

Noise Analysis and Resonant Absorber Design of Central Air Conditioning Room

Liguo Dong, Changlong Wang, Qiufang Wang

Trane Air Conditioning Systems (China) Co., Ltd., Shenyang Liaoning
Email: 1343951617@qq.com

Received: Apr. 20th, 2017; accepted: Apr. 30th, 2017; published: May 3rd, 2017

Abstract

According to the case of noise reduction in practical work, the noise spectrum characteristics in finite space are analyzed, and then the sound absorption design is carried out according to the noise spectrum characteristics. Finally, the design parameters such as thickness, aperture and perforation of perforated plate are determined, achieving good noise reduction effect.

Keywords

Refrigeration Room, Noise, Sound Absorption Design

中央空调机房的噪声分析与共振吸声体设计

董立国, 王长龙, 王秋芳

特灵空调系统(中国)有限公司, 辽宁 沈阳
Email: 1343951617@qq.com

收稿日期: 2017年4月20日; 录用日期: 2017年4月30日; 发布日期: 2017年5月3日

摘要

根据实际工作中的降噪工程案例, 首先分析了有限空间内的噪声频谱特性, 再根据噪声频谱特性进行了吸声设计, 最后确定了穿孔板厚度, 孔径, 穿孔率等设计参数, 取得了良好的降噪效果。

关键词

制冷机房, 噪声, 吸声设计

Copyright © 2017 by authors and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

城市化的发展越来越快,在工业与民用建筑中,通风、空调与制冷设备应用越来越广泛,环境噪声问题显得越来越突出[1]。人们如果长时间处于噪声刺激中,可致听觉、神经系统、心肺功能不同程度的损害[2]。国家针对噪声污染防治方面已经出台了一系列政策法规,企业对噪声污染越来越重视[3]。

本文对某大型超市进行了噪声测试和频谱分析,基于共振吸声理论确定了穿孔板吸声结构的共振频率和最大吸声系数之间的关系,并根据测试的噪声特点分析了吸声结构参数;针对噪声带宽的特点从中优选宽频带穿孔板,再与实验值比较,最后将多孔吸声材料和穿孔板共振吸声结构组合,研究穿孔板和多孔吸声材料参数的优化,从而使吸声体能吸收低、中、高频噪声,从而为中央空调机房的噪声治理提供理论和实际的依据。

2. 噪声数据测量

某超市中央空调机房位于超市楼上,采用水源热泵制冷机组,制冷期间机组的噪声对超市工作人员造成极大影响,在超市购物的消费者能明显感觉到因热泵机组振动使楼板产生的振动噪音。机房实景如图1所示。

根据《民用建筑隔声设计规范》中对噪声测量的测点布置的规定,在热泵机组水平距离1 m处测量1 min内的噪声等效声压级及噪声频谱,如图2所示。

记录下测点的噪声声压级并计算出平均值为88.3 dB,超过了标准值65 dB。测量发现,最高噪声值在测点2,为此在测点2处用B&K 2238 mediator噪声频谱分析仪测量其频谱,见表1。

由表1可见,中央空调机房的噪声已经严重超标,在250 Hz时噪声值为82.4 dB,在800 Hz时噪声值为90.4 dB,在2500 Hz时噪声值为82.2 dB,可知高中低频噪声均有,噪声频带较宽,其原因是机房内的噪声源众多,这给噪声的治理增加了难度。

3. 共振吸声体的基本原理

吸声体按其机理不同分为多孔性吸声体和共振吸声体。前者的吸声机理是声波进入材料孔隙后,引起孔隙中空气和材料的摩擦,声能转化为热能而被吸收,由于成本低,质轻无须支撑骨架而成为普遍使



Figure 1. Air conditioning room real map

图1. 空调机房实景图

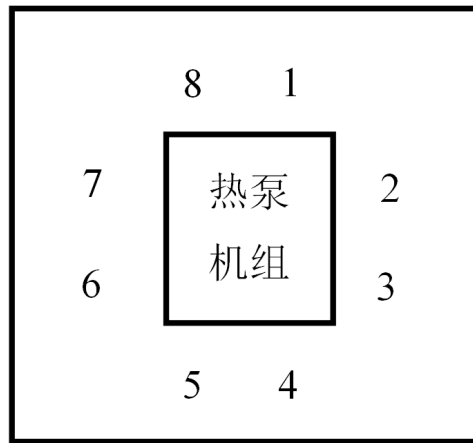


Figure 2. Noise measuring point layout
图 2. 噪声测点布置图

Table 1. Point 2 of the band noise spectrum
表 1. 测点 2 的各频带噪声频谱

频率(Hz)	40	50	63	80	100
噪声值(dB)	66.8	68.3	56.1	55.1	71.3
频率(Hz)	125	160	200	250	315
噪声值(dB)	59.4	60.8	67.0	82.4	74.1
频率(Hz)	400	500	630	800	1000
噪声值(dB)	74.7	86.2	81.9	90.4	85.1
频率(Hz)	1250	1600	2000	2500	3150
噪声值(dB)	83.6	87.2	82.0	82.2	77.4
频率(Hz)	4000	5000	6300	8000	10000
噪声值(dB)	73.0	67.0	61.8	57.1	54.5

用的吸声结构[4]。但由于多孔性吸声体的材质多为玻璃棉、矿渣棉、泡沫塑料，因此对皮肤有刺激、吸水率高，同时容易变形和堵塞，受使用环境的限制。共振吸声结构又分为薄板、单腔、穿孔板和微穿孔板共振吸声体，其中穿孔板因其吸声系数大，吸声频率宽，不受环境影响等优点而日益受到重视[5]。

穿孔板的孔腔可以看成亥姆霍兹共振器，声波在短管中来回反射时，由于摩擦和阻尼使声能因转化为热能而衰减，当外来声波的频率与共振器固有频率相同时发生共振，此时达到最大的吸声效果。穿孔板可看成是大量短管的并联，如图 3 所示。

假设孔间距 b 足够小时，穿孔板孔间接触面上的声波反射可忽略不计，则管中空气的运动方程为：

$$j\omega\rho u_0 - \frac{\mu}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u}{\partial r} \right) = \frac{\Delta P}{h} \quad (1)$$

式中， ΔP —短管两端的声压差；

ρ ——空气的密度， kg/m^3 ；

μ ——空气的粘滞系数；

ω ——共振角频率， $2\pi f$ ；

r ——径向长度；

h ——短管的长度，即穿孔板的厚度，mm。

气体在短管中的相对声阻抗率为：

$$z = Z_1 / (p\rho c) = r + j\omega m \quad (2)$$

$$r = \frac{32\mu h}{p\rho c d^2} \left[\left(1 + \frac{k^2}{32} \right)^{0.5} + 0.177 \frac{kd}{h} \right] \quad (3)$$

$$k = d \sqrt{\frac{\omega\rho}{4\mu}} \quad (4)$$

式中， p ——穿孔率；

c ——音速，340 m/s；

d ——孔径，mm；

k ——穿孔板常数；

将式(4)代入空气的密度和粘滞系数，简化为：

$$k = 10d\sqrt{f} \quad (5)$$

当声波以角度 θ 入射到穿孔板时，吸声系数为：

$$\alpha_\theta = \frac{4r \cos \theta}{(1 + r \cos \theta)^2 + [\omega \cos \theta - c \tan(\omega D \cos \theta / c)]^2} \quad (6)$$

式(6)中， D 为穿孔板后的空气层厚度，mm。假设是垂直入射，并且穿孔板常数 k 值很大时，最大吸声系数出现在共振时，此时声抗为零，则吸声系数最大值为：

$$\alpha_{\max} = \frac{4r}{(1+r)^2} \quad (7)$$

共振频率为：

$$2\pi f m = \text{ctg}(2\pi f D / c) \quad (8)$$

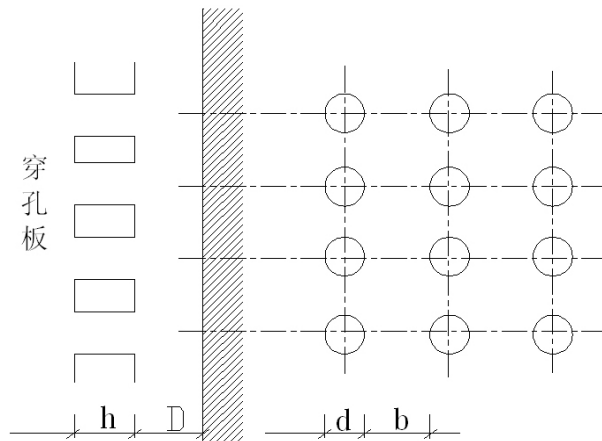


Figure 3. Perforated plate structure diagram

图 3. 穿孔板结构示意图

4. 计算结果与分析

市场中常见穿孔板的穿孔率规格有 3%, 5%, 8%, 10%; 常见的穿孔板的厚度有 10 mm, 15 mm, 20 mm, 25 mm; 常见的穿孔板的孔径有 3 mm, 5 mm, 8 mm。

首先选用常见厚度 $h = 20$ mm, 穿孔率 $p = 3\%$ 带入公式(1)~(7)分别计算市场中常见孔径 $d = 3$ mm, 5 mm, 8 mm 时各中心频率的吸声系数, 如图 4 所示。

根据图 3 可知, 孔径越小, 吸声系数越大, 吸声性能越好, 因此将孔径定为 3 mm。

其次, 分析穿孔率对穿孔板吸声性能的影响, 当孔径 $d = 3$ mm, $h = 20$ mm 时, 根据公式(1)~(7)分别计算穿孔率 $p = 3\%$, 5%, 8%和 10%时各中心频率的吸声系数, 如图 5 所示。

根据图 5 可知穿孔率较小时穿孔板对低频吸声效果好, 对高频效果差, 随着穿孔率增加, 穿孔板的吸声系数成下降趋势, 当穿孔率 $p = 10\%$ 时, 高频吸声系数变大, 考虑到穿孔板主要吸声对象为中低频, 因此将穿孔率定为 3%。

最后, 分析穿孔板厚度对吸声性能的影响, 在穿孔率 $p = 3\%$, 孔径 $d = 3$ mm 时, 根据公式(1)~(7)分别计算市场中常见的厚度分别为 $h = 10$ mm, 15 mm, 20 mm 和 25 mm 时各中心频率的吸声系数, 如图 6 所示。

根据图 6 可以确定随着穿孔板厚度的增加, 各频率吸声系数增加, 当穿孔板厚度达到 20 mm 以上时, 吸声系数增加不明显, 因此, 考虑经济性, 选用穿孔板厚度 $h = 20$ mm。

同时证明了图 4 中, 选取 $h = 20$ mm、 $d = 3$ mm、 $p = 3\%$ 的结果是一致的, 在这种情况下的吸声性能最高。吸声体实物图如图 7 所示。

墙面吸声体安装后, 重新对空调机房内的各测点进行测量, 室内的平均噪声由 88.3 dB 下降为 63.3 dB,

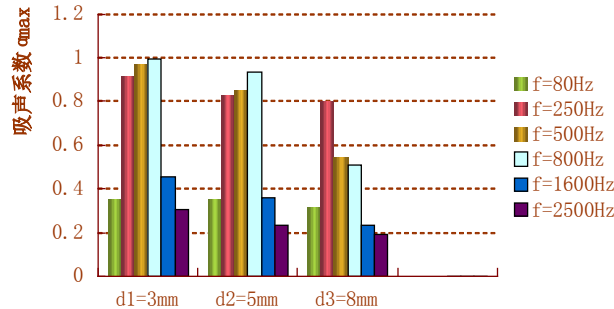


Figure 4. The sound absorption coefficient of each frequency when the aperture is different

图 4. 孔径不同时各频率的吸声系数

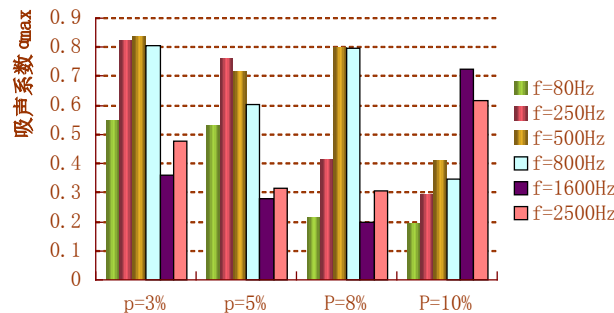


Figure 5. The sound absorption coefficient of each frequency when the perforation rate is different

图 5. 穿孔率不同时各频率的吸声系数

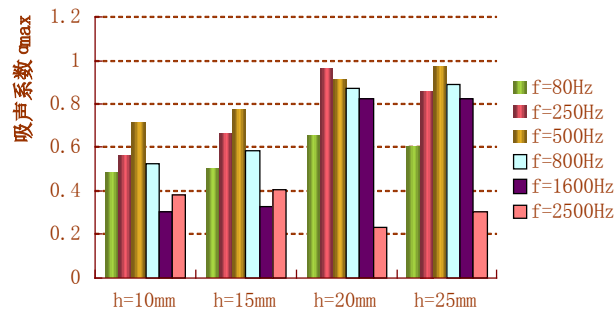


Figure 6. The sound absorption coefficient of each frequency when the perforated plate thickness is different

图 6. 穿孔板厚度不同时各频率的吸声系数



Figure 7. Metope absorption body figure

图 7. 墙面吸声体图

达到了国家规定的噪声标准。

5. 结论

(1) 由于中央空调机房内有多种设备以及墙体、楼板之间声波经过多次反射折射形成的复杂混响场，其噪声频率一般呈现宽频带特性，需要吸声效果较好的共振吸声体来消除室内混响；

(2) 通过吸声计算可知，对于中频带的噪声，孔径 d 越小，吸声系数越大，因为孔内的高速气流，粘滞力增大，消耗的热能更多；

(3) p 大于 10%，吸声系数向高共振频率偏移，但由于高频时，声波的衍射致使只有部分吸声作用，所以吸声效果不明显； h 越大，吸声系数越大，但超过 20 mm 后吸声系数反而下降。

参考文献 (References)

- [1] 张雪梅, 宋文武. 中央空调系统消声与减振的研究[J]. 制冷与空调, 2012, 26(3): 47-49.
- [2] 张慧芳, 张勇青, 陈自刚, 谢立军, 王雨. 浅析海上平台暖通空调系统噪声[J]. 噪声与振动控制, 2012, 10(5): 131-135.
- [3] 周勃. 中央空调系统的隔振降噪理论及其应用[M]. 北京: 科学出版社, 2012: 162-183.
- [4] 王季卿. 空间吸声体的设计与应用[J]. 声学技术, 2003, 22(4): 213-218.
- [5] 商旭升, 陈玉春, 王伟. 一种微穿孔板消声器[J]. 应用声学, 2004, 23(4): 25-28.

期刊投稿者将享受如下服务：

1. 投稿前咨询服务 (QQ、微信、邮箱皆可)
2. 为您匹配最合适的期刊
3. 24 小时以内解答您的所有疑问
4. 友好的在线投稿界面
5. 专业的同行评审
6. 知网检索
7. 全网络覆盖式推广您的研究

投稿请点击：<http://www.hanspub.org/Submission.aspx>

期刊邮箱：ojav@hanspub.org