

文章编号: 1006-1355(2014)03-0047-05

# 笔记本电脑风扇散热系统低噪声流场优化设计

赵 天, 张建润, 林潘忠

(东南大学 机械工程学院, 南京 211189)

**摘 要:** 对笔记本电脑散热系统的噪声进行测试分析, 得到各部分噪声的特性, 确定风扇出口噪音是主要噪声源, 建立风扇转速与笔记本电脑出口处噪声的关系。通过散热系统的流场分析, 发现散热翅片出口夹角影响散热系统冷却风的风量和风压, 而对噪声的影响不大, 由此提出优化散热翅片出风角, 提高散热效率, 从而降低风扇转速, 达到减低散热系统噪声的目的。实验表明出风口优化后, 风扇转速可降低 16.8%, 散热系统噪声下降 2.0 dB(A)。

**关键词:** 声学; 散热系统; 偶极子模型; 翅片设计; 流场优化; 低噪声

**中图分类号:** TB53; TH42

**文献标识码:** A

**DOI编码:** 10.3969/j.issn.1006-1355.2014.03.010

## Optimization of Low-noise Airflow Field of Laptop's Thermal System

ZHAO Tian, ZHANG Jian-run, LIN Pan-zhong

(School of Mechanical Engineering, Southeast University, Nanjing 211189, China)

**Abstract:** Noise of a laptop's thermal system is tested and analyzed, and the noise characteristics of its different parts are obtained. It is found that the fan's outlet is the major noise source. Mathematical relationship of the fan's rotating speed and the noise of the fan's outlet is established. Through simulation analysis of the airflow field of the thermal system, the fin arrangement angle is found to influence the outflow flux and flow pressure of the cooling wind, but have little contribution to the noise. Thus, the fin arrangement angle is optimized, and the cooling efficiency of the thermal system is raised greatly so that the fan rotating speed can be decreased. As a result, noise of the thermal system is lowered. The experimental results show that the rotating speed can be reduced by 16.8% and the noise can be reduced by 2.0 dB(A) with the same cooling effect after the optimization.

**Key words:** acoustics; thermal system; dipole model; fin design; airflow field optimization; low-noise

笔记本电脑的散热系统如图1所示, 主要由离心风扇、散热铜管、散热翅片等部件组成。其工作机制为散热铜管将CPU等部件热量传至散热翅片, 离心风扇强制风冷。

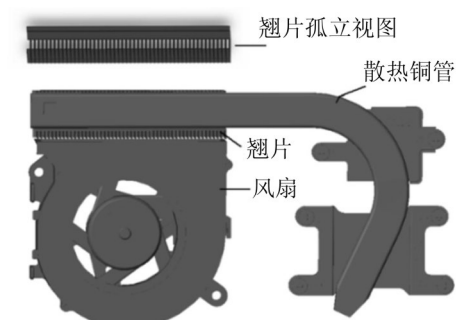


图1 风扇散热系统

**收稿日期:** 2013-07-26

**项目基金:** 江苏省产学研联合创新基金(BY2011151);  
高档数控机床与基础制造装备重大专项  
(2012ZX04002-032)

**作者简介:** 赵 天(1989-), 男, 江苏盐城人, 硕士, 目前从事振动与噪声控制、流场仿真、动态结构优化设计研究。

E-mail: zhaotianseu@126.com

**通信作者:** 张建润(1962-), 男, 江苏镇江人, 教授、博导, 目前从事振动与噪声控制、动态结构优化设计、车辆NVH研究。

E-mail: zhangjr@seu.edu.cn

目前, 多数学者主要研究风扇结构对于噪声的影响。门艳忠<sup>[1]</sup>研究了风扇蜗壳扩张角对风扇噪声的影响, 研究表明风扇蜗壳在合适的扩张角范围内噪声较低; 付双成等<sup>[2]</sup>研究了倾斜蜗舌结构对离心式风扇流量、功率、噪声的影响, 研究表明相同转速下采用倾斜蜗舌结构虽然流量有小幅损失, 但是可

以取得良好的降噪效果;Ed Walsh等<sup>[3]</sup>研究了小型离心式风扇的噪声排放特性,研究结果表明当风扇的纵横比(风扇叶片高度与风扇直径之比)低于0.16时,对空气的流速和噪声水平影响最小。目前很少有资料根据散热翅片对流场的影响而进行低噪声设计。

本文研究出发点是分析建立笔记本电脑散热系统的风扇转速与噪声之间关系,研究翅片出风夹角对于散热系统流场的影响,通过优化翅片出风口夹角,降低风扇转速,提高散热效率,从而降低电脑噪声。论文首先对笔记本电脑整机进行声强测试,确定声场分布及频率特性,其次对有无翅片的散热系统分别进行噪声频谱测试,根据结果确定风扇为主要噪声源;依据离心风扇偶极子声学模型建立了风扇出风口噪声声功率级与风扇转速之间的关系;通过对风扇流场的仿真计算以及实验验证,发现原翅片出风夹角设计不合理,出风口风量和风压未达最大值。论文根据仿真结果设计并制作新的翅片,实验表明,新的翅片有效提升出风风量和风压,从而可以在不降低散热效率前提下,降低风扇转速,减少散热系统的噪声,达到低噪声设计的目的。

## 1 笔记本电脑整机噪声源识别与分析

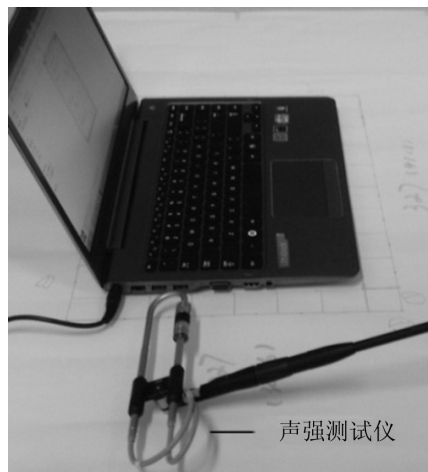
### 1.1 笔记本电脑整机声强测试

如图2(a)所示,对笔记本电脑整机进行声强测试,噪声源识别,测试仪器为B&K声强测试系统。测试中风扇转速为2 640 r/min,风扇叶片数为29片。

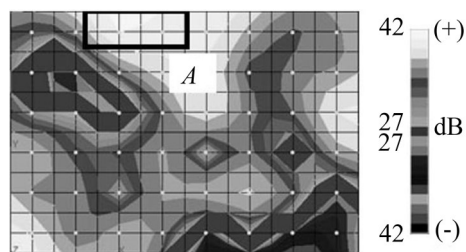
图2(b)给出了笔记本电脑在全频域里的声强分布,从结果可以看出,笔记本电脑最大声压分布在图中A处,该区域是整机散热系统所在位置,说明散热系统噪声是主要的噪声源之一;针对风扇旋转频率为1 276 Hz( $f_0 = \frac{N}{60}n = \frac{2\,640}{60} \cdot 29 = 1\,276\text{ Hz}$ ),图2(c)给出了中心频率1 250 Hz的频域声强分布,可以看出,笔记本电脑最大声压分布在图中B处,该区域同样是整机散热系统所在位置。全频域声强分布与中心频率1 250 Hz的频域声强分布接近,说明中心频率1 250 Hz的冷却风扇噪声占整机噪声的主要部分。声强测试结果说明冷却风扇噪声是笔记本电脑整机的主要噪声源。

### 1.2 散热系统噪声频谱测试

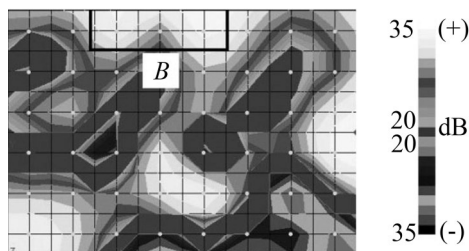
为评价翅片对散热系统噪声的影响,本文对装有翅片风扇散热系统及没有安装翅片风扇散热系统分别进行了噪声频谱测试分析,图3为在半消声室中测试现场,两次测试风扇转速相同,传感器与风扇距离相同,这样测试具有可比性。



(a) 笔记本电脑整机声强测试



(b) 笔记本电脑上表面全频域声强分布



(c) 中心频率1 250 Hz频域的声强分布

图2 噪声源声强测试

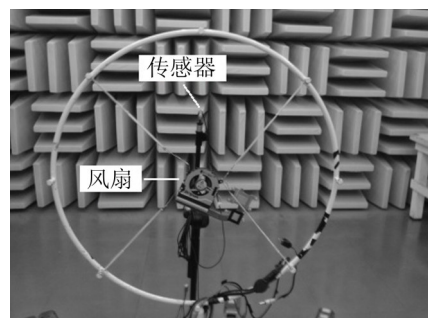


图3 频谱测试

测试结果显示,装有翅片散热系统与无翅片散热系统测点声压平均值分别为:54.6 dB(A)及55.3 dB(A),两次测试所得声压级相差不大,相反装有翅片散热系统的噪声值略低于没有装翅片情况,说明翅片本身并未产生更大的二次噪声,反而一定程度上隔掉了风扇产生的噪声。另一方面从图4所示的前后两次1/3倍频程图中也可以看出两次测试的主

要噪声频率都在 1 250 Hz 左右,两者噪声区别不大,说明散热系统的主要噪声来自于冷却离心风扇。

因此,笔记本电脑整机的主要噪声来自于散热系统,而冷却风扇噪声是散热系统的主要噪声源。

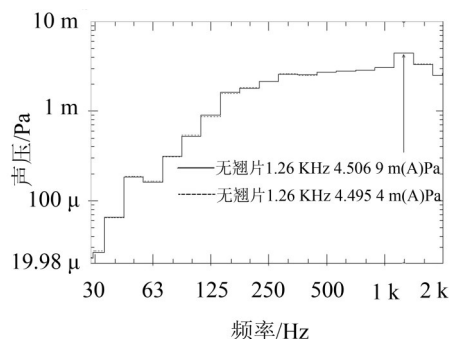


图 4 1/3 倍频程测试结果

## 2 风扇偶极子噪声源模型与出口声压

测试结果表明离心风扇噪声是主要噪声源,已有研究表明,离心风扇的噪声源主要是偶极子声源,而单极子或者四级子所占比重很小可忽略不计<sup>[4,5]</sup>。图 5 为偶极子声源模型,其相当于两个相距很近的小脉动球源,以相同振幅、相反相位进行振动。

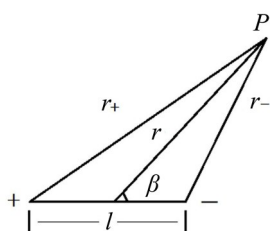


图 5 偶极子声源模型

脉动球源的空间辐射声压表达为

$$p = \frac{A}{r} e^{j(\omega t - kr)} \quad (1)$$

式中  $A$  是一待定系数; $r$  为脉动球源与评价点的距离; $\omega$  为角频率; $k$  为声波数<sup>[6]</sup>。

偶极子的声压为两脉动球源的叠加,由于两者相位相反,故偶极子的声压表达式为

$$p = \frac{A}{r_+} e^{j(\omega t - kr_+)} - \frac{A}{r_-} e^{j(\omega t - kr_-)} \quad (2)$$

式中  $r_+$  和  $r_-$  分别是两脉动球源与评价点的距离。

由于两脉动球源相距  $l$  很小,有  $l \ll r$ , 因此可得到以下近似关系

$$\begin{aligned} r_+ &\approx r + \frac{l}{2} \cos \beta \\ r_- &\approx r - \frac{l}{2} \cos \beta \end{aligned} \quad (3)$$

式中  $\beta$  为脉动球源连线与等效偶极子声源、评价点连线之间的夹角,如图 5 所示。

将式(3)带入式(2)可得

$$p \approx \frac{A}{r} e^{j(\omega t - kr)} \left( -2j \sin \frac{kl \cos \beta}{2} \right) \quad (4)$$

声源质点振动速度与声压关系为

$$\rho_0 \frac{dv_r}{dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} \quad (5)$$

式中  $\rho_0$  为声传播介质密度。

由式(4)、(5)可以求得声源振动的径向质点速度表达式为

$$v_r \approx j \frac{kAl}{\rho_0 c_0 r} \left( 1 + \frac{1}{jkr} \right) \cos \beta e^{j(\omega t - kr)} \quad (6)$$

式中  $c_0$  为声传播速度。

由式(4)、(6)可以求得偶极子辐射声强表达式为

$$I = \frac{1}{T} \int_0^T \text{Re } p \text{Re } v_r dt = \frac{|A|^2 k^2 l^2}{2 \rho_0 c_0 r^2} \cos^2 \beta \quad (7)$$

式中  $T$  为声源振动周期。

由式(7)可得通过半径  $r$  球面的平均声功率表达式为

$$\begin{aligned} \bar{W} &= \iint_S I dS = \iint_S I r^2 \sin \beta d\beta d\varphi = \\ &= \frac{2\pi}{3} |A|^2 k^2 l^2 \end{aligned} \quad (8)$$

式中  $S$  为半径  $r$  的球面积,  $A$  幅值表达式为

$$|A| = \frac{\rho_0 c_0 k r^2 u_a}{\sqrt{1 + (kr)^2}} \quad (9)$$

式中  $u_a$  为声源振速幅值,定值,设为  $B$ ; 由于  $kr \ll 1$ , 因此式(9)可写成

$$|A| = B \rho_0 c_0 k r^2 \quad (10)$$

将式(10)带入式(8)可得

$$\bar{W} = \frac{2\pi}{3} B^2 \rho_0 c_0 k^4 r^4 l^2 \quad (11)$$

声波数  $k$  的表达式为

$$k = \frac{\omega}{c_0} \quad (12)$$

式中  $\omega = 2\pi f$ ,  $f$  为风扇旋转频率

$$f = n \frac{N}{60} \quad (13)$$

式中  $n$  是风扇叶片数量,  $N$  是转速,由式(11)~(13)可得

$$\bar{W} \propto N^4 \quad (14)$$

上式为噪声平均声功率级与风扇转速的关系,由关系式可以看出风扇噪声大小直接决定于风扇的转速。因此流场优化的目标是保证散热效率即控制出口流量不变的前提下,降低风扇转速来减少噪声。

## 3 散热系统流场仿真与实验验证

为了研究原散热系统流场,评价翅片夹角设计是否合理,为流场优化提供依据,通过数值模拟研究



离心风扇流场分布。

### 3.1 散热系统流场模拟仿真

#### 3.1.1 建立数值模型

利用CAD软件NX建立风扇的几何模型;将几何模型导入专业网格划分软件Hyper Mesh中,采用非结构化四面体网格建立有限元模型;将有限元模型导入Fluent软件中,进行相关边界设置,选用 $k-\varepsilon$ 模型的RNG方程,基于SIMPLE算法进行求解<sup>[7-11]</sup>,有限元模型如图6。

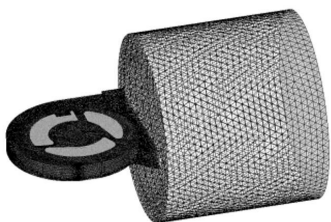


图6 有限元模型

#### 3.1.2 仿真结果及分析

图7给出了风扇出风口速度矢量结果,出风口的流向分布呈现出较为明显的三个层次,分别为1处与出风口垂直面成约45°方向、2处与出风口垂直面成约65°方向、3处与出风口垂直面成约90°垂直方向。

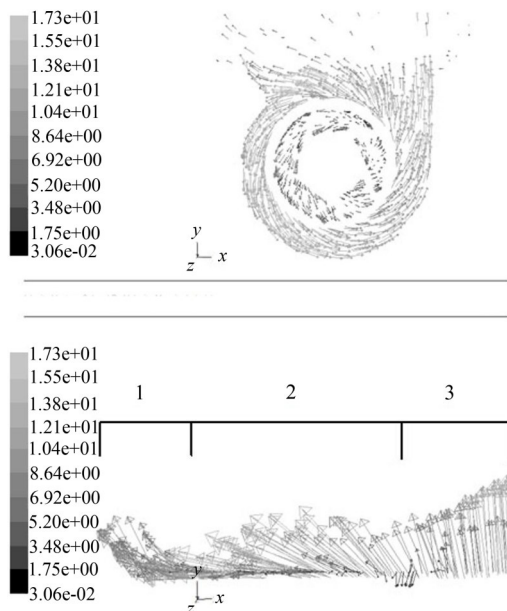


图7 出风口流向分布

### 3.2 实验验证

从出口流量以及出风口出风流向两个方面验证仿真结果可信性。

(1) 风扇转速设定4 940 r/min,进行风洞测试,得到风扇出口流量,图8是风洞测试现场。

在相同转速下通过仿真计算得到风扇出口流量,表1是仿真与测试结果对比,结果表明仿真所得值与测试所得值误差较小,仿真结果可信度较高。

表1 出口流量误差分析

转速/ $r \cdot \min^{-1}$	仿真结果/ $g \cdot s^{-1}$	测试结果/ $g \cdot s^{-1}$	误差/(%)
4 940	2.59	2.74	5.47

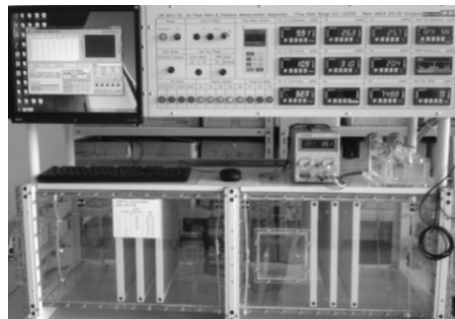


图8 风洞测试系统

(2) 如图9设计实验验证仿真所得出风口出风流向。将风扇置于封闭腔出风卡口处,由外置电源驱动工作。实验一在封闭腔内填充有色烟雾,实验二在风扇出风口处固定软细线。分别在风扇工作时利用高速摄像机追踪风扇出风口处有色烟雾以及软细线的流向。

图9可以看出,风扇的出风流向与仿真结果基本一致,验证了风扇出风口流向分布的准确性。仿真与实验结果说明风扇出风口流向分布并不是全部垂直于出风口,原翅片的垂向夹角设计(图1)与实际流向不一致,影响了出风效率,流场可以进行优化以达到最佳出风效率。

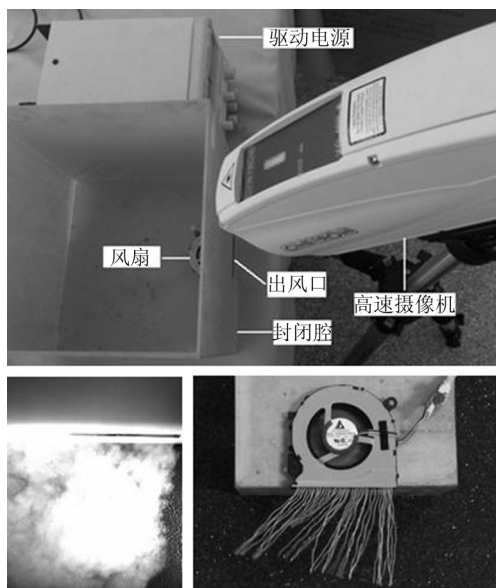


图9 高速摄像机追踪出风流向

## 4 流场优化设计

根据流场仿真结果,原翅片的翅片夹角与风扇出风口出风流向不一致,影响了出风效率,设计不合理。本章节根据实际的出风口流向分布(图7)设计

了新的翅片,新翅片的CAD模型以及实物如图10所示,其1、2、3段分别对应于图7所示的流向分布1、2、3处,翅片夹角与出风流向保持一致,分别与出风口垂直面成 $45^\circ$ 、 $65^\circ$ 、 $90^\circ$ 。

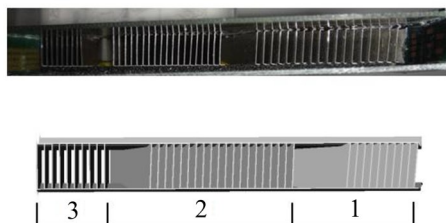


图10 新翅片模型

设定风扇转速相同,对优化前后的散热系统分别进行风洞测试。图11为优化前后散热系统的风量风压性能对比,结果表明优化后散热系统的出口

风量和出口风压都有明显提升因此为了保持出风口流量不变,可以降低风扇工作转速。根据原散热系统在转速 $4\,940\text{ r/min}$ 下的风量,对使用新翅片的散热系统调低转速,使其风量与原翅片风量相同,分别测试原翅片和新翅片散热系统的噪声值,测试结果如表2所示。

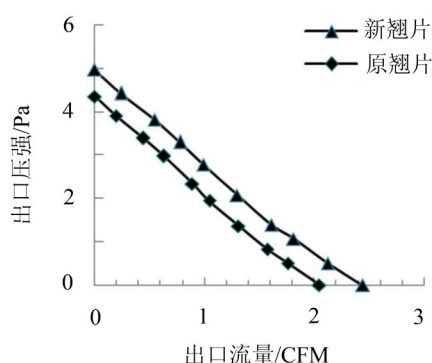


图11 优化前后风量风压对比

表2 流场优化前后结果对比

散热系统	转速/ $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	噪声/ $\text{dB(A)}$
优化前	4 940	59.0
优化后	4 109	57.0

表2结果表明,采用新翅片之后,散热系统的散热能力不变的前提下,通过降低转速,系统的噪声明显下降。因此,合理地对流场进行优化可以达到散热系统低噪声的设计目的。

## 5 结语

(1) 论文通过测试证明了散热系统的主要噪声是离心风扇的噪声,离心风扇的噪声是一个偶极子声源模型,文中建立了离心风扇噪声平均声功率与

风扇转速四次方成正比的关系;

(2) 散热系统的流场仿真与实验结果表明原散热翅片出风口夹角设计不合理,影响了散热系统冷却风的风量和风压,而对噪声的影响不大,论文根据实际出风口流向设计了新的翅片;

(3) 新翅片有效地提升了出口风量以及出口风压,保持散热能力不变的前提下可以降低转速,从而有效地降低了系统的噪声。

本文研究结果已经应用于某品牌超薄笔记本电脑中,降低了笔记本电脑整机噪声,对于其它散热系统的低噪声优化设计也有重要参考价值。

### 参考文献:

- [1] 门艳忠, 于占斌. 离心风机风舌噪声机理与试验研究[J]. 煤矿机械, 2003, 12: 27-28.
- [2] 付双成, 刘雪东, 邹鑫, 等. 倾斜蜗舌对多翼离心风机流场及噪声的影响[J]. 噪声与振动控制, 2013, 33(3): 87-89.
- [3] Ed Walsh, Patrick Walsh, Jeff Punch, et al. Acoustic emissions from active cooling solutions for portable devices[J]. IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, 2009, 32(4): 766-783.
- [4] 卢傅安, 祁大同, 汤宏涛. 丙烯压缩机末级偶极子气动声源识别[J]. 西安交通大学学报, 2009, 43(9): 100-103.
- [5] 蔡建程, 祁大同, 卢傅安, 等. 离心风机基频气动偶极子噪声的数值研究[J]. 西安交通大学学报, 2009, 43(17): 66-70.
- [6] 杜功焕, 朱哲民, 龚秀芬. 声学基础(第三版)[M]. 南京: 南京大学出版社, 2012: 203-204.
- [7] LI Chun-xi, LEI Yong, WANG Song-ling, et al. A study on the dynamics characteristics of the three-dimensional flow field and the leakage loss features of a centrifugal fan[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2005, 20(5): 517-520.
- [8] Rafael Ballesteros Tajadura, Sandra Velarde Suárez, Juan Pablo Hurtado Cruz. Noise prediction of a centrifugal fan: numerical results and experimental validation[J]. Journal of Fluids Engineering, 2008 (130): 091102-1-091102-12.
- [9] Bhope D V, Padole P M. Experimental and theoretical analysis of stresses, noise and flow in centrifugal fan impeller[J]. Mechanism and Machine Theory, 2004(39): 1257-1271.
- [10] Yagnesh Sharma N, Vasudeva Karanth K. Numerical analysis of a centrifugal fan for improved performance using splitter vanes[J]. World Academy of Science, Engineering and Technology, 2009 (36): 453-459.
- [11] LEE Li-sang, KIM Kwang-yong, Samed Abdus. Design optimization of low-speed axial flow fan blade with three-dimensional RANS analysis[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2008, 22(10): 1864-1869.