

文章编号:1000-8055(2018)12-2999-08

doi:10.13224/j.cnki.jasp.2018.12.021

异形腔体压电声衬声学性能

陈 鹏, 吕海峰, 安 君, 张晓光, 王普浩, 吕传茂
(中北大学 机械工程学院, 太原 030051)

摘 要: 为提高压电声衬对低频噪声的抑制范围,对声衬腔体进行结构优化。利用平面波理论构建了两
种曲线管道的声学物理模型,并分别建立了两种模型的传递矩阵,以此作为异形腔体亥姆霍兹共振器传递损
失计算的理论依据,并通过仿真验证其正确性。结合压电振子的形变对声衬进行有限元仿真分析,结果表明:
在压电振子施加 500 V 驱动电压时,两种声衬频率偏移量分别为 115 Hz 和 120 Hz。与圆柱形腔体声衬进行对
比结果表明:在相同腔体厚度范围内,由曲率越大的曲线所生成的腔体,在相同驱动电压条件下,频率变化率
越高,这为今后对声衬腔体结构优化提供一种有效的依据。

关 键 词: 声衬; 亥姆霍兹共振器; 平面波理论; 传递矩阵; 传递损失

中图分类号: V216.5⁺4; TB535⁺.2 **文献标志码:** A

Acoustic performance of piezoelectric acoustic liners with
heteromorphic cavity

CHEN Peng, LÜ Haifeng, AN Jun, ZHANG Xiaoguang,
WANG Puhao, LÜ Chuanmao

(School of Mechanical Engineering, North University of China, Taiyuan 030051, China)

Abstract: In order to improve the suppression range of the low frequency noise of the
piezoelectric acoustic liners, the structure of the acoustic liner was optimized. By using the
plane wave theory, the acoustic physical model of two kinds of curvilinear channels was con-
structed, and the transfer matrix of two models was established, which can be used as the
theoretical basis for loss calculation of the Helmholtz resonator of the heteromorphic cavity;
and the correctness was verified by simulation. Combining the deformation of the piezoelec-
tric oscillator with the finite element simulation analysis of the acoustic liner, the results
showed that under the condition of applying 500 V driving voltage to the piezoelectric oscilla-
tor, the two kinds of acoustic systems were offset by 115 Hz and 120 Hz, respectively. Com-
pared with cylindrical cavity acoustic liner, the results show that: within the same cavity
thickness range, for the cavity generated by the curve of greater curvature under the condi-
tion of the same driving voltage, the frequency variation is higher, thus providing an effec-
tive basis for the acoustic liner cavity structure optimization.

Key words: acoustic liner; Helmholtz resonator; plane wave theory; transfer matrix;
transmission loss

声衬是控制飞行器发动机舱室噪声最有效的方式之一。传统声衬结构是由穿孔面板与蜂窝结构组合而成,本质上是一系列排列整齐的亥姆霍兹共振器^[1]。然而这种声衬结构仅对单一频带范围的噪声有明显的抑制作用,一旦超出该范围,对噪声的抑制作用则明显减弱。且设备舱室的噪声随着发动机转速的不同而改变,传统声衬无法对不同频率的噪声起到抑制作用,即缺乏灵活性。为克服声衬消声频带窄、灵活性较差的弊端,近年来国内外专家学者从理论、工程等不同角度进行了探索。

美国国家航空航天局(NASA)的研究人员采用 MEMS(micro eletro mechanical system)技术设计了一种共振腔体体积可调的新型声衬,通过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^[2]。新加坡国立大学的研究人员提出一种采用介电弹性薄膜制作的吸声结构,通过调整薄膜的张紧力和驱动电压,实现宽频消声^[3-5]。Beck 等人于 2015 年提出了将传统的四分之一波长声衬板与亥姆霍兹共振器结合,用来减弱发动机产生的低频噪声^[6]。

近年来,国内各大研究院所对可调频声衬从理论上以及工程探索中取得了突出成果。2002 年,李春林等人在传统声衬基础上增加了消声终端,并进行了相关实验,结果表明漏气增加了总压损失^[7]。王光发等人于 2008 年采用探针传声器技术进行测试,并将实验结果与理论结果进行对比,结果符合良好^[8]。2010 年,靳国永等人提出了应用于封闭空间的可调频亥姆霍兹共振器的自适应半主动控制,采用自适应频率可调的亥姆霍兹共振器跟踪激励频率,提出了三种频率调谐控制算法^[9]。哈尔滨工程大学季振林教授对各种不同类型的共振器结构进行了理论推导与仿真验证^[10]。赵晓臣等人采用 Green 函数和 Kirchhoff-Helmholtz 积分对鼓型消声器的声学性能进行了计算与分析,仿真结果表明频率范围有了较大幅度的提升^[11]。徐珺、李晓东采用气动声学方法对二维多狭缝共振腔开展数值模拟研究,取得了可喜的成果^[12]。

综上所述,无论是对声衬本身的理论分析还是实验验证,可调频声衬的研究都有了长足的进步,丰富了噪声控制的方法与途径。而目前声衬的结构设计上普遍成本较高,机械结构较为复杂笨重;频带范围较窄;控制精度不高,控制元器件

还需与声衬有较好的集成。因此,设计具有结构简便、便于控制的声衬单元是可控宽频声衬技术应用以及促进相关理论进一步深入发展的关键。

本文在传统亥姆霍兹共振器的基础上对其结构进行分析优化,提出了两种曲线形管道模型并对其进行理论分析与验证,将其作为声衬腔体构建声学模型。结合压电振子的逆压电效应,将压电振子作为声衬腔体的背板,实现声衬频率的调节。

1 压电声衬工作原理

声衬由一系列微型亥姆霍兹共振器(下文简称为共振器)阵列排布而成,压电振子是由压电陶瓷和金属薄膜组合而成。将压电振子作为亥姆霍兹共振器的腔体背板,当上、下电极加载电压时,压电振子会发生逆压电效应,当所施加的电压方向与压电陶瓷的极化方向平行但方向相反时,压电陶瓷会在径向伸长,同时在极化方向上缩短;当电压方向与极化方向相同时,压电陶瓷径向缩短,极化方向伸长^[13]。故通过控制施加在压电振子两端的电压,使压电振子发生形变,从而改变共振腔的体积,继而改变共振频率,实现共振频率的偏移。图 1 为压电声衬结构及工作原理图。

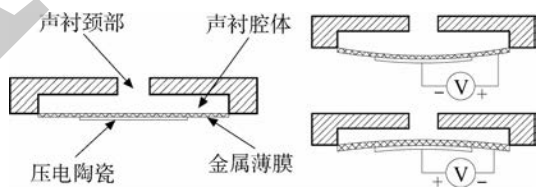


图 1 压电声衬结构及工作原理图

Fig. 1 Structure and working principle of piezoelectric acoustic liner

由于声衬腔体大多数为圆柱形或蜂窝状,压电振子形变导致的腔体体积变化量小,为了使腔体在不增加高度的条件下增大体积变化率,本文提出两种具有异形腔体的声衬结构,在相同驱动电压下比圆柱形腔体声衬具有更大的频率偏移量,下面从理论和实验两个方面进行说明。

2 理论分析

2.1 理论概述

当噪声的频率低于共振器的第一个高阶模态激发频率(即平面波的截止频率)时,共振器管道内部仅有平面波,因此可以使用平面波理论计算和分析共振器的声学现象^[14]。传递矩阵法使共

振器声学性能分析变得更加简便,其基本思想是把一个复杂的管道系统划分成若干个基本的声学单元,每两个单元之间用传递矩阵表示,所有传递矩阵的乘积是整个系统的传递矩阵,进而获得四极参数,便可计算出共振器的传递损失等物理量^[15]。管道消声系统的结构复杂多样,但可以将其看作由多个基本的声学单元组合而成,每个声学单元进出口的声压 p 和质量振速 $v = (\rho_0 S u)$ 可表示为

$$\begin{bmatrix} p_i \\ v_i \end{bmatrix} = \mathbf{T} \begin{bmatrix} p_o \\ v_o \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_o \\ v_o \end{bmatrix} \quad (1)$$

其中 $\mathbf{T}$ 称为该声学单元的传递矩阵,其四个元素 A, B, C, D 为四极参数。 p_i, p_o 分别是管道内入射声压和出射声压, v_i, v_o 分别是进出口处的质量振速, ρ_0 为空气密度, S 为管道的截面积, u 为管道面积处的质点振速。

2.2 理论推导

2.2.1 曲线形管道声学性能分析

图 2 为曲线形管道示意图。具有静态介质的渐变截面管道内的平面波满足如下三个基本方程^[16]:

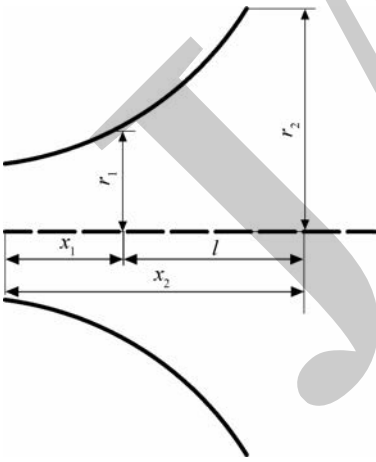


图 2 曲线形管道示意图

Fig. 2 Sketch map of curve pipe

质量连续方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial u}{\partial x} + \rho_0 \frac{u}{S} \cdot \frac{dS}{dx} = 0 \quad (2)$$

动量方程

$$\rho_0 \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (3)$$

等熵方程

$$\frac{p}{\rho} = c^2 \quad (4)$$

式中 p 为管道内声压, t 为时间, c 为声速。从式(2)~式(4)中消去 ρ 和 u 两个变量后,得到如下波动方程:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{1}{S(x)} \cdot \frac{dS(x)}{dx} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0 \quad (5)$$

对于简谐声波,声压可以表示

$$p(x, t) = p(x) e^{j\omega t}, \quad u(x, t) = u(x) e^{j\omega t} \quad (6)$$

则式(5)变为

$$\frac{\partial^2 p(x)}{\partial x^2} + \frac{1}{S(x)} \cdot \frac{dS(x)}{dx} \cdot \frac{\partial p(x)}{\partial x} + k^2 p(x) = 0 \quad (7)$$

式中 k 为波数, ω 为角频率,对于不同的轮廓曲线方程,表达式(7)是不同的,现针对指数函数形曲线与双曲线形轮廓管道,考虑曲线方程的一般性,有

$$\frac{1}{S(x)} \cdot \frac{dS(x)}{dx} = \begin{cases} -\frac{2}{x} & y = 1/(\alpha x) \\ 2m & y = e^{mx} \end{cases} \quad (8)$$

式中 α, m 分别为双曲线函数和指数函数曲线解析表达式系数,进而式(7)化简为

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 p(x)}{\partial x^2} - \frac{2}{x} \cdot \frac{\partial p(x)}{\partial x} + k^2 p(x) = 0 & y = 1/(\alpha x) \\ \frac{\partial^2 p(x)}{\partial x^2} + 2m \frac{\partial p(x)}{\partial x} + k^2 p(x) = 0 & y = e^{mx} \end{cases} \quad (9)$$

求解二阶非线性微分方程,解得

$$p(x) = \begin{cases} A_1 (jkx + 1) e^{-jkx} + A_2 (jkx - 1) e^{jkx} & y = 1/(\alpha x) \\ A_1 e^{-x(m+n)} + A_2 e^{-x(m-n)} & y = e^{mx} \end{cases} \quad (10)$$

为简化运算,令 $\sqrt{m^2 - k^2} = n$, A_1, A_2 为任意常数。

于是,结合式(10)和式(3),可得进出口变量间的如下传递矩阵表达式:

1) 曲线方程 $y = 1/(\alpha x)$

$$\begin{bmatrix} p_i \\ \rho_0 S_i u_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_1 & X_2 \\ X_3 & X_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_o \\ \rho_0 S_o u_o \end{bmatrix} \quad (11)$$

其中

$$\left. \begin{aligned} X_1 &= \frac{\sin(kl) + kx_1 \cos(kl)}{kx_2} \\ X_2 &= j \frac{c}{k^2 x_2^2 S_o} [\sin(kl) (1 + k^2 x_1 x_2) - kl \cos(kl)] \\ X_3 &= j \frac{x_1 S_i}{x_2 c} \sin(kl) \\ X_4 &= \frac{x_1 S_i \cos(kl)}{x_2 S_o} - \frac{x_1 S_i \sin(kl)}{kx_2^2 S_o} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

式中 S_i 、 S_o 为管道进、出口处的截面积; l 为管道进出口之间的距离; x_1 、 x_2 为曲线进出口相对坐标原点的距离。

2) 曲线方程 $y = e^{mx}$

$$\begin{bmatrix} p_i \\ \rho_0 S_i u_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_1 & Y_2 \\ Y_3 & Y_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_o \\ \rho_0 S_o u_o \end{bmatrix} \quad (13)$$

其中

$$\left. \begin{aligned} Y_1 &= \frac{m+n}{2n} e^{l(m-n)} - \frac{m-n}{2n} e^{l(m+n)} \\ Y_2 &= j \frac{\omega}{2S_o n} [e^{l(m+n)} - e^{l(m-n)}] \\ Y_3 &= j \frac{S_i k}{2cn} [e^{l(m+n)} - e^{l(m-n)}] \\ Y_4 &= \frac{S_i}{2nS_o} [(m+n)e^{l(m+n)} - (m-n)e^{l(m-n)}] \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

$$l = x_2 - x_1 \quad (15)$$

2.2.2 异形腔体亥姆霍兹共振器声学性能分析

将上文的曲线形管道充当腔体后如图3所示。假设共振器的连接管(颈)和空腔内均为轴向平面波传播,则有

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ \rho_0 S_c u_1 \end{bmatrix} = \mathbf{T}' \begin{bmatrix} p_3 \\ \rho_0 S_{v2} u_3 \end{bmatrix} \quad (16)$$

其中 $\mathbf{T}' = \mathbf{T}_1 \mathbf{T}_2$, $\mathbf{T}_1$ 为共振器颈部入口到共振器腔体入口之间的传递矩阵, $\mathbf{T}_2$ 为共振器腔体入口到共振器腔体顶端之间的传递矩阵。

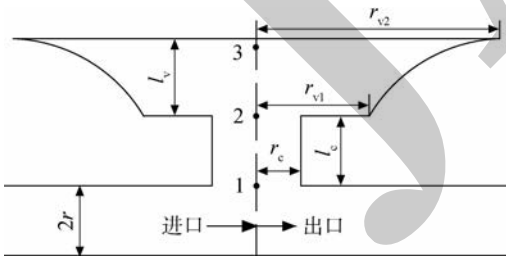


图3 异形腔体亥姆霍兹共振器

Fig. 3 Helmholtz resonator with heteromorphic cavity

对于圆柱形颈部

$$\mathbf{T}_1 = \begin{bmatrix} \cos(kl'_c) & j \frac{c}{S_c} \sin(kl'_c) \\ j \frac{S_c}{c} \sin(kl'_c) & \cos(kl'_c) \end{bmatrix} \quad (17)$$

对于异形共振器腔体

$$\mathbf{T}_2 = \begin{cases} \begin{bmatrix} X_1 & X_2 \\ X_3 & X_4 \end{bmatrix} & y = 1/(\alpha x) \\ \begin{bmatrix} Y_1 & Y_2 \\ Y_3 & Y_4 \end{bmatrix} & y = e^{mx} \end{cases} \quad (18)$$

其中 $l'_c = l_c + \delta_1 + \delta_2$, δ_1 为共振器颈部与主管道之间的声学端部修正^[17], δ_2 为共振器颈部与腔体之间的声学端部修正^[18]; p_1 、 p_3 分别为图3中质点1、3处的声压; 颈部截面积 $S_c = \pi r_c^2$; l_c 为颈部高度; 腔体下表面截面积 $S_{v1} = \pi r_{v1}^2$; 腔体上表面截面积 $S_{v2} = \pi r_{v2}^2$; u_1 为1处的质点振速; u_2 为2处的质点振速。

$$\delta_1/r_c =$$

$$\begin{cases} 0.8216 - 0.0644(r_c/r) - 0.694(r_c/r)^2 & r_c/r \leq 0.4 \\ 0.9326 - 0.6196(r_c/r) & r_c/r > 0.4 \end{cases} \quad (19)$$

$$\delta_2/r_c = 0.8216 - 1.0920(r_c/r_{v1}) - 0.1091(r_c/r_{v1})^2 + 0.3795(r_c/r_{v1})^3 \quad (20)$$

为获得异形腔体共振器传递损失的解析表达式, 需求出分叉处的声阻抗(即质点1处)。

$$Z_1 = \frac{p_1}{\rho_0 c u_1} \quad (21)$$

结合空腔端板的刚性壁面边界条件 $u_3 = 0$, 得

$$\frac{1}{Z_1} = \begin{cases} j \frac{N_1 + N_2}{N_3 - N_4} & y = 1/(\alpha x) \\ j \frac{M_1 + M_2}{M_3 - M_4} & y = e^{mx} \end{cases} \quad (22)$$

其中

$$\left. \begin{aligned} N_1 &= S_c \tan(kl'_c) [\tan(kl_v) + kx_1] \\ N_2 &= kx_1 S_{v1} \tan(kl_v) \\ N_3 &= S_c [\tan(kl_v) + kx_1] \\ N_4 &= kx_1 S_{v1} \tan(kl'_c) \tan(kl_v) \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= S_c \tan(kl'_c) [m+n - (m-n)e^{2l_v n}] \\ M_2 &= S_{v1} k (e^{2l_v n} - 1) \\ M_3 &= S_c [m+n - (m-n)e^{2l_v n}] \\ M_4 &= S_{v1} k \tan(kl'_c) (e^{2l_v n} - 1) \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

将式(21)代入侧支管道单元传递矩阵中, 即

$$\begin{bmatrix} p_{mi} \\ \rho_0 S_o u_{mi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ (S_o/c)(1/Z_1) & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{mo} \\ \rho_0 S_o u_{mo} \end{bmatrix} \quad (25)$$

其中 $S_o = \pi r^2$, r 为主管道截面半径; l_v 为腔体高度; p_{mi} 、 u_{mi} 分别是主管道入口处声压和质点振速; p_{mo} 、 u_{mo} 分别是主管道出口处声压和质点振速。

将式(24)中的四极参数代入式(25), 即

$$L = 20 \lg \left[\frac{1}{2} \left| A + B \left(\frac{S_o}{c} \right) + C \left(\frac{c}{S_o} \right) + D \right| \right] \quad (26)$$

得传递损失公式

$$L = \begin{cases} 10\lg\left[1 + \left(\frac{S_c}{2S_0} \cdot \frac{N_1 + N_2}{N_3 - N_4}\right)^2\right] & y = 1/(\alpha x) \\ 10\lg\left[1 + \left(\frac{S_c}{2S_0} \cdot \frac{M_1 + M_2}{M_3 - M_4}\right)^2\right] & y = e^{mx} \end{cases} \quad (27)$$

2.2.3 仿真验证

为了验证公式的正确性,现分别选取两组不同尺寸的异形腔体亥姆霍兹共振器结构,参数如表 1、表 2 所示。

表 1 曲线为 $y=1/(\alpha x)$ 形异形腔体共振器几何参数

Table 1 Geometrical parameters of $y=1/(\alpha x)$ shaped heteromorphic cavity resonator

参数	数值	
	第一组	第二组
α	0.01	0.02
x_1	-20	-15
x_2	-2	-3
r_1/mm	5	10/3
r_2/mm	50	50/3
l_v/mm	18	12
r_c/mm	3	0.7
l_c/mm	13	4
r/mm	30	25.5

表 2 曲线为 $y=e^{mx}$ 形异形腔体共振器几何参数

Table 2 Geometrical parameters of $y=e^{mx}$ shaped heteromorphic cavity resonator

参数	数值	
	第一组	第二组
m	0.5	0.25
r_1/mm	7.4	4.3
r_2/mm	20	15
l_v/mm	2	5
r_c/mm	0.8	1
l_c/mm	5	5
r/mm	25.5	10

将上述两种类型的异形腔体共振器分别按照两表格中的参数构建声学模型,划分四面体网格后导入 COMSOL Multiphysics 5.2 软件进行声

学有限元仿真分析,将仿真结果与公式计算结果进行对比,对比如图 4 和图 5 所示。

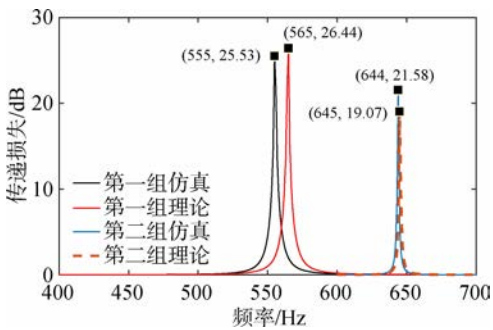


图 4 曲线为 $y=1/(\alpha x)$ 形异形腔体共振器仿真与理论对比

Fig. 4 Simulation and theoretical comparison of $y=1/(\alpha x)$ shaped heteromorphic cavity resonators

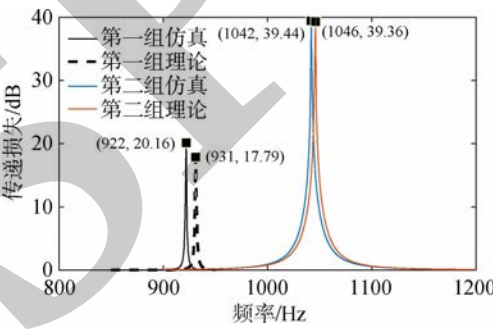


图 5 曲线为 $y=e^{mx}$ 形异形腔体共振器仿真与理论对比

Fig. 5 Simulation and theoretical comparison of $y=e^{mx}$ shaped heteromorphic cavity resonators

从图 4、图 5 两种不同类型的异形腔体亥姆霍兹共振器的对比图可知,异形腔体亥姆霍兹共振器传递损失理论计算的结果与声学有限元分析结果吻合良好,四组几何参数计算结果的共振频率误差不超过 10 Hz,说明所建立的理论模型可以为异形腔体声衬的分析研究提供理论基础。

3 压电振子形变测量实验

3.1 测量装置设计

压电振子形变量为微米级,采用激光测微仪对压电振子的形变进行测量,该装置包括 Keyence IL-030 激光位移传感器,0~500 V 可调直流驱动电源以及丝杠装置等,如图 6 所示。压电振子的有效直径定为 30 mm。装有压电振子的活动夹具固定在丝杠平台上,在不施加驱动电压的条件下,步进电动机带动丝杠每隔 2 mm 直线移动,此时激光位移传感器的光斑从压电振子的边缘开

始沿着压电振子的径向每隔 2 mm 选取一个测点,数据则通过数据采集卡 USB6008 输入计算机,从而可以记录下压电振子径向形变数据。待光斑沿径向扫描一次后,依次对压电振子施加驱动电压,重复上述步骤,将变形后的测量结果与静态时的测量结果求差值,从而可以测试压电振子在不同驱动电压下的变形分布情况。

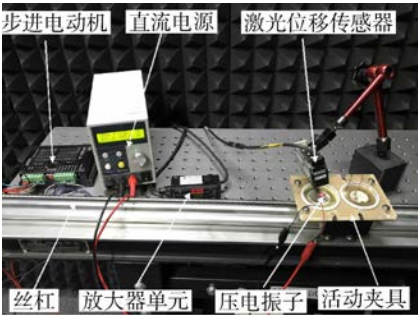


图 6 实验测试装置

Fig. 6 Experimental test device

3.2 压电振子形变测量结果

本文采用的是直径为 35 mm 的压电振子,金属薄膜材质为黄铜,厚度为 0.15 mm,压电陶瓷直径为 20 mm,厚度为 0.25 mm。为防止人为因素导致的测量偏差,需对压电振子四周进行固定,测量结果如图 7 所示。

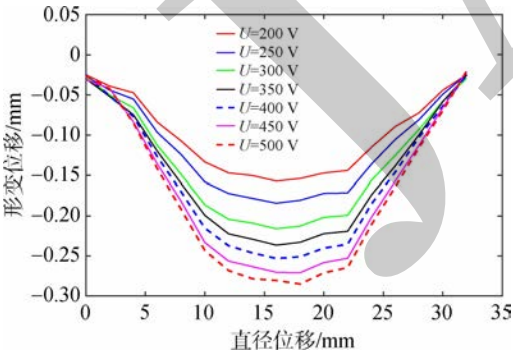


图 7 压电振子位移形变图

Fig. 7 Displacement deformation diagram of piezoelectric oscillator

从图 7 可知,随着驱动电压(U)的增大,压电振子的形变越明显,将压电振子作为声衬腔体的背板,则声衬腔体的体积变化量会随着驱动电压的增大而增大。将图中曲线进行拟合,并通过积分算出其形变体积,得到两者的关系,如图 8 所示。

从图 8 中可以看出,驱动电压与压电振子的体积形变量之间呈现近似的线性关系,可以通过

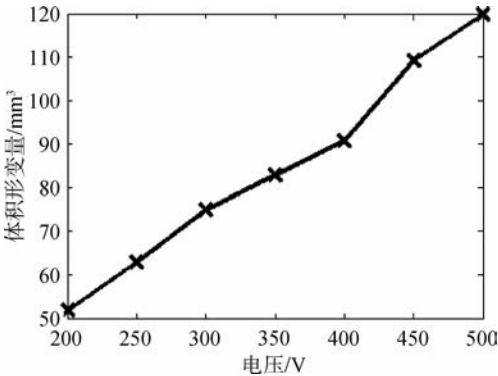


图 8 电压与腔体体积变化关系图

Fig. 8 Relationship between voltage and volume change of cavity

控制驱动电压实现声衬腔体体积的线性变化。

4 异形腔体压电声衬声学分析

4.1 声衬结构设计

声衬的几何参数决定了声衬的传递损失曲线峰值大小以及共振频率。将直径为 35 mm 的压电振子作为腔体背板,有效直径为 30 mm,出于对声衬的精度、对中、低频噪声更好的抑制作用以及声衬腔体背板尺寸的考量,两种声衬腔体高度均为 1 mm,腔体上表面半径 $r_{v1}=15$ mm,下表面半径 $r_{v2}=10$ mm,颈部有效高度为 7 mm,颈部截面直径为 1 mm。为提高声衬的传递损失,将声衬单元排布成阵列,安装在方形声学管道的四周,相邻两个声衬单元之间的距离为 40 mm,每面排列 7 个声衬单元,四周均布共计 28 个单元,如图 9 所示。

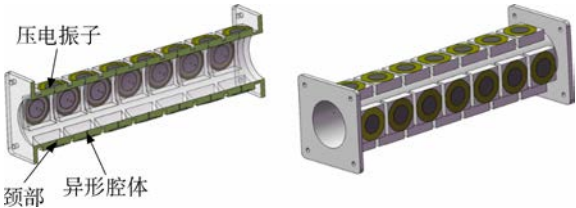


图 9 异形腔体声衬结构示意图

Fig. 9 Sketch map of acoustic liner with heteromorphic cavity

4.2 声衬声学有限元仿真分析

由于噪声在声衬中是以空气为介质传播,故需建立声衬的空气声学模型。将建立好的声学模型导入有限元仿真软件 COMSOL Multiphysics 5.2 进行有限元分析,结合压电振子的形变测试结果,将不同驱动电压作用下的声衬单元依次进行仿真,经过对比发现,随着电压的增大,异形腔

体声衬的共振频率逐渐增大。电压越大,频率偏移量越大,其中,指数函数 $y=e^{mx}$ 形压电声衬 500 V 电压下频率偏移 115 Hz,双曲线($y=1/(\alpha x)$)形压电声衬 500 V 电压下频率偏移 120 Hz。声衬有限元模型以及仿真结果如图 10、图 11 所示。



图 10 声衬声学有限元模型

Fig. 10 Finite element model of acoustic liner

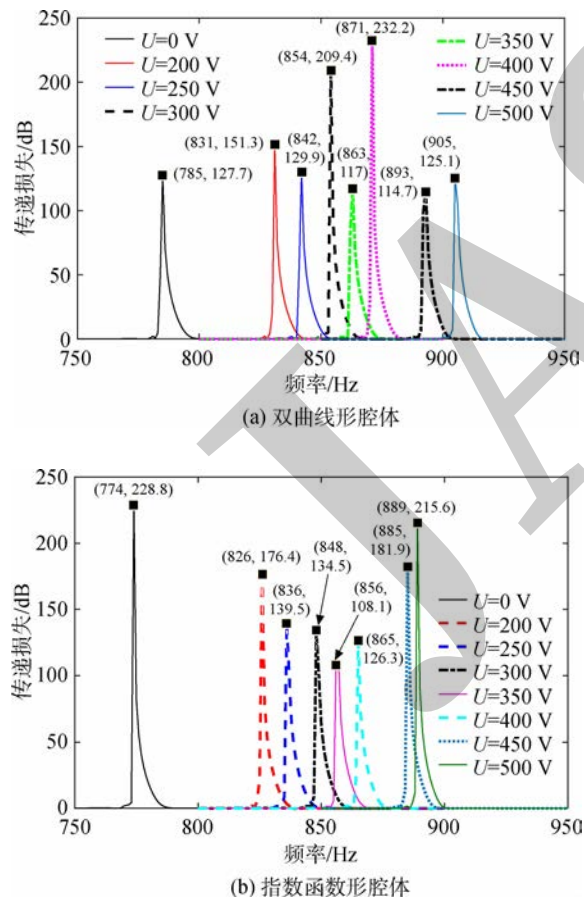


图 11 异形腔体声衬传递损失变化图

Fig. 11 Variation of transmission loss of acoustic liner with heteromorphic cavity

4.3 异形腔体声衬与圆柱形腔体声衬声学性能对比

将圆柱形腔体声衬与另外两种异形腔体声衬在相同尺寸的条件分别构建声学有限元模型,

由于压电振子的尺寸约束,故圆柱形腔体的上下表面半径均为 30 mm。结合压电振子在驱动电压下的形变,分别对三种腔体的声衬进行仿真分析,其中圆柱形腔体声衬单元及仿真结果如图 12、图 13 所示,其传递矩阵为

$$T_3 = \begin{bmatrix} \cos(kl_v) & j\frac{c}{S_v}\sin(kl_v) \\ j\frac{S_v}{c}\sin(kl_v) & \cos(kl_v) \end{bmatrix} \quad (28)$$

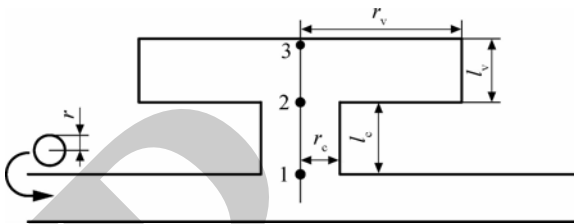


图 12 圆柱形腔体声衬单元模型

Fig. 12 Cylindrical cavity acoustic liner element model

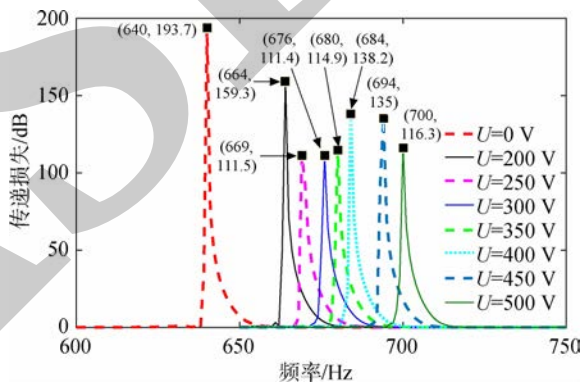


图 13 圆柱形腔体声衬传递损失变化图

Fig. 13 Variation of transmission loss of acoustic liner with cylindrical cavity

从图 12、图 13 可知,圆柱形腔体声衬频率偏移量为 60 Hz。尽管频率偏移量不如两种异形腔体声衬,但应着眼于频率变化百分率。将三种声衬频率偏移量及频率变化率在 500 V 驱动电压下进行对比,如表 3 所示。

表 3 三种声衬频率偏移量及变化率

Table 3 Frequency offset and variation rate of three kinds of acoustic liner

声衬类型	频率 偏移量/Hz	频率变化 百分率/%
圆柱形腔体声衬	60	9.36
指数函数腔体声衬	115	14.86
双曲线腔体声衬	120	15.29

结果表明,双曲线形腔体声衬在相同的压电振子的形变下,频率偏移量以及频率变化百分率最高,圆柱形腔体声衬最低。

5 结 论

1) 以三个声学基本方程为基础,推导了静态介质渐变截面管道的传递矩阵,建立了异形腔体亥姆霍兹共振器传递损失的理论计算依据,仿真结果验证了该理论的正确性,这为异形腔体声衬提供了理论基础。

2) 结合压电振子的形变设计出异形腔体声衬的声学模型,并对不同轮廓曲线腔体的声衬分别仿真。其中腔体体积形变量在 $0 \sim 500 \text{ V}$ 驱动电压下接近线性变化,说明通过控制压电振子的驱动电压来实现声衬线性抑制噪声是可行的。

3) 将圆柱形腔体声衬与两种异形腔体声衬在相同尺寸下进行仿真对比,结果表明:曲线为双曲线形的腔体声衬频率偏移量和频率变化最大,分别是 120 Hz 和 15.29% 。圆柱形腔体声衬最小,频率仅偏移 60 Hz ,变化率为 9.36% 。分析发现,由于双曲线的曲率是三者中最大的,故在相同体积变化量下,其体积变化率为最大。这为今后声衬腔体的优化设计提供了一种有效的理论依据。

参考文献:

- [1] HAUF D, SCHULZ A, BAKE F, et al. Spectral analysis of the flow sound interaction at a bias flow liner[J]. Applied Acoustics, 2014, 81: 47-49.
- [2] ENVIA E, THOMAS R. Emerging community noise reduction approaches[R]. AIAA-2011-3532, 2011.
- [3] LU Z B, CUI Y D, DEBIASI M, et al. A tunable dielectric elastomer acoustic absorber[J]. Acta Acustica United with Acustica, 2015, 101(4): 863-866.
- [4] LU Z B, CUI Y D, DEBIASI M. Active membrane-based silencer and its acoustic characteristics[J]. Applied Acoustics, 2016, 111: 39-48.
- [5] LU Z, ZHU J. A novel duct silencer using dielectric elastomer absorbers[J]. Proceeding of SPIE, 2014, 9056: 90562N. 1-90562N. 13.
- [6] BECK B S, SCHILLER N H, JONES M G. Impedance assessment of a dual-resonance acoustic liner[J]. Applied Acoustics, 2015, 93: 15-22.
- [7] 李春林, 赖士洪. 风扇进气道胶接蜂窝声衬样件声学性能实验研究[J]. 航空动力学报, 2002, 17(1): 45-48.
LI Chunlin, LAI Shihong. Experimental study on the acoustic property of bonding honercomb nacell models in compressor inlet[J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17

(1): 45-48. (in Chinese)

- [8] 王光发, 景晓东, 孙晓峰. 现场测量管道声衬声阻抗的双传声器法实验研究[J]. 航空动力学报, 2008, 23(1): 70-74.
WANG Gunagfa, JING Xiaodong, SUN Xiaofeng. An experimental investigation of two-microphone method for in situ measurement of the acoustic impedance of a duct liner[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(1): 70-74. (in Chinese)
- [9] 靳国永, 张洪田, 李玩幽, 等. 基于可调频亥姆霍兹共振器的封闭空间噪声自适应半主动控制[J]. 声学学报, 2010, 35(3): 309-320.
JIN Guoyong, ZHANG Hongtian, LI Wanyou, et al. Adaptive semi-active noise control in enclosure using self-tuning Helmholtz resonators[J]. Acta Acustica, 2010, 35(3): 309-320. (in Chinese)
- [10] 季振林. 消声器声学理论与设计[M]. 北京: 科学出版社, 2015: 51-57.
- [11] 赵晓臣, 柳贡民, 张文平. 鼓型消声器的声学性能计算与分析[J]. 振动与冲击, 2015, 34(17): 152-160.
ZHAO Xiaochen, LIU Gongmin, ZHANG Wenping. Acoustic attenuation performance of a drumlike silencer[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(17): 152-160. (in Chinese)
- [12] 徐珩, 李晓东. 高声强下多狭缝共振腔的吸声性能[J]. 航空动力学报, 2016, 31(3): 548-554.
XU Jun, LI Xiaodong. Sound absorption characteristics of resonator with multi slits under high sound pressure level[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(3): 548-554. (in Chinese)
- [13] 罗剑. 基于 MEMS 技术的新兴射流技术研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2010.
LUO Jian. Research on new jet technology based on MEMS technology[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2010. (in Chinese)
- [14] KANG Z X, JI Z L. Acoustic length correction of duct extension into a cylindrical chamber[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 310(4): 782-791.
- [15] JI Z L, FANG Z. Three-pass perforated tube muffler with end-resonator[J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2011, 4(2): 989-999.
- [16] MUNJAL M L. Acoustics of ducts and mufflers[M]. New York: Wiley-Interscience, 1987.
- [17] JI Z L. Acoustic length correction of closed cylindrical side-branched tube[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 283(3): 1180-1186.
- [18] 康钟绪, 郑四发, 连小珉, 等. 膨胀腔消声器声学仿真的一维修正方法[J]. 声学学报, 2011, 36(6): 652-657.
KANG Zhongxu, ZHENG Sifa, LIAN Xiaomin, et al. Corrected one-dimensional approach for the acoustic simulation of expansion chamber silencer[J]. Acta Acustica, 2011, 36(6): 652-657. (in Chinese)