

空气压缩机的噪声治理

蒋芝楠
(姜堰市环境监测站)

李建华 洪网林
(姜堰市减震降噪研究所)

一、前言

姜堰市区在机电、化工、轻工、食品等行业中使用各类型号空气压缩机有数十台套,其中大部分位于厂界处,运转时排放噪声干扰了市民的正常工作与休息,通过全面的调查、测试、分析,分别作出了相应的治理措施。使这类设备排放噪声大大降低。现以姜堰市分析仪器厂生产中使用的2台3L-10/8型空气压缩机为例,阐述对空气压缩机运转时排放噪声的治理方法。该厂空压机房北隔6m的行人道与工人新村住宅楼群相邻。当空压机运行时,声源噪声达96dB(A),居民住宅户外环境噪声为78dB(A),噪声严重地污染了周围环境。

为解决噪声扰民的问题,在对该空压机排放的噪声进行测试、分析的基础上,提出综合治理方案。

二、噪声源分析

空气压缩机是提供较稳定气流的气动工具动力源。一般空压机声源噪声级在90~100dB(A)间,且以低频脉动噪声为主,用ND₂精密声级计测得该机频谱如表1所示。

表1 噪声频谱

频率(Hz)	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000
声压级(dB)	92	95	98	94	89	87	86	83

低频噪声幅射距离远,影响较大,而且噪声源是综合性,可归纳为下列几个方面。

1. 空压机进气口噪声

由空压机气缸进气阀门的间断开启,气流也间断地被吸入气缸,在进气口附近产生压力波动,以声波的形式从进气口向外幅射,产生了进气口噪声,3L-10/8型空压机的噪声基频为16Hz左右,可见该空压机进口噪声为低频特

性。

2. 空压机排气噪声

随着气体从气缸排气阀门间断地排出,气流产生扰动,形成排气口噪声。同时,气体进入储气罐时,激发储气罐内气体共振,通过气罐壳体向外辐射较强烈的噪声。

3. 机械噪声

空压机在运转过程中,很多部件快速旋转和往复运动,产生摩擦、冲击,引起机件振动,发出机械噪声。

另外,还有电机冷却风扇引起的气流噪声等。

三、噪声治理措施

通过对空压机噪声源的分析,有针对性地进行逐项控制,运用隔振、吸声、消声、隔声技术,进行综合治理。

1. 隔振治理

根据3L-10/8型空气压缩机运转时辐射的噪声固有低频特性,采用金属弹簧隔振器,合理地安装在机座和地基之间,有效地达到了隔振缓冲作用,同时,在设备基础四周加开隔振沟,在沟内充填颗粒状细玻璃,以减少因振动引起的声波,通过地基传播。

2. 消声治理

因空压机排气口与储气罐相接,压缩气体激发储气罐产生共振。采用了两级微穿孔板消声器,将其安装在储气罐内侧,同时在储气罐外壁的周围缠绕粘弹阻尼材料,降低了储气罐共振噪声。

其结构形成见图1,消声效果见图2。

3. 隔声治理

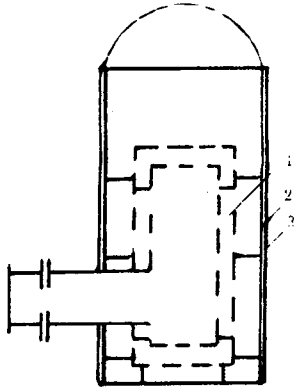


图1 储气罐消声治理结构

1. 微穿孔板消声器 2. 储气罐 3. 粘弹阻尼材料

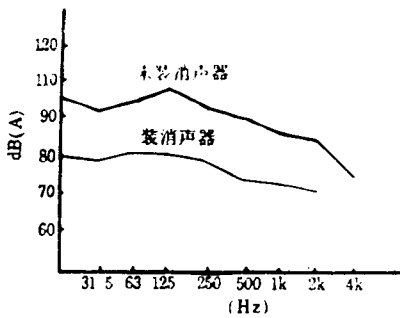


图2 储气罐安装消声器前后噪声特性

在隔声治理工程中,为使该机房内两台空压机的操作、维修方便并从空压机的通风散热出发,借助了该机房四周为砖墙,屋顶为钢筋混凝土结构,确定在机房内墙四周和屋顶内壁,贴吸声材料,并安装双层隔声玻璃窗和复合结构隔声门,进行消声、隔声。同时,构筑了观察控制室,将操作室与机房隔开,综合治理系统见图3。

按照该市《城市区域环境噪声标准》的划定,确定总降噪量为 28dB(A)以上,根据隔声量的经验公式

$$R_L = R_{\text{隔}} + 10\lg \bar{a} \quad (1)$$

式中: $R_{\text{隔}}$ ——为砖墙隔声量 $R_{\text{隔}1}$ 和顶盖钢筋混凝土隔声量 $R_{\text{隔}2}$ 之和, \bar{a} ——2个隔声间平均吸声系数。

$$R = 18\lg m + 18\lg f - 44 \quad (2)$$

式中: m ——为墙体,顶盖面密度

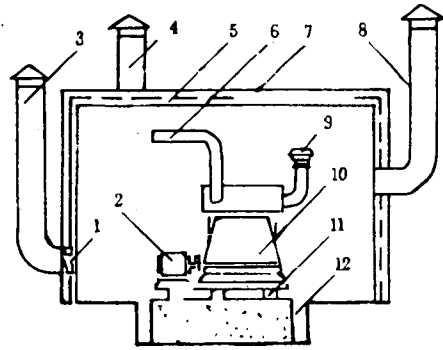


图3 空压机房隔声降噪系统

1. 通风机 2. 电动机 3. 进风消声器
4. 出风消声器 5. 复合穿孔吸声板 6. 排气管
7. 砖墙混凝土隔声体 8. 进风消声器 9. 空滤器
10. 空压机 11. 隔振器 12. 隔声沟

m_1 ——480kg/m²(240mm 砖墙面密度) m_2 ——80kg/m²(100mm 混凝土板面密度) f ——空压机主要噪声频率 16Hz

$$R_{\text{隔}1} = 25.84\text{dB(A)} \quad R_{\text{隔}2} = 11.8\text{dB(A)}$$

隔声间的透声系数 $1 = 10^{-R/10}$

$$\bar{\tau}_1 = 10^{-4} \quad \bar{\tau}_2 = 10^{-3}$$

隔声间总平均透声系数为

$$\bar{\tau}_{\text{总}} = \frac{\sum_{i=1}^n \tau_i S_i}{\sum_{i=1}^n S_i} = 4.28 \times 10^{-4}$$

式中: S_i ——隔声间隔声构件表面积

$$R_{\text{隔}} = 10\lg \frac{1}{\bar{\tau}_{\text{总}}} = 33.68\text{dB(A)}$$

表2 复合穿孔板结构吸声系数

材料名称	厚度 mm	密度 kg/m ²	频率					
			63	125	250	500	1000	2000
吸声系数								
三合板	3	2.6						
五合板	5	3.4	0.92	0.95	0.54	0.92	1.00	0.93
玻璃棉	50	30						

考虑到该空压机呈低频特性,选用三合宝丽穿孔板作护面板,五合穿孔板为吸声板,中间填 50mm 厚超细玻璃棉作吸声材料,将其固定

(下转第 16 页)

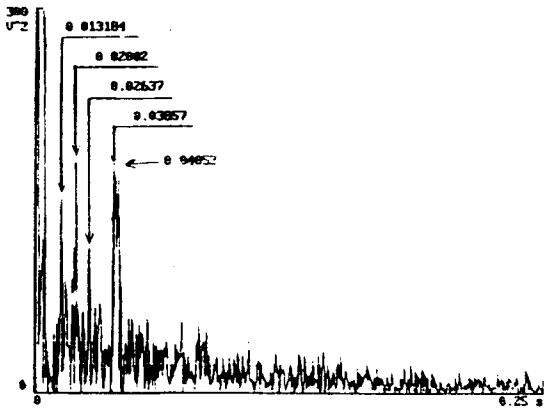


图4 古典功率谱的倒频谱

步完善以及人们对它的深入了解,AR模型必将在故障诊断中得到广泛和深入的应用。

(上接第32页)

在墙壁四周和屋顶的龙骨上,五合穿孔板的背面留200mm空腔。形成薄板共振吸声结构,其特点就是能较大地吸收低频噪声,吸声系数见表2。

整个隔声间的平均吸声系数分别以125Hz和250Hz为计算频率。

$$\bar{a} = \frac{\sum_{i=1}^n a_i S_i}{\sum_{i=1}^n S_i}$$

$$a_{125} = 0.7 \quad a_{250} = 0.45$$

并将 $R_{\text{面}} = 33.68 \text{dB(A)}$ 一起代入(1)式,得:

$R_{\text{实}(125)} = 32.1 \text{dB(A)}$ $R_{\text{实}(250)} = 29.9 \text{dB(A)}$ 。经上述治理措施后,机房内及环境噪声降低达到预期效果。

4. 通风散热治理

在对噪声治理的同时,考虑到空压机房内需要一定的气流量和散热效果。为了保证室内

参 考 文 献

1. 雷继尧,丁康. 轴承故障诊断. 西安交通大学出版社,1991:82~104.
2. 宗孔德,胡广书. 数字信号处理. 清华大学出版社,1988:215.
3. 杨叔子,吴雅. 机械故障诊断的时序方法. 西安交通大学出版社,1989:61~63.
4. J. Makhol. Linear Prediction; A tutorial review. Proc. IEEE, vol. 63, No. 4, April, 1975: 561~580.
5. 屈梁生,何正嘉. 机械故障诊断学. 上海科学技术出版社,1986:50~52.
6. 刘秋风等. 球轴承故障特征频率的诊断. 轴承, 1993;No. 6:21.
7. 杨玉明. AR谱及古典谱在轴承故障诊断中的应用与比较. 同济大学硕士论文,1993:48~56.

空气畅通,采用了低噪声通风机加装进风消声器对机房内进行换气,其换气量由下式计算。

$$L = Q/CP \cdot \rho \cdot \Delta t (\text{m}^3/\text{h})$$

式中:Q——机器散热量 (kcal/h)

CP——空气比热 (kcal/kg·°C)

ρ ——空气密度 (kg/m³)

Δt ——机房内外温差 (°C)

采用以上方法后,确保机房内有充足的气流量,解决了机房内温升的问题。

四、结 论

通过采用上述噪声控制措施后,经测量,机房内设备噪声由原来的96降到80dB(A),操作控制室的环境噪声降到55dB(A),居民住宅环境噪声由原来的78降到48.5dB(A)。经过两年多的运行,噪声治理效果仍维持工程刚验收时状况,这为继续开展噪声治理工程提供了技术依据。

更 正

1997年第3期刊登的“改性聚丙烯基阻燃泡沫材料的吸声性能的研究”一文作者排序名应为:
郭亚军 赵书兰 张军 彭静

“噪声与振动控制”编辑部
1997年10月5日