引用格式：王恒，毛崎波，齐成婧. 可调频 HQ 管仿真与实验研究[J]. 声学技术，2021，**40**(4): 540-544. [WANG Heng, MAO Qibo, QI Chengjing. Simulation and experimental study of tunable HQ tube[J]. Technical Acoustics, 2021, **40**(4): 540-544.] **DOI**: 10.16300/j.cnki.1000-3630.2021.04.016

可调频 HQ 管仿真与实验研究

王 恒，毛崎波，齐成婧
(南昌航空大学飞行器工程学院，江西南昌 330063)

摘要：为了改变传统赫谢尔·昆克(Herschel-Quincke, HQ)管在降噪频率上的单一性，使其能在复杂噪声环境下灵活调节降噪频率。设计了一种加装球阀的可调频 HQ 管，利用球阀的旋转调节 HQ 管内的横截面积，通过管内的阻抗改变来调节整个装置的固有频率，最终达到可以灵活调节降噪频率的目的。推导出了可调频 HQ 管内的阻抗理论模型，从而得到可调频 HQ 管的频率范围，并利用 COMSOL 仿真计算得到其传声损失来检验其消声性能。通过实验结果与仿真结果进行对比验证，证明了结果的准确性，在实验数据和仿真数据中发现，开口面积的对数与固有频率呈线性关系，而且实验数据表明，可调频范围为 187.5～296 Hz，可调节的频带宽度达到了 108.5 Hz。

关键词：可调频 HQ 管；声阻抗理论；传声损失
中图分类号：TB535.2 **文献标志码：**A **文章编号：**1000-3630(2021)-04-0540-05

Simulation and experimental study of tunable HQ tube

WANG Heng, MAO Qibo, QI Chengjing
(*School of Aircraft Engineering*, *Nanchang Hangkong University*, *Nanchang* 330063, *Jiangxi*, *China*)

Abstract: In order to improve the sound control performance of the traditional Herschel-Quincke (HQ) tube with a fixed natural frequency, and to make the HQ tube applicable in a complex noise frequency environment, a mounted ball valve is used to adjust the natural frequency of HQ tube for making the HQ tube tunable. Based on impedance theory model, the maximum tunable frequency range is derived. To further analyze the sound control performance of the proposed tunable HQ tube, the sound transmission loss is calculated by using COMSOL software. Finally, the tunable HQ tube is designed and verified by experiments. The calculated and experimental results show that the natural frequency of the HQ is increased linearly with the opening cross-section area. It is also found that the tunable frequency range is from 187.5 to 296 Hz, i e. the adjustable frequency band-width is 108.5 Hz for the proposed tunable HQ tube.
Key words: tunable Herschel-Quincke (HQ) tube; acoustic impedance theory; sound transmission loss

0 引 言

在传统赫谢尔·昆克(Herschel-Quincke, HQ)管中，声波先由主管分散到分支管，后又由分支管交汇于主管中，这个过程中由于两个分支管路径的不同改变了声波的相位[1]，声波叠加干涉从而达到降噪的效果[2]。由于这种干涉降噪只在传统 HQ 固有频率附近才发生，虽然在固有频率附近具有明显的减噪效果[3]，但是它的降噪频率固定，以至于后来人们在不断努力优化 HQ 管，一些组合型、改进型的 HQ 管相继出现。早期，Griffin 等[4]提出一种自适应 HQ 管减噪方法，在 HQ 管中加装电压控制的压电薄膜，使其等同于活塞振动以此来衰减管中的干扰波，不仅可以在给定频率降噪而且可以追踪一个频率并在此频率下实现降噪。随后，Desantes 等[5]探究了在传统 HQ 管中加入一根连通管增加其干涉变量的情况，结果显示出现多个消声峰，并且通过实验证实了对管道几何尺寸的修改可以移动消声的峰值频率。Torregrosa 等[6]研究了结合渐变截面管和文丘里管的 HQ 管的应用价值，并证实这种改装可以明显拓宽消音频带。Alonso 等[7]提出一种 HQ 管自适应概念，构想了一种内置滚动球和收缩膜片的 HQ 管。齐成婧等[8]为了使简单 HQ 管的消音峰多样化，研究了多分支 HQ 管，发现分支管越多消音峰越复杂。还有 Kim 等[9]将周期阵列的谐振管与 HQ 管组合，研究了不同排布方式的谐振器对频率特性的影响。

如今，各种优化后的 HQ 管不断出现，既有自

收稿日期：2020-06-01；**修回日期：**2020-07-01
基金项目：国家自然科学基金资助项目(51975266)、江西省自然科学基金(20192BAB206024)、江西省研究生创新专项资金项目(YC2020-S545)
作者简介：王恒(1993－)，男，山东枣庄人，硕士研究生，研究方向为噪声与振动控制。
通信作者：毛崎波，E-mail: qbmao@nchu.edu.cn

适应型的也有结构丰富多样的被动式的，在数值计算与实验研究中都表现出良好的降噪性能，但在实际应用中难以实现，或者难以实现灵活的可调性。比如，在生活中有两大常见的降噪领域，一是航空发动机降噪，二是汽车尾气降噪。对于自适应 HQ 管需要的控制条件，或者复杂的控制机构，如同上面提到压电薄膜与内置球、薄膜的自适应控制，前者需要高达 1 000 V 的电压，后者需要实现其精确控制的复杂机械结构，对于这两种安装环境的降噪领域基本无法实现应用。虽然像文丘里-HQ 管这种简单结构能够在实际降噪工程中安装使用，但是难以达到可调频的要求，因为这需要去改变几何尺寸来实现调频，对于多变的噪声环境就显得力不从心。例如，Hallez 等[10]就将传统 HQ 管应用在航空发动机进口降噪，实验表明在特定频率下具有明显的降噪效果，但降噪频率单一；Zhu 等[11]采用半主动控制 HQ 管对发动机的排气噪声进行控制，其在 50～150 Hz 频率的范围内可以平均降噪 35 dB，但其结构复杂且高于这个频率范围时降噪效果欠佳。如果能有一种结构简单，不仅可以应对不同的噪声环境，还可以相对较容易实现调频的优化型的 HQ 管，无论对于航空降噪，还是汽车降噪都会很好的改进效果，对降噪频带范围和消音量也会有更进一步的改善。基于此需求，本文设计了一种加装球阀的 HQ 管，其结构简单而且频率可以调节。

1　可调频 HQ 管阻抗理论模型

本文所研究的可调频 HQ 管，通过调节球阀开口角度来改变管的横截面积，进而改变管中的阻抗，从而达到调节降噪频率的目的，其声阻抗理论模型反映了 HQ 管中阻抗与横截面积的关系。理论推导模型由主管和带有球阀的分支管组成，其中球阀位于分支管后半部，球阀是用来定量调节 HQ 管中横截面积的大小。通过对球阀结构的分析，发现可以将其进行图 1 所示的合理简化，简化为一种中间插管的扩缩管，由此可以根据中间插管的扩缩管理论推导出较符合实际模型的理论模型，得到简化的变截面 HQ 管阻抗理论模型[12]。图 1 中：符号 S 代表管的横截面积，p 和 v 代表管中各部分的总声压和总质点速度，下标 u，d 和 1,2 分别代表上、下游和分支管编号，且 $S_u=S_1=S_d$；S_2，S_3 分别表示简化后 HQ 管的原横截面积与收缩后的横截面积；x_1、x_2 和 x_3 代表了不同的坐标轴，l_1、l_2 和 l_3 代表坐标轴 x_1 上的坐标点，l_4 代表坐标轴 x_2 上的坐标点，l_5 代表坐标轴 x_3 上的点。

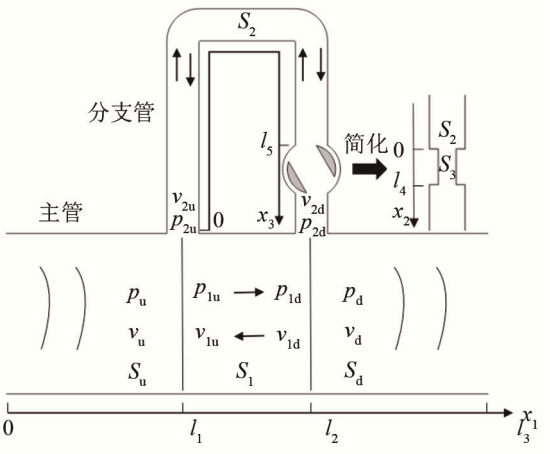


图 1　可调频 HQ 管示意图

Fig.1　Schematic diagram of the tunable HQ tube

当声波频率低于第一个高阶模态截止频率时，声波会以平面波形式在管道中传播。本文主要在一阶模态下研究 HQ 管的声学特性，所以其声压与质点速度可以表示为[13]

$$p(x)=p_{ai}e^{-jkx}+p_{ar}e^{jkx} \tag{1}$$

$$v(x)=\frac{p_{ai}e^{-jkx}-p_{ar}e^{jkx}}{\rho_0 c_0} \tag{2}$$

其中，$p(x)$、$v(x)$ 分别表示在坐标点 x 处的声压与质点速度；p_{ai}、p_{ar} 分别代表入射声压与反射声压的幅值；j 为虚数单位；$k=2\pi f/c_0$ 称为波数，f 为振动频率；$\rho_0 c_0$ 为空气中的特性阻抗，ρ_0 为空气密度，c_0 为空气中的声速。将式(1)和(2)代入管中声阻抗率公式，可得管中任一点的声阻抗率为

$$Z_s=\frac{p(x)}{v(x)}=\rho_0 c_0\frac{p_{ai}e^{-jkx}+p_{ar}e^{jkx}}{p_{ai}e^{-jkx}-p_{ar}e^{jkx}} \tag{3}$$

在简化模型中，将收缩管长度用坐标轴 x_2 表示，如图 1 所示，将 $x_2=l_4$ 代入式(3)得到收缩管下端管口处的声阻抗率为

$$Z_{sl_4}=\rho_0 c_0\frac{p_{ai}e^{-jkl_4}+p_{ar}e^{jkl_4}}{p_{ai}e^{-jkl_4}-p_{ar}e^{jkl_4}} \tag{4}$$

将 $x_2=0$ 代入式(3)可得收缩管上端管口的声阻抗率为

$$Z_{s0}=\rho_0 c_0\frac{p_{ai}+p_{ar}}{p_{ai}-p_{ar}} \tag{5}$$

运用欧拉公式，将式(4)中的复指数函数换成三角函数，然后与式(5)联合则收缩管上端管口的声阻抗率也可以表示为

$$Z_{s0}=\rho_0 c_0\frac{Z_{sl_4}+j\rho_0 c_0\tan(kl_4)}{\rho_0 c_0+jZ_{sl_4}\tan(kl_4)} \tag{6}$$

收缩管上端管口的声阻抗与声阻抗率的关系为 $Z_{a0}=\dfrac{Z_{s0}}{S_3}$（$S_3$ 为收缩管的横截面积），所以收缩管

上端管口的声阻抗表示为

$$Z_{a0}=\frac{\rho_0 c_0}{S_3}\frac{Z_{al_4}+\mathrm{j}\frac{\rho_0 c_0}{S_3}\tan(kl_4)}{\rho_0 c_0+\mathrm{j}Z_{al_4}\tan(kl_4)} \tag{7}$$

对于本文中简化的分支管模型属于中间插管的管道声学问题，由图 1 简化模型所示，在 $x_2=l_4$ 处声阻抗为 $Z_{al_4}=\frac{\rho_0 c_0}{S_2}$（$S_2$ 为分支管 2 的横截面积），将其代入式(7)可得收缩管上端口的声阻抗为

$$Z_{a0}=\frac{\rho_0 c_0}{S_3}\left[\frac{S_{32}}{S_{32}^2\cos^2(kl_4)+\sin^2(kl_4)}\right]+\mathrm{j}\frac{\rho_0 c_0}{S_3}\left[\frac{(S_{32}-1)\cos(kl_4)\sin(kl_4)}{S_{32}^2\cos^2(kl_4)+\sin^2(kl_4)}\right] \tag{8}$$

其中：$S_{32}=\frac{S_2}{S_3}$。

当球阀完全闭合时，$S_3=0$，此时 HQ 管是有限长末端刚性封闭的旁支管，收缩管口是刚性封闭的，所以可知负载 $Z_{al_4}\to\infty$，将其代入式(7)得分支管 2 的入口处的声阻抗为[13]

$$Z_{a0}=-\mathrm{j}\frac{\rho_0 c_0}{S_2}\cot(kl_5) \tag{9}$$

对式(9)分析可知，当 $kl_5=(2n-1)\frac{\pi}{2}$（$n=1,2\cdots$）时管口产生驻波共振，此时的固有频率为 $f(S_3)=\frac{(2n-1)c_0}{4l_5}$ [13]。

当球阀全开时，$S_3=S_2$，此时 HQ 管等同于传统 HQ 管，则式(8)中 $S_{32}=1$，将其代入式(8)，从而得出分支管入口处的声阻抗为 $Z_{al_4}=\frac{\rho_0 c_0}{S_2}$，这一结果与推导传统 HQ 管使用的阻抗值一致，传统 HQ 管的固有频率为 $f(S_2)=\frac{(2n-1)c_0}{2\Delta l}$ [14]，其中 Δl 为两分支管的长度差。

通过对上述变截面 HQ 管的理论分析可知，由简化模型推导出的变截面 HQ 管的输入声阻抗，随着可调截面积的变化而变化，当 $S_3=0$ 时，也就是球阀全关闭，相当于 1/4 波长管；当 $S_3=S_2$ 时，球阀全打开，相当于传统的 HQ 管。$f(S_3)$、$f(S_2)$ 为可调频率范围的前后截止频率。下面继续进行在 $0<S_3<S_2$ 过程中的传声损失仿真模拟与实验验证，即球阀由闭合到全部打开这一过程。

2 仿真模拟

对于消声器的性能来说传声损失是其重要的衡量依据，在 HQ 管的结构设计和性能分析中更是以传声损失作为重要的理论依据。第 1 节中推导出了可调频 HQ 管中声阻抗与变截面的关系，同时给出了两个截止频率的表达式。在本节中为了衡量本文设计的消声器的性能，探究球阀由闭合到全部打开这一过程中固有频率随开口角度变化的关系，利用 COMSOL 仿真软件中声学模块对模型的传声损失进行计算。首先，进行实体建模，为了方便仿真只对计算域进行建模。在仿真计算时需要考虑的主要因素是球阀旋转时管中形成的狭小且不规则区域，对于这一区域使用热黏性声学模型；分支管其余部分是较小的规则圆柱区域，所以可以使用狭窄区域声学模型；主管中区域大且形状规则使用压力声学模型，仿真软件的模拟模型如图 2 所示。主管入口处为平面波辐射，所有壁面为刚性壁面，对于整个模型而言，采用声-热黏性耦合求解。

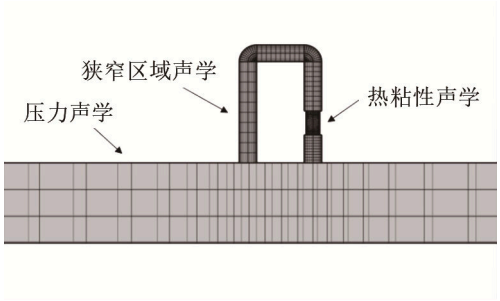


图 2 可调频 HQ 管的 COMSOL 仿真模拟模型
Fig.2 The COMSOL simulation model of tunable HQ tube

图 3 表示不同开口角度下仿真模拟的传声损失结果。从图 3 中可以发现，在左侧 0°时有一个较高的传声损失数值，这是由于球阀关闭 HQ 管实际相当于一个 1/4 波长谐振腔所造成的；随后在球阀不断打开的过程中传声损失的数值随着开口角度的增加而增大，直到最右侧 90°时达到最大值，这是由于随着开口角度的增加声阻抗在减小，声波在穿过球阀的透射系数在增加，随后在主管交汇时干涉强度的加强造成的。

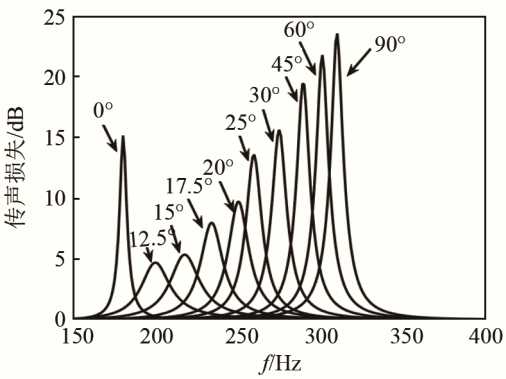


图 3 不同开口角度下仿真模拟的传声损失结果
Fig.3 Simulation results of acoustic transmission loss for different opening angles

3　实验验证

为验证基于上述阻抗理论模型的可变截面 HQ 管传声损失的 COMSOL 仿真模拟方法，搭建实验模型，进行实验测量。实物模型如图 4 所示，实验模型参数：主管长宽高以及主管壁厚分别为 L=220 cm、W=20 cm、H=20 cm 和 T=2.5 cm；HQ 管的直径、管厚和管长分别为 D=3.2 cm，t=0.3 cm，l=44.8 cm；球阀直径 Φ =2.5 cm。

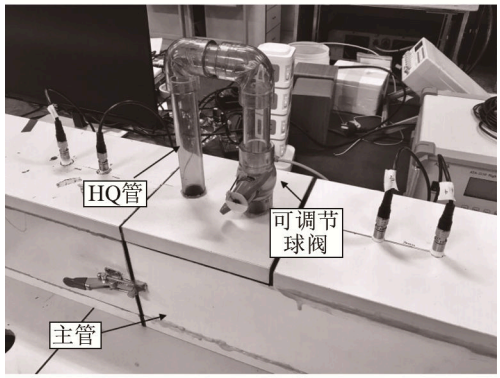


图 4　实验实物模型
Fig.4　Experimental set-up

结合实物图可知，旋转旋钮，指针指示角度为 0°时，球阀为全闭状态，相当于一个传统的 1/4 波长管消声器；当指针指示角度为 90°时，球阀为全开状态，相当于一个传统的 HQ 管消声器。测量时采用四个传声器进行测量，传声器 1、2 固定在 HQ 管上游，分别距离 HQ 管出口中心 0.325 m、0.255 m；传声器 3、4 固定在 HQ 管下游，分别距离 HQ 管出口中心 0.16 m、0.23 m。利用双负载法进行可调 HQ 管的传声损失测量，将旋钮旋转至各个角度，先后测量末端打开与末端封闭情况下的传递函数[15]，得到旋转不同角度时的传声损失曲线，如图 5 所示。

在图 6 中可以看出实验与仿真结果的变化趋势一致，但也存在一定误差，主要有两个原因：一是模拟仿真中是理想模型，边界条件都是刚性壁面，而实验中是无法达到这种理想的情况；另一方面，即使是在平面波截止频率以下，在管道横截面积突变时也会激发高阶模态波，因此在面积不连续处形成了非平面波，而在仿真计算时全部假设为平面波传播，并没有考虑端部修正，所以存在一定的误差[16]。虽然局部存一定误差，但是固有频率与开口角度之间的变化关系影响并不大，所以通过仿真，可以在允许的误差范围内达到模拟固有频率随开口角度变化关系的目的。

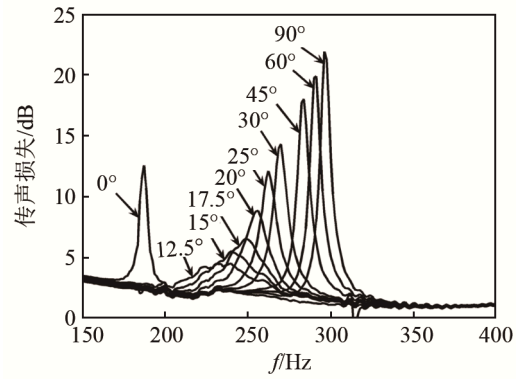


图 5　不同开口角度下实验测得传声损失
Fig.5　The measured sound transmission loss for different opening angles

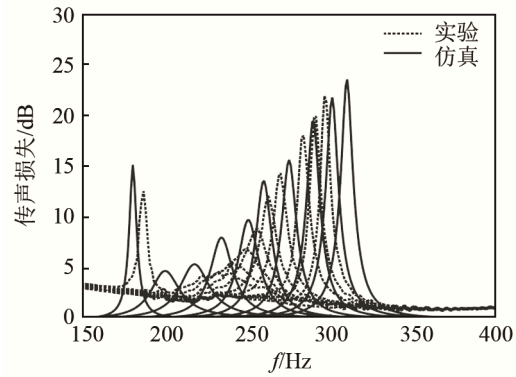


图 6　仿真与实验所得的传声损失结果对比
Fig.6　Comparison between simulated and experimental sound transmission losses for different opening angles

由仿真以及实验结果可知，开口角度在 0°和 25°～90°有 10 dB 以上的消声量，在 0°～20°之间消声量为 5～10 dB。

4　开口面积与固有频率的关系

第 3 节中通过 COMSOL 软件模拟了固有频率随开口角度的变化关系，并且加以实验验证，但通过对模型的分析可以知道，球阀角度的转变实际就是球阀内开口面积的改变，所以在本小节中继续探索开口面积与固有频率的关系。首先将实验与仿真数据汇总在表 1 中；然后将表 1 中的开口面积与仿真和实验所得的固有频率绘制曲线图像，结果如图 7 所示；最后通过 Matlab 曲线拟合[17]，得到固有频率与开口面积的函数关系。

仿真拟合曲线的表达式为

$$f(S)=45.8\lg S+185.06 \tag{10}$$

实验拟合曲线的表达式为

$$f(S)=37.52\lg S+203.85 \tag{11}$$

其中，S 为开口面积(单位：mm^2)，$f(S)$ 为固有频率(单位：Hz)。虽然在图 7 中可以发现仿真与实验

表 1 不同开口角度和开口面积对应的仿真与实验固有频率
Table 1 Calculated and experimental natural frequencies corresponding to different opening angles and opening areas

开口角度/(°)	开口面积/mm²	仿真固有频率/Hz	实验固有频率/Hz
0	0	181	187.5
12.5	2.75	203	223
15	8.48	218	240
17.5	16.04	234	248
20	25.04	250	256
25	46.64	259	262
30	84.83	275	270
45	165.69	289	283
60	374.16	301	291
90	490.87	310	296

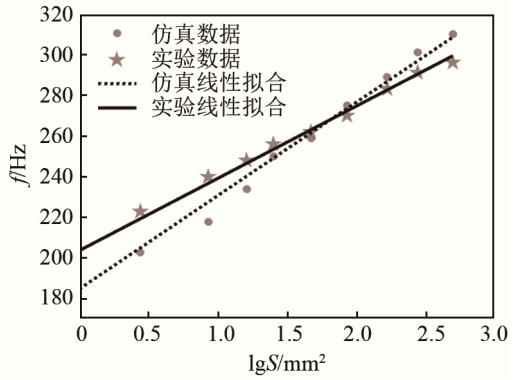


图 7 对数开口面积与固有频率的关系
Fig.7 Relationship between resonant frequency and logarithm of opening area

的结果存在误差，但是从仿真和实验的结果中都可以发现：开口面积的对数与固有频率呈线性关系。在实验数据中可以发现，本文所设计的可调频 HQ 管可调范围为 187.5～296 Hz。

5 结 论

通过理论推导，得到 HQ 管开口面积与阻抗之间的关系和调频理论基础；进一步计算了可调频 HQ 管的消声性能；最后通过实验对仿真结果进行验证，并对实验数据进行拟合，得出开口面积对数与固有频率的关系式。本文研究表明：可以通过调节球阀开口面积实现 HQ 管固有频率的调节，频率可调范围达到 187.5～296 Hz。进一步的研究是在保证结构相对简单的情况下做到自适应调频。

参 考 文 献

[1] LATO T, MOHANY A. Passive damping of pressure pulsa-tions in pipelines using Herschel-Quincke tubes[J]. Journal of Sound and Vibration, 2019, 448: 160-177.

[2] 董为民, 李功宇, 尹红. HQ 管反声消声器的仿真分析及实验研究[J]. 噪声与振动控制, 2004, **24**(2): 34-37.
DONG Weimin, LI Gongyu, YIN Hong. Numerical simu-lation and experimental study of HQ tube attenuator[J]. Noise and Vibration Control, 2004, **24**(2): 34-37.

[3] ARJUNAN A. Acoustic absorption of passive destructive in-terference cavities[J]. Materials Today Communications, 2019, **19**: 68-75.

[4] GRIFFIN S, HUYBRECHTS S, LANE S A. An adaptive Herschel-quincke tube[J]. Journal of Intelligent Material Sys-tems and Structures, 1999, **10**(12): 956-961.

[5] DESANTES J M, TORREGROSA A J, CLIMENT H, et al. Acoustic performance of a Herschel-Quincke tube modified with an interconnecting pipe[J]. Journal of Sound and Vibra-tion, 2005, **284**(1-2): 283-298.

[6] TORREGROSA A J, BROATCH A, CLIMENT H, et al. Acoustic performance of Herschel-Quincke tubes with gradu-ally variable cross-section ducts[J]. Noise Control Engineer-ing Journal, 2009, **57**(1): 16.

[7] ALONSO J S, BURDISSO R A, IVERS D, et al. Adaptive concepts for Herschel–quincke waveguides[J]. Journal of Vi-bration and Acoustics, 2013, **135**(3): 031016.

[8] 齐成婧, 毛崎波. 多分支 HQ 管模型的传声损失分析[J]. 声学技术, 2020, **39**(2): 224-229.
QI Chengjing, MAO Qibo. Analysis of the acoustic trans-mission loss of multi-branch HQ tube structure[J]. Technical Acoustics, 2020, **39**(2): 224-229.

[9] KIM D Y, IH J G, ÅBOM M. Virtual Herschel-Quincke tube using the multiple small resonators and acoustic metamateri-als[J]. Journal of Sound and Vibration, 2020, **466**: 115045.

[10] HALLEZ R, BURDISSO R. The Herschel-Quincke tube concept as a noise control device for turbofan en-gines[C]//39th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Re-no, NV. Reston, Virginia: AIAA, 2001.

[11] ZHU Y W, ZHU F W, ZHANG Y S, et al. The research on semi-active muffler device of controlling the exhaust pipe's low-frequency noise[J]. Applied Acoustics, 2017, **116**: 9-13.

[12] 杜功焕, 朱哲民, 龚秀芬. 声学基础[M]. 3 版. 南京: 南京大学出版社, 2012: 162-169.

[13] 何琳, 朱海潮, 邱小军, 等. 声学理论与工程应用[M]. 北京: 科学出版社, 2006: 11-14.

[14] SETAKI F, TENPIERIK M, TURRIN M, et al. Acoustic ab-sorbers by additive manufacturing[J]. Building and Environment, 2014, **72**: 188-200.

[15] 孙中政. 管道管壁声压级传递损失测试方法[J]. 噪声与振动控制, 2019, **39**(5): 250-254.
SUN Zhongzheng. Transmission loss test of duct wall sound pressure level[J]. Noise and Vibration Control, 2019, **39**(5): 250-254.

[16] 季振林. 消声器声学理论与设计[M]. 北京: 科学出版社, 2015: 68-70.

[17] MAO Q B, PIETRZKO S. Control of noise and structural vibration[M]. London: Springer London, 2013.