

椭圆形进口集流器对多翼离心风机性能影响的实验研究

温选锋¹, 杨昕², 祁大同¹, 毛义军¹, 陈望明²

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 广东顺威精密塑料股份有限公司, 528305, 广东顺德)

摘要: 针对中央空调中广泛使用的多翼离心风机, 设计了一种新结构的椭圆形进口集流器, 实验研究了这种集流器对风机性能的影响. 研究表明: 适当增加集流器出口面积有利于改进风机的气动性能, 但同时噪声有所提高; 相比传统集流器, 具有合理参数及安装位置的椭圆形集流器能够更好地提高风机的综合性能. 当椭圆形集流器的偏心角 θ 为 0° 、偏距比 ε_1 和 ε_2 均为 0.067 时, 风机在变转速工况范围内的风量增加了 8.8%~12.8%, 总效率提高了 1.7%~4.6%, 噪声降低了 0.4~0.6 dB; 当 θ 为 30° 、 ε_1 和 ε_2 均为 0.067 时, 风机风量增加了 2.5%~6.0%, 总效率提高了 0.6%~1.4%, 噪声降低 1.2~1.5 dB. 实验结果为改进前向多翼离心风机的性能提供了一条可以继续探索的途径, 也可为完善该类风机的设计方法提供参考.

关键词: 前向多翼离心风机; 进口集流器; 实验研究

中图分类号: TH432 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2011)11-0045-07

Experimental Study on the Effect of Elliptical Inlet Nozzle on Performance of Multi-Blade Centrifugal Fan

WEN Xuanfeng¹, YANG Xin², QI Datong¹, MAO Yijun¹, CHEN Wangming²

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Sunwill Precising Plastic Corporation, Shunde, Guangdong 528305, China)

Abstract: Forward-curved multi-blade centrifugal fans are widely used in central air conditioning systems. In this study, a new elliptical inlet nozzle in a multi-blade fan was designed, and experiments were conducted to investigate the effects of this structure on the fan performance. The results show that properly enlarging outlet area of the inlet nozzle will increase the aerodynamic performance of the fan but lead to greater A-weighted sound pressure level (SPL). Compared with the conventional inlet nozzle, the elliptical inlet nozzle with reasonable parameters and installation position can improve the aerodynamic performance. When the eccentricity angle θ was 0° and the eccentricity ratio, ε_1 or ε_2 was 0.067, the fan volume flow rate and the total efficiency increase by 8.8%-12.8% and 1.7%-4.6%, respectively, while the A-weighted SPL decrease by 0.4-0.6 dB. Moreover, the fan volume flow rate and the total efficiency increase by 2.5%-6.0% and 0.6%-1.4%, respectively, while the A-weighted SPL decreases by 1.2-1.5 dB when θ was 30° and ε_1 or ε_2 was 0.067. This experimental study may provide an approach for improving the multi-blade fan performance.

Keywords: forward-curved multi-blade centrifugal fan; inlet nozzle; experimental study

前向多翼离心风机(下面简称多翼风机)广泛应用于家用电器、空气调节及各种通风换热等场合,对其进行节能降噪具有现实意义. 文献[1]表明,多翼风机的内部气流流动是一种复杂的三维非对称流动,而集流器起着引导气流均匀进入叶轮的作用,所以集流器结构参数将影响着风机的性能^[2-3];文献[4-5]通过改进集流器结构使风机内部气流流动得以改善,从而达到提高风机性能、降低噪声的目的;文献[6-7]研究表明,集流器偏心安装有助于提高风机的气动性能. 多翼风机广泛采用进、出口截面均为圆形的进口集流器,这种在圆周方向上的对称结构未必适用于叶轮进口的非对称流场,而研究中也多采用结构完全对称的圆形集流器,很少涉及非完全对称集流器. 为此,本文以中央空调中广泛使用的多翼风机为对象,设计了一种椭圆形进口集流器,同时实验研究了这种集流器对风机性能的影响.

1 椭圆形进口集流器设计

1.1 双吸前向多翼离心风机的基本结构

图 1 是双吸前向多翼离心风机的结构. 风机由进口集流器、叶轮和蜗壳组成,集流器中心与叶轮转轴中心重合,叶片之间通过外径处的边框来固定. 风机主要结构参数如表 1 所示.

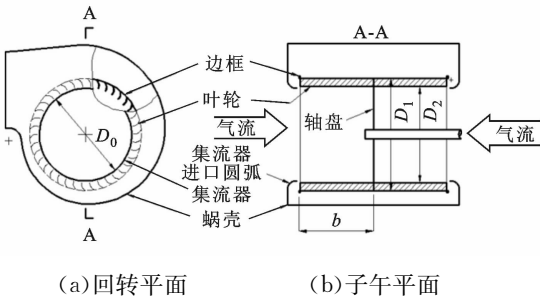


图 1 前向多翼风机结构

表 1 前向多翼风机主要结构参数

参数	数值
叶轮外径 D_2 /mm	150
叶轮内径 D_1 /mm	129
$D_1 \cdot D_2^{-1}$	0.86
叶片数 Z	40
叶轮宽度 b /mm	100
集流器出口直径 D_0 /mm	124

1.2 椭圆形进口集流器设计

传统的集流器进、出口截面一般为圆形,如图 1

和图 2a 所示. 本文设计的椭圆形集流器的出口截面如图 2b 所示,图中集流器子午面型线不变,集流器出口的圆形截面对称分为两半,两圆心分别为 O_1 、 O_2 ,两半圆之间通过直线连接,形成类椭圆结构. 定义 O_1 到叶轮中心 O 的距离为偏距 L_1 , O_2 到 O 的距离为偏距 L_2 ,椭圆形集流器长轴与 Y 轴的夹角为偏心角 θ ,叶轮旋转方向为正方向. 实验中不改变椭圆形集流器的短轴长度,偏心角 θ 、偏距比 $\epsilon_1 = L_1/D_2$ 和 $\epsilon_2 = L_2/D_2$ 作为设计参数.

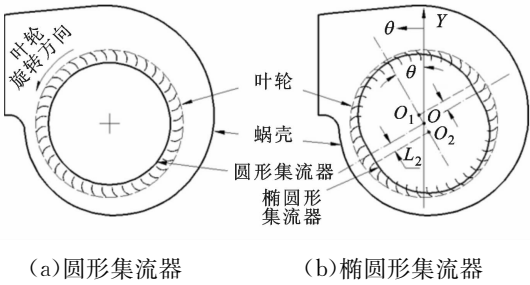


图 2 圆形及椭圆形集流器出口截面

2 实验装置及实验方案

2.1 实验装置

中央空调广泛采用变转速风机来控制送风量^[8]. 本文实验中风机运行的最高转速为 988 r/min,变转速时取 700 r/min、800 r/min、900 r/min、988 r/min、1 100 r/min,同时保持蜗壳与电机之间的相对位置不变,保持叶轮与集流器轴向间隙不变,最后测量风机在进、出口全开状态下的性能.

包括电机功耗在内的风机总效率 η 定义为

$$\eta = \frac{\Delta p_t Q}{W_{\text{total}}} \times 100\%$$

式中: Δp_t 为风机进、出口全压差; Q 为风机的容积流量; W_{total} 为电机功耗和风机功率之和.

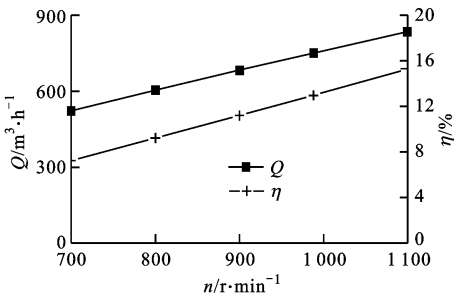
(1) 风机气动性能与噪声实验装置. 按照《GB/T 1236-2000 通风机空气动力性能实验方法》对风机气动性能进行了测试,其中流量测量范围为 300 ~ 4 000 m³/h,主要硬件包括: HMD70Y 型温湿度传感器, K3TR-NB11A-L2 型转速传感器, EJA110 型差压变送器,数据采集系统, HLP A00D4237 型变频器.

风机噪声测量按照《GB/T 2888-91 风机和罗茨鼓风机噪声测量方法》在专业半消声室中进行,半消声室的有效体积为 4 m × 4 m × 3 m,背景噪声为 (18 ± 2) dB,测量仪器采用了 Brüel & Kjær 公司的声学测量仪器及噪声分析系统. B&K 4145 1in 声压传感器置于风机出风口轴线 45° 方向、距离出风口

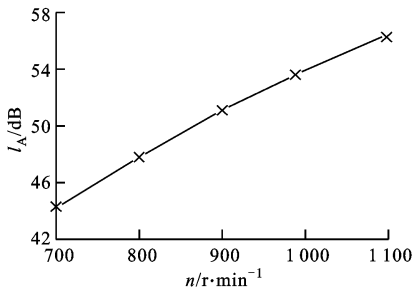
中心长度1 m处.测试信号经过 B&K 2669 前置放大器放大后用 B&K 3560B 声学测量仪来采集,采集信号通过 B&K 7700 软件系统进行处理.线性声压级采用 1/24 倍频程来测量,采集和分析的频率范围为 19.7 ~ 10 144.9 Hz.实验前用 B&K 4231 声压校准器对声压传感器进行了标定,校准器在频率为 1 kHz 提供了声压级为 94 dB 的校准信号.实验中,用 AFC-11003 型单相输入、输出稳压电源来调节电机转速并记录电机输入功率,用 Lutron DT-2234B 手持式转速仪测量风机转速.

图 3 是原风机(圆形集流器风机)进、出口全开状态下 Q 、 η 以及 A 计权声压级 l_A 随转速的变化曲线.变转速工况下 Q 的变化范围为 520~836 m³/h, η 的变化范围为 7.3%~15%, l_A 的变化范围为 44.1~56.6 dB.

(2)实验仪器误差. Lutron DT-2234B 仪器精度为 0.05%;差压变送器量程为 -200~800 Pa,测量精度为 0.2%,差压变送器信号经过精度为 0.1%的数字调节器和精度为 0.3%的混合记录仪传输到计算机;风机性能实验台的重复性精度为 $\pm 1\%$;功率表测量精度为 0.3%;B&K 4145 1in 声压传感器测量精度为 ± 0.2 dB.



(a)气动性能



(b)A 计权声压级

图 3 原风机气动以及噪声性能

2.2 椭圆形集流器的实验方案

实验中 L_1 、 L_2 最大值均为 10 mm(略小于叶轮外半径与集流器出口半径之差), L_1 、 L_2 之和分别为 10、15、20 mm, θ 分别为 0°、30°、330°.表 2 给出了各

种实验方案的 θ 、 ϵ_1 和 ϵ_2 ,其中方案 1 为原风机的集流器参数.

表 2 椭圆形集流器实验参数

方案编号	$\theta/(^{\circ})$	ϵ_1	ϵ_2
1	0	0.000	0.000
2	30	0.067	0.067
3	30	0.067	0.033
4	30	0.067	0.000
5	30	0.033	0.067
6	30	0.033	0.033
7	30	0.000	0.067
8	0	0.067	0.067
9	0	0.067	0.033
10	0	0.067	0.000
11	0	0.033	0.067
12	0	0.033	0.033
13	0	0.000	0.067
14	330	0.067	0.067
15	330	0.067	0.033
16	330	0.067	0.000
17	330	0.033	0.067
18	330	0.033	0.033
19	330	0.000	0.067

3 数值计算方法

风机内部不可压缩定常流场采用 Fluent 软件来求解,湍流模型采用 RNG $k-\epsilon$ 模型,近壁区采用增强型壁面函数法处理,对流项离散采用二阶迎风差分格式进行,扩散项离散采用二阶中心差分格式进行,速度-压力耦合采用 SIMPLE 算法求解,同时给定进口大气压力、出口静压边界条件.风机为双进气结构,为了减少网格数目,仅需模拟轴盘对称的 1/2 风机区域,计算区域网格总数约 650 万.

4 实验与数值结果及其分析

利用相对值来比较原风机和改进风机(椭圆形集流器)的性能,同时定义同一转速下改进风机相对原风机的相对声压级、相对流量和相对总效率,则有

$$\left. \begin{aligned} \delta l_A &= l_{A,i,n} - l_{A,1,n} \\ \delta Q &= ((Q_{i,n} - Q_{1,n})/Q_{1,n}) \times 100\% \\ \delta \eta &= \eta_{i,n} - \eta_{1,n} \end{aligned} \right\}$$
$$i = 1, 2, \dots, 19$$

式中: i 为方案编号,当 $i=1$ 表示原风机,当 $i>1$ 为改进风机; n 为转速.

4.1 $\theta=30^\circ$ 时改进风机的性能

图4是 $\theta=30^\circ$ 时改进风机在变转速工况下的相对性能图谱.从图中可以看出,实验中存在着不增加风机噪声却明显提高风机气动性能的结构,也存在着气动性能不变但风机噪声明显降低的结构.当 $\epsilon_1=0.067$ 、 $\epsilon_2=0.033$ 时, Q 在变转速工况范围内提高了9.0%~11.0%, η 提高了2.5%~3.7%,噪声降低了0.4~0.6 dB;当 $\epsilon_1=0.067$ 、 $\epsilon_2=0.067$ 时, Q 在变转速工况范围内提高了2.5%~6.0%, η 提高了0.6%~1.4%,噪声降低了1.2~1.5 dB.从总体上看,各实验方案的风机气动性能均有所改善,但风机噪声却有升有降.

4.2 $\theta=0^\circ$ 时改进风机的性能

图5是 $\theta=0^\circ$ 时,改进风机相对性能随转速变化的示意图.从图中可看出, $\epsilon_1=0.067$ 、 $\epsilon_2=0.067$ 方案更有利于提高风机的性能,此时, Q 在变转速工况范围内提高了8.8%~12.8%, η 提高了1.7%~4.6%,噪声降低了0.4~0.6 dB.该结果与 $\theta=30^\circ$

时相同,各方案下改进风机的气动性能均有所改善,但风机噪声却有升有降.

4.3 $\theta=330^\circ$ 时改进风机的性能

图6是 $\theta=330^\circ$ 时,不同结构下改进风机的性能与转速的关系.从图中可以看出:相比于 $\theta=30^\circ$ 及 $\theta=0^\circ$ 的方案, $\theta=330^\circ$ 时改进风机的气动性能均有所改善,但噪声增大;在椭圆形集流器下,偏心角对风机的综合性能有较大的影响.

4.4 结果分析

表3列出了18种方案中的3个最佳方案及其在变转速工况下的相对性能.从表中可以看出,风机的最佳性能均在 $\epsilon_1=0.067$ 时取得.当 $\theta=30^\circ$ 、 $\epsilon_1=\epsilon_2=0.067$ 时,风机噪声明显降低,而气动性能不变;当 $\theta=30^\circ$ 、 $\epsilon_1=0.067$ 、 $\epsilon_2=0.033$ 以及 $\theta=0^\circ$ 、 $\epsilon_1=\epsilon_2=0.067$ 时,风机气动性能大大提高,噪声不变.

图7是表3方案下集流器出口截面与叶轮相对位置的示意图.

表3 3个最佳方案的参数及其性能相对值

$\theta/(^\circ)$	ϵ_1	ϵ_2	$\delta l_A/\text{dB}$	$\delta Q/\%$	$\delta \eta/\%$
30	0.067	0.067	-1.5~-1.2	2.5~6.0	0.6~1.4
30	0.067	0.033	-0.6~-0.4	9.0~11.0	2.5~3.7
0	0.067	0.067	-0.6~-0.4	8.8~12.8	1.7~4.6

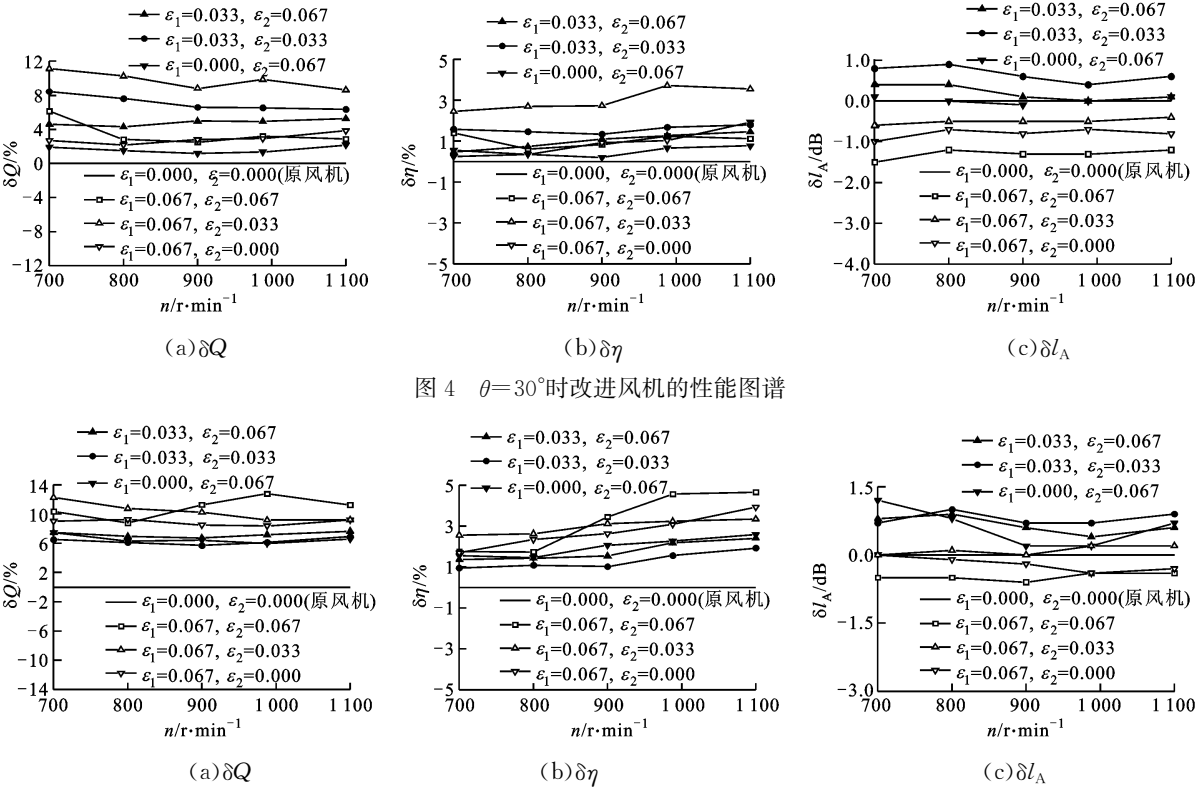


图4 $\theta=30^\circ$ 时改进风机的性能图谱

图5 $\theta=0^\circ$ 时改进风机的性能图谱

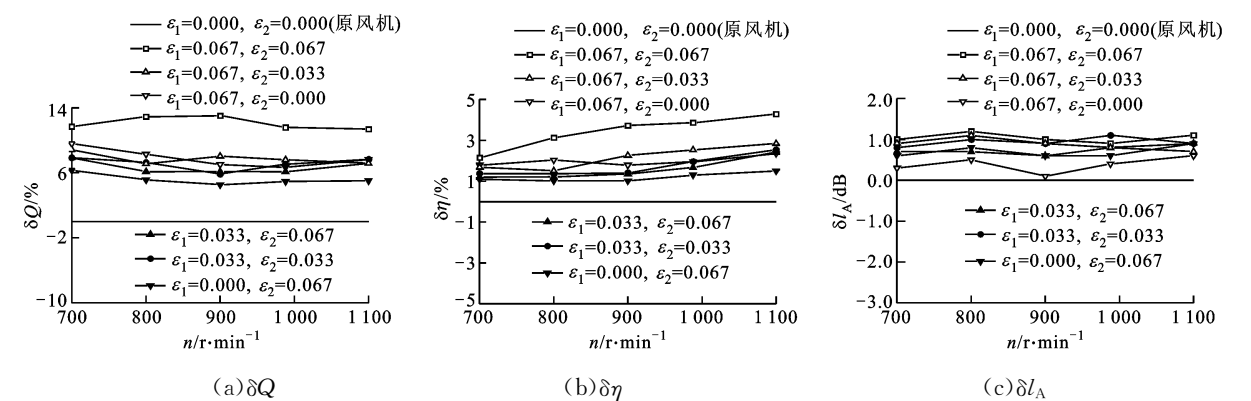


图 6 $\theta=330^{\circ}$ 时改进风机的性能图谱

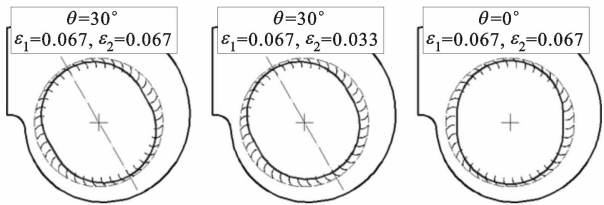


图 7 3 个最佳方案集流器出口截面与
叶轮安装位置示意图

图 8 是 $\theta=30^{\circ}$ 、 $\epsilon_1=\epsilon_2=0.067$ 时,改进风机与原风机在设计转速下的噪声频谱图.从图中可以看出,原风机基频噪声较小,主要噪声分量集中在 0.4~7 kHz 附近.在基频 659 Hz 处,改进风机的声压级有所降低;在 1 kHz 附近及在 3~7 kHz 频段,改进风机的声压级均有所降低,表明风机的总噪声得到了控制.

进一步对原风机以及 $\theta=0^{\circ}$ 、 $\epsilon_1=\epsilon_2=0.067$ 时的改进风机进行了数值模拟.表 4 是风机转速在 1 100 r/min 时,原风机与改进风机的数值模拟与实验结果对比.从表中可以看出,数值模拟误差较大(由于研究对象(风机)的压力很低(全压小于 70 Pa),所以数值模拟难度较大),这也是目前国内外对该类风机进行研究时普遍遇到的问题,但仍可用数值模拟结果对流动进行定性分析^[9].模拟结果表明,改进风机的流量增加了,这与实验得到的结果相同,因此本文采用数值模拟结果定性地解释了实验结果.

表 4 数值模拟与实验对比

参数	原风机	改进风机
$Q_{\text{exp}}/\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$	836	930
$Q_{\text{cal}}/\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$	680	738
相对误差/%	18.7	20.6

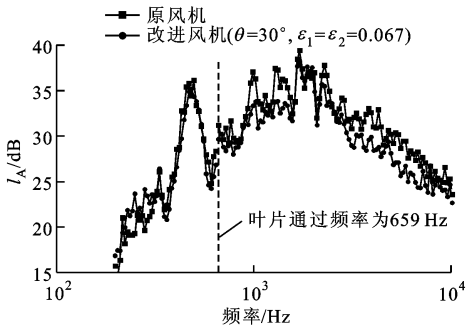


图 8 改进风机与原风机在设计转速下的
声压级图谱

图 9 是叶轮出口半径 $r=80\text{ mm}$ 、 Z/b 分别为 0.1、0.3、0.5、0.7、0.9 时,回转面位置处叶轮出口径向速度沿周向角的分布,其中图 9a 给出了监测位置.从图中可以看出:叶轮出口径向速度沿轴向分布很不均匀;靠近叶轮前端区域,气流流动情况较差(见图 9b),靠近叶轮中部以及轴盘处,气流流动情况较好(见图 9d~9f),其中周向角在 $0^{\circ}\sim90^{\circ}$ 区域(主要通流区域)的叶轮出口径向速度较大,而周向角在 90° 区域附近,由于蜗舌的阻隔作用,径向速度出现陡降.

当 $Z/b=0.1$ 时,改进风机与原风机均在 90° 区域附近的蜗舌下游出现了逆流气流,大部分圆周区域内的叶轮出口径向速度小于 0,表明大部分叶道处于堵塞状态,叶轮通流情况较差.当 $Z/b=0.3$ 时,在 $110^{\circ}\sim360^{\circ}$ 区域,叶轮出口气流流动较为通畅,这一区域中改进风机的叶轮出口径向速度比原风机有所提高.当 $Z/b=0.5$ 时,叶轮通流情况较好,圆周区域内的叶轮出口径向速度均大于 0,原风机在主要通流区域的 $0^{\circ}\sim30^{\circ}$ 区域内气流流动情况较好,而改进风机在整个区域内的气流流动情况均有所改善,有效通流面积得以增加.当 $Z/b=0.7$ 、0.9 时,原风机与改进风机的叶轮出口径向速度分

布相似,这一区域的叶轮出口气流流动情况均比较好。

因此, $\theta=0^\circ$ 、 $\varepsilon_1=\varepsilon_2=0.067$ 时改进风机在 $Z/b=0.5$ 附近的叶轮出口气流流动状况良好,风机在 $0^\circ\sim 90^\circ$ 区域内的叶轮出口径向速度有所提高,有效通流面积增大,从而改善了风机的气动性能。

图10是 $Z/b=0.5$ 时回转平面上叶轮速度分布云图及气流流线图。叶轮进、出口的气流流速沿周向

分布不均匀,靠近蜗壳出口的流速较高,靠近蜗壳内侧区域的流速较低,蜗壳出口存在着低速区域。对于原风机(见图10a),低速区域靠近蜗舌并延伸至叶片出口,堵塞了部分叶道,从流线分布也可以看出,蜗壳出口存在回流;对于改进风机(见图10b),低速区域在叶轮出口气流的作用下向蜗壳出口移动,回流现象有所改善,叶片有效通流面积较大,从而提高了风机的气动性能。

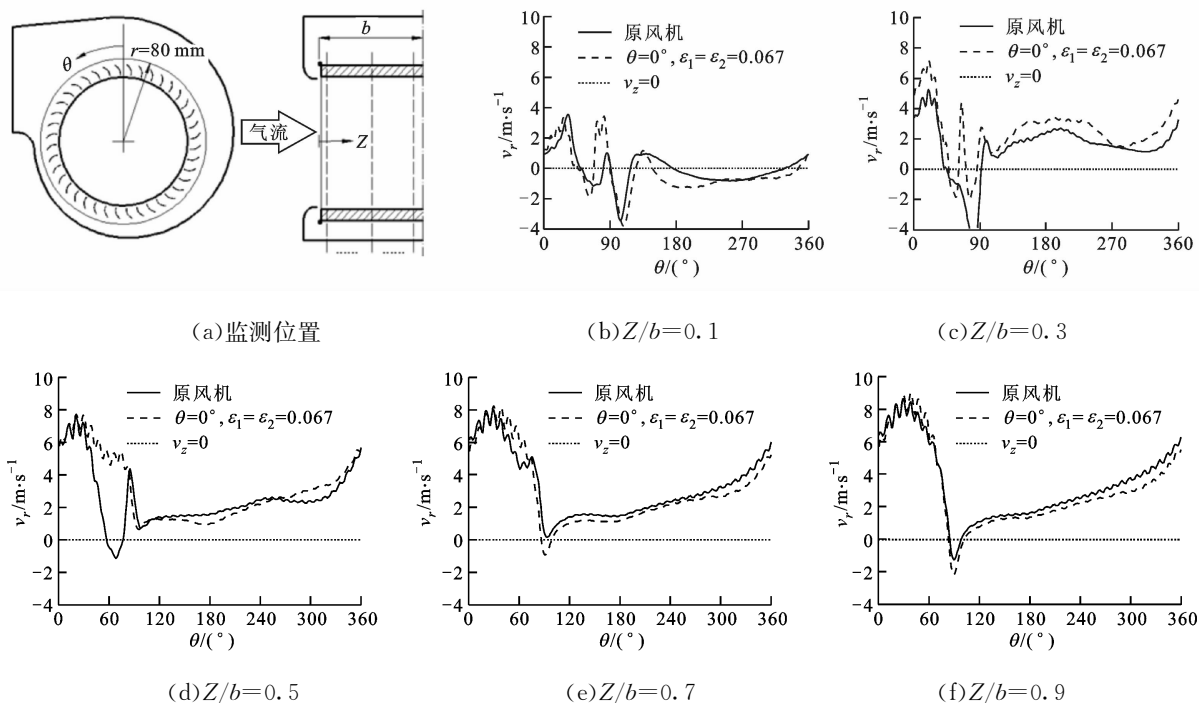


图9 不同回转平面处叶轮出口径向速度沿周向角的分布

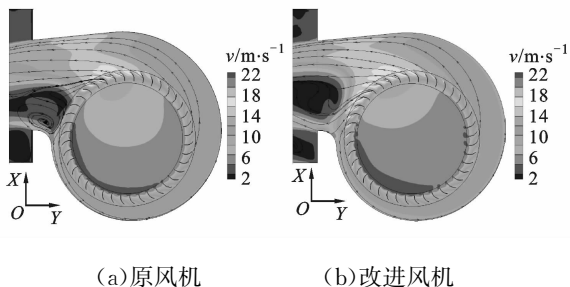


图10 $Z/b=0.5$ 时回转平面上叶轮速度云图及气流流线分布

4.5 实验比较

相比原风机,改进风机的结构增加了集流器出口面积,当 L_1+L_2 为20、15、10 mm时,椭圆形集流器出口面积分别增加了20.5%、15.4%、10.3%。根据 $\varepsilon_1=\varepsilon_2=0.067$ 的要求,需加工出椭圆形集流器的出口面积,该集流器(下称等面积圆形集流器)的子

午型线与圆形集流器(原集流器)相同。

图11是原集流器、等面积圆形集流器在 $\theta=30^\circ$ 、 $\varepsilon_1=\varepsilon_2=0.067$ 以及 $\theta=0^\circ$ 、 $\varepsilon_1=\varepsilon_2=0.067$ 时风机的气动及噪声性能随转速的变化折线图。从图中可以看出:改进风机的气动性能均优于原风机,适当增加集流器出口面积有利于改进风机的气动性能; $\theta=0^\circ$ 、 $\varepsilon_1=\varepsilon_2=0.067$ 时改进风机的气动性能优于等面积圆形集流器风机,表明除了增加集流器出口面积之外,椭圆形集流器的形状和安装位置也是影响风机气动性能的因素; $\theta=30^\circ$ 、 $\varepsilon_1=\varepsilon_2=0.067$ 和 $\theta=0^\circ$ 、 $\varepsilon_1=\varepsilon_2=0.067$ 时改进风机的噪声均低于原风机,而等面积圆形集流器风机的噪声却大于原风机,这表明合理的椭圆形集流器形状和安装位置有利于降低风机噪声,而单纯增加集流器出口面积却使风机噪声有所增大。综合上述,合理的椭圆形集流器的结构、参数及安装位置有利于提高风机的综合性能。

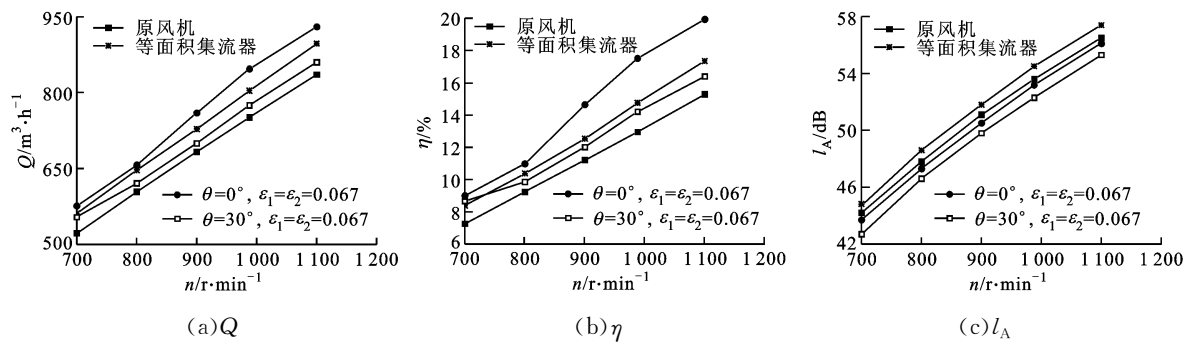


图 11 等面积圆形集流器与原集流器的风机性能比较

5 结 论

针对某一空调用双吸前向多翼离心风机,设计了一种椭圆形进口集流器,并实验研究了这种集流器对风机气动性能与噪声的影响.实验结果表明:对于改进风机,适当增加集流器出口面积有利于改进风机的气动性能,但同时增加了噪声;合理的椭圆形集流器的结构、参数及安装位置有利于提高风机在不同转速下的气动性能而不增加风机的噪声,或在适度提高风机气动性能的同时降低风机的噪声.

相比原风机, $\theta=0^\circ$ 、 $\varepsilon_1=\varepsilon_2=0.067$ 时椭圆形集流器可使风机风量提高 8.8%~12.8%,总效率提高 1.7%~4.6%,噪声降低 0.4~0.6 dB; $\theta=30^\circ$ 、 $\varepsilon_1=0.067$ 、 $\varepsilon_2=0.033$ 时椭圆形集流器可使风机风量提高 9.0%~11.0%,总效率提高 2.5%~3.7%,噪声降低 0.4~0.6 dB; $\theta=30^\circ$ 、 $\varepsilon_1=\varepsilon_2=0.067$ 时椭圆形集流器可使风机风量提高 2.5%~6.0%,总效率提高 0.6%~1.4%,噪声降低 1.2~1.5 dB.

对原风机及 $\theta=0^\circ$ 、 $\varepsilon_1=\varepsilon_2=0.067$ 的椭圆形集流器风机进行了定常数值模拟,通过比较轴向回转平面上的流动情况表明,椭圆形集流器改善了叶轮在 $Z/b=0.5$ 的回转面上靠近蜗壳出口区域的流动状况,减小了旋涡区,增大了实际流动的有效通流面积,从而使风机综合性能得以提高.

本文研究结果不一定是进口集流器改进的最佳结果,只是本文 19 个实验方案中相对最好的结果,它为改进前向多翼离心风机性能提供了一条可以继续探索的途径,实验结果可为相关研究提供参考.

参考文献:

[1] BALLESTEROS-TAJADURA R, VELARDE-SUÁREZ S, DAÍK M A, et al. Numerical model for the unsteady flow features of a squirrel cage fan[C]//Proceedings of the ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting. New York, USA: ASME, 2009:173-183.

[2] MONTAZERIN N, DAMANGIR A, MIRZAIIE H. Inlet induced flow in squirrel-cage fans [J]. Proc IMechE: Part A Journal of Power and Energy, 2000, 214(3):243-253.

[3] TAKAHIRO I T O, GAKU M, AKIO N, et al. Experimental research on performance and noise of small multi-blade fan [J]. Trans of the Japan Society of Mechanical Engineers; Part B, 2006, 72 (720): 1867 - 1874.

[4] MONTAZERIN N, DAMANGIR A, MIRIZN S. A new concept for squirrel-cage fan inlet [J]. Proc IMechE: Part A Journal of Power and Energy, 1998, 212(5):343-349.

[5] SHIGETOSHI Y, FUMIYASU K, TAKENORI O. A study on the performance improvement of multiblade fans (effects of suction cones)[J]. Trans of the Japan Society of Mechanical Engineers; Part B, 1999, 65 (635):2406-2412.

[6] 王嘉冰, 区颖达, 吴克启. 空调风机叶道内旋涡流动分析及进气口偏心的影响[J]. 工程热物理学报, 2005, 26(6): 951-953.

WANG Jiabing, OU Yinda, WU Keqi. Analysis on the vortices flow in the blade passages of the fan for air-conditioner and the influence of the eccentric fan inlet[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2005, 26(6):951-953.

[7] JUNICHIRO F, TADAAKI K, AKIYOSHI I, et al. A study of sirocco fan with eccentric inlet nozzle [J]. Trans of the Japan Society of Mechanical Engineers; Part B, 1999, 65(634):2023-2029.

[8] 李向东. 现代住宅暖通空调设计[M]. 北京: 建筑工业出版社, 1996.

[9] YOHAN J, JEHYUN B. A numerical study on the unsteady flow behavior and the performance of an automotive sirocco fan [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2008, 22(10):1889-1895.

(编辑 苗凌)