

Design on Vibration and Noise Control for the Refrigerator Room

Liguo Dong

Trane Air Conditioning System (China) Co. Ltd., Shenyang Liaoning
Email: liguodapple@sina.com

Received: Sep. 10th, 2016; accepted: Sep. 25th, 2016; published: Sep. 28th, 2016

Copyright © 2016 by author 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

Abstract

According to the noise test results of a large office building's refrigeration room, a double incentive dual output vibration isolation system is established with intermediate masses in order to reduce vibration. Second-order resonance peak frequency can be changed by adjusting the intermediate mass weight of the isolator, and then improve the vibration isolation effect. By noise testing, the noise value in the refrigeration room is reduced from 92.3 dB (A) to 68.7 dB (A). Furthermore, the floor vibration is significantly reduced which indicates the effect of vibration and noise reduction is good.

Keywords

Refrigeration Room, Noise Control, Vibration, Power Flow

制冷机房的隔振降噪设计

董立国

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

收稿日期: 2016年9月10日; 录用日期: 2016年9月25日; 发布日期: 2016年9月28日

摘要

根据某大型写字楼制冷机房的噪声测试结果,为了降低振动影响,建立了具有中间质量块的双激励双输出二级隔振系统,通过调节隔振器中间质量块的重量调节二阶共振峰值的频率,达到增强隔振降噪效果的目的。经测试,制冷机房的噪声由92.3 dB (A)降低为68.7 dB (A),而且楼板振动明显减小,取得了良好的减振降噪效果。

关键词

制冷机房, 噪声治理, 振动, 功率流

1. 引言

中央空调系统是各类大型公共建筑对室内热湿环境、空气品质进行人工控制时所使用的各类设备和管道的统称,由于系统通常安装在同一机房空间内,导致有限空间内的振动能量很大,振动引发的二次噪声问题日益突出。当机房混响场产生的噪声超过一定允许值后,将会影响建筑物内人员的正常工作休息[1]。因此,在进行暖通空调系统设计的同时,也应当进行振动噪声控制[2]。目前很多国家都严格限定了噪声标准,噪声已经成为评价空调系统优劣的关键指标之一[3]。

中央空调系统噪声源包括风机噪声、管道噪声、制冷机组振动噪声等[4]。这些噪声的传播方式包括空气传声与固体传声,目前主要的降噪措施包括消声、隔声、隔振等方式,对于这些设备的空气传声机理的研究以及空气传声的治理在国外已经有了很多的实际应用。我国拥有大型的公共建筑始于90年代,但是对于大型中央空调系统的研究已有显著提高,但是对于机房环境内的振动和噪声控制水平尚停留在初级阶段[5][6]。

本文根据某写字楼制冷机房的降噪工程案例,通过对有限空间内噪声的分析,首先测得超标噪声为宽频带,然后基于振动系统功率流隔振理论建立机房内振动设备的隔振系统模型,确定隔振参数,从而为有限空间内设备群的噪声综合治理提供了一定借鉴。

2. 噪声测试与分析

某大型写字楼的制冷机房位于建筑物内,主要机组包括四台水源热泵机组、四台循环泵和循环管路。当设备运行时,房间内的办公人员能明显感觉到因热泵机组振动使楼板产生的振动噪音,以及水泵和管道传递的低频振动噪声。根据制冷机房的现场实际情况,当测试环境声场状态稳定时,采用 TES-1350A 声级计等声学仪器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。测点距离地面高度 1.2 m,均匀环绕噪声源。记录下测点的噪声声压级,如表 1 所示。

Table 1. The noise test results of air conditioning room
表 1. 空调机房噪声测量结果

测点	1	2	3	4
A 计权(dB)	90.2	91.1	93.5	95.9
测点	5	6	7	8
A 计权(dB)	87.4	89.6	94.3	96.4
平均值	A 计权: 92.3 dB			

根据 GB3096-2008《声环境质量标准》中规定,表 1 中的平均值为 92.3 dB (A),超过了标准值 65 dB。表 1 中最高噪声值在测点 8,为此在测点 8 处用 B&K 2238 mediator 噪声频谱分析仪测量其频谱。从频谱测量结果可以看出,机房内的 11 个中频噪声均高于标准值,低频噪声有 7 个频段高于标准值 65 dB,高频噪声分别在 2500 Hz、3150 Hz、4000 Hz、5000 Hz 下超过噪声标准值。由此可见,制冷机房噪声已经严重超标,且噪声频带范围较宽,仅仅被动控制噪声是比较难以处理的,最好的办法是通过降低机组振动所带来的二次噪声来解决制冷机房的噪声超标问题。

由于制冷机组都安装在楼板上,剧烈振动仍会向各个楼层传递,因此应当对机组进行隔振处理。由表 1 可知测点 8 处噪声值最大,说明此处振动最大,故在此处减振处理可获得最佳效果。另外,热泵机组由于重量比其它设备大得多,其振动能量相对其余的管道运输设备的振动能量也大得多。振动能量最大的点接近机房中央,所以它对振声声场能量的贡献是最大的,而水泵所处位置接近机房的角落,不易激起楼板的低频振动,且较低频带的振动能量要比热泵机组小多个数量级,所以其在较低频带对振声声场贡献量相对热泵机组要小很多。因此,热泵机组是主要的振动控制对象。

3. 热泵机组的隔振设计

针对上述情况,本文建立了具有中间质量块的双激励双输出二级隔振系统,如图 1 所示。图 1 中,隔振效率主要由橡胶阻尼隔振器的性能参数、弹簧隔振器的刚度和中间质量块的重量。但是,由于通用的橡胶阻尼隔振器的性能参数变化范围很小,弹簧隔振器刚度改变会导致隔振器价格高昂,所以本文仅通过改变中间质量块的重量对各项参数进行分析。

制冷机组的总重量 $m_{\square} = 4800 \text{ kg}$, 质量 $m_1 = m_2 = m = 2400 \text{ kg}$, 则设备导纳为:

$$Y_{mi} = \frac{1}{j\omega m_i} \quad (i=1,2) \quad (1)$$

由于隔振器刚度不是影响传递功率流及振动速度的主要因素。所以本文确定了上层弹簧隔振器的阻尼系数 $c_{s1} = c_{s2} = c_s = 0.086 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$, 刚度 $k_{s1} = k_{s2} = k = 6.0 \times 10^5 \text{ N}/\text{m}$, 则上层隔振器为:

$$Y_{si} = \frac{1}{\frac{k_{si}}{j\omega} + c_{si}} \quad (i=1,2) \quad (2)$$

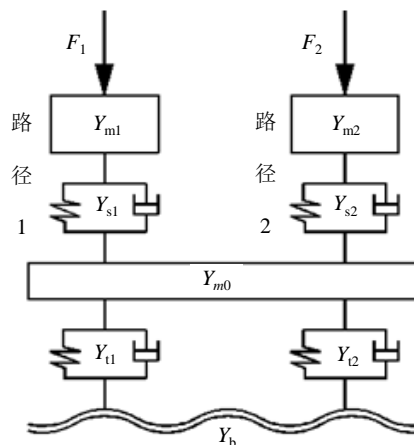


Figure 1. A double incentive dual output vibration isolation system

图 1. 双激励双输出二级隔振系统

下层橡胶隔振器阻尼系数不变，下层橡胶隔振器阻尼系数 $c_{i1} = c_{i2} = c_i = 0.2 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$ ，刚度 $k_{i1} = k_{i2} = k_i = 1.2 \times 10^6 \text{ N}/\text{m}$ ，下层隔振器导纳由下可知：

$$Y_{ii} = \frac{1}{\frac{k_{ii}}{j\omega} + c_{ii}} \quad (i=1,2) \quad (3)$$

土建楼板视为四端简支的薄板，长 $a = 6 \text{ m}$ ，宽 $b = 4.2 \text{ m}$ ，高 $h = 0.12 \text{ m}$ ；混凝土板基础的面密度 $\rho = 300 \text{ kg}/\text{m}^2$ ，阻尼比 $\delta = 0.015$ ，则基础导纳公式如下：

$$Y_b = \frac{4j\omega}{\rho h a b} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\phi_{mn}^2(x, y)}{\omega_{mn}^2 (1 + j\delta) - \omega^2} \quad (4)$$

将热泵机组受到的外部激励分为两部分，即 F_1 和 F_2 。经测试， $F_1 = 2969 \text{ N}$ ， $F_2 = 1600 \text{ N}$ ，输入基础的速度 v_{b1} 和 v_{b2} 分别为：

$$v_{b1} = Y_{b1} \cdot \frac{\frac{F_1 + F_2}{Y_s}}{A \cdot B - 2C} \cdot \frac{1}{Y_t + Y_{b1}} \quad (5)$$

$$v_{b1} = Y_{b1} \cdot \frac{\frac{F_1 + F_2}{Y_s}}{A \cdot B - 2C} \cdot \frac{1}{Y_t + Y_{b2}} \quad (6)$$

其中

$$A = 1 + \frac{1}{Y_m}$$

$$B = \frac{1}{Y_{m0}} + \frac{1}{Y_t + Y_{b1}} + \frac{1}{Y_t + Y_{b2}}$$

$$C = \frac{\frac{1}{Y_s} - \frac{1}{Y_m} - 1}{Y_s}$$

式中，混凝土中的纵波速度为 $c = 3600 \text{ m}/\text{s}$ ，混凝土板基础的面密度 $\rho = 300 \text{ kg}/\text{m}^2$ ，阻尼比 $\delta = 0.015$ 。根据上述公式，计算输入设备的振动速度 v_1 和 v_2 ，输入基础的振动速度 v_{b1} 和 v_{b2} ，输入系统的功率流 P_m 和输入基础的功率流 P_b 。

分别选取不同的中间质量块质量 m_0 ，在不同的频率下，计算出输入基础的振动速度，根据适合的频率和最小的振动速度值就可以确定适合的中间块质量。由于外激励 F_1 大于 F_2 ，因此只需计算输入基础振动速度 v_{b1} ，如表 2 所示。

由表 2 可知基础的振动速度随着激振频率的增大而减小。随着质量块重量增加相同频率的振动速度逐渐减小。当质量块达到 200 kg 后随着质量块重量递增，振动速度减弱不明显。根据实际机组工作状况及经济因素，选取 $m_0 = 200 \text{ kg}$ 的质量块。热泵机组基础上安装弹簧隔振器后，制冷机房的楼板振动明显减弱。

表 2 还可以看出，机房声场 4200 Hz 以上频带的振动速度是比较接近的，管路隔振支点多而且分散，但总的振动能量只有在 200 Hz 以下的频带相对高些，说明管路振动产生的噪声声场对总声场的贡献主要集中在 200 Hz 以下频带，所以管道的降噪措施应针对 200 Hz 以下频带的低频噪声。

Table 2. The vibration velocity based on input (m/s)
表 2. 输入基础的振动速度(m/s)

中间质量块质量	100 (Hz)	200 (Hz)	400 (Hz)
40 (Kg)	1.2×10^{-3}	1.8×10^{-3}	1.9×10^{-3}
200 (Kg)	0.9×10^{-3}	1.1×10^{-4}	1.1×10^{-4}
400 (Kg)	1.4×10^{-4}	6.2×10^{-5}	5.9×10^{-5}
630 (Kg)	4.2×10^{-6}	1.5×10^{-6}	8.1×10^{-7}
1000 (Kg)	4.9×10^{-7}	7.4×10^{-8}	5.2×10^{-8}
2000 (Kg)	2.7×10^{-7}	2.6×10^{-8}	1.8×10^{-8}
4000 (Kg)	1.8×10^{-9}	1.2×10^{-9}	0.9×10^{-9}

4. 结论

本文基于功率流隔振理论，建立了热泵机组的双级隔振模型，计算了系统输入、传递功率流和以及输入、输出速度的变化曲线，从而分析了具有中间小质量的双层隔振系统的隔振设备重量、上层隔振器刚度、下层隔振器的阻尼以及中间质量块重量等参数它们的影响通过减振降噪控制后，制冷机房内的噪声由 92.3 dB (A)降低为 68.7 dB (A)，达到了 GB3096-2008《声环境质量标准》的规定。对于宽频带噪音，降噪措施采用穿孔板，但机房内的噪音虽然减弱，但是由于机组工作时对楼板的冲击，仍然可以感受到楼板振动，因此对空调机组采取减振措施，建立具有中间质量块的双激励双输出二级隔振模型，确定了影响隔振器效果的隔振参数。

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: 四川, 2012(3): 250-253.
- [2] 巩云, 刘强, 卢军, 王亮. 成都东客站候车厅一体化空调射流机组噪声影响分析[J]. 暖通空调, 2010, 40(9): 29-33.
- [3] 乐有奋, 潘茜, 傅建勋, 叶鸣. 某厂房暖通空调节能设计及室内噪声和空气污染控制[J]. 暖通空调, 2010, 40(9): 1-5.
- [4] 周勃, 陈长征, 王长龙, 等. 冷却塔的噪声控制研究. 暖通空调, 2007, 37(3): 75-78.
- [5] 杜力, 赵鹏云. 中央空调噪声分析及控制研究. 重庆工商大学学报, 2009, 26(3): 291-294.
- [6] 计育根, 夏源龙, 胡仰睿. 常用风冷式热泵机组和冷水机组的噪声测量和分析. 暖通空调, 1999, 29(3): 11-15.

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. 全网覆盖式推广您的研究

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

期刊邮箱: hjce@hanspub.org