

节流降压与引射掺冷消声装置的试验研究

王文奇 何友静

(北京市劳动保护科学研究所)

火电厂锅炉排气产生很强的噪声,辐射的声功率高达 140—160 分贝,成为一种公害。控制这种排气噪声已成为一项重要课题。在模型实验和多次生产性试验基础上,研制出由多层降压与引射掺冷相复合的消声装置,在现场应用取得较好的效果。如目前用在某电厂高压锅炉上的消声器,直径 1 米、高 3 米,排气量 35 吨/小时,消声值达 39.5 分贝(A),响度降低 94%,基本上满足了保护环境安静和消除排气噪声的要求。本文仅就这种消声器的设计原理、试验结果等方面的问题作一讨论。

一、消声装置的设计原理

整个消声装置如图 1 所示,由 A、B 两级组成,A 级是由多层节流孔板构成的降压装置,B 级是引射掺冷的吸声结构。

1. A 级降压消声器

A 级的作用是降压消声,它的结构是由多层节流孔板串联组成。根据马大猷教授等人的工作,喷注噪声的干扰声功率与压力降的 2.3 次方成正比^[1]。因此把原来锅炉的高压蒸汽直接排空,改为通过多层降压装置把压力逐步降下来再排空,便可取得消声效果。

(1) 通过每一层节流孔板降低压力

A 级是按节流降压原理设计的。根据给定的排气量(质量流量),设计适当的节流孔面积,使气流在通过孔板时达到临界流速,则气体通过板后的压力便降到临界压力。如果

节流前压力为 p_1 ,则节流后压力 p_2 为:

$$p_2 = B_{kp} \cdot p_1 \quad (1)$$

式中 B_{kp} 为临界比,

$$B_{kp} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k+1}}$$

其中介质的绝热系数 k 为定压比热 C_p 与定容比热 C_v 之比。对于双原子气体, $k = 1.29$,导出 $B_{kp} = 0.546$; 对于饱和蒸汽, $k = 1.135$,导出 $B_{kp} = 0.577$ 。

这样设计,使高压气体通过每一层节流孔板时,压力都能最大限度地降到临界值。虽

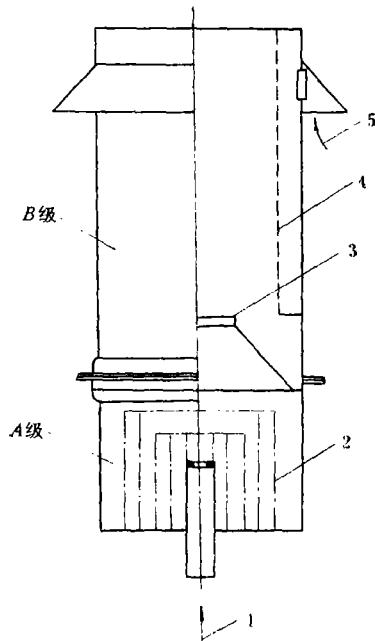


图1 排气消声器结构简图

1—蒸汽入口 2—节流孔板 3—喷嘴
4—微孔板 5—掺入二次空气

然比按亚临界设计产生的噪声要大些,但考虑到节流降压层包在消声器里面,通过隔声及小孔扩散消声,所传出的噪声也不致很大。如果按亚临界降压设计,各节流层降压缓慢,所需节流层数加多,消声器体积要加大,而且在消声效果上也不会有显著的增加。

(2) 所需的节流降压层数

消声器所需降压层数,由排气源的压力决定。因此,锅炉压力越高,所需节流降压层数也越多。消声器出口压力,一般都设计在1.89公斤/平方厘米(绝对压力)以下,这是为了防止在消声器排口处产生冲击噪声而考虑的。

按照上述原则,可以找出不同压力下设计消声器所需节流降压层数的计算式。即由 $p_1 \cdot (B_{kp})^n = 1.89$,两边取对数,并加以整理得:

$$\left. \begin{aligned} \text{对过热蒸汽, } n &= 3.8 \lg p_1 - 1 \\ \text{对空气或 } (O_2, N_2 \text{ 等}), n &= 3.6 \lg p_1 - 1 \\ \text{对饱和蒸汽, } n &= 4.1 \lg p_1 - 1 \end{aligned} \right\} (2)$$

式中, n 为所需的节流降压层数, p_1 消声器入口处压力(公斤/平方厘米)。

(3) 孔板上节流面积的计算

一般设备所需排气量通常是给定的。根据流体稳定流动时的连续性方程

$$G = \frac{f_1 U_1}{V_1} = \frac{f_2 U_2}{V_2} = \dots = \text{常数}$$

和临界流速公式

$$U_{kp} = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} p_1 V_1}$$

可以导出节流孔面积的计算公式:

$$\left. \begin{aligned} \text{对过热蒸汽, } F_1 &= 1.34 G \sqrt{V_1/p_1} \\ \text{对空气(或 } O_2, N_2 \text{ 等)}, F_1 &= 13.0 G \sqrt{V_1/p_1} \\ \text{对饱和蒸汽, } F_1 &= 14.0 G \sqrt{V_1/p_1} \end{aligned} \right\} (3)$$

式中, F_1 为节流面积(平方厘米), G 为所需排出气体的重量流量(吨/小时), V_1 为节流前的气体比容(立方米/公斤), p_1 为节流前的气体压力(公斤/平方厘米)。

应该指出,式(3)中各参量的单位制不统一,这是为了计算方便,把各参量换成了现场常用的量纲。这样处理,就可以由现场给出的数值直接代入式中进行计算。

计算出节流面积,按照所选取的孔径和所需的孔间距,就可以算出节流装置上所开的孔数和孔的分布。

气体经过节流降压后比容增大。在算出第一层节流面积 f_1 后,按与比容成正比的关系,便可以计算出后面各层的节流面积。

(4) 降压消声器的消声值的估算

根据文献[2]提出的声功率与压力降的关系,再考虑冲击噪声、阀门管道噪声、面积因素及其它一些影响,我们归纳出这种按临界设计的消声器的消声值估算公式:

$$\Delta L_A = 10a \lg \frac{3.7(p_1 - p_0)^3}{n p_1 \cdot p_0^2} \text{ dB(A)} \quad (4)$$

式中, p_1 为消声器入口压力(公斤/平方厘米), p_0 为消声器排口压力(公斤/平方厘米), n 为节流降压层数(由式(2)计算), a 为修正系数(其实验值为 0.9 ± 0.2)。

需要说明,公式(4)中的修正系数 a 是考虑冲击噪声及其它一些因素影响而提出的。比如,文献[2]中的声功率与压力降的关系,在推导时,对冲击噪声是做了处理的。但在现场,很多放空管排气的冲击噪声是客观存在的。而装上多层降压消声器后,使气体压力降至1.89公斤/平方厘米以下再排空,就不会产生冲击噪声。因此,在现场评价消声器性能时,冲击噪声的消除应该考虑在消声值内。此外,还有阀门管道、节流面积、扩容腔、小孔扩散及反射等因素,而影响这些因素变化的原因又极为复杂,将各因素进行定量描述是很难的。我们认为,为了估算方便,把所有这些因素综合考虑,根据实验提出一个总的修正系数范围,是有意义的。

2. B级掺冷消声器的设计原理

B级掺冷消声器是由底部的大小头缩口和通道周围的微孔板吸声结构组成。在上半

部外壁上开有掺冷孔洞与外界大气相通。当设备排气时,气流由A级进入B级,在缩口周围形成负压,利用这种负压把冷空气从上半部外壁上的孔洞中吸入,途经微孔板的内腔,从缩口周围掺入到排放的气流中来。针对锅炉排气的高温特点,这样掺入可以使消声器通道内形成温度梯度,即中间热,四周冷。而这种温度梯度可以导致声速梯度(因为声速 $c = 20.6 \sqrt{T}$, T 为绝对温度),使声波在传播中向消声器周围弯曲。由于周壁设置有微穿孔板吸声结构,因而,恰好把声能吸收。

在A级消声的基础上,串联这种掺冷的吸声结构,可以进一步增加消声效果。根据声线弯曲原理^[3],可以导出掺冷结构所需最佳长度的计算公式:

$$l = D \cdot \left(\frac{2\sqrt{T_2}}{\sqrt{T_2} - \sqrt{T_1}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

式中, D 为消声器直径(米), T_1 、 T_2 相应为掺冷装置内四周、中心温度($^{\circ}\text{K}$)。

二、消声器的试验结果及分析

按上述原理设计的消声器,曾在现场做了试验,其装置如图2所示。试验主要分热工测量与声学测量两大部分。

1. 热工方面的测量

热工测量的目的在于测定消声器运行中各部分的压力、温度和流量,从而分析各部分结构的工作状况,检验设计思想与计算方法的合理性。热工测量中各测点分布如图2所示。

(1) 压力测量

压力测点设在A级消声器入口和第五层节流孔板后,使用压力表直接读出。测量结果表明,A级消声器的多层节流降压理论计算值与测量结果基本一致。现场实测值与理论计算值的比较见表1。

由此证明,本文关于A级消声器的节流降压理论分析与计算方法是符合实际的。

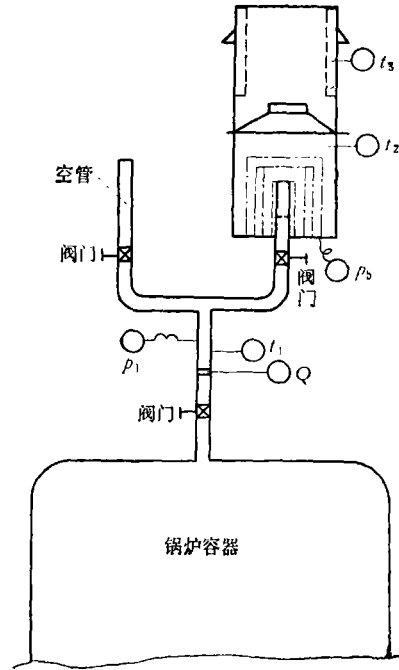


图1 消声器的试验装置
t——温度表 P——压力表 Q——流量表

表1 A级降压消声器的压力测量

消声器入口压力 (公斤/平方厘米)	第五层节流孔板后的压力 (公斤/平方厘米)	
	计算值	实测值
55	2.75	2.4
41	2.05	1.9
78	3.9	3.4

(2) 温度测量

温度测点选在消声器入口、A级消声器出口与B级微穿孔板处,使用热电偶及半导体温度进行测量。测量结果示于表2。

表2 消声器各部位温度的实测结果

消声器入口温度 t_1	A级消声器出口 温度 t_2	B级微穿孔板处 温度 t_3
452 $^{\circ}\text{C}$	368.5 $^{\circ}\text{C}$	86 $^{\circ}\text{C}$

A级消声器出口温度 t_2 ,基本上可代表B级消声器中心气流的温度; B级周壁内微

穿孔板处温度 t_3 可代表 B 级消声器周壁附近的温度。由测量表明,在引射掺冷的 B 级消声器中,我们预想的温度梯度确实存在。因而可以推断,声波在 B 级消声器中传播时,向周壁微穿孔板吸声结构弯曲的现象是完全可能的。

2. 声学方面的测量

采用插入损失的方法,即选择距消声器排口与放空管同样方位同样远的点做测点。在保持排量、压力、温度等参数相同的情况下,分别通过空管排气和消声器排气,测量两者噪声级的差,即为消声器的消声值。我们

对使用在不同排气压力下的节流降压消声器进行了消声值的测量,并做了改变 B 级掺冷装置长度和掺冷量的声学试验,同时还做了 A 级与 B 级复合在一起的消声效果评价的试验。

(1) A 级降压消声器的声学测量

在现场,我们曾对使用在压力为 3.2—110 公斤/平方厘米范围内的几种节流降压消声器做了消声值测量。结果表明,由公式 (1) 估算的消声值与现场实测值很接近。表 3 是用在不同压力下的六种节流降压消声器的理论计算值与实测值的比较。从结果看,

表 3 在不同压力的几种降压消声器的消声值

序 号	气源类型	消声器入口压力 p_1 (公斤/平方厘米)	节流降压层数 n	消声器的消声值 dB(A)	
				理论值	实测值
1	气体放散	3.2	1	12	13
2	低压锅炉	6.5	2	17	17
3	低压锅炉	13	3	22.2	21
4	中压锅炉	40	5	24.3	22
5	高压锅炉	70	6	26	23
6	超高压锅炉	110	7	27	23

这种估算的消声值基本上是可行的。

(2) B 级掺冷装置的声学试验

B 级掺冷装置如图 3 所示。我们做了掺冷与不掺冷及变化掺冷装置的长度试验。

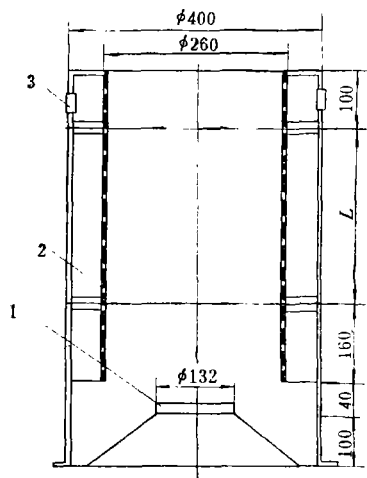


图 3 B 级掺冷结构图

1——引射缩口 2——微孔板 3——掺二次空气孔 L——可变化的长度

将 B 级外壁留的掺冷孔洞完全堵死封严,即不掺入二次空气,此时 B 级实际上变成了单层直管式的微孔板消声器;掺冷时将 B 级外壁上各掺冷孔洞完全打开,使外界二次空气引射掺入到 B 级消声器通道中去。图 4 是两者性能的对比。由试验结果看出,在不到 1 米长的装置中,引射掺入二次空气,可以提高消声值 4 分贝 (A)。

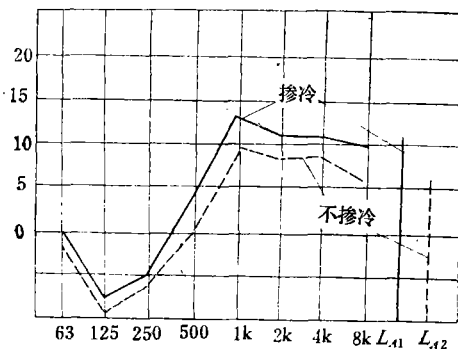


图 4 掺冷与不掺冷消声效果的比较

表 4 改变掺冷长度的消声情况

掺冷长度 (毫米)	0	260	360	460	560	660	760	860	960
噪 声 级	102	99	98	97	96.5	93	93	92.5	92
消 声 值	0	3	4	5	5.5	9	9	9.5	10

图 3 试验装置中的 L 部分为可调的长度,可在 0—700 毫米范围内可做每隔 100 毫米的长度变化。表 4 是掺冷长度变化时测得的消声值数据。

由试验数据可看出,在 B 级掺冷装置的长度较短时,消声值明显地随长度的增加而增加,但当长度增加到一定程度后(660 毫米左右),消声值的增加就不甚明显了。这说明掺冷装置有个合理设计长度。此试验结果与由公式(5)算出的合理长度(700 毫米)是一致的。因此,在设计时,公式(5)可供应用。

(3) A 级与 B 级复合在一起时的声学试验

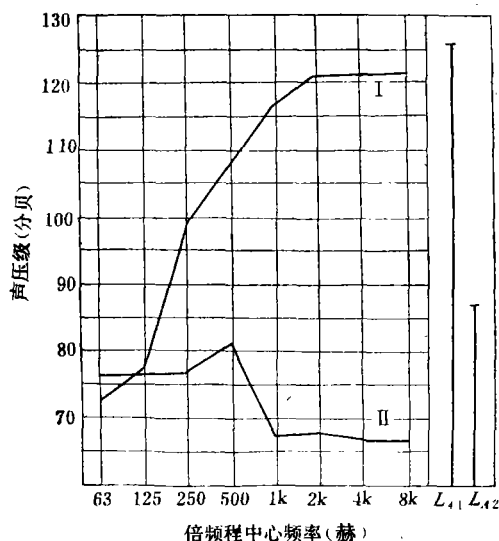


图 5 A 级+B 级的消声效果
I 和 L_{A1} 为装消声器前的噪声
II 和 L_{A2} 为装消声器后的噪声

A 级节流降压与 B 级引射掺冷复合在一起的消声器(如图 1 所示),在某电厂的现场做过声学试验。试验结果如图 5 所示。整个消声器的消声值达 39.5 分贝(A),总响度降低 94%,几个重要的倍频带消声值均达 40 分贝以上。不装消声器,空管排气,在距排口 1 米远、与排气轴线成 90° 方位,噪声级为 140 分贝(A)。测试人员带上防护耳罩也感到震耳难忍;在 2 公里外施工的人员听到试验的排气噪声,以为锅炉出了事故。当装上 A 级与 B 级串联的消声器再对空排气,测试人员在消声器附近谈话清晰可闻;在 50 米远的地方,已接近那里的本底噪声;在 2 公里外的施工人员完全听不到排气噪声。

三、结 语

根据试验研究的结果,我们先后与一些单位协作,在低压、中压、高压、超高压等锅炉上做生产性试验,都取得应有的消声效果,并且开了现场经验交流会,对科研成果作了推广。

应该指出,如果将 A 级降压层上的节流孔改为小孔^[1],消声效果还会提高,同时在消声器的结构和体积上也可能得到改进。

参 考 文 献

- [1] 马大猷等,中国科学,5, 445 (1977).
- [2] 马大猷等,物理学报,27, 121 (1978).
- [3] Cyril Harris, *Handbook of Noise Control*, New York, McGraw Hill Book Co., Inc. 1957.