

空调器室内机气动噪声模拟

胡俊伟 丁国良 张春路

(上海交通大学制冷与低温工程研究所 上海 200030)

摘要: 采用数值模拟的方法对空调器室内机气动噪声进行了计算, 分析了室内贯流风机蜗舌处的压力脉动, 并通过 Curle 方程和快速傅里叶变换得到了蜗舌处旋转噪声频谱。通过对旋转噪声频谱的分析, 证明了采用不等距叶轮可大大降低贯流风机基频处噪声, 使基频的声能分布到较宽的频带范围内, 并且可以使基频的峰值移到低频部分, 从而使风机的噪声干扰能力大大降低。同时通过对各种不等距叶轮的旋转噪声频谱进行分析, 提出了一种能够有效降低贯流风机旋转噪声的不等距叶轮结构。

关键词: 空调器 贯流风机 气动噪声 数值模拟

中图分类号: TH432

0 前言

随着生活水平的提高和消费观念的更新, 人们对于空调的要求也在发生变化。据有关部门的市场调查, 目前消费者对空调的噪声指标非常关注, 远远超过了价格、制冷量和耗电等其他因素。空调器所产生的噪声包括机械噪声和气流噪声, 但气流噪声远大于机械噪声。空调器室内机运转时所发出的噪声主要由进气口噪声、贯流风机噪声、换热蒸发器噪声以及排气口噪声组成。研究表明, 噪声主要成分是贯流风机运行时产生的气动噪声, 包括气流的旋转和涡流噪声。因此, 如何才能有效地降低贯流风机气动噪声变得越来越重要。

目前, 对空调内贯流风机的噪声研究主要还是以试验为主 H.M.Koo^[1,2]通过试验的方法, 对家用分体式空调内贯流风机的噪声进行了研究, 提出了优化贯流风机结构来降低空调器内旋转噪声的方法。T. Hayashi、Y. Kobayashi^[3]等曾通过试验提出了利用频率调制的方法来降低贯流风旋转噪声的方法。陈次昌^[4]研究了贯流风机转子尺寸和蜗舌间隙对贯流风机流场和声场的影响, 提出贯流风机结构参数的合理选择匹配不但可提高贯流风机效率, 而且可降低噪声。徐庶民等^[5]通过试验的方法对贯流风机气动噪声的分析, 研究了采用不等距叶轮的降噪机理。

完全依赖试验对贯流风机进行研究, 有许多不利之处。例如, 试验中贯流风机的结构变化比较困难; 系统地测试各参数对风机性能的影响, 工作量太大等等。而用数值模拟的方法对贯流风机进行研

究可以弥补试验中存在的缺陷。

采用数值模拟的方法可对空调器室内机气动噪声进行计算, 分析室内贯流风机蜗舌处的压力脉动, 然后通过 Curle 方程和快速傅里叶变换得到蜗舌处旋转噪声频谱。同时通过对各种不等距叶轮的旋转噪声频谱进行分析, 寻找出一种能够有效降低贯流风机旋转噪声的不等距叶轮结构。

1 结构特点

挂壁式空调室内机风道系统一般由热交换器、横流风轮、蜗壳和蜗舌组成, 图 1 为一种带四折式热交换器的室内机。被研究的空调器贯流风轮结构参数为: 风轮长度 $L=632.8$ mm、风轮外径 $D_1=93$ mm、内径 $D_2=73$ mm, 叶片数 30, 风轮转速分别为 800、900、1 000 r/min。热交换器为翅片管式热交换器, 管子外径 7.2 mm, 横行管间距 12.7 mm, 纵向管间距 11.97 mm, 翅片厚度 0.2 mm, 翅片间距 1.6 mm。

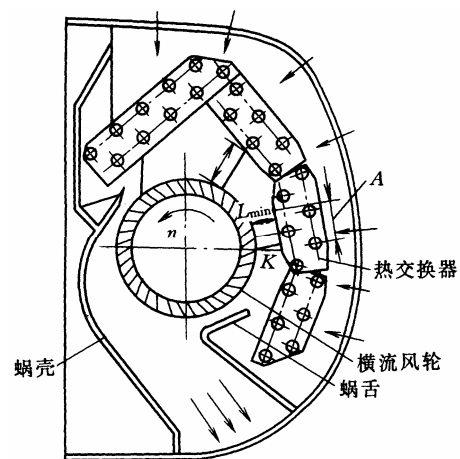


图 1 室内机结构示意图

2 模型的建立及网格的划分

采用 PISO 算法和 $k-\epsilon$ /高雷诺数湍流模型对贯流风机内部非稳态流场进行求解。对流项采用二阶迎风差分，粘性项采用中心差分。由于贯流风机转速较低，因此计算按不可压流动处理。为了模拟叶片的运动，采用规则界面滑移法进行处理。室内机进口处速度一致，出口处取大气压为压力边界条件。选取计算域时，将进、出口流道的区域均延长为叶轮外径的 3 倍。热交换器处为周期性边界条件。

计算采用非结构化网格，网格的划分按两部分进行，其中静网格部分(热交换器、风机蜗壳、蜗舌)在前处理模块 PRO-AM 中进行，而旋转网格部分(贯流风轮)的生成在 PRO-STAR 中完成。静网格区网格数 14 324，旋转区网格数 36 428。图 2 分别为室内机计算域网格图。

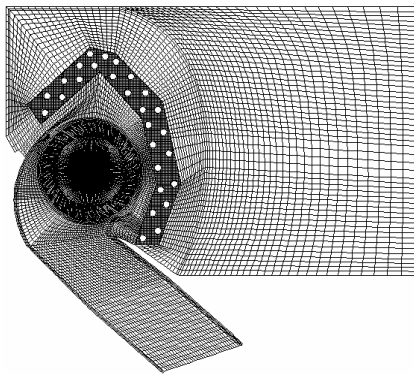


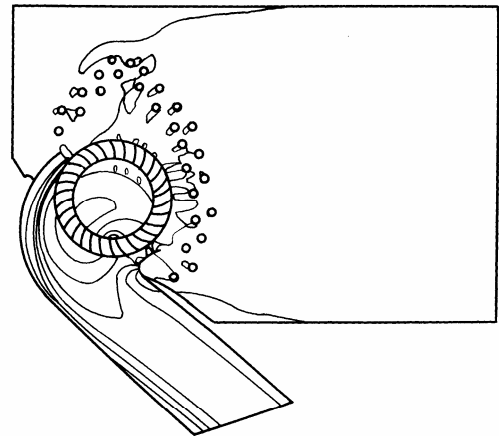
图 2 计算网格图

3 CFD 模型的验证与分析

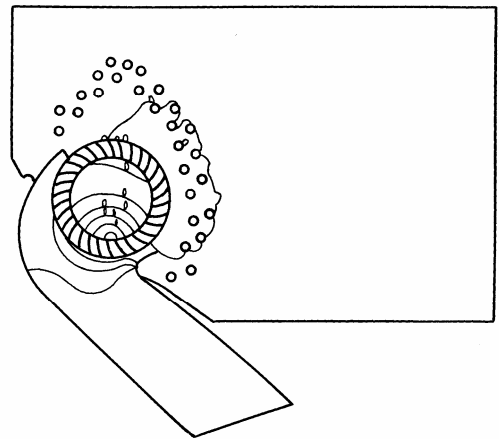
为了验证所使用的 CFD 模型的正确性与合理性，先对一种带四折式热交换器的空调器室内机进行了模拟。邓明义等^[9]曾用试验的方法对具有同种热交换器的空调室内机出口风量进行了测量。

计算中采用了定时间步长 Δt ， $\Delta t = 1 \times 10^{-4}$ 。计算过程持续到一个准稳定状态，在该状态下，气流的运动由两部分迭加而成：一是时均稳态流动，它反映稳定时的情况，即足够长时间内的平均情况；另一个是脉动，它反映运动起伏情况，它随时间的平均值为零。到达这一过程通常需要叶轮旋转 10 圈以上。图 3 为到达准稳定状态时的速度和压力等值线图。由图 3 可看出，风轮内侧存在一个能控制整个气流流动的偏心涡流，该涡流的旋向与风轮的转向一致。这是由于贯流风轮结构不同于离心风轮

和轴流式风叶，气流是两次流经叶片，由贯流风轮上部的叶片进入，从贯流风轮下部的叶片流出，造成上下气流在风轮内部形成一个流动旋涡。这种旋涡的大小和位置不同程度地影响室内机的通流能力和噪声。由于这种内涡流的存在，使已经排出的空气又倒流回风轮内部，这种回流造成了很大的能量损失。贯流风机的效率就取决于这种回流流量在总流量中所占的比例，所以控制这种偏心涡的大小和位置将对改善贯流风机的流场有很大作用。旋涡的大小对噪声也有较大的影响，为了降低噪声并增加风量，应该使旋涡最小。



(a) 速度场



(b) 压力场

图 3 流场等值线图

图 4 为转速 $n = 800 \text{ r/min}, 900 \text{ r/min}, 1\ 000 \text{ r/min}$ 时空调室内机出口流量模拟结果与试验结果^[6]的比较曲线。其横坐标为风机转速 n ，纵坐标为出口流量 q_v 。图 4 显示随着贯流风机转速增大室内机出口流量是增大的。从该图可以看出计算结果与试验结果基本一致，平均误差为 26.4%，且计算与试验结果均反映出室内机出口流量随贯流风机转速的增大而增大这一特点。

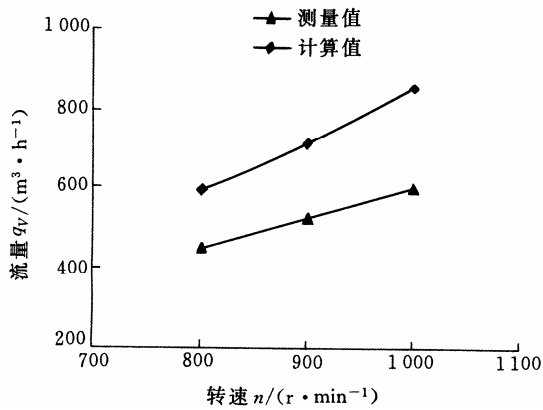


图4 转速—流量曲线

4 室内机气动噪声分析

空调器室内机贯流风扇气动旋转噪声产生的原因：由于空调内贯流风机叶轮叶片尾迹的存在，气流的速度和压力都不均匀。这种不均匀的气流作用在蜗壳上，于是在蜗壳上形成了压力随时间的脉动。尤其在蜗舌处，由于该处与叶轮的间隙较小，这将产生更强的压力脉动，因而形成了叶片通过频率和其谐波的有效声辐射。

对于等距叶轮，旋转噪声的频率可通过理论计算得到^[8]

$$f = \frac{nz}{60}i \quad (1)$$

式中 n ——叶轮的转速

z ——叶片数

i ——谐波序号($i=1$ 为基频, $i=2, 3, \dots$ 为高次谐波)。从噪声强度来看, 基频最强, 其高次谐波总的趋势是逐渐减弱的

对空调器室内机进行声场计算, 预测了蜗舌处由于压力脉动产生的噪声声压级并分析了该处的旋转噪声频谱。声压的计算通过 Curle 方程得到

$$p(\mathbf{r}, t) = \frac{1}{4\pi c} \int_A \frac{\mathbf{n} \cdot \mathbf{r}}{|\mathbf{r}|^2} \left(\frac{\partial p_s}{\partial t} \right) dA \quad (2)$$

式中 c ——声速

\mathbf{r} ——从声源到观测者的位置矢量

\mathbf{n} ——声源表面法向矢量

p_s ——蜗舌表面处的瞬时压力

A ——蜗舌表面积

声压级 L_p 由下面的式子决定

$$L_p = 20 \lg \left(\frac{p}{p_{\text{ref}}} \right) \quad \text{dB} \quad (3)$$

式中 $p_{\text{ref}} = 20 \mu\text{Pa}$ 。旋转噪声频谱通过快速傅里叶变换得到。

首先对前面带四折式热交换器的空调器室内机进行了模拟, 此时采用的叶轮为等距的, 风机的转速为 1000 r/min 。图5显示了由于叶片尾迹冲击蜗舌而产生的压力波动随时间的变化。由图5可看出, 等距叶轮产生了一种幅值为 2.5 Pa 、类似于正弦波的周期性压力脉动。同时, 通过 Curle 方程以及快速傅里叶变换, 贯流风机蜗舌处的旋转噪声频谱能够被计算出来(图6)。如图6所示, 在频率为 500 Hz 处有一个噪声声压级为 30 dB 的峰值, 同时在频率近似为 500 Hz 的整数倍处也出现了峰值, 并且随着频率的增大峰值在逐渐减小。

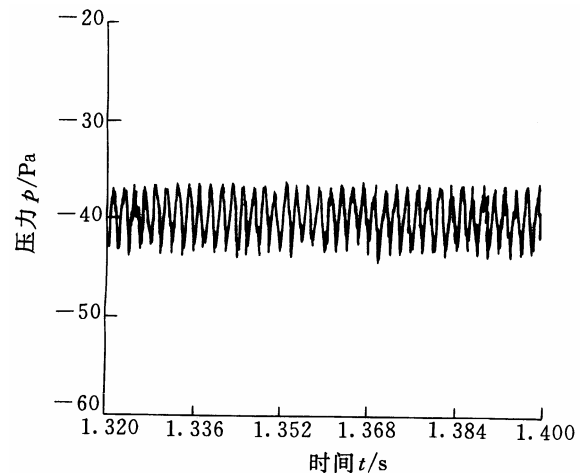


图5 等距叶轮蜗舌处压力随时间的变化

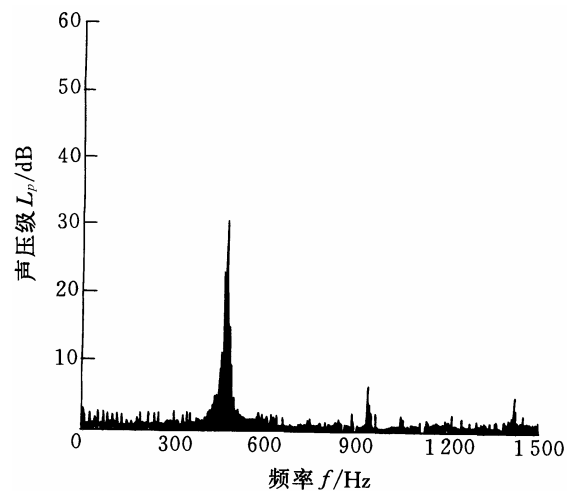


图6 等距叶轮蜗舌处旋转噪声频谱

由前面旋转噪声频率理论公式(1)计算可知, 500 Hz 正好是旋转噪声的基频, 而 500 Hz 的整数倍频率为旋转噪声的高次谐波。

许多研究表明采用不等距叶轮可以有效减噪, 但叶片在叶轮上该如何分布至今还没有一个统一的规律。目前采用随机选取法, 所得到的降噪效果也有一定的随机性。

通过对带各种不等距叶轮的室内机进行计算

分析表明，以下这种结构的不等距叶轮能够有效地降低蜗舌处的旋转噪声。

不等距叶轮叶片数依然为 30，叶片分布如图 7 所示，沿叶轮周向对称分布，首先是 5 个夹角为 10.2857° 的叶片，紧接着是 5 个夹角为 13.7143° 的叶片，然后又是 5 个夹角为 10.2857° 的叶片，依次类推布满整个圆周。

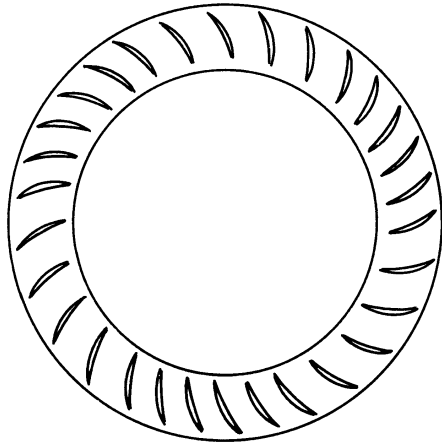


图 7 不等距叶轮结构示意图

图 8 显示了不等距叶轮由于叶片尾迹冲击蜗舌而产生的压力波动随时间的变化。由图 8 可看出，由于不等距叶轮的作用一种不规则的周期性波动产生了。图 9 为通过 Curle 方程以及快速傅里叶变换得到的贯流风机蜗舌处旋转噪声频谱。由图 9 可看出，基频(500 Hz)处声压级得到了明显的降低，由等距叶轮时的 30 dB 降到了现在的 18 dB。同时在频率为 350 Hz 到 450 Hz 之间出现了三个峰值。这表明不等距叶轮使基频的声能分布到较宽的频带范围内，并且可以使基频的峰值移到低频部分，从而使风机的噪声干扰能力大大降低。

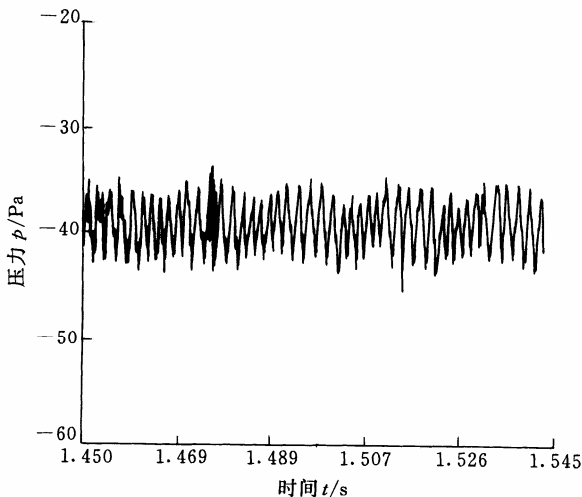


图 8 不等距叶轮蜗舌处压力随时间的变化

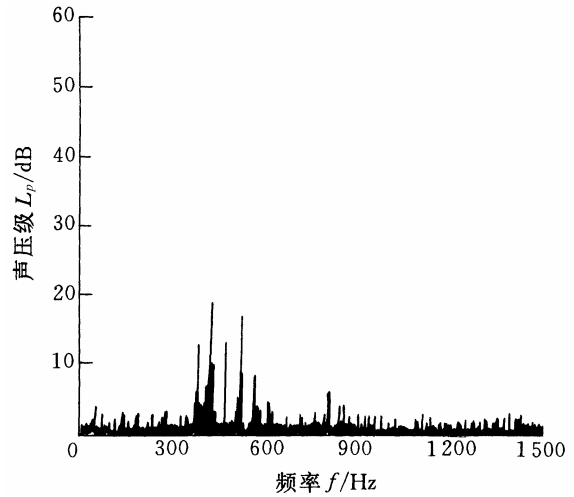


图 9 不等距叶轮蜗舌处旋转噪声频谱

5 结论

采用数值模拟的方法对空调器室内机气动噪声进行了计算，分析了室内贯流风机蜗舌处的压力脉动情况，并通过 Curle 方程和快速傅里叶变换得到了蜗舌处旋转噪声频谱，通过对旋转噪声频谱的分析，证明了采用不等距叶轮可大大降低贯流风机基频处噪声，使基频的声能分布到较宽的频带范围内，并且可以使基频的峰值移到低频部分，从而使风机的噪声干扰能力大大降低。研究结论如下。

(1) 提供了一种分析空调室内机气动噪声的有效方法，即采用数值计算分析压力脉动，并结合 Curle 方程和快速傅里叶变换得到气动旋转噪声频谱。

(2) 提出了一种能够有效降低旋转噪声的不等距叶轮结构，即叶片沿叶轮周向对称分布，首先是 5 个夹角为 10.286° 的叶片，紧接着是 5 个夹角为 13.714° 的叶片，然后又是 5 个夹角为 10.286° 的叶片，依次类推布满整个圆周。

参 考 文 献

- 1 Koo H M. Experimental study of the noise and the performance of cross-flow fans in room air-conditioning systems. Noise Control Engineering Journal, 2000, 48(2): 1~47
- 2 Koo H M. Discrete frequency noise reduction of the cross-flow fan of the split type room air-conditioners using the skewed stabilizers. JSME International Journal, 2000, 43(1): 104~109
- 3 Hayashi T, Kobayashi Y. Low-noise design of cross-flow fan based on frequency modulation. JSME, 1996, 62(601): 3 446~3 451
- 4 Chen C C. On the similitude of a cross-flow fan in dynamic performance and noise character. Transactions of the Chinese

- Society of Agricultural Machinery, 1997, 28(4): 96~101
- 5 徐庶民, 徐立功. 不等距叶轮贯流风机的噪声分析. 暖通空调, 2002, 32(3): 47~49
 - 6 邓明义, 孟鸣, 王军, 等. 多折热交换器及其局部倒片降低空调室内机气动噪声的研究. 流体机械, 2001, 9(10): 58~60
 - 7 Young J M, Cho Y, Nam H S. Computation of unsteady viscous flow and aeroacoustic noise of cross flow fans. Computers & Fluids, 2003(32): 995~1015
 - 8 智乃刚, 萧滨诗. 风机噪声控制技术. 北京: 机械工业出版社, 1985

SIMULATION OF AEROACOUSTIC ON AIR-CONDITIONER

Hu Junwei Ding Guoliang Zhang Chunlu
(*Institute of Refrigeration and Cryogenics,*
Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200030)

Abstract: The noise field of air-conditioner is simulated, and the pressure fluctuation of the stabilizer is analyzed. The sound

pressure level spectra of the rotary noise is predicted using Curle's equation and FFT. It can be verified that the sound power will spread from the fundamental frequency to other frequencies, the peak value of sound power can be moved from the fundamental frequency to lower frequency and then the noise can be controlled effectively. A new non-isometric impeller is gotten by analyzing the sound pressure level spectra of non-isometric impellers, and the new non-isometric impeller can reduce the rotary noise of the cross-flow fan of air-conditioner effectively.

Key words: Air-conditioner Cross-flow fan

Aeroacoustic Numerical simulation

作者简介: 胡俊伟, 男, 1975 年出生, 博士研究生。主要从事空调气动与声学性能的研究。

E-mail: hujunwei@sjtu.edu.cn