

施肥机有限元模态分析与结构优化

徐玉娟^{1a,2,3}, 吴明亮^{1a,2,3*}, 官春云^{1b,3}, 李洁^{1a,2,3*}

(1.湖南农业大学 a.工学院; b.油料作物研究所, 湖南 长沙 410128; 2.湖南省现代农业装备工程技术研究中心, 湖南 长沙 410128; 3.南方粮油作物协同创新中心, 湖南 长沙 410128)

摘要:针对所设计的2SF-0.6型施肥机,利用Simulation软件对其关键部件进行静态有限元分析与优化,得到了肥料箱箱体壁厚取值为1 mm、输送转轴上的搅拌器直径6 mm、机架的矩形钢管厚度2 mm;对施肥机进行模态分析表明,输送文献转轴与抛撒转轴的转速取值应避免975.84~1 463.76 r/min,优化后整机的10阶模态频率均远离外部激励源的回转振动频率20.33 Hz,可以有效避免共振的产生。

关键词:施肥机;结构优化;模态分析

中图分类号:S224.22 标志码:A 文章编号:1007-1032(2015)01-0104-05

Finite element mode analysis and structure optimization for fertilizer spreader

Xu Yujuan^{1a,2,3}, Wu Mingliang^{1a,2,3*}, Guan Chunyun^{1b,3}, Li Jie^{1a,2,3*}

(1.a.College of Engineering; b.Institute of Oil, Hunan Agricultural University, Changsha 410128, China; 2.Hunan Provincial Engineering Technology Research Center for Modern Agricultural Equipment, Changsha 410128,China; 3.Collaborative Innovation Center for Grain and Oil crops in South China, Changsha 410128,China)

Abstract: The static finite element analysis and structure optimization were performed for 2SF-0.6 type fertilizer spreader by using the Simulation software. A series of key structure parameters of the components were obtained as following: thickness of the fertilizer box wall is 1 mm, diameter of transmission shaft is 6 mm and thickness of the rectangular steel pipe in the frame is 2 mm. By modal analysis of the optimized structure, it can be concluded that the transmission shaft's rotation speed should avoid the range of 975.84-1 463.76 r/min. The optimized fertilizer spreader can effectively prevent the resonance because the 10th modal vibration frequency of the unit is far away from the rotary vibration frequency of external excitation source, i.e. about 20.33 Hz.

Keywords: fertilization spreader; structure optimization; modal analysis

农田作业机械结构较复杂,其工作部件、传动部件较多,由此产生的振动、噪声也非常大,严重影响了整机的可靠性和驾驶员的工作环境。农业机械各种工况下的振动强度以及整机抗振性能的研究仍处于起步阶段,对机体的振动稳定性研究也非常少^[1-3]。为此,笔者利用三维建模软件Solidworks对2SF-0.6型施肥机进行了参数化建模,通过其Simulation仿真模块对肥料箱、输送转轴、机架进行结构优化设计,并求解出整机的模态参数,对比

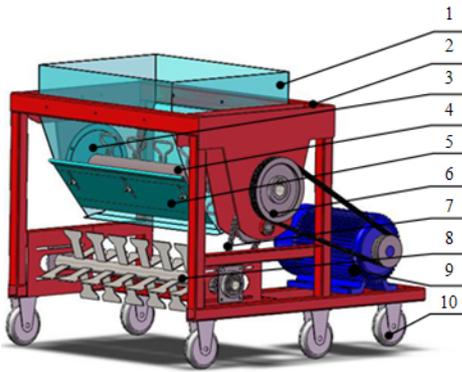
分析整机固有频率与电机激振频率的特点,得到在避免产生共振前提下输送转轴与抛撒转轴的转速取值范围。

1 总体结构及工作原理

1.1 结构及技术参数

2SF-0.6型施肥机结构如图1所示。该机主要由肥料箱、机架、盖板、输送转轴、挡板、皮带轮、链条、抛撒转轴、动力、脚轮等组成;其主要技术

参数如表 1。



1 肥料箱;2 机架;3 盖板;4 输送转轴;5 挡板;6 皮带轮;7 链条;8 抛撒转轴;9 动力;10 脚轮。

图1 2SF-0.6型施肥机

Fig.1 2SF-0.6 fertilizer spreader

表1 主要技术参数

Table 1 Technical parameters

项目	设计参数
外形尺寸(长×宽×高)/mm	950×910×870
整机质量/kg	152
输送转轴转速/(r·min ⁻¹)	60 ~ 240
抛撒转轴转速/(r·min ⁻¹)	270 ~ 450
肥料箱容积/L	106
作业幅宽/mm	600
配套动力/kW	1.1

1.2 工作原理

施肥机工作时,肥料箱内填满肥料,动力经带轮带动输送转轴转动,块状肥料经输送转轴的高速旋转而被其搅拌器撞击破碎,并在搅拌运动下做绕输送转轴的离心回转运动。肥料箱的一侧开有排肥口,运动到排肥口的肥料因为失去肥料箱壁的反作用力而被由输送转轴产生的离心力排出肥料箱,经过排肥口排出。肥料箱壁外侧设置有排肥口挡板,排肥口挡板的上下滑动可以调节排肥口的大小。输送转轴动力通过链传动带动抛撒转轴的转动,肥料经排肥口排出后由于重力的作用下落,到一定位置与高速旋转的抛撒转轴撒肥板碰撞,沿撒肥板的切向运动方向撞击出去,形成抛物线运动,实现肥料的抛撒,完成抛撒作业。

2 关键部件的有限元模型建立

为了增强设计的可靠性与经济性并提高施肥机的作业性能,利用 Simulation 软件对施肥机构的工作部件(肥料箱、机架、输送转轴)进行有限元静态分析,分析零部件的应力、应变与位移情况,在满足机械设计要求的前提下,优化零部件的轮廓形状与外形尺寸。

2.1 肥料箱

肥料箱是肥料的直接承载部件,由普通碳钢(屈服强度 235 MPa)加工而成,装载肥料并结合输送转轴实现对肥料的输送,属于薄壁结构。强度不够时会出现严重变形,甚至产生裂纹或支撑孔截面突变处形成应力集中而发生破损,导致排料口大小不均、以至排肥不匀与泄漏而无法正常工作。肥料箱所承受的载荷可近似地按照水压的类型去考虑,其特点是始终垂直于承载壁面,而且载荷的大小随深度的增加成线性增加,满足 $P(x)=\rho gx$, ρ 为肥料的容积密度, x 方向为肥料箱的深度方向尺寸, g 为重力加速度^[1]。因肥料箱壁承受载荷为非均布载荷,故以标准二次多项式 $P(x,y)=R(a+bx+cy+dx+ex^2+fy^2)$ 来实现加载模拟,式中以肥料箱顶面的一个角的顶点为坐标原点, y 方向平行于肥料箱顶面的边线, x 方向为肥料箱的深度方向,则有二次多项式系数 $R=1$, $a=c=d=e=f=0$, $b=\rho g$ 。这样的载荷分布方式最接近料斗的真实受力分布,同时比真实承载的载荷稍大一些,能确保分析结果的安全性。

肥料箱通过箱体上部的 6 个通孔用螺栓与机架连接,因此接触面添加固定约束,并采用二阶壳网格(网格大小 30 mm,公差 1.5 mm)对整个箱体进行网格划分,对肥料箱的壁厚进行逐步的优化,优化结果如表 2。

表2 逐步优化结果

Table 2 The gradual optimization analysis results

壁厚/mm	最大应力/MPa	最大应变	最大合位移/mm	质量/kg	危险处安全系数 n_s
2.0	33.4	1.37×10^{-4}	1.04	14.9	6.6
1.5	56.1	3.53×10^{-4}	2.28	11.4	3.9
1.0	121.0	1.60×10^{-3}	7.26	7.8	1.8
0.8	303.0	3.2×10^{-3}	9.45	6.1	1.4

在选取安全系数时,依据机械制造中塑性材料在静载分析下可取 $n_s=1.5 \sim 2.5$ 。当肥料箱壁厚取 0.8 mm 时,最大应力为 3.03×10^8 Pa,最小安全系数仅有 1.4,不能达到机械设计要求;当肥料箱壁厚取 1 mm 时,最大应力为 1.21×10^8 Pa,最小安全系数为 1.8,符合机械设计要求;当壁厚分别为 1.5、2 mm 时,虽可获得较高的安全系数,但会造成较多材料的浪费,因此,肥料箱壁厚设计为 1 mm,其应力与位移云图如图 2、图 3 所示。

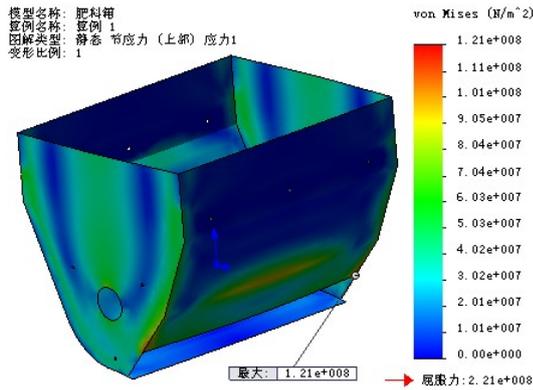


图2 肥料箱应力云图

Fig.2 The stress nephogram of box

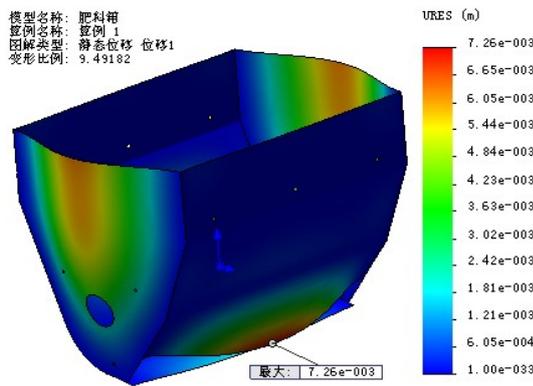


图3 肥料箱位移云图

Fig.3 The displacement nephogram of box

从图 2 可以发现，应力分布云图中没有出现局部斑点及左右不对称现象，且分布均匀，应力最大处发生在排肥口上部的 2 个直角处，为 121 MPa，排肥口上部钣金折弯区直线中点处也产生了较大的应力，利用探测工具探测该区域的应力为 98.5 MPa，可以满足强度设计要求。从图 3 可以看到最大合位移发生在排肥口上边线的中点，最大位移量仅 7.26 mm，可见肥料箱的设计可满足刚度要求。

2.2 输送转轴

输送转轴由普通碳钢加工而成，主要承受来自肥料对输送转轴上的搅拌器的反作用力，其作用力平均分配在输送转轴的 4 组搅拌器上，形成 2 组等值同向的转矩，可由公式 $P=T \cdot n / 9550$ 计算出转矩，对每个搅拌器添加外力载荷，对输送转轴的销钉孔添加固定约束，并采用中等实体网格对整个输送转轴进行网格划分。在改变搅拌器材料尺寸参数的条件下进行逐步优化，当搅拌器圆钢直径取 5 mm 时，最小安全系数为 1.44，不能达到机械设计要求；当搅拌器圆钢直径取 6 mm 时，最小安全系数为 1.7，符合机械设计要求，此时即获得输送转轴最优结

构，其应力、位移云图如图 4、图 5 所示。应力最大值发生在搅拌器与输送转轴钢管的焊接处，为 92.6 MPa，输送转轴的设计满足强度设计要求；最大位移变形量仅为 0.339 mm，满足刚度要求。

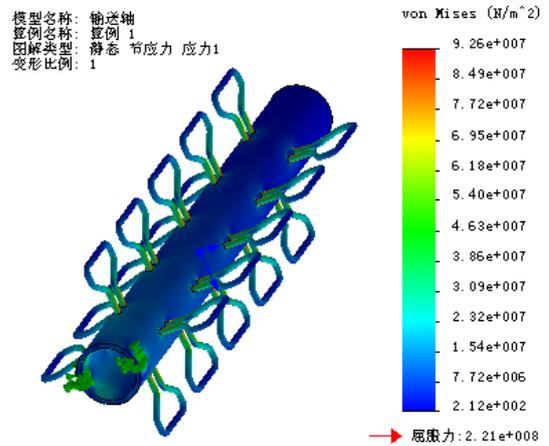


图4 输送转轴应力云图

Fig.4 The stress nephogram of shaft

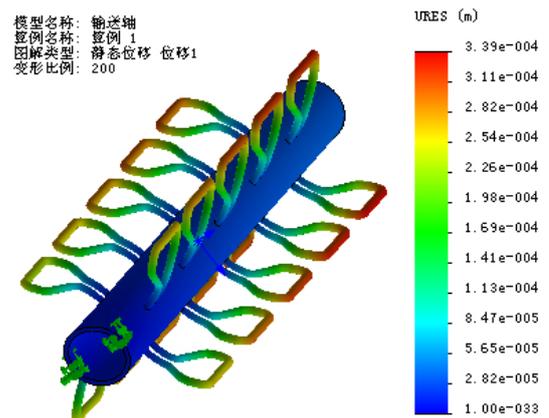


图5 输送转位移云图

Fig.5 The displacement nephogram of shaft

2.3 机架

机架由普通碳钢加工而成，承受安装在上部横梁上装满肥料的肥料箱。由于肥料箱与机架是通过螺栓连接，所以对机架上面的 6 个通孔添加竖直向下的等值压力载荷，并对机架底部安装脚轮的面添加固定约束。依据有限元静态分析的基本方法和原则，对机架结构进行静态分析，同时通过改变矩形钢管的厚度参数进行多次优化分析，得出当机架结构的钢管材料厚度选择 2 mm 时，最小安全系数达 2.3，当材料厚度选择 1.5 mm 时，局部总位移较大，最大应力值较接近材料的屈服强度，且安全系数不到 1.2，所以在保证工作性能的前提下，设计采用 2 mm 厚矩形钢管。其应力与位移云图如图 6、图 7 所示。

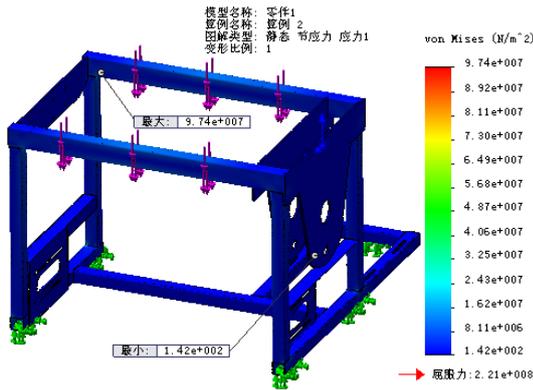


图6 机架应力云图

Fig.6 The stress nephogram of frame

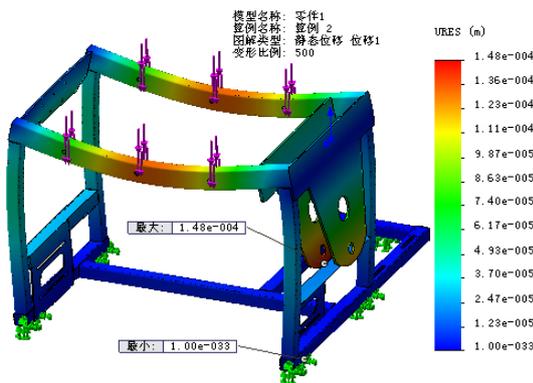


图7 机架位移云图

Fig.7 The displacement nephogram of frame

从图 6 可以看出，机架上的应力分布均匀，且应力值都非常小，最大应力发生在机架上部横梁与竖直方管的焊接处，应力值为 97.4 MPa，小于材料的屈服强度，可满足强度要求；从图 7 可以看出，位移变形主要出现在机架顶部横梁的中部，最大位移量仅为 0.148 mm，能满足刚度要求。

3 模态计算分析

施肥机构是一个具有多自由度的弹性系统，加载在这个系统上的各种激励力是导致振动的原因，当这些激励力的振荡频率接近施肥机构的某一阶固有频率时就会发生共振，产生强烈的噪音，因此，要求施肥机构所具有的固有频率能避开电机以及各工作部件的振动频率，以此来保证施肥机构具有良好的工作性能。

3.1 模态分析

计算模态分析从材料特性与结构特性等原始参数出发，利用有限单元法形成系统的离散型数学模型——刚度矩阵和质量矩阵，通过求解特征值的方法求解系统的模态参数^[3-5]。整机由机架底部的 4 个滑动脚轮支撑，可以认为整机为无阻尼系统，对

整机不加载载荷与约束，假设整机装配体中各个连接紧固件的刚性都很高，而且相对整机的质量来说其质量可以忽略不计^[6-10]，因此可忽略螺栓、键、卡环挡圈这些零件和机架底部脚轮、链条、皮带、齿轮链轮齿特征及其细小尖锐特征。电动机可视为远程质量，排除到网格化之外，分析时只考虑它们的质量属性和惯性张量^[10]。选取轴承材料为 GCr15、齿轮材料为 20CMnTi、皮带轮材料为 HT200，其他各部分自加工件为普通碳钢。采用草稿品质实体单元(大小 15 mm、公差 0.75 mm)进行整机的网格划分，同时勾选网格自动过渡，如图 8 所示，其中节总数为 71 684、单元总数为 227 547、自由度数为 219 336。

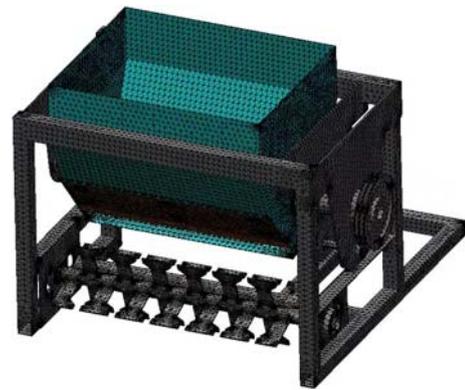


图8 整机网格划分

Fig.8 The grid division

3.2 模态结果

模态分析用于确定系统的振动特性，即结构的固有频率和振型。低阶振动对结构的动态影响较大，低阶振型决定结构的动态特性。从理论上来说，任何结构的固有频率都有无限多个，按频率大小排列，数值最小的为第一阶频率，依次排列，阶数越高，误差越大，对实际结构分析意义显著的即是频率较小的若干阶频率。由于对整机没有设置支撑，所以整机对应 6 个自由度，包括 3 个平移自由度和 3 个旋转自由度，故前 6 阶模态属于刚体模态，其固有频率为 0，只需提取非 0 的前 4 阶模态振型和频率进行分析即可^[11]。利用 Simulation FFEPlus 计算器得到前 7~10 阶频率及振型特点，其模态振型如图 9 至图 12 所示。

从图 9 可以看出，第 7 阶模态振型主要是机架上部 *xz* 平面内的扭转振动，机架右侧竖直方管扭转，机架左侧横梁的弯曲，输送转轴 *xz* 平面内摆动严重，最大振幅点出现在机架右侧上部的尖点，最小振幅点出现在机架电机安装座右侧边线上。

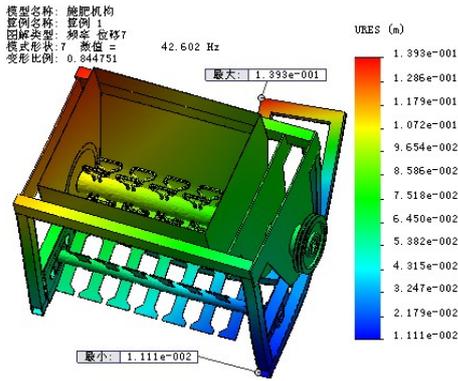


图9 第7阶模态振型

Fig.9 The 7th mode of vibration

从图 10 可以看出，第 8 阶模态振型主要是整体沿 z 方向的扭转和 x 方向的弯曲，机架底部出现了波浪形弯曲，最大振幅点出现在机架左侧底部尖点，最小振幅点出现在肥料箱右侧端面中线上。

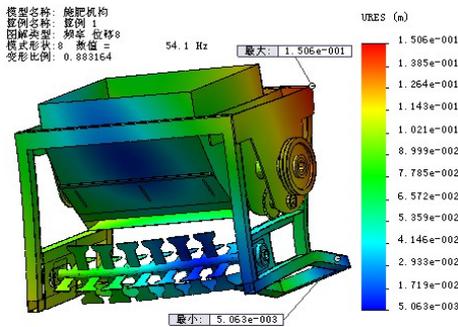


图10 第8阶模态振型

Fig.10 The 8th mode of vibration

从图 11 可以看出，第 9 阶模态振型主要是机架沿 xz 平面的弯曲和 zy 平面的扭转，机架的 4 根竖直方管都出现了不同程度的扭曲，电机安装座向外摆动，最大振幅点出现在电机安装座右侧的尖点，最小振幅点出现在肥料箱底部中点。

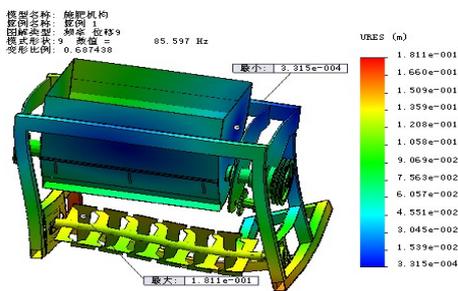


图11 第9阶模态振型

Fig.11 The 9th mode of vibration

从图 12 可以看出，第 10 阶模态振型主要是整体沿 xz 平面的扭转和整机左端在 xy 平面的扭转，抛撒转轴发生了弯曲振动，肥料箱在 xz 平面内也发生了明显扭曲，最大振幅点出现在机架左侧底部前端点，最小振幅点出现在肥料箱左侧底部处。

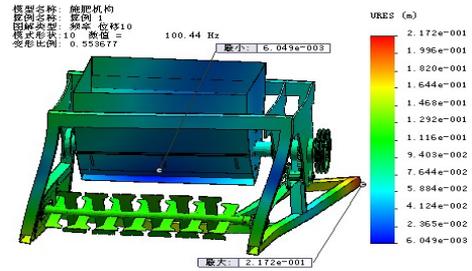


图12 第10阶模态振型

Fig.12 The 10th mode of vibration

机械设计中一般将固有频率设计成远离激振频率的 10% ~ 20% 以上。利用 Simulation 求得整机第 7~10 阶模态振型的固有频率分别为 42.6、54.1、85.6、100.4 Hz，施肥机构在实际工作中主要承受电机的振动激励，电机的回转频率为 20.33 Hz，与整机的第 7 阶固有频率相差 20% 以上，所以电机不会引起整机的共振。为了使输送转轴和抛撒转轴也不会引起整机的共振，利用 $n = 60f (1 \pm 20\%)$ 求得输送转轴与抛撒转轴的转速范围(f 为电机固有频率)，得到输送转轴与抛撒转轴的转速取值应避免 975.84 ~ 1 463.76 r/min。

参考文献:

- [1] 鲍仲辅, 曾德江. 基于有限元技术实现工程机械料斗的结构分析与优化[J]. 机电产品开发与创新, 2012, 25(3): 107-109.
- [2] 王芬娥, 曹新惠, 郭维俊, 等. 联合收获机主驾驶座振动强度及其频率结构试验[J]. 农业机械学报, 2007, 38(4): 62-65.
- [3] 马桂香, 陈殿云, 王彦生, 等. 自走式谷物联合收割机的振动测试[J]. 现代机械, 2008(2): 59-61.
- [4] Bert C W, Zeng H. Analysis of axial vibration of compound bars by differential transformation method[J]. Sound and Vibration, 2004, 275: 641-647.
- [5] 李建平, 赵匀, 臧少锋, 等. 有序抛秧振动输送机构的模态分析与试验研究[J]. 农业工程学报, 2005, 21(3): 115-117.
- [6] 胡西. 散装水泥车罐体有限元分析与改进[D]. 长沙: 湖南大学, 2012.
- [7] 李耀明, 孙朋朋, 庞靖, 等. 联合收获机底盘机架有限元模态分析与试验[J]. 农业工程学报, 2013, 29(3): 38-46.
- [8] Nobuyuki F, Satoshi S. Observations of dynamic stall on darrieus wind turbine blades[J]. Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics, 2001, 89(2): 201-214.
- [9] Maertens K, De Baerdemaeker J. Design of a virtual combine harvester[J]. Mathematics and Computers in Simulation, 2004, 65(1/2): 49-57.
- [10] 陈超祥, 叶修梓. Solidworks Simulation 高级教程[M]. 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2011.
- [11] Larsen J W, Nielsen S R. Dynamic stall mode for wind turbine airfoils[J]. Journal of Fluids and Structures, 2007, 23(7): 959-985.

责任编辑: 罗慧敏
英文编辑: 吴志立