

汽车排气消声器性能分析及改进

赵 东¹, 高小新², 杨 亮³, 褚志刚¹, 郑 飞¹

(1. 重庆大学汽车工程学院, 重庆 400044; 2. 中国航发湖南动力机械研究所, 湖南株洲 412000;
3. 长安汽车工程研究院, 重庆 400044)

摘要: 针对某汽车排气消声器插入损失不达标的问题, 利用 GT-Power 软件建立了发动机与进排气系统耦合的仿真模型, 对排气消声器的声学性能和空气动力性能进行数值计算, 分析了发动机转速 1 000~2 500 (r·min⁻¹) 范围内的插入损失和压力损失。根据分析结果, 基于试验设计 (Design of Experiment, DOE) 方法, 对消声器结构进行多工况、多参数、多目标优化。优化结果表明, 改进后的消声器的插入损失有了明显提升, 空气动力性能良好, 其综合性能得到显著提升。

关键词: 消声器; 插入损失; 压力损失

中图分类号: TB535

文献标识码: A

文章编号: 1000-3630(2018)-03-0272-05

DOI 编码: 10.16300/j.cnki.1000-3630.2018.03.014

Performance analysis and improvement of automotive exhaust muffler

ZHAO Dong¹, GAO Xiao-xin², YANG Liang³, CHU Zhi-gang¹, ZHENG Fei¹

(1. College of Automotive Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China;

2. AECC Hunan aviation powerplant research institute, Zhuzhou 412000, Hunan, China;

3. Chongqing Chang'an Automobile Engineering Institute, Chongqing 400044, China)

Abstract: Aiming at the problem that the insertion loss of an automobile exhaust muffler has not been up to standard, a coupling simulation model of coupling between the engine and the intake and exhaust system is established by GT-Power software. The acoustic performance and aerodynamic performance of the exhaust muffler are calculated numerically. The insertion loss and pressure loss are analyzed at an engine speed range between 1 000 and 2 500 rpm. According to the analysis results, a multi-condition, multi-parameter and multi-objective optimization is conducted to the muffler structure based on the DOE (Design of Experiment) method. The optimization results indicate that the insertion loss of the optimized muffler is obviously promoted, the aerodynamic performance is satisfactory, and its comprehensive performance is significantly improved.

Key words: muffler; insertion loss; pressure loss

0 引言

排气噪声是主要的汽车噪声之一, 消声器作为控制汽车排气噪声的关键部件, 其消声性能和压力损失对汽车的噪声水平、动力性和经济性具有显著影响。消声器传统设计中往往以传递损失和压力损失作为评价参数对其进行静态设计^[1-3]。虽然该方法在一定程度上能获得消声器的声学性能情况, 但难以考虑发动机对消声器性能的耦合影响, 因此往

往难以达到预期的消声效果^[4]。此外, 当消声结构的声学性能不达标时, 后续的结构参数优化设计往往针对某个特定工况基于控制变量法单独进行, 未能兼顾各个参数共同耦合作用时产生的影响, 即很少进行多工况、多参数、多目标同时最优的优化设计。GT-Power 作为商业化的发动机工作过程虚拟仿真软件, 能将排气消声器与发动机工作过程耦合起来进行分析研究, 并为消声器多工况、多参数、多目标优化设计提供有利条件^[5]。

针对某汽车排气消声器插入损失不达标的问题, 本文利用 GT-Power 软件建立了发动机与消声器系统耦合仿真分析模型, 并分析了排气消声器插入损失和压力损失随转速变化的情况, 指出后续需要优化的发动机转速范围, 最后基于试验设计 (Design of Experiment, DOE) 方法对消声器进行了

收稿日期: 2017-07-10; 修回日期: 2017-08-30

基金项目: 重庆市重大应用开发计划项目(cstc2015yykfc60003)、汽车噪声振动和安全技术国家重点实验室开放基金资助项目(NVH SKL-201504)。

作者简介: 赵东(1993—), 女, 湖北洪湖人, 硕士研究生, 研究方向为车辆进排气系统噪声控制。

通讯作者: 褚志刚, E-mail: zgchu@cqu.edu.cn

多工况、多参数、多目标优化，改进后的消声器的综合性能得到显著提升。

1 仿真模型建立

1.1 发动机模型的建立

本文以某企业 1.6 L 自然吸气发动机为研究对象，基于 GT-Power 软件对发动机进行建模，其中主要参数如表 1 所示，图 1 为建立的 1.6 L 自然吸气发动机仿真模型。

表 1 发动机主要技术参数
Table 1 Main technical parameters of engine

参数	数值	参数	数值
气缸数	4	最大扭矩/(N·m)	130
冲程数	4	最大扭矩转速(r·min ⁻¹)	5 200
点火顺序	1-3-4-2	最大功率/kW	75
点火间隔/°	180	最大功率转速(r·min ⁻¹)	6 000
排量/L	1.6	压缩比	10

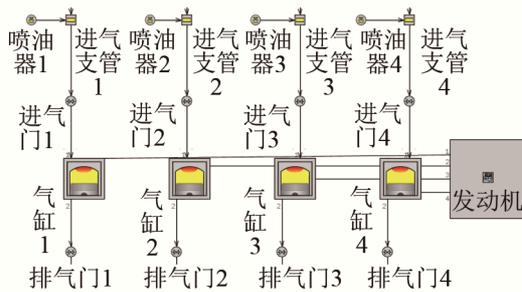


图 1 发动机模型
Fig.1 Engine model

为确保发动机模型的准确性，对其性能参数进行校核。图 2 为仿真得到的发动机扭矩和功率曲线。对比图 2 和表 1 可知，图 2 给出的发动机最大扭矩和最大功率及其对应转速与表 1 给出的铭牌值误差在 5% 以内，表明建立的发动机模型能够准确模拟发动机的实际工作过程。

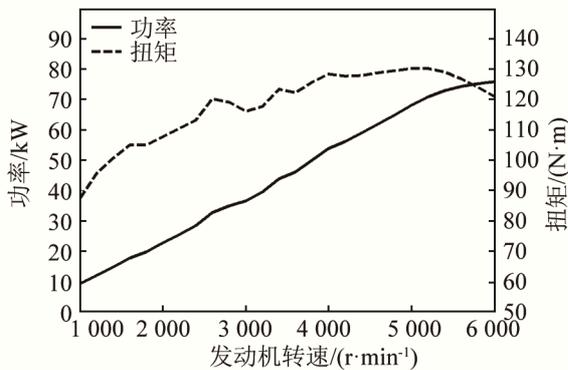


图 2 发动机功率和扭矩曲线
Fig.2 Engine power and torque curve

1.2 消声器模型建立

主、副消声器结构尺寸如图 3 所示，几何模型如图 4 所示。其中，副消声器为一简单扩张式结构，进、出口管径为 36 mm，管壁厚度为 1 mm，扩张比为 8；主消声器由三腔三管组成，中间管和出口管在中间腔室部分均开有 18 个直径为 7.8 mm 的均布小孔。

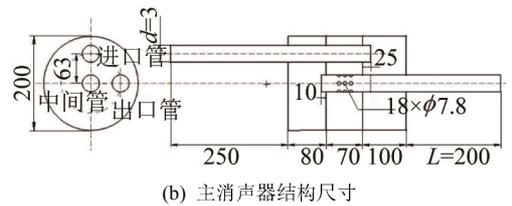
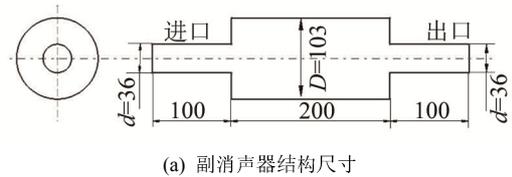


图 3 消声器结构尺寸(mm)
Fig.3 Structure dimension of muffler(mm)

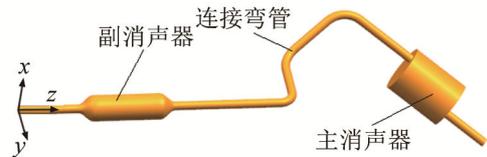


图 4 消声器几何模型
Fig.4 Geometry model of muffler

由于 GT-Power 软件采用一维有限体积法对流体动力学流动方程进行求解，因此在使用 GEM3D 软件建立好消声器几何模型后，需要将模型离散化处理。排气管路离散长度一般为气缸直径的 0.55 倍^[6]。本文中汽油机的气缸直径为 78 mm，因此定义排气管路离散长度为 42 mm。排气管路壁面热传导求解模块参数设置如下：表面热传导系数为 15 W·(m²·K)⁻¹，壁面厚度为 2 mm，表面散热系数为 0.8。

2 仿真结果分析

2.1 插入损失仿真分析

插入损失指安装消声器前后，管口向外辐射噪声功率级之差。它不但与消声器本身的结构有关，而且与声源及末端的声学特性有关，因此相比于传递损失更能反映消声器的实际消声效果^[7]。

根据发动机常用转速范围和企业要求，选取发动机的转速范围为 1 000~2 500 r·min⁻¹，对消声器的声学性能进行分析。图 5 为原消声器的转速在 1 000~2 500 r·min⁻¹ 时的插入损失仿真结果，其中

虚线为企业要求的插入损失目标值。由图5知,在转速为 $1\ 000\sim 2\ 500\ \text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ 整个范围内,消声器的插入损失均未达到要求,尤其在常用转速 $2\ 500\ \text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时,仿真值与目标值相差最大,消声效果最差。

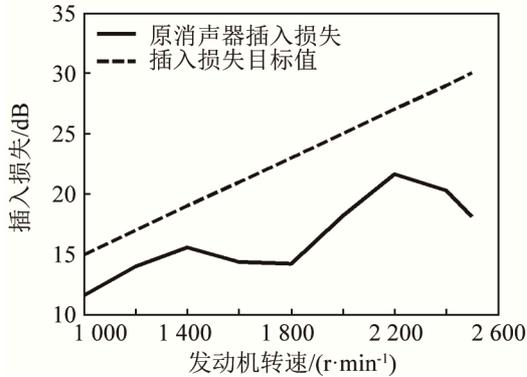


图5 消声器插入损失仿真结果
Fig.5 Simulation results of muffler's insertion loss

2.2 压力损失仿真分析

压力损失指进、出口管中截面的全压差。由于较高的压力损失会降低发动机的动力性能,因此,在排气系统优化设计中不仅要获得较好的声学特性,还要尽可能地减少压力损失。图6为在发动机节气门全开情况下仿真得到的消声器压力损失结果,其中虚线对应于企业允许的最大压力损失值。由图6可知,随着转速的增加,整个排气系统的压力损失呈上升趋势,但远小于目标值 $2.0\times 10^4\ \text{Pa}$,消声器空气动力性能良好。

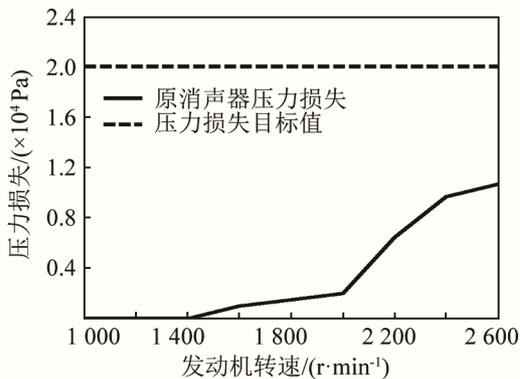


图6 消声器压力损失
Fig.6 Pressure loss of muffler

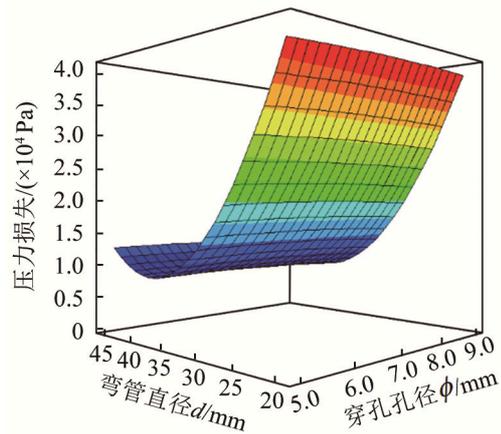
3 结构多参数、多目标、多工况优化

由仿真分析结果知,消声器的转速在 $1\ 000\sim 2\ 500\ \text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ 范围内,压力损失远小于目标值 $2.0\times 10^4\ \text{Pa}$,空气动力性能良好,但插入损失偏低。为解决上述问题,提高消声器的综合性能,选取连接弯管直径、主消声器穿孔直径和消声器尾管长度三组对低频影响较大的参数为变量,基于DOE方

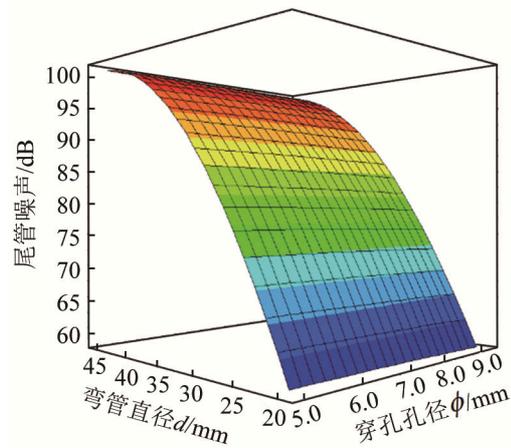
法,对排气消声器进行多参数、多目标优化。

3.1 响应面拟合及质量评价

通过建立响应面模型,就可以对参数因子输入的不同值进行插值计算,最后通过在响应面搜索合适的结果,得出所需的最佳响应^[8]。图7是转速为 $2\ 500\ \text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时,连接弯管直径和主消声器穿孔直径对压力损失和尾管噪声的响应图。



(a) 对压力损失响应



(b) 对尾管噪声响应

图7 连接弯管直径和穿孔直径对压力损失和尾管噪声响应图
Fig.7 Responses of connecting bend diameter and perforation diameter to pressure loss and tail pipe noise

由于响应面的拟合精度对后续的优化结果有重要影响,因此需要对响应面的拟合质量进行评价,其主要评价指标组成包括模型总方差的误差分数(R-Squared, R-Sqr 即 R^2)代表指标、修正的 R^2 (Adjusted R-Squared, Adj R-Sqr)指标和预测的 R^2 (Q-Squared, Q-Sqr)指标^[9-10]。其中Adj R-Sqr指标具有更高的可靠性,能排除过度拟合的影响,因此采用Adj R-Sqr指标对响应面的拟合质量进行评价。表2给出了转速为 $1\ 000\ \text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ 和 $2\ 500\ \text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时尾管噪声和压力损失的评价结果。

由表 2 可知，在转速为 1 000 r·min⁻¹ 和 2 500 r·min⁻¹ 情况下，尾管噪声和压力损失的 Adj R-Sqr 指标均大于 0.8。因此认为所拟合的响应面达到了所需的精度要求，可进行后续的多目标优化设计。

表 2 转速为 1 000 r·min⁻¹ 和 2 500 r·min⁻¹ 时尾管噪声和压力损失的拟合质量

Table 2 Fitting quality of tail pipe noise and pressure loss at 1 000 r·min⁻¹ and 2 500 r·min⁻¹

转速/(r·min ⁻¹)	Adj R-Sqr	
	尾管噪声	压力损失
1 000	0.990 5	9.991
2 500	0.825 4	9.635

3.2 消声器结构多参数、多目标优化

在采用拟合精度较好的响应面的基础上，对消声器结构进行多参数、多目标优化。优化过程中采用遗传算法进行求解。根据实际情况，优化条件设置为尾管噪声最小而压力损失不超过 2.0×10⁴ Pa；转速 1 000 r·min⁻¹ 时的权重系数为 0.3，转速为 2 500 r·min⁻¹ 时的权重系数为 0.7。

目标函数为

$$\begin{cases} I = \min [I(L, d, \Phi)] \\ \Delta P(L, d, \Phi) \leq 0.20 \end{cases} \quad (1)$$

约束条件为

$$\begin{cases} 20 \leq d \leq 50 \\ 5 \leq \Phi \leq 9 \\ 100 \leq L \leq 700 \end{cases} \quad (2)$$

其中：I 为尾管噪声(dB)，ΔP 为压力损失，d 为连接弯管直径(mm)，Φ 为主消声器穿孔直径(mm)，L 为尾管长度(mm)。最大迭代次数为 100 次，在 20 次迭代后没有变化时判断为收敛，取样个体为 40 个，突变率为 10%，采用单点交叉方式进行组合，采用最优淘汰制进行选择，采用统一变异方式进行突变。图 8 为主消声器穿孔直径、连接弯管直径和尾管长度的迭代结果，图中绿色点表示各个采样点，蓝色点表示优化代数中的最优点，红色点表示全局的最优点。

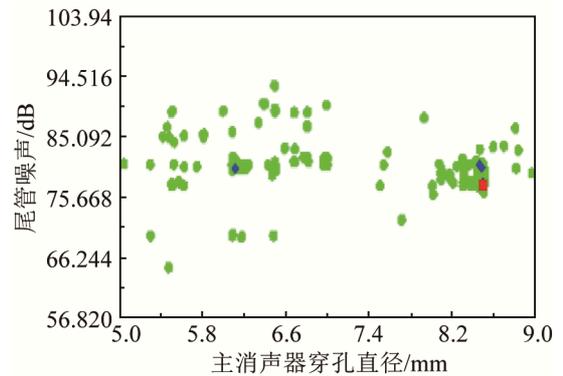
将各个参数的全局最值代入 GT-Power 计算模型中进行求解，得到改进前、改进后插入损失和压力损失的对比结果，如图 9 所示。

由图 9 可知，优化后消声器的整体插入损失有了明显提升，且都在目标值以上，尤其在转速 2 500 r·min⁻¹ 下，其值由 18 dB 提升至 32 dB，效果显著。虽然系统压力损失整体也呈上升趋势，但变化相对较小。在常用转速 2 500 r·min⁻¹ 下，改进后的压力损失最大值为 1.3×10⁴ Pa，远低于目标值 2.0×10⁴ Pa。

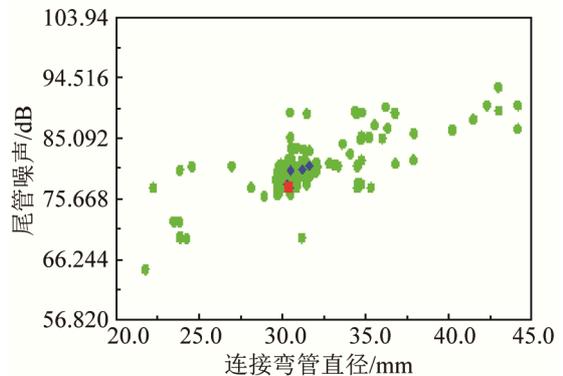
虽然上述改进后的结果在声学性能和空气动

力性能上能够满足要求，但尾管长度由 200 mm 增加为 670 mm，增大了消声器的空间布置难度，结构性能差。因此，根据图 8(c)，用尾管长度迭代结果中优化代数最优值 380 mm 取代全局最优值 670 mm，进行第二次计算。为了保证消声器总体长度不变，将主消声器向副消声器方向靠近 180 mm，尾管长度增加 180 mm，仿真结果如图 10 所示。

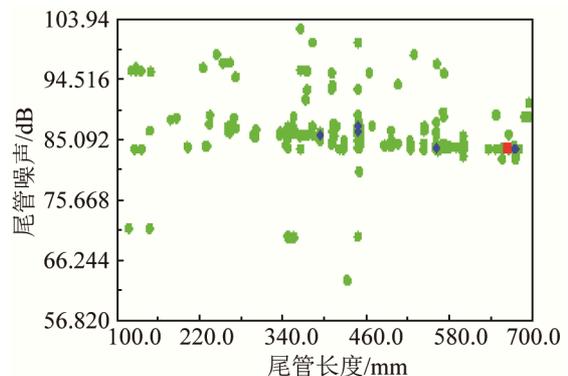
由图 10 可知，第二次改进后的消声器插入损失相对于第一次有所下降，但常用转速时下降幅度较小且整体基本满足要求。同时，第二次改进后消声器的压力损失变化不大，满足设计要求。



(a) 主消声器穿孔直径迭代结果



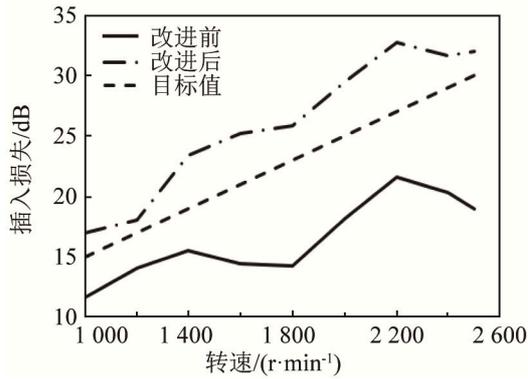
(b) 连接弯管直径迭代结果



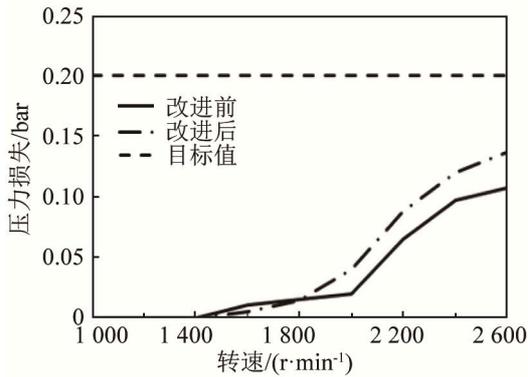
(c) 尾管长度迭代结果

图 8 结构化参数优化结果

Fig.8 Optimization results of structural parameters



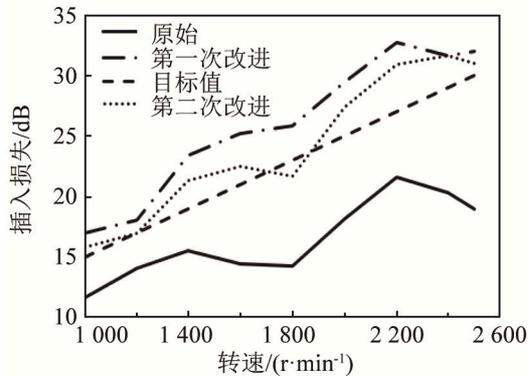
(a) 优化前后插入损失对比



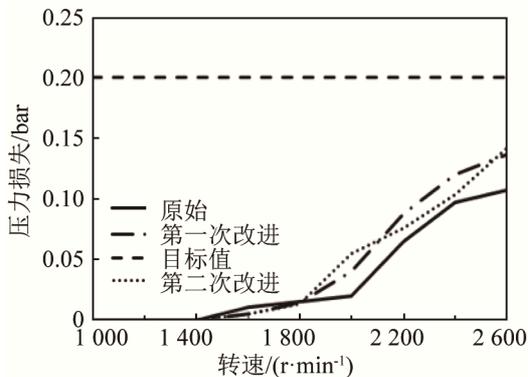
(b) 优化前后压力损失对比

图9 优化前后插入损失和压力损失对比

Fig.9 Comparison of insertion loss and pressure loss before and after optimization



(a) 第二次改进后插入损失对比



(b) 第二次改进后压力损失对比

图10 第二次改进后插入损失和压力损失对比

Fig.10 Comparison of insertion loss and pressure loss after the second optimization

4 结 论

针对某汽车消声器插入损失过低的问题，基于 DOE 方法，对消声器结构进行多参数、多目标优化，改进后的消声器整体插入损失有了明显提升且基本在目标值以上，尤其在转速 2 500 (r·min⁻¹)下，其值由 18 dB 提升至 30 dB，效果显著；虽然压力损失增至 1.3×10⁴ Pa，但远小于目标值 2.0×10⁴ Pa，消声器的综合性能得到了提高。

参 考 文 献

- [1] 陈敏, 郭辉, 徐驰, 等. 复杂穿孔板结构消声器传递损失研究[J]. 噪声与振动控制, 2015, 35(5): 185-188.
CHEN Min, GUO Hui, XU Chi, et al. Study on transmission loss of complex mufflers with perforated baffles[J]. Noise and Vibration Control, 2015, 35(5): 185-188.
- [2] 林力, 张旭, 李云, 等. 基于模态展开法的二维消声器传递损失分析[J]. 振动与冲击, 2011, 30(11): 161-164.
LIN Li, ZHANG Xu, LI Yun, et al. Transmission loss analysis of two-dimensional mufflers based on the modal expansion method[J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(11): 161-164.
- [3] 马家义, 袁兆成, 于莹潇, 等. 汽车排气消声器传递损失试验方法的研究[J]. 噪声与振动控制, 2009, 29(6): 161-164.
MA Jiayi, YUAN Zhaocheng, YU Yingxiao, et al. Study on test method of transmission loss of vehicel muffler[J]. Noise and Vibration Control, 2009, 29(6): 161-164.
- [4] 刘海涛, 郑四发, 康钟绪, 等. 基于四负载方法的汽车发动机排气源特性研究[J]. 振动工程学报, 2011, 24(5): 573-577.
LIU Haitao, ZHENG Sifa, KANG Zhongxu, et al. Acoustical source characteristics of vehicle exhaust system based on the four-load method[J]. Journal of Vibration Engineering, 2011, 24(5): 573-577.
- [5] 侯献军, 王天田, 田翠翠, 等. 基于 GT-Power 的乘用车消声器设计[J]. 北京理工大学学报, 2010, 30(2): 161-165.
HOU Xianjun, WANG Tiantian, TIAN Cuicui, et al. Design of passenger vehicle muffler based on GT-Power[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2010, 30(2): 161-165.
- [6] 汪三龙. 基于 GT-POWER 的汽车消声器性能仿真及结构优化[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2012, 1-72.
WANG Sanlong. The performance simulation and structure optimization of auto muffler based on GT-Power[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2012, 1-72.
- [7] 张永波, 黄其柏, 王勇, 等. 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, 27(1): 87-89.
ZHANG Yongbo, HUANG Qibai, WANG Yong, et al. The study of mufflers insertion loss based on GT-Power with parallel of expansionary insert-pipe inside of two rooms[J]. Noise and Vibration Control, 2007, 27(1): 87-89.
- [8] 刘蛟龙. 汽车排气消声器性能的实验与仿真研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2014, 1-85.
LIU Jiaolong. Study on the performance experiment and simulation of automotive exhaust muffler[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2014, 1-85.
- [9] Serghides T K. Estimate friction factor accurately[J]. Chemical Engineering, 1984, 91(3): 63-64.
- [10] Gamma Technologies Inc. GT-SUITE DOE-POST Reference Manual[M]. Westmont: Gamma Technologies Inc., 2009.