

文章编号:1006-1355(2018)06-0231-04

## 转页扇结构振动优化设计与分析

方文杰<sup>1</sup>, 郑志伟<sup>1</sup>, 谢春明<sup>2</sup>, 李忠华<sup>1</sup>, 杜文波<sup>2</sup>, 马新强<sup>1</sup>

(1. 美的集团中央研究院, 广东 佛山 528311;  
2. 广东美的环境电器制造有限公司, 广东 中山 528425)

**摘要:** 机架结构共振是造成转页扇振动大、产生异音的主要原因,通过测试分析某款转页扇的振动,应用 ANSYS Workbench 软件对其进行模态仿真与谐响应仿真分析,对机架结构进行优化设计,提高支撑筋扭转固有频率,有效避开电机 100 Hz 激励频率,明显改善转页扇的振动。研究结论对同类家电产品的振动分析与正向设计有一定的参考价值。

**关键词:** 振动与波;转页扇;结构振动;模态;谐响应

中图分类号:O327;TM925

文献标志码:A

DOI 编号:10.3969/j.issn.1006-1355.2018.06.045

## Vibration Optimization Design and Analysis of Rotary Fan Structures

FANG Wenjie<sup>1</sup>, ZHENG Zhiwei<sup>1</sup>, XIE Chunming<sup>2</sup>,  
LI Zhonghua<sup>1</sup>, DU Wenbo<sup>2</sup>, MA Xinqiang<sup>1</sup>

(1. Midea Corporate Research Center, Foshan 528311, Guangdong China;  
2. Guangdong Midea Environment Appliances MFG. Co. Ltd., Zhongshan 528425, Guangdong China)

**Abstract:** Fan rack structure resonance is the main reason of large vibration of the rotary fans and the abnormal noise. In this paper, the vibration of a rotary fan is measured and analyzed. The modal simulation and harmonic response simulation are carried out by means of ANSYS Workbench software. The rotational natural frequency of the rotary fan is improved by optimizing the rack structure to effectively avoid 100 Hz frequency of motor vibration. The rotary fan vibration is obviously reduced after the improvement. The research may have some reference values for vibration analysis and design of similar electrical products.

**Keywords:** vibration and wave; rotary fan; structure vibration; modal; harmonic response

随着科技的进步与发展,人们生活水平的提高,空调已逐步进入广大百姓的家庭,电风扇曾被认为是空调产品冲击下的淘汰品,但其特有的价格低廉、省电以及对老人儿童的适用性,是空调产品所不能取代的,使其成为了天气较炎热的城市居家必备之品<sup>[1]</sup>。

风扇振动噪声大使人烦躁,特别是晚上睡觉的时候,超静音风扇更能赢得人们的喜爱,正成为行业的发展趋势,各风扇厂家正着力减小风扇的振动与噪声,根据前人的经验,电风扇运行时振动的原因主要有两个<sup>[2]</sup>:

(1) 主电机和风叶的平衡不好,在生产实践中发

现其中由于风叶制造精度低、变形等因素引起的风扇振动居多;

(2) 电扇转动圆频率与其系统固有频率接近而引起共振。

扇叶的装配结构对风扇的气动性能有显著影响,合理地设计电机支架,优化装配结构,不仅可以降低风道阻力,提高风量,还可以降低风机噪音<sup>[3]</sup>。本文以公司生产的某款转页扇为研究对象,经过振动测试分析、模态与谐响应仿真,对机架结构进行优化设计,提高整机的扭转模态固有频率,明显改善了转页扇的振动。

### 1 振动测试分析

转页扇动力源有两个:一个是带动扇叶转动的主电机,为振动主要来源;另一个是带动导风罩转动的小同步电机,经样机测试,此小电机产生的振动约占总振动 5 % 左右,可忽略不计。两个电机均安装

收稿日期:2018-02-26

**作者简介:** 方文杰(1984-),男,湖北省阳新市人,硕士,先行研究工程师,主要从事家电等产品噪声、振动研究工作。

E-mail: wenjie.fang@midea.com

在机架中间毂部位置,如图1所示,产生的振动经过6根支撑筋向机身传递,想要减小转页扇机身与桌面的振动,主要是要减小电机振动向支撑筋的传递,避开共振<sup>[4]</sup>。



图1 转页扇原始结构振动测试传感器布置

对转页扇进行振动测试分析,选用加速度传感器进行振动测试,在顶部中间位置布置1个传感器测试机身振动值,在桌边位置布置1个传感器测试振动向支撑面的传递大小,如图1红色圆圈内所示。在3根筋上各布置1个加速度传感器,用来研究电机振动传递的大小;将电机置于软海绵上运行,在主电机外壳水平与垂直位置各布置1个3向加速度传感器,反映主电机产生振动的特性,如图2红色圆圈内所示。

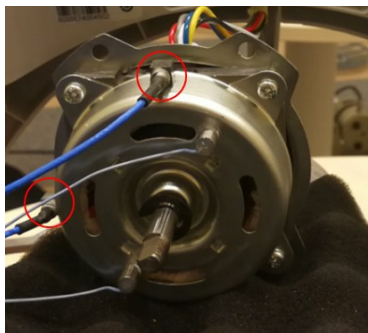


图2 转页扇电机振动特性测试传感器布置

应用LMS数据采集测试设备,对原始结构样机进行测试,结果如下:3根筋上的振动值相当,约为 $5.2 \text{ m/s}^2$ ;主电机3个方向的振动值差异很明显,2个加速度传感器值均反映沿径向振动值最小,约为 $0.1 \text{ m/s}^2$ ,沿轴向振动值较大,约为 $1.8 \text{ m/s}^2$ ,沿切向振动值最大,约为 $4.2 \text{ m/s}^2$ ,接近支撑筋的振动水平,主电机的3向振动FFT频谱均显示100 Hz频率最大,为市电频率50 Hz的2倍,如图3所示。

以上测试结果显示:转页扇振动主要由主电机产生的沿切向100 Hz振动频率激励所致。

## 2 转页扇模态分析

### 2.1 模态仿真分析

建立转页扇的整机3维模型,应用ANSYS

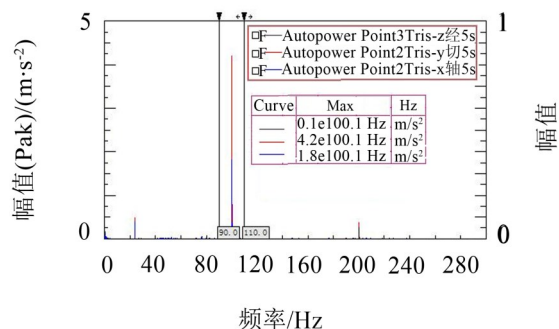


图3 主电机外壳面3向振动测试FFT频谱图

Workbench软件进行模态仿真分析。由于转页扇的许多零件为比较薄的塑料面板或细长筋结构,故对机架、扇叶、后罩及电机外壳等零件进行提取中面处理,进行壳单元网格划分,对电机轴、定子、转子等厚实结构零件进行六面体网格划分,共划分274 376个网格单元,如图4所示。

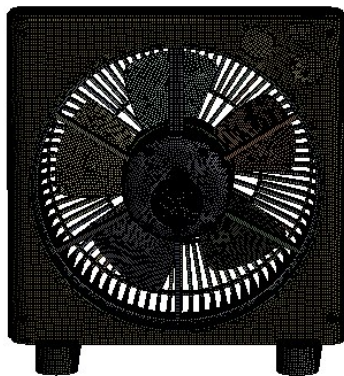


图4 转页扇整机单元网格划分

转页扇前、后机架采用ABS材料,扇叶、后罩等采用PP材料,电机外壳、轴等为结构钢,为使仿真更准确反映真实效果,对以上3种材料的参数采用真实样件测试值,利用拉力机测试以上3种材料试件的弹性模量E值,用高精度称及排水测体积法测试3种材料试件的质量与体积,计算得材料的真实密度,为保证测试结果的准确性,取3次测试值的平均,得以上3种材料的真实材料参数值,如表1所示。

表1 转页扇3种材料的真实材料参数测试值

| 材料类型 | 弹性模量 $E/\text{MPa}$ | 泊松比 $\mu$ | 密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$ |
|------|---------------------|-----------|---|
| ABS  | 2 219.4             | 0.389 7   | 1 023.8                                 |
| PP   | 1 224.2             | 0.410 3   | 855.8                                   |
| 结构钢  | 200 000             | 0.3       | 7850                                    |

对转页扇模型进行约束模态仿真,发现机架的6根筋存在扭转模态,与主电机的切向振动激励方向一致,模态振型如图5所示。对应的固有频率为108 Hz,与电机产生的100 Hz激励频率接近。

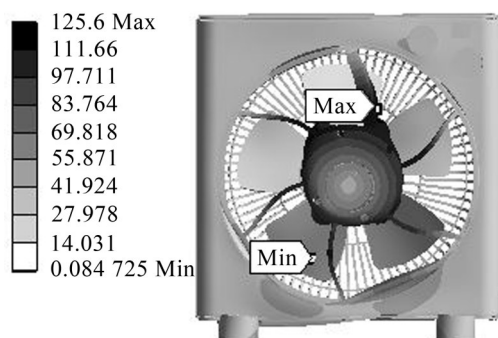


图5 转页扇仿真扭转模态振型云图

## 2.2 模态实验测试分析

根据以上模态仿真结果可知:转页扇机架支撑筋的固有频率与电机切向 100 Hz 激励频率接近,可能在共振区内。为进一步弄清转页扇支撑筋的扭转模态特性,应用西门子公司开发的 LMS 数据采集设备及 LMS Test. lab 测试软件,对转页扇的 6 根支撑筋进行扭转模态测试,在 6 根筋的中间位置各布置 1 个加速度传感器,测试方向与主电机转动方向相同,如图 6 红色圆圈内所示。

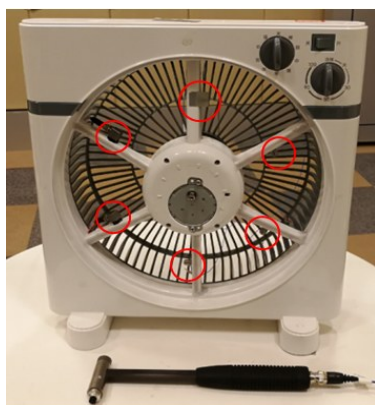


图6 支撑筋扭转模态测试

用安装胶头的力锤沿主电机外壳切向敲击,敲击方向同主电机转动方向。经测试与模态分析得 6 根支撑筋的扭转模态固有频率为 103.7 Hz,与仿真结果相近,如图 7 所示。

## 3 结构优化设计

### 3.1 机架结构优化设计

转页扇结构虽复杂,但可将其整体结构简化为单自由度受迫振动系统进行定性分析,在简谐激励力作用下,建立有阻尼系统的微分方程,如式(1)所示<sup>[5]</sup>

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \sin \omega t \quad (1)$$

式中: $F_0$ 为简谐激励力的幅值; $\omega$ 为简谐激励力圆频率; $m$ 为整机等效质量; $\omega_n$ 为整机系统固有圆频率; $c$ 为黏性阻尼系数。

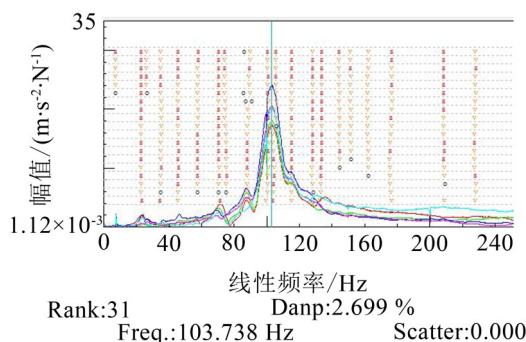


图7 支撑筋扭转固有频率分析

求解微分方程,得解中一部分为激励圆频率为  $\omega$ 、不变振幅为  $B$  的稳态受迫振动,受迫振动振幅  $B$  的表达式如式(2)所示<sup>[2]</sup>。

$$B = \frac{F_0}{\sqrt{m^2(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + c^2\omega^2}} \quad (2)$$

由式(2)可知:当激励圆频率  $\omega_n$  接近振动系统的固有圆频率  $\omega$  时,振动幅值  $B$  值趋向最大值,即产生共振。以上模态仿真与模态实验测试均表明:转页扇支撑筋存在与电机产生的 100 Hz 激励频率接近的扭转固有频率,要改善转页扇的振动,可以使支撑筋的扭转固有频率远离 100 Hz,若降低固有频率,风扇易产生晃动,故采取提高支撑筋扭转固有频率的方法进行优化设计。

依据单自由度自由振动系统固有频率计算式(3)可知:要提高支撑筋的扭转固有频率,可提高支撑筋的转动刚度  $K$  值或减轻质量,扭转刚度  $K$  值增加,扭转模态固有频率迅速上升<sup>[6]</sup>。根据模态仿真结果显示的扭转模态振型,可增加支撑筋的厚度及与之相连的导风圈及轂面厚度,将支撑筋的厚度由原来 5 mm 增至 8 mm,导风圈的厚度由原来 2.5 mm 增至 4 mm,将轂面设计为双层结构,如图 8 所示。

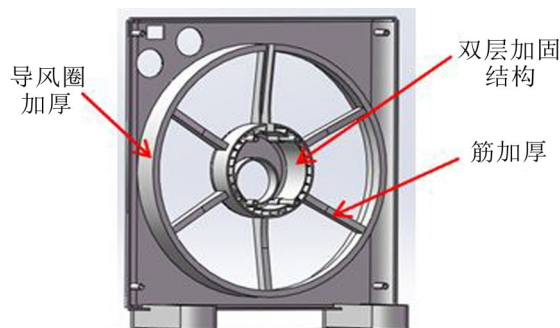


图8 转页扇机架优化结构

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3)$$

### 3.2 谐响应仿真分析

对优化后机架结构整机模型进行模态仿真,得支撑筋的扭转模态固有频率为 183.5 Hz,比原始结



构的 108 Hz 提高了 75.5 Hz; 利用锤击法进行模态实验测试, 得支撑筋的扭转模态固有频率为 174 Hz, 比原始结构的 103.7 Hz 提高了 70.3 Hz。仿真结果与实验测试相近, 均显示支撑筋的扭转固有频率远离了电机产生的 100 Hz 激励频率。

应用 ANSYS Workbench 软件对转页扇顶部振动测试点进行谐响应仿真分析, 在电机轴上施加转矩载荷, 转矩载荷值依据电机扭矩计算式(4)计算, 其中  $P$ 、 $n$  值取转页扇正常运行时测试得到的额定输出功率与实际转速, 如图 9 所示。

$$T = \frac{9549P}{n} = \frac{9549 \times 0.0224}{1170} = 0.1828 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4)$$

对改善前、后机架结构的整机模型仿真, 得顶部测点的振动加速度(以 10 为底进行对数计算)对比如图 10 所示。从谐响应仿真结果看出: 机架结构优化后, 对几乎所有频率的激励, 顶点加速度均有明显改善, 对 100 Hz 频率的激励改善更明显。

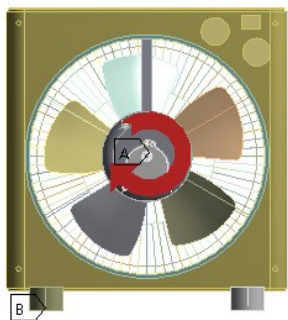


图 9 谐响应仿真施加转矩载荷

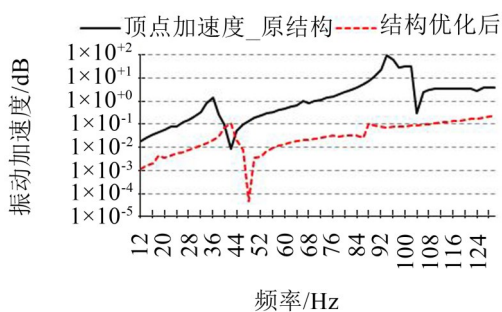


图 10 转页扇顶部测点加速度谐响应仿真对比

## 4 振动效果验证

根据以上机架结构优化方案制作样件, 换掉已测试的原始结构样机的机架, 与前面实验相同, 在优化后机架的支撑筋、顶部、桌边测点位置布置加速度传感器, 如图 11 所示。测试优化后结构转页扇在相同转速档位的振动值, 得支撑筋的加速度为  $0.48 \text{ m/s}^2$ , 对比原始结构测得的  $5.2 \text{ m/s}^2$ , 振动减小了约 90%; 顶部与桌边的加速度分别为  $0.28 \text{ m/s}^2$  与  $0.03 \text{ m/s}^2$ , 对比之前原始结构测得的  $1.13 \text{ m/s}^2$  与  $0.22 \text{ m/s}^2$ , 振动减小了 75 % 以上, 如图 12 所示。

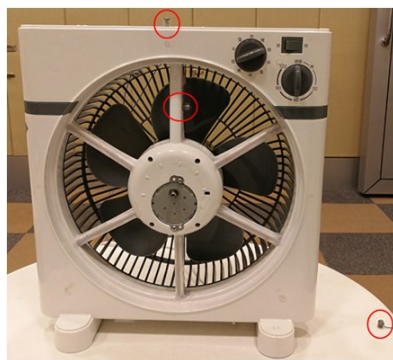


图 11 结构优化后样机振动测试

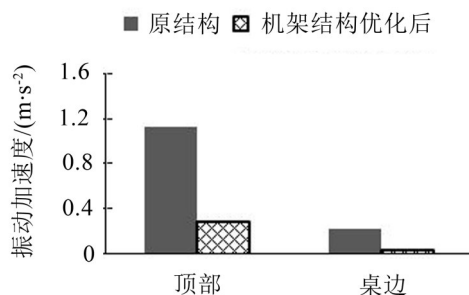


图 12 结构优化前、后整机振动测试对比

## 5 结 语

本文通过对公司某款转页扇的振动测试与分析, 证明转页扇振动是由于机架支撑筋存在与电机产生的 100 Hz 切向激励频率相近的扭转固有频率, 应用 ANSYS Workbench 软件对支撑筋进行模态仿真与锤击法模态测试, 分析结果相近。通过对支撑筋等的加固设计, 将扭转固有频率提升了 70 Hz 以上, 整机谐响应仿真分析显示顶部测点加速度明显减小, 样机顶部及桌边振动减小 75 % 以上, 支撑筋振动减少约 90 %, 手感振动明显改善。本文研究对转页扇等同类家电产品的振动分析有一定的参考价值。

### 参考文献:

- [1] 黄维, 李功宇, 贺一晓. 家用电风扇扇叶模态分析[J]. 新技术新工艺, 2013, (2): 38-39.
- [2] 常俊. 电风扇振动问题分析[J]. 机械设计与制造, 1998, (5): 29.
- [3] 朱宇龙, 孟宪春, 史慧新, 等. 风道电机支架对冰箱风量、噪音的影响分析[A]. 第十二届全国电冰箱(柜)、空调器及压缩机学术交流大会论文集[C]. 合肥: 2014: 88-91.
- [4] 郑军, 王弘岩, 关帅, 等. 冷却风扇非整数倍阶次噪音问题的试验诊断分析[J]. 噪声与振动控制, 2016, 36(1): 129-132.
- [5] 赵玫, 周海亭, 陈光治, 等. 机械振动与噪声学[M]. 北京: 科学出版社, 2017: 92.
- [6] 康强, 吴昱东, 邓江华, 等. 前置后驱汽车传动系统的扭振模态分析[J]. 噪声与振动控制, 2015, 35(1): 141-144.