

# 某柴油发动机排气消声器设计及其声学性能研究

闫一天<sup>1,2</sup>, 施麟<sup>1,2</sup>, 刘海涛<sup>3</sup>, 安明强<sup>3</sup>, 权玉胜<sup>3</sup>, 唐俊<sup>1,2\*</sup>

<sup>1</sup>天津大学建筑工程学院, 天津

<sup>2</sup>天津大学港口与海洋工程天津市重点实验室, 天津

<sup>3</sup>英纳奔萨电气(天津)有限公司, 天津

Email: \*tangjun@tju.edu.cn, yyt666@tju.edu.cn

收稿日期: 2021年5月22日; 录用日期: 2021年6月21日; 发布日期: 2021年6月28日

## 摘要

为降低某型号柴油发动机排气噪声, 针对实测得到的满载工况下排气噪声中低频线谱噪声特性, 依据阻抗复合式消声器的噪声控制特点并结合小孔喷注结构, 设计一种具有宽频降噪效果的复合式消声器。应用Virtual.Lab软件对所设计消声器进行仿真分析并进行实验测试, 结果表明: 所设计的消声器具有良好的宽频降噪效果, 实验测定得到噪声声压级降低了37.48 dB (A), 其传递损失受到内部气流速度的影响十分微弱。在阻抗复合消声器结构中加入小孔喷注降噪结构能够进一步提升消声器的低频降噪性能。该消声器的设计方法与思路可为解决柴油发动机排气噪声控制问题提供参考。

## 关键词

声学, 柴油发动机, 排气噪声控制, 阻抗复合消声器, 气流速度, 传递损失

# The Design of Exhaust Muffler for a Diesel Engine and the Study on Its Acoustic Performance

Yitian Yan<sup>1,2</sup>, Lin Shi<sup>1,2</sup>, Haitao Liu<sup>3</sup>, Mingqiang An<sup>3</sup>, Yusheng Quan<sup>3</sup>, Jun Tang<sup>1,2\*</sup>

<sup>1</sup>Tianjin University School of Civil Engineering, Tianjin

<sup>2</sup>Tianjin Key Laboratory of Port and Ocean Engineering of Tianjin University, Tianjin

<sup>3</sup>Inabensa Electrical (Tianjin) Co., Ltd., Tianjin

Email: \*tangjun@tju.edu.cn, yyt666@tju.edu.cn

\*通讯作者。

文章引用: 闫一天, 施麟, 刘海涛, 安明强, 权玉胜, 唐俊. 某柴油发动机排气消声器设计及其声学性能研究[J]. 声学 & 振动, 2021, 9(2): 89-100. DOI: 10.12677/ojav.2021.92010

## Abstract

The purpose is to reduce the exhaust noise of a diesel engine. The middle and low frequency line spectrum noise characteristics of exhaust noise obtained from actual measurement under full load condition are targeted. According to the noise control characteristics of impedance composite muffler and small hole injection structure, a kind of compound muffler with broadband noise reduction effect is designed. LMS Virtual.Lab is used to simulate and analyze the designed muffler, and the experiment is carried out at the same time. The results show that the designed muffler has good broadband noise reduction effect, the noise sound pressure level is reduced by 37.48 db (A), and the average velocity of internal airflow has little effect on the sound transmission loss of muffler. Adding small hole injection noise reduction structure into the impedance composite muffler structure can further improve the low frequency noise reduction performance of the muffler. The design method and idea of the muffler can provide reference for solving the problem of diesel engine exhaust noise control.

## Keywords

Acoustics, Diesel Engines, Exhaust Noise Control, Impedance Composite Muffler, Airflow Velocity, Transmission Loss

Copyright © 2021 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

柴油发动机产生的噪声是工程机械噪声的主要部分。排气噪声在发动机整体噪声中占据主导[1]。在柴油发动机排气管配装排气消声器是降低排气噪声最简单有效的手段。

抗性消声器对于低中频噪声具有优秀的消声效果，可以适应严苛条件下工作，适合用作发动机排气消声器[2]。Yash 等[3]进行了六种不同的消声器布置设计并比较了所有消声器的噪声水平，通过比较发现，双排气型消声器比单中心排气式和单侧排气型号消声器有着更好的降噪效果。Shubham Pal 等[4]考察了消声器长度变化对消声器插入损耗的影响，结果表明，消声器尺寸越小，插入损耗越大。张永波等[5]利用 GT-Power 软件研究双室并联内插管扩张室消声器的插入损失，得出了该类型消声器扩张比对插入损失的影响规律。王文武等[6]针对某挖掘机发动机排气噪声分布在全频段的特点，结合共振腔消声器和扩张室消声器结构特性，提出了一种复杂结构抗性消声器设计的方法，在全频段取得了良好的消声效果。

上述研究针对影响消声器性能的内插管结构、共振腔、扩张室展开了一系列的探讨，总结了各消声单元对消声器性能的影响规律，但大多是针对某一个消声单元，而对于拥有扩张室、小孔喷注单元和阻性内插管的复杂结构消声器的研究较少。目前，应用于工程机械的抗性消声器结构单一，一般为共振腔式消声器或扩张室消声器，此类消声器无法在低频和高频同时具有优秀的消声性能，难以出色的适用于排气噪声分布在全频段的工程机械。

内插管在低频段的消声有优势，在中高频效果差；小孔扩散消声器将低频声能量转移到频率更高、

对人体有较低影响的超声频段，超声会在短时间内快速衰减[7]；而使用吸声材料的抗性消声器在中、高频段消声效果较好。因此，本研究基于某型号柴油发动机的降噪要求，提出结合扩张室消声器和小孔喷注消声器这两种基本消声单元的优点，同时在扩张室消声器中加入阻性消声成分，设计复杂结构消声器，以达到在宽频范围内都能达到良好消声性能的目的，满足日益严格的噪声排放标准。

## 2. 消声器的设计需求和结构设计

### 2.1. 消声器的设计需求

柴油发动机会排出高温高速的气流，因此要求排气消声器能够耐高温并能承受高速气流冲击，在宽频段范围具有符合期待的消声值，同时有尽量低的功率损失[8]。以下为某柴油发动机参数：四缸四冲程，转速 1500 r/min、额定功率 136 kW，排量 4.3 L。排气管内部气流的平均速度如式(1)所示，柴油发动机周期性的压力脉动噪声频率如式(2)所示。

$$v = \frac{Ln}{S} \quad (1)$$

$$f_i = \frac{inz}{60\tau} \quad (2)$$

式中： $v$ —废气平均速度，m/s； $S$ —柴油发动机排气管截面面积， $S = \frac{1}{4}\pi D^2$ ，其中  $D$ —排气管直径，m； $n$ —曲轴转速，r/s； $L$ —发动机排量， $m^3$ ， $f_i$ —排气噪声基频； $i$ —谐波次数； $i = 1, 2, 3, \dots$ ； $z$ —发动机缸数； $\tau$ —行程系数，四行程  $\tau = 2$ 。

由式(1)和式(2)得到柴油发动机的出口端气流平均速度为 23.6 m/s，周期性压力脉动噪声的频率为 50 Hz。实际测量得到的柴油发动机排气噪声声功率频谱如图 1 所示。

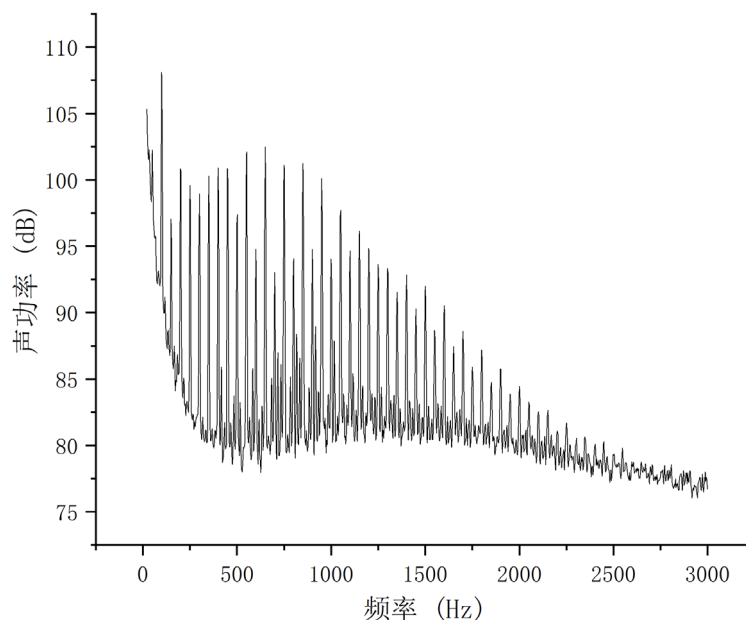


Figure 1. Curve: diesel engine exhaust noise sound power spectrum

图 1. 柴油发动机排气噪声声功率频谱

柴油发动机排气口噪声声功率级达到 102.32 dB(A)，满足《中小功率柴油发动机噪声限值标准 GB14097-1999》中柴油发动机噪声限值应该低于 114 dB(A)的要求，但该型号柴油发动机用户所在地区

的环境保护噪声限值要求为噪声声功率级不超过 89 dB(A)。为满足噪声辐射声功率限制要求，需要为该柴油发动机设计排气消声器，确定消声器的设计降噪量不低于 30 dB(A)。

由图 1 中可以看出，该柴油发动机排气噪声在基频的二阶谐频 100 Hz 处出现峰值，呈明显的线谱噪声特性，这一特征在中低频范围内尤为明显，且在 3000 Hz 以下的宽频范围内有着较为平均的噪声分布。根据柴油发动机排气噪声特点，确定消声器采用主要针对中低频降噪兼顾高频消声的设计思路。

## 2.2. 消声器结构设计

针对柴油发动机排气噪声控制需求进行消声器设计，由于抗性消声结构是全金属结构，可以耐受严苛的工作条件，且成本低、寿命长，因此将抗性消声结构作为基础，在抗性消声结构前端使用小孔喷注消声结构，提高低频噪声降噪量，同时采用阻抗复合的消声器设计方法，利用阻性消声部分吸收高频噪声，满足宽频降噪需求。

### 2.2.1. 二级串联扩张室消声结构设计

参照柴油发动机满载工况下排气噪声频谱特征，整体采用二级串联扩张室抗性消声器设计模式，典型抗性消声器结构如图 2 所示。

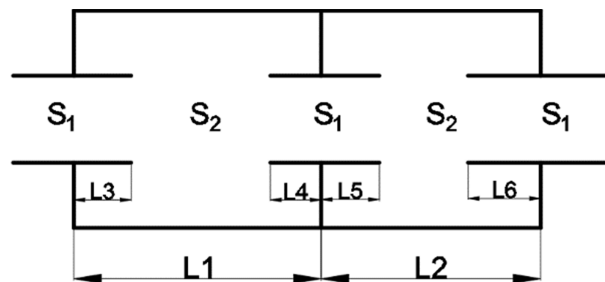


Figure 2. Schematic diagram of muffler secondary tandem expansion chamber structure

图 2. 消声器二级串联扩张室结构示意图

二级串联扩张室消声器理论消声量如式 3 所示[9]:

$$TL2 = 10 \log \left\{ \left[ R_e \left( \frac{A_1}{A_5} \right) \right]^2 + \left[ I_m \left( \frac{A_1}{A_5} \right) \right]^2 \right\} \quad (3)$$

其中

$$R_e \left( \frac{A_1}{A_5} \right) = \frac{1}{16m^2} \left[ (1+m)^4 \cos k(l_1 + l_2 - l_5 - l_6) - 2(1-m^2)^2 \cos k(l_3 + l_4) \right. \\ \left. \times \cos k(l_1 + l_2 - l_3 - l_4 - l_5 - l_6) + (1-m)^4 \cos k(l_1 + l_2 - 2l_3 - 2l_4 - l_5 - l_6) \right]; \\ I_m \left( \frac{A_1}{A_5} \right) = \frac{1}{16m^2} \left\{ (1+m)^4 \sin k(l_1 + l_2 - l_5 - l_6) - 2(1-m^2)^2 \right. \\ \left. \times [\sin k(l_3 + l_4) \cos k(l_1 - l_2 - l_3 + l_4 - l_5 + l_6) \right. \\ \left. + 2 \sin k(l_1 - l_3 - l_5) \sin k(l_3 + l_4) \sin k(l_2 - l_4 - l_6)] \right\} \\ - (1-m)^4 \cos k(l_1 + l_2 - 2l_3 - 2l_4 - l_5 - l_6)$$

式中:  $k$ —波数,  $m$ —扩张比

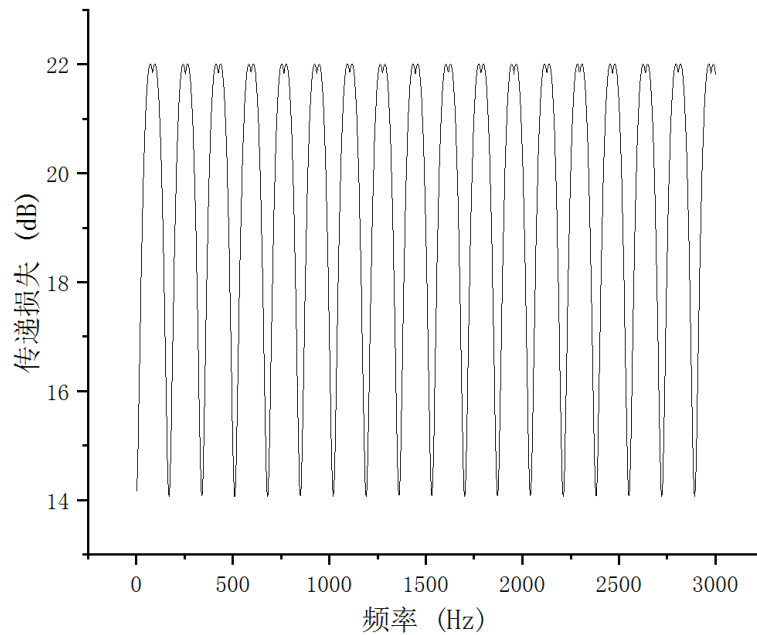
根据消声量设计要求，并结合柴油发动机消声器设备安装要求，进行二级串联扩张室消声结构腔体结构设计，所设计尺寸参数如表 1 所示。

**Table 1.** Design parameters of anechoic structure of two-stage tandem expansion chamber

**表 1.** 二级串联扩张室消声结构设计参数

二级串联扩张室结构尺寸	结构尺寸值
$S_1$	0.005 m <sup>2</sup>
$S_2$	0.074 m <sup>2</sup>
$L_1$	0.5 m
$L_2$	0.3 m
$L_3$	0.3 m
$L_4$	0.1 m
$L_5$	0.25 m
$L_6$	0.03 m

所设计二级串联扩张室结构在 0~3000 Hz 频率范围内，理论消声量曲线如图 3 所示。



**Figure 3.** Theoretical anechoic volume curve of two-stage tandem expansion chamber structure

**图 3.** 二级串联扩张室结构理论消声量曲线图

### 2.2.2. 小孔喷注消声结构设计

在消声器抗性消声结构前端，即消声器入口管处设计小孔喷注结构。通过小孔喷注结构，在保持排气量不变的前提下，用大量小孔替代一个大的喷口，而小孔将可听声能量移到超声范围，从而产生降噪效果[10] [11] [12] [13]。小孔喷注结构参数为：孔径 $\phi = 3$  mm，间距 14 mm，小孔喷注管的直径为 76 mm，长度为 1525 mm。小孔喷注消声结构的消声量如式(4)所示：

$$L_1 = 10 \lg \frac{2}{\pi} \left[ \arctan(0.165D) - \frac{0.165D}{1 + (0.165D)^2} \right] \quad (4)$$

式中： $D$ —小孔的直径。

通过式(4)计算得到所设计的小孔消声器消声量为 14 dB。

### 2.2.3. 阻性消声结构设计

在消声器结构外壳内壁和连接两个腔室的内插管内壁面加入阻性消声结构，该结构为使用厚度为 2 mm 的多孔板进行支撑的厚度为 5 cm 的玻璃棉毡，其吸声系数如表 2 所示。

Table 2. Thickness 5 cm glass wool felt sound absorption coefficient

表 2. 厚度 5 cm 玻璃棉毡吸声系数

频率(Hz)	125	250	500	1000	2000	4000
吸声系数	0.2	0.4	0.7	0.9	0.9	0.9

阻性消声部分理论消声量如别洛夫公式(5)所示。

$$\Delta L = \varphi(\alpha_0) \frac{L}{S} \cdot l \quad (5)$$

$$\text{其中 } \varphi(\alpha_0) = 4.34 \times \frac{1 - \sqrt{1 - \alpha_0}}{1 + \sqrt{1 - \alpha_0}}$$

式中： $L$ —消声器气流通道的断面周长，m； $S$ —消声器气流通道的截面面积， $m^2$ ； $l$ —消声器的有效长度，m； $\varphi(\alpha_0)$ —与材料的吸声系数有关的消声系数。

### 2.2.4. 消声器整体结构

根据上述消声器设计的过程，设计的柴油发动机排气消声器结构如图 4 所示，消声器左端管道为气流入口，右侧为出气口，在消声器外壳内壁和位于中段的内插管内壁上附着了吸声材料。

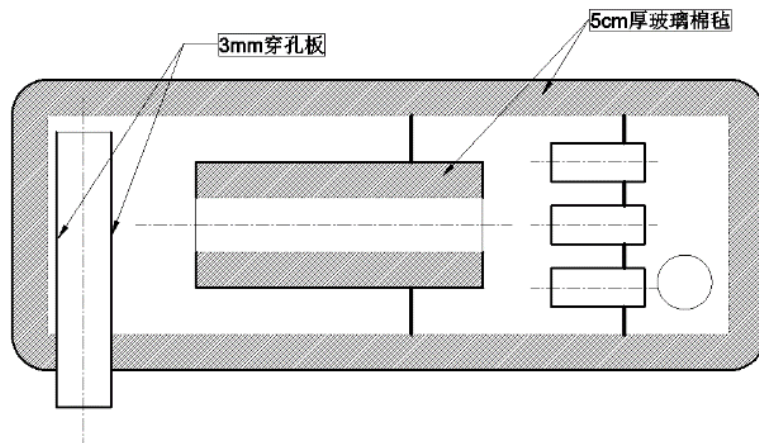


Figure 4. Muffler structure diagram

图 4. 消声器结构示意图

图 5 给出了消声器内部空气腔 X 射线图。为避免频率泄露，接近排气口的第二级抗性消声结构的内插管设计为环向分布，三个平行布置的内插管管道截面面积总和与位于中段内插管管道截面面积以及进排气口管道截面相等。



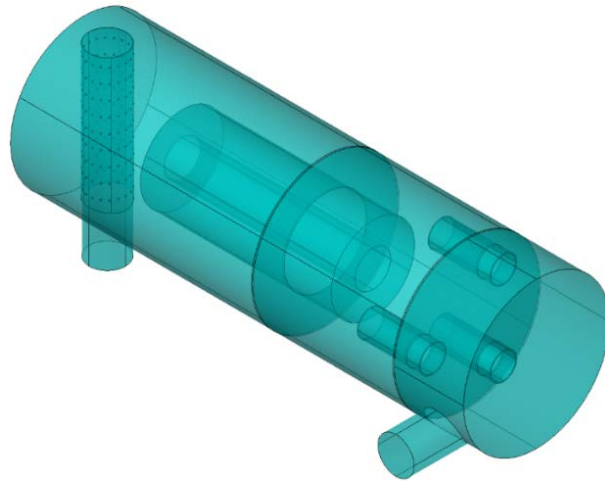


Figure 5. Muffler internal air cavity x-ray diagram  
图 5. 消声器内部空气腔 X 射线图

### 3. 消声器消声性能仿真分析

#### 3.1. 消声器声学性能仿真

一般使用声学有限元法、声学边界元法(BEM)、声传递矩阵法进行消声器性能分析[14]。LMS Virtual.lab 软件在进行仿真计算时可以采用有限元技术或边界元技术。将设计的消声器的三维模型导入 Virtual.lab 软件当中并对消声器进行网格划分。选择大小为 10 mm 的四面体网格, 参照图 5 建立了有限元模型如图 6 所示, 随后设置了流体的材料和属性。

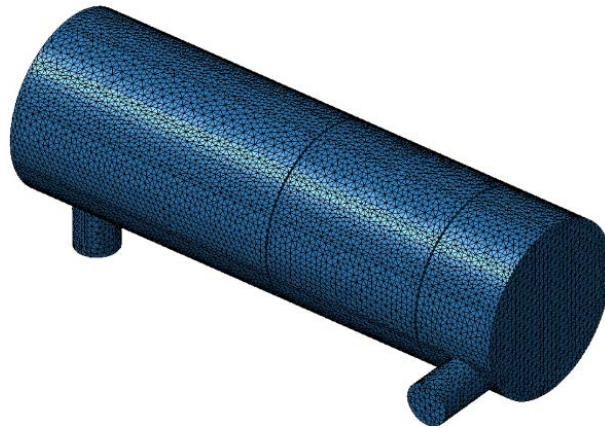


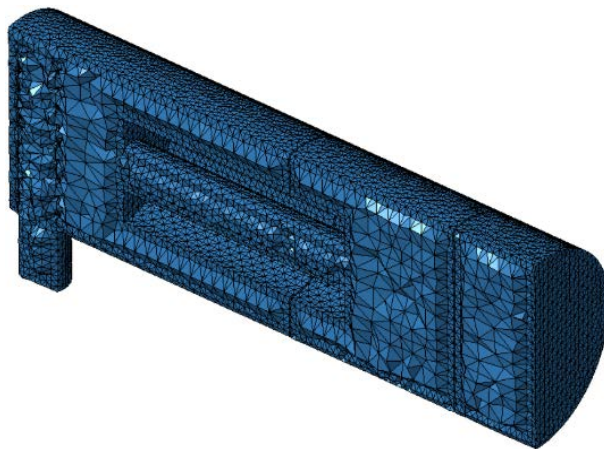
Figure 6. Muffler finite element model  
图 6. 消声器有限元模型

当消声器的入口和出口截面积相等时, 消声器的传声损失如式(6)所示[15]:

$$TL(dB) = 10 \log \left( \frac{W_{in}}{W_{out}} \right) = 10 \log \left( \frac{p_1 * \overline{p_1}}{p_2 * \overline{p_2}} \right) \quad (6)$$

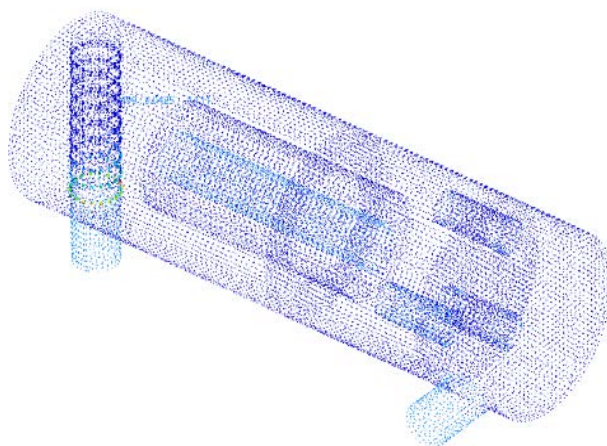
式中:  $W_{in}$ —入口声功率级;  $W_{out}$ —出口声功率级;  $p_1$ —入口声压;  $p_2$ —扩张室的长度。

对消声器的内部流场进行网格划分, 网格质量符合最大计算频率要求, 如图 7 所示。使用有限元方法计算得到消声器的传递损失如图 9 所示。



**Figure 7.** Muffler internal flow field meshing  
**图 7.**消声器内部流场网格划分

内部的气流速度会降低消声器的有效扩张比,进而对其消声性能产生影响。2.1 中的计算结果显示柴油发动机排气口的气流速度均值为 23.6 m/s,将其设定为消声器入口的边界条件。使用 Virtual.Lab 计算得到消声器内如图 8 所示的气体流动平均速度矢量图。使用相同的有限元方法在有气流条件下计算消声器的传递损失。



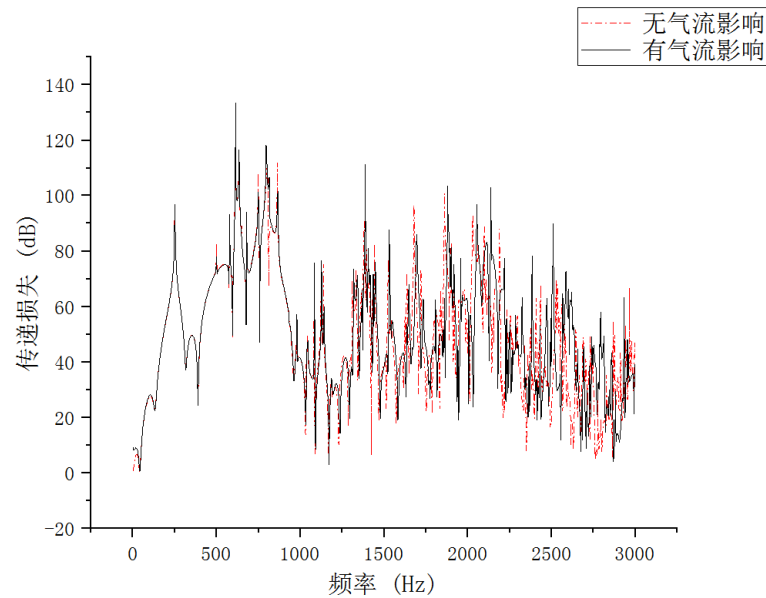
**Figure 8.** Muffler internal flow velocity vector diagram  
**图 8.**消声器内部流动速度矢量图

### 3.2. 消声器有限元仿真结果分析

基于 LMS Virtual.lab 软件中的 Acoustica FEM 方法,对消声器进行传递损失分析,消声器内部流体介质设置为空气,设置单位振动速度为入口边界条件,无反射边界为出口边界条件。在 0~3000 Hz 下进行声学响应的计算,利用上述有限元法得出消声器在无气流速度条件和 23.6 m/s 气流速度条件下的传递损失,两种条件下的消声器传递损失仿真结果对比如图 9 所示。

由图 9 可以看出,在 1000 Hz 以下频率范围,消声器具有较好的宽频消声效果。在 100 Hz 以下频率范围,消声器消声量在 35 dB 左右,在 1000~1300 Hz 消声量降低至 30 dB 左右;1300~2000 Hz 消声量约为 50 dB,2000~2200 Hz 消声量约为 55 dB,2200~2600 Hz 消声量约为 40 dB,2600~3000 Hz 消声量约为 30 dB。



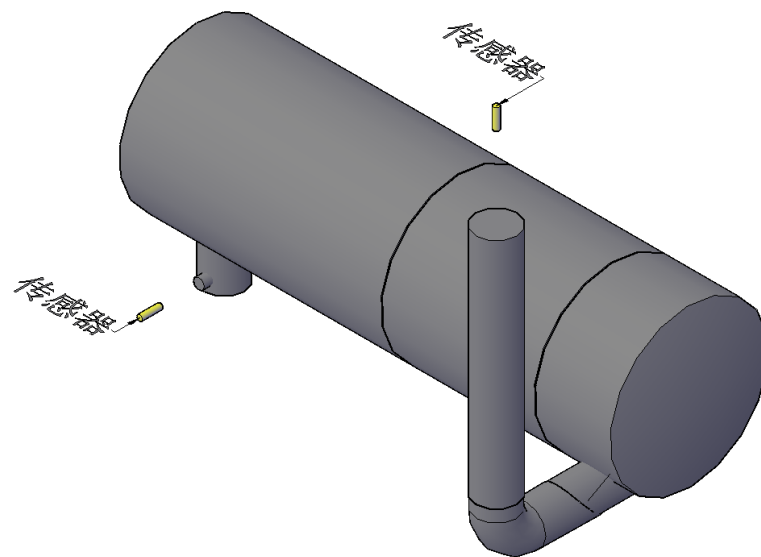


**Figure 9.** Comparison of muffler transmission loss simulation results  
**图 9.** 消声器传递损失仿真结果对比

总体来说, 根据仿真结果可以看出消声器在中低频达到了较为良好的消声效果, 同时也兼顾了中高频的消声能力。在均值为 23.6 m/s 的入口气流速度下, 消声器的传声损失将产生略微的降低, 且降低的数值随着频率升高而加大, 但这个数值对远小于总体的传声损, 因此在 23.6 m/s 的气流平均速度下, 即柴油发动机标准工况下, 气流速度对消声器传声损失的影响很小, 可以忽略。

#### 4. 实验结果与分析

将消声器安装在某型机电设备柴油发动机上进行测试, 测试安排在工厂露天空旷区域, 时间为午间休息, 当日天气晴朗无风, 背景噪声干扰极弱。测试现场设置如图 10 所示。



**Figure 10.** Noise test site layout (left is muffler inlet pipe opening, right is muffler outlet pipe)  
**图 10.** 噪声测试现场布置(左为消声器入口管开孔, 右为消声器出口管)

本研究所使用的噪声采集分析仪如图 11 所示。



Figure 11. B-K Acoustic Acquisition Analyzer  
图 11. B-K 声学采集分析仪

测得消声器排气噪声声功率频谱曲线如图 12 所示。

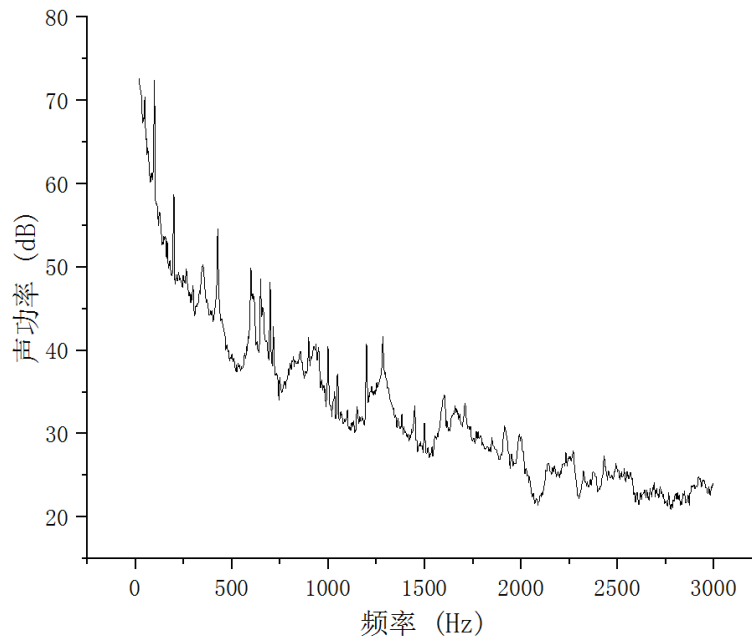
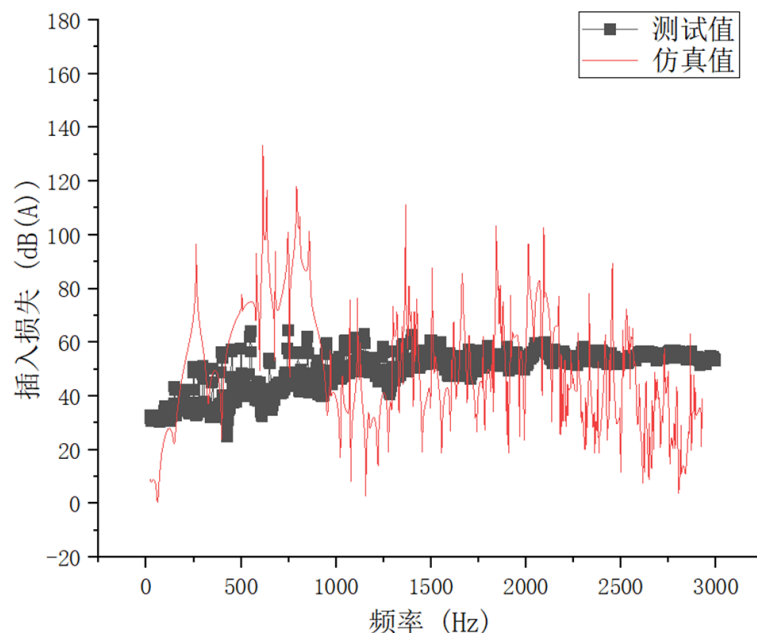


Figure 12. Muffler exhaust noise sound power spectrum curve  
图 12. 消声器排气噪声声功率频谱曲线

测量得到的消声器出口噪声声压级为 64.84 dB(A)，得到消声器总体降噪量为 37.48 dB(A)，达到了消声器设计需求。

从图 12 可以看出，消声器的低频降噪量达到了符合预期的良好效果，消声器出口噪声在 100 Hz 处虽然存在明显峰值，该频率声功率级在消声器入口高达 108 dB，而出口声功率级仅为 73 dB，降噪量为 35 dB。实验结果证明在内插管扩张室阻抗复合消声器基础上加入小孔喷注结构可以有效增加消声器在低频的消声量，与消声材料的有效结合也保证了高频的消声性能，达到了宽频消声的效果。



**Figure 13.** Comparison of muffler insertion loss test value and simulation value  
**图 13.** 消声器插入损失测试值与仿真值对比

从图 13 可以看出, 测试结果与仿真结果在整体趋势上较为吻合, 在频率范围 0~1500 Hz 内, 测试结果和仿真表现出一致的线谱特征, 在基频的二阶谐波 100 Hz 处出现峰值, 高频范围内存在一定偏差, 这是由于在发动机高转速下时, 测试结果易被风扇噪声以及空滤器进气噪声的影响, 同时高转速下时, 由消声器制造工艺产生的穿孔管管孔毛刺容易产生再生噪声, 使消声器在高转速下时的消声性能受到影响。另一方面的原因是对发动机模型进行了简化, 使仿真结果与测试结果存在一定误差。

## 5. 结语

1) 根据实地测量得到了某型号柴油发动机满载工况下的排气噪声数据, 针对其排气噪声特点设计复杂结构消声器。依据经验公式和查表通过计算得到了消声器各组成成分的理论消声量。2) 使用 Virtual.Lab 先计算出消声器在无气流速度影响下的传递损失曲线, 随后计算得到在 23.6 m/s 气流流速情况下内部气流平均速度云图, 随后计算了消声器在内部存在气流时的传递损失, 结果表明, 与无气流影响时相比, 排气气流的速度对消声器的传声损失的影响十分微弱, 可以忽略。3) 对消声器出气端噪声进行测量, 实验结果证明内插管扩张室抗性消声器与小孔扩散消声器相结合可以在低频相比单一消声器产生更加优秀的消声效果, 将阻性吸声材料加入内插管消声器结构中也使得最终设计得到的复杂结构消声器兼顾了高频的消声性能。

## 致 谢

感谢导师唐俊副教授对本论文的悉心指导, 感谢英纳奔萨电气(天津)有限公司提供的实验场地支持。

## 参考文献

- [1] 魏春源, 张卫正, 葛蕴珊. 高等内燃机学[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2001: 305
- [2] 潘国培, 杨碧君, 贺华, 王强. 不同内插管扩张式消声器声学性能分析[J]. 噪声与振动控制, 2013, 33(6): 177-179, 187.
- [3] Kakadiya, Y.K. and Patel, B.S. (2017) Design and Comparison of Mufflers Having Different Arrangements for Diesel

Engine. *SSRG International Journal of Mechanical Engineering*, **4**, 24-31.  
<https://doi.org/10.14445/23488360/IJME-V4I6P105>

- [4] Pal, S., Singh Golan, T., Kumar, V., Jain, V., Ramdas, N. and Sharma, O.P. (2014) Design of a Muffler & Effect of Resonator length for 3 Cylinder SI Engine. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, **11**, 85-91.
- [5] 张永波, 黄其柏, 王勇, 周明刚. 基于 GT-power 的并联内插管双室扩张式消声器插入损失研究[J]. *噪声与振动控制*, 2007(1): 87-89.
- [6] 王文武, 侯亮, 蔡惠坤, 李胜玉, 李程. 轮式挖掘机复杂结构抗性消声器研究及设计[J]. *机电工程*, 2015, 32(2): 163-168.
- [7] 李冬梅. 基于小孔喷注理论的复合式小孔消声器设计[J]. *装备环境工程*, 2020, 17(6): 7-10.
- [8] 严倪. 基于 DEFORM 的高压排气消声器壳体成型设计[J]. *科技与创新*, 2020(20): 73-74.
- [9] 王鸿, 马恒文. 双级抗性消声器消声量公式的辩证[J]. *污染防治技术*, 1993, 6(1): 1-4, 9, 65.
- [10] 马大猷, 李沛滋, 戴根华, 王宏玉. 小孔喷注噪声和小孔消声器[J]. *中国科学*, 1977(5): 445-455.
- [11] 马大猷, 李沛滋, 戴根华, 王宏玉. 高压阻塞喷注的湍流噪声[J]. *声学学报*, 1979(3): 176-181.
- [12] 马大猷. 湍流喷注噪声定律的发展[J]. *声学学报*, 1987, 12(5): 321-328.
- [13] 马大猷, 李沛滋, 穆秀敏, 王宏玉. 小孔消增器的流量和噪声特性[J]. *声学学报*, 1984, 9(5): 273-281.
- [14] 施忠良. 汽车消声器声学性能分析及结构改进建议[J]. *时代汽车*, 2018(5): 113-114.
- [15] 马燕, 吴韬. 异步电动机的转速公式与功率控制调速理论[J]. *西北民族大学学报: 自然科学版*, 2005, 26(1): 21-24, 29.