

张亚萍,胡志超,游兆延,等. 4HCDS-100 型花生收获机机架的模态分析与振动测试[J]. 江苏农业科学,2018,46(24):244-247.
doi:10.15889/j.issn.1002-1302.2018.24.067

4HCDS-100 型花生收获机机架的模态分析与振动测试

张亚萍, 胡志超, 游兆延, 顾峰玮, 吴 峰

(农业部南京农业机械化研究所, 江苏南京 210014)

摘要:针对铲筛式花生收获机振动大的问题,以 4HCDS-100 型花生收获机为研究对象,为避免共振的产生,利用 Inventor 软件对收获机机架进行三维建模,采用 Ansys 软件建立了机架的有限元模型,求解出机架前 6 阶固有频率和模态振型,对机架进行了模态试验,验证了模态分析的可靠性,并通过振动测试分析了机架的振动特性。结果表明,正常工况下,机架固有频率可以避开田间路面和振动筛的激励频率;机架两侧方管尾部和机架中间支撑杆刚度较小,可以适当加强;机具田间作业时机架振动较小,进一步验证了机架结构设计的合理性。本研究可为铲筛式花生收获机机架的设计与优化提供理论参考。

关键词:花生收获机;机架;模态分析;固有频率;振动测试

中图分类号: S225.7⁺3 **文献标志码:** A **文章编号:** 1002-1302(2018)24-0244-04

花生是重要的经济作物和油料作物,具有较高的经济价值、营养价值与药用价值^[1-3]。我国是花生种植大国,2015 年我国花生种植面积 461.57 万 hm²,位于世界第 2 位,花生总产量 1 643.97 万 t,居世界首位。

花生机械化收获是推进花生产业进一步发展的关键,因此,国内多家单位相继研制了多种花生收获机。铲筛组合式花生收获机构简单、操作方便、成本低,多用来完成花生分段收获的前期作业,或者用作花生复收机。由于花生收获机振动筛的往复振动,导致整机振动较大,作业稳定性较差。

4HCDS-100 型双筛体花生收获机是典型的铲筛组合式花生收获机,可以一次性完成花生的挖掘、清土和田间铺晒等工序。双筛体花生收获机的机架虽然结构简单,但起到联接与支撑其他零部件的作用,直接影响整机的作业性能。因此,有必要对机架进行模态分析与试验研究,以验证机架设计的合理性,探明其结构上的薄弱环节,为铲筛式花生收获机机架的结构优化提供参考。

本研究利用 Inventor 软件对机架进行参数化建模,利用 Ansys 软件计算出机架的前 6 阶固有频率和模态振型,通过

模态试验进行验证。最后,通过田间试验对机架进行了振动测试,进一步验证了机架设计的合理性。

1 整机介绍

4HCDS-100 型花生收获机为铲筛式挖掘收获机,机具自身不配备动力源,作业时需由拖拉机提供行走和作业动力。整机尺寸规格长×宽×高为 2 360 mm×1 420 mm×900 mm,结构示意图图 1,主要结构包括挖掘铲、牵引架、变速器、机架、传动装置、驱振装置、振动筛、限深轮。其中,振动筛由前筛和后筛 2 个部分组成,前、后筛均由主筛、副筛、筛框和侧板构成。前筛和后筛在反平行四边形机构的作用下做同频等幅反向运动,惯性力相互抵消,起到振动平衡的作用。

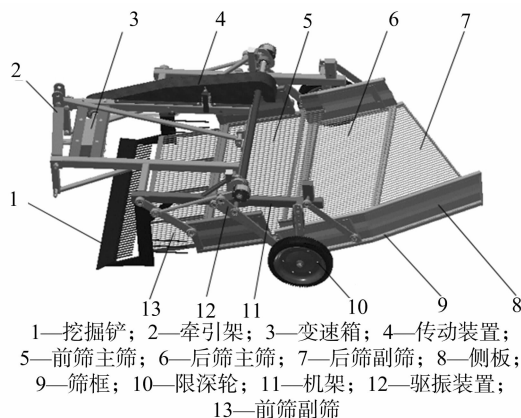


图1 4HCDS-100 型花生收获机结构示意图

收稿日期:2017-08-05

基金项目:国家花生产业技术体系国家重点研发计划(编号:2016YFD0702102);中国农业科学院创新工程项目。

作者简介:张亚萍(1991—),男,安徽安庆人,硕士,主要从事农业装备技术研究。E-mail:hellozyp5200@qq.com。

通信作者:胡志超,研究员,博士生导师,主要从事农作物收获及产后加工技术装备研究。E-mail:zchu369@163.com。

[17] Xu Y, Zhang Z, Lu G, et al. Approximately symmetrical face images for image preprocessing in face recognition and sparse representation based classification[J]. Pattern Recognition, 2016, 54: 68-82.

[18] Zhou P, Liu X, He Y, et al. Phase error analysis and compensation considering ambient light for phase measuring profilometry[J].

Optics & Lasers in Engineering, 2014, 55(7): 99-104.

[19] Oliván A D, Pagán J A, Sanz R, et al. Data-driven prognostics using a combination of constrained K-means clustering, fuzzy modeling and LOF-based score[J]. Neurocomputing, 2017, 241: 97-107.

田间作业时,收获机在拖拉机的牵引下前行,挖掘铲进入土层挖掘花生,挖起的花生(含秧蔓)、土壤混合物向后运动至前筛,进行清土并继续向后筛输送,混合物通过后筛进一步清土,最后花生(含秧蔓)由后筛副筛向右侧排出并铺放在田间。

2 模态分析

2.1 模态计算

2.1.1 机架结构模型的建立 利用 Inventor 软件对 4HCDS-100 型花生收获机的机架进行三维建模,机架的结构模型见图 2。模型的建立是进行有模态分析的基础,其形式直接影响计算精度和计算时间。为了简化模态分析的求解过程,忽略了一些不重要的特征对整体机构的影响,如小圆孔、倒圆角等^[4]。

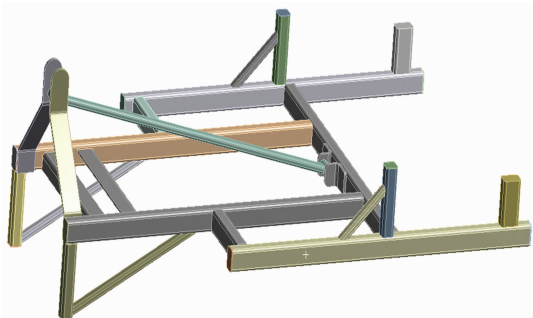


图2 机架结构模型

2.1.2 机架有限元模型的建立 将模型以 xt 格式导入 Ansys Workbench,以减小模型的失真。材料类型选择结构钢(Q235),弹性模量 210 GPa,密度为 7 850 kg/m³,泊松比 0.3。模态分析前首先对模型进行网格划分,因为机架精度要求不高,所以将关联中心、平滑度、跨度角中心均设置为中等,其他

参数取默认值^[5],网格划分后得到如图 3 所示的有限元模型,该模型包含 126 822 个节点,66 495 个单元。

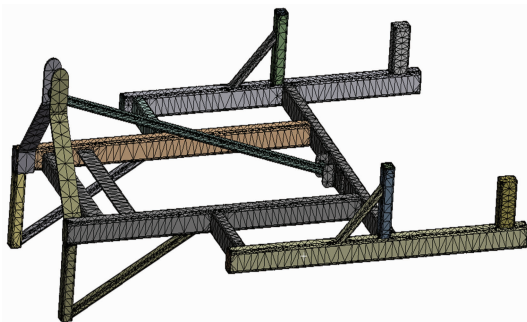


图3 机架有限元模型

2.1.3 约束条件的施加 为了更真实地对分析对象进行模拟,通常须要根据实际情况对有限元模型施加约束。双筛体花生收获机作业时与拖拉机通过 3 点悬挂的方式联接,考虑实际作业状况,对上悬挂内表面和下悬挂外表面施加固定约束^[6]。由于机架各零部件相对固定,零部件之间的接触默认设置为 bonded(绑定)。本研究进行的是静力学模态分析,预应力为 0^[7]。

2.1.4 结果分析 根据双筛体花生收获机实际作业情况可知,低阶模态对机架动态特性影响较大^[8],因此对机架的前 6 阶模态进行求解计算,得到机架前 6 阶固有频率和对应振型图。由图 4 可以看出,机架前 6 阶固有频率依次为 30.11、33.929、40.118、108.99、113.14、116.82 Hz。当激励频率和固有频率满足式(1)时,机架会产生共振^[9]。

$$0.75\omega_i < \omega_j < 1.3\omega_i \quad (1)$$

式中: ω_i 为固有频率,Hz; ω_j 为激励频率,Hz。



图4 机架前6阶固有频率

将机架前 6 阶固有频率按式(1)关系代入,得到引起机架共振的激励频率范围为 22.58 ~ 151.87 Hz。机架振动的激励源主要为振动筛的振动和田间路面的凹凸不平,振动筛的激励频率为 4 Hz,田间路面的激励频率一般不超过 10 Hz,两者均小于 22.58 Hz,故机架结构设计较为合理,不会引起共振。由图 5-a 至 5-f 可以看出,机架两侧方管尾部和机架中间支撑杆振动变形较为明显,说明这些部位是薄弱环节。由 6 个振型图分析可知,整体上,机架越靠近尾部振动越剧烈,变形越大。在 1 阶固有频率下,机架两侧方管左右同向弯曲振动,最大变形 10.193 mm;在 2 阶固有频率下,机架两侧方管扭转振动,最大变形 11.549 mm;在 3 阶固有频率下,机架两侧方管上下同向弯曲振动,最大变形 12.31 mm;在 4 阶固有频率下,机架两侧方管左右反向弯曲振动,最大变形 19.126 mm;在 5 阶固有频率下,机架两侧方管和中间支撑杆上下同向弯曲振

动,两侧方管振动轻微,支撑杆振动较剧烈,最大变形 29.799 mm;在 6 阶固有频率下,机架两侧方管上下反向弯曲振动,机架中间支撑杆上下弯曲振动,最大变形 14.283 mm。

2.2 模态试验

2.2.1 试验设备与方法 试验设备主要包括 YTRAN 激振力锤、B&K4321 三轴向加速度计、B&K4384 加速度计、B&K2635 电荷放大器、XR-20C TEAC 磁带记录仪、结构动态分析仪 HP5423A 等。

试验时将双筛体花生收获机机架支撑于试验台上,为保证模态试验与模态分析具有相同的自由边界条件,将机架悬挂装置固定,其余边界条件为弹性支撑。遵循“刚度大、避开节点、接近几何中心”的原则^[10-11],在机架上选取 5 个激励点,分别为机架两侧方管中部各 1 个、机架前后横梁中部各 1 个和支撑杆中部 1 个。试验采取单点激振,逐点拾振的方式,

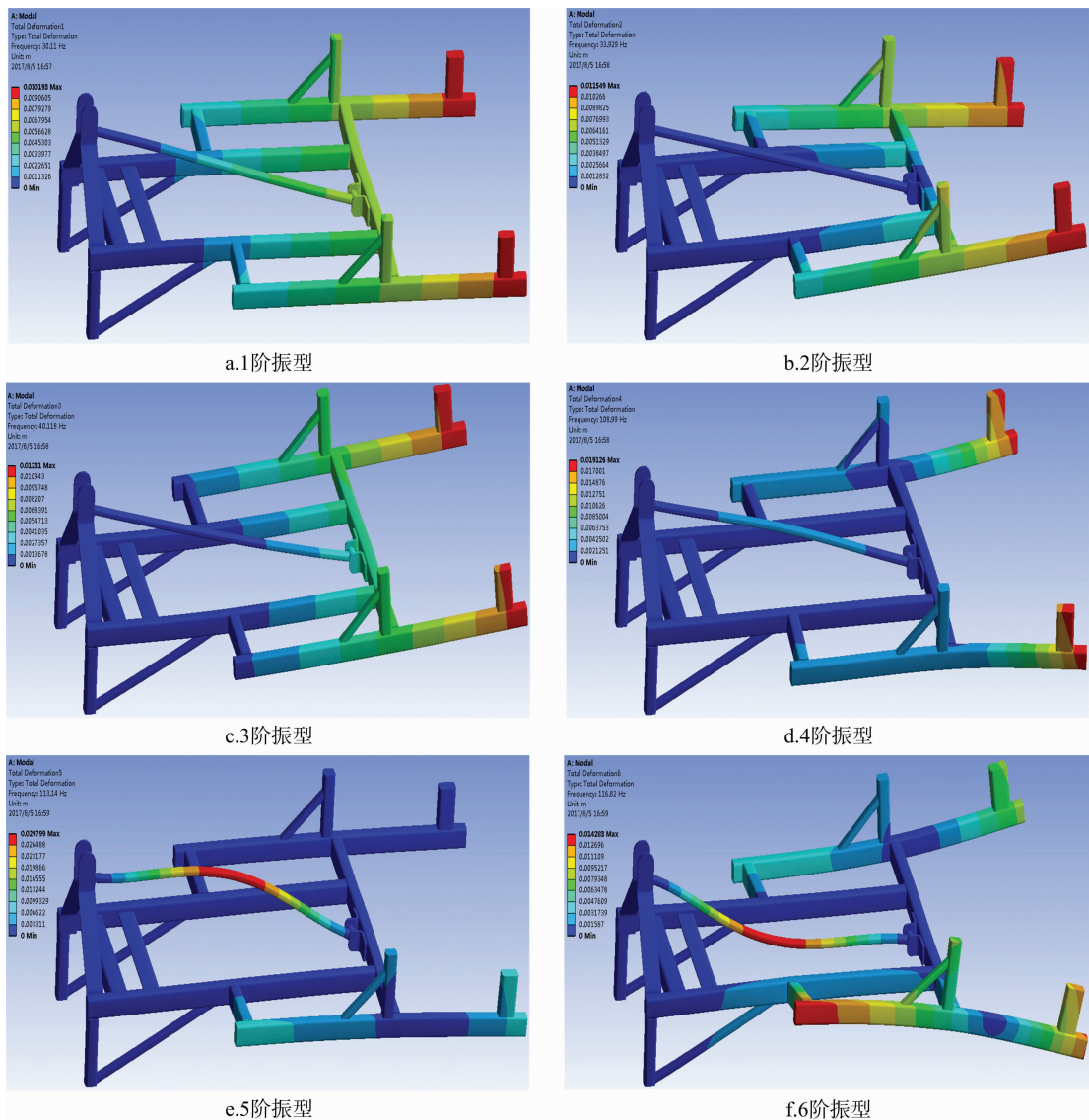


图5 机架前6阶振型

用力锤分别锤击 5 个激励点,用加速度计测量加速度响应,响应和激励信号经 B&K2635 电荷放大器送至 XR-20C TEAC 磁带记录仪。

2.2.2 结果分析 用结构动态分析仪 HP5423A 对试验收集的动态信号进行分析处理,得出机架的前 6 阶固有频率依次为 28.67、35.26、38.78、112.21、110.25、114.45 Hz。图 6 为模态试验和模态分析所得机架前 6 阶固有频率的对比,可知机架固有频率的计算值和试验值误差较小,计算得出误差值均小于 5%,说明模态分析所得结果真实可靠,可作为机架的设计与优化提供理论参考。

3 机架振动测试

为了考察 4HCDS-100 型花生收获机在田间作业时机架的实际振动情况,需要在花生收获的实际作业条件下对其进行动态特性测试,根据测试结果对其振动情况进行评估。

3.1 测试系统组成

如图7所示,测试系统由测试对象、加速度传感器、信号

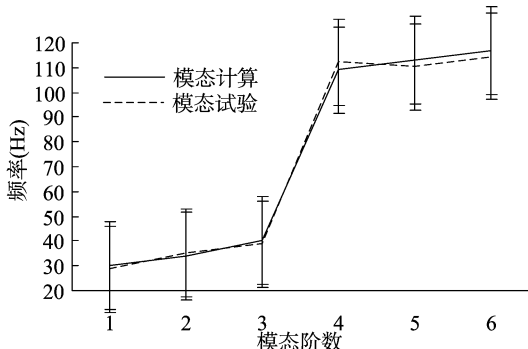


图6 机架前 6 阶固有频率对比

采集与控制系统、信号分析处理系统 4 部分组成^[12]。测试对象为 4HCDS-100 型花生收获机田间作业工况下的机架;传感器选用灵敏度为 $1\text{ mV}/(\text{m}\cdot\text{s}^2)$ 的 DH131E 型加速度传感器,频率测量范围为 $1\sim 10\text{ kHz}$;信号采集与控制系统选用江苏东华测试技术股份有限公司生产的 DH5902 动态数据记录仪,该仪器具有 32 个数据采集通道,每通道具有独立的 16

位 A/D, 独立的 DSP, 连续并行同步采样, 可通过无线 WIFI 与笔记本电脑连接通讯; 配套分析软件为江苏东华测试公司开发的 DHDAS 动态信号采集分析系统 V6.9.16, 以联想笔记本电脑为载体对测试中采集的数据进行分析处理。

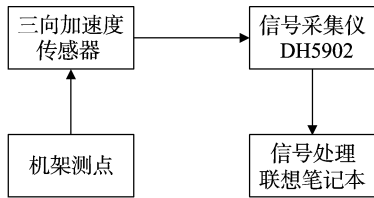


图7 振动测试系统

3.2 测试条件及测点分布

测试地点为山东省青岛市胶州胶莱镇, 所选试验地较为平坦, 土壤类型为沙壤土, 土壤含水率 12.5%, 土壤硬度 107 kPa。花生品种为鲁花 11 号, 种植模式一垄双行, 垄距 80 cm, 垄宽 60 cm, 垄高 15 cm, 沟宽 20 cm, 窄行距 30 cm。动力源为黄金金马 304A 拖拉机, 作业时前进速度约为 1.0 m/s, 振动筛为间距为 12 mm 的杆条筛, 振幅为 48 mm, 振频为 4 Hz。

以机具前后方向为 x 轴, 左右方向为 y 轴, 垂直方向为 z 轴, 沿 3 个方向在机架上布置传感器, 机架测试方位坐标示意图 8。测试完成后, 通过笔记本电脑上的软件进行数据回收, 并按照公式 (2) 对测点 3 个方向的振动加速度求均方根, 得到均方根加速度值, 以此评价机具振动大小^[13]。为了减小试验误差对结果的影响, 试验重复 3 次, 最后取平均值。

$$a = \sqrt{\frac{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}{3}} \quad (2)$$

式中: a 为测点 3 个方向振动加速度均方根值, m/s^2 ; a_x 为测点在 x 方向上的振动加速度, m/s^2 ; a_y 为测点 y 方向振动加速度, m/s^2 ; a_z 为测点 z 方向振动加速度, m/s^2 。

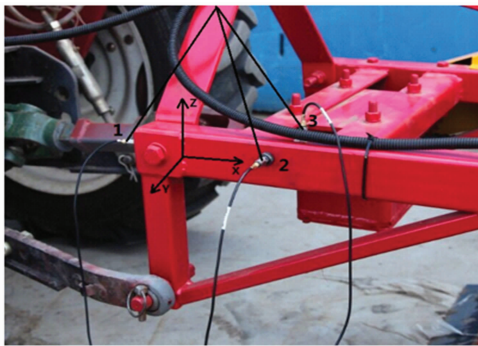


图8 测点坐标示意

3.3 结果分析

由表 1 可知, 机架沿 x 、 y 、 z 3 个方向振动加速度的平均值依次为 4.25、3.50、1.51 m/s^2 , 大小关系表现为 $a_x > a_y > a_z$ 。因为试验田地势较平坦, 机具作业过程中上下起伏较小, 故机架沿 z 方向振动最小。由于振动筛沿 x 方向前后抖动以完成

花生的分离输送, 故机架沿 x 方向振动加速度最大。3 次测试测点的均方根加速度平均值为 3.31 m/s^2 , 整机振动性能表现良好, 机手操作时无明显不适, 可见机架结构设计较为合理, 田间作业过程中无共振产生。

表 1 机架振动测试结果

方向	振动加速度测试结果 (m/s^2)			
	第 1 次	第 2 次	第 3 次	平均值
x	4.36	3.73	4.65	4.25
y	3.25	3.14	4.11	3.50
z	2.12	1.34	1.07	1.51
均方根	3.37	2.92	3.64	3.31

4 结论

本研究建立了双筛体花生收获机机架的结构模型和有限元模型, 并用 Ansys 软件进行了模态分析, 通过模态分析求解得到了双筛体花生收获机机架的前 6 阶模态参数, 揭示了机架的薄弱环节, 并通过模态试验验证了模态分析的可靠性。通过田间试验对机架进行振动测试, 进一步验证了机架结构设计的合理性, 研究结果可以为双筛体花生收获机机架的设计与优化提供参考。

参考文献:

- [1] 高焕文. 保护性耕作技术与机具[M]. 北京: 化学工业出版社, 2004: 119-141.
- [2] 姚云游, 乔玉兰. 花生功能成分及营养价值的研究进展[J]. 中国油脂, 2005, 30(9): 29-31.
- [3] 韩东升. 花生种植生产效益分析与对策分析[J]. 科技资讯, 2016, 14(4): 60, 62.
- [4] 陈静, 吴兰荣, 张成松. 花生感官品质研究[J]. 花生学报, 2004, 33(1): 24-27.
- [5] 杜平安. 建立有限元模型的基本原则[J]. 机械与电子, 2001(4): 40-42.
- [6] 张岩. ANSYS Workbench 15.0 有限元分析从入门到精通[M]. 北京: 机械工业出版社, 2014.
- [7] 王冰, 胡良龙, 胡志超, 等. 甘薯秧蔓粉碎还田机机架的模态分析与试验研究[J]. 中国农业大学学报, 2014, 19(5): 163-167.
- [8] 柴康杰, 胡志超, 游兆延, 等. 基于 ANSYS 的半喂入花生摘果机机架模态分析[J]. 江苏农业科学, 2016, 44(8): 407-409.
- [9] 周祥志, 李开明, 张智. 并联式龙门铣床 C 形机架结构设计与模态分析[J]. 机械制造与自动化, 2013, 42(1): 48-51.
- [10] 闻邦椿, 刘树英. 机械振动系统的现代动态设计与分析[M]. 北京: 机械工业出版社, 2001: 13.
- [11] 曹树谦, 张文德, 萧龙翔. 振动结构模态分析[M]. 天津: 天津大学出版社, 2015: 182-183.
- [12] 王亚丁. 履带式联合收获机驾驶室台振动分析与结构优化[D]. 镇江: 江苏大学, 2016.
- [13] 徐立章, 李耀明, 孙朋朋, 等. 履带式全喂入水稻联合收获机振动测试与分析[J]. 农业工程学报, 2014, 30(8): 49-55.