti-drag subsoiler[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(4): 141 - 145. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20140422&journal_id = jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2014.04.022. (in Chinese)
[25] 贾洪雷,孟凡豪,刘立晶,等. 芯铧式开沟器仿生设计与试验[J/OL]. 农业机械学报,2020,51(4):44 - 49,77.
JIA Honglei, MENG Fanhao, LIU Lijing, et al. Biomimetic design and experiment of core-share furrow opener[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(4): 44 - 49, 77. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20200405&journal_id = jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2020.04.005. (in Chinese)
[26] 西北农林科技大学. 一种自激振动式分层深松整地联合作业机:201520911685.5[P]. 2016 - 08 - 03.
[27] KASISIRA L L. Force modelling and energy optimization for subsoilers in tandem[D]. Pretoria: University of Pretoria, 2004.
[28] 赵淑红,刘汉朋,杨超,等. 玉米秸秆还田交互式分层深松铲设计与离散元仿真[J/OL]. 农业机械学报,2021,52(3):75 - 87.
ZHAO Shuhong, LIU Hanpeng, YANG Chao, et al. Design and discrete element simulation of interactive layered subsoiler with maize straw returned to filed[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(3): 75 - 87. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20210308&journal_id = jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2021.03.008. (in Chinese)
[29] 杨帆,李问盈,李洪文,等. 免耕播种机缺口圆盘刀有限元静强度分析[J]. 农业机械学报,2010,41(6):53 - 55.
YANG Fan, LI Wenying, LI Hongwen, et al. Analysis for gap disc of no-till planter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(6): 53 - 55. (in Chinese)
[30] 郑侃. 深松旋耕作业次序可调式联合作业机研究[D]. 北京:中国农业大学,2018.
ZHENG Kan. Study on subsoiling and rotary tillage operation adjustble combine machine[D]. Beijing: China Agricultural University, 2018. (in Chinese)
[31] 朱凤武. 金龟子形态分析及深松耕作部件仿生设计[D]. 长春:吉林大学,2005.
ZHU Fengwu. Analysis of the morphology of scarabaeoidea and bionic design of subsoiling components[D]. Changchun: Jilin University, 2015. (in Chinese)
[32] 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. Optimization design of sliding cutting edge curve of corn rootstalk cutting tool[J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(12): 13 - 17. (in Chinese)
[33] 赵淑红,王加一,杨超,等. 保护性耕作破茬碎土刀设计与试验[J/OL]. 农业机械学报,2019,50(9):57 - 68.
ZHAO Shuhong, WANG Jiayi, YANG Chao, et al. Design and experiment of stubble chopper under conservation tillage[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(9): 57 - 68. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20190907&journal_id = jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2019.09.007. (in Chinese)
[34] 车刚,张伟,万霖,等. 基于灭茬圆盘驱动旋耕刀多功能耕整机设计与试验[J]. 农业工程学报,2012,28(20):34 - 40.
CHE Gang, ZHANG Wei, WAN Lin, et al. Design and experiment of multifunctional tillage machine with driven bent blade by stubble ploughing disk[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(20): 34 - 40. (in Chinese)
[35] 王运兴. 带状深松灭茬机灭茬部件设计与试验[D]. 哈尔滨:东北农业大学,2018.
WANG Yunxing. Design and experiment on stubble-breaking components of strip subsoiling and stubble-breaking machine[D]. Harbin: Northeast Agricultural University, 2018. (in Chinese)
[36] SMITH B, ZHAO Q. Modal structure imbalance fault detection for rotating machines[J]. IFAC Papers on Line, 2015, 48(21): 1420 - 1425.
[37] DONG X F, LIAN J J, WANG H J, et al. Structural vibration monitoring and operational modal analysis of offshore wind turbine structure[J]. Ocean Engineering, 2018, 150(15): 280 - 297.
[38] 牛明. 玉米根茬粉碎还田机械刀具系统设计与研究[D]. 哈尔滨:东北林业大学,2013.
NIU Ming. The design and research of the cutter system of corn stubble-smashing machine[D]. Harbin: Northeast Forestry University, 2013. (in Chinese)
[39] ZHAO H B, LI H W, MA S C, et al. The effect of various edge-curve types of plain-straight blades for strip tillage seeding on torque and soil disturbance using DEM[J]. Soil & Tillage Research, 2020, 202(8): 1 - 11.