文章编号：1006-1355(2014)05-0102-04

带阻塞喷射的大流量排气管降噪处理

汤冠琼，林宇震，秦 皓，丁志磊

（北京航空航天大学 能源与动力工程学院 航空发动机气动热力国家级重点实验室，北京 100191）

摘 要：针对高温高压燃烧实验间中的排气噪声，在前期降噪尝试和频谱测量确定了噪声源基础上，设计了由多孔共振腔和多孔排气管组合的消声器，消除由临界孔板产生的刺耳的高频阻塞噪声，降低噪声总声压级。经实验测定，噪声的折合声压级降低了21 dB，取得明显降噪效果。不同消声器的组合为实验室的排气降噪提供了参考。

关键词：声学；阻塞喷射；降噪；多孔共振腔；多孔排气管；消声器

中图分类号：TB53 **文献标识码**：A DOI编码：10.3969/j.issn.1006-1335.2014.05.023

Noise Control for Large Flux Exhaust Pipe with Chocked Jet

TANG Guan-qiong, LIN Yu-zhen, QIN Hao, Ding Zhi-lei

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-engine Aero-thermodynamics, School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract : To reduce the exhaust noise in the high-temperature and high-pressure combustion lab, a muffler consisting of a porous resonance cavity and a porous exhaust pipe is designed. The high-frequency chock noise generated by the orifice plane is eliminated and the general noise level is reduced. The results of the noise source measurement show the noise SPL is reduced by 21 dB and the experiment environment is obviously improved. The design process of the different muffler's combination provides a reference for lab's noise control.

Key words : acoustics ; choked jet ; noise control ; porous resonator ; porous exhaust pipe ; muffler

强噪声对人体会造成伤害，当噪声达到120 dB以上时，人耳感觉疼痛。实际中因为噪声声源性质和噪声传播途径的不同使得噪声控制方法多种多样，消声器、吸声材料的应用各有优势[1]，在研究中既可采用气动声学理论进行数值模拟，也可采用实验验证。

高温高压燃烧实验过程中会产生刺耳的强射流噪声。由于实验室条件的限制，噪声直接排向实验室内，对实验人员造成影响，成为实验中的安全隐患之一，噪声成分和试验件结构、流动特性密切相关，且具有宽频高声强的特征，因此有必要选择合适降噪方法对该射流噪声进行处理。

1 高温高压燃烧试验台系统简介

建在北京航空航天大学的航空发动机气动热力重点实验室的高温高压燃烧试验台，用于航空发动机模型燃烧室的燃烧性能试验研究。

该试验台由加热器、试验段、渍水排气管、排气筒和消声塔组成，如图1所示，燃烧室试验件运行参数为：空气流量0.5 kg/s～2.5 kg/s，压力0.5 MPa～3 MPa，排气温度1 100 K～2 000 K。上游为高压气源，由调节阀控制流量，高压气经加热器预热后，进入测试段，其实际流量由上游孔板流量计监测。在试验段和渍水排气管之间设有一个临界孔板，可使燃烧室内维持高压。从临界孔板喷出的高温燃气需要降温，才能排到排气筒和消声塔中，因此在临界孔板后的渍水排气管上开有注水口，部分冷却水受热蒸发后和燃气混合一起经废气筒引导进入消声塔，在消声塔内降噪后排向大气。渍水排气管直径为 φ 133 mm，环侧壁上开孔直径1.5 mm，孔数24，冷却水蒸发量约50 %。

排气流量按公式

$\dot{m}_{排} = 50\,\% \times n(\frac{1}{4}\pi d^2)\sqrt{2\rho\Delta P} + \dot{m}_{气}$ (n为渍水排气管环侧壁开孔数，d 为开孔直径，p 为水的密度，ΔP 为小孔压降，$\dot{m}_{气}$ 为燃气质量流量)估计。在最大运行工况条件下，由渍水排气管排出的排气流量最

收稿日期：2013-01-03

作者简介：汤冠琼（1989- ），女，浙江诸暨人，硕士研究生，主要研究方向：航空燃气轮机燃烧不稳性。

通信作者：林宇震，男，博士生导师。

E-mail: linyuzhen@buaa.edu.cn

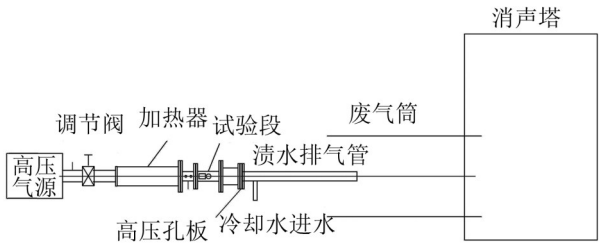


图 1 高温高压燃烧试验台

大可达3.6 kg/s，温度420 K，压力170 kPa；废气筒直径为 φ 700 mm。

2 高温高压燃烧试验台喷射噪声测量及分析

由于消音塔的作用只是减小实验室噪声对周边环境的影响，并不能减小实验室内部的噪声。在实验室内部，溃水排气管虽已伸入废气筒内，但在两者对接处存在较大空间，射流噪声顺着废气筒再次进入实验室内部，实物如图2所示。

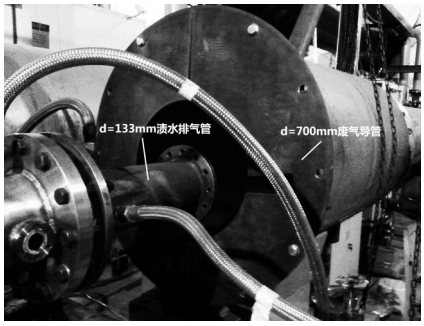


图 2 实验间排气出口现场局部视图

为了确认噪声源，对排气流量1.65 kg/s，温度420 K，压力170 kPa（进气流量0.7 kg/s）条件下的噪声进行了采样，其测点位置如图3中红点所示，距溃水排气管出口1 m，与轴线方向成45度角，得到噪声频谱如图4所示，发现噪声声压级达到128.6 dB，且随着频率增大，噪声所占比例减小。可以看到，在440 Hz处出现一个104 dB的峰值，在800 Hz、1 300 Hz处出现110 dB以上的峰值，在3 000 Hz～5 000 Hz范围内噪声声压级也维持在较高的水平。当频率大于6 000 Hz后，噪声声压级处于72 dB及以下水平。

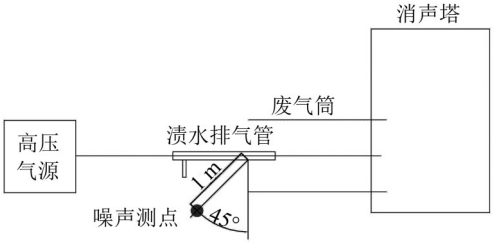


图 3 噪声测量位置

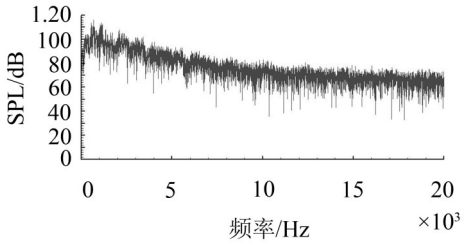


图 4 实验噪声频谱

注：$\mathrm{SPL}=20\log_{10}\frac{p_e}{p_{\mathrm{ref}}}, p_{\mathrm{ref}}=2\times10^{-5}\mathrm{Pa}$

从试验件结构分析上述噪声频谱产生的原因。一方面，由于临界孔板的存在，燃气在临界截面处的喷射速度达到声速，将产生阻塞噪声，且噪声将增加几十分贝[2]；另一方面，由于上游存在高压气源，溃水排气管直径较小，排气压力和流速都较高，在与管壁摩擦和周围空气卷吸作用下极易形成射流噪声。由于流速高，两处噪声都具有湍流特征。而许多研究者发现喷注湍流噪声是宽频带噪声，具有明显的峰值频率[3]，该峰值可以通过公式 $S\mathrm{tr}=\frac{Dfp}{u}=0.2$（其中 $S\mathrm{tr}$ 为斯特劳哈数，f_p 为峰值频率，u 为喷注速度，D 为喷注直径）近似计算。根据相关参数，可以获得不同实验工况下，孔板阻塞噪声的峰值频率为3 800 Hz～5 700 Hz；φ 133 mm溃水排气管的射流噪声的峰值频率为470 Hz左右。

实验测量和理论计算的噪声频率基本一致，说明了高温高压燃烧试验台喷射噪声主要由孔板阻塞噪声和排气射流噪声组成这一分析的正确性，为此重点减弱两处噪声。

3 降噪方案

降低噪声的方法主要有两种，一是消灭噪声源，二是减弱在传播过程中的声波[4]。由于实验本身要求孔板出口处达到临界，因此无法直接消除由孔板阻塞射流产生的噪声。而对于排气管射流，可通过改变射流结构直接减小其产生的噪声。

根据文献调研，小孔消声器具有构造简单，体积小，重量轻的特点[5]，其在锅炉排气消声[6]中应用广泛。共振式消声器频率选择性强，特别适于消除声波中一些声压级高的频率成分[5]。根据试验台喷射噪声特性分析，将小孔消声器和共振式消声器相结合，应用于实验室的降噪可达到较好的效果。

拟定如图5所示的降噪方案，从临界孔板排出的燃气从左至右流动，先通过原有的 φ 133 mm溃水排气管，再通过多孔共振腔，最后通过多孔排气管排至 φ 700 mm的废气筒内。这一布局是希望将阻塞噪声“闷”在管道中，即先通过多孔共振腔减小中高

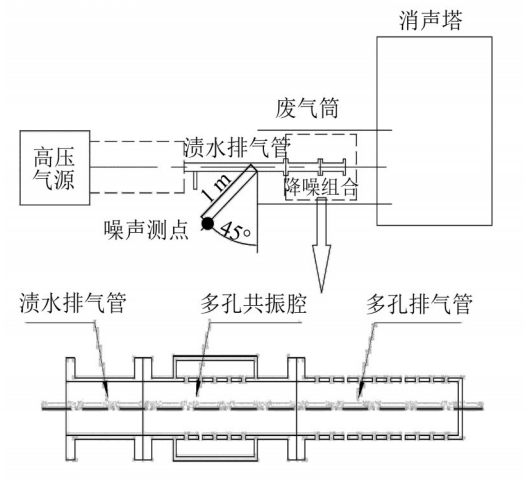


图 5 降噪方案

频组分的阻塞噪声，再通过多孔排气管将排气噪声降低，最后达到总的降噪效果。为了达到最好的消声效果，设计过程中采用最大工况下的排气参数。

3.1 多孔共振腔的设计

3.1.1 基本原理

多孔共振腔实际上是Helmholtz共振器的一种，其共振频率 f_0 为

$$f_0=\frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{NG}{V}}\,(\mathrm{Hz})\ [7] \tag{1}$$

式中 c 为声速(m/s)，V 为空腔体积(m^3)，N 为孔数，G 为单个孔的传导率，其定义为孔的截面积与孔的有效长度之比(m)。G 的计算式为

$$G=\frac{\pi d^2}{4(t+\pi d/4)}=\frac{s}{t+0.8d}(m)\ [7] \tag{2}$$

式中 s 为孔面积(m^2)，其值 $s=\pi d^2/4$；d 为孔直径(m)；t 为穿孔板厚度(即颈的长度)(m)。消声频带宽度Δf 为

$$\Delta f=4\pi h\frac{f_0}{\lambda_0}(\mathrm{Hz})\ [7] \tag{3}$$

式中 h 为共振腔深度(m)，λ_0为共振时的波长。可见增大共振腔的深度可以增大消声频带宽度。共振腔的消声量ΔL 由下式计算

$$\Delta L=10\lg\left[1+\left(\frac{K}{\frac{f}{f_0}-\frac{f_0}{f}}\right)^2\right](\mathrm{dB})\ [7] \tag{4}$$

式中 $K=\frac{\sqrt{NGV}}{2A}$，其中 A 为气流管道横截面积。从公式(4)可知，达到共振时，ΔL 趋向无穷大，在偏离共振时，ΔL 值与无量纲值 K 有关。故为提高ΔL 值，可增大共振腔体积 V 和缩小气流通道面积 A。

3.1.2 多孔共振腔的结构设计

为了尽量减小加工成本和周期，多孔共振腔采用方形结构，穿孔板采用冲压方板并焊接组成矩形的流动通道。冲压板的壁厚(对应于孔径长度 h)与冲孔大小(对应于孔直径d-neck)是通过权衡共振频率 f_0 以及冲孔加工的工艺性而选择的。从公式(1)—(4)分析主要结构尺寸：孔数 N 影响共振频率f_0和带宽Δf，与孔直径d-neck、孔节径比 ξ(反映孔隙率)相关；容腔长度 L -reso影响消声量ΔL，由 N、d-neck和 ξ 决定；容腔高度 h 影响共振频率 f_0 和消声量ΔL。由于上述结构参数对共振频率f_0和消声量ΔL 的影响并不是相同变化方向的，所以各个参数之间需要做一定的匹配。表1给出了多孔共振腔的结构参数，图6给出了多孔共振腔的实物图，图7给出了多孔共振腔的消声特性，可以看到其对频率为4 400 Hz的噪声有最大的消声量，对频率为3 800 Hz～5 700 Hz的噪声最小消声量为19.5 dB。

表 1 多孔共振腔的结构参数

名称	符号	单位	数值
颈孔直径	d -neck	mm	3
穿孔板厚度(颈长)	t -neck	mm	3
矩形共振腔内宽	D -reso-in	mm	140
矩形共振腔外宽	D -reso-ou	mm	152
矩形共振腔长度	L -reso	mm	500
节径比	ξ		3
单排小孔数	Nx		187
轴向排数	Ny		334
总孔数	N		62 458



图 6 多孔共振腔实物图

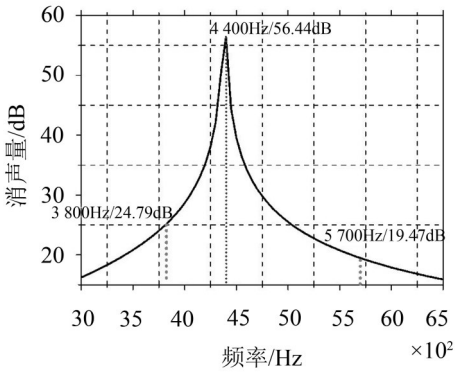


图 7 多孔共振腔消声特性

3.2 多孔排气管的设计

3.2.1 基本原理

多孔排气管实际上是采用了小孔消声器的设计，蒸汽通过小孔排向大气，其噪声为“孔放噪声”。与喷注方向成45 °，距声源6 m处的声压级为

$$L_{A(6)}=106.7+10\lg n+30\lg\frac{q^{1.687}}{d^{2.31}+3.96q}+31\times\lg\frac{d^{0.355}}{1.293(9+4d)}+10\lg\left(1+\frac{14321}{\xi^{4.38}}\right)\quad[3]\quad(5)$$

距声源1 m处的声压级为

$$L_{A(1)}=122+10\lg n+30\lg\frac{q^{1.687}}{d^{2.31}+3.96q}+31\times\lg\frac{d^{0.355}}{1.293(9+4d)}+10\lg\left(1+\frac{14321}{\xi^{4.38}}\right)\quad[3]\quad(6)$$

其中 n 为小孔数；q 为单孔流量（kg/h）；d 为小孔直径（mm）；ξ 为孔节径比，即孔间距比孔直径。

3.2.2 多孔排气管的结构设计

在总排气流量一定的条件下，n 与 q 成反比。从公式(6)来看，在其他参数不变的情况下，n 的增大会增强噪声，q 的减小会减小噪声，但后者的影响比前者要大。由于排气管的管径会影响到孔数和单孔流量，因此为了尽量增加孔数目，减小单孔流量，多孔排气管为管径为 φ 219 mm的不锈钢管。同时为了方便加工且减小打孔加工的难度，选择了孔径为 φ 3 mm的孔，孔节径比 ξ 为6.5。钢管分为3段加工，上游两段（靠近法兰）采用直孔，最下游的一段采用45°斜孔（方向背离法兰），目的是为了对气流起引射作用，确保废气沿 φ 700 mm废气筒排向消音塔。图8是多孔排气管的实物图，表2给出了相关的结构尺寸。根据排气参数以及多孔排气管的结构参数，结合公式(6)算得采用多孔排气管后的噪声为103.17 dB。

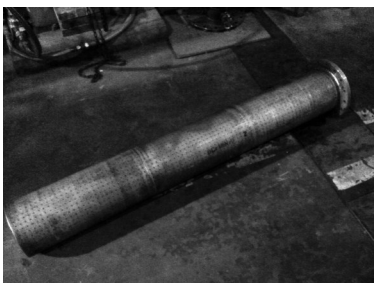


图 8　多孔排气管实物图

4　降噪效果与讨论

为了验证组合式消声器的实际降噪效果，在保持噪声测量位置和实验工况（排气流量1.65 kg/s，压力170 kPa，温度470 K）相同的情况下，测量安装消声器后的噪声情况，频谱图如图9所示，可以看到在0～50 00 Hz范围内的噪声从原先超出100 dB下降到了80 dB以下，未在某些频率下出现突然的尖峰，与降噪前的图4相比，在人耳的可听声范围内，噪声的频谱分布变得平缓均匀，幅值和未采取降噪措施前相比整体下移，其折合声压级由原先的128.6 dB下降到了107.6 dB，即下降了21 dB，与理论计算的103.17 dB相比误差控制在4 %以内。

表 2　多孔排气管结构尺寸

名称	符号	单位	数值
小孔总孔数	n		3 080
轴向孔排数	n_Y		40
周向小孔数	n_x		77
小孔孔间距	b	mm	20
小孔直径	d	mm	3
管道长度	L	mm	1 500
小孔总当量直径	De	mm	166.49

以上分析说明用多孔共振腔和多孔排气管相结合的设计对带阻塞喷射的大流量排气管的降噪有针对性，降噪效果明显，因此组合式消声器在类似实验室的排气降噪中有应用价值。

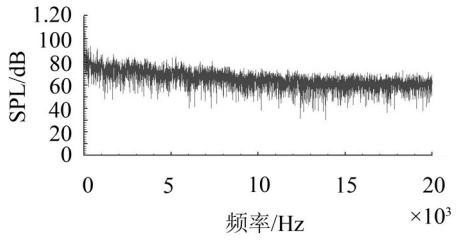


图 9　降噪后的测量频谱

感谢：感谢北航能源与动力工程学院景晓东教授声学课题组对本课题组实验室噪声测量的支持，感谢樊未军教授对实验室降噪提出宝贵意见。

参考文献：

[1] 杜功焕，朱哲民，龚秀芬. 声学基础，2版[M]. 南京：南京大学出版社，2001.

[2] 牛国强，牛国胜，罗巧丽. 排气放空噪声在火电厂锅炉排气中治理及应用[J]. **噪声与振动控制**，2004，1：47-48.

[3] 左鸿恕，吴烟生，孙国良，等. 小孔消声器的计算和设计[J]. **中国电力**，1982，9：009.

[4] 赵坚行，王锁芳，刘勇. 热动力装置的排气污染与噪声[M]. 北京：科学出版社，2009年1月.

[5] 李沛滋，戴根华，李健山，等. 小孔消声器的设计指南[J]. **噪声与振动控制**，1986，3：002.

[6] 邱金海. 40 t锅炉低频消声器的设计[J]. **噪声与振动控制**，2013，33(5)：189-192.

[7] 谭兴良. 武器与机械噪声及其控制[M]. 北京：北京理工大学出版社，1993年5月版.