

电厂氧化风机噪声综合治理分析与优化

李冀武

(江苏大唐国际吕四港发电有限责任公司, 江苏 启东 226246)

摘 要: 本文通过对原氧化风机采用隔声房的降噪效果及通风散热的情况进行分析, 得出原风机隔声房存在的问题, 有针对性地提出了整改措施, 有效地降低了氧化风机对周边声环境的噪声污染, 并较好地解决了隔声房内氧化风机的散热问题。

关键词: 电厂; 风机; 噪声污染; 散热

0 引言

大唐吕四港电厂装机容量为 4×660MW 国产超超临界燃煤机组, 脱硫装置采用石灰石-石膏湿法脱硫工艺, 一炉一塔, 每座吸收塔均设置 2 台氧化风机(罗茨风机), 一运一备, 氧化风机用于将氧化空气鼓入反应池中与浆液反应, 最终生成二水石膏(CaSO₄•2H₂O)。工程在 2010 年全部投产运行以来, 氧化风机运行时检测, 当氧化风机在隔音房检修门打开时, 噪声最大可达到 109dB(A); 隔音房检修门全部关闭时, 噪声可达到 96 dB(A), 隔声效果很不理想。同时隔声房内部通风散热效果不好, 如果隔声门关闭, 内部温升迅速, 严重影响设备的正常运行。为了保证氧化风机正常运行, 隔声门一直处于开启状态, 隔声房基本没有降噪效果, 对生产现场产生严重的噪声污染, 对其改造迫在眉睫。现场照片见图 1。



图 1 现场照片

1 原氧化风机隔声房噪声情况

1.1 噪声测量数据

我电厂每台机组脱硫氧化风机房内有两台 BKD-700 型罗茨风机, 配有风机厂家制作的隔声房, 尺寸为 4×3.8×3.5m, 隔音房外框采用多层隔声阻尼层复合板组装, 隔音房内部钢架采用方钢管活接安装, 罩壳底部钢管架与混凝土基础采用膨胀螺栓固定。隔声罩的隔声复合板与钢架之间采用自攻螺丝固定。复合板外壳用 2mm 厚的钢板制作, 复合板内层包括玻璃吸声岩棉 80mm、冲孔板, 复合板外粘 50mm 厚吸音海绵。为防止隔音房内温度过高, 隔音房西侧下部开有 2 个 700×740 进风孔, 隔音房上部开有 1 个直径Φ370、风量 18700m³/h 强制通风风机。隔声房在使用时隔声效果不佳, 现场实测点及数据见图 2 和表 1。

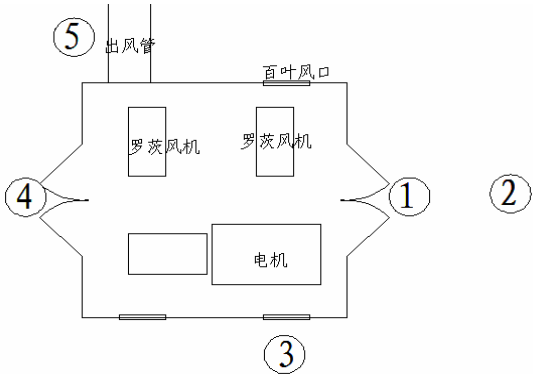


图 2 现场测点布置图

表 1 现场测量数据表

测点	声压级 dB (A)	备注
1	109.7	开门噪声
	96.5	关门噪声
2	94.7	关门噪声
3	95.7	关门噪声
4	106.1	开门噪声
	96.7	关门噪声
5	99.5	关门噪声

1.2 声源分析

氧化风机属于罗茨风机，罗茨风机是一种典型的容积式鼓风机，它依靠转子容积的改变，将原动机的机械能转变为气体的压力和动能。与离心式鼓风机相比较，它具有压头高、流量受阻力影响小，供风稳定等特点，但使用过程中存在效率低、噪声高的缺点^[1]。

通过测量数据可知，该风机最高声压级可达 109.7dB(A)左右。现对部分测点进行频谱分析见图 3。

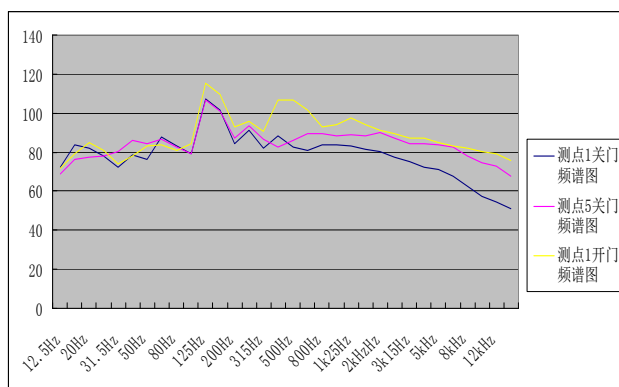


图 3 部分测点进行频谱分析图

通过图 3 频谱图分析结论如下：

(1) 氧化风机噪声频率分布于 63Hz~8kHz 频段，频段范围宽。峰值频率在 125Hz 左右，低频噪声对人体伤害较大。

(2) 对比测点 1 开、关门频谱可以看出，氧化风机隔声房关门后对高频噪声效果较好，越趋于低频段隔声效果就越差，在 20~80Hz 频率段，隔声房门关闭后噪声没有衰减，相反该部分频率声压级出现增加。

2 原隔声房声学效果差的原因

原风机隔声房降噪效果对于高频噪声有一定的隔声量，但对于低频噪声该隔声房基本上没有降噪效果。主要原因是：

(1) 氧化风机主要频率分布于 12.5Hz~8kHz 频段，频段范围很宽。峰值处在 125Hz 的低频段，峰值声压级高达 115dB(A)。由于低频噪声具有波长很长，绕射能力大，穿透能力强，不易被阻隔，且在空气中衰减小，传播距离远、危害大，难治理的特点，普通未经过特定设计的隔声房无法满足较好的治理效果。

(2) 隔声房隔声材料厚度较薄，在低频噪声时易引起各个板面的共振，各表面辐射噪声比较均匀，隔声房变化成一个“声源体”。

(3) 为避免隔声罩壁板受声源激发而产生共振，罩的内壁面与机器设备之间应留有较大空间，通常应留设备所占空间的 1/3 以上^[2]，显然原隔声房不符合要求，内壁与设备间距大部分小于 10cm。

(4) 隔声房下部与设备基础硬性连接，设备振动直接传至隔声房，导致隔声房产生共振，物体振动就会产生噪声，这也是隔声房部分频率噪声放大的原因。

(5)、原隔声罩有两个通风百叶进风口，没有设置任何降噪处理措施，隔声房漏声现象严重。

(6)、隔声房在氧化风机运行时，隔声房检修门因室内温度较高无法关闭，设备噪声直接辐射到设备房内部，形成严重的噪声污染。

3 原隔声房内部换热效果分析

隔声房尺寸为 4×3.8×3.5m，内部容积为 53.2m³，隔声房内已有一台 18700m³/h 风量的风机可完成每小时罩内换风 351.5 次，完全可以满足通风要求。而现在关闭隔声门后电机过热，存在的原因有：

(1) 18700m³/h 风量的风机采用直径 370mm 的风管排风，如能正常按照 70%工况下排风，管道风速可达 34m/s，风阻经计算约为 271Pa，一般 20000m³/h 左右轴流风机风压在 200~300Pa，在如此大的阻力作用下，风机的排风能力几乎为零，同时即使能够正常排风换热，34m/s 风速的气流噪声可达 112dB(A)左右，也会对隔声房外部环境有较大的影响。

(2) 在隔声房顶部设置排风，只在西侧下部设置进风百叶，可导致隔声房东侧的通风不畅，存在死角无风现象，引起东侧温度过高。

(3) 以上两种情况均可以说明原有的排风系统出现了问题，用采用 Fluent 气流场分析软件模拟内部气流组织也可以说明这个内部气流组织的混乱。

通过上述模拟分析风速分布图可以明显地看出：改造前的隔声房内部通风阻塞严重，通风量很小，平均只有 0.02m/s。如图 4、图 5 所示。

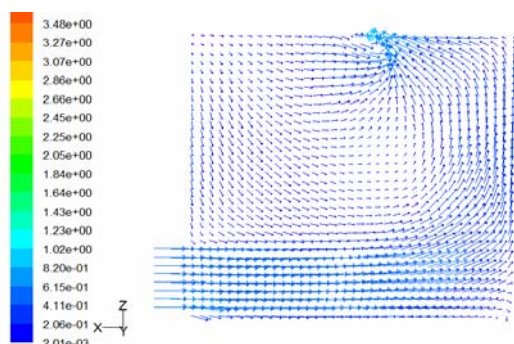


图 4 原隔声房内部气流组织情况图 (1)

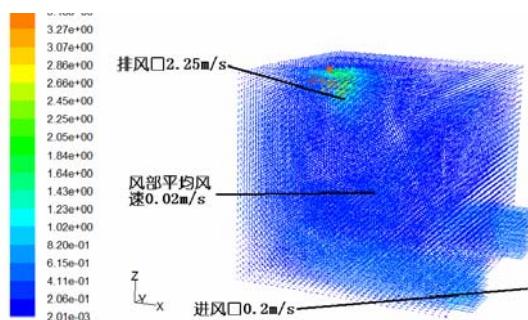


图 5 原隔声房内部气流组织情况图 (2)

4 降温、降噪改造措施

4.1 改造措施的目标与原则

针对以上这些情况,若使设备房内噪声降至 85dB(A)以下,则需要对隔声房进行改造,根据风机频率特点和散热要求重新设计。设计时需考虑设备隔声房内部空间的局限等因素,尽可能地降低成本和利用原隔声措施等。由此确定改造目标与原则:

- (1) 车间内部噪声声压级达到 85dB(A);
- (2) 隔声房具有良好的通风散热功能;
- (3) 改造费用的经济合理性。

4.2 具体改造措施

4.2.1 在原隔声房外部增加阻尼隔声板

由于原隔声房低频隔声效果不佳,设计在原隔声房外部再增加阻尼隔声板,阻尼隔声板结构为 2mm 厚橡胶板加 10mm 厚石膏板加 0.5mm 厚彩钢板。相互之间用 1.5~2mm 的阻尼胶相互粘接。运用各种材料不同的阻尼特性来达到改善低频的隔声效果,同时通过阻尼材料和原隔声房的粘接,改变材料的固有频率降低壁板的振幅。

4.2.2 原隔声房减振改造

由于罗茨风机的振动非常大,直接传至隔声房时会造成隔声房壁板的共振,降低整体隔声量,将隔声房下部型钢与地面连接的膨胀螺栓去除,在型

钢与地面接触面增设一层 10mm 厚橡胶减震垫,降低隔声房结构振动。

4.2.3 原隔声门修整

隔声门要保证较好的隔声量,最重要的环节是门的密封,采用橡胶密封条将门缝密封完好,加装带有压紧功能的把手。

4.3 隔声房通风设计

4.3.1 排风设计

为了最大程度的保证通风散热,在保留原 18700m³/h 风量的排风机基础上,再增加 1 台 17670m³/h 风量的防爆、耐高温排风机,避免了原风机的浪费。按风机最低 50%的工效,则可以保证隔声房内部换风约 338 次/小时,完全可以满足换热要求。由于风机风量较大,排风机本身成为一个噪声源,因此把排风机设置在隔声房的内部,为了防止罗茨风机噪声和排风机噪声通过风道向外辐射,在每个排风口处加装排风消声器,尺寸为 900×900×1500mm,共计 2 台,排风管道尺寸调整为 900×900mm 方形风管。

消声器壁板采用 1.2mm 厚钢板加 50mm 厚 32K 玻璃棉(外包无碱玻璃丝布)加 0.8mm 厚铝穿孔板组成,消声片采用两面 0.8mm 厚铝穿孔板加中间填充 80mm 厚 32K 玻璃棉(外包无碱玻璃丝布)。

由于通风风量大,内部噪声高,风管用 1.0mm 镀锌板及外侧粘贴 2mm 厚橡胶板制成,保证对低频段噪声有一定的隔声量,同时阻尼橡胶板可以有效降低风管的振动影响。

4.3.2 排风消声器各项性能计算

(1) 消声器长 1.5m,用别洛夫公式计算的消声量为 26.5dB(A),失效频率为 3145Hz。

(2) 按风机 80%工况效能计算,本消声器内的气体流速为 9.6m/s,再生噪声为 78.3dB(A),对于降噪目标 85dB(A)影响很小。

(3) 消声器的空气动力性能是评价消声性能好坏的另一个重要指标。它是指消声器对气流阻力的大小,即安装消声器后输气是否通畅、对风量有无影响、风压有无变化,通常用阻力损失来表示^[3]。

对于采用穿孔板护面结构的消声器,粗糙峰值高度与穿孔板直径有关,消声器长度为 1.5m,按风机 80%工况效能计算,流速为 9.6m/s,计算得摩擦损失为 17.28Pa。

流速 9.6m/s 时消声器的局部阻力损失为

13.36Pa，整个消声器压力损失为 30.64Pa。选用风机全压为 271Pa 压力损失 11%，满足 80%工况的假设范围。

4.3.3 进风系统改造

原隔声房有两个百叶进风口，由于在单侧同一侧，导致进风不畅，再加上未做任何降噪措施，漏声严重，设计将原进风口封堵，封堵板采用与隔声房壁板相同的材料及结构，再在氧化风机电机进风口一侧开启两个进风口，为了防止噪声外泄，在进风口的外部各加装进风消声器一台。尺寸均为 900×900×1500mm。

消声器壁板采用 1.2mm 厚钢板加 50mm 厚 32K 玻璃棉（外包无碱玻璃丝布）加 0.8mm 厚铝穿孔板组成，消声片采用两面 0.8mm 厚铝穿孔板加中间填充 80mm 厚 32K 玻璃棉（外包无碱玻璃丝布）。

由于采用强制排风，再加上氧化风机电机进风口压头较大，因此进风口无需增加风机强制进风。经计算进风风速为 6.73m/s，计算得消声量为 27.2dB(A)；失效频率为 3425Hz；气流再生噪声 69.7dB(A)；压力损失 13.8Pa；均可满足设计要求。

4.3.4 通风效果模拟

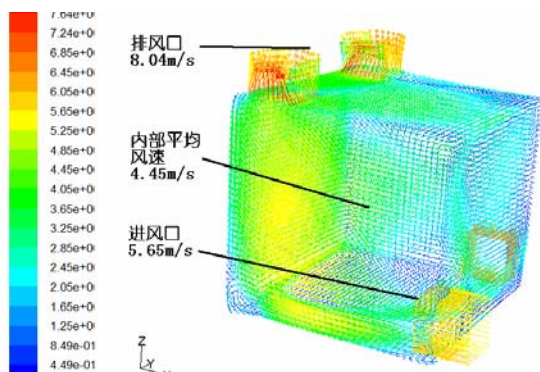


图 6 改造后隔声房内部气流组织情况模拟图（1）

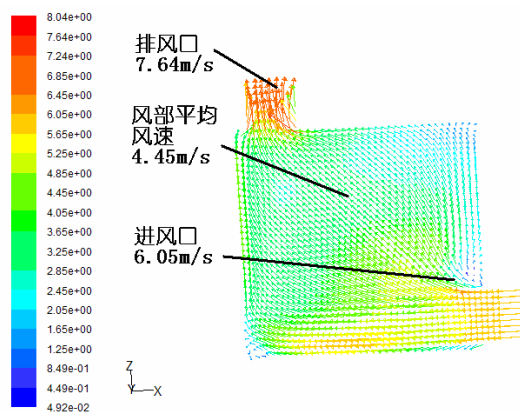


图 7 改造后隔声房内部气流组织情况模拟图（2）

对于隔声房内部的通风改善情况，可以通过采用 Fluent 气流场分析软件模拟隔声房改造后内部的气流场情况来说明，模拟结果如图 6、图 7 所示。

通过上述模拟分析风速分布图可以明显地看出：通过改造后，大大增加隔声房内的通风量，内部平均风量可达到 4.45m/s，散热效果比改造前改善巨大。

4.4 改造后的效果

氧化风机隔声房经过改造治理后，当设备正常运行时，在设备房内部测得噪声声压级均低于 85dB(A)，同时隔声房内温度能保持在 55℃ 以下，设备能够正常运行，达到了预期的改造目的。

5 结论

通过对氧化风机降噪案例分析得出：在降噪设计的过程中，要充分考虑设备运行产生的低频噪声对外界的影响，防止隔声措施产生共振。同时也要充分考虑设备运行时的散热问题，其中设计上存在的任何缺陷均会导致降噪治理的失败。

参考文献：

- [1] 蔡业彬,陈在良.罗茨风机的噪声及降噪[J].广州石油化工高等专科学校学报,2000,10(1):40-44.
- [2] 张弛.噪声污染控制技术[M].北京:中国环境科学出版社,2007.154.
- [3] 马大猷.噪声与振动控制工程手册[M].北京:机械工业出版社,2002.363.

作者简介：

李冀武（1974-），男，河北唐山人，助理工程师，火力发电厂脱硫设备检修与维护，E-mail：lijiwu4348@163.com。