

自适应调频声衬及其控制系统设计^{*}

吕海峰¹, 安 君¹, 潘宏侠¹, 刘继全^{1,2}

(1. 中北大学机械工程学院 太原, 030051)

(2. 中国煤炭科工集团太原研究院有限公司 太原, 030000)

摘要 为克服现有声衬结构固定、敏感频率无法调节的弊端,提出了一种逆压电效应的调频式声衬结构。该声衬由颈部、共振腔以及压电膜片组成亥姆霍兹共振器。采用有限元法对声衬结构的固有频率、声场分布进行了计算,研究了压电膜片变形与共振频率偏移的关系。在阻抗管内对压电声衬致动前后系统的传递损失进行了对比,系统传递损失峰值频率与驱动电压呈线性关系,灵敏度为 0.1 Hz/V。在建立控制电压-驱动电压-噪声频率的对应关系的基础上,提出了一种基于光敏电阻的直流升压电路,采用 LabVIEW 软件编制了压电声衬的自适应控制程序,当噪声频率从 746 变化至 788 Hz 时,驱动电压由 110 V 自动升高至 420 V,声衬始终工作于共振状态,实现了宽频噪声的自适应控制。

关键词 声衬;亥姆霍兹共振器;频率;传递损失

中图分类号 TB535⁺.2;TH73

引 言

声衬是控制发动机舱室噪声最有效的方法之一^[1]。采用传统工艺加工的声衬一般为具有微穿孔的蜂窝结构。这种声衬是针对某一特定噪声源设计的,即只对某一频率范围内的噪声源具有良好的吸声降噪效果,而发动机在启动、停止以及加减速状态下转速的变化导致噪声源的频率是变化的,因此该声衬缺乏灵活性。为了克服现有声衬消声频带窄,阻抗无法调节的弊端,采用各种新方法、新工艺制作的宽频声衬以及可控声衬的设计成为国际学术界、工程界的研究热点。

欧洲各国在研究计划的资助下提出了多种能够在较宽频带范围内控制噪声的新型声衬^[2-4]。美国国家航空航天局(NASA)采用 MEMS 技术设计了一种共振腔体积可调的新型声衬,可以根据嵌入到声衬内部的传声器采集到的信号实时调整致动器的动作范围,从而抑制不同频率的噪声^[5]。佛罗里达大学的 Liu^[6]提出一种可调的电子机械式亥姆霍兹共振器,对其进行了详尽的理论建模与实验分析。新加坡国立大学的研究人员提出一

种采用介电弹性体(DE)薄膜制作的吸声结(160 mm×160 mm),通过调整 DE 薄膜的张紧力和驱动电压,实现消声频带的偏移^[7-9]。偏流声衬^[10]、无缝声衬^[11]、主被动混合声衬^[12]以及多自由度声衬不断被研发出来。

文献[13-15]所研发的采用步进电机和节流阀同时控制声衬腔体体积和穿孔气流流速,使得声衬吸声系数不受声源频率的限制。季振林^[16]对吸声结构进行了详尽的理论推导与设计计算。

对于可控调频声衬的理论研究与仿真计算得到了长足发展,丰富了噪声控制的方法与途径。目前,对调频声衬的研究主要集中在分立器件设计及其性能分析,缺乏有效的控制方法对器件组成的阵列进行控制以适应噪声频率的变化。因此,通过设计具有调频功能的声衬阵列及自适应控制系统是制约可控宽频声衬技术应用的关键问题。

本研究提出了一种具有自适应调节功能的声衬阵列及其自适应控制系统,可以根据噪声频率的变化自适应调节驱动电压从而调整声衬共振腔腔体体积,使系统共振频率与噪声频率保持一致,实现对不同频率的噪声的自适应控制。

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51305409);山西省青年科技研究基金资助项目(2013021020-2)
收稿日期:2017-09-28;修回日期:2018-04-15

1 压电调频声衬的工作原理

声衬是由微型亥姆霍茨共振器阵列组合而成的。当噪声频率和该共振器的固有频率相同时,系统发生共振。颈部具有一定质量的空气柱运动速度加快,与颈部的摩擦阻力增大,大量声能转化为热能,从而在噪声传播途径上进行控制,达到消声的目的。通过改变颈部截面积、厚度以及共振腔体积可以实验共振频率的控制,实现对宽频噪声的控制。笔者提出的基于压电效应改变共振腔体积的声衬结构,如图 1 所示。图 1 中: t 为厚度; d 为颈部半径,颈部内的微小空气柱类比于质量块,腔体中的空气类比于弹簧,该系统类比于弹簧质量系统。

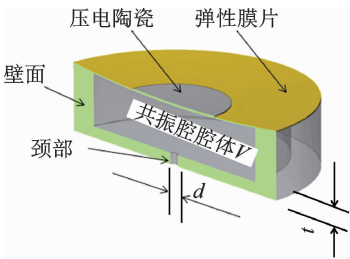


图 1 压电声衬结构示意图

Fig. 1 Schematic structure of the piezoelectric liner

由振动力学知识可知,该系统固有频率^[17]为

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{G}{V}} \quad (1)$$

其中: c 为声速; V 为共振腔体积; G 为传导率,是一个以长度为单位的物理量。

由式 (1) 可以看出,体积的改变对共振频率的改变是有影响的,体积越大,共振频率越低;体积变小,共振频率则升高。

传导率为

$$G = \frac{n\pi d^2}{4(t + 0.8d)} \quad (2)$$

其中: d 为孔径; n 为颈部的个数。

当压电陶瓷加载不同的驱动电压后,压电片变形,共振腔腔体体积改变,进而使其系统固有频率随着变化,从而实现对不同频率噪声的抑制作用。由若干个上述单元排列组合形成阵列,即为压电声衬。

2 压电式可调声衬的结构设计

声衬单元的结构尺寸决定了所抑制噪声的频

率,设计过程中选用直径为 35 mm 的压电片,弹性薄膜材质为黄铜,厚度为 0.15 mm,压电陶瓷直径为 20 mm,厚度为 0.25 mm。压电陶瓷外表面涂覆有导电银浆用于形成电极。在银电极和弹性薄膜上施加直流电压后,压电陶瓷带动弹性薄膜发生变形。压电片的形变量决定了系统固有频率偏移的范围。该腔体的高度设计为 1.5 mm,腔体直径为 30 mm,腔体体积为 $V = \pi \times 15 \text{ mm} \times 15 \text{ mm} \times 1.5 \text{ mm} = 1\,060 \text{ mm}^3$,颈部直径 $d = 0.8 \text{ mm}$,厚度 $t = 2 \text{ mm}$ 。通过亥姆霍兹共振频率计算公式(式 1)得到压电声衬初始状态下的共振频率为 731 Hz。

采用亚克力板加工而成,为了便于与压电片进行粘结,在铣出共振腔体后,加工出厚度为 0.1 mm、直径为 35 mm 的台阶,用于装配压电片形成共振腔。采用激光测微仪,沿径向从压电片边缘开始每隔 2 mm 选取一个测点对压电片在驱动电压作用下的形变进行了测试,结果如图 2 所示。

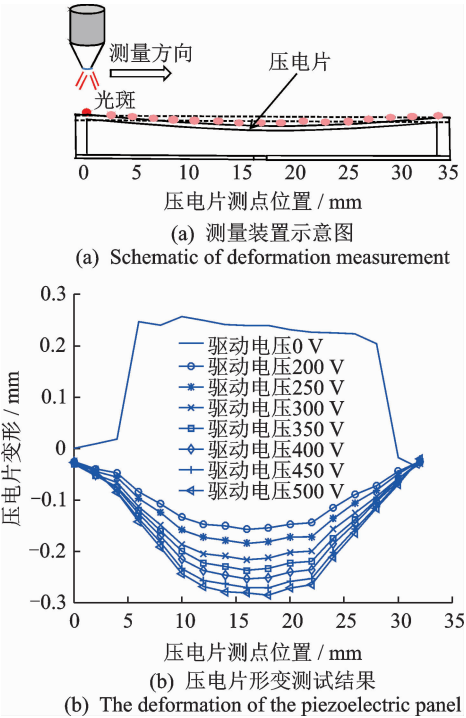


图 2 压电片形变测试

Fig. 2 Piezoelectric deformation test

图 2 中,当驱动电压为 0 时,测试曲线呈现出压电片轮廓,即压电陶瓷覆盖区域厚度为 0.25 mm。在不同的驱动电压下,压电片位移测试结果减去电压为 0 时的测试结果,得到压电片的形变量。压电片边缘变形小,中心变形大,变形量随驱动电压的增大而增大。在驱动电压为 500 V 时,压电片中心位移最大为 280 μm 。将上述曲线进行

拟合,并通过积分计算其体积,得到其体积最大变化量为 120 mm^3 。

2.1 声场仿真分析

采用 COMSOL 对所设计的声衬系统进行仿真,考虑到声衬的安装与加工,选择在方形管道上进行。方形管道的截面尺寸为 $510\text{ mm}\times 510\text{ mm}$ 。管道的 4 个壁面均布有 28 个声衬单元,每个单元之间的中心距为 40 mm 。仿真过程中,将管道和声衬的内壁设置为壁面边界条件,该边界上的方向速度设置为零,其余部分流体类型设置为空气,入口声压为 1 Pa 。安装声衬的声学管道内声压级分布情况如图 3 所示。

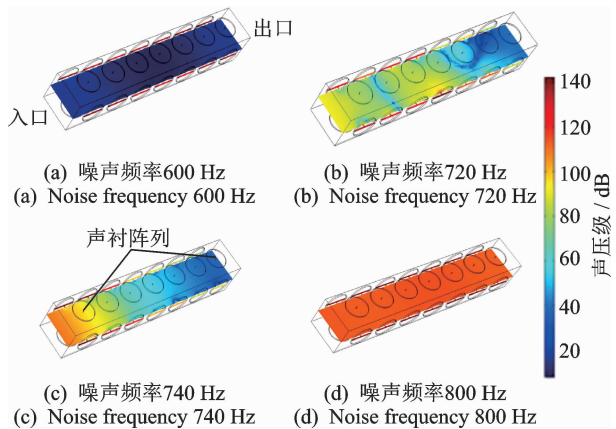


图 3 声衬管道声压级分布云图

Fig. 3 The pressure lever contour along the acoustic tunnel

从图 3 可以看出,声学管道内的声波的声压级随着声波频率的增加而不断增大, 600 Hz 时入口声压级为 20 dB ,而 800 Hz 时入口声波声压级增加为 100 dB ;当噪声频率与声衬固有频率差别较大时,声波穿过管道时几乎没有衰减,入口与出口处声压级基本保持一致,如图 3(a)和(d);当声波频率接近固有频率(737 Hz)时,声波在管道内的传播有明显的衰减迹象。如图 3(b)当入射声波频率为 720 Hz 时,管道入口声压级为 80 dB ,出口处声压为 30 dB ;如图 3(c)当入射声波频率为 740 Hz 时,管道入口声压级为 90 dB ,出口处声压为 30 dB ,管道从入口到出口噪声得到明显的抑制。从声压分布云图上也可以看出,基于亥姆霍兹共振器原理的声衬除对与共振频率相近频率的噪声具有明显的抑制作用以外,对其他频率的噪声几乎不具有抑制作用,具有明显的噪声频率选择特性。因此设计具有结构参数可调的声衬结构,对于扩宽声衬的敏感频带具有重要意义。

2.2 压电声衬声学性能仿真

为了模拟压电片变形后共振腔腔体体积变化对共振频率的影响,在建模过程中,将激光测微仪测得的位移曲线进行拟合,然后回转生成体,计算在不同驱动电压下共振腔的腔体体积,在保证腔体体积数值相同的前提下,用不同高度的圆柱体对变形后的共振腔腔体进行等效。采用上述方法,对不同驱动电压下的传递损失进行仿真,结果如图 4 所示。

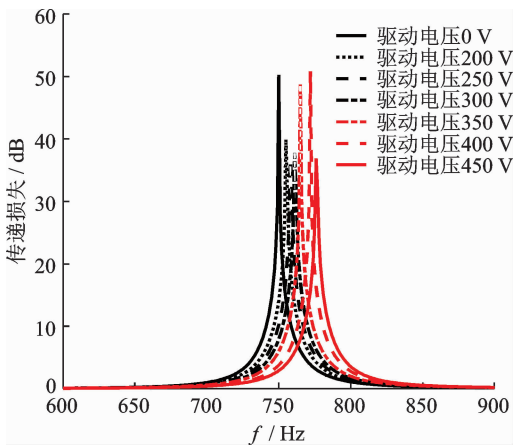


图 4 压电声衬消声效果仿真

Fig. 4 The simulation of control effect of liner

图 4 中,传递损失符合亥姆霍兹共振器的典型特征,即在共振频率处传递损失最大,而在其他频率处传递损失几乎为零。当未施加驱动电压时,传递损失的峰值频率为 737 Hz ,当驱动电压为 450 V 时,传递损失的峰值频率为 776 Hz ,仿真结果表明,通过调节共振腔体积可以实现共振频率的偏移。在声衬初始状态,仿真结果与理论计算得到的固有频率相差 6 Hz ,建模过程中网格的大小以及划分精度可能是造成该偏差的原因。下面将通过实验,对所设计的声衬性能进行测试。

3 压电声衬声学性能测试

传递损失是评价消声元件性能的重要指标。常用的测量方法包括三传声器法^[18]和双负载法等。其中,三传声器法运算简单,现选用该法对所设计的声衬性能进行测试。测试过程中将压电声衬集成在方形声学管道的壁面,方形管道以及声衬的尺寸与仿真过程中的参数选择保持一致。实验装置如图 5 所示。将扬声器密闭于管道端口的腔体中,传声器采用 4 支相位匹配的 $\Phi 12.7\text{ mm}$ ($1/2$ 英寸)IEPE 型传声器,不同截面之间的管道连接均采用圆滑过

渡。数据采集卡采用 NI9234 四通道动态信号采集模块,并编制了 Labview 采集、分析程序。通过 Si-neGen 软件模拟噪声源产生不同频率的正弦信号,通过功率放大器驱动扬声器产生声信号。

测试过程中,采样频率设置为 12.8 kHz,在 200~1 000 Hz 范围内取步长为 2 Hz,每个频率成分的噪声稳定时间和采样时间均设置成 1 s,分别测试在 0~450 V 驱动电压作用时不同频率下声衬系统的传递损失。

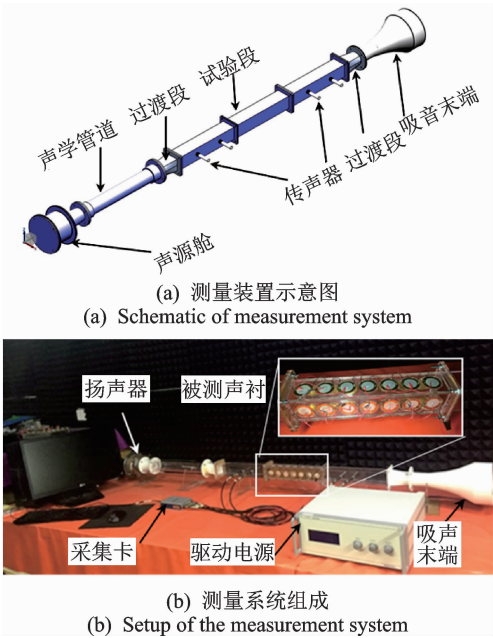


图 5 声衬传递损失测量装置

Fig. 5 The experiment setup of the TL measurement

测试结果如图 6 所示。当声学管道没有附加装置时,在 500~1 000 Hz 范围内,系统传递损失幅值小于 1 dB,声音在管道传递过程中没有衰减。当管道壁面安装有所设计的声衬时,系统传递损失发生明显改变。

传递损失曲线在 600~900 Hz 范围内发生变化,传递损失数值由 1 dB 增加到 6 dB。说明声衬的存在能够对这一频率范围的噪声具有抑制作用。当驱动电压为 0 V 时系统的传递损失峰值频率为 746 Hz;驱动电压增加至 450 V 后,传递损失峰值频率偏移至 788 Hz。驱动电压的改变,使得声衬共振腔的腔体体积发生变化,压电片发生弯曲变形,导致腔体体积减小,造成传递损失峰值频率发生偏移;通过控制驱动电压可以控制压电声衬致动,从而对多个频率的噪声进行抑制。

对比实验与理论可以发现:a. 仿真结果中声衬的敏感频带分布于 700~850 Hz 范围内,测试结果

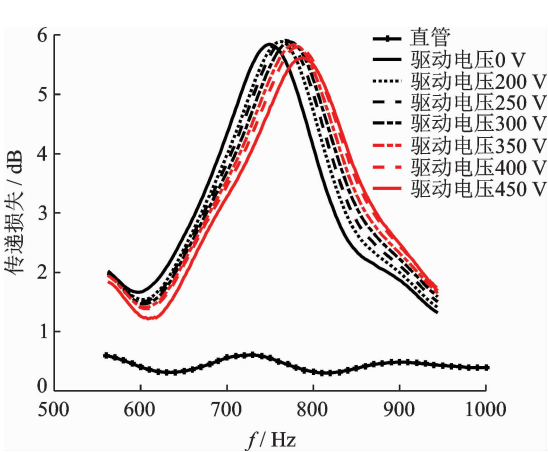


图 6 压电声衬传递损失测试结果

Fig. 6 The TL testing results of piezoelectric liner

中敏感频带位于 600~900 Hz 范围内,这是由于仿真过程中共振腔的壁面设置为理想壁面边界条件,而测试过程中,声衬的底面为压电片,其刚度较小,压电片会跟随入射声波振动,从而消耗掉一部分声能;另一方面由于阻尼的存在,实际测试系统的品质因数较理想状态偏低,因而测试结果比仿真结果具有更大的带宽。b. 传递损失的幅值存在较大的差异,这是由于仿真过程中各个参数的设定均是采用理想状态下的,而实际中气体密度温度以及参数与理想状态存在差异。实际使用过程中,可以通过增加压电致动单元的数量来提高传递损失的幅值。

图 7 为所设计声衬传递损失的峰值频率与驱动电压之间的理论计算结果、有限元仿真结果以及实验结果对比。计算结果是指将测试得到的压电片在不同驱动电压下的形变结果(图 2)进行拟合,计算出等效的共振腔腔体体积变化量,然后带入式(1)计算得到共振频率与驱动电压的关系。仿真结果是采用 COMSOL 进行有限元仿真得到声衬传递损失峰值频率与驱动电压的关系。实验结果是通过图 5 的实验装置对所设计声衬进行测试得到的结果。

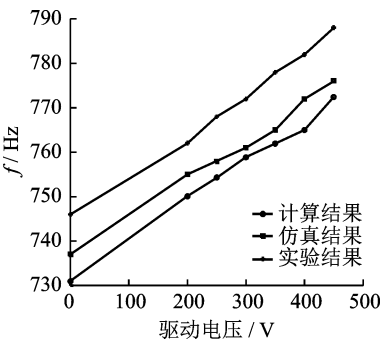


图 7 测试结果对比

Fig. 7 Comparison between theory, simulation and test

从图 7 中可以看出:a. 理论计算与仿真结果差别较小,当驱动电压为 400 V 时差别最大为 7 Hz,说明在仿真时采用等效体积的方法处理共振腔的形变是可行的;而实际测试结果与理论计算结果差别较大,其原因主要是声衬存在加工过程中腔体的直径、厚度以及孔径可能与设计值存在误差。b. 当驱动电压从 0 增加至 450 V 时,理论计算得到的传递损失峰值频率从 731 增加至 772 Hz,偏移量为 41 Hz;从仿真得到的传递损失峰值频率从 737 增加至 776 Hz,偏移量为 39 Hz;实际测试得到的传递损失峰值频率从 746 增加至 788 Hz,频率偏移量为 42 Hz。c. 当驱动电压从 0 增加至 450 V 时,3 种方法得到的声衬传递损失峰值频率与驱动电压基本成线性关系,随着驱动电压的增大,系统传递损失的峰值频率向增加的方向偏移,对实验结果进行线性拟合得到系统的灵敏度为 0.1 Hz/V,将据此编写压电声衬的自适应控制程序。

4 压电声衬控制系统设计

4.1 自适应控制系统组成

声衬能够根据噪声源频率的变化自动调节结构参数是压电声衬功能实现的关键。由于压电声衬的驱动电压在 0~450 V,而板卡的输出电压一般小于 5 V,为了解决上述问题,提出了一种基于光敏电阻的直流电压升压电路。在 NI-USB-6008 数据采集卡的模拟量输出通道接入 LED,采集卡输出不同的控制电压,LED 的亮度随之变化。光源亮度的变化会导致电路中的光敏电阻阻值发生改变,从而导致压电片的驱动电压发生改变,通过实验建立起输入电压(0~5 V)、驱动电压(0~450 V)与敏感频率的关系,然后通过计算机对压电声衬进行控制。

采用 LabVIEW 编制的压电声衬控制程序。将控制电压作为调节参数,通过计算噪声频率,以查表、插值的方式输出压电声衬的驱动电压,从而改变声衬固有频率,使声衬始终工作在共振状态下,实现对宽频噪声的抑制。

控制程序主要由 3 部分组成:数据采集、数据分析以及控制电压输出。通过数据采集,将声压信号转换为数字信号,由 NI-9234 数据采集卡实现;数据分析部分完成噪声频率求解,传递损失计算以及查表插值运算,通过调用 MATLAB 计算子程序完成;输出部分完成控制电压的输出,硬件通过 NI-USB 6008 实现。

4.2 控制效果分析

采用图 5 的实验装置对所设计的声衬及控制程序进行测试。当噪声源频率从 756 增加到 784 Hz 后,如图 8(a)所示,计算程序经过分析,检测到这一变化,启动查表插值程序,通过采集卡输出控制电压。由图 8(b)可以看到,控制电压从 2.6 增加到 4.1 V。输出电压的改变,导致光敏电阻发生变化,直流升压电路的输出电压随之改变,驱动电压如图 8(c)由 110 增加到 420 V。图 8(d)为从系统出口处的噪声声压级测试结果,当噪声频率为 756 Hz 时,声压级为 103.4 dB,噪声频率增加到 788 Hz 后,控制程序开启,声压级数值随着调节过程的进行迅速下降,约 0.5 s 后达到稳定状态,声压级降低至 102.4 dB,比调节前降低了 1 dB。由于管道尺寸的限制,总计集成了 28 个声衬单元,通过增加单元的数量,可以进一步提高降噪效果。

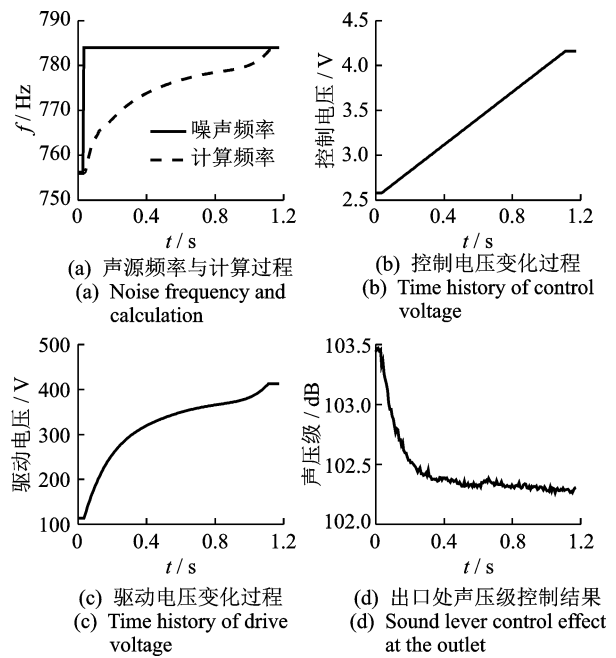


图 8 噪声控制时间历程
Fig. 8 The time history plot of noise control

上述结果表明,所设计的压电声衬及其控制系统可以实现声衬敏感频率的控制,实现变频噪声的自适应控制。

5 结 论

1) 提出一种基于逆压电效应的可调声衬结构,当驱动电压不同时,共振器具有不同的固有频率,可以实现对不同频率噪声的抑制;

2) 压电声衬的性能测试结果表明,当驱动电压为 0~450 V 时,系统的传递损失峰值频率与驱动电压呈线性关系,灵敏度为 0.1 Hz/V,所设计的压电声衬可以实现固有频率偏移 42 Hz。

3) 提出一种基于光敏电阻的直流电压放大模块,通过 LabVIEW 编制了压电声衬的驱动电压控制程序,实现了 0~450 V 驱动电压的自动控制。实验结果表明,当噪声频率由 746 变化至 788 Hz 时,系统驱动电压由 110 自动调整至 420 V,使声衬始终工作于共振状态,声压级降低 1 dB,在实验室条件下实现了变频噪声的自适应控制。

参 考 文 献

- [1] Haufe D, Schulz A, Bake F, et al. Spectral analysis of the flow sound interaction at a bias flow liner[J]. *Applied Acoustics*, 2014, 81(81):47-49.
- [2] Nadine S, Cuesta M, Galland Marie-Annick. Passive layer optimization for active absorbers inflow duct applications[C] // *Proceedings of the 9th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*. South Carolina: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2003.
- [3] Eldredge J D, Ann P. The absorption of axial acoustic waves by a perforated liner with bias flow[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2003, 485:307-335.
- [4] Eldredge J D. On the interaction of higher duct modes with a perforated liner system with bias flow[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2004, 510:303-331.
- [5] Envia E. Emerging community noise reduction approaches[R]. Cleveland, USA: Glenn Research Center, 2012.
- [6] Liu Fei. A tunable electromechanical helmholtz resonator[D]. Miami: University of Florida, 2007.
- [7] Lu Zhenbo, Cui Yongdong, Debiassi M, et al. A Tunable Dielectric Elastomer Acoustic Absorber[J]. *Acta Acustica united with Acustica*, 2015, 101: 863-866.
- [8] Lu Zhenbo, Cui Yongdong, Debiassi M. Active membrane-based silencer and its acoustic characteristics [J]. *Applied Acoustics*, 2016, 111:39-48.
- [9] Lu Zhenbo, Cui Yongdong, Zhu Jian. A novel duct silencer using dielectric elastomer absorbers[C] // *Proceedings of Society of Photo-Optical Instrumentation Engineers*. San Diego, California, USA: The International Society for Optical Engineering, 2014.
- [10] 黄伟稀, 侯宏, 李斌, 等. 基于切向流效应的宽频带穿孔板声衬的研究[J]. *航空动力学报*, 2012, 27(4): 770-776.

Huang Weixi, Hou Hong, Li Bin, et al. Broadband sound- absorption of perforated lining in the presence of grazing flow[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2012, 27(4):770-776. (in Chinese)

- [11] Mustafi P, Astley R J, Sugimoto R, et al. Acoustic Effects of Liner Damage on Zero-Splice Turbofan Intake Liners: Computational Study [J]. *AIAA Journal*, 2015, 53(3):703-712.
- [12] Betgen B, Galland M A, Piot E, et al. Implementation and non-intrusive characterization of a hybrid active - passive liner with grazing flow[J]. *Applied Acoustics*, 2012, 73(6-7):624-638.
- [13] 唐凌云, 王同庆, 孙晓峰. 几何和气动参数对多孔板波涡相互作用影响的研究[J]. *航空动力学报*, 1998, 13(3):249-253.
Tang Lingyun, Wang Tongqing, Sun Xiaofeng. Effects of geometric and aerodynamic parameters on interaction of waves and vortex on perforated plate[J]. *Journal of Aerospace Power*, 1998, 13(3):249-253. (in Chinese)
- [14] Sun Xiaofeng, Jing Xiaodong, Zhang Hao, et al. Effect of grazing-bias flow interaction on acoustic impedance of perforated plates[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2002, 254(3):557-573.
- [15] 景晓东, 孙晓峰, 吴景枢等. 基于声涡转化对穿孔板切向流效应的研究[J]. *力学学报*, 2002, 34(5):657-665.
Jing Xiaodong, Sun Xiaofeng, Wu Jingshu, et. al. An investigation of grazing flow effect on the impedance of a perforated plate based on sound—vortex interaction [J]. *Acta Mechanica Sinica*, 2002, 34(5):657-665. (in Chinese)
- [16] 季振林. 消声器声学理论与设计[M]. 北京: 科学出版社, 2015:51-57.
- [17] 刘克, 田静, 焦风雷, 等. 微穿孔板吸声体的研究进展 [J]. *声学学报*, 2005, 30(6):498-505.
Liu Ke, Tian Jing, Jiao Fenglei, et. al. Advances in micro-perforated panel absorbers[J]. *Acta Acustica*, 2005, 30(6):498-505. (in Chinese)
- [18] Nudhehi S S, Duncan G S, Farooq U. Modeling and experimental investigation of a helmholtz resonator with a flexible plate[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2013, 135(4): 0411021-0411026.



第一作者简介:吕海峰,男,1981年4月生,博士、副教授。主要研究方向为噪声控制与应用技术。曾发表《一种调频式共振消声器的设计》(《振动、测试与诊断》2012年第32卷第6期)等论文。

E-mail: lvhaifeng@nuc.edu.cn