

海洋石油平台 HVAC 系统噪声分析与控制

王 国, 王 嫻, 赵鑫磊, 黄太安, 朱凯宾

(海洋石油工程(青岛)有限公司, 山东 青岛 266520)

摘要: 在海洋石油平台 HVAC 系统(即通风空调系统)中, 除了存在空气动力源机械运转噪声外, 还存在管道气流再生噪声, 即气流激发管壁或构件产生振动而再次产生的噪声。基于对海洋石油实际工程问题所做的调研, 着重分析了海洋石油平台 HVAC 系统噪声产生的机理, 并就可采取的控制措施进行了尝试性的探讨。

关键词: 海洋石油平台; HVAC 系统; 噪声; 分析与控制

1 前 言

海洋石油平台 HVAC 系统噪声问题是经常遇到的。它不仅会影响人机操控环境, 降低人的舒适度, 还影响工程质量, 延迟工程进度, 严重时可能造成工程的重新返工和重复投资, 带来经济上的损失。通过对海洋石油平台 HVAC 系统的调研分析, 发现海洋石油平台 HVAC 系统的噪声除了空气动力源机械运转噪声, 还有管路再生噪声。

本文以西江 23-1 海洋石油平台电潜泵控制间为例, 通过对 HVAC 系统噪声产生的机理进行分析, 探讨出了一系列有效控制海洋石油平台 HVAC 系统噪声的措施, 相信这些有益的尝试, 不但能提高 HVAC 系统的工程质量, 而且对 HVAC 系统设计的改进和完善有重要意义。

2 空气动力源机械运转噪声

2.1 空气动力源机械运转噪声产生机理

HVAC 系统空气动力源机械运转噪声主要指通风机的噪声。通风机噪声的强度和通风机噪声的频谱特性同风机的结构形式、系列、型号、转数、风量和风压有关。其频谱特性一般为中、低频噪声, 频谱的峰值 f_0 是叶片搅动空气的频率, 由通风机主轴转数和叶片数决定, 即:

$$f_0 = \frac{n z}{60}$$

式中: n ——风机的转速, rps; Z ——风机的叶片数。

通风机噪声的声功率级 L_w 可由风量和风压来计算, 即:

$$L_w = L_{w0} + 10 \lg QH^2 + 20 \lg H \quad \text{dB}$$

式中: L_{w0} ——通风机的声功率级, 即通过对不同系列通风机噪声的实测和计算而得出的单位风量和单位风压下噪声的声功率级, dB; Q ——风机实际运行工况下的风量, m^3/h ; H ——风机实际运行工况下的风压, mmH_2O 。

2.2 空气动力源机械运转噪声的控制

1) 在 HVAC 系统设计中, 要选用低转速的风机。

2) 风量和风压的安全系数不宜过大, 应使风机在接近最高效率点的情况下运行, 以保证系统的运转噪声为最小值。

作者简介: 王国 (1982-), 男, 河南洛阳人, 助理工程师, 主要从事船舶与海洋工程机械及 HVAC 专业生产设计。
联系方式: wangguo@mail.coec.com.cn

3) 在风机的进出口，安装消声器。如图 1 所示。消声器要具备良好的消声性能，及良好的空气动力性能，对气流的阻力一般应不超过通风机全压的 80%，而且要求其结构简单，体积小，加工方便，并应有与管道相应的强度。

4) 对机房采用隔声、隔振和消声措施。如图 2。

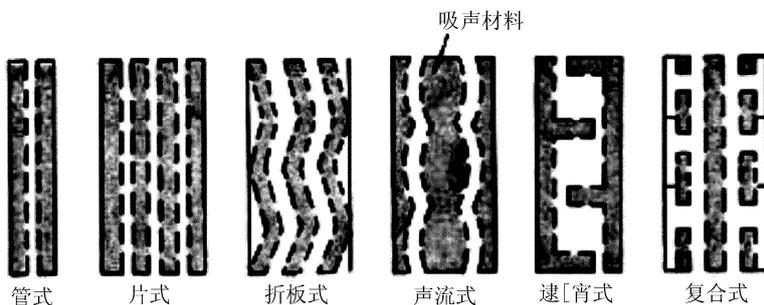


图1 通风空调系统常用的消声器剖面示意

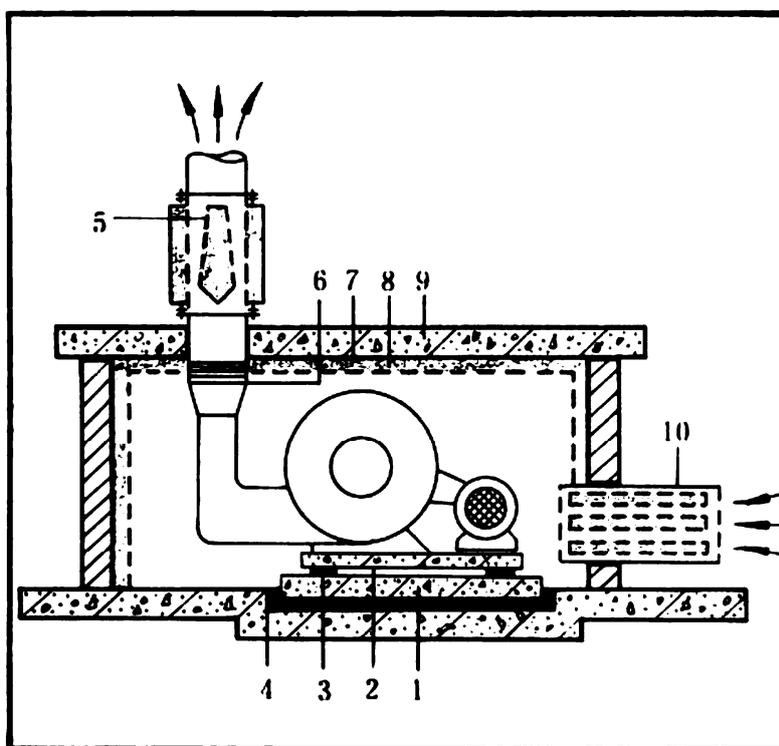


图2 机房隔声、隔振和消声措施

3 管道气流再生噪声

所谓管道气流再生噪声，是指在 HVAC 系统中，因设计工况、管路工艺布置和系统运行调试等各类因素的影响，在系统投入运行时在风管内产生的新噪声。这些噪声的出现往往会使经过消声设计的管路不能达到预期的噪声设计指标。在实际工程中，再生噪声的表现形式主要集中表现在以下几个方面：

3.1 管道气流再生噪声产生机理

3.1.1 并接管路的相互串声

如图 3 所示，在 HVAC 系统管路设计时，把四套独立的排风支管（即每套管路均配置一台通风机）并接到排风总管上，各高、低噪声房间的分支管路就会通过总干管进行相互串声。致使每一个风口实际上都成为再生噪声源口，整个系统的噪声会更加严重。

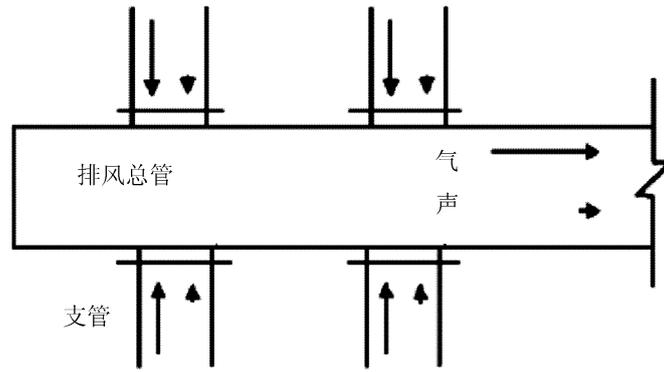


图3 排风管道的拼接

3.1.2 阀门的节流噪声

气流调节阀是空调系统用以平衡风量的一个主要部件,如果在设计和调试中运用不当,阀门节流所产生的噪声将可能成为管路再生噪声源的另一种形式。种种资料表明,阀门节流噪声与阀门两端压降的3~4次方成正比。即阀门节流程度越大,阀门的节流噪声强度就越高。HVAC系统常用阀门的节流噪声的峰值频率为:

$$f_p = \frac{V}{0.5(D-d)} \text{HZ} \quad (\text{圆环阀})$$

式中: V ——阀门开启圆孔内的流速, m/s; D ——风管的直径, m; d ——阀孔的直径, m。

$$f_p = \frac{0.8DV}{L \sin \alpha} \text{HZ} \quad (\text{蝶阀})$$

式中: V ——风管与阀板之间的通路平均流速, m/s; L ——阀板的宽度, m; α ——阀板开启度与风管轴线的夹角, 弧角。

为了能有效识别 HVAC 系统中阀门节流噪声,可以查看同一系统中阀门节流噪声与风机运转噪声的实测结果对比曲线。如图4所示。从曲线上能明显看出两种再生噪声的不同之处,为诊断噪声源的症结所在提供了理论依据。

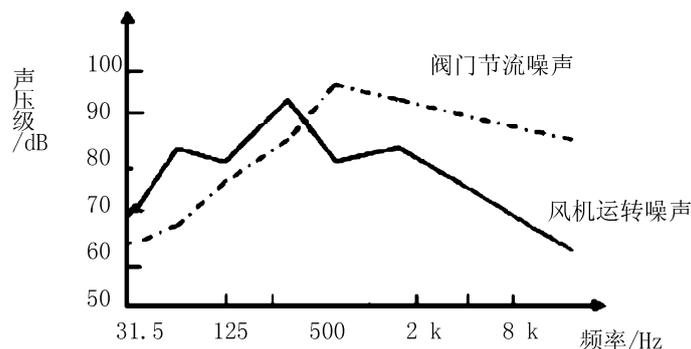


图4 风机和阀门噪声频谱曲线

3.1.3 气流湍流噪声

气流湍流噪声是一种在管道内由高速气流的湍流脉动引起的噪声,气流湍流噪声以中高频为主。其本质上是一种偶极子辐射,噪声源主要分布在管壁附近的区域内,噪声强度随风速的提高而增加,其声功率级与管道风速的5~6次方成正比,即风速提高一倍,噪声增加15~18分贝。一般情况下管道内气流湍流噪声,可由下列公式估算:

$$L_A = a + 60 \lg V \quad \text{dB}$$

式中： a ——试验常数，对于金属管道内壁， $a=3\sim 5$ dB； V ——通道内气流平均流速，m/s。

从上式中可以看出，湍流噪声主要由气流速度决定，当气流速度很大时，管道内的噪声就会明显增强。

3.1.4 二次噪声

所谓“二次噪声”主要指：当 HVAC 系统管路穿墙过户，交错纵横，遇到墙体存在某些激振源或管道穿越某些高声强房间时，管壁受到激振并通过金属管体的刚性传递的噪声。如图 5 所示。

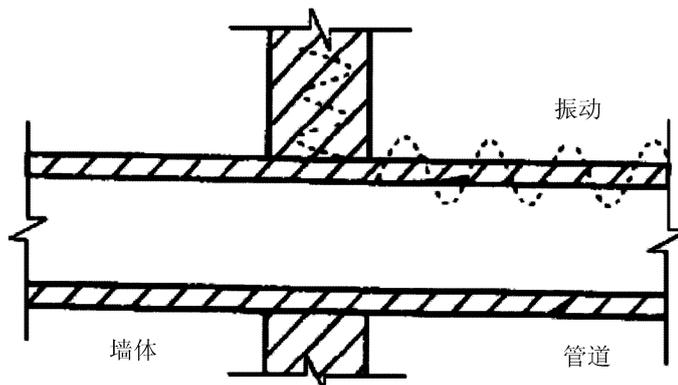


图 5 墙体与管道的传振

3.2 管道气流再生噪声的控制

控制再生噪声的根本措施，首先在 HVAC 系统设计阶段就应考虑和排除可能诱发再生噪声的隐患因素，其次在具体的工程项目施工中，也可因地制宜地采取某些补救措施。具体讲可以从以下几方面考虑：

1) 管道设计应尽可能使气流的流动均匀，避免急转弯，采用圆角弯头代替直角弯头。

2) 在管路设计时候，尽量让不同性质的管路各行其道，防止管路系统的相互串声现象。

3) 降低系统节流阀噪声的措施是：限定空调总系统的风量，使各个空调房间的送、回风阀门只起到微调风量的作用，来降低空调房间噪声。

4) 根据湍流噪声的产生机理，要降低系统湍流噪声，就要严格限制系统主管道内的风速，使主管道内风速不大于 10 m/s。

5) 充分利用噪声在沿管道的传播过程中，由于摩擦损耗、管道断面急剧变化和声能反射等因素造成的噪声自然衰减现象，在管道内加吸声内衬，管道内贴保温材料，作吸声弯头等来提高管道消声能力。

6) 对由于管壁被激振辐射产生的“二次噪声”问题，比较实用的措施是在管壁受激振的部位加置柔性垫层，以增加激振的能量消耗，从而降低噪声。

4 结 语

在 HVAC 系统的设计阶段，对系统噪声产生机理进行分析，找出症结所在，提出科学的控制措施，可以提高系统整体水平，获得明显的经济效益。尤其是对降噪指标有要求的平台 HVAC 系统而言，从设计时能充分考虑到噪声的问题，并积极寻求解决办法，将能取得事半功倍的效果。

参考文献：

- [1] 赵松龄. 噪声的降低与隔离. 上海同济大学出版社, 1989.
- [2] 龚农斌. 阀门管道系统噪声的研究与控制. 噪声与震动控制, 1982.