

节流降压、小孔喷注复合 消声器的设计与计算

顾身信

(上海工业建筑设计院)

节流降压、小孔喷注复合式消声器，是电力部为解决锅炉蒸汽排放噪声的污染，组织上海市金山热电厂、北京市劳动保护研究所、上海工业建筑设计院共同研制，并于1981年通过鉴定的一种新型高压气体排放消声器^[1]。经过试验和工程使用证实，该消声器具有消声量大，不用吸声材料，体积小，加

工方便，能够经受各种高压、高速、高温气流的冲击等特点，其造价和钢材耗量仅为国内其它类型消声器的2—5%，达到了国际先进水平(见表1)。因此迅速地加以推广应用，对环境保护及节省资材都是十分有意义的。本文主要就其降噪原理和设计，计算方法作一些介绍，以供参考应用。

表1 节流降压小孔喷注复合消声器与其它类型消声器对比表

装置单位	炉号	锅炉参数	消声器型式	排汽量 (吨/小时)	外形尺寸 (毫米)	重量 (公斤)	消声量 (分贝)	钢材耗量 公斤/吨·分贝
上海金山热电厂	1	220吨/时 100大气压 540℃	多级降压加 微孔板吸声	25	φ1020×3821	1640	37	1.77
上海金山热电厂	5	410吨/时 100大气压 540℃	多级降压加 微孔板吸声	85	φ1300×4628	2075	20	1.22
上海高桥热电厂	12	220吨/时 100大气压 540℃	多级降压加 吸声砖	67	1500×1500 ×5610	7885	42	2.8
唐山陡河电厂	34	850吨/时 176大气压 540℃	复合型	75	φ2000×4271	1000	35	0.33
上海石化一厂		75吨/时 95大气压 470℃	环流式	30	φ1241×1600	1000	30	1.11
上海金山热电厂	4*	410吨/时 100大气压 540℃	节流降压 φ2小孔喷注	98	φ377×1500	220	33	0.066

一、降噪原理和结构特点

节流降压、小孔喷注复合式消声器是在我国著名声学家马大猷教授提出的小孔喷注

消声理论的基础上发展研制而成的。由图1可见，它由几层壁面穿孔的钢管用焊接方法制成。其最外层采用直径为2毫米左右的喷注小孔结构，前几层则为按一定压降要求

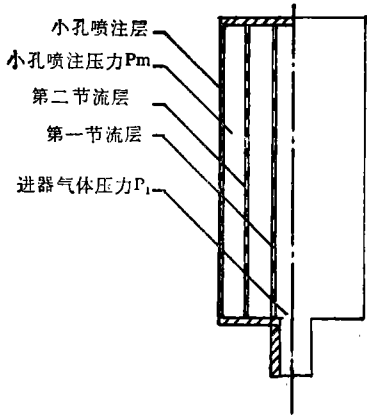


图1 节流降压小孔喷注复合消声器剖面图

设计的节流孔板。高压气体排放时，通过节流降压后，再由小孔喷注，排入大气。由于这种复合作用，新型消声器不仅保持了小孔喷注消声器原有的特点，而且在性能上得到了进一步提高。

图2是单纯的小孔喷注消声器的结构形式。这种消声器是依靠小孔的移频作用——将噪声峰值从人耳最敏感的中、高频带，移到感觉十分迟钝的特高频带——以达到

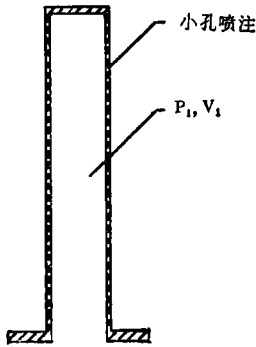


图2 小孔喷注消声器(剖面图)

降噪目的。根据文献^[2]介绍，如消声器小孔喷注前的气体绝对压力为 P_m (公斤/厘米²)，小孔喷注直径为 D_m (毫米)，气体通过这种消声器排放时，在喷注垂直方向1米处的干扰声压级(即A声级)则为：

$$L_A = 80 + 20 \lg \frac{M_0}{M} + 10 \lg \frac{(P_m - P_0)^4}{P_0^2 (P_m - 0.5 P_0)^2}$$

$$+ 20 \lg \frac{D_m}{D_0} + 10 \lg \left[\frac{2}{\pi} \left(\tan^{-1} X_A - \frac{X_A^2}{1 + X_A^2} \right) \right]^2 + 10 \lg n \text{ (分贝)} \quad (1)$$

式中， $D_0=1$ 毫米； P_0 为环境大气绝对压力(公斤/厘米²)； $X_A=5f_A D_m c/a c_0$ ， f_A 是A声级的上限频率(11200赫)， a 是喷注速度， c 是喷注声速(米/秒)， $c_0=340$ (米/秒)为环境声速，当阻塞时， $a=c$ ，则 $X_A=0.165 D_m/D_0$ 。 $M_0=28.8$ ，为空气分子量； M 为喷注气流介质的分子量，对于水蒸汽 $M=18$ ； n 为小孔数。

分析式(1)可以看出，当排放气体性质确定后，式中前两项均为常数，第3项是随小孔喷注的气体压力 P_m 而变化，第4、5项是小孔喷注直径 D_m 的函数，而第6项小孔总数 n ，则决定于排放面积和小孔直径这两个参数。进一步分析还可发现，当排放面积一定时(即排量相同时)，第5、6项随小孔直径变化的结果正好相反，因而它们的和始终是一个常数。在这种情况下，消声器外的干扰声压级就仅为第3项和第5项的函数。如将第5项记作：

$$\Delta L = 10 \lg \left[\frac{2}{\pi} \left(\tan^{-1} X_A - \frac{X_A^2}{1 + X_A^2} \right) \right] \text{ (分贝)} \quad (2)$$

通过计算可以得知，其结果均为负值。图3就是根据计算结果绘制的曲线。由图可见，这一项实际上就表示小孔喷注消声器的降噪作用。在上述条件下(即排放面积一定时)，这种消声器的消声量，是随小孔直径的缩小而增加，当孔径大于20毫米时，其消声量仅为2分贝(A)；若孔径减半，消声量则增加7—9分贝(A)；当孔径小于0.8毫米时，消声量可大于30分贝(A)。缩小孔径虽可提高消声量，但在实际工程中由于存在小孔容易堵塞以及加工困难等具体问题，小孔直径一般不宜小于1.5毫米，因此其相应的消声量就被限制在22分贝(A)左右。

分析式(1)中的第3项还可发现，排放

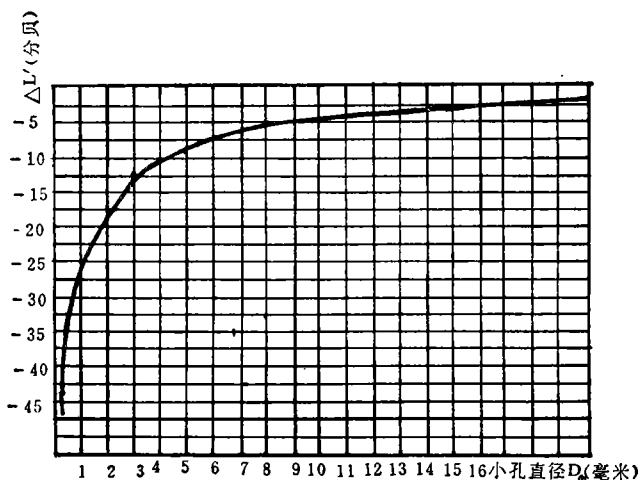


图3 小孔减噪作用

气体通过这种消声器之后向环境辐射的干扰声压级,还随消声器的小孔喷注压力 P_m 的提高而提高。若小孔喷注前不经过减压装置减压,这一值实际上决定于锅炉或容器中的气体参数。在压力特别高的情况下,单靠小孔喷注的减噪作用,就难以满足使用要求,排放气体通过消声器后产生的干扰声压级仍然较高,以致严重地污染环境。如若降低这种压力,消声器的效果就会明显得到提高。因此,在小孔喷注消声器前设置简便的减压装置,就成了改进消声器的性能,进一步降低消声器外干扰声压级的关键,从而也为选用不过小的小孔直径提供了条件。节流降压,小孔喷注复合消声器就是在这种思想指导下设计研制的。在这种新型的复合消声器中,由于利用了节流孔板间通流面积的变化基本上反比于压力这一关系,因此可以十分方便地将小孔喷注前的气体压力降到比较理想的量级。同时还利用了节流孔板和流量面之间的有关规律,控制气体的排量,因而在噪声控制和排量控制上均比其它消声器有效而且方便,能够满足各种工程的需要。在具体设计时只要根据需要的排量,确定第一层节流孔板的通流面积,然后按照压降要求确定其余层的通流面积,再根据对于消声量的要求设计小孔喷层,就可以获得适用于各种压力、

排量和降噪要求的消声器。

根据理论推导和试验结果^[1],高压气体通过这种消声器排放时,在气流喷注垂直方向1米处的干扰声压级为:

$$L_A = 71 + 20 \lg \frac{M_0}{M} + 10 \lg \frac{(P_m - P_0)^4}{P_0^2 (P_m - 0.5 P_0)^2} + \Delta L' + 10 \lg \frac{S_1 P_1}{P_m} \quad (3)$$

式中, $\Delta L'$ 可由式(2)算得,也可查图3; P_1 为进入消声器的气体绝对压力(公斤/厘米²); S_1 为第一层节流孔板的通流面积(毫米²)。

对锅炉排放的高压蒸汽 ($M=18$), 上式还可简化为:

$$L_A = 75 + 20 \lg P_m + \Delta L' + 10 \lg \frac{S_1 P_1}{P_m} \quad (4)$$

设计中就是通过改变 S_1, P_m 和 $\Delta L'$ (即 D_m) 来进行调整控制的。

二、设计和计算方法

在工程设计中,进入消声器的气体压力 P_1 (公斤/厘米²), 比容 V_1 (米³/公斤), 排量 G (吨/小时) 和距离消声器1米处的允许声压级 L_A (分贝) 都是给定的。设计消声器时,需要求出节流孔板的层数及各层通流面积 S_i (毫米²)。其设计计算可按如下程序进行。

1. 确定喷注小孔直径 D_m (毫米)

在节流降压、小孔喷注复合消声器中,小孔直径是决定消声器后级装置效果的关键,小孔直径一经决定,其减噪能力也就相应确定。从降噪作用看来,小孔直径应选得越小越好。但在实际工程中,由于小孔加工困难,并且容易堵塞等具体问题,从实用考虑,一般选取1.5—4毫米为宜。

2. 确定喷注小孔的注压 P_m 及节流孔板

间的压降比 ϵ , 并计算节流层数 Z 。

在新型复合消声器中, 小孔喷注前的注压是决定消声器前级装置效果的关键。若注压过高, 效果就会受到影响; 注压过低又会使前级装置中节流孔板层数增加, 导致结构复杂。因此, 设计时通常先假定某一个注压值 (一般控制在 4—8 公斤/厘米²), 然而通过一定的计算, 调整才能最后确定。

试验与实践表明, 消声器的前级装置, 可采用定压比或不定压降比两种形式, 为便于设计计算, 通常采用的是前一种。如选定压降比 ϵ , 其节流层数则可由下式计算:

$$Z = \frac{\lg P_m - \lg P_1}{\lg \epsilon} \quad (5)$$

试验还证实, 在消声器中, 由于节流孔板间的通流面积扩张和体积深度膨胀双重降压作用, 节流孔板间的压降不仅可取临界压比值, 也可以取低于临界压比值, 以利于减少节流层数, 简化消声器结构和缩小体积。

3. 计算各层节流孔板的通流面积 S_i ,

高压气体排放时, 消声器第一层节流孔板是控制流量的闸门, 其通流面积应根据排量要求和进入消声器的气体状态决定:

$$S_1 = K\mu G \sqrt{V_1/P_1} \times 100 (\text{毫米}^2) \quad (6)$$

其余各节流孔板的通流面积包括后级小孔喷注层的通流面积为

$$S_i = S_1 / \epsilon^{i-1} (\text{毫米}^2) \quad (7)$$

式中: G (吨/小时)为需要的排量; $\mu = 1.20$ 为消声器的流量系数; $i = 2, 3, 4, \dots, m$ 。 K 为决定于排放气体介质性能的系数, 对于过热蒸汽, $K = 13.4$; 对于空气(或氧气, 氮气等) $K = 13.0$; 对于饱和蒸汽 $K = 14.0$ 。

4. 计算消声器外的噪声级

上述参数确定后, 在消声器气流喷注垂直方向 1 米处的噪声级可按式(3)求得。如不能满足既定降噪要求, 则可改变小孔直径 D_m 或小孔注压 P_m 进行调整。

5. 估算消声量

设计过程中, 为了进行方案比较, 常需

要了解消声器的消声量, 这可用空管排放时噪声级和安装消声器后的差值来求得。

如果排气管直径为 D (毫米), 排气量仍为 G (吨/小时), 气体分子量为 M , 空管排放时垂直气流方向 1 米的噪声级可由下式求得:

$$L_{A_1} = 97 + 20 \lg \frac{M_0}{M} + 20 \lg (G \times 10^3) - 20 \lg D (\text{分贝}) \quad (8)$$

对于蒸汽:

$$L_{A_1} = 101 + 20 \lg (G \times 10^3) - 20 \lg D (\text{分贝}) \quad (9)$$

现以上海金山热电厂 4*炉(410 吨/小时, 100 公斤/厘米²) 的消声器为例作一介绍, 该消声器安装在离地面 42 米锅炉房顶上, 排气管内径 $D = 166$ 毫米, 要求排气量为 $G = 100$ 吨/小时, 进入消声器的气体压力为 $P_1 = 93$ 公斤/厘米², 比容 $V_1 = 0.03814$ 米³/公斤, 排气时地面允许的噪声级为 85 分贝(A)。

如考虑距离衰减作用, 距离消声器 1 米处的允许噪声级应为

$$L_A = 85 + 20 \lg \frac{41}{1} = 118 \text{ 分贝(A)}。$$

该消声器采用等压降比降压装置, 取降压比 $\epsilon = 0.442$ (小于其临界值 0.546); 喷注小孔直径 $D_m = 2$ 毫米; 小孔注压 $P_m = 8$ 公斤/厘米²。

由图 3 可查得 $\Delta L' = -18$ 分贝(A)。

节流层数

$$Z = \frac{\lg 8 - \lg 93}{\lg 0.442} = 3 (\text{层})。$$

第一节流层通流面积 $S_1 = 13.4 \times 100 \times 1.15 \times 100 \times \sqrt{\frac{0.03814}{93}} = 3120$ 毫米²。

如采用孔径为 $D_1 = 14.4$ 毫米的穿孔管, 则孔数 $n_1 = 19$ 个。

第二节流层通流面积 $S_2 = 3120 / 0.442 = 7059$ 毫米²。

如采用孔径 $D_2 = 4$ 毫米的穿孔管, 小孔

数 $n_2=516$ 个。

第三节流层, $S_3=3120/0.442^2=15970$ 毫米²。

如采用孔径 $D_3=2$ 毫米的穿孔管,小孔数 $n_3=5083$ 个。

小孔喷注层的通流面积 $S_m=3120/0.442^3=36131$ 毫米²。因为小孔直径 $D_m=2$ 毫米,所以孔数 $n_m=11501$ 个。

根据加工需要,消声器各节流层的实际穿孔数可能略有增减,但对计算结果没有影响。

按以上设计,距离消声器1米处的噪声级为:

$$L_A = 75 + 20\lg 8 + 10\lg \frac{3120 \times 93}{8}$$

$$- 18 = 120.7 \text{ 分贝(A)}。$$

考虑到由于空气吸收,尾面屏蔽诸作用还可使上述噪声级减小3—5分贝,因此该消声器已能满足使用要求。

不安装消声器时,排气口外1米处的噪声级应按式(9)计算:

$L_{A_0} = 101 + 20\lg(100 \times 1000) - 20\lg 166 = 156.6$ 分贝(A),因此,消声器的实际消声量(插入损失):

$$\Delta L = L_A - L_{A_0} = 156.6 - 120.7 = 35.9 \text{ 分贝(A)}。$$

通过实测,如图4所示,该锅炉没有安装消声器时,距离喷口1米处的干扰声压级为153分贝(A),安装消声器后降为120分贝(A),实际消声量为33分贝(A)。各项数值基本上与计算结果相符合。整个厂区原来的噪声都在110分贝(A)左右,现已下降到80分贝(A)以下。运行一年以来,性能稳定。

三、几个需要注意的问题

节流降压小孔喷注复合消声器目前已在电力、化工行业中推广应用。为充分保证它的性能,设计时还应注意如下几个问题。

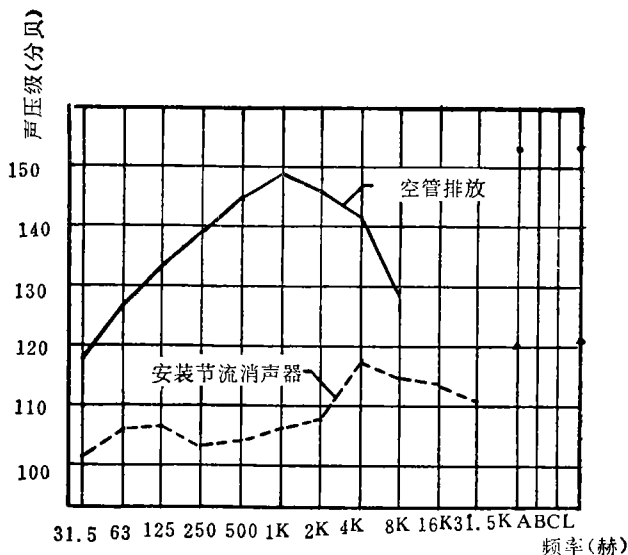


图4 空管排放和安装节流小孔复合消声器后的噪声特性

1. 这种新型复合消声器是根据高压气体排放过程中气体特性和噪声特性而设计的。在这种消声器中,气体的压力和比容都是变化的,它和通常的低压风机(压力都在0.2公斤/厘米²以下)的消声器是在假设气体不可压缩的前提下进行设计的完全不同,其发声和消声的机理也不一样,阻力损失也大得多,因此只适用于高压气体排放,对于空调,通风工程一般不宜采用。

2. 设计消声器的小孔喷注层时,必须根据文献要求^[3],将小孔间的节距控制在小孔直径的6倍以上,而相邻两层节流孔板的间距应大于15倍孔径。

3. 根据试验结果,这种消声器的降噪作用中,既有小孔的移频作用,又有减少声功率辐射的作用。因此消声频率特性比较宽(见图4所示)。由于噪声的能量分布向高频移动,容易为空气所吸收,因而随距离衰减比较快。

4. 在实际工程中,锅炉过热器和容器内的气体压力,比容都是容易知道的,但经过连接管道进入消声器后,由于管道阻力的影响将会发生一些变化,而这种变化的程度需要

经过繁复计算才能掌握。不过，一般说来，管道阻力的影响是很小的。因此，为方便起见，设计中可以直接用锅炉过热器和容器中的气体压力、比容作出计算依据。

5. 高压气体进入消声器以后，由于节流孔板的降压作用，其压力逐级下降，比容逐级增加，这两个参数可用下式计算：

$$P_1 = P_1 \times \varepsilon^i \text{ (公斤/厘米}^2\text{)} \quad (10)$$

$$V_1 = \frac{V_1}{\varepsilon^i} \text{ (米}^3\text{/公斤)} \quad (11)$$

6. 工程中锅炉和高压容器中的压力，通常有几十至上百个大气压，温度为 500°C 左右。消声器喷口附近的气流速度接近声速。

为保证正常运行和人身安全，消声器必须有足够的强度，并应安装于离人员活动较远的地方。

7. 文中的公式，都是从工程实用和计算方便出发给出的，有关参量的单位没有统一规算到国际单位制，运用时应注意其量纲变化。

参 考 文 献

- [1] 朱佩俊等，〈劳动保护技术〉，1981年 5 月。
- [2] 马大猷等，〈声学学报〉，1979年，9 月。
- [3] 马大猷等，〈中国科学〉，1977年，9 月。

本刊第一期第 13 页图 9 的更正

本刊 1982 年第一期，在“非球面大孔径固体-液体复合声透镜及其水下成象应用的研究”（作者寿文德）一文中，第 13 页的图 9 系错印。今将图 9 更正如下：

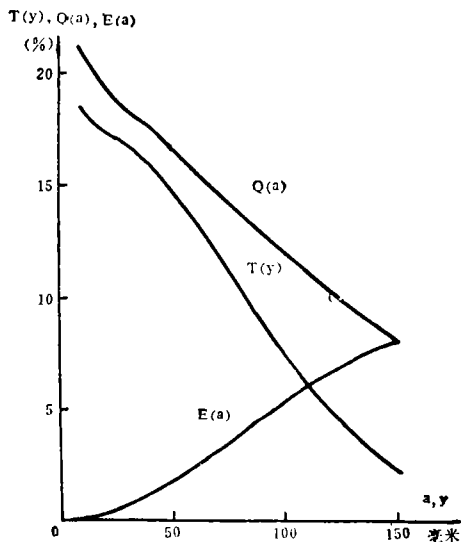


图 9 非球面固体-液体声透镜的透射率函数 $T(y)$ 、平均声透射系数 $Q(a)$ 和相对一个 $F/1$ 的声透镜的效率 $E(a)$ 的计算曲线