

# 立式旋耕机的设计与试验

汤文博<sup>1</sup>, 刘恩光<sup>1</sup>, 何超<sup>2</sup>, 金聪<sup>1</sup>, 刘存祥<sup>1</sup>

(1. 河南农业大学 机电工程学院, 郑州 450000; 2. 中国矿业大学, 江苏 徐州 221116)

**摘要:** 提出了一种立式旋耕系统,对其结构、参数及传动方式进行了设计,并介绍了工作原理。对立式旋耕刀进行了运动和动力学分析,计算出单把立式旋耕刀受到的最大切向阻力为 561N,单个立式旋耕单元受到的最大扭矩为 157N·m。运用 EDEM 进行离散元仿真分析表明,机具的前进速度与旋耕机转速对作业的质量有影响。将研制的立式旋耕系统进行田间试验,结果显示:该系统作业后的耕深、耕深稳定性系数和碎土率符合国家标准 GB/T 5668-2008 旋耕机试验的要求。

**关键词:** 立式旋耕机; 离散元仿真; 碎土率

中图分类号: S222.2

文献标识码: A

文章编号: 1003-188X(2022)10-0077-05

## 0 引言

旋耕机按旋耕刀轴的分布方式可分为卧式旋耕机、立式旋耕机和斜置式旋耕机。其中,卧式旋耕机的应用最广泛,能用于多种类型土壤的耕作,作业效率高<sup>[1]</sup>;立式旋耕机具有深耕深松及实现半免耕等优点<sup>[2]</sup>;斜置式旋耕机结合了犁耕与旋耕的特点,可降低耕作阻力和功率消耗,且耕作质量好<sup>[3]</sup>。深松和立式旋耕技术通过增加耕作深度来打破犁底层,松动土壤而不翻转土层,改善土壤团粒结构的同时保留了原土层结构,增强土壤蓄水保墒、透水透气的能力,还能有效降低病虫害危害<sup>[4-5]</sup>。基于上述优点,设计了一种立式旋耕系统,并对其运动及受力进行分析。

## 1 总体结构及工作原理

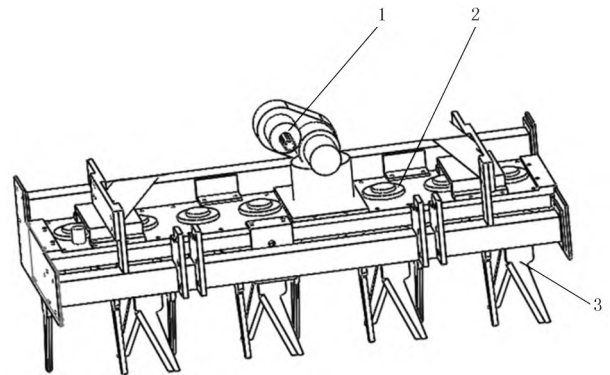
### 1.1 总体结构

立式旋耕机主要包括减速器、齿轮箱和立式旋耕单元,如图 1 所示。

### 1.2 工作原理

工作时,拖拉机输出的动力由万向节传动轴传送到减速器,减速器通过锥齿轮传动将动力向下传送到齿轮箱;齿轮箱内有 8 个圆柱齿轮,每个圆柱齿轮各

带动一组立式旋耕单元旋转,圆柱齿轮以外啮合方式传动。其中,相邻两个立式旋耕单元的旋向相反。



1. 减速器 2. 齿轮箱 3. 立式旋耕刀

图 1 立式旋耕机总体结构示意图

Fig. 1 General diagram of vertical rotary cultivator

## 2 立式旋耕单元的设计

### 2.1 立式旋耕单元的结构设计

立式旋耕单元分正向立式旋耕单元和反向立式旋耕单元,每个旋耕单元由刀库、刀库座、两把相同的正向立式旋耕刀或反向立式旋耕刀组成,如图 2 所示。相邻两个旋耕单元旋向相反,刀刃方向也相反,在旋耕机上呈 90°排列。

### 2.2 立式旋耕刀的设计

立式旋耕刀主要由刀座、刀身、切削刃、螺栓孔组成,结合课题组先前对立式旋耕刀的研究<sup>[6]</sup>,设计的立式旋耕刀如图 3 所示。

为避免立式旋耕刀在工作中出现变形、折断问题,必须保证立式旋耕刀的力学性能满足工作要求。立式旋耕刀所用材料为 65Mn 钢,并经过淬火热处理,

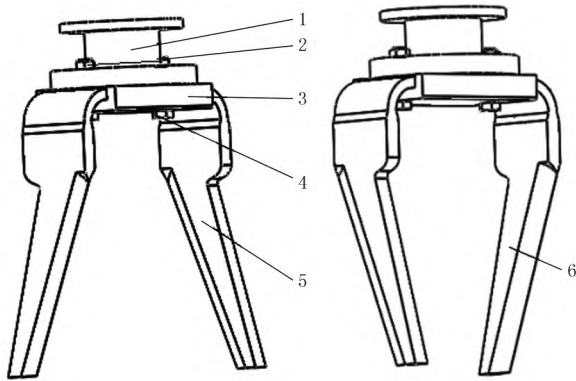
收稿日期: 2020-11-03

基金项目: 河南省高等学校重点科研项目(21A460019);河南省重点科技攻关计划项目(142102110055)

作者简介: 汤文博(1994-),男,河南睢县人,硕士研究生,(E-mail) t19941019@qq.com。

通讯作者: 刘存祥(1958-),男,郑州人,教授,博士生导师,(E-mail) 13598881238@139.com。

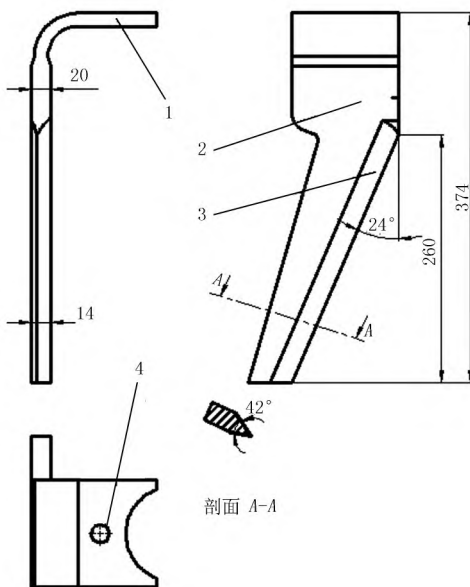
提高了切削刃的硬度及立式旋耕刀的综合机械性能。为减小立式旋耕刀切削阻力,降低功耗,使立式旋耕刀的切削刃偏斜一定的角度,以具有滑切作用。研究表明:当滑切角在  $22^\circ \sim 55^\circ$  之间时可降低功耗<sup>[7-8]</sup>,本文选取滑切角  $\alpha = 24^\circ$ 。设计的立式旋耕刀的切削刃偏向刀身外侧,切削刃距离刀身外侧面为 6mm,距离刀身内侧面为 14mm,目的在于保证立式旋耕刀在土壤中旋转时刀身碰到的是已被切削刃切碎的土壤,从而降低土壤对立式旋耕刀的阻力。



1. 刀库座 2. 螺栓 3. 刀库 4. 螺母  
5. 正向立式旋耕刀 6. 反向立式旋耕刀

图 2 正反两种立式旋耕单元

Fig. 2 Forward and reverse vertical rotary tillage units



1. 刀座 2. 刀身 3. 切削刃 4. 螺栓孔

图 3 正向立式旋耕刀结构图

Fig. 3 Structure diagram of forward vertical rotary blade

### 3 立式旋耕刀的动力学分析

#### 3.1 立式旋耕刀的运动分析

##### 3.1.1 立式旋耕刀的运动轨迹

立式旋耕刀片的运动轨迹是由拖拉机牵引的直

线运动和自身绕齿轮箱输出轴的旋转运动复合而成的,其旋耕刀切削刃上任意一点  $Q_i$  的轨迹曲线如图 4 所示。

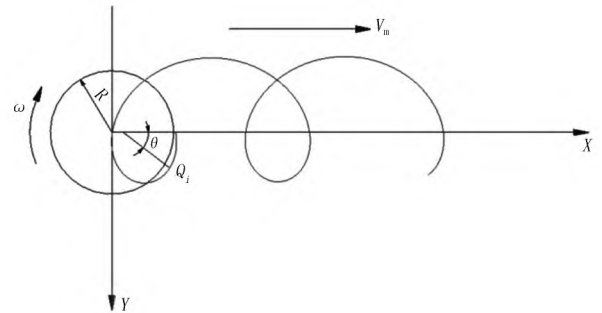


图 4 立式旋耕刀上任意点  $Q_i$  的轨迹曲线

Fig. 4 Trajectory curve of any point  $Q_i$  of vertical rotary blade

图 4 中,坐标原点是立式旋耕刀的回转中心, X 轴正方向是拖拉机的前进方向, Y 轴正方向平行于刀库底面且垂直于拖拉机前进方向。设立式旋耕刀旋转的角速度为  $\omega$ , 拖拉机的前进速度为  $V$ , 任意点距离立式旋耕刀的回转中心为  $R$ , 则点的轨迹参数方程为

$$x = R \cos \omega t + V_m t \quad (1)$$

$$y = R \sin \omega t \quad (2)$$

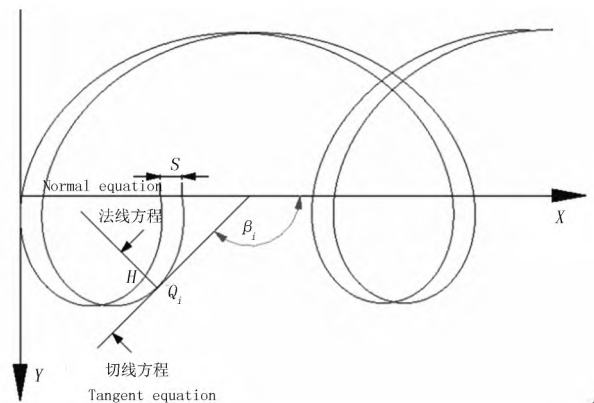
式中  $t$ — $Q_i$  点的运动时间 (s)。

立式旋耕刀上任意点的轨迹方程为

$$x = (R^2 + y^2)^{\frac{1}{2}} + \frac{V_m}{\omega} \sin^{-1} \frac{y}{R} \quad (3)$$

##### 3.1.2 立式旋耕刀轨迹曲线的法向截距

过立式旋耕刀轨迹曲线上任意点  $Q_i(x_i, y_i)$  作该点的切线方程和法向方程,如图 5 所示。



5 相邻轨迹间的法相截距

Fig. 5 Schematic diagram of normal intercept between adjacent trajectories

切线方程的斜率  $\tan \beta_i$  为

$$\tan \beta_i = \frac{dy}{dx} = \frac{(R^2 + y^2)^{\frac{1}{2}}}{\frac{V_m}{\omega} - y} = \frac{R \cos \theta}{\frac{V_m}{\omega} - R \sin \theta} \quad (4)$$

切线方程为

$$y - y_i = (x - x_i) \frac{R \cos \theta_i}{\frac{V_m}{\omega} - R \sin \theta_i} \quad (5)$$

过  $Q_i(x_i, y_i)$  的法线方程为

$$y - y_i = (x - x_i) \tan\left(\beta_i - \frac{\pi}{2}\right) = (x - x_i) \frac{\frac{V_m}{\omega} - R \sin \theta_i}{R \cos \theta_i} \quad (6)$$

设立式旋耕刀在拖拉机的牵引下沿  $X$  轴前进的距离为  $S$ , 过  $Q_i$  的法线与前一个轨迹相交于  $H(x'_i, y'_i)$  点, 则  $\overline{Q_i H}$  可以表示为相邻轨迹间的法相截距, 如图 5 所示。结合式 (1) 和式 (2), 过交点  $H(x'_i, y'_i)$  的前一个轨迹方程为

$$x'_i = R \cos \omega t + \frac{V_m}{t} - S \quad (7)$$

$$y'_i = R \sin \omega t \quad (8)$$

则相邻轨迹的法相截距  $\overline{Q_i H}$  的大小为

$$\overline{Q_i H} = [(x_i - x'_i)^2 + (y_i - y'_i)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

### 3.1.3 样 立式旋耕刀的几何参数

立式旋耕刀的几何参数对立式旋耕刀的受力、使用寿命、作业效果有很大影响<sup>[9]</sup>, 其几何参数的示意图如图 6 所示。其中,  $\psi$  为回转半径与  $Q_i$  点的法线的夹角;  $\eta$  为切削角;  $\gamma$  为刃楔角;  $\delta$  为切削刃后角;  $\lambda$  为立式旋耕刀的安装角。根据图 6 的几何关系得

$$\psi + \lambda + \eta = 90^\circ \quad (10)$$

$$\eta = \delta + \frac{\gamma}{2} \quad (11)$$

旋耕开始时, 立式旋耕刀由  $X$  轴顺时针向  $Y$  轴旋转,  $\psi$  角由最大值变向最小值, 相应地切削角  $\eta$  由最小值变向最大值。为提高立式旋耕刀的切削性能, 并避免刀刃磨损过快而降低其使用寿命, 应尽量取较小的切削角  $\eta$ , 同时也要保证足够的刃楔角  $\gamma$ 。

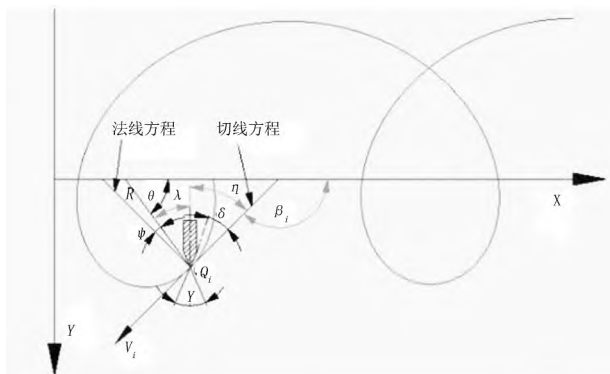


图 6 立式旋耕刀的几何参数

Fig. 6 Geometric parameters of vertical rotary blade

### 3.2 立式旋耕刀的受力分析

立式旋耕刀的刀刃完全入土后进入稳定切削土壤状态, 其切向阻力  $F$  包括扰动土壤团块而产生的扰动阻力  $F_2$ 、立式旋耕刀与土壤间的摩擦阻力  $F_f$  和分离土壤的动态切削阻力  $F_1$ , 而立式旋耕刀与土壤间的摩擦阻力在整个切向阻力中比例很小, 可不考虑, 所以只需分析立式旋耕刀切向阻力中的动态切削阻力和扰动阻力。立式旋耕刀的受力分析示意图如图 7 所示。

由图 7 可得, 单个立式旋耕刀的切向阻力  $F$  为

$$\vec{F} = \vec{F}_x + \vec{F}_y \quad (12)$$

$$F_x = F \cos(\pi - \beta_i) \quad (13)$$

$$F_y = F \sin(\pi - \beta_i) \quad (14)$$

立式旋耕刀在稳定切削土壤状态时<sup>[10]</sup>, 其切向阻力  $F$  表示为

$$F = F_1 + F_2 \quad (15)$$

式中  $F_1$ —立式旋耕刀的动态切削阻力(N);

$F_2$ —立式旋耕刀的扰动阻力(N)。

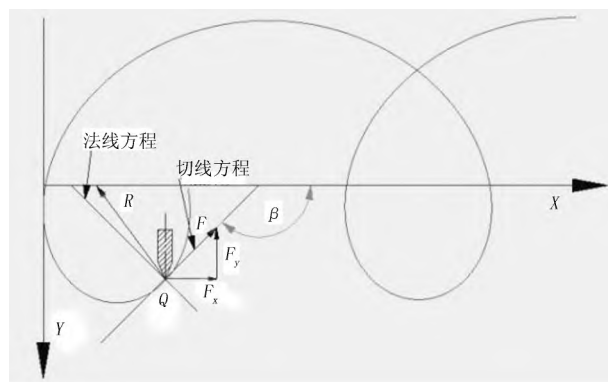


图 7 立式旋耕刀的受力

Fig. 7 Force of vertical rotary blade

动态切削阻力是立式旋耕刀在较高切削速度下切削土壤时破坏土壤而产生的阻力, 动态切削比阻  $\xi_F$  和切削速度  $V_T$  具有线性关系, 即

$$\xi_F = \xi_0(1 + k_v V_T) \quad (16)$$

式中  $\xi_0$ —静态切削比阻系数;

$k_v$ —切削速度  $V_T$  的影响系数。

静态切削阻力是立式旋耕刀在切削速度较慢时切削土壤而导致土壤变形所产生的阻力。静态切削比阻  $\xi_0$  和切削角  $\eta$  具有线性关系, 即

$$\xi_0 = \xi_0(\eta_0) + \xi_\eta(\eta - \eta_0) \quad (17)$$

式中  $\eta_0$ —初始切削角( $^\circ$ );

$\xi_0(\eta_0)$ —切削角  $\eta_0$  对应的静态切削比阻;

$\xi_\eta$ —切削角  $\eta_0$  的影响系数。

当立式旋耕刀切削深度为  $h$ 、厚度为  $e$  的土壤时, 所产生的动态切削阻力  $F_1$  为

$$F_1 = \xi_0(1 + k_v V_T) h e(\theta) \quad (18)$$

式中  $e(\theta)$ —立式旋耕刀在角  $\theta$  时对应的切削厚度 (mm)。

扰动阻力  $F_2$  与切削速度  $V_T$  的平方成正比:

$$F_2 = h e \sin \eta \frac{\varepsilon}{g} V_T^2 \left( 1 - \frac{e(\theta)}{e(\theta_0)} \right) \quad (19)$$

式中  $c$ —立式旋耕刀工作部分的厚度 (mm);

$\varepsilon$ —土壤容重 ( $g/cm^3$ );

$\theta_0$ —初始切削角 ( $^\circ$ );

$e(\theta_0)$ —初始切削角  $\theta_0$  对应的切削厚度 (mm)。

联立式 (14) ~ 式 (18), 可得立式旋耕刀的切向阻力  $F$  为

$$F = \xi_0(1 + k_v V_T) h e(\theta) + h e \sin \eta \frac{\varepsilon}{g} V_T^2 \left( 1 - \frac{e(\theta)}{e(\theta_0)} \right) \quad (20)$$

### 3.3 立式旋耕刀的扭矩分析

立式旋耕刀切削土壤时, 由于单把立式旋耕刀的切向阻力是变化的, 且立式旋耕单元的排布位置也不尽相同, 因此在同一时刻下各立式旋耕单元所受扭矩不相等。为确保传动系统的额定承载范围能满足立式旋耕单元受到的扭矩, 本文按立式旋耕单元受到的最大扭矩值来设计。根据文献 [11] 所述旋耕刀的几何参数, 本文设计的旋耕刀参数如表 1 所示。当旋耕刀回转半径  $R$  与任意点  $Q_i$  的法线夹角  $\psi$  达到最小值 0 零时, 立式旋耕单元受到最大扭矩  $T_{max}$ , 即

$$T_{max} = \xi_n F_{max} R \quad (21)$$

式中  $F_{max}$ —立式旋耕刀所受的最大切向阻力 (N);

$\xi_n$ —立式旋耕单元的刀具布置系数。

表 1 旋耕刀的几何参数

Table 1 Geometric parameters of rotary tiller

材料	安装角 $l(^\circ)$	刀具 工作长度 $l/mm$	刀具 倾斜角 $l(^\circ)$	刀具 刃楔角 $l(^\circ)$	刀具 厚度 $l/mm$
65Mn	90	273	24	42	20

结合式 (20)、式 (21), 计算得单把立式旋耕刀的最大切向阻力  $F_{max} = 561N$ , 立式旋耕单元的刀具布置系数为 2, 立式旋耕刀的回转半径为 0.14m, 则单个立式旋耕单元受到的最大扭矩为  $F_{max} = 2 \times 561 \times 0.14 = 157N \cdot m$ 。

## 4 离散元仿真分析

采用 EDEM 2.7 软件进行立式旋耕刀作业时的建模仿真。采用颗粒团对部分土壤模型进行建模, 最小单元的土壤颗粒半径设定为 10mm, 根据测定及查阅相关文献设定土壤颗粒团的半径为 50mm。其他仿

真参数如表 2 所示。

将建立好的刀具模型导入到 EDEM 软件中。为了减少计算量, 模型中选取相邻的 2 个旋耕刀片, 将动力学分析确定影响作业效果的 2 个因素 (即机具前进速度和刀具转速) 作为仿真试验的因素。

表 2 仿真参数

Table 2 Simulation parameters

项目	属性	单位	参数值
土壤颗粒	泊松比		0.5
	剪切模量	Pa	$2 \times 10^7$
	密度	$kg/m^3$	2600
旋耕刀	泊松比		0.288
	剪切模量	Pa	$2.1 \times 10^{11}$
	密度	$kg/m^3$	7820
土壤颗粒-旋耕刀	恢复系数		0.1
	静摩擦因数		0.2
土壤颗粒-土壤颗粒	动摩擦因数		0.03
	恢复系数		0.2
	静摩擦因数		0.25
	动摩擦因数		0.05

前进速度为 0.45m/s、刀具转速为 411r/min 时的仿真过程如图 8 所示。经过后处理可计算作业前后最长边小于 40mm 土壤颗粒的占比, 即为碎土率。仿真结果如图 9 所示。通过数据分析可得, 机具前进速度与碎土率成负相关, 而刀具转速与碎土率成正相关。

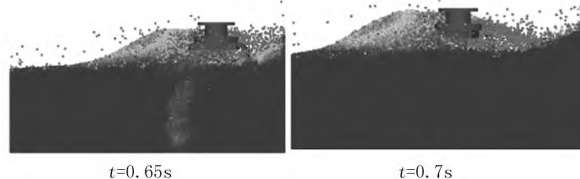


图 8 立式旋耕刀仿真效果图

Fig. 8 Simulation effect of vertical rotary tiller

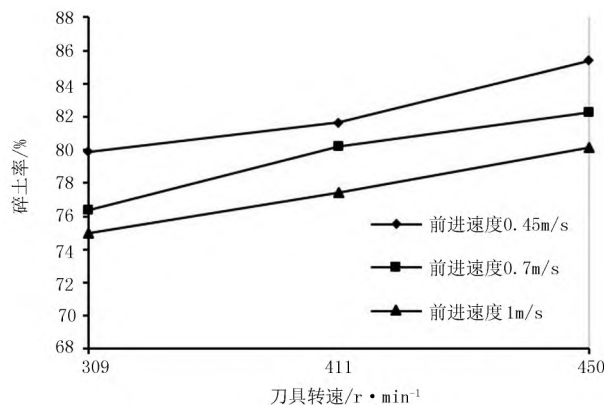


图 9 刀具碎土仿真结果

Fig. 9 Soil broken simulation result of knife

### 5 田间试验

#### 5.1 试验条件

研制的样机在南阳市唐河县的试验田进行试验，试验田土壤为壤土，试验前测得土壤含水率为 16.7%。该样机幅宽 1995mm，耕深可达 250mm<sup>[12]</sup>。试验配套的拖拉机功率为 88.2kW，拖拉机作业行驶速度为 0.45m/s，刀具转速为 309r/min。

根据国家标准 GB/T 5668-2008<sup>[13]</sup> 旋耕机试验要求进行试验，机组每组试验行程为 30m，耕作宽度为 2.5m，每组进行 3 次，共试验 3 组。每组试验分别对耕深与稳定性、碎土率进行测量和统计，并对每次试验前后的不同深度土层的土壤容重和含水率进行测量和统计。

#### 5.2 试验结果

机组作业后的耕深与稳定性系数如表 3 所示，作业后的碎土率如表 4 所示。结果表明，试验后的耕深稳定，范围在 25.1~25.5cm 之间，平均值为 25.3cm；耕深稳定性系数在 92.23%~93.94% 之间，平均值为 92.91%；试验后的碎土率较为稳定，范围在 79.90%~82.38% 之间，平均值为 81.31%。

表 3 机组作业后耕深与稳定性

Table 3 Ploughing depth and stability after unit operation

行程	耕深/cm	标准差	变异系数/%	稳定性系数/%
1	25.2	1.9	7.45	92.55
2	25.5	2.0	7.77	92.23
3	25.1	1.5	6.06	93.94
平均值	25.3	1.8	7.09	92.91

根据国家标准 GB/T 5668-2008 的要求，旋耕机在土壤绝对含水率为 15%~25% 的壤土上进行耕作时旱耕耕深大于 8cm，耕深稳定性系数大于 85%，碎土率大于 50%，立式旋耕系统满足该标准要求。

表 4 机组作业后碎土率

Table 4 Soilbrokenrate after unit operation

行程	碎土率/%
1	79.90
2	81.65
3	82.38
平均值	81.31

### 6 结论

1) 介绍了立式旋耕机的总体结构和工作原理，设计了由正反两种立式旋耕单元组成的立式旋耕系统，并对每把立式旋耕刀的分布及尺寸参数进行了设计，材料选择为 65Mn。

2) 对立式旋耕刀工作时的切向阻力进行计算分析，得到每把立式旋耕刀的最大切向阻力为 561N，每个立式旋耕单元受到最大扭矩为 157N·m。

3) 利用 Edem 软件对作业过程进行模拟仿真，得知机具的前进速度与旋耕机转速对作业的质量有影响。

4) 田间试验结果表明：系统整地效果较好，作业后耕深稳定，耕深、耕深稳定性系数和碎土率满足国家标准的要求。

#### 参考文献:

[1] 李永磊,宋建农,康小军,等. 双辊秸秆还田旋耕机试验[J]. 农业机械学报, 2017, 44(2): 45-49.

[2] ZHANG Z B, XU P, ZHAI L C. Effects of deep vertical rotary tillage on dry matter accumulation and grain yield of summer maize in the Huang-Huai-Hai Plain of China [J]. Soil and tillage research, 2017, 170(7): 167-174.

[3] 葛宜元. 旋耕机类型及研究方向探讨[J]. 农机使用与维修, 2013(1): 34-35.

[4] 周玉华. 深耕深松机械技术在农业生产中的重要意义[J]. 南方农机, 2017(12): 55-55.

[5] 韩世才. 浅谈机械化深耕深松的重要作用[J]. 农业与技术, 2017, 37(12): 80.

[6] 曹丽芳,张闯闯,张峻晖,等. 立式旋耕机旋刀系统的设计及受力分析[J]. 农机化研究, 2018, 40(8): 47-51.

[7] 丁为民,王耀华,彭嵩植,等. 反转旋耕刀滑切角分析与计算[J]. 农业机械学报, 2001, 32(6): 26-29.

[8] 庞声海. 关于滑切理论与滑切角的选择[J]. 华中农学院学报, 1982(2): 64-69.

[9] 张引航. 微耕机刀辊的优化设计及切土性能研究[D]. 重庆: 西南大学, 2017.

[10] 孙祖望,李太杰,陈达刚,等. 土壤稳定机械理论与计算[J]. 筑路机械与施工机械化, 1990(4): 34-38.

[11] 张闯闯. Y 型立式旋耕机的研制[D]. 郑州: 河南农业大学, 2016.

[12] 刘芳建,米义,廖娜,等. 立式旋耕机的研究设计与试验[J]. 农机化研究, 2017, 39(11): 81-84.

[13] 中国国家标准化管理委员会. 旋耕机械刀和刀座: GB/T 5669-2008 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.

(下转第 87 页)

system is 96%. The accuracy of overload fault monitoring is 100%. The monitoring system realizes the real-time and high-precision monitoring of the tooth chain type picking-up residual film device integrates, which is helpful to improve the reliability of the residual film recovery machine.

**Key words:** plastic film recycling machine; chain drive; monitoring; chain harrow

(上接第 18 页)

**Abstract ID:** 1003-188X(2022)10-0014-EA

## Fatigue Life Analysis of Spring Teeth of Double Rotor Horizontal Rotating Rake

Wang Zeyun, Guo Zhiping, Wu Wenliang, He Zhanqing

(School of Mechanical Engineering, Inner Mongolia University of Technology, Hohhot 010051, China)

**Abstract:** In view of the poor structure and performance of spring teeth of 9LSQ-5.3 type horizontal rotating rake rake produced by Huade grass in Inner Mongolia, which is prone to fatigue damage and fracture, and the complex loading environment affected by terrain, the loading characteristics and fatigue life of spring teeth were analyzed. Firstly, the natural frequency and mode of vibration of the elastic tooth are obtained through finite element analysis, and the dangerous point of fatigue damage of the elastic tooth is found out. Then, the grassland experiment obtains the data and draws the pavement spectrum according to the data. Combined with the relevant fatigue analysis theory, the fracture mechanics simulation method was used in ANSYS to conduct fatigue analysis in combination with the pavement load spectrum, material characteristics and corresponding relationship, and the life of the hazard point was obtained as 4995h, and the elastic tooth life was improved through structural optimization.

**Key words:** horizontal rotation rake; spring tooth; load characteristics; the fatigue life

(上接第 81 页)

**Abstract ID:** 1003-188X(2022)10-0077-EA

## Design and Experiment of Vertical Rotary Cultivator

Tang Wenbo<sup>1</sup>, Liu Enguang<sup>1</sup>, He Chao<sup>2</sup>, Jin Cong<sup>1</sup>, Liu Cunxiang<sup>1</sup>

(1. Mechanical and Electrical Engineering College, Henan Agricultural University, Zhengzhou 450002, China; 2. China University of Mining and Technology, Suzhou 221116, China)

**Abstract:** A vertical rotary tillage system was designed, its structure, parameters and transmission mode were designed, and its working principle was introduced. The movement and dynamics of the vertical rotary tiller are analyzed. The maximum tangential resistance of a single vertical rotary blade is 561N, and the maximum torque of a single vertical rotary blade is 157N·m. The edemis used to carry out the discrete element simulation. The simulation analysis shows that the forward speed of the machine and the rotation speed of the rotary tiller have an impact on the operation quality. Field experiments were carried out on the developed vertical rotary tillage system. The test results show that the ploughing depth, stability coefficient and broken soil rate of the system meet the requirements of GB/T 5668-2008 rotary tiller test.

**Key words:** vertical rotary cultivator; discrete element simulation; broken soil rate