

压缩空气储能系统中蝶阀排气消音设计与性能分析

管世林, 陈啸晗, 黄佳惠, 王海民*

上海理工大学能源与动力工程学院, 上海

收稿日期: 2025年9月17日; 录用日期: 2025年9月25日; 发布日期: 2025年10月27日

摘要

压缩空气储能系统噪声问题严重影响设备寿命与环境安全, 本文针对压缩空气储能系统中透平膨胀机放空噪声, 设计了一款消音器。建立无消音器(蝶阀)和含消音器(蝶阀加消音器)的对比模型, 通过数值模拟方法研究了不同入口压力(5、7.5及10 MPa)和蝶阀开度(30%、50%及70%)对流场和气动噪声的影响, 利用Virtual Lab软件验证了本文消音器的合理性, 最后对比两种模型在相同工况下的噪声频谱特性。结果表明, 蝶阀加消音器较蝶阀最高流速降低, 有效改善了流场分布。随着阀门开度从30%增至70%, 蝶阀加消音器出口声功率级从45 dB升至80 dB, 揭示开度对噪声的显著影响。消音器(小孔半径16 mm、小孔间距142 mm)在100 Hz~2000 Hz频段峰值传递损失达38 dB, 低频(100 Hz~500 Hz)和高频(1000 Hz~2000 Hz)衰减性能优异。消音器使出口平均声功率级显著降低。该研究为压缩空气储能系统噪声控制提供了低成本、高精度的设计方法。

关键词

压缩空气储能, 蝶阀, 气动噪声, 消音器, 声场

Design and Performance Analysis of Butterfly Valve Exhaust Muffler in Compressed Air Energy Storage System

Shilin Guan, Xiaohan Chen, Jiahui Huang, Haimin Wang*

School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: September 17, 2025; accepted: September 25, 2025; published: October 27, 2025

*通讯作者。

文章引用: 管世林, 陈啸晗, 黄佳惠, 王海民. 压缩空气储能系统中蝶阀排气消音设计与性能分析[J]. 建模与仿真, 2025, 14(10): 355-370. DOI: 10.12677/mos.2025.1410629

Abstract

The noise problem of the compressed air energy storage system seriously affects the service life of the equipment and environmental safety. This article designs an integrated resistant muffler for the exhaust noise of the turbine expander in the compressed air energy storage system. A comparative model was established between a butterfly valve without a muffler and a butterfly valve with a muffler. The effects of different inlet pressures (5, 7.5, and 10 MPa) and butterfly valve openings (30%, 50%, and 70%) on the flow field and aerodynamic noise were studied through numerical simulation. The rationality of the muffler in this paper was verified using Virtual. Lab software. Finally, the noise spectrum characteristics of the two models were compared under the same operating conditions. The results indicate that the addition of a muffler to the butterfly valve reduces the maximum flow velocity compared to the butterfly valve, effectively improving the flow field distribution. As the valve opening increases from 30% to 70%, the sound power level at the outlet of the butterfly valve with a muffler increases from 45 dB to 80 dB, revealing the significant impact of opening on noise. The muffler (with a small hole radius of 16 mm and a small hole spacing of 142 mm) has a peak transmission loss of 38 dB in the frequency range of 100 Hz~2000 Hz, and excellent attenuation performance in low frequency (100 Hz~500 Hz) and high frequency (1000 Hz~2000 Hz). The muffler significantly reduces the average sound power level at the outlet. This study provides a low-cost and high-precision design method for noise control in compressed air energy storage systems.

Keywords

Compressed Air Energy Storage, Butterfly Valve, Aerodynamic Noise, Muffler, Sound Field

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

在全球“碳中和”背景下，可再生能源波动性导致电力供需时序失衡，推动储能技术快速发展。压缩空气储能凭借百兆瓦级容量、30 年以上寿命、低环境风险及成本优势，成为大规模长时储能的优选方案，尤其在缺乏抽水蓄能条件的区域，展现出与抽水蓄能相当的应用潜力，是支撑新型电力系统的关键技术之一[1]-[3]。在压缩空气储能电站中，噪声是一个关键问题，因为它不仅影响了操作人员的健康，还对环境造成了污染。

压缩空气储能电站三大关键设备为：压缩机、透平膨胀机和换热器[4]。蝶阀是控制透平膨胀机放空的关键设备，通过蝶阀的快开快关特性，可实现对透平机出口空气流量和压力的动态调控，从而确保压缩空气储能系统的稳定运行。当透平机放空时，气体流经蝶阀会因为受到强烈的扰动而产生气动噪声。许多国内外的研究人员，对阀门气动噪声的产生机理及特性进行了研究。王栩等[5][6]采用数值模拟方法对核动力装置蒸汽管路阀门开展了流动与声学耦合分析。许飞等[7]和孙卓等[8]用 CFD 方法对飞行器环控系统蝶阀开展气动声学分析。结果表明，气流通过蝶阀时产生的涡流扰动引发壁面压力脉动，形成以偶极子为主的气动噪声。Wei 等[9]采用 RNG k- ϵ 和宽频噪声模型研究了减压阀内的流动特性和气动噪声特性，得到了减压阀内的气动噪声主要源于阀内漩涡的脱落和喷射冲击流。Ryu 等[10]采用声类比方法对节流阀的噪声进行了数值计算，研究表明，节流阀在快关时阀内形成的反向涡流引起了剧烈的湍动。钱

锦远等[11]针对双层多孔套筒式控制阀,采用宽频噪声模型与 FW-H 声类比方法,系统探讨了套筒间距与厚度对气动噪声的影响。

小孔喷注消音器是控制透平膨胀机放空噪声的有效策略,利用小孔的特殊结构和气体流动原理来实现噪声控制。邓方平[12]通过 ANSYS 仿真证实,插管式与隔板式消音器可通过调控声模态分布显著改善低频消声性能,为抗性消音器设计提供了有效优化路径。吴永辉等[13]通过 Virtual. Lab 仿真发现,抗性消音器高频段因高次谐波导致性能下降,而通过 1/4 波长理论优化腔长可使基频消音量提升 200%以上,为压缩机排气噪声控制提供了频域针对性优化方案。

本研究针对压缩空气储能系统透平膨胀机放空过程中的噪声,设计了一款与蝶阀集成的消音器。通过建立含消音器和无消音器的对比系统,重点研究不同压力边界及蝶阀开度对流场和声场的影响,最后分析两种系统的噪声频谱特性,系统评估消音器对蝶阀及蝶阀管道系统的噪声抑制效果。

2. 几何模型建立

压缩空气储能系统在高压和大流量下普遍采用三偏心蝶阀,本文采用口径 200 mm,压力等级 15 MPa~17 MPa 的三偏心蝶阀。在抽取流道前,需适当对蝶阀模型进行简化处理,如图 1 所示。

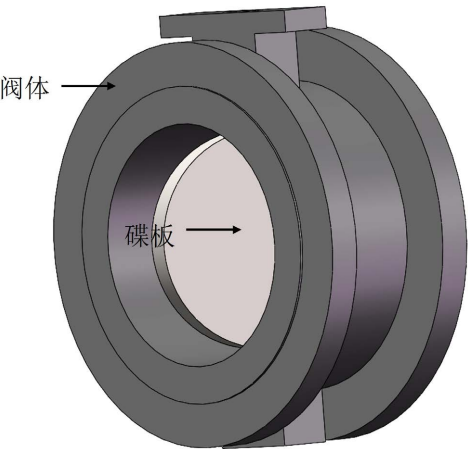


Figure 1. Butterfly valve structure
图 1. 蝶阀结构

蝶阀的流道系统可划分为三个区域:入口段、蝶阀调节段和出口段。当介质流经该阀门时,首先通过入口段进入流道,随后经过特定开度的蝶阀调节段,最终从出口段排出。为优化流动特性并抑制回流现象,流道设计采用以下参数:入口段长度设置为 1000 mm,蝶阀调节段长度设置为 250 mm,出口段则延伸至 3695 mm,以确保充分的流动稳定区,如图 2 所示。



Figure 2. Butterfly valve flow passage model
图 2. 蝶阀流道模型

本文将出口段替换成消音器作为参照,通过对比来分析消音器对蝶阀内流场和噪声的影响。如图 3

所示, 消音器结构长度为 3695 mm, 入口直径为 200 mm, 出口直径为 575 mm, 内置两层套筒。第一层套筒内径为 200 mm, 外径为 220 mm; 第二层套筒内径为 430 mm, 外径为 450 mm。套筒附有均匀正方形排列的小孔, 小孔半径为 16 mm, 小孔间距为 142 mm, 穿孔率为 4%。

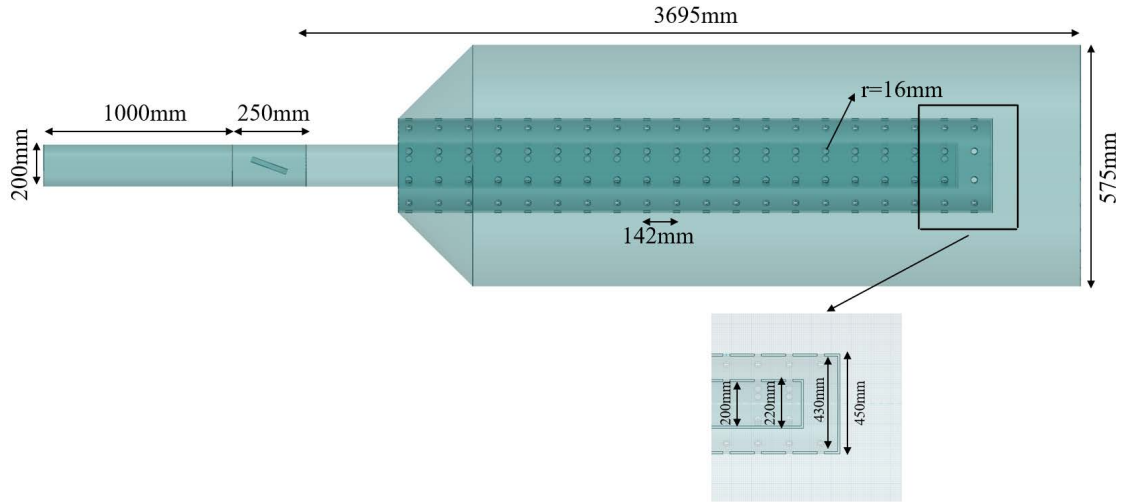


Figure 3. Flow channel model of butterfly valve with muffler
图 3. 蝶阀加消音器流道模型

3. 数值模拟

3.1. 理论基础

在研究蝶阀内压缩空气流动与噪声分布时, 湍流模型的选择至关重要。由于声波波动远弱于流体湍动能, 需采用大涡模拟(LES)以捕捉宽频噪声。LES 通过解析大尺度涡演化并模拟小尺度运动, 能够量化瞬态噪声源。将其与 FW-H 声类比方法耦合, 可有效预测气动噪声。

由于蝶阀内压缩空气的可压缩性不可忽略, 因此采用 LES 求解经过滤波的理想气体可压缩 Navier-Stokes 方程。采用基于莱特希尔声类比方法的 FW-H 模型对声信号进行计算。滤波量的定义如下所示:

$$\bar{f}(x, t) = \int_{\Omega} f(x', t) G(x - x') dx' \quad (1)$$

式中, (x, y, z) 是单元体中心的坐标; t 是时间; Ω 是流域; G 是滤波函数, 用于已解析涡流的尺度。

在 Fluent 中, 有限体积隐式离散提供了滤波操作:

$$\bar{f}(x, t) = \frac{1}{V} \int_V f(x', t) dx' \quad (2)$$

式中, V 是一个计算单元的体积。

滤波函数 G 可以简化为:

$$G(x, x') = \begin{cases} 1/V, & x' \in V \\ 0, & x' \notin V \end{cases} \quad (3)$$

连续性方程、动量守恒方程和能量守恒方程形式可以表示为:

$$\frac{\partial \bar{Q}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{F}_i^{inv}}{\partial x_i} - \frac{\partial \bar{F}_i^{vis}}{\partial x_i} = 0 \quad (4)$$

$$\bar{Q} = [\bar{\rho}, \bar{\rho}u_1, \bar{\rho}u_2, \bar{\rho}u_3, \tilde{E}] \quad (5)$$

$$\tilde{E} = \tilde{\rho}\tilde{e} + \tilde{\rho}\tilde{u}_i\tilde{u}_i/2 \quad (6)$$

$$\bar{F}_i^{inv} = \tilde{u}\bar{Q}_i + [0, \delta_{1i}\bar{p}, \delta_{2i}\bar{p}, \delta_{3i}\bar{p}, \bar{p}\tilde{u}_i]^T \quad (7)$$

$$\bar{F}_i^{vis} = \tilde{u}\bar{Q}_i + [0, \tilde{\tau}_{1i}, \tilde{\tau}_{2i}, \tilde{\tau}_{3i}, \tilde{\tau}_{ki}\tilde{u}_k, \tilde{q}_{ii}]^T \quad (8)$$

守恒变量定义为 $\bar{Q}$ ，无黏流动和有黏流动分别由 $\bar{F}_i^{inv}$ 和 $\bar{F}_i^{vis}$ 表示。其中 ρ 是密度， u 是速度， $\bar{e}$ 为内能， δ_{ij} 是克罗内克函数， $\bar{p}$ 是静压， $\tilde{\tau}_{ij}$ 是应力张量， $\tilde{q}_{ij}$ 是热流密度。

对于理想气体，压力、密度和温度满足理想气体状态方程：

$$\bar{p} = \bar{\rho}RT \sum_{i=1}^n X_i Y_i \quad (9)$$

最后基于 FW-H 模型对声信号进行计算，FW-H 方程是一个非齐次波动方程，可通过连续性方程和 Navier-Stokes 方程推导得到。

3.2. 网格划分及数值模拟设置

在进行求解前，需对蝶阀和蝶阀加消音器流道的几何模型进行离散化处理。本文采用 ICEM 软件，基于结构化网格划分方法对流道进行离散。为确保计算精度和收敛性，将整个计算域内生成的网格质量均控制在 0.5 以上。离散网格如图 4 所示。

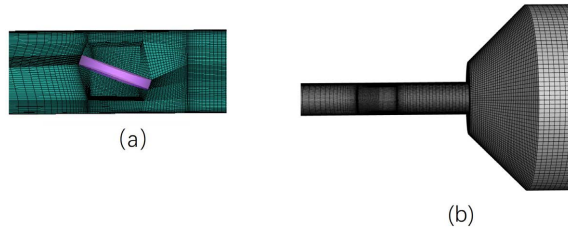


Figure 4. Structured grid: (a) Butterfly valve; (b) Butterfly valve with muffler
图 4. 结构网格: (a) 蝶阀; (b) 蝶阀加消音器

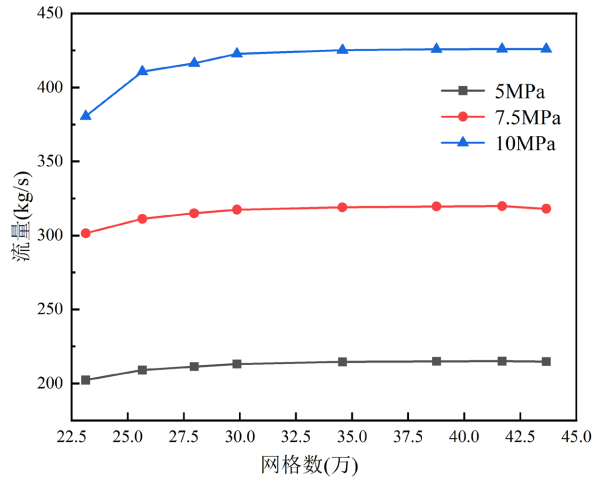


Figure 5. Grid independence verification
图 5. 网格独立性验证

为排除网格数量对数值模拟准确性的影响，以开度 70%的蝶阀流道模型为例，以流体的流量作为评估参数，进行网格独立性验证。如图 5 所示，当网格数量大于 345,686 时，流体的流量变化在 2%以内，这说明数值模拟结果不再受网格数量的影响。在本文中同样采用上述步骤对蝶阀加消音器流道模型网格进行网格无关性验证，同时满足计算精度和效率。

计算域的入口设为压力入口，压缩空气温度为 340 K；出口设为压力出口，压缩空气温度为 340 K；因气体速度大于 0.3 马赫数，所以将压缩空气设置为理想气体。

噪声数值模拟分析流程如图 6 所示。蝶阀噪声问题数值模拟的一般步骤是：首先建立蝶阀数值模型，基于控制方程和边界条件，计算稳态流场；其次利用宽频噪声模型得到 APL 分布，确定主要噪声源位置；然后布置声压监测点，开启 FW-H 模型，计算非稳态流场，记录监测点声压信号；最后通过傅里叶变换得到频谱数据，分析噪声指向性和频谱特性。

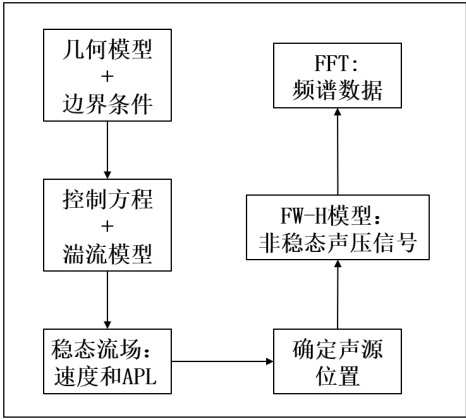


Figure 6. Numerical simulation process of noise inside butterfly valve
图 6. 蝶阀内噪声数值模拟流程

4. 结果与分析

参数变化如表 1 所示，首先考察了不同入口压力条件的影响：设置 5 MPa、7.5 MPa 和 10 MPa 三个入口压力工况，对应 1 MPa 出口背压工况，研究不同压差参数对压缩空气流场分布及声功率级特性的影响规律；然后考察了不同蝶阀开度的影响：建立 30%、50%和 70%开度下的蝶阀模型，重点分析碟板开度变化对流场及声功率级特性的影响规律；本研究进一步建立了不同结构的消音器，对比其传递损失，分析蝶阀加消音器模型所接入的消音器的有效性；最后通过对比分析蝶阀模型和蝶阀加消音器模型在相同工况下的噪声频谱特性。

Table 1. Different parameters under variable working conditions
表 1. 可变工作条件下的不同参数

参数	进口压力 P (MPa)	蝶阀开度 V_0 (%)
数值	5、7.5、10	30%、50%、70%

4.1. 入口压力和开度对流场及声学特性的影响

4.1.1. 不同入口压力对流场及声学特性的影响

在保持恒定的出口压力(1 Mpa)和蝶阀开度(70%)条件下，研究入口压力以 2.5 MPa 的梯度从 5 MPa

增加到 10 MPa 对流场及声学特性的影响。通过对流道对称面速度场分析,如图 7 所示,两种模型呈现不同的高速流动特征。蝶阀在节流口处因截面收缩形成高速射流,阀后出现显著速度梯度。其高速区分布于节流口及出口段,最高流速达 625 m/s。蝶阀加消音器节流后高速区分布更均匀,集中于节流口、出口段及消音器套筒与小孔处,最高流速 568 m/s,较蝶阀降低约 9.1%。两种模型的流速极值均出现在碟板与管道间隙的狭窄区域。对比表明,蝶阀加消音器可有效降低局部流速峰值,有助于改善系统气动噪声特性。

从入口压力为 5 MPa 开始,两种模型达到了阻塞流状态,随进口压力增大,最大流速无显著变化。蝶阀加消音器其节流后高速区增大,随压力升高,套筒小孔射流强度与穿透性均显著增强,消音器出口区域的高速流动范围亦随之扩大。最后提取两种模型在相同几何位置(管道中心线 x 方向 60 mm 处)上的流线进行速度分析,流线起始于管道入口,如图 8 所示。图 9 表明,随着压力的升高,两种模型流线上的速度随着流线位置变化的趋势是一致的,表明两种模型的速度场的特征分布随入口压力的升高无明显变化。结合图 7 和图 9 可知,入口压力(5 MPa、7.5 MPa 及 10 MPa)的变化对流场特征分布无明显影响。

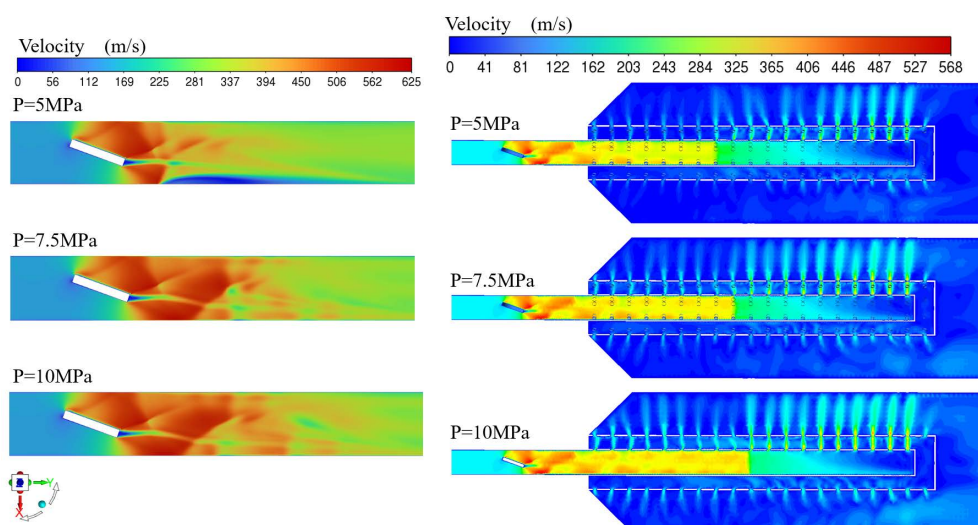


Figure 7. Velocity distribution on the symmetrical plane of the flow channel (70%): (a) Butterfly valve; (b) Butterfly valve with muffler

图 7. 流道对称面上的速度分布(70%): (a) 蝶阀; (b) 蝶阀加消音器

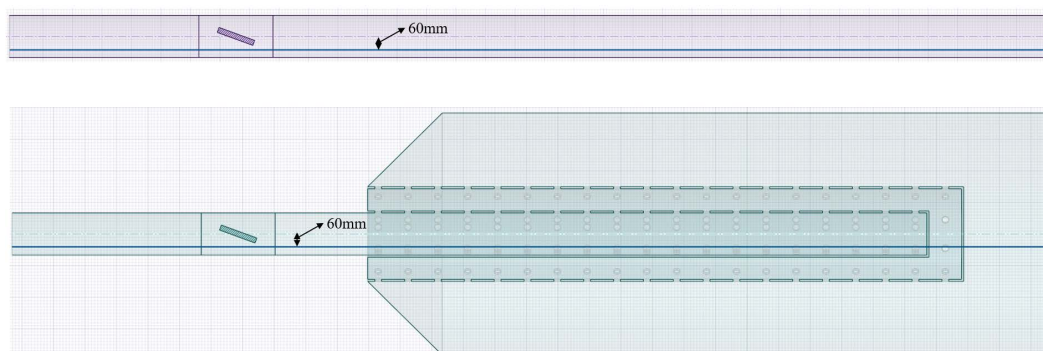


Figure 8. Schematic diagram of streamline position

图 8. 流线位置示意图

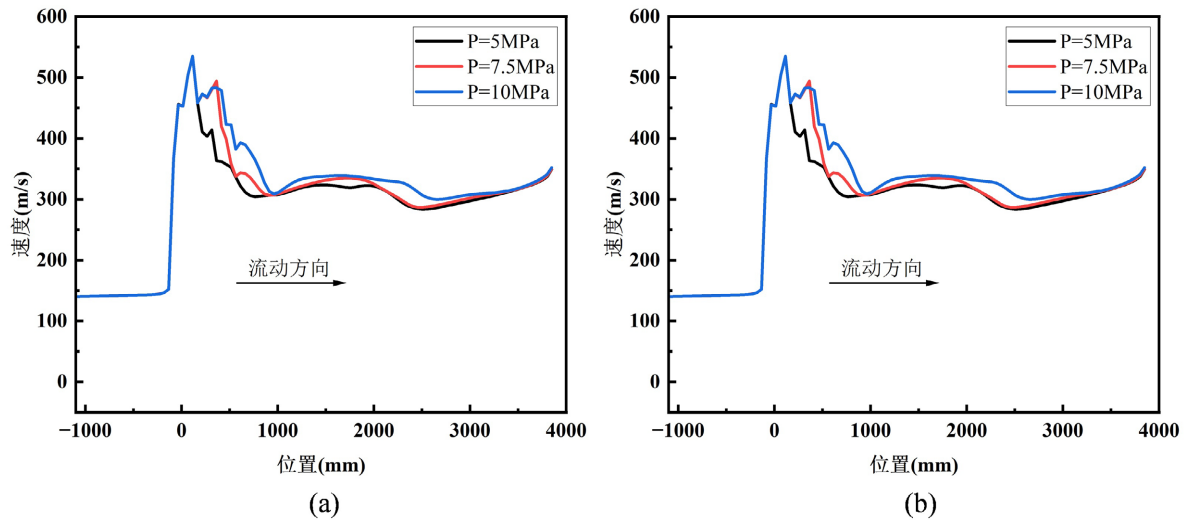


Figure 9. The curve of speed variation along the streamline: (a) Butterfly valve; (b) Butterfly valve with muffler
图 9. 速度沿流线的变化曲线: (a) 蝶阀; (b) 蝶阀加消音器

声功率级是描述声源总辐射能的量化指标, 单位为分贝(dB)。其计算公式基于声功率和参考声功率的比值。声功率级 L_W 通过下式计算:

$$L_W = 10 \log_{10} \left(\frac{W}{W_0} \right) \quad (10)$$

式中, W_0 是参考声功率国际标准取 $10 \text{ W/m}^3 \sim 12 \text{ W/m}^3$; W 是等偏湍流单位体积引起的声功率, 由下式计算:

$$W = \alpha \rho_0 \left(\frac{u^3}{l} \right) \frac{u^5}{\alpha_0^5} \quad (11)$$

式中, u 和 l 分别是湍流速度和湍流尺度; α_0 是当地声速; α 是模型常数。

图 10 和图 11 分别展示了压缩空气在蝶阀和蝶阀加消音器内流动时, 不同入口压力下流道对称面上气动噪声的分布。两种模型的入口段内都低于 30 dB, 当压缩空气经过碟板时, 噪声迅速增大, 两种模型的出口段声功率级相比于入口段都很高。对于蝶阀, 入口压力由 5 MPa 增至 10 MPa 时, 对应的出口平均声功率级分别为 108 dB、110 dB 和 111 dB, 未呈现显著变化, 表明出口噪声对入口压力敏感性较低。对于蝶阀加消音器, 入口压力由 5 MPa 增至 10 MPa 时, 对应的出口平均声功率级分别为 80 dB、89 dB 和 96 dB, 出口声功率级呈上升趋势, 表明出口噪声对入口压力的敏感性较高。在蝶阀加消音器中, 因为接入了消音器, 消音器内置两层套筒, 两层穿孔板通过孔洞使声波与孔壁摩擦, 将声能转化为热能, 实现抗性消声, 所以出口处声功率级显著降低。

两种模型的声功率级的最大值都出现在蝶阀的碟板下游边缘处, 因为压缩空气在此处发生分离, 形成复杂涡流, 产生脉动压力和气动噪声。同时, 碟板下游边缘易振动并引发机械噪声, 与气动噪声叠加。这些因素共同作用, 使碟板下游边缘处成为蝶阀噪声的一个主要来源。

由此可知, 蝶阀的主要噪声源出现在碟板下游边缘处、碟板与管道壁面间及蝶阀段后; 蝶阀加消音器的主要噪声源出现在碟板下游边缘处、碟板与管道壁面间、蝶阀段后及消音器两层套筒的射流区。随着入口压力的增大, 蝶阀出口声功率级并未呈现显著变化, 表明出口噪声对入口压力变化的敏感性较低; 蝶阀加消音器出口声功率级呈上升趋势, 表明出口噪声对入口压力的敏感性较高。

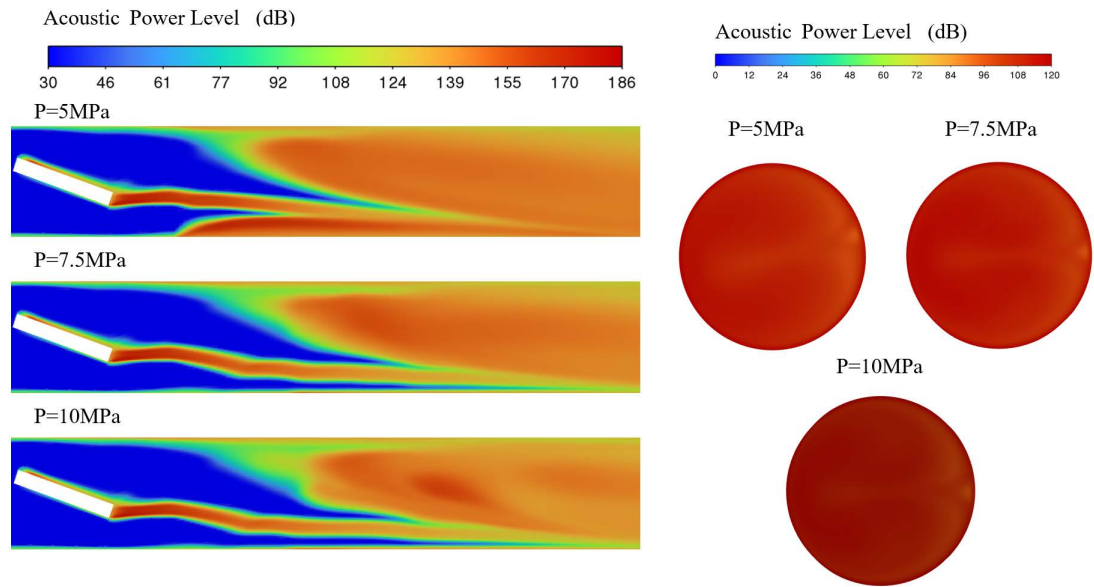


Figure 10. Sound power level distribution on the symmetrical plane and outlet of butterfly valve's flow passage
图 10. 蝶阀通道对称面及出口上的声功率级分布

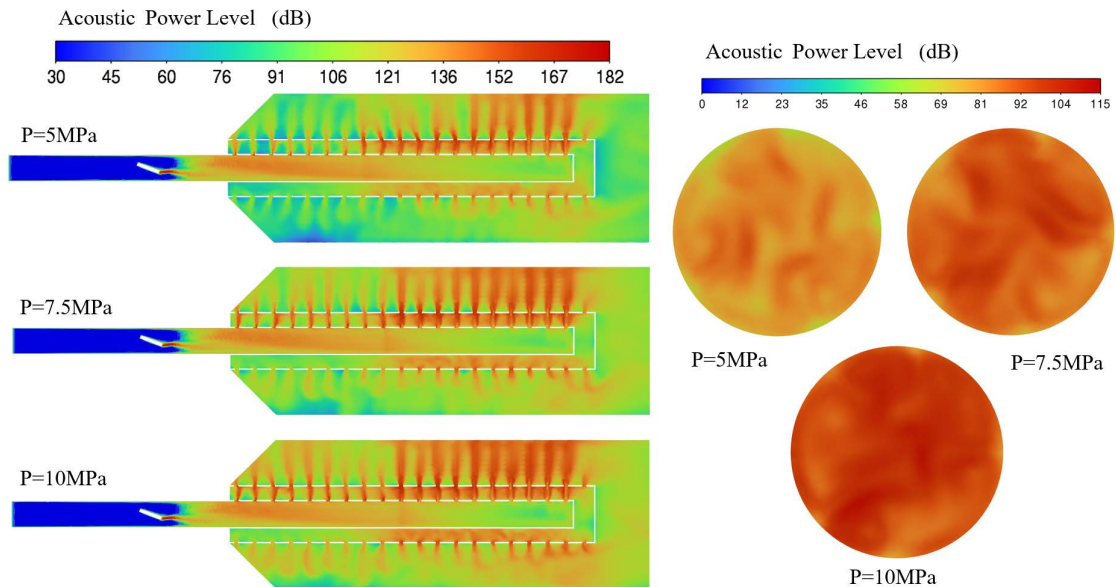


Figure 11. Sound power level distribution on the symmetrical plane and outlet of butterfly valve with muffler's flow passage
图 11. 蝶阀加消音器通道对称面及出口上的声功率级分布

4.1.2. 不同蝶阀开度对流场及声学特性的影响

在恒定进出口压力(5 MPa/1 MPa)条件下,通过设置 30%、50%及 70%三种开度,研究蝶阀加消音器内部流场及出口声功率级随开度的变化规律。如图 12 所示,随阀门开度从 30%增至 70%,最大气体流速由 675 m/s 降至 591 m/s,流通面积增大导致节流减弱,压力能向动能转化效率降低。同时,气体流量持续增加,强化了消音器套筒小孔的节流效应,致使小孔处气流速度升高,湍流强度加剧。出口声功率级随开度增大显著上升,30%、50%及 70%开度下分别为 45 dB、60 dB 和 80 dB,70%开度声功率级较 30%开度提升达 35 dB。由此可知,不同蝶阀开度会显著影响流场和声功率级分布。

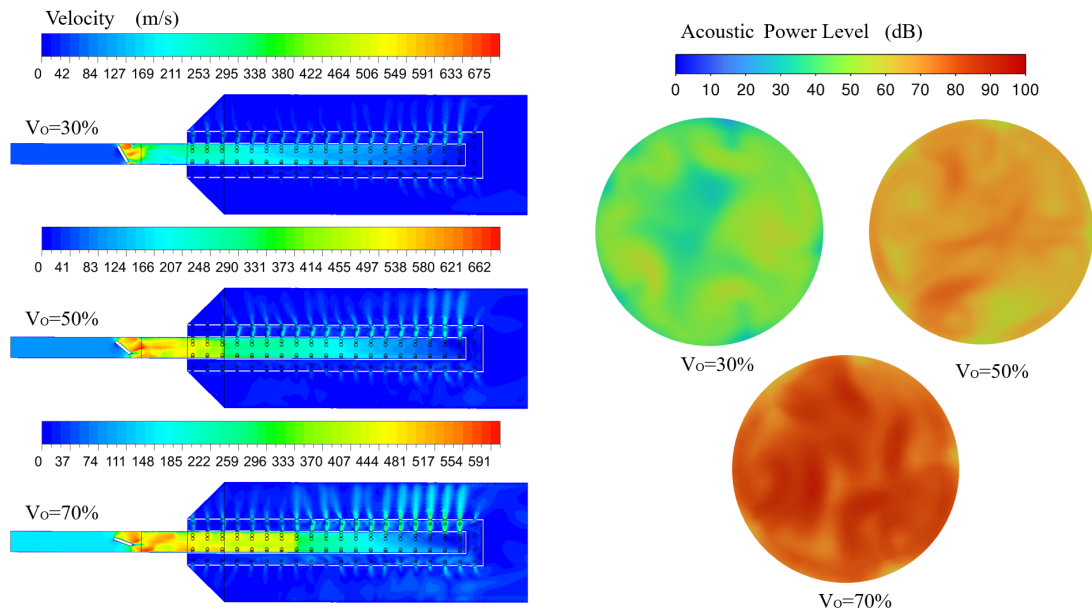


Figure 12. Velocity distribution on the symmetrical plane of the flow passage of butterfly valve with muffler and sound power level distribution at the outlet
图 12. 蝶阀加消音器流道对称面速度分布及出口上的声功率级分布

4.2. 消音器传递损失分析

本研究通过数值模拟建立消音器声学模型，基于内表面轮廓构建封闭声腔，利用 LMS Virtual. Lab 进行四面体网格划分。针对穿孔套管结构，通过定义传递导纳等效模拟穿孔声学效应，避免了网格划分，在简化建模的同时准确反映了穿孔结构的声学特性。最终，通过上述方法建立了如图 13 所示的消音器的声域模型和图 14 所示的消音器网格模型。

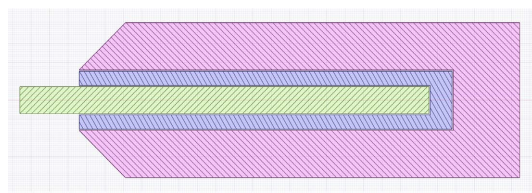


Figure 13. Symmetric plane of muffler sound field
图 13. 消音器声域对称面

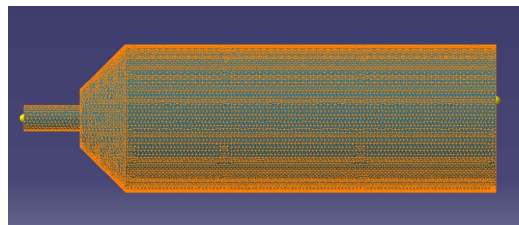


Figure 14. Muffler mesh
图 14. 消音器网格

在消音器传递损失计算中，穿孔板是通过引入一个连续均匀的阻抗边界条件来表示的。穿孔板的结

构如图 15 所示。两层穿孔板的厚度都是 10 mm， r 为小孔半径， L 为相邻两小孔之间的间距，小孔呈正方形排列，穿孔板厚度需小于小孔的半径。

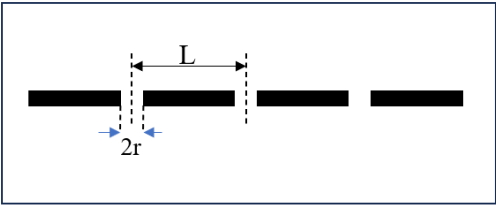


Figure 15. Arrangement of small holes
图 15. 小孔的排布

为验证消音器结构的可靠性，本研究设计了对比仿真方案，如表 2 所示。

Table 2. Simulation scheme for small-pore structure parameters
表 2. 小孔结构参数仿真方案

	固定参数	变化参数
第一组	$L = 142\text{ mm}$	r : 16 mm, 20 mm, 24 mm
第二组	$L = 115\text{ mm}$	r : 16 mm, 20 mm, 24 mm
第三组	$L = 100\text{ mm}$	r : 16 mm, 20 mm, 24 mm

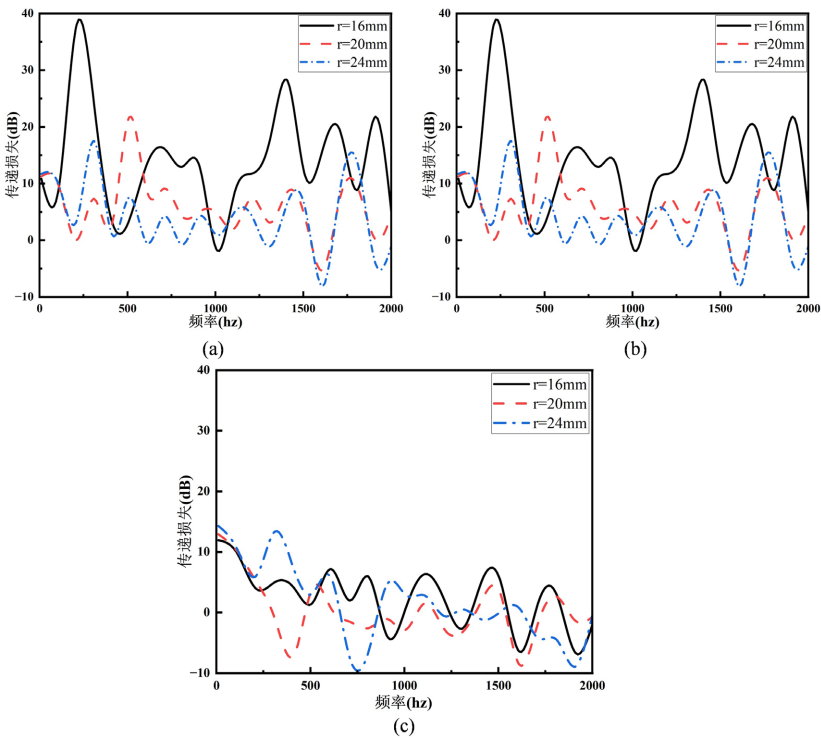


Figure 16. Muffler transmission loss curve: (a) Fixed hole spacing $L = 142\text{ mm}$ transmission loss curve; (b) Fixed hole spacing $L = 115\text{ mm}$ transmission loss curve; (c) Fixed hole spacing $L = 100\text{ mm}$ transmission loss curve
图 16. 消音器传递损失曲线: (a) 固定小孔间距 $L = 142\text{ mm}$ 传递损失曲线; (b) 固定小孔间距 $L = 115\text{ mm}$ 传递损失曲线; (c) 固定小孔间距 $L = 100\text{ mm}$ 传递损失曲线

在模型建立过程中,将消音器内部流体介质设定为空气,并通过定义传递导纳关系来等效模拟穿孔板的声学特性。边界条件设置方面,在入口端施加单位振动速度边界条件($v = 1 \text{ m/s}$),出口端则采用 AML 边界条件以模拟无限远场声辐射特性。计算频域设定为 $0 \text{ Hz} \sim 2000 \text{ Hz}$ 。

如图 16 所示,消音器的传递损失曲线对比了三组消音器在 $0 \text{ Hz} \sim 2000 \text{ Hz}$ 频段的性能差异:小孔半径为 16 mm 、小孔间距为 142 mm 的消音器的峰值传递损失最高,可达 38 dB 。在 $100 \text{ Hz} \sim 500 \text{ Hz}$ 和 $1000 \text{ Hz} \sim 2000 \text{ Hz}$ 频段内,该结构消音器的传递损失会显著高于其他消音器结构。三组仿真结果表明,本文所采用的消音器结构(小孔半径 16 mm 、间距 142 mm)整体性能要优于其他消音器结构,证明了其消音器结构的可靠性。

4.3. 消音器降噪效果分析

4.3.1. 消音器对蝶阀内气动噪声声源的影响

以入口压力为 10 MPa 、出口压力 1 MPa 、 70% 开度的蝶阀和蝶阀加消音器为例,对比分析消音器对蝶阀内气动噪声的影响。图 17 为两种模型在流道对称面上声功率级的分布云图。因消音器具有一定节流作用,将其置于流道下游后,压缩空气在蝶阀后的流速减小,湍流强度减弱,使得蝶阀后及消音器最内层套筒内的声功率级发生小幅度减小。由于蝶阀调节段流通面积较小,压缩空气流过蝶阀时产生喷注,喷注核心区域内气动噪声的声功率级较高,接入消音器后,压缩空气的喷注核心长度减小,所以蝶阀后及消音器最内层套筒内的声功率级发生小幅度减小。当压缩空气流经两层套筒时,湍流强度增大,导致声功率级增大。对比两种模型,蝶阀出口的平均声功率级为 110 dB ,蝶阀加消音器出口的平均声功率级为 96 dB ,减小了 14 dB 。

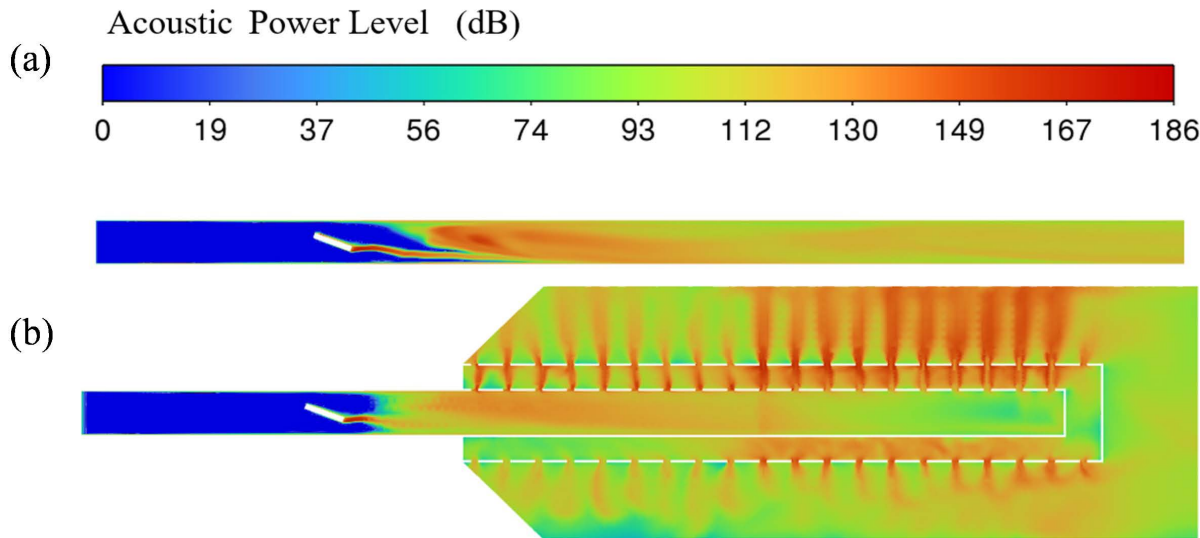


Figure 17. Distribution of sound power level on the symmetrical plane of the flow channel: (a) Butterfly valve; (b) Butterfly valve with muffler

图 17. 流道对称面的声功率级分布: (a) 蝶阀; (b) 蝶阀加消音器

图 18 为两种模型的声功率级沿流线变化的曲线,流线起始于碟板下游边缘,结束于管道出口。对比分析,蝶阀峰值声功率级为 154 dB ,蝶阀加消音器峰值声功率级为 131 dB ,相较蝶阀大约降低了 23 dB ,显著降低了蝶阀后中心线上的峰值声功率级。蝶阀在流线的声功率级整体上高于蝶阀加消音器的声功率级,因此本文所设计的消音器可有效抑制气动噪声。

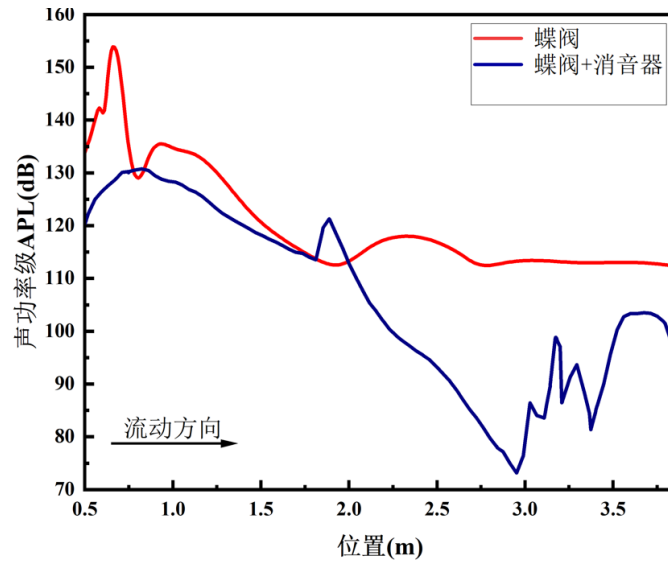


Figure 18. Sound power level variation curve

图 18. 声功率级变化曲线

4.3.2. 蝶阀噪声的频谱特性分析

采用分阶段数值模拟研究蝶阀压缩空气噪声频谱特性：首先通过稳态计算获取初始流场，再采用大涡模拟(LES)进行瞬态计算捕捉宽频噪声，并将非定常流场与 FW-H 声类比方法耦合。根据目标频段(0 Hz~5000 Hz)设定时间步长为 0.00001 s，为消除初始瞬态影响舍弃前 0.03 s (3000 步)的数据，确保频谱分析基于充分发展的湍流，最后经 FFT 处理声压信号获得噪声频谱特性。

在蝶阀和蝶阀加消音器的 x-y 平面上，按照图 19 所示在声场中设置监测点。以出口中心 1 米外为圆心，分别绘制半径 1000 mm (圆周 1)和 2000 mm (圆周 2)的圆，各圆周均匀布置 12 个监测点。通过快速傅里叶变换(FFT)处理声压信号，获取远场总声压级(OSPL)及频谱特性。

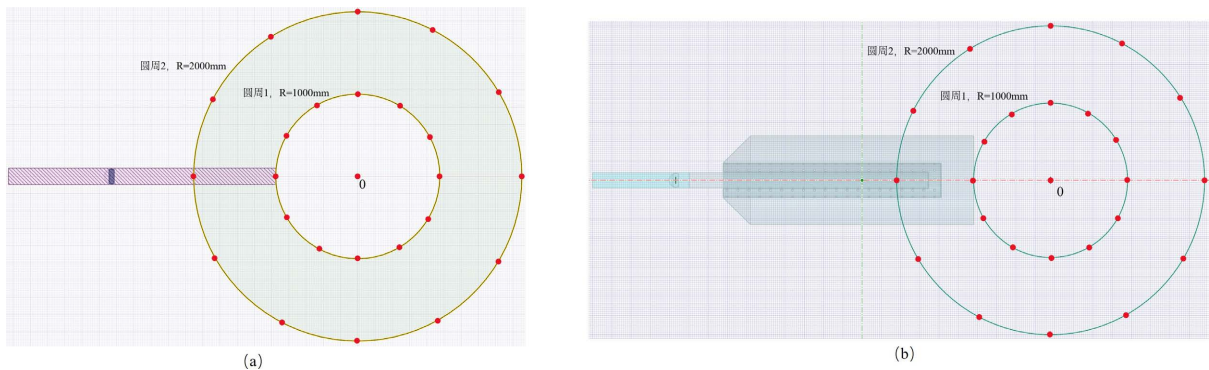


Figure 19. Layout of noise monitoring points within the sound field: (a) Butterfly valve; (b) Butterfly valve with muffler

图 19. 声场内噪声监测点的布置：(a) 蝶阀；(b) 蝶阀加消音器

图 20 的噪声监测结果表明，蝶阀和蝶阀加消音器的噪声辐射均表现出明显的指向性特征。蝶阀的圆周 1 和圆周 2 测点均呈现水滴型声压级分布，说明其噪声能量主要集中在阀门出口方向。相比之下，蝶阀加消音器的噪声辐射特性呈现空间差异性：其圆周 1 测点的声压级分布接近圆形，表明该位置噪声辐射相对均匀；而圆周 2 测点则呈水滴型分布，特别是在消声器出口方向(180°位置)声压级达到峰值。对比

分析, 在 $120^{\circ}\sim 240^{\circ}$ 方位角范围内, 圆周 2 的声压级普遍高于圆周 1, 这主要是由于圆周 2 更靠近主要噪声源; 而在其他方位角, 圆周 1 的声压级则相对较高。在 180° 方向(出口处), 圆周 1 的声压级较圆周 2 降低了约 24 dB。

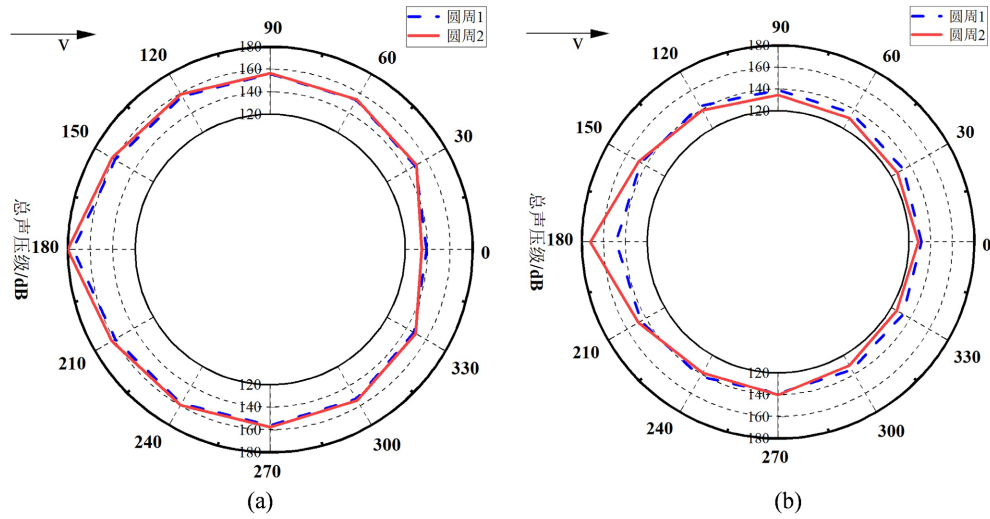


Figure 20. Noise directivity curve: (a) Butterfly valve; (b) Butterfly valve with muffler
图 20. 噪声指向性曲线: (a) 蝶阀; (b) 蝶阀加消音器

对比蝶阀和蝶阀加消音器的圆周 1 在不同角度的总声压级, 如图 21 所示, 可知蝶阀加消音器圆周 1 的总声压级显著低于蝶阀圆周 1 的总声压级, 在出口处(180° 处)最为明显。

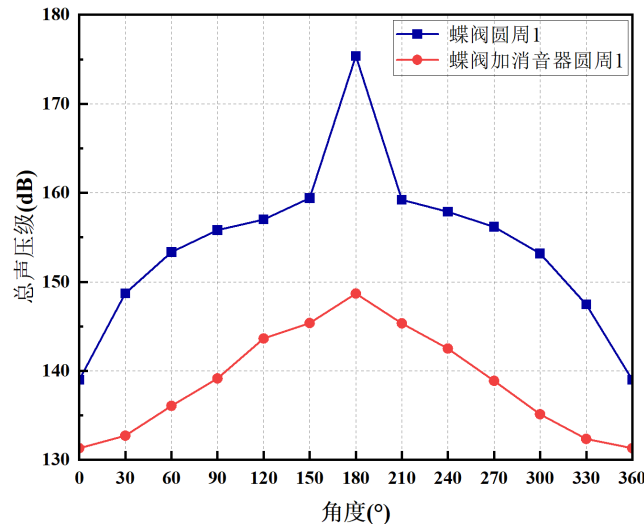


Figure 21. Curve of total sound pressure level varying with angle
图 21. 总声压级随角度的变化曲线

频谱特性曲线如图 22 所示。绘制曲线时, 分别在两种蝶阀出口中心位置设置接收点。压缩空气流动引起的噪声具有宽频带特性, 这里研究的两个阀门检测点的曲线形状不相同。蝶阀与蝶阀加消音器的频谱特性呈现显著差异: 蝶阀的频谱曲线斜率较大, 表现出更陡峭的变化趋势; 而蝶阀加消音器的频谱特

性则相对平缓,整体稳定性更优。通过对比分析发现,在频率范围(0 Hz~2500 Hz)内,蝶阀加消音器的声压级较蝶阀降低了 10 dB~30 dB。这一降噪效果主要归因于消音器内孔板对特定频率声波的反射作用,有效衰减了该频段的噪声能量。因此该消音器具有明显的降噪效果。

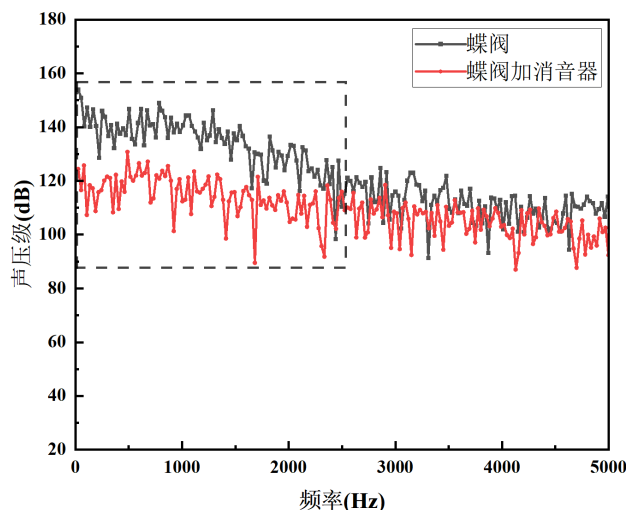


Figure 22. Spectrum characteristic graph

图 22. 频谱特性图

5. 结论

本文研究的消音器,其承压部件依据标准 GB/T 12459-2017 按 1500 磅级设计,并选用钴基铸造高温合金作为主体材料以耐受极端工况。

1) 对比蝶阀和蝶阀加消音器在 5、7.5 及 10 MPa 入口压力下的流场和声功率级分布。蝶阀加消音器的最高流速较蝶阀降低约 9.1%,入口压力的变化对两模型的流场特征分布无明显变化。蝶阀的主要噪声源出现在碟板下游边缘处、碟板与管道壁面间及蝶阀段后;蝶阀加消音器的主要噪声源出现在碟板下游边缘处、碟板与管道壁面间、蝶阀段后及消音器两层套筒的射流区。蝶阀出口噪声对入口压力变化的敏感性较低,蝶阀加消音器出口噪声对入口压力的敏感性较高。

2) 在入口压力(5 MPa)和出口压力(1 MPa)条件下,设置 30%、50%和 70%三种蝶阀开度,蝶阀加消音器阀门开度从 30%增长至 70%,最大气体速度从 675 m/s 降到 591 m/s,对应的出口平均声功率级分别为 45 dB、60 dB 和 80 dB,所以不同蝶阀开度会显著影响流场和声功率级分布。

3) 基于 Virtual. Lab 的数值仿真,小孔半径 16 mm、间距 142 mm 的消音器在 100 Hz~2000 Hz 频段,峰值传递损失达 38 dB,显著优于其他参数组合。该结构在 100 Hz~500 Hz 和 1000 Hz~2000 Hz 均保持优异的衰减性能,证实了其结构设计的可靠性。

对比两种蝶阀模型后流道中心线的声功率级、噪声指向性曲线及频谱特性图,消音器的安装可显著降低出口的平均声功率级。

参考文献

- [1] 梅生伟, 薛小代, 陈来军. 压缩空气储能技术及其应用探讨[J]. 南方电网技术, 2016, 10(3): 11-15, 31.
- [2] 张玮灵, 古含, 章超, 等. 压缩空气储能技术经济特点及发展趋势[J]. 储能科学与技术, 2023, 12(4): 1295-1301.
- [3] Budt, M., Wolf, D., Span, R. and Yan, J. (2016) A Review on Compressed Air Energy Storage: Basic Principles, Past

- Milestones and Recent Developments. *Applied Energy*, **170**, 250-268. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.02.108>
- [4] 袁照威, 杨易凡. 压缩空气储能技术研究现状及发展趋势[J]. 南方能源建设, 2024, 11(2): 146-153.
- [5] 王翊, 柳贡民. 蒸汽管路阀门噪声源特性研究[C]//中国声学学会. 泛在信息社会中的声学——中国声学学会 2010 年全国会员代表大会暨学术会议论文集. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学动力与能源工程学院, 2010: 296-297.
- [6] 王翊. 蒸汽管路阀门流动与噪声源特性研究[D]: [硕士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2011.
- [7] 许飞, 贺尔铭. 飞机环控管道阀门气动噪声产生机理及其影响因素分析[J]. 西北工业大学学报, 2017, 35(4): 608-614.
- [8] 孙卓, 马慧才, 李荣军. 飞机环控系统蝶形阀气动噪声特性及影响因素[J]. 船舶工程, 2020, 42(5): 26-29, 112.
- [9] Wei, L., Zhang, M., Jin, Z.J. and Chen, L.L. (2013) Numerical Analysis of Aerodynamic Noise in a High Parameter Pressure Reducing Valve. *Applied Mechanics and Materials*, **397**, 274-277. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.397-400.274>
- [10] Ryu, J., Cheong, C., Kim, S. and Lee, S. (2005) Computation of Internal Aerodynamic Noise from a Quick-Opening Throttle Valve Using Frequency-Domain Acoustic Analogy. *Applied Acoustics*, **66**, 1278-1308. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2005.04.002>
- [11] 钱锦远, 于龙杰, 侯聪伟, 等. 套筒结构对双层套筒式控制阀气动噪声的影响分析[J]. 振动与冲击, 2022, 41(7): 145-152.
- [12] 邓方平. 基于 ANSYS 的消音器声学性能优化设计研究[J]. 建设机械技术与管理, 2022, 35(4): 120-122.
- [13] 吴永辉, 姚同林. 基于 Virtual. Lab 抗式消音器声学特性的仿真研究[J]. 化工设备与管道, 2020, 57(2): 51-54.