

某增程式客车进气口噪声消声器的设计与优化

张忠东^{1,2}, 周后昌^{1,2}, 位 华^{1,2}, 陈恒彬^{1,2}

(1. 中通客车股份有限公司, 山东 聊城 252000;

2. 山东省新能源客车安全与节能重点实验室, 山东 聊城 252000)

摘 要:针对某增程式电动客车发动机进气口噪声大的问题设计一款消声器,并通过声学性能和内流场仿真对其进行优化,使其在降低噪声的同时不影响空气吸入效率。最后通过试验验证该消声器的降噪效果。

关键词:增程式电动客车; 进气口噪声; 消声器

中图分类号:U464;U467.4⁺93 文献标志码:A DOI:10.15917/j.cnki.1006-3331.2025.03.008

Design and Optimization of Intake Port Noise Muffler for an Extended-range Electric Bus

ZHANG Zhongdong^{1,2}, ZHOU Houchang^{1,2}, WEI Hua^{1,2}, CHEN Hengbin^{1,2}

(1. Zhongtong Bus Holding Co., Ltd., Liaocheng 252000, China;

2. Shandong Provincial Key Laboratory of Safety and Energy Conservation of New Energy Buses, Liaocheng 252000, China)

Abstract: Aiming at the high noise level at the engine intake port of an extended-range electric bus, the authors design a muffler and optimize its structure through acoustic performance and internal flow field simulations. They ensure that the muffler reduces the noise without affecting the efficiency of the air intake. Finally, they validate the muffler's noise reduction effectiveness through experiments.

Key words: extended-range electric bus; intake port noise; muffler

本文中的增程式电动客车采用串联式混合动力系统。该系统先由燃油发动机带动发电机发电,再由电能驱动电动机带动车辆行驶^[1]。在一款增程式电动客车新车型的样车试验中,发现当发动机以恒定转速发电时,车辆左后侧进气口噪声较大,且近场能感受到明显的脉动型冲击感,需进行降噪处理^[2]。

1 问题诊断及改进方案

1.1 问题诊断

NVH工程师在接到问题反馈后,与底盘设计人员一起对车辆进行实车检验,确认该车辆在电池电量(SOC)低于50%、发动机启动并将转速逐步提高至稳定工作转速(1 500 r/min)发电时,车身左侧进气口噪声^[2-3]大,主观感受为低频噪声明显,人经过时有明

显的冲击感。

利用西门子测试系统采集发动机启动10 min(转速提升至1 500 r/min并热机)后车身左侧进气口的噪声数据,并用Test.lab进行处理分析。车身左侧进气口的噪声压级为70.5 dB(A),图1为采集的车身进气口原始噪声频谱,图中在100 Hz和250~400 Hz处噪声贡献较大。在Test.lab中对噪声进行滤波处理,滤掉100 Hz处的噪声后,主观感受得到明显改善,证明100 Hz处的噪声是造成不适感的主要来源,需要重点处理。

发动机振动阶次公式如下:

$$O = 60f/r \quad (1)$$

式中: O 为发动机振动阶次; f 为振动频率; r 为发动机转速(此处为1 500 r/min)。计算可得发动机的4阶

收稿日期:2024-11-09。

第一作者:张忠东(1991—),男,硕士,工程师,主要从事客车NVH研究与性能提升工作。E-mail:zzdong1105@163.com。

噪声频率^[2]为 100 Hz。

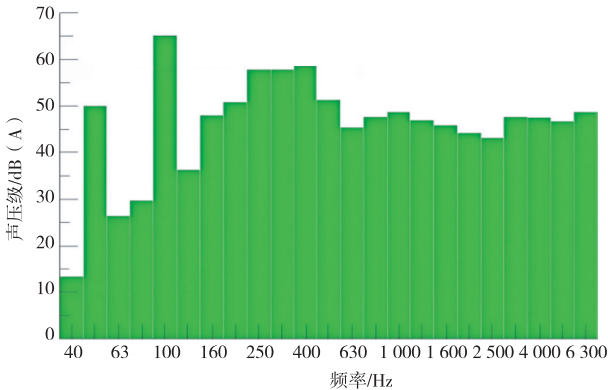


图 1 车身进气口原始噪声频谱

发动机点火激励频率的计算公式如下：

$$f_{\text{ign}} = 2ir / (60\tau) \tag{2}$$

式中： f_{ign} 为发动机点火激励频率； i 为发动机缸数； r 为发动机转速； τ 为冲程数。

该车配置的发动机为 4 缸 4 冲程，根据发动机点火激励频率计算公式和发动机阶次计算公式如下：

$$O_{\text{ign}} = 60f_{\text{ign}} / r = 2ir / \tau = 2 \tag{3}$$

式中： O_{ign} 为发动机点火激励阶次，即此发动机点火激励为 2 阶，因此该 4 阶振动噪声为发动机点火激励的 2 倍频激励。

该噪声主要表现为进气口近场噪声大，车辆停在原地（发动机工作）时，车内最后排左侧噪声较大，能明显听到该发动机“嘯、嘯、嘯”的进气噪声；行驶（车速大于 20 km/h）时车内噪声主要为行驶噪声和发动机噪声，进气噪声则被掩盖。

1.2 处理方案确定

基于上述诊断，制定如下处理方案：

1) 控制噪声源，从控制策略着手，在发动机启动

中增加车速判定条件，当车辆原地不动（如等人）时让发动机熄火。

2) 控制噪声源，从控制策略着手，将发动机发电转速设置为多个挡位：当车辆原地不动（如等人）及低速行驶（小于 20 km/h）时，发动机以 800 r/min 运行发电；当车辆正常行驶时，发动机以正常转速（1 500 r/min）运行发电。

3) 控制噪声传递路径，在发动机进气系统中增加消声装置。

方案 1)、2) 仅涉及控制程序的优化，整改方便，未增加成本。但发动机发电受限，可能影响车辆低电量时的正常运行，且车辆性质（公交车）及运行环境（市内道路）会导致车辆频繁启停，间接造成发动机频繁启停。方案 3) 需调整发动机进气系统，这会影 响发动机舱空间，但不会影响车辆正常运行，且对车辆原地、行驶工况的发动机进气噪声均有消声效果。营销人员与客户沟通后确认采用方案 3) 进行处理。

2 消声器设计及优化

在发动机进气系统中增加消声装置时，首先考虑在进气口与空滤器之间增加扩张式进气消声器，但此车空间无法单独增加消声器，因此考虑将消声器集成在车身进气盒上。不同结构的声学单元具有针对某特定频段的消声特性^[4]，因此应以 100 Hz 为主要频率，以 250~400 Hz 为次要频率进行设计。

常见消声器类型及特点见表 1^[4-7]。由于 100 Hz 频率较低，常规膨胀型的中频消声器对此低频噪声消声效果非常差，可用 1/4 波长管或者赫姆霍兹共振腔进行降噪。

表 1 常见消声器类型及特点

消声器类型	消声机理	消声频率	应用	缺点
阻性消声器	吸声材料振动，完成热交换。	高频	管式、片式、折板式等消声器	对低频噪声效果不明显
抗性消声器	膨胀型 利用突变的膨胀腔，使部分声波返回声源。	中频	内插管式消声器	占用空间较大
	共振型 利用管路连接处的声阻抗的变化，使共振腔空气振动，从而减少声波能量。	中低频	赫姆霍兹共振腔	消声频率非常窄
	干涉型 利用声波互相干涉，达到消声目的。	中低频	1/4 波长管等	消声频率窄
阻抗复合型	利用阻性和抗性两种消声器消声机理。	低频到高频	发动机排气消声器	结构复杂，造价高

若采用 1/4 波长管处理 100 Hz 噪声, 根据波长计算公式可知:

$$\lambda = C / f_{\text{air}} \quad (4)$$

式中: λ 为声波的波长; C 为声音在空气中的传播速度。当环境温度为 20 °C 时, C 约为 340 m/s; f_{air} 为需要计算波长的噪声频率。

由式(4)计算可得, 当环境温度为 20 °C 时, 100 Hz 的声波波长约为 $340/100 = 3.4 \text{ m} = 3\,400 \text{ mm}$, 则 1/4 波长约为 850 mm, 即 100 Hz 对应的 1/4 波长管需要的管路长度约为 850 mm, 但因布置空间受限, 且容错率低(长度偏差对 1/4 波长管的消声频率影响显著)。同时, 环境温度变化也会引起声波波长的变化(温度升高, 声音在空气中的传播速度变快, 波长变长, 所需 1/4 波长管增长; 反之, 温度降低, 声音在空气中的传播速度变慢, 波长变短, 所需 1/4 波长管缩短), 进而 1/4 波长管所对应的消声频率会发生偏移(使其消声效果变差)。赫姆霍兹共振腔通常由一段短管和一个与之相连的容积较大的腔体组成, 短管称为“颈管”, 腔体称为“共振腔”。开口式共振器具有一个开放的端口, 允许声波进入和逸出, 其共振频率取决于腔体的体积和开口的尺寸。相较于 1/4 波长管, 赫姆霍兹共振腔更容易集成在进气盒上进行结构设计, 因此本消声器的设计形式为在膨胀型抗性消声器上集成赫姆霍兹共振腔。

2.1 结构设计

图 2 为膨胀型抗性消声器结构示意图, 图 3 为共振型抗性消声器共振腔结构示意图。



图2 膨胀型抗性消声器结构示意图

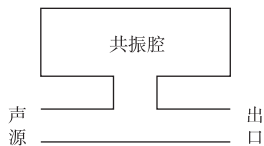


图3 共振型抗性消声器共振腔结构示意图

膨胀型抗性消声器的扩张比(消声器截面积与消声器进口截面积之比)越大消声效果越好^[7]。由于管路直径已确定, 为使扩张比变大, 应尽量增加容

积。结合实车空间及膨胀型消声器结构特点, 完成消声器进气盒外形结构设计。其结构外形示意图如图 4 所示, 其高 550 mm、长(前后方向)295 mm、宽(左右方向)200 mm, 进气口连接在车身左侧围上, 出气口通过波纹管连接至发动机空滤器。在进气盒内增加共振腔消声结构, 其初版结构示意图如图 5 所示。

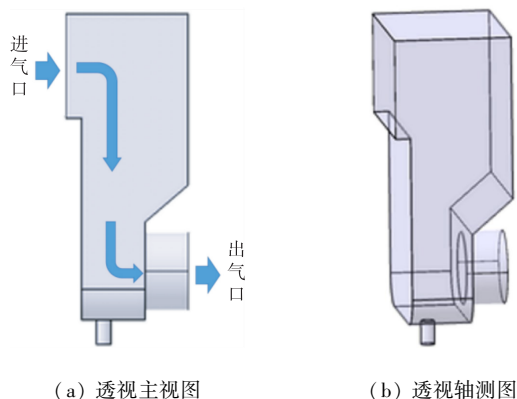


图4 消声进气盒主体

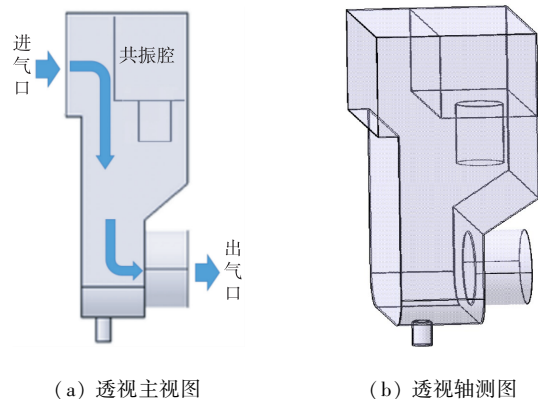


图5 消声进气盒主体内加共振腔示意图

发动机噪声通过发动机进气波纹管由进气盒出气口进入消声进气盒后, 首先通过扩散、碰壁反射、互相干涉而消耗能量, 减少声波的整体强度; 然后再激励共振腔内的空气产生 100 Hz 的共振, 消耗其能量, 以减小 100 Hz 声波传递至进气口的强度。

2.2 声传递损失计算及结构优化

根据消声进气盒结构, 绘制内部空腔模型并在仿真软件中设定空腔边界条件, 有关参数见表 2, 结构管壁、壁面均设为硬声场边界^[2]。

根据建好的三维模型(图 5)建立声学模型(内部空气模型), 并将其导入声学仿真软件中进行网格划

分。声学网格单元尺寸 n 应不大于计算频段声波的最小波长 $\lambda_{\min}$ 的 $1/6$ ($n \leq 1/6\lambda_{\min}$), $\lambda_{\min} = C_0/f_{\max}$, C_0 为环境温度为 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时声音在空气中的传播速度; $f_{\max}$ 为最大分析频率, 应大于最大目标频率 (400 Hz), 暂定 $f_{\max}$ 为 500 Hz , 由此推出 $n \leq 113\text{ mm}$ 。

表 2 边界条件参数

参数名称	参数值	单位
绝对压力 P_0	1. 013 25	bar
声速 C_0	340	m/s
温度 T_0	20	$^{\circ}\text{C}$
空气密度 ρ_0	1. 225	kg/m^3
压力幅值 P_{in}	1	Pa

由于模型的整体尺寸较小, 因此网格划分采用四面体网格形式, 网格尺寸设为 10 mm , 求解步长设为 5 Hz , 设定求解频率范围为 $50\sim 500\text{ Hz}$ 。声腔内部的声学(空气)网格模型如图 6 所示。

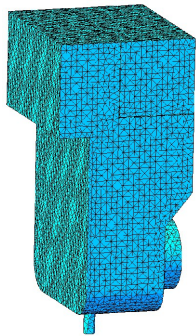


图 6 消声进气盒声腔内部声学网格模型

初始模型声传递损失^[8]计算结果如图 7 中虚线(优化前)所示, 其在目标频率 (100 Hz 及 $250\sim 400\text{ Hz}$ 段) 处消声性能不佳。

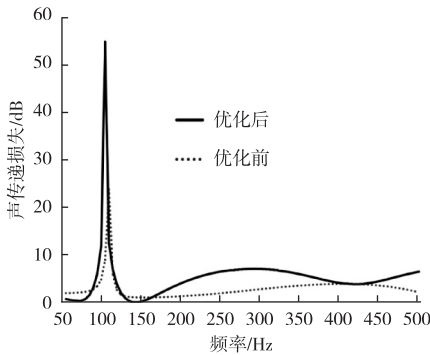


图 7 声传递损失曲线

对消声进气盒结构进行优化设计: ①根据仿真计算结果(消声频率与目标频率偏差)调整共振腔连接管直径、长度; ②根据仿真计算结果(消声频率与目标频率偏差)调整共振腔容积; ③将共振腔位置由右上角改至左侧中间; ④在共振腔容积不变的情况下, 通过调整共振腔的宽度、高度及其在进气盒主体内的位置来改变共振腔边界钣金与进气盒主体钣件之间的间距, 即调整风道截面尺寸。按上述方法逐步优化模型, 最终实现结构声传递损失如图 7 中实线(优化后曲线)所示, 满足设计要求。其最终优化结构示意图如图 8 所示。

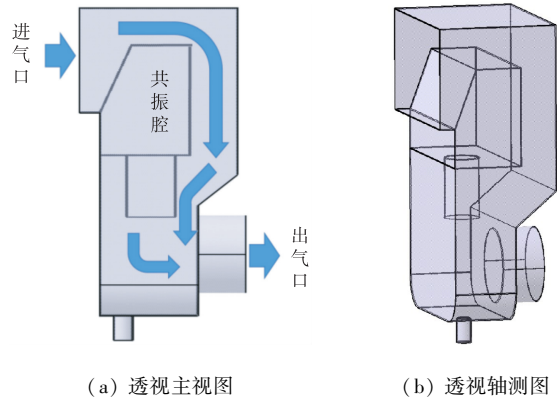


图 8 符合消声性能要求的进气盒示意图

2.3 进气阻力计算及结构优化

将最终优化的消声进气盒模型导入仿真软件, 并对其内流场进行仿真^[9-11], 仿真结果如图 9(a) 所示, 进气口压力为 $101\ 292\text{ Pa}$ (大气压), 出气口压力为 $100\ 509\text{ Pa}$, 则进气口至出气口的空气阻力为 783 Pa ($101\ 292\text{ Pa}-100\ 509\text{ Pa}=783\text{ Pa}$)。将图 9(b) 中所指位置的原直角结构优化为半径为 20 mm 的圆角结构后, 出气口压力提高至 $100\ 568\text{ Pa}$, 即进气口至出气口的空气阻力降至 724 Pa ($101\ 292\text{ Pa}-100\ 568\text{ Pa}=724\text{ Pa}$), 空气阻力减小了 59 Pa ($783\text{ Pa}-724\text{ Pa}=59\text{ Pa}$)。根据我司企标《发动机进气系统设计规范》, 要求进气系统造成的空气阻力增加值在 $6\ 500\text{ Pa}$ 以内。优化后的进气盒装车后, 发动机进气系统的进气空气阻力增加了 724 Pa , 仍满足企标要求, 且对发动机进气无明显影响。

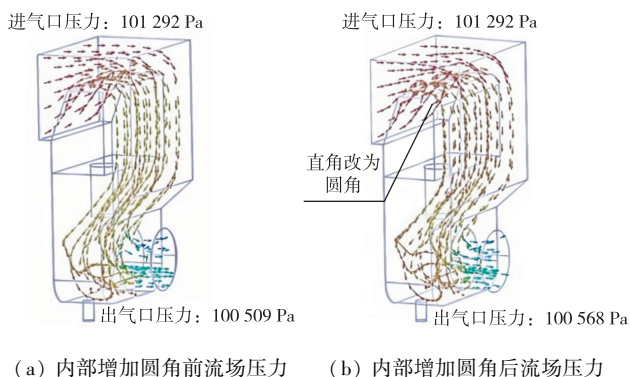


图9 消声进气盒流场仿真图

3 实车验证

制作出最终优化后的消声进气盒实物并进行装车测试,发现发动机启动时进气口的噪声主观感受得到明显改善,不适感已消除。采用西门子数采设备采集噪声数据,整个测试过程按照标准^[12]实施,要求测试噪声与背景噪声声压级之差在 10 dB(A) 以上,测点位置的风速不超过 1 m/s^[13]。在我司空旷场地(在车身 10 m 范围内无建筑物遮挡)上进行试验,测试工况为车辆原地静止、发动机启动且处于正常充电状态(发动机启动 5 min 以上,转速稳定在 $(1\ 500 \pm 5)$ r/min),测试过程中除发动机外,其他噪声源(如空调、打气泵)均处于停止状态。测试时的环境背景噪声为 48.5 dB(A),测试仪探头距车身进气口装饰件中心点 1 m,探头朝向与装饰件平面垂直,并在探头上装防风球。

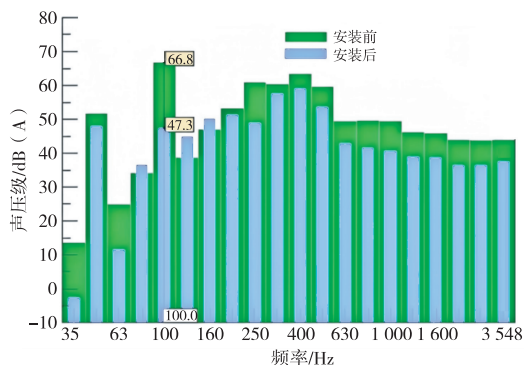


图10 安装最终优化消声进气盒前后噪声频谱对比

安装消声进气盒前后车辆进气口处噪声数据的频谱对比结果如图 10 所示。从图 10 中可以看出,安装上述消声进气盒后,100 Hz 频段声压明显下降,传

递损失为 19.5 dB(A),其他频段声压也有所下降。噪声总声压级由 70.5 dB(A)降为 63.5 dB(A),下降了 7 dB(A)。此外,其他频段声压也有所下降。

4 结束语

针对某增程式电动客车发动机进气口噪声大的问题,本文首先通过噪声采集及频谱分析确定了该噪声的主要贡献频率为 100 Hz 的窄带噪声和 250~400 Hz 的宽带噪声。然后结合车身结构、不同类型消声器的结构和性能特点,将赫姆霍兹共振腔和膨胀型消声器集成到进气盒上,以实现 100 Hz 窄带噪声和 250~400 Hz 宽带噪声的衰减,并通过声传递损失和进气盒内流场仿真对结构进行优化,最后通过装车试验验证了该消声进气盒具有良好的降噪效果。为消声器的设计和进气噪声的降噪处理提供了参考。

参考文献:

- [1] 姚永琪,周映宇. 基于规则策略的混合动力汽车能量管理策略概述[J]. 时代汽车,2023(5):10-12.
- [2] 张忠东,刘鑫明,曲立志,等. 发动机进气口噪声分析及改进[J]. 客车技术与研究,2022,44(3):40-43.
- [3] 肖生浩. 汽车排气消声器低频噪声控制研究[D]. 武汉:武汉理工大学,2012.
- [4] 付英杰. 超薄低频吸声结构优化设计方法[D]. 大连:大连理工大学,2019.
- [5] 牡丹丰,李亮,刘红玉,等. 发动机进气消声的研究现状及趋势分析[J]. 重庆理工大学学报(自然科学),2017,31(7):20-25.
- [6] 许敏,张亦嘉. 中国混合动力汽车总成技术进展[J]. 汽车安全与节能学报,2024,15(3):269-294.
- [7] 白云,李宁. 扩张比对抗性消声器性能的影响分析[J]. 汽车实用技术,2015(11):67-69.
- [8] XU C C, CHO H M. Analysis on the noise reduction of engine with air intake resonator in engine intake system[J]. International Journal of Engineering and Technology, 2018, 10(1): 149-153.
- [9] BALAJI M, HEMACHANDRA R K. CFD numerical simulation for intake flow field design and effects on combustion and emissions of DI diesel engine[J]. International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering, 2019, 8(6): 287-294.

(下转第 51 页)

流量相差不大, 各出口流量几乎一致, 出风均衡。

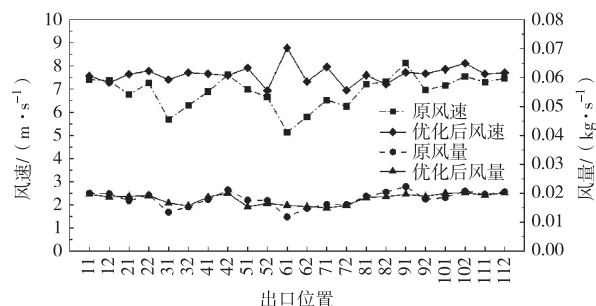


图 11 优化前后风道出口风速、流量对比折线图

3 结束语

原风道出风口编号为 31、32、61、62 的风量较小, 与实车感受相同。通过分析其速度流线图, 观察到内部流场存在涡流、流动紊乱、出风口内部高度影响内部流动等问题。通过增加导流板、降低出风口内部高度的优化方案, 使内部流动更加平缓、顺畅, 减少了内部流动损失; 编号为 31、32、61、62 的出风口风速增大, 解决了风道出风口不均匀的问题, 且其余各出风口风速均有增加; 各出口风量更加均衡。

参考文献:

- [1] 鲁秉仁, 程二涛, 倪一铭, 等. 具有行李承载功能的客车空调风道的开发及仿真[J]. 客车技术与研究, 2023, 45(3): 41-43.
- [2] 林敏, 曹红军, 曾青, 等. 基于 CFD 分析的城市客车空调风道优化[J]. 客车技术与研究, 2022, 44(6): 45-48.
- [3] 张忠东, 刘鑫明, 曲立志, 等. 发动机进气口噪声分析及改进[J]. 客车技术与研究, 2022, 44(3): 40-43.
- [4] 张宪. 公交客车空调风道结构优化设计[D]. 长春: 吉林大学, 2019.
- [5] 周帅. 基于 FLUENT 的大跨度双幅桥面桥梁气动干扰性能研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2010.
- [6] 闫万钊. 吸扫式扫路车气力输送系统 CAE 分析及结构优化[D]. 天津: 河北工业大学, 2016.
- [7] 闵海娇. 汽车空调风道气动噪声分析与研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2021.
- [8] 王新树, 王延安, 李锋, 等. 汽车车窗玻璃除霜性能的 CFD 分析及风道结构优化[J]. 机电一体化, 2013, 19(9): 28-32.

(上接第 47 页)

- [10] SUN P, XIAO S M, LU W X. A simulation on the flow field of a helical intake port and a cylinder in diesel engine[M]// QIAN Z H, CAO L, SU W L, et al. Recent Advances in Computer Science and Information Engineering (volume 3). Berlin, Springer, 2012: 451-456.
- [11] 尹凝霞, 常思勤. 自由活塞发动机进气及压缩终了缸内气

体流动特性分析[J]. 农业工程学报, 2015, 31(8): 61-67.

- [12] 中国机械工业联合会. 中小功率柴油机排气消声器: JB/T 5081—2008[S]. 北京: 机械工业出版社, 2008: 6.
- [13] 丁瑞, 李舜酩. 某单缸柴油机排气消声器的结构优化分析[J]. 噪声与振动控制, 2011, 41(2): 212-218.