Hans汉斯

基于声虹吸效应的薄膜声学超材料 吸声型管道消声器

张伟光,罗钰尭,张 健,闫宛茹

兰州交通大学数理学院, 甘肃 兰州

收稿日期: 2024年6月17日; 录用日期: 2024年7月19日; 发布日期: 2024年7月31日

摘要

本文将薄膜型声学超材料应用于消声器中,通过利用其独特的吸声性能,将声学超材料的吸声特性转化为计算消声器的传输损失的特性。通过引入声虹吸效应,有效提升了消声器的消声效果,实现了更为出色的声学性能。获得了一种结构简单、体积小,在管道声学方面能够控制低、宽频噪声的薄膜吸声型消声器。基于将单元扩胞引入声虹吸效应,改善消声器的消声效果,结果表明当扩胞为两个单元结构后,消声器的传输损失获得了提升,获得4个传输损失声峰,最高传输损失峰值为18 dB为提高消声器的消声效果提供了新的优化思路。

关键词

膜型声学超材料,吸声特性,声虹吸效应,消声器

Film Acoustic Metamaterial Sound-Absorbing Pipe Muffler Based on Acoustic Siphon Effect

Weiguang Zhang, Yuyao Luo, Jian Zhang, Wanru Yan

School of Mathematics and Physics, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou Gansu

Received: Jun. 17th, 2024; accepted: Jul. 19th, 2024; published: Jul. 31st, 2024

Abstract

In this paper, the thin-film acoustic metamaterial is applied to the muffler. By using its unique sound absorption performance, the sound absorption characteristics of the acoustic metamaterial

are transformed into the characteristics of calculating the transmission loss of the muffler. By introducing the acoustic siphon effect, the silencing effect of the muffler is effectively improved, and a better acoustic performance is achieved. A thin film sound-absorbing muffler with simple structure, small size and low and broadband noise control in pipeline acoustics is obtained. Based on the introduction of cell expansion into the acoustic siphon effect, the silencing effect of the muffler is improved. The results show that when the cell is expanded into two unit structures, the transmission loss of the muffler is improved, and four transmission loss peaks are obtained. The maximum transmission loss peak is 18 dB, which provides a new optimization idea for improving the silencing effect of the muffler.

Keywords

Membrane Acoustic Metamaterials, Sound Absorption Characteristics, Acoustic Siphon Effect, Muffler

Copyright © 2024 by author(s) and Hans Publishers Inc. This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0). <u>http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/</u> CC Open Access

1. 引言

目前的学者针对薄膜声学超材料的研究,主要聚焦于如何降低其工作频率、拓宽隔音的频率范围, 以及通过优化材料和参数来提升其隔声效果。然而,这种材料在应用中确实存在一个显著的局限性,即 在隔声的同时不允许气流通过,这使得它在处理管道中有气流通过的情况时无法发挥作用[1]-[3]。实际工 程应用中,大量的管道声学问题都要求安装消声器,然而这种消声器是要求可以有气流通过的,那么对 于这种情况而言,目前学者们对于薄膜声学超材料的研究是无法满足要求的。在管道声学领域,赫姆霍 兹消声器和扩张管消声器等抗性消声器技术相对成熟[4]-[7]。这些消声器通过共振腔的振动来消耗能量, 因此它们主要适用于单一特定频率的噪声控制。然而,这些消声器的体积通常较大,这使得在狭小空间 如散热风扇出口等地方难以应用。当前的消声器设计在低频噪声控制方面,仍面临仅适用于中高频噪声、 宽频噪声效果较差、加工困难、厚度大的挑战。为了在狭小空间内实现有效的低频噪声控制,需要开发 新型、紧凑且高效的消声器技术。这可能需要结合新材料、新工艺或先进的声学设计策略来创造出一种 体积小、工作频率宽且降噪效果好的新型消声器。

2. 膜型消声器的结构设计

我们构建了膜消声器的三维简易仿真模型。在单胞仿真时,管道的具体尺寸为:高度 h' = 20 mm, 宽度 l' = 30 mm,长度 w' = 95 mm。薄膜的长度 W = 36 mm,宽度 L = 30 mm,和厚度 t = 0.2 mm,两个半空心质量块的厚度为 h = 0.2 mm,内半径 r = 5 mm和外半径 R = 7 mm,两个质量块的间距 d = 2 mm, 背腔深度 H = 30 mm。最终形成的单胞模型如图 1(a)所示。

在双单元结构的设计中,由于张力对薄膜超材料吸声峰的频率影响较大,改变张力便于产生声虹吸效应,为了减少其它因素的影响,我们仅调整了单胞结构的张力。具体调整为:单元1的张力设定为0.12 MPa,而单元2的张力则设定为0.16 MPa。此外,为了减少管道长度对性能的影响,我们还修改了管道的尺寸,将长度 w"增加至135 mm 让平面波到达单元1的距离与单胞相同。这一调整后的模型如图1(b) 所示。



Figure 1. Muffler structure diagram. (a) Unit cell structure diagram; (b) double unit structure diagram; (c) structure diagram of thin film metamaterials 图 1. 消声器结构图。(a) 单胞结构图; (b) 双单元结构图; (c) 薄膜超材料结构图

评价消声器的声学性能通常采用三个重要参数:插入损失(Insertion Loss, IL)、传递损失(Transmission Loss, TL)以及减噪量(Noise Reduction, NR)。这三个参数让我们对消声器声学性能的评价有了量化的标准 [8]-[10],是一种有效的方法。经过对比三个参数的特性,我们选择了传递损失作为评价膜消声器声学性能的标准,因为它计算速度快且能够客观地反映膜消声器的声学性能。



图 2.消声器传递损失的定义

传递损失指的是在出口端无反射的条件下,消声器进口处入射声功率级与出口处透射声功率级之间 的差异,以分贝为单位进行量化表示[10]:

$$TL = L_{W_i} - L_{W_t} = 10 \lg (W_i / W_t)$$
(2.1)

式中, *L_{wi}* 和 *L_{wi}* 分别为消声器进口处的入射声功率级和出口处的透射声功率级, *W_i* 和 *W_i* 分别为消声器进口处的入射声功率和出口处的透射声功率, 如图 2 所示。

当进出口管道内的声波为平面波时,入射和透射声功率可表示为:

$$W_{i} = S_{1}I_{i} = \frac{S_{1}(1+M_{1})^{2} |p_{i}|^{2}}{\rho_{1}c_{1}}$$
(2.2)

$$W_{t} = S_{2}I_{t} = \frac{S_{2}(1+M_{2})^{2}|p_{t}|^{2}}{\rho_{2}c_{2}}$$
(2.3)

其中, *I_i*和 *p_i*、*I_i*和 *p_t*分别为消声器进口处的入射声强和声压、出口处的透射声强和声压; *S*₁、*ρ*₁、*c*₁、 *M*₁和 *S*₂、*ρ*₂、*c*₂、*M*₂分别为消声器进口和出口的横截面积、介质密度、声速和气流马赫数。值得注意 的是,当气体流动方向与声波传播方向相同时,马赫数 *M*取为正数,否则为负数。于是,消声器的传递 损失可以表示为:

$$TL = 20 \lg \left\{ \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{1/2} \left(\frac{1+M_1}{1+M_2} \right) \left(\frac{\rho_2 c_2}{\rho_1 c_1} \right)^{1/2} \left| \frac{p_i}{p_i} \right| \right\}$$
(2.4)

当消声器进出口处的温度保持一致时,介质的特性阻抗亦会相同,因此,方程(1.4)可简化为:

$$TL = 20 \lg \left\{ \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{1/2} \left(\frac{1 + M_1}{1 + M_2} \right) \left| \frac{p_i}{p_i} \right| \right\}$$
(2.5)

在消声器进出口截面积相同的情况下,式(4.5)可进一步简化为:

$$TL = 20 \lg \left| \frac{p_i}{p_i} \right|$$
(2.6)

消声器的传递损失可采用四极参数进行表征。具体来说,消声器进出口间的声压与质量速度可表示为:

$$\begin{cases} p_1 \\ v_1 \end{cases} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{cases} p_2 \\ v_2 \end{cases}$$
 (2.7)

式中, *p*₁为管道系统进口的声压; *v*₁为管道进口的声速; *A*、*B*、*C*、*D*为四极参数; *p*₂为管道系统出口的声压; *v*₂为管道出口的声速。

声压和质点振速(u1、u2)可使用入射和反射声压来表示,即:

$$p_1 = p_i + p_r \tag{2.8}$$

$$p_2 = p_t \tag{2.9}$$

$$u_1 = \frac{1}{\rho_1 c_1} \left(p_i - p_r \right)$$
(2.10)

$$u_2 = \frac{1}{\rho_2 c_2} p_t \tag{2.11}$$

将式(2.8)、(2.9)、(2.10)、(2.11)代入式(2.7),可以得到:

$$2p_i = \left\{ A + B\left(\frac{s_2}{c_2}\right) + C\left(\frac{c_1}{s_1}\right) + D\left(\frac{c_1}{s_1}\frac{s_2}{c_2}\right) \right\} p_t$$
(2.12)

DOI: 10.12677/app.2024.147060

将式(2.12)代入式(2.4),得:

$$TL = 20 \lg \left\{ \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{1/2} \left(\frac{1+M_1}{1+M_2} \right) \left(\frac{\rho_2 c_2}{\rho_1 c_1} \right)^{1/2} \frac{1}{2} \middle| A + B \left(\frac{s_2}{c_2} \right) + C \left(\frac{c_1}{s_1} \right) + D \left(\frac{c_1}{s_1} \frac{s_2}{c_2} \right) \right| \right\}$$
(2.13)

如果消声器进出口处的温度相同,进出口横截面积也相同,则式(2.21)可以简化为:

$$TL = 20 \lg \left\{ \frac{1}{2} \left| A + B\left(\frac{s_1}{c_1}\right) + C\left(\frac{c_1}{s_1}\right) + D \right| \right\}$$
(2.14)

如果把消声器进出口间的关系表示成:

$$\begin{cases} p_1 \\ \rho_1 c_1 u_1 \end{cases} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{cases} p_2 \\ \rho_2 c_2 u_2 \end{cases}$$
(2.15)

式中, T₁₁、T₁₂、T₂₁、T₂₂为消声器的四极参数。则消声器的传递损失表达式为:

$$TL = 20 \lg \left\{ \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{1/2} \left(\frac{1+M_1}{1+M_2}\right) \left(\frac{\rho_2 c_2}{\rho_1 c_1}\right)^{1/2} \frac{|T_{11}+T_{12}+T_{21}+T_{22}|}{2} \right\}$$
(2.16)

如果消声器进出口的温度相同,且进出的横截面积也相同,则式(2.16)可以简化为:

$$TL = 20 \lg \left(\frac{1}{2} \left| T_{11} + T_{12} + T_{21} + T_{22} \right| \right)$$
(2.17)

经过公式推导,我们得出结论,传递损失与声源阻抗和管口辐射阻抗之间不存在直接关联,而仅与 消声器本身特性密切相关[11]。因此,在探讨消声器声学性能的理论框架内,传递损失成为一个普遍且重 要的参考指标[11]。

膜消声器的传递损失虽具备公式简洁、计算迅速的优点,但在实际应用中,其忽略了结构与声学域 高阶波的影响,从而可能产生计算偏差。同时,在参数优化过程中,传递损失所需的重复计算与常用的 有限元和边界元法存在冲突,这进一步限制了其在实际工程中的应用。相较之下,时域方法虽然能够全 面考虑复杂流动对建模计算的影响,但这也导致了计算数据量的显著增加和计算时间的延长。在优化过 程中,通常需要大量的重复计算,这使得时域方法在实际操作中变得不太适合。

基于上述考虑,我们选择采用有限元方法作为主要的计算手段。有限元法既能够兼顾计算的准确性, 又能在一定程度上控制计算量和时间,更适应于实际工程中的需求。

3. 消声器声学性能仿真

3.1. 单胞结构消声器声学性能

使用多物理场仿真分析软件对单胞消声器进行有限元仿真的,得到的传输损失效果如图 3 所示,图 中黑色曲线表示我们所设计消声器的传输损失,红色曲线表示铜膜消声器的传输损失[10],可以看出,在 200~1000 Hz 范围内,我们所设计的消声器出现了 4 个传递损失峰,传输损失效果比膜消声器的传输损 失效果获得了提升,传输损失频带获得了拓宽,薄膜超材料消声器传输损失峰所处频率分别为 340 Hz (图中 A 点)、480 Hz (图中 B 点)、750 Hz (图中 C 点)、880 Hz (图中 D 点),吸声系数分别为 7 dB、4 dB、5 dB 和 7 dB,在A 点和 D 点的传输损失的数值最大,表示在 340 Hz、880 Hz 时单胞消声器的消声效 果最好,经过对消声器的进一步仿真计算我们获得其声压级云图,其中 340 Hz、880 Hz 的声压级云图,如图 4 所示。



Figure 3. Transmission loss of single cell muffler 图 3. 单胞消声器的传输损失



Figure 4. Sound pressure level cloud diagram of unit cell structure 图 4. 单胞结构声压级云图

从图中我们可以看出,当声波自左端入口传入时,340 Hz 声压级最高处达101 dB,当声波通过膜消 声器后,其声压级显著降低至84 dB。880 Hz 的声压级最高处高达93 dB,当声波通过膜消声器后,其声 压级显著降低至84 dB。这一结果表明薄膜消声器在降低声波强度方面发挥了显著作用。

此外,我们还获得了消声器的振动位移图,如图 5 所示。从图中可以明显看出,声波对薄膜产生了激励作用,导致薄膜产生应力和位移。这种位移进一步影响了薄膜上下两个空间的声场分布。这一现象揭示了膜消声器的工作原理及其对声波传播的影响。

薄膜在质量块两端受到较大的应力并产生较大的位移从而使得声能流流向超材料结构,使出口处的



Figure 5. Vibration displacement diagram of unit cell structure 图 5. 单胞结构振动位移图



Figure 6. Transmission loss under different mass block thickness **图 6.** 不同质量块厚度下的传输损失

我们针对关键结构参数对该结构传输损失的影响进行了深入研究。质量块的厚度对结构传输损失的 影响如图 6 所示。从图中我们可以看出,随着质量块厚度依次从 0.2 mm 变化为 0.9 mm,前三个传输损 失峰出现的频率逐渐向低频移动,传递损失峰峰值先增大后减小,质量块厚度达到 0.4 mm 后传递损失峰 值与质量块高度成反比。随着质量块厚度的增加,所设计薄膜超材料等效密度增加,结构的吸声性能下 降。质量块厚度的减小有利于提高消声器低频消声效果,为了减少质量块厚度对结构的影响,后续的研 究中质量块的厚度选取 0.2 mm。 薄膜张力对消声器传输损失的影响如图 7 所示,从图中我们可以看出,相较于质量块的变化,调整 薄膜张力对传输损失的影响程度更为显著。当薄膜张力从 0.12 MPa 增加到 0.16 MPa 时,所有传输损失 峰的频率同时向高频移动,这是因为随着薄膜张力增加,整个薄膜超材料系统的等效刚度增加,系统的 固有频率向高频移动,而消声器依靠薄膜超材料的吸声性能而进行消声,所以跟随薄膜超材料系统进行 变化。所有吸声峰的传输损失峰峰值随着薄膜张力的增加而增大,这是因为薄膜超材料随着薄膜张力的 增加,加强了薄膜部分的振动,使得整个薄膜超材料上下端的声压差变大,有利于声能流流向超材料部 分。因此,适当地增大薄膜张力有利于消声器消声效果的提升。



Figure 7. Transmission loss under different film tensions 图 7. 不同薄膜张力下的传输损失

消声器的性能优化关键在于其消声机制的研究,该机制主要依赖于薄膜超材料与背腔的协同作用[11]。因此,深入探究背腔深度如何影响消声器的传输损失至关重要。背腔深度对消声器的传输损失的影响如 图 8 所示,从图中我们可以看出,随着背腔深度由 50 mm 增加至 70 mm,第一传递损失峰的峰值呈现出 相应的上升趋势,随着背腔深度的增加结构中空气腔的占比增加使得整体超材料结构阻抗下降有利于声 能流向超材料结构的流入。背腔深度超过 60 mm,可以使第一传输损失峰峰值超过 30 dB,当背腔深度 设定为 70 mm 时,第一传递损失峰达到最大,约为 35 dB。此外,随着背腔深度的增加,整体传递损失 峰还呈现出向低频区域移动的趋势。这一现象可归因于背腔深度增加导致结构整体等效刚度的降低,进 而引发了频率向低频方向的偏移。

3.2. 双单元结构消声器声学性能

通过仿真双单元结构的有限元模型获得其传递损失如图 9 所示,图中黑色曲线为膜张力为 0.12 MPa 时单个单元的传递损失,红色曲线为双单元结构的传递损失。从图中我们可以看到,在 1000 Hz 以下, 双单元结构的整体传递损失数值与单个单元相比获得了提高,最高为 1000 Hz 时,传递损失值达到 18 dB。 接着我们获得了各个传输损失峰 380 Hz、550 Hz、870 Hz、1000 Hz 处的声压级云图如图 10 所示,

当声波从左端入口进入时,从声压级云图中我们可以看出,当频率为传输损失峰值的频率时,声压都集



Figure 8. Transmission loss at different back cavity depths 图 8. 不同背腔深度下的传输损失



Figure 9. Comparison of transmission loss between double-cell structure and single-cell structure 图 9. 双单元结构传输损失与单胞结构传输损失对比

中到单元1 腔中,表明产生了声虹吸效应,声波在结构中被充分的吸收,进而使消声器结构的消声效果获得了显著的提升。

最后我们计算了这四个频率下的振动位移图如图 11 所示,在这四种振动模态下,振动集中在单元 1 腔中,产生声虹吸效应,薄膜与质量块产生更加强烈的振动,使得薄膜超材料两端受到较大的应力和产 生较大的位移,声能流流向单元 1 超材料结构,减少向出口处的流动,使得出口处的声压下降,消声器 获得更好的消声效果。









图 11. 双单元结构振动位移云图

4. 总结

本章将薄膜型声学超材料应用于膜型消声器中,通过利用其独特的吸声性能,将声学超材料的特性转化为计算消声器的传输损失,接着将单元扩胞引入声虹吸效应,来改善消声器的消声效果。结果表明,当扩胞为两个单元结构后,消声器的传输损失获得了提升,获得4个传输损失声峰,最高传输损失峰值为18 dB通过引入声虹吸效应,有效提升了消声器的消声效果,实现了更为出色的声学性能。因此所做研究为提高消声器的消声效果提供了新的优化思路。

参考文献

- Liu, Z., Zhang, X., Mao, Y., et al. (2000) Locally Resonant Sonic Materials. Science, 289, 1734-1736. <u>https://doi.org/10.1126/science.289.5485.1734</u>
- [2] Zhang, H., Xiao, Y., Wen, J., et al. (2016) Ultra-Thin Smart Acoustic Metasurface for Low-Frequency Sound Insulation. Applied Physics Letters, 108, Article 141902. <u>https://doi.org/10.1063/1.4945664</u>
- [3] Lu, M.H., Feng, L. and Chen, Y.F. (2009) Phononic Crystals and Acoustic Metamaterials. *Materials Today*, **12**, 34-42. <u>https://doi.org/10.1016/S1369-7021(09)70315-3</u>
- [4] 侯九霄,朱海潮,毛荣富,等.柔性背腔鼓型消声器声学特性分析[J].国防科技大学学报,2019,41(6):75-82.
- [5] 兰晓乾, 吴锦武, 李贺铭, 等. 板膜耦合微穿孔板消声器的性能试验分析[J]. 声学技术, 2023, 42(6): 819-824.
- [6] 赵攻,周海亭,陈光治,等.机械振动与噪声学[M].北京:科学出版社,2004:160-161.
- [7] 朱从云,李晓娟,鲁付杰,等.主动消声器的控制策略[J].中原工学院学报,2016,27(1):13-16.
- [8] 游彩霞, 裴植炫, 何雪松. 带消声功能的潜艇换热器声学性能仿真[J]. 造船技术, 2024, 52(1): 47-49.
- [9] 伏军,曹玉刚,王伟晟,等.某柴油机排气净化消声器结构单元声学性能研究[J]. 邵阳学院学报(自然科学版), 2023, 20(6): 17-25.
- [10] 赵晓臣. 考虑声固耦合的管道噪音控制技术研究[D]: [博士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2016.
- [11] 安君. 膜消声器结构设计及声学性能研究[D]: [硕士学位论文]. 太原: 中北大学, 2018.