

机动式喷杆喷雾机机架的轻量化设计

韩红阳¹, 陈树人^{1*}, 邵景世², 姚勇², 陈刚¹

(1. 江苏大学现代农业装备与技术教育部重点实验室, 镇江 212013;
2. 江苏圆通农机科技有限公司, 镇江 212325)

摘要:为了解决机动式喷杆喷雾机机架质量过重、燃油消耗率和碳排放量过高等问题,以机动式喷杆喷雾机机架为研究对象,建立了机架的有限元模型。对机架进行了试验模态分析,将仿真结果与模态试验数据进行了对比。利用有限元分析软件 Radioss 对机架进行了静态分析,计算了机架在水平弯曲和极限扭转工况下的应力分布及变形。根据有限元分析结果,对机架进行了轻量化设计并对机架进行了结构改进。研究结果显示:模态试验结果与有限元仿真结果基本接近,验证了有限元模型的准确性;经过尺寸优化,机架的质量降幅为 40.4%,实现了轻量化目标;根据轻量化结果对机架进行了结构改进,改进后弯曲工况和扭转工况的安全系数为分别提高了 9.7%和 7.8%。该文章的相关研究可以为企业研发机动式喷杆喷雾机提供一定的参考。

关键词:轻量化,设计,有限元分析,喷杆喷雾机,机架

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2013.03.007

中图分类号: S49

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2013)-03-0047-07

韩红阳, 陈树人, 邵景世, 等. 机动式喷杆喷雾机机架的轻量化设计[J]. 农业工程学报, 2013, 29(3): 47—53.
Han Hongyang, Chen Shuren, Shao Jingshi, et al. Lightweight design of chassis frame for motor boom sprayer[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(3): 47—53. (in Chinese with English abstract)

0 引言

降低整车质量可提高喷杆喷雾机水田通过性和提高燃油经济性,机架轻量化则是整车轻量化的重点。喷雾机机架的动静态特性及重量的合理分布直接影响整车的田间通过性。机架的轻量化设计,可在保证机架具有足够的强度和刚度的前提下,尽可能地减轻机架各梁的质量,同时保证机架优化后具有最大的可靠性及寿命^[1-6]。

机架的轻量化方法主要包括:一是选用高强度、轻质地的新型材料。如高强度钢板、复合材料等代替原有材料;二是利用优化设计法(包括尺寸优化法和拓扑优化法)对机架进行结构分析,重新设计合理的结构形式和尺寸参数来减轻机架质量^[7-18]。

本文以机动式喷杆喷雾机为研究对象,采用尺寸优化法对其机架的轻量化进行研究。利用三维软件 Pro/E 建立喷雾机机架的几何模型;利用优化设

计软件 Optistruct 对机架进行轻量化设计。

1 有限元模型的建立及验证

1.1 机架模型的建立

在 Pro/E 中建立了喷杆喷雾机机架的三维模型。机架使用钢管及角钢(密度 $7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$, 弹性模量 E 为 $2.068 \times 10^5 \text{ MPa}$, 泊松比 0.29)焊接而成。表 1 为机架使用钢管的尺寸规格。

表 1 钢管尺寸规格
Table 1 Size parameters of steel pipe

mm				
方管	矩形管	圆管	异型管	角钢
				
40×40×3	40×20×2 40×25×2 50×30×2 50×40×2 60×40×3	φ25×2 φ28×2 φ32×2 φ40×3	40×38×4	38.5×38.5×2

将机架总装模型保存为.igs 格式后,导入有限元前处理软件 Hypermesh 进行网格划分。网格划分时,略去了部分小的倒角、装饰件和非承载件等对分析结果很小的因素。为准确模拟机架结构特性,选用 Shell63 单元进行网格划分,网格尺寸为 5 mm^[19-20]。机架各部件间的连接采用焊接方式,有限元模型中采用节点耦合来处理各部件间的连接^[20-21]。

收稿日期: 2012-11-23 修订日期: 2013-01-15

基金项目: 镇江市农业支撑项目资助(NY2011002),江苏省自然科学基金资助项目(BK2009200),江苏省高校优势学科建设工程资助项目(苏财教(2011)8号)

作者简介: 韩红阳(1987—),男,主要从事车辆结构有限元分析。镇江 江苏大学农业工程研究院,212013。Email:hanjixing@foxmail.com
通信作者: 陈树人(1965—),男,教授,博士后,主要从事农业装备智能化方面的研究。镇江 江苏大学农业工程研究院,212013。
Email:srchen@ujs.edu.cn

整体网格形状采用四边形单元，部分复杂曲面使用三角形单元过渡（三角形单元不超过 1.2%）。整个模型共有节点 216 883 个，三角形单元 2 597 个，四边形单元 214 288 个。机架有限元模型如图 1 所示。

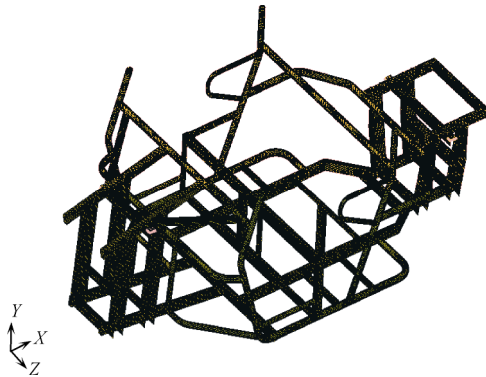


图 1 机架有限元模型图
Fig.1 Finite element model of sprayer frame

1.2 约束及载荷处理

该喷雾机前后采用麦弗逊悬架支撑，选用弹簧单元模拟弹簧减振器。喷雾机机架为承载式机架，载荷包括机架自重、发动机重量、喷雾水箱重量、前后差速器重量等。机架自重通过设置垂直向上的重力加速度（ 9.8 m/s^2 ）施加，外部载荷以集中载荷或均布载荷方式施加。各载荷及其施加方式见表 2。

表 2 机架承受载荷及施加方式
Table 2 Load and applied methods of frame

序号	载荷名称	载荷大小/N	载荷类型
1	前差速器	196	集中载荷
2	后差速器	196	集中载荷
3	油箱及燃油	245	集中载荷
4	座椅	294	均布载荷
5	操作员	1 274	均布载荷
6	药液箱及喷施系统	4 410	集中载荷
7	发动机+CVT+减速器	1 058.4	集中载荷
8	蓄电池	49	集中载荷
9	消音器、水箱	98	集中载荷
10	喷杆	490	集中载荷

1.3 机架有限元模型的验证

为了验证有限元模型的准确性，通过模态试验和软件仿真法进行对比分析。模态试验采用设备为上海宏勤科技有限公司的 Modalview 模态软件及 PCB 力锤、PXI-4462 采集卡，有限元分析软件采用澳汰尔公司的 Radioss 软件，模态试验现场见图 2。

使用最小二乘复频域法计算固有频率和振型，通过模态置信准则和频响函数综合法检验模态分析的精度度^[22-25]。试验结果表明二者频率比较接近，机架有限元模型达到了工程精度要求，可以作为静态分析和优化设计的模型。个别模态频率偏差

较大原因：试验机架的驾驶舱底部位置增加了花纹钢板；有限元模型略去了部分尺寸较小的钣金件。模态分析结果如表 3 所示。



图 2 机架模态试验现场
Fig.2 Modal experimental diagram of sprayer frame

表 3 模态分析结果
Table 3 Results of modal analysis

阶次	试验模态/Hz	仿真模态/Hz	差值	振型特点
1	24.78	20.81	16%	一阶弯曲
2	30.69	28.74	6.4%	一阶扭转
3	52.50	52.46	0.1%	二阶弯曲
4	56.20	55.28	1.6%	二阶扭转
5	58.45	60.74	3.9%	弯曲+扭转
6	60.37	61.82	2.4%	尾梁扭转变形

2 载荷工况下的应力分析

考虑到喷雾机主要在田间和公路行驶，其路况比较复杂，为更好了解机架的实受力情况，本文着重对水平弯曲、极限扭转 2 种工况进行分析。

2.1 水平弯曲工况

弯曲工况模拟车辆在良好路面上，车辆满载时匀速直线行驶时的应力分布及变形情况。分析弯曲工况时，机架承重及载荷要乘以一定的动载荷系数（本文选为 1.3），约束条件为：约束前、后悬架与机架连接处的全部自由度^[26-27]。机架的应力分布情况如图 3 所示。

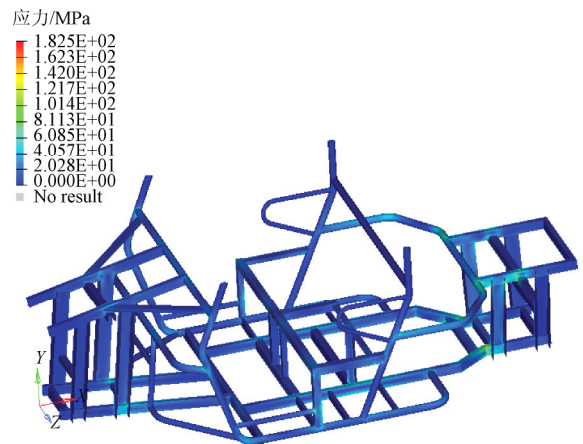


图 3 机架的弯曲工况应力分布
Fig.3 Stress distribution of frame in bending condition

分析可知,此工况下最大应力为 182.5 MPa,出现在尾部纵梁转接处,满载时重量主要集中在尾部,由于尾部斜梁和纵梁是焊接而成,因而出现了应力集中现象。机架的最大位移 2.97 mm,出现在前围座位处。

2.2 扭转工况

扭转工况主要考虑一个车轮悬空而另一车轮抬高时施加在车桥上的扭矩的作用。约束条件为:限制右前轮与机架连接处的平动自由度 UX、UY、UZ;释放左前轮装配位置处节点的所有自由度;约束后轮装配位置的所有平动自由度^[28]。

计算结果:此工况下,机架等效应力最大值为 204.5 MPa,位于纵梁后部。最大位移位于驾驶室梁上,由于左前轮抬高,使得左侧梁的变形大于右侧梁的变形,最大变形量 4.42 mm。此工况下位移变形图如图 4 所示。

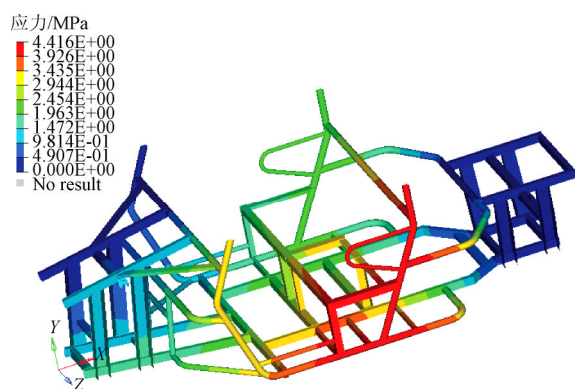


图4 机架的弯扭工况位移

Fig.4 Displacement of frame in torsion condition

3 机架的轻量化设计

3.1 机架优化方程的建立

为了减轻喷雾机机架的质量,在结合有限元分析的基础上,对机架进行尺寸优化设计。Optistruct 采用局部逼近算法解决优化问题,当约束数目超过设计变量数目时,Optistruct 采用可行方向法建立近似模型^[17],其采用的优化数学模型如下^[29-30]:

$$f(X) = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (1)$$

$$g_j(x) \leq 0, j = 1, \dots, m \quad (2)$$

$$x_i^l \leq x_i \leq x_i^u, i = 1, \dots, n \quad (3)$$

式中, $X=x_1, x_2, \dots, x_n$ 为设计变量, x_i 表示编号为 i 的部件的厚度; $f(X)$ 为目标函数, 上角标 l 为下限, 上角标 u 为上限; $g_j(x)$ 为不等式约束函数。

3.2 设计变量的确定

优化设计三要素包括设计变量、约束变量及目标函数。该机架的主要结构参数是根据设计经验确定,不能任意变动。相对而言,钢管的厚度选择余

量比较大,因此选择钢管的厚度作为设计变量。本文共选定纵梁、前斜梁等共 9 个关键部件的壁厚作为设计变量。

机架所用钢管厚度具有的一定规格,优化时必须考虑实际情况。市场上提供的钢管厚度从 0.6~5 mm 不等,增量为 0.1 mm。故将钢管厚度约束在实际规格范围内,即:

$$1 \leq x_i \leq 4 \quad (4)$$

其中 x_i 表示钢管厚度, i 取 1~9 之间的整数。

在 Optistruct 软件中,通过 DDVAL 卡片可以定义离散设计变量,设置各个设计变量的初始值及上、下限值,最后通过 Dlink 卡片将各个设计变量相关联。各设计变量取值如表 3 所示。

表3 各设计变量的取值表
Table 3 Design variable values

部件	初始值	下限值	上限值
前纵梁	3	1	3
前避震梁	4	1	4
前围梁	3	1	3
前斜梁	3	1	3
货箱弯管	3	1	3
座椅支撑板	3	1	3
后横梁	3	1	3
纵梁	3	1	3
后避震梁	4	1	4

3.3 约束函数

机架在工作过程中主要承受整车的质量,因此机架将产生最大的垂向位移。为了保证整车的刚度及通过性,要求在工作状态下机架垂向的位移不能超过规定值。定义约束函数为:

$$d_{\max}(z) \leq [d_e] \quad (5)$$

其中 $d_{\max}$ 为机架在工作状态下产生的最大垂向位移, mm; $[d_e]$ 为机架最大垂向位移许用值, 本文取为 10 mm。

此外,喷杆喷雾机在工作时还必须保证机架有足够的强度,采用第四强度理论,约束整个机架的应力^[31],即:

$$\sigma_{\max}(z) \leq [\sigma] \quad (6)$$

式中, $\sigma_{\max}(z)$ 为 Von Mises 平均等效应力, MPa; $[\sigma]$ 为材料的许用应力, 钢管材料为 Q235A, 故 $[\sigma]$ 取值为 235 MPa。

3.4 目标函数

该机架的优化目标是:在满足强度和刚度等性能的条件下,寻求质量最小的尺寸分布方案,因此选择整个机架的质量 $M(x)$ 作为尺寸优化目标函数:

$$M(x) = V(x) \cdot \rho \quad (7)$$

其中 $V(x)$ 为体积, m^3 , ρ 为材料的密度 kg/m^3 。

3.5 优化结果分析

在 Optistruct 中设置好参数后, 进行尺寸优化分析, 各变量的优化结果如表 4 所示。

表 4 变量优化前后值

Table 4 Values of the variables before and after optimization

变量名称	优化前	优化后
机架总体积 V/mm^3	1.47E07	1.06E07
机架总质量 M/kg	116	69.1
最大位移(弯曲工况) δ/mm	2.97	6.53
最大应力(弯曲工况) σ/MPa	182.5	217.4
前纵梁 t_1/mm	3	1.8
前避震梁 t_2/mm	4	1
前围梁 t_3/mm	3	1
前斜梁 t_4/mm	3	1.6
货箱弯管 t_5/mm	3	1.9
座椅支撑板 t_6/mm	3	1.6
后横梁 t_7/mm	3	1
纵梁 t_8/mm	3	2.8
后避震梁 t_9/mm	4	4

由表 3 可知, 此时弯曲工况下机架的最大位移 6.53 mm, 最大应力为 217.4 MPa, 没有超过规定值。经过优化, 机架质量由原来的 116 kg 减少到 69.1 kg, 质量降幅为 40.4%。优化后应力分布如图 5 所示。

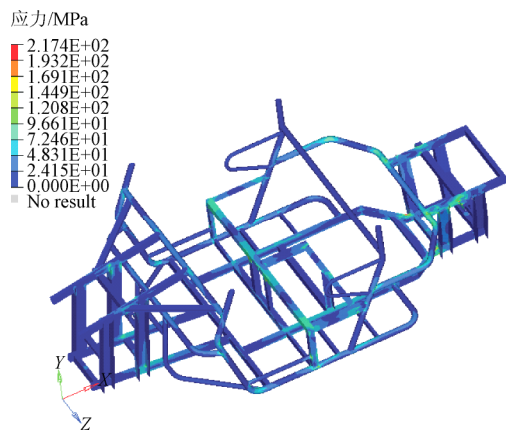


图 5 优化后应力分布

Fig.5 Stress distribution after optimization

3.6 改进方案的提出

大量疲劳试验表明, 车架应力集中部位往往容易发生疲劳破坏。经过尺寸优化, 机架在弯曲工况下的最大应力为 217.4 MPa (位于机架大梁和后纵梁连接处), 安全系数较低。因此, 本文在此基础上对机架进行了结构改进。改进方案如下:

1) 根据优化结果并结合实际生产情况, 在机架受力较小处选用厚度更薄的钢管。如前纵梁可由原来的 3 mm 改为 1.8 mm。

2) 针对大梁与后纵梁连接处出现的应力集中现象, 在大梁和后纵梁处增加了加强筋, 同时将原大梁采用的直角矩形钢改为圆角矩形钢。

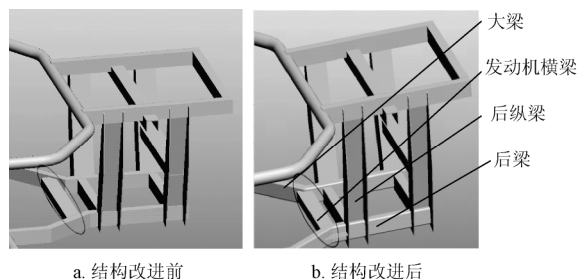
3) 将发动机安装横梁后移, 以加强大梁和后梁的连接强度, 同时实际生产中改善焊接工艺, 提高焊接质量。

经过改进, 机架在弯曲工况和弯扭工况时的应力值分别为 166.3、189.7 MPa, 应力集中现象有所改善。优化后 2 种工况下的最大位移值分别为 3.26、4.65 mm, 均小于 10 mm。改进对比图如图 6 所示。从对比结果看, 已经达到轻量化目的, 因此该轻量化及结构改进方案是比较合理的, 具体还要结合后续道路可靠性试验来验证。改进前后机架的最大应力及变形如表 4 所示。结构改进后弯曲工况应力图如图 7 所示。

表 4 机架结构改进前后各值对比

Table 4 Contrast of values between initial and improved structure

工况	对比	改进前	改进后	变化率/%
水平	最大应力/MPa	182.5	166.3	8.9
弯曲	最大位移/mm	2.97	3.26	9.8
极限	最大应力/MPa	204.5	189.7	7.2
扭转	最大位移/mm	4.42	4.65	5.2



注: b 图中, 大梁及后梁由直角矩形钢改为圆角矩形钢; 将发动机横梁后移以加固大梁和后梁的连接, 在大梁、后梁及后纵梁处增加了加强筋

图 6 机架结构改进前后对比图

Fig.6 Contrast between initial and improved structure

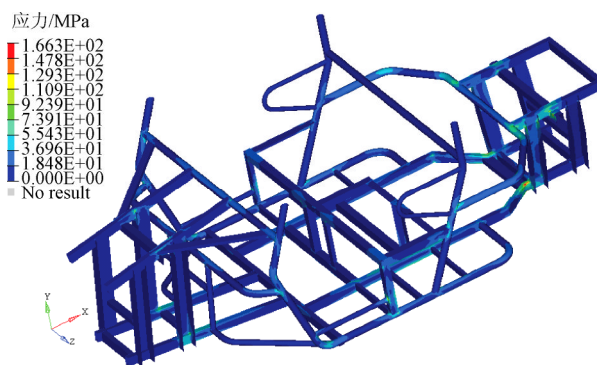


图 7 结构改进后弯曲工况应力

Fig.7 Stress of improved structure in bending condition

4 结 论

1) 机动式喷杆喷雾机机架模态实验结果与有限元仿真结果基本接近, 验证了有限元模型的准确性。

2) 对喷雾机机架进行了轻量化设计, 其质量降幅为 40.4%, 实现了轻量化目标。

3) 根据轻量化结果对机架进行了结构改进, 改进后弯曲工况的安全系数为 1.41、扭转工况的安全系数为 1.24。2 种工况下, 机架的安全系数分别提高了 9.7% 和 7.8%。

4) 本文的轻量化研究和相关试验, 可以为机动式喷杆喷雾机的自主研发提供一定的参考。

[参 考 文 献]

- [1] 叶辉, 胡平, 申国哲, 等. 基于灵敏度和碰撞仿真的汽车车身轻量化优化设计[J]. 农业机械学报, 2010, 41(10): 18—22, 27.
Ye Hui, Hu Ping, Shen Guozhe, et al. Lightweight optimization design of car body based on sensitivity and side crash simulation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(10): 18—22, 27. (in Chinese with English abstract)
- [2] 张娜娜, 赵匀, 刘宏新. 高速水稻插秧机车架的轻量化设计[J]. 农业工程学报, 2012(3): 55—59.
Zhang Nana, Zhao Yun, Liu Hongxin. Light design of frame for self-propelled chassis rice transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012(3): 55—59. (Chinese with English abstract)
- [3] 景俊鸿, 邵刚. 中、重卡车架轻量化设计[J]. 合肥工业大学学报: 自然科学版, 2009, 32(增刊 1): 14—17.
Jin Junhong, Shao Gang. Lightweight design of the middle and heavy truck's frame[J]. Journal of HeFei University of Technology: Natural Science, 2009, 32(Supp.1): 14—17. (in Chinese with English abstract)
- [4] Schubert E, Klassen M, Zerner I, et al. Lightweight structures produced by laser beam joining for future applications in automobile and aerospace industry[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2001, 115(1): 2—8.
- [5] 邬诚君. 轻质车身结构的力学分析[D]. 上海: 同济大学, 2006.
Wu Chengjun. Mechanical analysis of Light body structure[D]. Shanghai: Tongji University, 2006. (in Chinese with English abstract)
- [6] 敖炳秋. 轻量化汽车材料技术的最新动态[J]. 汽车工艺与材料, 2002(8/9): 1—20, 105.
Ao Bingqiu. Latest development of lightweighting automotive materials[J]. 2002(8/9): 1—20, 105. (in Chinese with English abstract)
- [7] 龙江启, 兰凤崇, 陈吉清. 车身轻量化与钢铝一体化结构新技术的研究进展[J]. 机械工程学报, 2008, 44(6): 27—35.
Long Jiangqi, Lan Fengchong, Chen Jieqing. New technology of lightweight and steel-aluminum hybrid structure car body[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(6): 27—35. (in Chinese with English abstract)
- [8] 张宇, 朱平, 陈关龙, 等. 基于有限元法的轿车发动机罩板轻量化设计[J]. 上海交通大学学报, 2006, 40(1): 163—166.
Zhang Yu, Zhu Ping, Chen Guanlong, et al. The lightweight design of bonnet in auto-body based on finite element method[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2006, 40(1): 163—166. (in Chinese with English abstract)
- [9] 高云凯, 林典, 余海燕, 等. 镁合金在座椅骨架轻量化设计中的应用[J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2009, 37(7): 938—942.
Gao Yunkai, Lin Dian, Yu Haiyan, et al. Application of magnesium alloy to seat back rest for weight reduction[J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2009, 37(7): 938—942. (in Chinese with English abstract)
- [10] Joseph C, Benedy K. Light metals in automotive applications[J]. Light Metal Age, 1(10): 34—35.
- [11] 顾纪超, 李光耀, 千年妃, 等. 分步优化方法在后车架轻量化中的应用[J]. 汽车工程, 2011, 33(7): 641—644.
Gu Jichao, Li Guangyao, Gan Nianfei, et al. Application of stepwise optimization to the lightweighting of vehicle rear frame[J]. Automotive Engineering, 2011, 33(7): 641—644. (in Chinese with English abstract)
- [12] Wilian F Powers. Automotive materials in the 21th century[J]. Advanced Materials and Processes, 2005(5): 38—41.
- [13] Merklein M, Geiger M. New materials and production technologies for innovative lightweight constructions[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2002(125/126): 532—536.
- [14] Asanafi N, Langstedt G. A new lightweight metal composite-metal panel for applications in the automotive and other industries[J]. Thin-Walled Structures, 2000, 4(36): 289—310.
- [15] 青山公彦, 櫻田彻. 商用车の轻量化技术[J]. 自动车技术, 2001, 4: 23—28.
- [16] Schenkel H. Adhesive bonding in car-body Manufacture[C]. Chinese-German Ultralight Symposium, Beijing, 2001, 9:

- 163—172.
- [17] Brudgam S, Meschut G. Material technologies and joining techniques for multi-material car body structures[C]// Chinese-German Ultealight Symposium, Beijing, 2001, 9: 191—200.
- [18] Masaaki Saito, Shuuichiro Iwatsuki, Kunihiro Yasunaga, et al. Development of Aluminum body for the most fuel efficient vehicle[J]. JSAE Review, 2000(21): 511—516.
- [19] 徐中明, 余烽, 张志飞, 等. 小型机动平台车体动态特性分析与减振优化[J]. 机械设计, 2011, 28(3): 84—87.
- Xu Zhongmin, Yu Feng, Zhang Zhifei, et al. Dynamic characteristics analysis and improvement of body for mini mobile platform[J]. Journal of Machine Design, 2011, 28(3): 84—87. (in Chinese with English abstract)
- [20] 刚灵. 威尼斯之旅客车车身金属结构的轻量化研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.
- Gang Lin. Research on the Light-Weight Methods for the Metal Structure of Venice Series Bus Bodies[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2010. (in Chinese with English abstract)
- [21] 李波. 某载货车车架结构分析与优化设计[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2009.
- Li Bo. Structure Analysis and Optimization of A Heavytruck Frame[D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2009. (in Chinese with English abstract)
- [22] Peeters B, Antonnio V, Herman V D A. PolyMAX modal parameter estimation from operational data[M]. Leuven: Katholieke University, 2004.
- [23] 于江, 杨振冬, 汪先国. 摩托车车架试验模态与解析模态分析[J]. 重庆工学院学报: 自然科学版, 2009, 23(9): 25—32.
- Yu Jiang, Yang Zhendong, Wang Xianguo. Experiment modal and finite element modal analysis of motorcycle frame[J]. Journal of Chongqing Institute of Technology: Natural Science, 2009, 23(9): 25—32. (in Chinese with English abstract)
- [24] 夏青松. 电动汽车车身模态分析与实验模态对比研究[J]. 天津汽车, 2008(2): 24—27.
- Xia Qingsong. Study on body modal analysis and experimental modal analysis of electric vehicle[J]. Tianjin Auto, 2008(2): 24—27. (in Chinese with English abstract)
- [25] 曹树谦, 张文德, 萧龙翔. 振动机构模态分析—理论、实验与应用[M]. 天津: 天津大学出版社, 2001.
- [26] 蔡炳芳. 全地形车新车型开发与车架结构性能分析[D]. 镇江: 江苏大学, 2007.
- Cai Bingfang. New Style Development and Frame Structure Performanc Analysis of All Terrain Vehicle[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2007. (in Chinese with English abstract)
- [27] 邓海英. K3 型休闲车车架的静动态分析与优化设计[D]. 长沙: 湖南大学, 2009.
- Deng Haiying. K3 Leisure Vehicle Frame's Static Dynamic Analysis and Optimization Design[D]. Changsha: Hunan University, 2009. (in Chinese with English abstract)
- [28] Ma Z D, Perkins N C. A track-wheel-terrain interaction model for dynamic simulation of tracked vehicles[J]. Vehicle System Dynamics, 2003, 37: 401—421.
- [29] 卢险峰. 优化设计导引[M]. 北京: 化学工业出版社, 2010.
- [30] 黄平, 孟永钢. 最优化理论与方法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2009.
- [31] Kaveh A, Talatahari S. Size optimization of space trusses using Big Bang-Big Crunch algorithm[J]. Computers and Structures, 2009, 87(17/18): 1129—1140.

Lightweight design of chassis frame for motor boom sprayer

Han Hongyang¹, Chen Shuren^{1*}, Shao Jingshi², Yao Yong², Chen Gang¹

(1. Key Laboratory of Morden Agricultural Equipment and Technology, Ministry of Education, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China; 2. Jiangsu Yuantong Sporting Vehicles Co. Ltd., Zhenjiang, 212325, China)

Abstract: Traditional optimization design ignores the effect of noise and design variables, which would make the objective function out of range, and excessive reliance on safety factor can also cause redundancy optimal design. Therefore, it is particularly important to set up design parameters properly in frame structure design stage, which can ensure the robustness of structure. With the development of computer technology and finite element theory, computer aided engineering technology is widely used in industries such as aerospace, automotive, and a large number of results have been achieved. The method which using advanced finite element software to analysis vehicle structure and integrating theoretical analysis and experimental results to perform optimal design for

vehicle is becoming an important part for product development.

YTT-1000 type of motor boom sprayer is a new type of boom sprayer, which is mainly used for orchard spraying and plant protection. In order to solve current problems that frame of motor boom sprayer are too heavy and fuel consumption ratio are exactly high, carbon emissions are too much and so on. A type of motor boom sprayer frame was studied in the paper, and the mesh generation software Hypermesh was used for its finite element modeling. Then the model was imported to Finite Element Analysis (short for FEA) software Radioss to do free modal analysis, the experimental modal analysis of frame were also carried out. Through modal analysis, natural frequency and mode of the frame was calculated, all these calculated results then were compared with experimental data, and the correctness of modal was verified. To calculate stress distribution and deformation of frame under bending condition and limited torsion condition, static analysis of frame were performed. The static analysis results showed that the max von mises stress under these two conditions were 182.5 and 204.5 MPa, which were still less than the specified value 235 MPa; the max displacement value were 2.97 and 4.42 mm, which were still less than the specified value 10 mm.

Based on the results of FEA, a frame model of optimal design was established, and one more reasonable lightweight design proposal was made by calculating. The results showed that through the optimization, the weight of frame decreased 40.4% from 116kg to 69.1kg, and the lightweight objective was met basically. Besides, through the structure improvement, safety factor under bending condition increased 9.7% from 1.29 to 1.41, safety factor under limited torsion condition increased 7.8% from 1.15 to 1.24, and the max von mises stress under bending condition and limited torsion condition decreased by 8.9%(from 182.5 to 166.3 MPa) and 7.2%(from 204.5 to 189.7 MPa), respectively. The max displacement under these two conditions increased 9.8% and 5.2%, respectively. Although the max displacement was increased, these values still less than the specified value 10 mm.

Given the complicated operating conditions of motor boom sprayer, and most of the frame structure damage was caused by fatigue failure. Therefore, a series of fatigue testing under random loading and fatigue failure analysis of frame will be carried out in the future. This study may provide a reference for enterprise to do research on motor boom sprayer.

Key words: light weight structures, design, finite element analysis, boom sprayer, frame