

罗 佳,杨发展,李建东,等. 基于 ANSYS 的水稻精量直播机械机架的有限元分析[J]. 江苏农业科学,2019,47(16):235-238,249.
doi:10.15889/j.issn.1002-1302.2019.16.052

基于 ANSYS 的水稻精量直播机械机架的有限元分析

罗 佳¹,杨发展¹,李建东²,杨 薇²,姜芙林¹,魏海明¹,刘永武¹

(1. 青岛理工大学机械与汽车工程学院,山东青岛 266520; 2. 中机美诺科技股份有限公司,北京 100083)

摘要:为了使开发的水稻直播机的机架满足播种作业的承载要求,避免变形过大导致播深出现较大浮动而影响出苗率,同时为防止机架与发动机等激振源发生共振,影响排种的均匀性,利用 ANSYS 对机架进行系统分析。综合考虑平地行驶以及翻越田垄导致一轮离地等工况,发现当右前轮离地时应力和变形量最大,最大应力为 58.969 MPa,最大变形量为 1.662 9 mm。通过模态分析,获得机架的一阶固有频率为 90.873 Hz,而激振频率在 10~30 Hz 范围内,远小于机架的固有频率,该状态下机架不会发生共振。通过对应力和大变形区的结构进行优化和强化,并重复进行了有限元仿真分析,结果表明变形量明显降低。上述工作表明设计开发的机架完全满足精量直播工作的要求,同时为进一步拓扑优化和轻量化设计提供了重要的理论依据。

关键词:水稻直播机;精量直播;机架;模态分析;振动特性;固有频率;防止共振;机架结构优化

中图分类号:S223.2 **文献标志码:**A **文章编号:**1002-1302(2019)16-0235-04

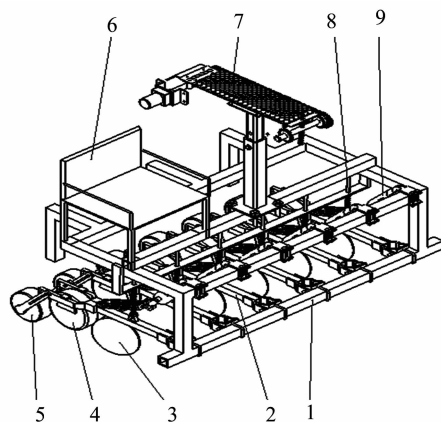
水稻是我国目前主要的粮食作物,种植历史悠久,但种植过程中机械化水平较低,严重制约了水稻的整体生产效率^[1]。水稻机械化直播对于降低水稻生产成本、提升生产效率和减轻农民负担等具有重要意义^[2]。在水稻生产环节引入直播,可以省去育秧和插秧环节^[3],大幅提升劳动效率,同时具有可以规模经营等优点^[4]。因而设计开发一种实用高效的水稻精量直播机具有重要意义。而在播种机中,机架作为主要的受力结构,承载着供种系统、播种装置、开沟装置和液压系统等结构的压力,需要对其受影响情况进行综合分析。此外,机架的变形会导致播深出现变化,进而影响出苗率;同时,当发动机产生的激振与机架固有频率接近(或为整数倍)时还会产生共振,造成供种系统和播种装置出现排种不均匀、不连续等干扰问题。为了获得最优的机架结构,借助 ANSYS 对机架进行静力学分析和动力学分析,了解机架在不同状态下的应力分布状况以及产生的最大变形量,同时确定系统的振动特性,获得机架的固有频率,进一步防止共振的发生,为机架优化提供理论依据。

1 播种机机架机械结构的建模

1.1 结构模型的建立

水稻精量直播机在工作时,利用双圆盘开沟器开出稳定的沟型和等深度的种沟,同时排种器将送种装置输送的种子按照预设的种距进行精量排种。选择柴油发动机(型号 ZH2110D)提供整个作业过程的动力,通过链传动驱动排种器转动。提升装置采用液压油缸,连接连杆后方的吊耳在工作

间隙行进时提起排种装置。本研究的机架主体由方管(60 mm×60 mm×6 mm,Q235)焊接而成,主要承受上方送种装置和操作员的重力以及自身重力,在播种间隙播种机行进时,下方排种装置利用液压油缸抬升一定高度,避免与地面发生碰撞或刮擦等,此时机架同时受到排种装置的拉力。仿真过程中,将机架简化为由横梁、纵梁、竖梁和弯型梁组成的结构。机架长度设计为 800 mm,宽度为 1 600 mm,竖梁 450 mm。利用 SolidWorks 建立三维模型,模型如图 1 所示。



1—机架;2—连杆;3—圆盘开沟器;4—排种器;5—镇压轮;
6—座椅;7—送种器;8—仿行结构;9—油缸

图1 设计开发的机架模型

1.2 分析前处理

机架各个梁之间主要通过焊接及螺栓连接组成一个整体,由于连接的不统一,增加了仿真过程的复杂性,在本次仿真分析中,假定模型是一个整体,忽略焊接等工艺的影响^[5]。机架材料选用 Q235 结构钢,将机架模型导入 ANSYS 并进行材料属性的定义。

在分析设置中,合理适当的网格划分有利于提升分析和计算的效率,增加分析结果的正确性^[6]。本研究采用 ANSYS 自动网格划分,单元小于 10 mm,网格划分具体见图 2。划分

收稿日期:2018-05-03

基金项目:国家重点研发计划子课题(编号:2017YFD0701201-011);山东省重点研发计划(编号:2018GNC112005)。

作者简介:罗 佳(1993—),男,山东临沂人,硕士研究生,主要从事农业机械研究。E-mail:273574096@qq.com。

通信作者:杨发展,博士,副教授,主要从事刀具、农业机械研究。

E-mail:fazhany@163.com。

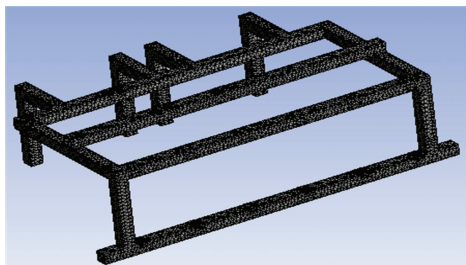


图2 网格划分

完成后,共有 123 770 个节点和 62 494 个单元。

2 静力学分析

2.1 机架受力情况

机架是该机械的主要受力机构,所受其他部件的载荷主要分为静载荷和冲击载荷^[5]。播种装置提升时,排种装置、开沟装置等会对机架前梁施加作用力;圆盘开沟器开沟作业时,开沟器受到前进阻力,会使机架下梁受到拉力;机架自身的重力视为均布载荷,应用 ANSYS 的标准重力模块;其他施加在机架上的载荷作为集中载荷,施加在所设计的位置上。

播种装置产生的集中载荷(G_A)为

$$G_A = G_1 + G_2 + G_3; \quad (1)$$

$$G = mg. \quad (2)$$

式中: G_1 表示 6 个油泵所受的重力(N); G_2 表示排种开沟装置所受的重力(N); G_3 表示连接杆和仿形装置所受的重力(N); g 表示重力加速度,取 9.8 m/s^2 。

将油泵、排种开沟装置、连接杆和仿形装置的重力代入公式(1)、(2)得:

$$G_A = 1\,470 \text{ N}. \quad (3)$$

设定油缸提起至 45° 时保持固定,此时前上梁和前下梁受到的压力相等。

$$F \cos 45^\circ + T \cos 45^\circ = G_A; \quad (4)$$

$$F = T. \quad (5)$$

可得, $F = T = 1\,039.4 \text{ N}$ 。

假设送种装置的质量为 15 kg,作业员质量为 80 kg,得:

$$G_B = 147 \text{ N}, G_C = 784 \text{ N}. \quad (6)$$

因此,施加在机架上梁固定部位的集中力分别为 147、784 N。

在水稻直播机工作时,开沟器受到前进阻力,会对机架前梁产生拉力。根据文献[7],结合农业机械学中对播种机的分析,设定每个开沟器前部的工作阻力为 120 N,前梁受到的拉力为 720 N。

2.2 求解与分析

在平整的地面上行驶时,机架主要受到弯曲应力,而当机械在田间作业时,会发生耕地以及地面平整度较低导致的一轮悬空的情况,使机架受到扭矩的作用,这时须要考虑扭转工况^[8]下机架的作业可靠性。

对于弯曲工况,在前梁和后梁与前后车桥的连接处施加固定约束,机架自身重力利用 ANSYS 的标准重力模块,将集中载荷施加在各自的安装位置,排种开沟装置的拉力按 45° 方向施加在前上梁和前下梁上,分析得到变形云图和应力云图,如图 3、图 4 所示。

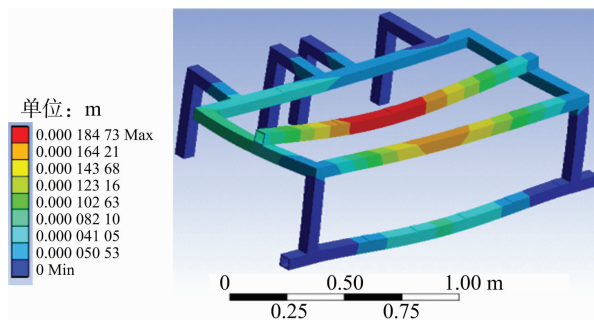


图3 总变形云图

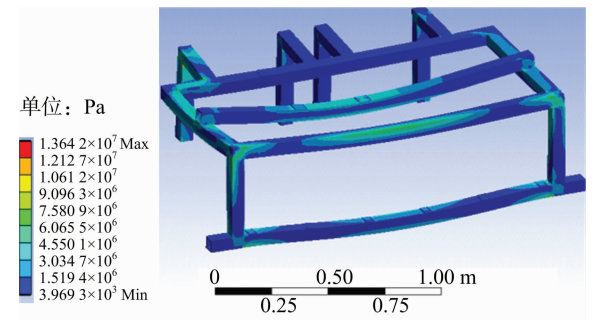


图4 应力云图

图 3 为载荷作用下总的变形云图,最大变形量为 0.184 73 mm,变形主要发生在车载工作人员的座位和送种装置安装位置的中间梁上,而由开沟排种装置造成的形变使前梁变形量在 0.164 21 mm 以下,因为中间部位既受到操作员的压力,还受到送种装置以及排种开沟装置的重力,前上梁承受排种开沟装置的拉力,因而形变量最大。

从图 4 可以看出,最大应力发生在中间梁和横梁中间位置处,纵梁以及各梁连接处受力也相对较大,弯角处受力大于其他部位。应力的最大值为 13.64 MPa,远小于材料屈服极限(235 MPa),完全满足静力学的强度要求。

对于扭转工况,由于机架结构和部件布置并不完全左右对称,本研究对前左轮离地和前右轮离地分别进行讨论^[5],得出这 2 种工况下结构的应力应变云图并进行分析。

对于第 1 种工况,左前轮离地时,对右前轮和后轮施加固定约束,对左前轮施加方向向上的作用力;由图 5 可以看出,最大变形量发生在左前轮位置,最大变形量为 1.323 4 mm;由图 6 可以看出,最大应力发生在前上梁中间和左侧以及前下梁左侧部位,最大应力值为 34.903 MPa,小于材料的屈服极限。

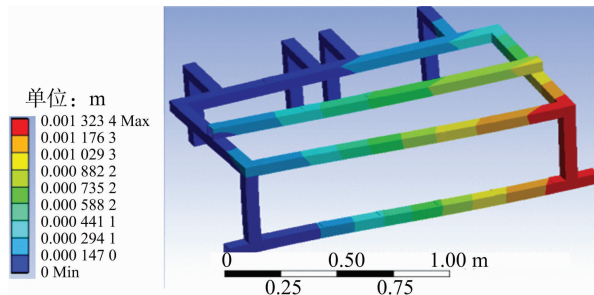


图5 总变形云图

工况 1、2 并不对称,对于第 2 种工况,右前轮离地时,对左前轮和后轮施加固定约束,对右前轮施加方向向上的作用力:

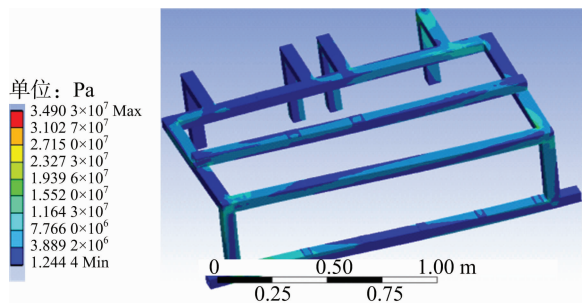


图6 应力分析云图

由图 7 可以看出,最大变形发生在左前轮位置,变形范围比工况 1 大,最大变形值为 1.662 9 mm。由图 8 可以看出,最大应力发生在前梁中间以及右侧部位,最大应力值为 58.969 MPa,小于材料屈服极限。

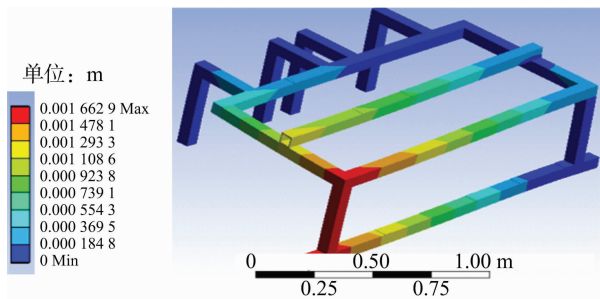


图7 总变形云图

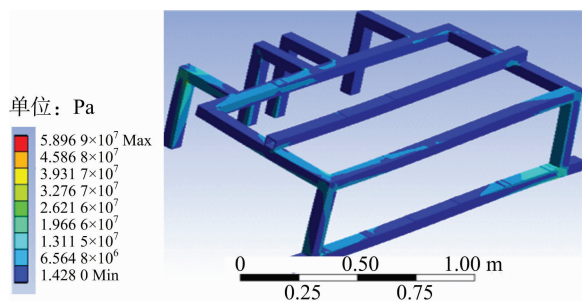


图8 应力分析云图

在播种机开沟排种工况下,机架主要受到上方的压力和开沟器前进阻力产生的拉力,在之前约束的基础上对弯梁后方添加固定约束,仿真结果如下:

由图 9 可以看出,开沟器前进阻力产生的拉力在作用梁处变形量最大为 0.102 68 mm,变形量较小。由图 10 可知,最大应力为 5.280 5 MPa,主要作用在连接处和梁中间位置,远远小于材料屈服极限。

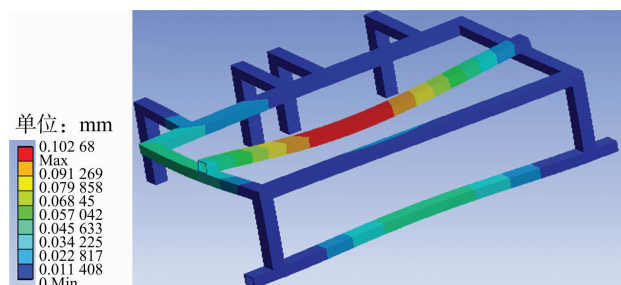


图9 总变形云图

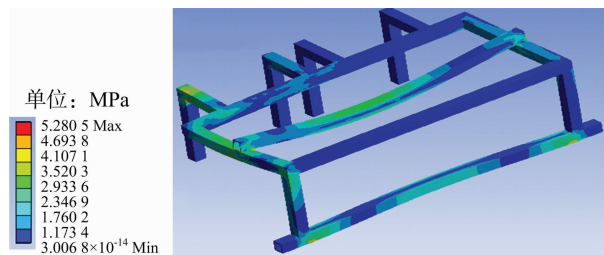


图10 应力云图

综合以上分析结果,播种机在平地正常作业时,最大变形量为 0.184 73 mm,不影响实际工作;在翻越田垄导致右前轮抬起时,最大变形量为 1.662 9 mm,所受的最大应力为 58.969 MPa,小于材料的屈服极限。对于动载荷情况下材料的受力及变形情况,可以利用仿真获得的静载荷下的应力值与动载荷系数相乘来预估动载荷时的应力情况^[9-10],本研究取动载荷系数为 2.5,从而得到动载荷情况下最大应力为 147.42 MPa,小于材料的屈服极限。综上,机架在各种工况下的最大变形量较小,最大应力值小于材料的屈服极限 (235 MPa),表明机架能满足设计的承载要求。

3 机构动力学分析

3.1 模态分析模型

机架的模态是指机架结构固有的振动特性,对机架进行模态分析可以获得机架的模态参数,例如固有频率、阻尼比和模态振型等^[6,11]。通过模态分析可以避免与发动机等激振源频率接近(或为整数倍)导致共振从而引发排种不均匀等问题,同时可以根据模态分析结果对结构进行优化,更合理地布置机架。

根据参考文献[12],物体动力学通用方程为

$$[M]\{x''\} + [C]\{x'\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (7)$$

式中: M 为质量矩阵; C 为阻尼矩阵; K 为刚度矩阵; $F(t)$ 是力矢量。

3.2 机架模态分析结果

机架各阶模态频率和振动特性见表 1。对于水稻直播机机架,二阶振型能够表现出多数振动情况^[13]。由图 11 可知,一阶振动主要发生在中间梁上,使其产生上下的弯曲;二阶振动时,机架上梁部分发生扭转变形,中间梁和各梁连接部位的变形量最大。

表 1 机架各阶模态频率和振动特性

阶数	频率 (Hz)	振动特性
1	90.873	中间梁沿 y 轴方向上下振动
2	97.366	横梁沿 x 轴方向左右摆动

根据文献[10,13],为使机架不发生共振,必须满足:

$$0.75\omega_0 < \omega < 1.3\omega_0 \quad (8)$$

式中: ω_0 表示机架固有频率; ω 表示激振频率。

水稻精量直播机运动时受到的激振主要有发动机激振、地面激振、动力传动链激振和分种器的发动机以及传动链带来的激振,对各个激振频率分别进行考虑。

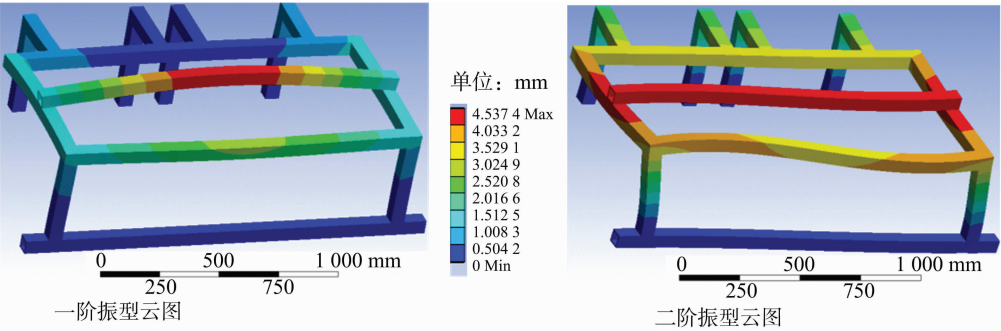


图11 振型云图

本设计采用双缸发动机(型号 ZH2110D),发动机转速为 1 500 r/min,根据文献[12],发动机激振频率 $f=\frac{n}{60} \cdot \frac{M}{2}$, n 为发动机转速, M 为发动机气缸数。分别考虑正常行驶和怠速 2 种情况。

正常行驶时激振频率为

$$f=\frac{1\,500}{60} \times \frac{2}{2}=25\text{ Hz}。 \tag{9}$$

怠速时激振频率为

$$f=\frac{700}{60} \times \frac{2}{2} \approx 11.7\text{ Hz}。 \tag{10}$$

根据分析可知,发动机激振频率在 10~30 Hz 范围内,而机架的一阶固有频率是 90.873 Hz,激振频率与固有频率差距较大^[10],不会引起共振。

正常行驶时,其他振源产生的激振频率均远小于机架各阶模态频率,不会与机架产生共振。

4 机架结构优化

根据分析结果,可以发现机架在不同部位受到的力以及产生的变形差异较大,在受力较大的部位可以通过增加材料厚度或改变结构布局来减少变形量^[14]。根据前面的分析可知,机架中间梁受到的载荷以及产生的形变较大,在实际工作中可能发生危险,而且在模态分析中也发现,中间梁和前上梁产生波动的可能性较大,后续主要对这 2 处添加支撑。

4.1 确定优化方式

以精量直播机的机架模型作为优化对象,选定前期变形

量较大的部位进行优化。根据分析结果,选定机架前梁和中间梁作为优化目标,对其添加支撑,如图 12 所示。

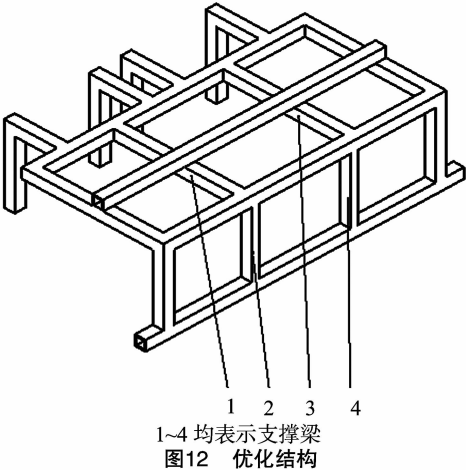


图12 优化结构

4.2 优化前后性能对比

由表 2 可知,在工况 1 时机架结构受到的最大应力有所增加,但仍在材料允许的范围内。除此之外,其他各主要参数均有所减小。应力以及变形量的减小使机架的稳定性增强,确保开沟器开出的沟深一致,不会因播深不均匀导致出苗率低等问题。在播种机翻越田垄导致一轮抬起时,2 种工况下机架的受力情况均得到改善,变形量显著减小,对于焊接处的影响也得到了减轻。

表 2 优化前后主要性能参数

项目 (最大值)	应力 (MPa)	变形量 (mm)	工况一应力 (MPa)	工况一形变 (mm)	工况二应力 (MPa)	工况二形变 (mm)
优化前	13.6	0.185	34.9	1.32	59.0	1.66
优化后	11.9	0.069	43.9	0.87	34.1	0.74
变化量	-1.7	-0.116	9.0	-0.45	-24.9	-0.92

5 结论与讨论

利用 SolidWorks 对机架进行建模,通过 ANSYS 静力学分析,根据仿真结果,弯曲工况下最大应力为 13.64 MPa,变形量为 0.184 73 mm;在扭转工况下,当右前轮离地时,最大应力为 58.969 MPa,最大形变量为 1.662 9 mm。以上工况下机架受到的最大应力均小于材料的屈服极限值,且变形量较小,验证了机架能满足播种作业的承载要求。

利用 Modal 模块对机架进行模态分析,得到机架的一阶固有频率约为 90 Hz,根据经验公式得到发动机等激振源的激振频率低于 30 Hz,机架固有频率与激振频率不在同一区间内,因而不会发生共振。

对机架薄弱部位添加支撑优化后,机架变形量显著减小,机架的刚度得到了提升,有利于得到稳定的开沟深度。同时为机架进一步优化和轻量化设计提供了理论依据。

(下转第 249 页)

1.3 mm^[15], 羽片的最大变形量小于材料的许用变形量, 故其刚度满足要求。应力最大处发生在羽片与滚筒的连接处, 所受到的最大等效应力为 241.91 MPa, 45 号钢的许用应力为 355 MPa^[15], 羽片的最大等效应力小于材料的许用应力, 故该镇压成型装置的强度满足要求。

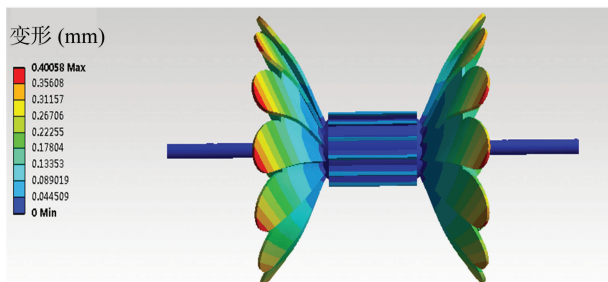


图12 镇压成型装置变形

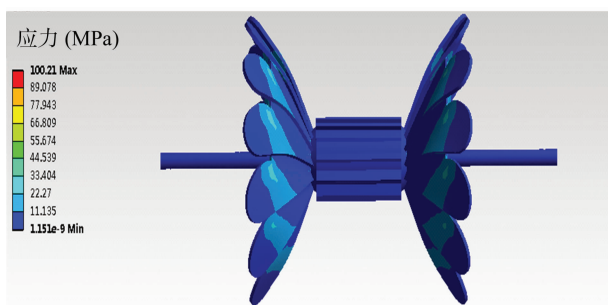


图13 镇压成型装置应力云图

4 结语

新研制的可调节埂型的水田筑埂机所需的配套动力为 40 ~ 60 kW · h 轮式拖拉机, 工作幅宽为 1 700 mm, 筑埂高度 300 ~ 400 mm, 筑埂顶宽 300 ~ 400 mm, 筑埂底宽 600 ~ 700 mm, 工作速度 0.8 ~ 1.0 km/h。该新型可调节埂型水田筑埂机可在水稻插秧前的水田上完成一次筑埂成型。

利用 Solidworks 三维建模软件建立其关键部件的简化模型, 结合离散元 EDEM 与有限元软件, 对集土装置弧形刀片

进行结构优化, 同时对镇压装置进行静力学分析。结果表明, 集土装置弧形刀片优化后受到的等效应力小于其许用应力, 镇压轮的强度和刚度符合要求。该机结构具有设计合理、适应性好、筑埂效率高、压实效果好、取土方便和可调节埂型的优点, 且可以根据不同环境调节土壤尺寸规格, 所筑土埂坚实光滑, 能有效抑制杂草生长。该机能够实现一次筑埂成型, 减少人工修补时间和成本, 极大提高作业效率。

参考文献:

- [1] 安徽省宿县地区农机所平地筑埂机课题组. 1PZ-2.4 平地筑埂机[J]. 粮油加工与食品机械, 1977(6): 31-35.
- [2] 张道林. 1ZX-1 型筑埂机的设计[J]. 粮油加工与食品机械, 1998(3): 25-25.
- [3] 关振君. DTZG-01 型稻田筑埂机的设计研究[J]. 农业科技与装备, 2011(10): 20-22.
- [4] 赵丽萍, 何新如, 赵清来, 等. STZZ1-230 型整地筑埂联合作业机的研制[J]. 农机化研究, 2016, 38(2): 114-118, 127.
- [5] 赵丽萍, 赵清来. 并列双轴整地筑埂联合作业机的设计[J]. 农机化研究, 2013, 35(10): 111-113.
- [6] 赵丽萍, 何新如, 徐杰, 等. 水田整地筑埂联合作业机的试验研究[J]. 中国农机化学报, 2016, 37(6): 26-30.
- [7] 赵丽萍, 何新如, 杨丹. 整地筑埂两用机传动系统的设计[J]. 湖北农业科学, 2016, 55(8): 2105-2107.
- [8] 周勤就, 田恒增. 平畦筑埂机的设计研究[J]. 农业机械学报, 1966(2): 127-128.
- [9] 蒋亦元. 水田筑埂机的研究和聚四氟乙烯覆层的应用[J]. 粮油加工与食品机械, 1976(12): 1-14.
- [10] 王立臣. 悬挂式田间筑埂机[J]. 农机试验与推广, 1999(1): 38.
- [11] 王金峰, 王金武, 孔彦军, 等. 悬挂式水田筑埂机及其关键部件研制与试验[J]. 农业工程学报, 2013, 29(6): 28-34.
- [12] 赵丽萍, 杨亚洲, 刘庆福. 新型水田整地筑埂联合作业机的设计[J]. 中国农机化学报, 2013, 34(3): 140-142.
- [13] 刘百合. 日本水田筑埂机[J]. 农业机械, 2010(4): 94-94.
- [14] 胡国明. 颗粒系统的离散元法分析仿真: 离散元法的工业应用与 EDEM 软件简介[M]. 武汉: 武汉理工大学出版社, 2010.
- [15] 中国农业机械化科学研究院. 农业机械设计手册[M]. 北京: 中国农业科学技术出版社, 2007.
- [1] 张洪程, 龚金龙. 中国水稻种植机械化高产农艺研究现状及发展探讨[J]. 中国农业科学, 2014, 47(7): 1273-1275.
- [2] 高兴, 王立臣. 关于如何加快江苏省水稻栽植机械发展问题的探讨[J]. 中国农机化, 2010, 5(5): 14-15.
- [3] 孙永健, 郑洪帆, 徐徽, 等. 机械旱直播方式促进水稻生长发育提高产量[J]. 农业工程学报, 2014, 30(20): 12-16.
- [4] 于吉森, 赵冰, 田新庆. 水稻直播机械的发展状况及前景展望[J]. 农业装备技术, 2006, 32(2): 15.
- [5] 李琳琳, 王丽红, 坎杂, 等. 矮化密植红枣收获机骑跨式机架的有限元分析[J]. 农机化研究, 2017(1): 25-28.
- [6] 顾丽春, 果霖, 李欢. 三点悬挂尖铲式小麦播种机机架振动特性分析[J]. 江苏农业科学, 2017, 45(1): 214-215.
- [7] 赵艳忠, 王运兴, 禹栋栋. 双圆盘开沟器结构参数对作业性能影响研究[J]. 农机化研究, 2018(11): 44-47.
- [8] 刘明辉. 大客车骨架结构静态特性分析[D]. 大连: 大连理工大学, 2005: 38-47.
- [9] 郑夕健, 刘翔, 董建. 装载机动臂截面参数对于固有频率的影响分析[J]. 机械与电子, 2016, 34(12): 23-25.
- [10] 沈杨柳, 兰海鹏, 张宏, 等. 基于 ANSYS 的核桃分级装置机架静力学及模态分析[J]. 农机化研究, 2018(7): 36-39.
- [11] 宋炉祥, 陶冶. 混合齿轮行星系分插机构有限元分析[J]. 江苏农业科学, 2018, 46(3): 189.
- [12] 陈艳霞. ANSYS Workbench 15.0 有限元分析从入门到精通[M]. 北京: 电子工业出版社, 2015: 153.
- [13] 王东伟, 尚书旗, 韩坤. 4HJL-2 型花生联合收获机摘果机构的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2013, 29(14): 15-18.
- [14] 吴伟斌, 廖劲威, 洪添胜, 等. 山地果园轮式运输车车架结构分析与优化[J]. 农业工程学报, 2016, 32(11): 40-45.

(上接第 238 页)

参考文献: