

◇ 研究报告 ◇

汽车排气消声器的正向设计研究*

刘诗嘉[†] 胡习之 朱富贵

(华南理工大学机械与汽车工程学院 广州 510641)

摘要 本文以实现汽车排气消声器的正向设计为目的,提出消声器的开发思路:首先采用从分析设计目标到确定总体方案,再到具体设计的路线,结合 Virtual. Lab Acoustics、GT-Power 和 Fluent 等数值分析软件与发动机台架试验。然后以主消声器的设计为主,副消声器的设计为辅;以声学性能为主,流场及其他性能为辅。再通过对消声频率的分析,逐级设计消声结构并进行组合、验证和改进,并在与企业提供的消声器方案进行对比后初步判断设计方案的可行性。最后通过实验验证了消声器设计方案的综合性能达到设计目标,表明了本文提出的消声器正向开发思路的合理性,在汽车排气消声器的设计开发上具有实用价值。

关键词 消声器,正向设计,台架试验,声学性能,流场性能

中图分类号: TB535+.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-310X(2016)05-0447-10

DOI: 10.11684/j.issn.1000-310X.2016.05.010

Positive design of automotive exhaust muffler

LIU Shijia HU Xizhi ZHU Fugui

(School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510641, China)

Abstract For the purpose of achieving the goal of positive design for automotive exhaust muffler, this paper puts forward a development method of muffler. Firstly combining numerical analysis software, for example Virtual. Lab Acoustics, GT-Power and Fluent with engine bench tests, it contains from the analysis of design goal to overall program and then to specific design. Then it gives priority to the design of main muffler, and the deputy muffler is secondary. The flow field performance and others are subordinate to the acoustic performance. Next through analyzing the frequency of noise elimination, the muffler structures are designed and combined step by step, validated and improved meanwhile. The feasibility of design scheme is preliminary assessed after compared with the scheme provided by the enterprise. Finally, the engine bench test verifies that the muffler combination property of design scheme meets the design goals, which indicates that the positive design method proposed in this paper is reasonable. This method has practical value on the design of automotive exhaust muffler.

Key words Muffler, Positive design, Engine bench test, Acoustic performance, Flow field performance

2016-01-10 收稿; 2016-05-12 定稿

*国家自然科学基金 (51375168)

作者简介: 刘诗嘉 (1993-), 女, 广东惠州人, 硕士研究生, 研究方向: 车辆工程。

[†] 通讯作者 E-mail: 414173753@qq.com

1 引言

汽车排气噪声是整车最主要的噪声源之一,其最有效的控制途径是安装排气消声器。排气消声器是一种阻碍声传播而允许气流通过的降噪装置,在降低噪声的同时也增加了排气阻力,从而影响了汽车的经济性和动力性。探索高消声性能、低排气阻力的消声器设计方法一直是排气噪声控制工程的重要课题。汽车排气消声器的设计涉及流体动力学、热力学和声学等学科^[1-5],近年来,各种数值计算方法和仿真模拟软件为消声器的设计提供了便利,利用数值分析和实验的结合可以有效缩短设计周期,但目前消声器的开发主要是基于现有性能良好的消声器,对其内部结构进行反复的修改和验证^[6-8],这种方法受原有模型的限制比较大,且消声频率方面容易顾已失彼,需要进行大量反复的工作,得出的结论往往也是针对某一款发动机而不具备普遍性,同时,国内关于消声器正向设计方法缺乏专著指导。基于此现状,本文将基于基本消声单元(包含扩张式、内插式和穿孔式和阻性单元等)的性能规律^[9-12]及台架实验,以企业提供的消声器方案为对比对象,采用从无到有的正向开发思路,以Virtual Lab Acoustics、GT-Power和Fluent等软件为辅助工具,综合考虑声学、流场等方面的性能,为某发动机设计排气消声器,旨在形成一套高效的消声器正向设计方法。

2 性能测试平台的建立

基于现有的台架实验室,按照QC/T631-2009《汽车排气消声器总成技术条件和试验方法》、GB/T 4759-2009-T《内燃机排气消声器测量方法》等国家和行业标准^[13-16],建立发动机及排气消声器的性能测试平台,该平台主要由实验台架系统、测控系统、数据采集系统及噪声测量系统等构成,如图1所示。

测量的数据类型主要为温度、压力和噪声,测量方法如下:

(1) 温度

温度的测量涉及高温和低温,为保证测量精度,采用不同类型的传感器,低温测量采用热电阻Pt100,高温测量采用K型热电偶。

(2) 压力

试验所用压力传感器类型为4-20 mA,通过螺纹连接将高温排气导入到铜管中,铜管通过与PVC管相连将压力引入到数据采集仪的压力传感器中测量。

(3) 噪声

噪声的测量采用米勒贝姆PAK MKII多通道数据采集系统,由动态信号采集仪、传声器和笔记本电脑组成,根据标准选择45°测量法进行噪声的测量,测量系统示意图如图2所示。

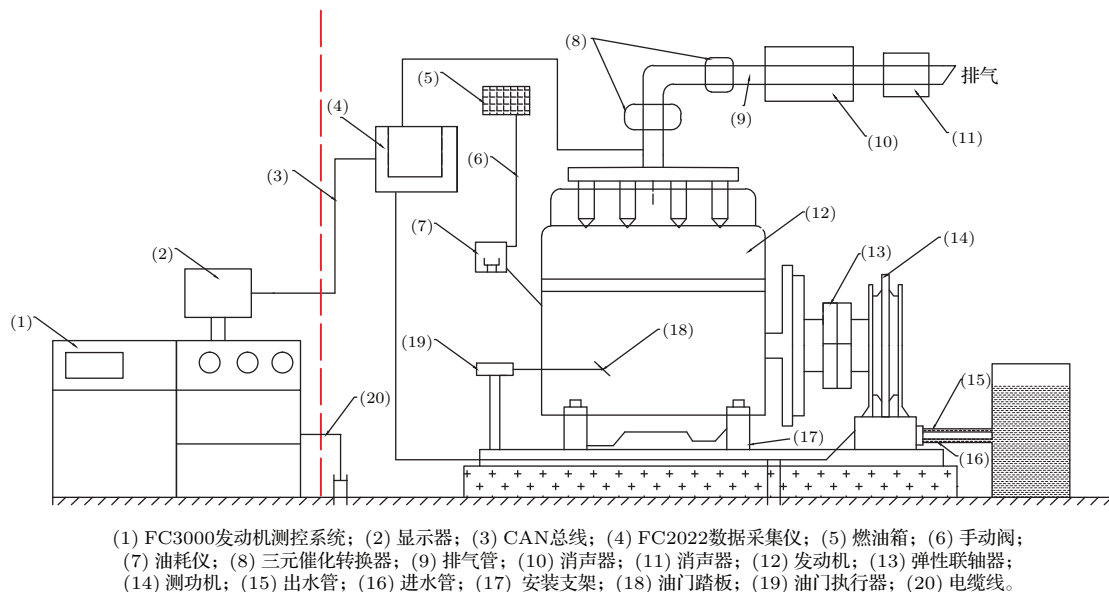


图1 性能测试系统示意图

Fig. 1 Performance test system diagram

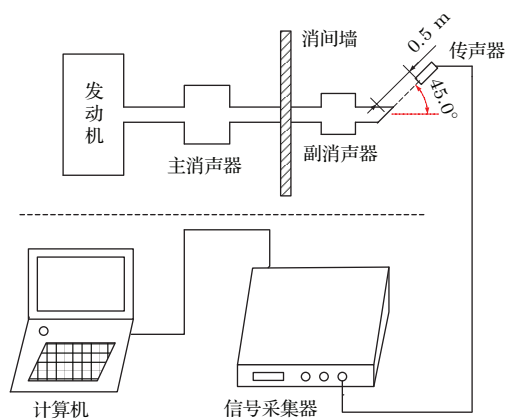


图2 噪声测量系统示意图

Fig. 2 Noise measurement system diagram

3 性能测试及结果分析

实验首先进行两套方案的测试,一套是由企业提供的排气系统,在正向开发过程中用于作对比,连接状态如图3所示,该排气系统携带两个消声器,起主要消声作用的称为主消声器(以下简称:主消),起辅助消声作用的称为副消声器(以下简称:副消),副消位于室外,在图3中并没有体现;另一套是用等长等径直管代替消声器,用于计算插入损失和排气背压差等。



图3 排气系统的实验连接状态

Fig. 3 Test connection status of the exhaust system

在节气门全开状态下,首先使发动机稳定在1000 r/min,再调节发动机转速从1200 r/min开始,每隔400转测量一次,直到5600 r/min,共计13个测试点,部分实验结果如表1所示, p_z 、 p_1 分别表示替代直管和消声器方案对应的排气背压, Δp 为排气背压差,即安装消声器后测得的排气背压 p_1 与不装消声器只装与消声器等长的直管时测得的排气背压 p_z 的差值; L_{pz} 、 L_{p1} 分别表示替代直管和消声器方案对应排气噪声,IL为插入损失,具体计算方法参考文献[13]。

由表1可知,企业方案的最大排气背压差为10.1 kPa,对比文献[13]规定的不大于26 kPa,该方案的流场性能是非常理想的。由噪声实验结果可知,该排气消声器在发动机转速低于2800 r/min时的插入损失均超过15 dB(A),消声性能较好,而高转速工况下的插入损失则非常低,为分析原因所在,图4对比了2400 r/min和5200 r/min两种转速工况下直管和消声器方案的排气噪声频谱图,对低转速来说,消声器在全频段都有良好的消声性能,而高转速工况下中低频域的插入损失很小,可知原因在于高速气流形成了冲击噪声,该二次噪声呈低频特性;高转速工况下高频域的插入损失也明显小于低转速,说明高转速工况下消声器内部湍流运动强烈,而湍流噪声的声功率与流速的6次方成正比[17],且属于再生高频噪声。根据以上分析,该消声器在发动机中高转速范围内的中低频域的消声性能应加强,同时需要改善内部的流体流动状态以降低湍流强度,即该方案并不合格,需要重新设计消声器,消声器新方案需要在低频域和高频域都优于企业方案。

表1 排气压力及噪声的实验结果

Table 1 The results of noise and the exhaust pressure

转速 (r/min)	参数					
	p_z	p_1	Δp	L_{pz}	L_{p1}	IL
	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(dB(A))	(dB(A))	(dB(A))
1000	2.6	3.4	0.8	83.5	62.3	21.2
1200	3.7	4.9	1.2	87.5	65.4	22.1
1600	6.7	8.4	1.7	91.4	73.1	18.3
2000	11.4	13.7	2.3	95.6	75.9	19.7
2400	17.2	19.8	2.6	100.8	80.3	20.5
2800	21.6	25.7	4.1	101.3	86.6	14.7
3200	24.6	31.0	6.4	105.2	91.6	13.6
3600	31.8	38.0	6.2	106.8	96.1	10.7
4000	36.5	44.2	7.7	108.3	100.1	8.2
4400	44.5	53.1	8.6	110.4	104.1	6.3
4800	52.2	61.5	9.3	110.9	106.7	4.2
5200	59.3	68.9	9.6	111.8	104.9	6.9
5600	61.9	72.0	10.1	112.1	107.7	4.4

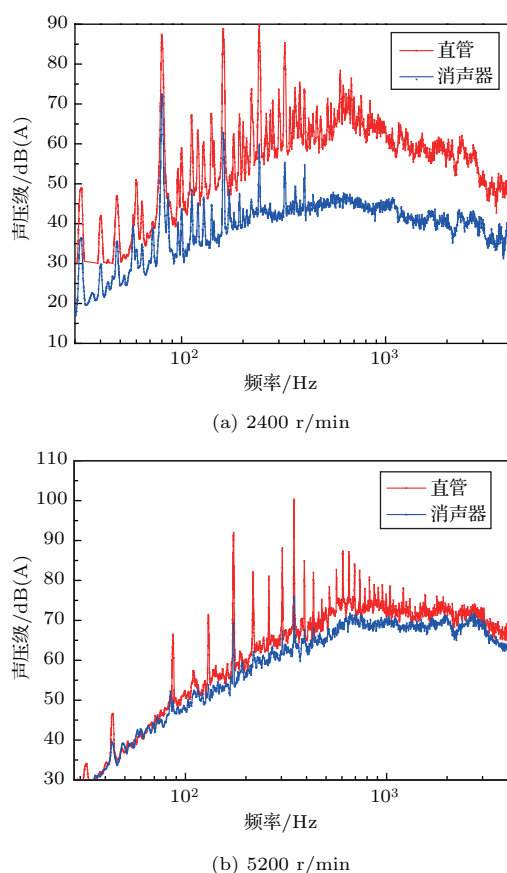


图4 两套试验方案的排气噪声频谱图

Fig. 4 Exhaust noise spectrum two test schemes

4 消声器的正向开发

4.1 设计目标的确定

消声器的设计具有多变量和多目标的特点, 需要考虑声学、流场及结构、成本等多方面因素, 以下就各目标进行分析。

(1) 声学目标

消声器最基本的使用目的就是降低噪声, 设计过程以声学目标为主, 其他目标为辅。

排气噪声的限值由企业给出, 将限值与实验的两套排气系统作比较, 如图5所示。从图5中可以看出, 带有消声器的排气系统在高转速工况下的排气噪声不符合限值要求; 替代直管的排气噪声则远高于限值, 由此确定将排气噪声降低到限值以下且噪声随转速的升高而稳定上升的声学目标。

总声学目标确定后, 内部消声结构的设计还需要明确具体消声频率。图6展示了7种代表工况的直管排气噪声频谱图, 分析各曲线规律并确定消声的主要目标频率为

(a) 33.3~373.3 Hz 频域, 该频域出现多个尖频噪声, 这些频率多为阶次噪声;

(b) 多数频谱曲线最高点对应的频域 (650 Hz 左右);

(c) 排气噪声的高频域 (700~4000 Hz)。

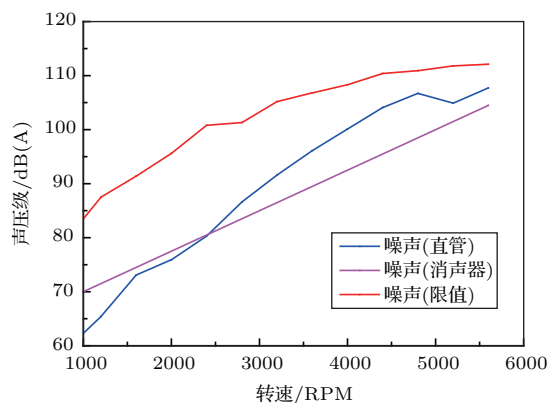


图5 排气噪声和限值的对比

Fig. 5 Comparison between exhaust noise and limits

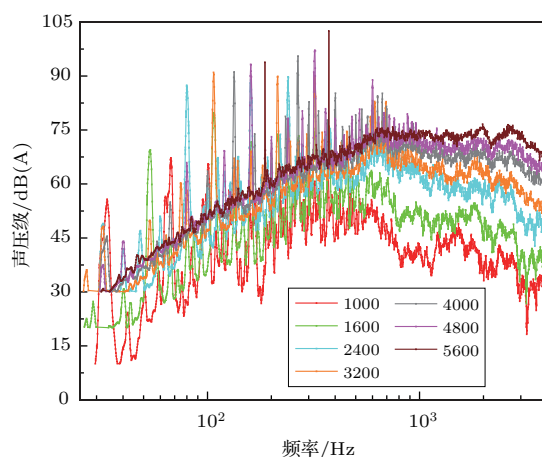


图6 排气噪声频谱图

Fig. 6 Exhaust noise spectrum

(2) 流场目标

企业结合标准、消声器的安装空间及对声学性能的要求等方面因素, 提出最大排气背压差低于 15 kPa 的要求, 由于主、副消声器的连接管路在 5600 r/min 时的压力损失为 4.1 kPa, 主消前压力为 26.5 kPa, 排气背压差为 10.1 kPa, 所以设计消声器的总压力损失应小于 $(26.5 - 4.1 - 10.1 + 15)$ kPa, 即 27.3 kPa。

(3) 结构等方面的目标

消声器结构应尽量简单,重量较,成本低,外形美观且与汽车底盘相协调,并能承受高温及气流冲击。

4.2 消声器总体方案的探讨

(1) 容积的确定

消声器的容积过小不利于消声,而大的容积却受成本、安装空间等因素的制约,国内学者林辉江根据自身多年的研究,推出内燃机的消声器容积经验公式^[18]:

$$V_e = \theta K_z K_\tau K_t K_n K_\kappa V_h, \quad (1)$$

式(1)中各参数的含义及具体计算方法参见文献^[18],其中 θ 与消声量相关,如表2所示。由图5确定最大消声量要求为20.3 dB(A),即本文所设计的消声器为C类, θ 的取值范围为7~8,再根据实验所用发动机的参数,计算得消声器容积的取值范围为31.2~35.6 L,企业方案主副消声器的总容积为31.00 L,基本合理。

表2 常数 θ 与消声量的关系

Table 2 Relationship between constant θ and silencer

类型	A类	B类	C类	D类
消声量(dB(A))	≥ 10	≥ 15	≥ 20	≥ 25
常数 θ	2~3	4~5	7~8	10~13

(2) 管道内径的确定

管道直径大小主要取决于管内气体流速,一般应使气流马赫数小于0.35^[19],推导获得管道内径的计算公式为

$$d > \sqrt{\frac{80Q}{7\pi c}}, \quad (2)$$

式(2)中, d 为管道内径, m; Q 为管道内部体积流速, m^3/s ; c 为声速, 对高温气流来说, $c = 331.45\sqrt{1 + t/273.15}$, m/s , t 为气流温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

计算获得内径应大于0.051 m,原排气系统管道内径大小为0.054 m,符合流速要求,因此本文设计的消声器沿用这个参数。

(3) 扩张比的确定

对抗性消声单元来说,消声量的大小主要取决于扩张比,对应关系参考文献^[12],企业方案主消

扩张比为19.76,对应消声量约为19.9 dB(A),接近最高消声目标20.3 dB(A),由于其他工况对消声量要求均低于19 dB(A),因此沿用原主消的扩张比,即保持原主消截面不变(面积为 0.045254 m^2)。

4.3 内部结构的设计

4.3.1 消声结构设计

温度会使消声器的传递损失曲线向高频移动,由于不同工况下消声器内部温度不同,分布范围约为 $500^{\circ}\text{C} \sim 750^{\circ}\text{C}$,对高转速工况取较大的加权,取 650°C 作为消声器内部的平均温度进行分析,同时,取平均气压为15 kPa,对应的声速和密度分别为 609.3 m/s 和 0.435 kg/m^3 。

首先针对频率650 Hz,当腔体长度 $L = c/4f$ 时,频率 f 在传递损失曲线的拱形区域对应的消声量最大,因此取 $L = 234 \text{ mm}$,采用内插管形式,如图7所示,为提高消声量,出口直径设为48 mm,进出管初始插入长度分别为 $L/4$ (58.575 mm)和 $L/2$ (117.15 mm),以传递损失曲线为依据,经调试对比,最终确定进出管插入长度分别为42 mm和96 mm,传递损失曲线如图9中的消声结构一所示。

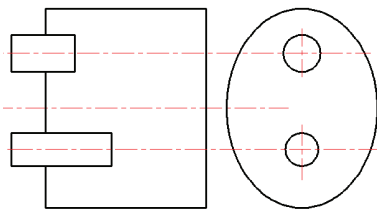


图7 消声结构一的结构示意图

Fig. 7 Structure diagram of muffler's structure I

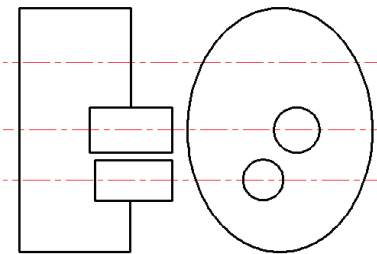


图8 消声结构二的结构示意图

Fig. 8 Structure diagram of muffler's structure II

从图9可以看出,频率650 Hz对应的消声量为拱形的峰值,达到设计目的,但出现了通过频率1150 Hz,以消除此频率为目的,设计出消声结构二,结构示意图如图8所示,调节内插长度,当进出管内

插长度分别为42 mm和48 mm时,消声结构二在1150 Hz和1750 Hz产生共振,分别对应消声结构一的低消声量频率,两者的传递损失曲线对比如图9所示,从图9中还可以看出消声结构二在结构一的低消声量区域(2570~2870 Hz)也有良好的声学性能,因此认为消声结构二达到设计目的。将消声结构一和二进行组合,获得组合结构一,传递损失曲线如图10所示。

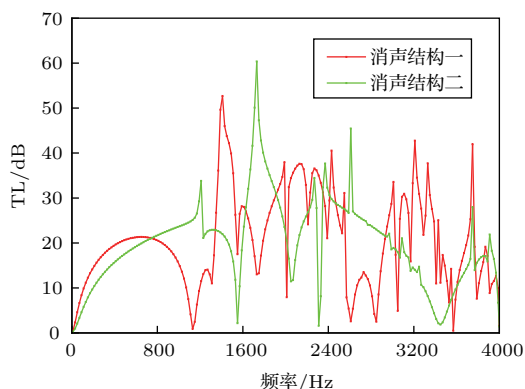


图9 消声结构一和二的传递损失对比

Fig. 9 Comparison of transmission loss between muffler's structure I and II

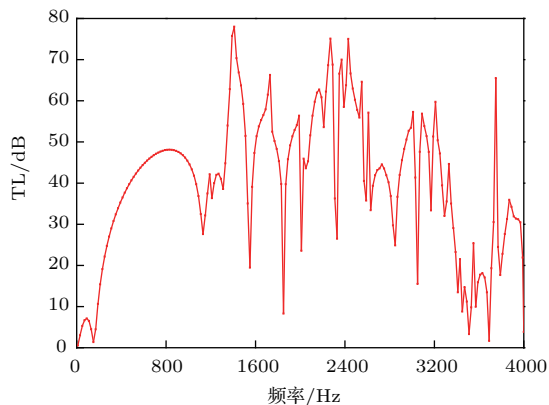


图10 组合结构一的传递损失

Fig. 10 Transmission loss of assembled structure I

从图10可以看出,组合结构一使消声结构一在1150 Hz、1750 Hz和频域2570~2870 Hz的声学性能得到明显的改善,但该结构在中低频域出现一个通过频率(150 Hz)和低消声量的频率(1850 Hz),考虑到低频域的多变性,本文优先改善1850 Hz的消声量,采用直通穿孔管的形式,初始腔长设为84 mm,假设穿孔结构的总传导率为所有单孔的传

导率之和,即

$$G_T = nG, \quad (3)$$

式(3)中, G_T 为总传导率, m ; n 为小孔的数目; G 为传导率, $G = S_c/l_c, m$; S_c 为小孔的截面积, m^2 ; l_c 为小孔的有效长度, $l_c = l + \pi d/4$, l 为穿孔板厚度, d 为穿孔直径, m 。

总传导率与共振频率的关系如下:

$$G_T = \left(\frac{2\pi f_r}{c} \right)^2 V, \quad (4)$$

式(4)中, c 为声速, m/s ; f_r 为共振频率, Hz ; V 为腔体的容积, m^3 。

根据式(3)和式(4)可获得大概的小孔数目,然后根据穿孔式消声单元的性能规律调节各结构参数以控制共振频率,最终确定腔体长度为96 mm,穿孔直径和长度分别为4 mm和82.5 mm,总穿孔数为120个,使该结构在1850 Hz处产生共振,并将该结构与组合结构一相结合。

按此设计思路,在设计过程中,充分考虑各个基本消声单元的特点,合理选择内插长度、穿孔方式及组合形式,获得主消及对应传递损失曲线分别如图11和13所示。

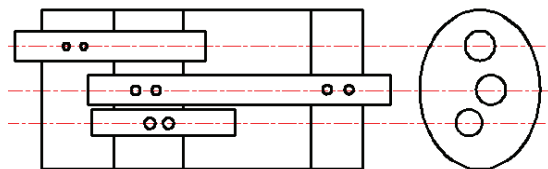


图11 主消声器的结构示意图

Fig. 11 Structure diagram of the main muffler

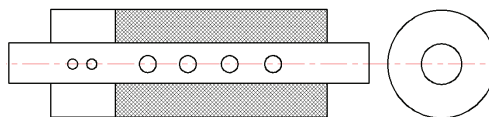


图12 副消声器的结构示意图

Fig. 12 Structure diagram of the secondary muffler

根据图13中主消的传递损失曲线,副消的设计目标主要有两个:一是对频率2010 Hz附近的消声量进行补充;二是提高高频域的声学性能,基于此,采用直通穿孔管和阻性消声器的组合形式来实现,结构示意图如图12所示,对应主、副消组合结构的传递损失与主消的对比如图13所示,频率2010 Hz

附近没出现明显的消声低谷,高频区域的消声性能得到改善,因此认为副消声器达到设计目标,初步完成主、副消声器的声学设计。

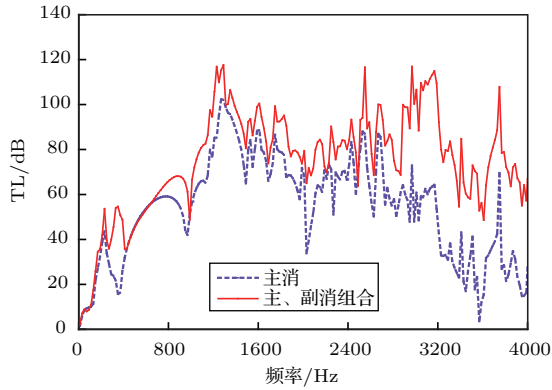


图13 组合结构与主消的传递损失对比

Fig. 13 Comparison of transmission loss between assembled structure and the main muffler

完成声学性能的设计后对流场性能进行分析,采用5600 r/min工况,入口定义为质量流量,大小为0.170415 kg/s,温度为1050 K;出口定义为压力出口,表压为0 Pa,温度为300 K;阻性材料可以视为固体,所以直接忽略;热传导系数为50 W/(m²·K),外界自由流温度为350 K,消声器的壁面设置为静止、无滑移。根据仿真结果,总压力损失为26.9 kPa,符合设计要求,湍动能云图如图14所示,出气管入口端和最下端管道的入口端处的湍动能较大,这可能导致严重的再生噪声,再生噪声也是评价消声器流场性能的指标之一。为改善其性能,在这两个位置分别打68和56个孔,穿孔直径为5 mm,对应湍动能云图如图15所示,湍动能明显下降,压力损失变为26.5 kPa,传递损失曲线与原方案对比如图16所示,两条曲线在低频率基本重合,在高频率改进方案与原方案相比,有明显提高。因此改进方案有效。

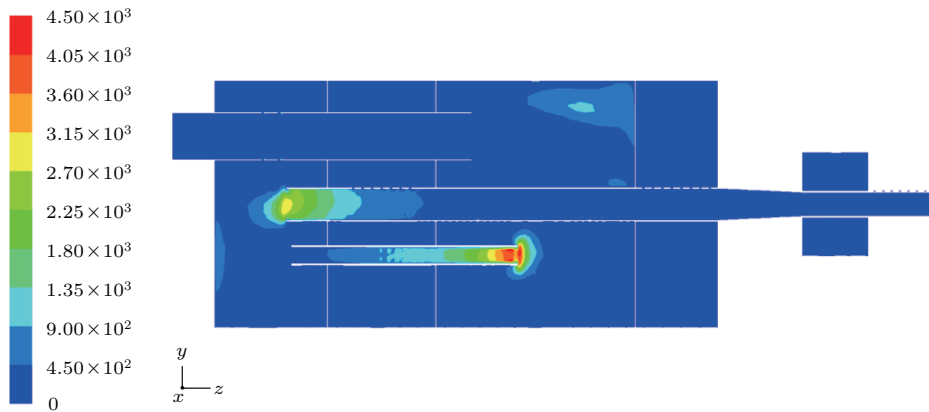


图14 原方案的湍动能云图

Fig. 14 Turbulent kinetic energy cloud of the original scheme

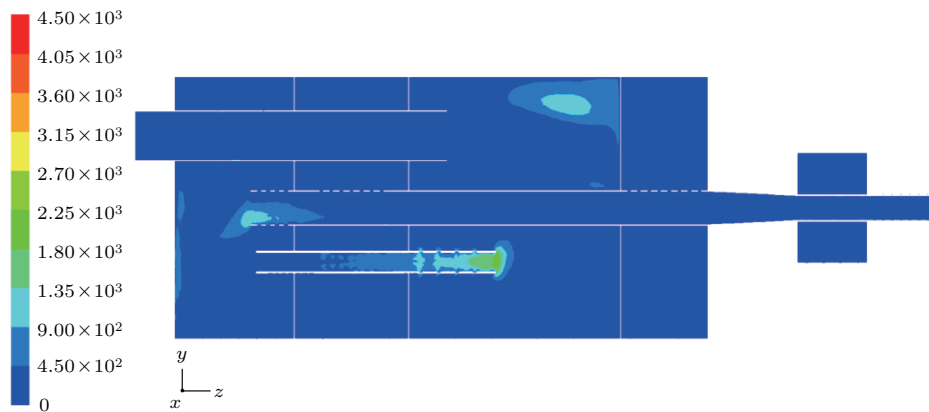


图15 改进方案的湍动能云图

Fig. 15 Turbulent kinetic energy cloud of the improved scheme

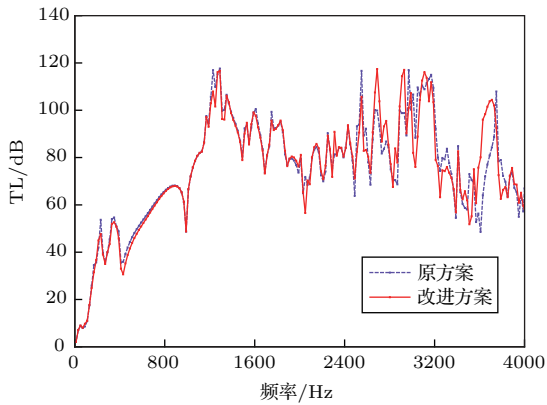


图 16 改进方案与原方案的传递损失对比

Fig. 16 Comparison of transmission loss between the original scheme and the improved scheme

4.3.2 方案对比

将设计方案和企业方案进行对比,分析设计方案的可行性。

(1) 声学性能

两者的传递损失曲线对比如图 17 所示,在 33.3~373.3 Hz 的重点关注频域内,设计方案的消声性能稍优于企业方案,在中高频域,除个别短频域外,设计方案的消声量均在企业方案之上,特别是重点关注的 650 Hz 附近频域,企业方案在该频域出现消声低谷,因此可判断设计方案的消声性能优于企业方案,但这并不意味着设计方案更适用于本发动机,在实验验证前,需要通过 GT-Power 建立发动机与排气系统企业方案的耦合模型,如图 18 所示,利用实验数据进行模型的验证,如图 19 所示,仿真和

实验结果趋势一致,数值的误差基本控制在 5% 以内,可以认为模型精度达到要求。

利用耦合模型分析设计方案的排气噪声,并与企业方案的仿真结果进行对比,如图 20 所示,除 1000 r/min 和 1200 r/min 这两种工况外,设计方案的排气噪声仿真值均比企业方案低,且更为平顺,因此从声学性能的角度出发,设计方案要更适合本发动机。

(2) 流场性能

利用 Fluent 分析设计方案和企业方案的流场性能,在 5600 r/min 工况下,企业方案的压力损失(不包含连接管路)为 24.4 kPa,与实验结果的误差来源于结构的简化、出口压力的估算和内部温度的统一化等方面;设计方案压力损失为 26.5 kPa,因此企业方案的流场性能稍优于设计方案。

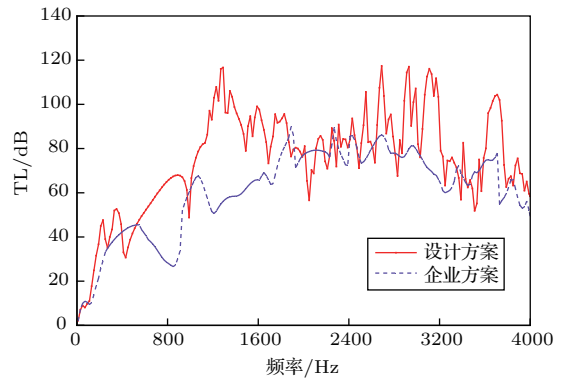


图 17 设计方案与企业方案的传递损失对比

Fig. 17 Comparison of transmission loss between the design scheme and enterprise scheme

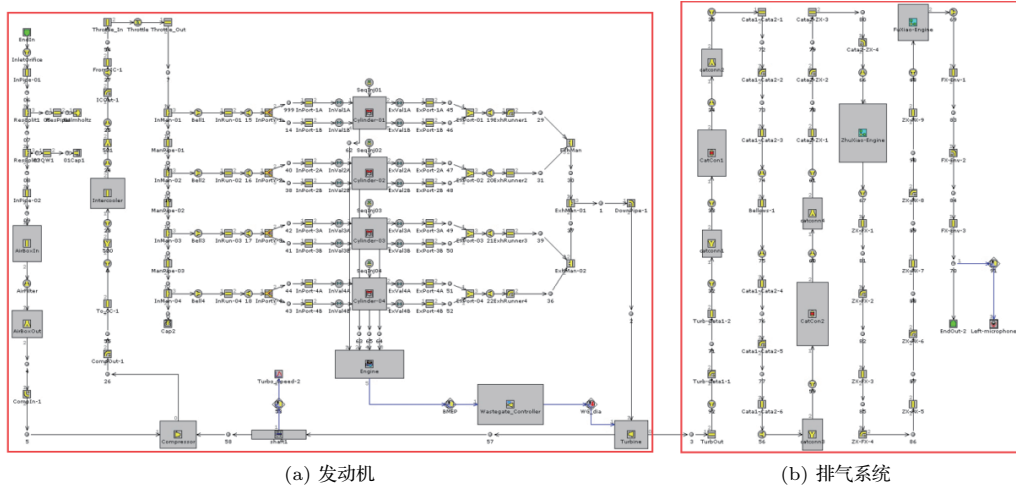


图 18 发动机及排气系统的耦合模型

Fig. 18 Coupling model of engine and exhaust system

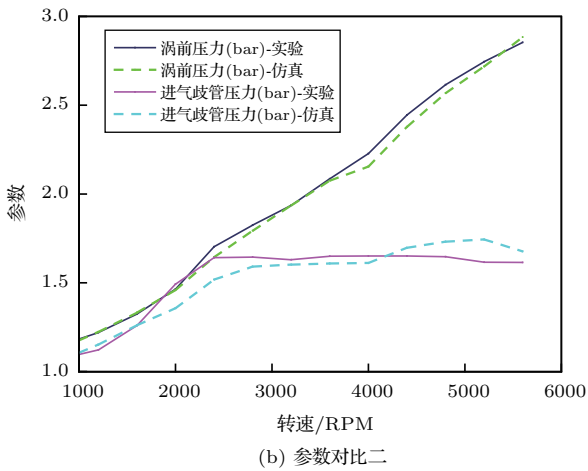
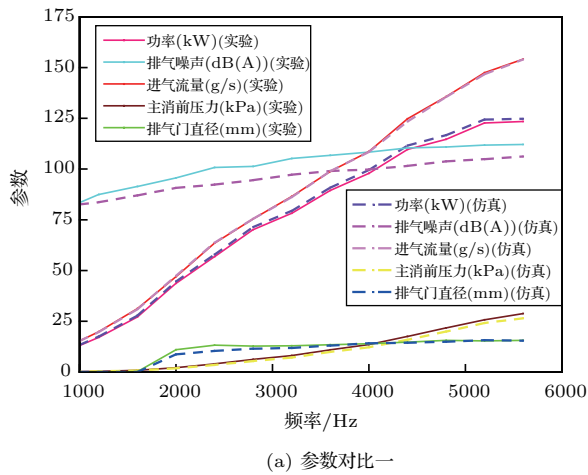


图19 仿真与实验参数对比

Fig. 19 Comparison between simulated and experimental parameters

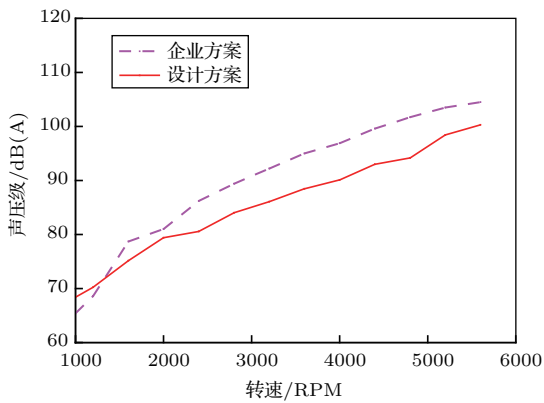


Fig. 20 Comparison of exhaust noise's simulation value

(3) 结构方面

设计方案总容积为31.1 L, 与企业方案相近, 对比图21和图22的三维模型, 设计方案的主消整体

结构较为简洁, 打孔数目少, 而且腔体中不含阻性材料, 质量轻, 成本低; 副消方面, 设计方案比企业方案多了中间挡板, 但阻性材料的用量相对减少, 同样有利于降低成本。

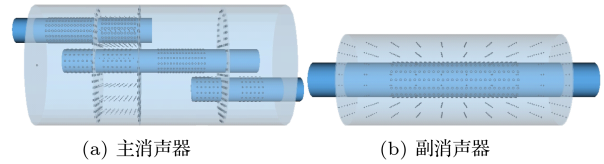


图21 企业方案的三维模型

Fig. 21 Three-dimensional model of enterprise scheme

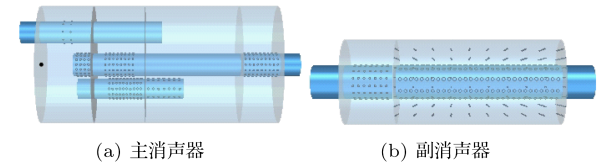


图22 设计方案的三维模型

Fig. 22 Three-dimensional model of the designed scheme

综上所述, 主、副消声器设计方案的综合性能优于企业方案, 因此初步认为设计方案是可行的。

4.4 实验验证

根据设计方案生产出样件并进行试验, 排气噪声和主消前端压力与企业方案的对比如图23和图24所示。由图23可知, 设计方案的排气噪声基本位于限值以下, 且随转速的上升而平稳上升, 具有较好的声品质; 设计方案的主消前端压力值要略高于企业方案, 其主消前端压力最大值为28.8 kPa, 对应

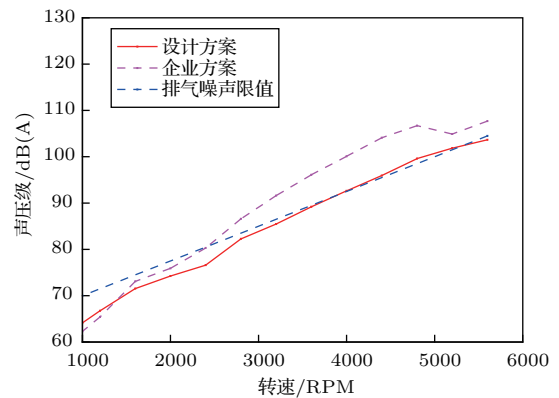


Fig. 23 Comparison of exhaust noise's experimental values

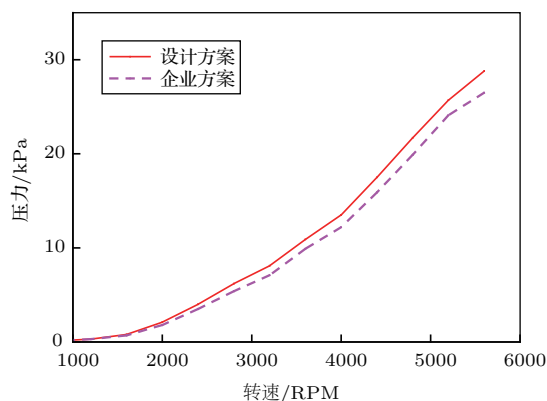


图24 主消前端压力的实验值对比

Fig. 24 Comparison of exhaust noise's experimental values

排气背压差为12.4 kPa,符合企业小于15 kPa的要求。综上,上述设计开发的复合式消声器有良好的声学、流场等方面的性能,达到设计目标。

5 结论

目前消声器的开发思路,主要是基于现有的消声器数据库,根据内燃机及其排气噪声特性,选择相似的消声器结构并对其内部进行反复修改和实验测试;而本文提出的汽车排气消声器正向设计思路,消声频率更加稳定、避免大量反复的工作、且更具备普遍适用性,有助于提高设计效率,为汽车排气消声器的设计开发提供参考。本文的排气消声器正向设计主要思路如下:

(1) 结合设计目标,确定容积、管道内径和扩张比等总体方案参数,根据设计要求(峰值频率)先设计单个消声单元的主要尺寸,再慢慢调整进出管插入长度;再设计第二消声单元来消除通过频率,分析组合腔在低频率区的消声效果,然后增加穿孔来改进低消声量的频率;再用类似的方式设计副消声器,以补充部分频率的消声量。根据不同腔体长度,以传递损失曲线为依据,找出最适合的进出管插入长度,确定单个消声单元。

(2) 充分考虑各个基本消声单元的特点,合理选择内插长度、穿孔方式及组合形式,获得主副消声器及对应传递损失曲线,初步设计主、副消声器的声学结构。

(3) 检查主副消声器的传递损失曲线,确定消声器的整体声学性能符合要求,再进行流场性能分析:依据湍动能云图,在湍动能较大处打孔,以改善其性能和避免再生噪声的产生。

参考文献

- [1] CHIU M C. Numerical assessment for a broadband and tuned noise using hybrid mufflers and a simulated annealing method[J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332(12): 2923-2940.
- [2] 张德满, 李舜酩, 门秀花. 单缸发动机消声器压力损失的CFD研究[J]. 华南理工大学学报: 自然科学版, 2010, 38(3): 129-132.
ZHANG Deman, LI Shunming, MEN Xiuhua. CFD Investigation into pressure loss of single-cylinder engine muffler[J]. Journal of South China University of Technology: Natural Science, 2010, 38(3): 129-132.
- [3] KSHIRSAGAR K G, KIEL S R, RAO M D. Modeling, design and validation of an exhaust muffler for a commercial telehandler[J]. Training, 2008, 2013: 11-15.
- [4] VIJAYASREE N K, MUNJAL M L. On an integrated transfer matrix method for multiply connected mufflers[J]. Journal of Sound and Vibration, 2012, 331(8): 1926-1938.
- [5] LIU L Y, HAO Z Y. CFD analysis of a transfer matrix of exhaust muffler with mean flow and prediction of exhaust noise[J]. Journal of Zhejiang University, 2013, 19(9): 709-716.
- [6] 费维. 汽车排气消声器的声学特性计算及其优化设计[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2004.
- [7] 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.
- [8] 林森泉, 侯亮, 黄伟, 等. 基于GT-power的消声器优化设计[J]. 厦门大学学报: 自然科学版, 2013, 52(3): 376-381.
LIN Senquan, HOU Liang, HUANG Wei, et al. Optimization design of the muffler based on GT-power[J]. Journal of Xiamen University: Natural Science, 2013, 52(3): 376-381.
- [9] PEAT K S. A numerical decoupling analysis of perforated pipe silencer elements[J]. Journal of Sound and Vibration, 1988, 123(2): 199-212.
- [10] 毕嵘. 汽车进排气消声器性能的数值仿真研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2007.
- [11] 福田基一, 奥田襄介. 噪声控制与消声器设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 1982.
- [12] 张恩惠, 殷金英, 邢书仁, 等. 噪声与振动控制[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2013.
- [13] QC/T 631-2009. 汽车排气消声器总成技术条件和试验方法[S].
- [14] GB/T 4759-2009. 内燃机排气消声器测量方法[S].
- [15] GB/T 18297-2001. 汽车发动机性能试验方法[S].
- [16] GB/T 1859-2000-T. 往复式内燃机辐射的空气噪声测量工程法及简易法[S].
- [17] 黎志勤, 黎苏. 汽车排气系统噪声与消声器设计[M]. 北京: 中国环境科学出版社, 1991.
- [18] 林辉江. 内燃机排气消声器主要参数的选择[J]. 内燃机, 2001, (4): 12-14.
LIN Huijiang. Main parameters' selection of engine exhaust muffler[J]. Internal Combustion Engine, 2001, (4): 12-14.
- [19] 庞剑, 谌刚, 何华. 汽车噪声与振动[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2006.