

# 基于有限元分析的动力驱动耙的设计与试验

董成, 尚书旗, 王东伟, 何晓宁, 赵泽龙, 李绪, 王海清, 常学良

(青岛农业大学机电工程学院, 山东青岛 266109)

**摘要:** 鉴于花生种植的土壤必须具备耕层深、土壤疏松、地面平整等特点, 而旋耕机将土壤粉碎后不利于土壤保墒且耕深仅为 8~15 cm, 为使翻耕后的土壤适合花生栽培, 设计了 1BQ-3 动力驱动耙。为提高耙地工作稳定性, 动力耙传动采用框架式齿轮箱多齿轮啮合传动方式, 主要工作部件包括驱动耙碎土机构、传动机构、镇压机构和机架。对动力耙耙刀进行了运动学和动力学分析, 探究了影响耙刀碎土切削阻力的主要因素, 确定耙刀的滑切角为 30°, 并对动力耙耙刀等关键部件进行了重点设计。通过有限元分析, 得出动力耙耙刀的最大应力、位移量、平均变形量。在青岛农业大学胶州试验基地进行田间试验, 结果表明: 在前进速度为 2 m/s、耙刀转速为 300 r/min 时, 耙刀碎土率为 91.78%, 耕深均值为 26.3 cm, 可满足花生整地深度 25 cm 以上的农艺要求及国家标准与花生栽植要求。

**关键词:** 动力驱动耙; SolidWorks; ANSYS; 碎土率

中图分类号: S222.21+9

文献标识码: A

文章编号: 1003-188X(2024)11-0074-05

DOI:10.13427/j.cnki.njji.2024.11.006

## 0 引言

动力驱动耙是利用旋耕刀的旋转和机具的行进, 一次性完成旋耕碎土和整平镇压工作的整地机具。机具行进过程中带动耙刀旋转进入土壤, 实现对土壤的旋耕破碎, 达到疏松土壤的效果<sup>[1]</sup>。相较于传统的旋耕机, 动力驱动耙在旋耕的深度和效率方面均具有更加优越的作业效果<sup>[2]</sup>。

花生是非常重要的经济作物, 根系发达, 可达 25 cm 左右, 土壤疏松、透气性好的土壤对于花生的出苗和生长极为重要<sup>[3]</sup>。为了适应花生根系深的生长特点, 需要调整和优化旋耕刀组的结构参数, 提高旋耕深度和效率, 使旋耕后的土壤更好地满足花生的生长需求, 提高花生的出苗率和产量。

国外对动力耙的研究较为成熟, 德国的雷肯 Zirkon 10 系列动力驱动耙、伊诺罗斯农业机械有限公司生产的 ALPEGO 动力耙、意大利马斯奇奥 DM 或 ORSO 型动力驱动耙等, 取得了较好的作业效果<sup>[4-6]</sup>; 但需求的配套动力和整地作业幅宽较大, 且价格高昂, 不适用于中国花生种植现状。目前, 旋耕机在中

国已经有了一定的市场, 但其耕深仅为 8~15 cm, 且旋耕刀将土壤粉碎后不利于土壤保墒。因此, 国内学者对动力耙的相关部件进行了初步的探索。张敏等<sup>[7]</sup>针对常用旋耕机械漏耕率高和作业速度低的问题, 设计了一款动力耙, 主要介绍了它的工作参数和传动系统分布。王英博等<sup>[8]</sup>设计了一种立式驱动浅旋耙, 为免耕、少耕播种前的地表浅旋耕农业机械提供了理论依据; 但旋耕深度较浅, 且对土壤的扰动较大, 不适用于花生播种前的旋耕作业。

因此, 本文通过动力耙工作过程中的受力分析, 进行动力驱动耙的整体结构和参数设计, 通过对耙刀进行有限元分析, 确定了最小阻力刃口角等参数, 完成了 1BQ-3 动力驱动耙的设计; 同时, 采用 ANSYS 仿真, 分析耙刀的受力变形, 并通过田间试验, 对动力驱动耙结构参数分析, 优化动力耙的作业性能<sup>[9-11]</sup>, 以期解决配套动力反复进地、旋耕机耕深不足、旋耕效率较低等问题, 为农作物种植前耕整地技术提供参考。

## 1 整机结构参数

### 1.1 整体结构及原理

动力驱动耙主要由碎土机构、传动机构、镇压机构及机架等部分组成<sup>[12]</sup>, 如图 1 所示。在此, 以花生整地机械作业为例, 驱动耙工作时, 由拖拉机输出轴将动力传递到齿轮变速箱, 齿轮变速箱经齿轮传动将动力送给传动装置, 从而带动驱动耙耙刀组转动; 驱

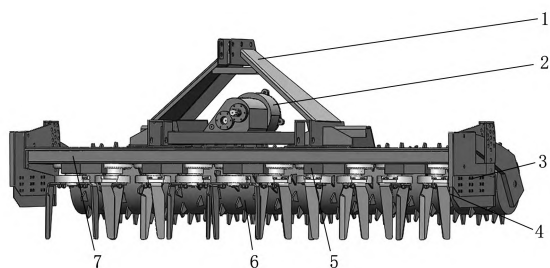
收稿日期: 2022-11-14

基金项目: 山东省重点研发计划(重大科技创新工程)项目(2021CXGC010813)

作者简介: 董成(1998-), 男, 湖北荆州人, 硕士研究生, (E-mail) 1578628538@qq.com。

通讯作者: 尚书旗(1958-), 男, 山东青州人, 教授, 博士生导师, (E-mail) sqshang@qau.edu.cn。

动耙耙刀组插入土壤进行转动,通过对土壤进行有规律周期性的扰动和破碎,一次性完成花生播前碎土、平土和镇压作业<sup>[13]</sup>。



1. 三点悬挂架 2. 齿轮箱 3. 限深调节孔 4. 耙刀组  
5. 防石 V 形板 6. 镇压辊 7. 机架

图 1 基于有限元分析的动力驱动耙结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of power driven rake structure based on finite element analysis

### 1.2 主要技术参数

动力驱动耙配套动力输入由拖拉机完成。根据花生播种深度 25cm 以上的农艺要求,设计动力耙深度范围设定值为 20~30cm。动力耙中间传动部分采用齿轮机构,作业稳定,动力耙刀片设置数量为 10 组,整机参数如表 1 所示。

表 1 主要技术参数

Table 1 Main technical parameters for simulation

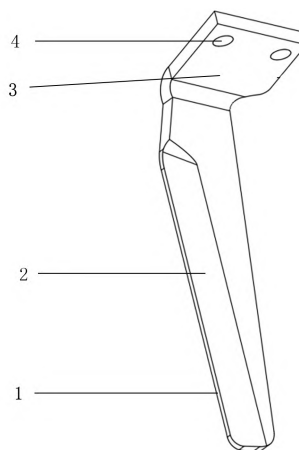
参数	单位	数值
作业幅宽	cm	3000
作业深度调整范围	cm	10~30
耙刀数量	把	20
耙刀材质		65Mn
配套动力	kW	≥80
输入转速	r/min	1000
耙刀转速	r/min	250~450
前进速度	m/s	0~5

## 2 关键部件设计

### 2.1 耙刀结构与工作受力分析

耙刀是动力耙进行碎土作业的主要工作部件,每个耙刀组装有两把耙刀。工作时,耙刀在绕回转中心旋转的同时,沿配套动力前进,土层被耙刀切割,使耕层土壤松碎。耙刀作为动力耙的核心工作部件,其结构参数对于作业效果造成极大影响。因此,对耙刀结

构参数分析,能够优化作业效果,提高作业效率。为确保耙刀切削刃的强度,设计耙刀刃面前端副切削刃厚度为 5mm。同时,依据刀盘长度及转子安装中心距,为了防止漏耕、碰撞等情形的出现,设计耙刀宽度为 105mm,厚度为 15mm。作业要求耕深范围为 100~300mm,故设计的耙刀高度为 350mm,切削刃长度为 305mm。为研究耙刀工作时的受力,以耙刀直立部分的横截面为研究对象进行受力分析,并作出如下设想:①耙刀转动为纯切削,不考虑土壤摩擦力;②耕作土壤为均质土壤,并不参与其他样式的土壤;③耙刀匀速转动切削土壤。耙刀结构示意图如图 2 所示。



1. 副切削刃 2. 主切削刃 3. 刀把 4. 耙刀固定孔

图 2 耙刀主视图

Fig. 2 Main view of rake knife

根据耙刀结构,建立坐标轴对影响耙刀运动的关键受力进行分析,选定刀轴中心为坐标轴的原点  $o$ ,刀片切土方向为  $x$  轴,耙刀横截面切削部分受力分析,如图 3 所示。其中,  $F_1$  是刃面的正压力(N);  $F_2$  是刀背上承受的压力(N);  $F_3$  是刀身前承受的压力(N);  $F_2$  是土壤的切削阻力(N);  $f_1$  是耙刀刃面的摩擦力(N);  $f_2$  和  $f_3$  为刀身前、后的摩擦力(N);  $F_0$  是耙刀切入土壤的驱动力(N)。

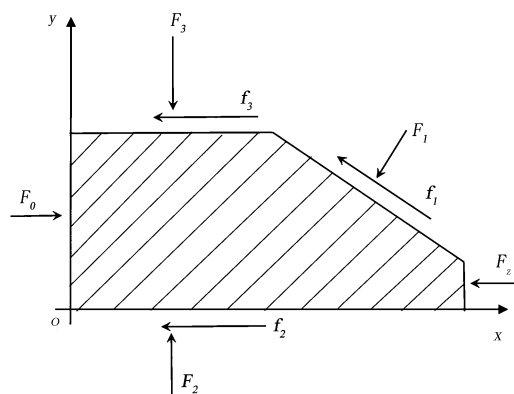


图 3 耙刀切削部分横截面受力分析

Fig. 3 Force analysis of rake cutting section

通过对刀具受力分析,在不考虑耙刀刃面摩擦力的情况下可得到耙刀受力分析表达式为  $\sum F_x = 0$ ,  $\sum F_y = 0$ , 则

$$F_0 - F_z - f_1 \cos\theta - F_1 \sin\theta - f_2 - f_3 = 0 \quad (1)$$

$$F_2 - F_3 - F_1 \cos\theta = 0 \quad (2)$$

在考虑耙刀刃面摩擦的情况下,  $f_1, f_2, f_3$  都是土壤相对于耙刀表面的滑动摩擦力, 表达式为

$$f = \mu F_N \quad (3)$$

其中,  $\mu$  为滑动摩擦因数, 有

$$\mu = \tan\theta \quad (4)$$

将式(3)、式(4)代入式(1)得

$$f_2 = f_1 \cos\theta + f_3 \quad (5)$$

将式(5)代入式(1)得旋耕刀切入土壤的驱动力为

$$F_0 = F_z + 2f_3 + F_1(2\mu \cos\theta + \sin\theta) \quad (6)$$

由式(6)可以得出, 耙刀旋转时所需要的驱动力与滑动摩擦因数、刃口角  $\theta$  和刃面上的正压力相关; 刃面上的正压力越大, 耙刀对土壤的切割越困难; 随着摩擦因数增大, 切削阻力也随之增大。计算可知, 为减小耙刀切削阻力、降低功耗, 使动力耙耙刀的切削刃降低一定的角度, 以具有滑切作用, 故设计动力耙耙刀刃口角为  $30^\circ$ , 满足当滑切角在  $22^\circ \sim 55^\circ$  之间时可降低功耗的要求<sup>[14-15]</sup>。

### 2.2 耙刀运动学分析

选定动力耙前进方向为  $x$  轴, 垂直于前进方向为  $y$  轴建立坐标系, 对相邻两组耙刀运动轨迹进行分析。耙式刀具的绝对运动是以工作方向为中心轴线的圆周运动和以工作方向为基础的直线运动构成的, 可以用式(7)来表达耙刀刀片上各个点的移动轨迹。

$$\begin{cases} x = v_0 t + r_0 \cos\omega t \\ y = v_0 \sin\omega t \end{cases} \quad (7)$$

其中,  $v_0$  代表动力耙的行进速度 (m/s);  $t$  代表耙刀移动的时间 (s);  $\omega$  代表耙刀的转速 (rad/s);  $r_0$  代表耙刀转动半径 (mm);  $x$  代表  $x$  轴方向上耙刀的位移;  $y$  代表了沿  $y$  轴方向耙刀的位移。

由式(7)可知, 由于动力耙的推进速度  $v_0$ 、耙刀回转半径  $r_0$  和耙刀转动角度速度  $\omega$  的改变, 耙刀端点的移动轨迹具有不同的形状和特征。采用 MatLab 对式(7)进行了分析, 由图 4 可以看出: 邻近的两个刀片之间的移动轨道非常接近, 且有交叉的工作区域, 不会出现漏耕。

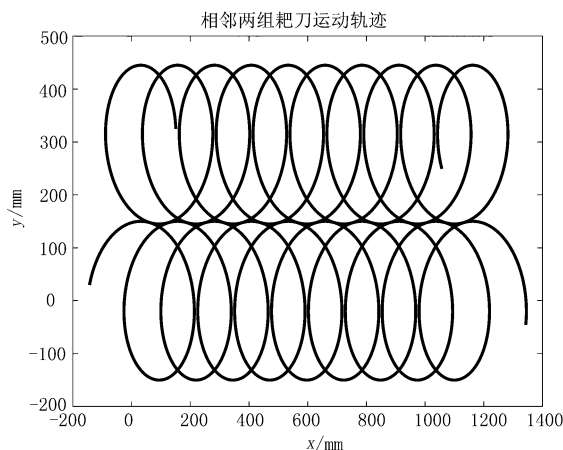


图 4 相邻两组耙刀运动轨迹

Fig. 4 Adjacent two groups of rake knife movement trajectory

### 3 耙刀有限元分析

将动力驱动耙耙刀在 SolidWorks2018 中建华模型后, 导入 ANSYS 中。由于本文分析对象为实体材质模型, 故选择单元并设置单元类型为 solid45。结构分析本身没有其他参考常数, 因此不需要定义实常数。由于耙刀为一体加工, 只有一种材料属性, 只需定义其弹性模量和泊松比。选取材料为 65Mn, 密度为  $7.85\text{g/cm}^3$ , 弹性模量  $E$  为  $1.98 \times 10^{11}\text{Pa}$ , 泊松比为 0.288。

对动力耙耙刀进行网格划分 Meshing, 激活 Smart-Size, 将滑标设置为 1, 再单击 Mesh 图标, 并选择全部。为了进行更加准确的分析, 对耙刀进行网格细化划分, 网格划分是进行有限元分析的重要步骤, 需要重点设计网格尺寸, 本文采用四边形主导网格划分, 进行局部细化。在提高精度的同时, 为了避免计算过于复杂, 选择划分耙刀网格的大小为  $5\text{mm} \times 5\text{mm}$ , 耙刀网格划分如图 5 所示。

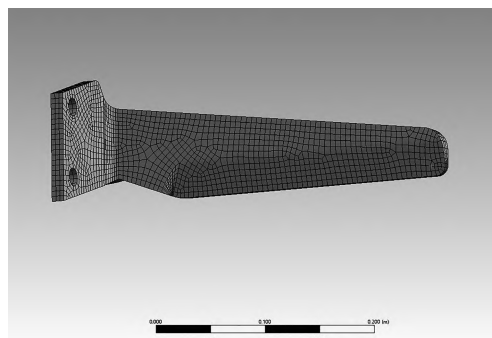


图 5 耙刀网格划分

Fig. 5 Rake knife meshing

由于动力耙刀片首先受到的力是最大的, 所以必须检查耙头的变形量和应力是否符合设计的要求, 根据

耙刀碎土过程中的受力分析,进行了对定义模型的约束,施加载荷并求解。根据上述的应力分析,均匀负荷被加到耙刀上,依次定义约束面、各面的受力方向、大小等。耙刀的约束面是螺栓孔所在的耙刀柄,耙刀刃面主要受 3 个方向上的力,包括平行于铲面的摩擦力、竖直向下的来自土壤的重力及与重力方向垂直和与运动方向相同的牵引力。图 6 所示为旋耕刀的应力云图。

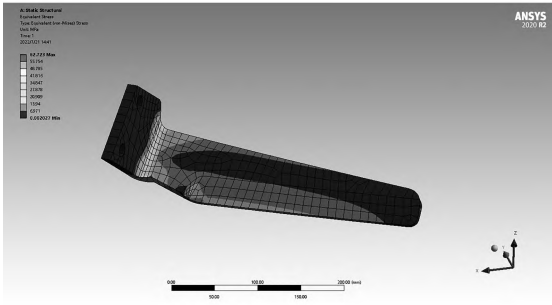


图 6 耙刀应力云图

Fig. 6 Stress cloud diagram of rake knife

由图 6 可知,在耙刀折弯处,耙刀的最大应力是 62.72MPa,造成这种情况的主要原因是耙刀的底部有一个与土壤相接触的压力,力矩太大。经过分析耙刀平均应力为 35MPa,远远小于 65Mn 的许用应力 300MPa,故耙刀强度符合工作条件。

耙刀位移变化如图 7 所示。由图 7 可以看到:耙刀的最大位移是在刀片的底部产生的,最大的位移是 0.22mm,最大的变形是 0.13mm。通过以上的理论计算,该耙刀符合设计的要求。

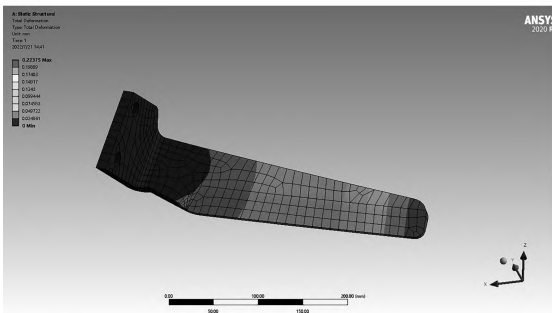


图 7 耙刀位移变化

Fig. 7 Displacement change of rake knife

## 4 田间试验

### 4.1 试验地点

为了验证所设计动力驱动耙整地质量,保证装备的田间作业性能试验数据的精准度,于 2022 年 7 月 15 日在青岛胶州市青岛农业大学现代农业科技示范园试验基地进行以碎土率和整地耕深为试验指标的

整地试验。首先,将用于装备耕作试验的花生耕前试验地按照装备的作业幅宽,将试验土地划分成每段长度 20m 的试验田,从划分好的试验田中随机选取地块。试验场地土壤为黄土,地形平整,场地面积为 60m×20m,进行了多次现场性能试验,测定了碎土率和旋耕深度,并对试验数据取平均值作为最终的试验结果。拖拉机前进速度取 2m/s,耙刀转速为 300r/min。

### 4.2 测试方法与测试结果

1) 碎土率测试。参照《GB/T 25420—2010 驱动耙》、《NY/T 499—2013 旋耕机作业质量》规定的试验方法<sup>[16]</sup>,耕后土壤表面取边长为 0.5m 的正方形测定区域,在测定区域的所有耕层中,按式(8)以最大边不超过 5cm 的土块质量占整个土体质量的百分数为碎土率,有

$$S = \frac{M_A}{M_B} \times 100\% \quad (8)$$

其中,S 为破碎率(%); $M_A$  为在整个土壤中,最大边沿不超过 5cm 的土壤质量(kg); $M_B$  为该地区全部耕层的土壤质量(kg)。碎土试验结果如表 2 所示。

表 2 碎土试验结果

Table 2 Soil breakage test results

试验组	碎土率/%	试验组	碎土率/%
1	90.11	7	90.15
2	91.37	8	90.89
3	93.62	9	92.32
4	91.52	10	91.56
5	93.21	平均值	91.78
6	93.11		

由表 2 数据表明:试验区平均碎土率为 91.78%,并未发现明显的块状土块,符合耕地前的土壤农艺条件。

2) 试验耕地深度。动力耙的耕翻深度必须与耕作的农艺要求相适应,深度过浅会影响根系对土壤养分的吸收,故以旋耕深度为试验条件;每一次测试区完成一次试验后,需要对试验土壤进行再一次的碾压,再在试验土壤中随机选择 10 个点进行耕深测量,结果如表 3 所示。

表 3 试验数据显示:设计的动力驱动耙,可完成耕

深 10~30cm 的稳定作业,耕深稳定系数为 94.37%,符合整地深度 25cm 以上的耕深要求。

表 3 耕深试验结果

Table 3 Tillage depth test results

试验组	耕深/cm	试验组	耕深/cm
1	25.7	7	26.3
2	25.9	8	25.9
3	26.1	9	26.5
4	26.6	10	26.8
5	26.8	平均值	26.3
6	26.8		

### 5 结 论

1) 基于有限元分析方法,研制了一台可实现一次深翻的动力驱动耙,可减少与之配套的动力进地多次旋耕,降低生产成本,增加农户收入。

2) 通过对动耙耙刀片的受力分析,发现耙刀的滑移摩擦因数、刀面刀刃角度、刀刃上的压力等因素均与耙刀刀片的压力有关,并确定了耙刀的刀刃角度为 30°。

3) 通过对耙刀的有限元分析,得到了最大应力 62.72MPa、0.2mm 最大位移和 0.13mm 的最大变形,并找到了产生最大变形的原因。

4) 现场测试结果显示:在 2m/s 的拖拉机行进速度和 300r/min 的情况下,采用动力驱动耙的破土率和耕深分别达到 91.78%和 26.3cm。

#### 参 考 文 献:

[1] 高明宇,刘恩宏,张宝库. 土壤分层按需耕作复式整地机的设计与试验[J]. 现代化农业,2014(8):55-56.  
 [2] 商海波. 旋耕机的技术特征与耕整地技术分析[J]. 农机

使用与维修,2022(7):88-90.  
 [3] 赵惠丽,赵小云. 花生种植要点与配方施肥综合增产技术[J]. 基层农技推广,2021(12):52-54.  
 [4] BALSARI P, BIGLIA A, COMBA L. Performance analysis of a tractor - power harrow system under different working conditions[J]. Biosystems engineering,2021,202:28-41.  
 [5] 张闯闯,曹丽芳,杨果果. 立式旋耕机的研究现状及发展趋势[J]. 河南农业,2016(10):54-55.  
 [6] 杨向东,张素霞. 农业耕整地的主要机型与作业注意事项[J]. 农机使用与维修,2019(10):49.  
 [7] 张敏,吴崇友,陈长林. 立式旋耕机传动系统设计及旋刀运动分析[J]. 中国农机化学报,2013(1):66-69.  
 [8] 王英博,荣高,李洪文,等. 立式驱动浅旋耙设计与参数优化[J]. 农业工程学报,2019(9):38-47.  
 [9] 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.  
 [10] 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.  
 [11] 张清博,刘玉高,张瑞,等. 基于离散元的联合整地机驱动耙耕作载荷仿真分析[J]. 农机化研究,2021,43(4):167-173.  
 [12] 王黎阳,杨发展,李维华,等. 基于离散元法的立式旋耕刀耕整作业性能仿真研究[J]. 农机化研究,2023,45(2):9-20.  
 [13] LEES K J, MCKENZIE A J, NEWELL PRICE J P, et al. The effects of soil compaction mitigation on below-ground fauna: how earthworms respond to mechanical loosening and power harrow cultivation[J]. Agriculture, ecosystems and environment,2016,232(16):273-282.  
 [14] 熊平原,杨洲,孙志全,等. 旋耕刀三向工作阻力试验及作业参数优化[J]. 农业工程学报,2017(19):51-58.  
 [15] 胡建平,赵军,潘浩然,等. 基于离散元的双轴旋耕机功耗预测模型[J]. 农业机械学报,2020(增刊1):9-16.  
 [16] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. 中华人民共和国国家标准(GB/T 25420—2010)[S]. 2011. (下转第 85 页)

## Crop Phenotype Information Acquisition Robot Chassis Design and Experiment

Xu Shenglin<sup>1,2</sup>, Zhu Licheng<sup>2</sup>, Mao Wenhua<sup>2</sup>, Wang Dongwei<sup>1</sup>, Zhao Bo<sup>2</sup>, Zhou Liming<sup>2</sup>

(1. School of Electrical and Mechanical Engineering, Qingdao Agricultural University, Qingdao 266109, China; 2. State Key Laboratory of Soil Plant Machine System Technology, China Academy of Agricultural Mechanization Sciences Group Co., Beijing 100083, China)

**Abstract:** In order to solve the problem of poor flexibility and stability performance of the crop phenotype information acquisition robot chassis in the field, a crop phenotype information acquisition robot chassis was designed for the cropping pattern and agronomic requirements of wheat. The overall structure and working principle of the chassis were elaborated, the design of the frame was completed, and the design and theoretical analysis of the chassis stabilization mechanism, the design and calculation of the driving and steering components were carried out, and the 3D model was established. ANSYS software simulated the frame, and the analysis results showed that the strength and stiffness of the chassis frame met the requirements of the program design. Finally, the whole machine was tested and field tests were conducted. The field performance test results show that the operating speed of the chassis is 3.6 km/h, the minimum turning radius is 1.9 m, the straight-line driving offset rate is 1.98%, and the lateral rollover angle is 30.15°, which has good steering flexibility and stability performance and can meet the stable and efficient working requirements of crop characterization information acquisition.

**Key words:** phenotype acquisition; robot; chassis; simulation; crop

(上接第 78 页)

Abstract ID:1003-188X(2024)11-0074-EA

## Design and Test of Power Driven Rake Based on Finite Element Analysis

Dong Cheng, Shang Shuqi, Wang Dongwei, He Xiaoning, Zhao Zelong,

Li Xu, Wang Haiqing, Chang Xueliang

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Qingdao Agricultural University, Qingdao 266109, China)

**Abstract:** Whereas the soil for peanut planting must have the characteristics of deep plough layer, loose soil, flat ground, etc., while the soil crushed by rotary tiller is not conducive to soil moisture conservation and the ploughing depth is only 8-15cm. In order to make the ploughed soil suitable for peanut cultivation, a 1BQ-3 power driven rake is designed. In order to improve the working stability of the harrow, the power harrow is driven by a frame type gear box multi gear meshing transmission mode, and the main working components include the driving harrow breaking mechanism, transmission mechanism, suppression mechanism and frame. In this paper, the kinematics and dynamics of the power rake blade are analyzed, the main factors affecting the cutting resistance of the rake blade are explored, the sliding cutting angle of the rake blade is determined to be 30°, and the key components such as the power rake blade are emphatically designed. Through finite element analysis, the maximum stress, displacement and average deformation of the dynamic rake blade are obtained. The field experiment was conducted in Jiaozhou Experimental Base of Qingdao Agricultural University. The results showed that when the forward speed was 2m/s and the speed of the rake blade was 300r/min, the soil breaking rate of the rake blade was 91.78%, and the average tillage depth was 26.3cm, which could meet the agronomic requirements of peanut preparation depth of more than 25cm, as well as the national standards and peanut planting requirements.

**Key words:** power-driven harrow; SolidWorks; ANSYS; soil breaking rate