

HD6.5-1型大功率局部通风机阻性消声技术研究

陈玲, 李超

(南京师范大学电气与电子工程学院, 210042, 南京)

[摘要] 介绍了新研制的HD6.5-1型大功率局部通风机成功降噪的阻性消声技术原理、结构和有关计算,并应用在通风机上进行实际检测。检测结果表明此种阻性消声技术有效地减低通风机的噪声,减少了环境污染,因此扩大了通风机的许用范围。

[关键词] 通风机, 噪声, 阻性消声, 吸声材料, 频率

[中图分类号]TB535.42, [文献标识码]B, [文章编号]1672-1292-(2003-02-0058-04)

0 概述

矿山的通风设备直接关系到矿山的安全生产和周边地区的环境污染(主要是噪声)。目前国内大量采用的如JBT510-2(5.5kW)、JBT52-2(11kW)、JBT61-2(14kW)、JBT62-2(28kW)型轴流通风机,其工作噪声值分别为103、108、114、118dB,对周围环境及操作人员造成较大伤害。通风机降噪的问题已经越来越引起人们的关注。淮南矿业集团新近研制成功的轴流式HD-6.5型矿用局部通风机,通风量大(达450m³/min),风压高(达4413.15Pa),功率大(2台22kW交流电机),而噪声却被有效控制在85~88dB(A)。由此可见,其在消声降噪的处理方面效果显著。本风机不仅应用航空航天最先进的空气动力学原理来设计关键件叶轮盘,用于降低风机的空气动力噪声及风机旋转噪声,而且还附加采用了广谱消声措施。由阻性消声和耗能消声两部分组成消声部件,使风机的噪声有效降低在85±3dB(A)水平以下。以下介绍本通风机降噪的关键技术之一阻性消声技术。

1 阻性消声器

阻性消声器的原理是利用声阻进行消声。在实际工程中,主要是利用吸声材料来制作阻性消声器。一般说,阻性消声器具有良好的中高频消声性能,而低频消声性能较差,但实践证明只要适当增加吸声材料的厚度和密度及较低的穿孔率,低中频消声性能也能大大改善。也就是说,可以用阻性消声的原理制作宽频带阻性消声器。

在消声器中,对于一定宽度的气流通道的,当频率高至一定限度时,由于相应的波长与通道宽度(或直径)相比较短,声波呈束状通过,很少与吸声表面接触,消声器性能会因此显著下降,此频率可按下述公式计算^[1]:

$$f_{\text{上限}} = 1.85 \frac{C}{b_2} \quad (1)$$

而对于一定厚度和密度的吸声材料,当频率低至一定限度时,由于波长太长,吸声性能会显著下降。当吸声系数降至共振吸声系数的一半时,与此相应的频率称为下限截止频率。对于给定的吸声材料,此频率的大小主要决定于吸声材料的厚度与密度。下限频率可以按下式计算^[1]:

收稿日期: 2003-03-17.

作者简介: 陈玲,女,1961-,南京师范大学电气与电子工程学院高级工程师,主要从事HD系列通风机项目的设计开发及加工制造的研究。

$$f_{\text{下限}} = \beta \frac{C}{b_1} \quad (2)$$

上两式中: $f_{\text{上限}}$ 、 $f_{\text{下限}}$ 为消声器的上限、下限截止频率, Hz; b_1 为吸声材料厚度, m; b_2 为通道直径或有效宽度, m; β 为材料类型、密度护面穿孔率有关的系数, 由试验确定; C 为声速, 常温下为 344 m/s.

由(1)、(2)两式可见, 减小通道直径可以提高消声器上限消声频率; 吸声材料的厚度和密度愈大, 下限截止频率愈低. 因此, 设计时应尽量增加吸声材料的厚度和密度, 减小通道直径.

阻性消声器的消声值计算可按赛宾公式. 一般在中低频时, 理论计算值与实测值很好地符合; 在高频时, 理论计算值高于实测值. 在上限截止频率以下, 可使用下面形式的赛宾公式^[1]:

$$\Delta L_0 = 0.815k \frac{P}{S} L \quad (3)$$

式中: ΔL_0 为没有气流时的消声值, dB; P 为消声器通道端面周长, m; S 为消声器通道横断面积, m^2 ; L 为消声器长度, m; k 为无规入射的吸声系数 α_r 的函数, 取垂直入射吸声系数 $\alpha_0 = 0.80$ (较低值) 时, 对应的 α_r 为 0.98, k 为 $1.3^{[1]}$.

由赛宾公式可见, 消声量同材料的吸声性能、几何尺寸有关. 消声量正比于消声器的长度和饰面周长, 与横断面积成反比. 因此, 在条件允许的情况下, 应尽可能选取吸声性能好的多孔材料, 同时仔细设计通道的几何尺寸, 对于同样截面的通道, 尽量选用消声器通道端面周长与其横断面积的比值 P/S 大的几何形状. 消声器通常选用插片式或蜂窝式结构, 就是为了增加 P/S 值. 但如果只是简单增加 P/S 值, 则往往会使得进入风扇的气流严重畸变, 影响风机的效率, 反而使气动噪声大大增加.

综合以上理论分析及通风机的实际结构, 可在通风机的进、出气口各加一段阻性消声器. 采用双环面加径向肋条的结构(如图 1 所示). 外环面是等直径的圆筒, 内环面实际上是沿轴向设置的消声锥, 在锥面与环面之间设置沿径向及轴向布置的隔片. 由前分析可知, 增加隔片数量, 可以提高 P/S 值, 理论上可使消声量及上限消声频率都随之增加. 但是, 增加隔片数量又会使通风机结构复杂, 除了增加加工成本外, 气流流阻也会增加, 在肋条厚度不变时, 气流流动的总面积减小, 气流的流速及气流再生噪声都会相应增加. 因此, 需要找出各因素之间的相互影响关系, 合理选取肋条数量. 表 1 给出了当 $D = 0.7$ m, $d_1 = 0.31$ m, $B = 0.05$ m, 采用不同的肋条数时由式(1)、(2)、(4)、(5)、(6)计算出的 P 、 S 、 P/S 、 $f_{\text{下限}}$ 、 $f_{\text{上限}}$ 值.

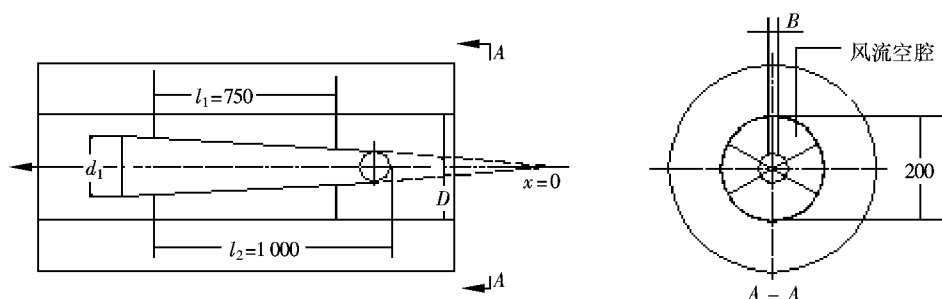


图 1 阻性消声器结构图

在权衡各方面因素后, 通风机采用了 6 根肋条, 并在肋条、外环及圆锥中充以容重为 35 kg/m^3 的防水超细玻璃棉, 外覆厚度为 3 mm 的不锈钢板, 钢板上开直径为 5 mm 的圆孔, 穿孔率为 24%, 在钢板下敷设一层玻璃布以保护玻璃棉.

阻性消声器消声量的计算如下:

由图 1 几何尺寸可见, 每一个小通道面积 S 、周长 P 由可下式确定:

$$S = \frac{1}{N} \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) - B \left[\frac{D-d}{2} \right] \quad (4)$$

$$P=\frac{1}{N}\pi(D+d)-2B+(D-d)$$
 (5)

式中: N 为通风机肋条数; B 为肋条宽度; D 为计算点(x 坐标处)外环直径; d 为计算点(x 坐标处)内环直径.

表 1 采用不同肋条数时各参数结果对照

N	P/m	S/m^2	$P/S/\text{m}^{-1}$	$f_{\text{上限}}/\text{Hz}$	$f_{\text{下限}}/\text{Hz}$
4	1.083 25	0.067 59	16.03	252.0	115
6	0.818 8	0.041 81	19.58	307.9	127
8	0.686 6	0.028 92	23.74	373.3	206

(5) 式中: $d=\frac{d_1}{l_1}x\equiv ax$

则:
$$\frac{P}{S}\approx\frac{4}{D-\alpha x}+\frac{4N}{\pi}\frac{1}{D+\alpha x}$$
 (6)

于是, 引入赛宾公式, 有肋条部分的消声量为:

$$\Delta L_{01}=0.815k\left[\int_{l_1-l_2}^{l_1}\frac{4\text{d}x}{D-\alpha x}+\frac{24}{\pi}\int_{l_1-l_2}^{l_1}\frac{\text{d}x}{D+\alpha x}\right]$$
 (7)

这里 $l_1=1\text{ m}$, $l_2=0.75\text{ m}$, $d_1=0.31\text{ m}$, $N=6$, $D_1=0.7\text{ m}$, 并取 $k=1.3$, 代入上式计算得:

$$\Delta L_{01}=13.1\text{ dB(A)}$$

对于无肋条部分:

$$P=\pi\left[D+\frac{d_1}{l_1}x\right]=\pi(D+ax)$$
 (8)

$$S=\frac{\pi}{4}[D^2-(ax)^2]$$
 (9)

则有公式:

$$\Delta L_{02}=0.815k\int_0^{l_1-l_2}\frac{4\text{d}x}{D-\alpha x}\approx1.6\text{ dB(A)}$$
 (10)

因此, 一段阻性消声器总消声量应为:

$$\Delta L_0=\Delta L_{01}+\Delta L_{02}=14.6\text{ dB(A)}$$

通风机上前两段阻性消声器共消声 29.2 dB(A), 消声频带宽达 2 952 Hz, 实现了宽频降噪.

从图 1 可以看出, 阻性消声器的流道外壁面是等外径的圆柱面, 内壁面是逐渐收缩型的锥型壁面, 这对气流进入下一阶段的均匀性有很好的保障. 另外, 整流帽罩内部填充吸声材料, 使消声效果更佳. 流道横截面上 6 个支撑肋内部也填充吸声材料, 可造成尖劈消声的效果. 在微孔面板与吸声材料之间, 铺设了一层玻璃布, 防止高速气流将吸声材料吹毁吹走, 并可以有效地防止消声填料在矿山潮湿和粉尘多的环境中, 由于长期使用而逐渐失效.

2 样机噪声检测

安装有此阻性消声器的 HD6.5-1 型通风机在北京航空航天大学流体力学实验室进行了调试试验. 多次全工况实测表明, 此阻性消声器设计合理, 降噪性能良好. 通风机的工作噪声被有效控制在 85±3 dB(A) 左右, 大大减小了噪声对周围环境的污染, 见试验记录表 2.

表2 通风机性能试验纪录附表/dB(A)

1997年4月

工况点	第一次试验		第二次试验		第三次试验		第四次试验	
	进口 45° 1 m	机体侧	进口 45° 1 m	机体侧	进口 45° 1 m	机体侧	进口 45° 1 m	机体侧
1	82	78	83	79	83	81	82.5	79.5
2	83	79	83	80	84	83	83.5	81
3	84.5	82	84.5	81	84	81	84	81.5
4	85	79	87	83.5	84	82	85	81.5
5	85	81	87.5	83.5	83	81.5	85	82
6	85	82.5	88	84	86	84	86.5	83.5
7	86.5	84	89	86.5	88	83	87	84.5
8	87	85	89	87	89	87	88	86
9	87	85	90	88	90	87	89	86.5
10	88	86	90	88	90	88	89	87

[参考文献]

[1] 智乃刚, 萧滨诗. 风机噪声控制技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 1985.
[2] 任文堂, 赵俭, 李笑宽. 工业噪声和振动控制技术[M]. 北京: 冶金工业出版社, 1989.

Research on Technology of Resistance Noise Reduction for
HD6.5-1 Big Power Local Ventilation Fan

Chen Ling, Li Chao

(College of Electrical and Electronic Engineering, Nanjing Normal University, 210042, Nanjing, PRC)

Abstract: The technology principle, construction and design calculation of resistance noise reduction for HD6.5-1 big power local ventilation fan developed recently are discussed in this paper. The ventilation fan using this technology was tested. Testing results indicated that the noise reduction technology reduced working noise of the fan effectively, thus extending the permissive domain for the new type ventilation fan.

Key words: ventilation fan, noise, resistance noise reduction, sound absorbing material, frequency

[责任编辑: 严海琳]