

非定常流场和声场有限元内燃机排气消声器研究

辛江慧, 张袁元, 张雨, 任成龙

南京工程学院汽车与轨道交通学院, 南京 211167

摘要 消声器是降低内燃机排气噪声的主要部件。通过设计独立测试排气噪声的台架实验, 分析了安装消声器前后的排气频谱特征, 对比期望的噪声评价曲线, 得到了消声器性能不足的频段主要集中在中高频。根据流体和声学的基本理论, 基于三维数值有限元, 分析了复杂消声器非定常流动状态下其压力场、温度场、再生噪声场分布和主要贡献的噪声频段, 研究了消声器在稳态下的传递损失; 通过研究声学传递过程中的空腔模态特征, 找到了影响消声效果的主要因素。基于消声器仿真模型, 研究了消声单元结构特征与消声性能之间的关系, 通过改善复杂消声器的小孔结构和增加吸声材料, 采取实验对比分析了插入损失, 验证了分析和改进的有效性。本文综合分析了流体、声学以及流体对声学的影响, 研究了内燃机排气消声器性能, 此系统方法能更全面地了解和改进排气噪声。

关键词 消声器; 非定常流动; 声学; 声模态

中图分类号 TK432

文献标志码 A

doi 10.3981/j.issn.1000-7857.2014.06.011

Research of Engine Exhaust Muffler Based on Finite Element Analysis of Acoustic and Unsteady Viscous Flow

XIN Jianghui, ZHANG Yuanyuan, ZHANG Yu, REN Chenglong

School of Automotive & Rail Transit, Nanjing Institute of Technology, Nanjing 211167, China

Abstract The muffler is the main component to deal with the exhaust noise of an engine. Based on the designed bench, the spectral characteristics of the exhaust noise before and after installing the muffler are analyzed and compared to the expected NR curve, to find the bad frequency bands of the muffler performance. According to the theory of the fluid mechanics and the acoustics, based on the finite element analysis, the performances of a complex muffler in the unsteady viscous flow state are analyzed, including the pressure field, the temperature field, the flow regeneration noise field and the major frequency band of the regeneration noise, meanwhile, the transfer loss in the steady-state and the acoustic-mode of the air is obtained. It is shown that the flow regeneration noise is the major factor to deteriorate the high-frequency muffler performance. Based on the numerical model analysis of the muffler, the relation between the structure characteristic of its simple cavity and its muffler performance is obtained, and the special perforated structure of the muffler can be improved and the sound-absorbing materials are also selected. Through testing of the bench, the insert losses of the original and improved mufflers are obtained, which shows that the above analysis is reliable.

Keywords muffler; unsteady viscous flow; acoustic; sound mode

随着中国环保要求的不断提高, 车辆噪声标准也日趋严格, 降噪成为企业面临的重要问题。在整车噪声中, 发动机的排气噪声作为主要声源, 影响着乘坐的舒适性, 而消声器

作为被动消声采用的主要措施, 已经成功应用于发动机降噪中。对消声器进行优化和开发研究, 可以有效降低排气噪声、减少发动机功率损失。

收稿日期: 2013-07-11; 修回日期: 2013-11-16

基金项目: 南京工程学院青年基金项目(QKJB201206); 国家自然科学基金项目(51305194)

作者简介: 辛江慧, 讲师, 研究方向为车辆智能检测与控制, 电子信箱: nuaaxjh@nuaa.edu.cn

引用格式: 辛江慧, 张袁元, 张雨, 等. 非定常流场和声场有限元内燃机排气消声器研究[J]. 科技导报, 2014, 32(6): 68-74.

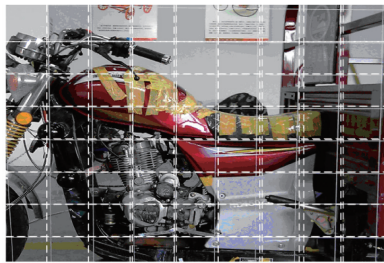
现阶段对消声器的研究主要集中在消声器的空气动力学和声学性能的独立研究上^[1,2]。综合考虑两者的文献较少,而实际上,消声器内部气流具有一定的温度梯度,各消声腔体的压力也会不同,流体随结构变化会产生一定的再生噪声,这些对衡量消声器重要指标插入损失都会有一定影响。

本文设计实验分析复杂消声器排气频谱特征,对比期望的噪声评价(noise rating, NR)曲线;根据流体和声学的基本理论,基于有限元计算,分析特征消声单元的性能,复杂消声器非定常流动状态下其压力场、温度场、再生噪声场分布;研究其稳态状态传递损失,综合分析其性能并改进。最终通过台架的消声器插入损失实验对比,验证分析和改进其有效性。

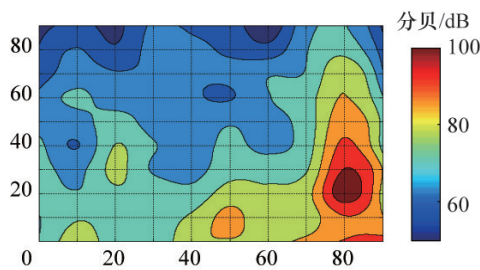
1 原消声器性能

1.1 消声器实验性能分析

某三轮摩托车的排气噪声在整车噪声能量中的贡献达到40%左右(近场声阵列测试平面见图1,排气口处声功率级为110 dB,图1(b)中不同颜色表示不同声压级大小,颜色深的地方声压级较大),要使整车噪声降低1.5 dB以上,期望排气口声压级至多达到104 dB,即使使消声器在原车负荷状态的插入损失再减小6 dB以上。



(a) 测点网格位置



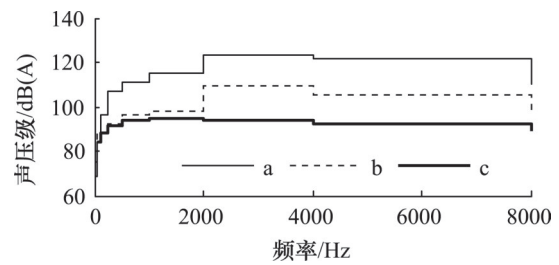
(b) 网格声压云图

图1 整车阵列声压分布

Fig. 1 Whole array acoustic pressure distribution

排气消声器性能测试方法参考GB/T 4759—2009 内燃机排气消声器测量方法。发动机台架位于半消声室,发动机用隔声板隔绝本体噪声,通过延长直管将发动机排气口测量点远离发动机本体,避免发动机噪声影响。测量发动机外特性下各转速的排气频谱,转速工况为从怠速到发动机允许的

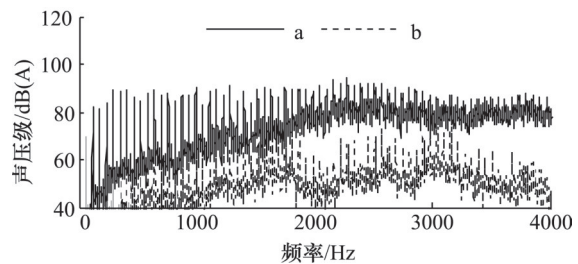
最高转速,即从1000~8500 r/min,每隔200 r/min测量1组,结果见图2中的a、b曲线。评价消声器排气噪声各频带中的声压级采用NR曲线^[3],根据排气噪声在整车中的能量比例,期望NR的A计权声级为NR95,见图2中的c曲线。对比实际排气频谱a曲线与c曲线相应的倍频程,两者的差值即为倍频程上需要的消声量。图2中,原消声器在整个频段上都具有一定的消声量,以低频消声效果与期望的消声性能(c曲线)接近,但仍需要改善,超过2000 Hz以后的高频段,消声效果较差。



a—未带消声器;b—带原消声器;c—目标NR声压级

图2 不同状态排气峰值频谱与NR曲线1倍频程对比
Fig. 2 Comparison of exhaust peak spectrum and NR curve at 1 octave in different states

结合窄带谱(图3)分析对比,1倍频程分析的能量在高频时差距相对较大,这与高频时积分频段长度有关,两者分析基本一致。在重新设计或优化消声器时,高频消声性能是消声器调整的重点。



a—未带消声器;b—带原消声器

图3 不同状态下7000 r/min的排气频谱对比
Fig. 3 Comparison of exhaust spectrum in different states at 7000 r/min

将消声器根据其频带表现的特征分为4个频带,表1为有无消声器状态下的各频段能量百分比,变化较为明显的是中高频段,其中1500~2000 Hz和3000 Hz以后的频段能量比例都在增加,推测消声器对这些频段存在性能缺陷,是后续声学性能研究中重点讨论的频段。

表1 有、无消声器状态下各频段能量

Table 1 Percentage of sub-band energy with and without muffler

| 频段/Hz | 能量/% | |
|-------------|-------|-------|
| | 无消声器 | 有消声器 |
| 20~1500 | 7.23 | 9.05 |
| > 1500~2000 | 9.77 | 23.74 |
| > 2000~3000 | 40.31 | 22.11 |
| > 3000 | 42.71 | 45.12 |

评价消声器的空气动力性能的指标是消声器的功率损失。分析安装消声器前后功率损失曲线发现(图4),原消声器在常用转速范围内压力损失较大,尤其在5000 r/min以前,其数值接近10%,是改善的重点。

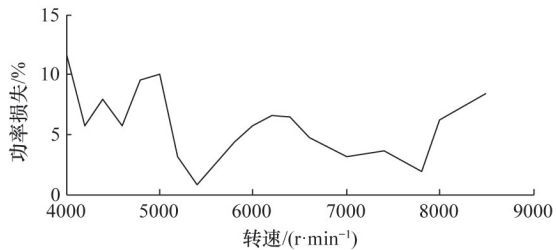


图4 安装消声器后发动机功率损失

Fig. 4 Power loss of the motor with muffler

1.2 消声器仿真性能分析

通过对消声器实验数据的分析,了解到消声器需要改善的重点频段,发现多种造成消声器性能不足的原因,如消声器结构存在的固有通过频率、扩张比小引起的消声量不足以及高速气流的再生噪声等,这些影响因素可以通过有限元仿真方法了解、分析和排除。

1.2.1 消声器流动性能仿真

消声器插入损失评价包括了消声器的流体再生噪声,其安装前后对发动机功率产生影响,须着重研究其空气动力学性能。

通过流体有限元软件Fluent,设置定常的湍流流场模型,计算消声器内部流速分布、再生噪声声源分布、温度分布、压力分布,研究消声器结构对其空气动力学性能影响。在整车加速过程中以7200 r/min为最大噪声工况,定义为流体模型边界条件。进口流量和温度经实验测试为:0.0139067 kg/s, 873 K;设置壁厚为0.0015 m,壁面热交换系数为11333 W/(m²·K),环境相对大气压的参考压力为0 Pa。图5(a)为流体温度场分布,仿真计算的出口温度与实验测试温度基本一致(仿真为433 K,实验测试为450 K),说明了流体有限元模型的可靠性。设置图5(b)等效温度模型作为声学有限元模型的排气介质边界条件。

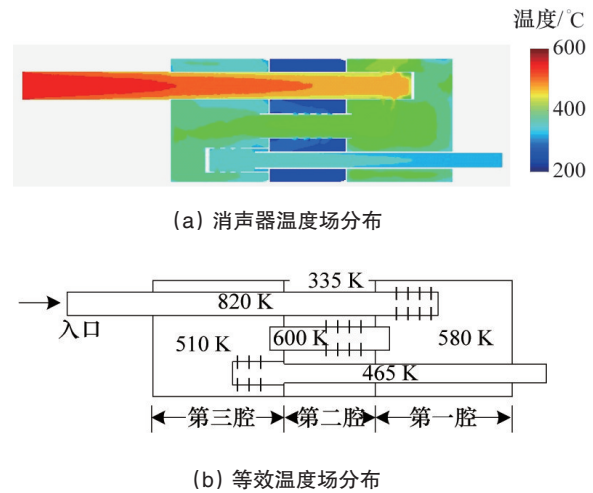


图5 转速7200 r/min、最大流量时温度场及等效温度场分布

Fig. 5 Distribution of temperature field and equivalent temperature field in maximum flow at 7200 r/min

特征转速达到最大流量时,消声器的再生噪声源场分布和压力场分布如图6所示。结合表2各特征位置的的压力和声源描述表明,消声器工作过程中,以位置1和位置4压力梯度大,压力损失大,其小孔结构引起的流体噪声也最大,尤其在位置4处,是引起空气动力学性能不好的主要结构。流体再生噪声半经验公式^[9]为

$$L_{WA} = a + 60 \lg v + 10 \lg S \quad (1)$$

式中, L 为声压级; A 为计权方式; v 为流速; a 为比 A 声功率级,由实验确定; S 为气流通流总面积,m²。

需要特别指出的是:图6(b)中,流体在消声器中产生的噪声级为直接利用速度转换得到噪声源声功率量级,无须考虑公式(1)中比 A 声功率级 a 和通流面积 S 的影响,在后续改进时,修改流速引起的声压级改变可以相互比较。

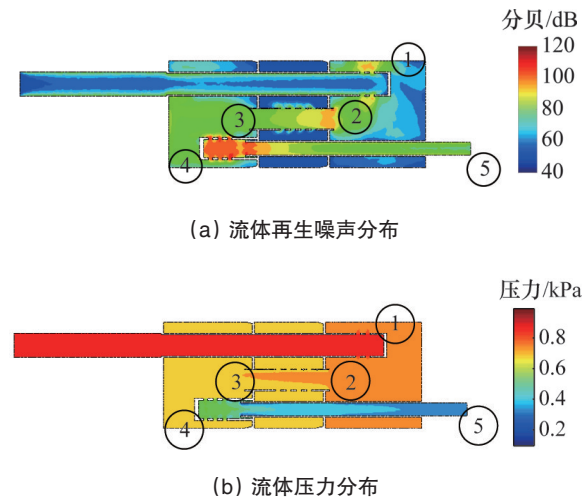


图6 消声器流体再生噪声及流体压力分布

Fig. 6 Distribution of fluid regeneration noise and fluid pressure in muffler

表2 消声器特征位置压力和声源描述

Table 2 Characteristics of pressure and sound source in muffler

| 特征位置 | 压力最大值/ kPa | 压力变化/ kPa | 声功率级/ dB(A) |
|------|---------------|--------------|----------------|
| ① | 7.6 | 0.8 | 90 |
| ② | 6.8 | 0.4 | 85 |
| ③ | 6.4 | 0.3 | 62 |
| ④ | 6.1 | 0.2 | 105 |
| ⑤ | 3.7 | 0.2 | 46 |

根据声学理论,声源频率即振动源振动的频率。对于复杂结构的气动声学频率无法直接计算,但可通过结构内部的流场结果为气流噪声研究提供有用的信息^[9]。通过对消声器气流再生噪声频谱分析,精确计算消声单元内部非定常流场,分析流场内的静压脉动频谱情况,可探讨气流再生噪声的频谱特征。

设置非定常的湍流流场模型,分析流场内的静压脉动情况。以7200 r/min时排气流量作为流体入口边界条件。消声器内部流速变化梯度较大位置,对应其湍动能变化大,再生噪声也相应较大,选取对应点作为流体压力监测点,图7为消声器内部某点非定常流场压力变化频谱图。分析图7可得,流体产生的压力激励变化集中在2000 Hz以前,表现为以1500 Hz为中心频率边频带特征,结合表1,推测在1500 Hz处,影响较大的可能是流体噪声。

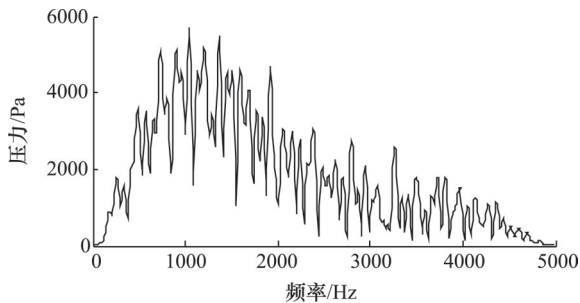


图7 消声器某点压力频谱

Fig. 7 Pressure spectrum at one point in muffler

1.2.2 消声器声模态分析

消声器空腔作为排气噪声的传递路径,其声压模态特性影响着相应的频谱。声模态主要指声腔模态,即腔体共振的模式,其模态振型表现为声压分布。定义由流体计算得到进口、出口的导纳边界条件施加到声学模型中,进行有边界条件的声模态计算,其模态频率分布见图8,以数字标识0、1、2分别示意消声器声模态声压分布,0表示较大声压集中在消声器进排气管处(图9(a)),1表示较大声压集中在消声器第

一腔和第三腔处(图9(b)),2表示较大声压集中在消声器第二腔处(图9(c)、(d))。

结合图8和图9发现,消声器声学模态在2000 Hz以前,即流体激励比较集中的频段,模态数量少,而腔体声压响应较大的模态频率只有5个阶次,模态密集频段集中在2000 Hz以后的高频,即消声器声学激励以空气为传递路径,其传递特性不是影响消声器中高频性能失效的因素,可以排除影响。

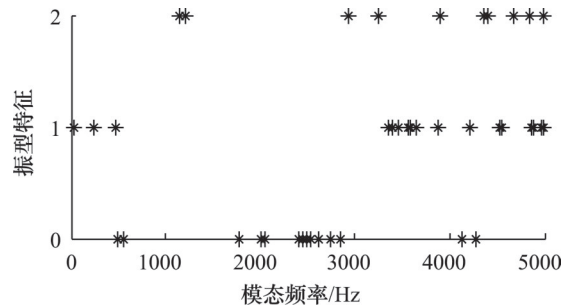


图8 声学模态分布

Fig. 8 Acoustic modal analysis

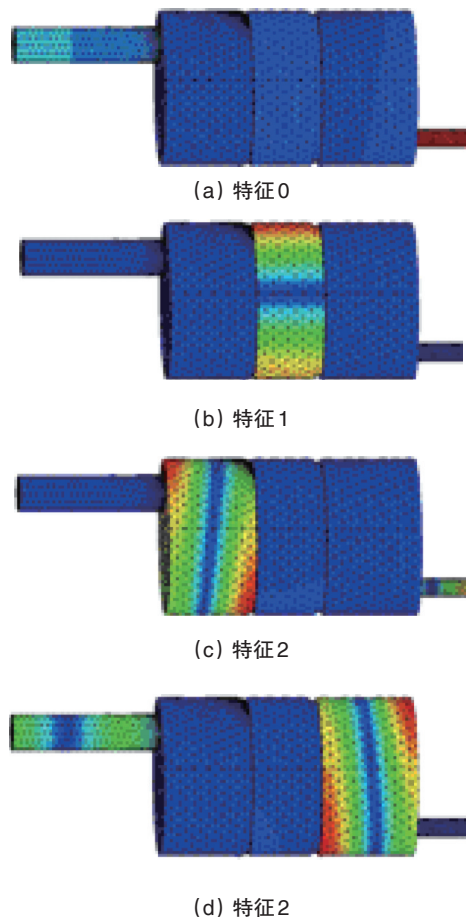


图9 消声器声模态振型分布

Fig. 9 Acoustic vibration mode distribution of muffler

1.2.3 消声器声学性能仿真分析

基于1.2.1节等效温度场,设置声学有限元模型的流场介质属性,入口采用20~6000 Hz频带宽度的常量声压,出口全吸声阻抗,壁面无跳动刚性壁面,研究消声器的传递损失。图10给出了各消声腔、消声器整体模型的性能曲线对比。

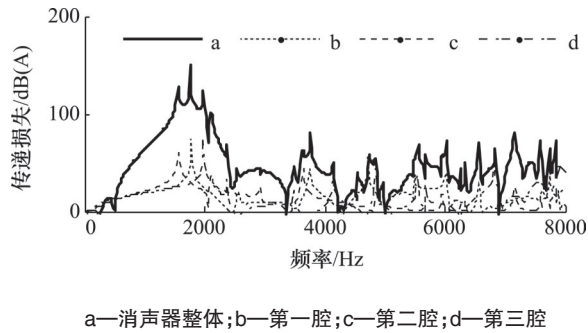


图10 不同消声器腔体模型传递损失

Fig. 10 Transmission loss of the model for different muffler's cavity

原消声器在第一腔和第三腔横流式扩张腔针对的基频频率都以1500 Hz左右为主,第二腔作为共振腔设置频率中心频率也在1500 Hz处,各腔和整体在低频时(500~2000 Hz)具有较大消声量,尤其整体在1500 Hz左右频段消声量经过叠加,达到最大。从2000 Hz以后,高频消声量有所下降,这与实验测试图2和图3得到的部分分析结论矛盾。结合消声器传递损失(图10)、消声器安装前后的频率能量变化(表1)、非定常流场压力波频率变化(图7)和流场再生噪声声压量级(表2),证实流体噪声使这个频段消声性能失效,即流体噪声和消声性能的中高频是之后改善的重点。

1.2.4 特征结构的声学性能

本文研究的复杂消声器中出现的横流式穿孔结构,是引起空气动力学性能差的主要因素,其消声原理类似扩张腔,当改善小孔时,应研究其穿孔面积对声学性能的影响是否与等效扩张腔的扩张比具有线性关系,据此设计了一个简单的穿孔扩张消声器(图11),研究其细节结构变化时,声学性能和阻力损失如何变化。影响这些性能的几何结构因素主要有:穿孔率、插入管长度、小孔数量(穿孔率不变)、小孔直径。

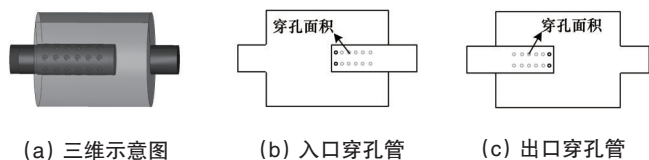
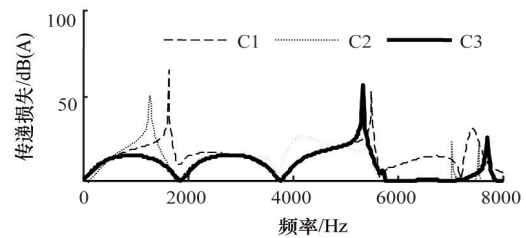


图11 简单穿孔式扩张腔示意

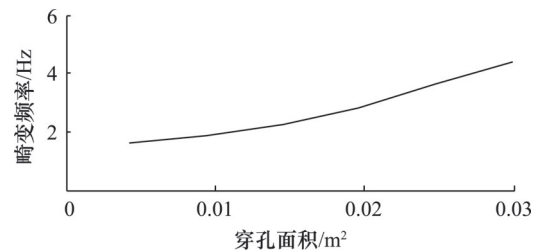
Fig. 11 Simple perforation type expansion chamber

当保持穿孔率不变,传递损失峰值基频频率和消声量,与无内插入管扩张腔(扩张腔基频计算: $c/(4l)=458/(4 \times$

$0.12)=954$ Hz)随穿孔面积的变化是一致的(图12(a)),即穿孔面积变化并不影响峰值频率和消声量,当穿孔插入管长度等效为腔体长度的1/2,其谐波频率刚好消除扩张腔的1/2波长频率,由内插管引起的谐波频率随穿孔率增加,移向高频(图12(b))。与入口穿孔管相类似的分析方法对出口穿孔管进行研究,得到结论:相同穿孔率入口管或出口管对消声量影响不大,其等效插入管的长度影响其谐波频率所在位置。



(a) 不同扩张腔传递损失



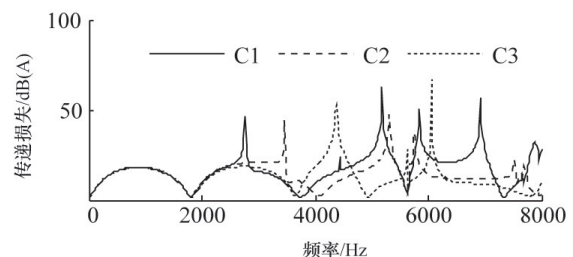
(b) 谐波频率随穿孔变化

C1—穿孔率0.05;C2—插入直管扩张;C3—内插管扩张

图12 不同穿孔面积、入口管扩张腔声学性能对比

Fig. 12 Acoustic performance for different perforation areas and entrance pipe cavity expansions

当入口穿孔管等效插入长度不变,改变穿孔率时,消声单元的声学性能变化如图13。随穿孔率增加,传递损失曲线在低频时的表现类似,中高频时由于穿孔管对声波的导向作用,使得其消声频带变窄,总体消声量减小。



C1—穿孔率0.039;C2—穿孔率0.077;C3—穿孔率0.15

图13 不同穿孔率入口管扩张腔声学性能对比

Fig. 13 Acoustic performance for different perforation ratios of entrance pipe cavity expansion

结合参考文献[5]、[6]的分析结论,对于复杂消声器的横流式特征单元,可以在保证其插入管长度的状态下,尽量增加穿孔面积,减小压力损失,可以在保证声学性能的同时优化空气动力学性能,综合分析认为:当消声器插入管为腔体长度的1/2,穿孔率为10%时,消声器的流体和消声性能比较理想。

2 改进仿真与性能分析

2.1 消声腔体的改进

针对复杂消声器的性能不足,结合特征消声腔体的分析,发现第二腔作为共振腔其流体压力并不大,同时能消除中频噪声,应作为有效结构保留。主要改进部位为第一腔和第三腔,目的是减小压力损失和各腔压力激励,同时优化小孔以增加气流的通流面积,减小由于小孔突然收缩造成的大流速,以便减小流体噪声,改善消声器中高频声学的性能。

2.2 改进措施与性能分析

降低流体噪声是改进复杂消声器的第一目的,采用增加通流面积的方式为主,改进原消声器小孔特征结构。增加图6中位置1和位置4处的穿孔数量,穿孔率由原来的5%增加至10%,改善位置5排气管直径与位置4管径一致;对高频区消声性能的优化,以放置吸声材料为主,弥补第一和第三腔由于穿孔率变化而引起高频消音量降低的缺陷。在消声器有限的安装空间里在第一腔(延伸20 mm,拉伸空间)和第三腔壁面圆周布满吸声材料。

改进前后声学性能对比见图14,在中高频时,传递损失有所增加,同时并没有影响原消声器在2000 Hz左右的消声优势。

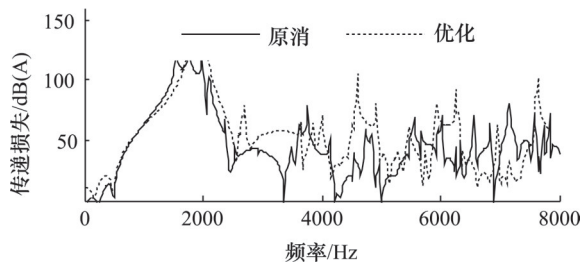


图14 改进消声器前后声学性能对比

Fig.14 Acoustic performance before and after the use of the muffler

将流体经过消声器产生的声源能量(声功率)相加,作为评价消声器流体噪声的性能指标,并进行改进前后的对比。消声器流场噪声分布见图15,消声器流场特征参数对比见表3。

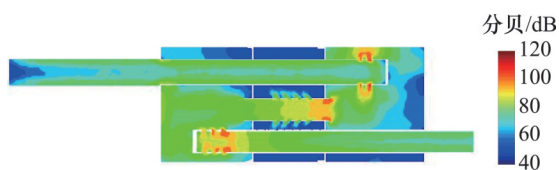


图15 改进消声器噪声场分布

Fig.15 Distribution of improved muffler noise

表3 改进消声器特征位置压力和声源描述

Table 3 Characteristics of pressure and sound source in improved muffler

| 特征位置 | 压力最大值/ kPa | 压力变化/ kPa | 声功率级/ dB(A) |
|------|---------------|--------------|----------------|
| ① | 2.7 | 0.7 | 90 |
| ② | 2.0 | 0.2 | 84 |
| ③ | 1.8 | 0.5 | 55 |
| ④ | 1.3 | 0.5 | 93 |
| ⑤ | 0.8 | 0.3 | 34 |

注:特征位置编号见图6。

结合图15与图6发现,流体在经过第一腔穿孔排出后,流体噪声源大大减少,在消声器排气管即位置5,流速没有因为管径的变化发生突变,基本不增加流体噪声源。比较表2和表3中数据,由于流体受到阻力更小,各特征位置的压力相应减小,压力损失减小,特别是改进位置处的噪声和流体压力变化最为明显,整个流场流体产生的噪声总能量相对原消声器减少30 dB以上(原消声器流体噪声总声功率级为148 dB,改进消声器为114 dB),从仿真效果看,流体噪声在消声器中不再是主要成分,消声器声学性能完全由消声器结构的传递损失决定。

3 改进前后的实验性能对比

对改进后消声器进行发动机台架实验,对比消声器各性能参数。从表4可得到,改进后消声器插入损失相对原消声器平均增加7 dB以上,满足最初的优化目标。从图16改进前后消声器功率损失对比可以得到,改进消声器优化了消声器的流场,减小了压力损失,基本功率损失在5%左右,改进消声器的声学 and 流体性能满足一般消声器设计要求。

表4 消声器改进前后插入损失对比

Table 4 Insertion loss before and after improvement of muffler

| 发动机转速/(r·min ⁻¹) | 原消声器/ dB(A) | 改进消声器/ dB(A) |
|------------------------------|----------------|-----------------|
| 4000 | 15.0 | 17.2 |
| 4600 | 15.5 | 21.5 |
| 5200 | 15.7 | 23.7 |
| 6400 | 15.8 | 19.8 |
| 7000 | 17.5 | 24.5 |
| 7400 | 15.8 | 23.7 |
| 8500 | 15.9 | 25.8 |

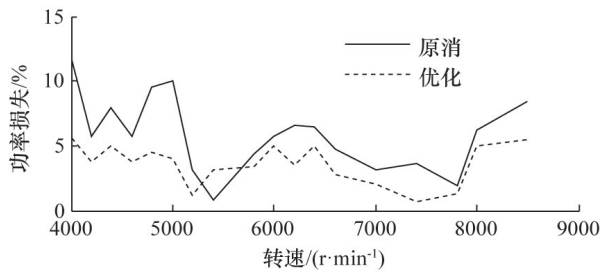


图 16 消声器功率损失对比

Fig. 16 Comparison of power loss of muffler

4 结论

采用数值分析方法,结合实验,对消声器性能进行了分析和改进,仿真模型得到的分析结果与实验数据一致。

1) 分析和优化消声器性能时,必须充分考虑影响消声器性能流体噪声因素,独立研究优化消声器的声学性能是不完备的;

2) 基于非定常流场的消声器流体压力频率研究,进而分析消声器流体再生噪声的分布规律,在工程上具有一定可行性;

3) 消声器内空气作为发动机噪声激励的传递路径,应研究其传递特性,从而分析声激励传播过程中是否发生了空腔共振,从而造成消声器在局部频率处失效;

4) 横流式特征消声单元即可以降低整体消声器流速,也是产生过大流体噪声的主要原因,须合理考虑声学性能与流体之间的关系。

参考文献(References)

[1] 徐贝贝,季振林.穿孔管消声器声学特性的有限元分析[J].振动与冲击,2009,28(9):112-116.
Xu Beibei, Ji Zhenlin. Finite element analysis of acoustic attenuation performance of perforated tube silencers[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(9): 112-116.

[2] 方建华,周以齐,胡效东,等.挖掘机用复杂结构排气消声器的CFD仿真研究[J].内燃机学报,2009,27(1):68-73.
Fang Jianhua, Zhou Yiqi, Hu Xiaodong, et al. CFD Simulation of exhaust muffler with complicated structures for an excavator[J]. Transactions of CSICE, 2009, 27(1): 68-73.

[3] 马大猷.噪声与振动控制工程手册[M].北京:机械工业出版社,2002.
Ma Dayou. Engineering handbook of noise and vibration control[M]. Beijing: China Machine Press, 2002.

[4] 毛义军,祁大同,刘秋洪.基于非定常流场的离心风机气动噪声分析[J].西安交通大学学报,2005,39(9):989-993.
Mao Yijun, Qi Datong, Liu QiuHong. Analysis of the aeroacoustics in centrifugal fan based on numerical simulation of unsteady viscous flow [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005, 39(9): 989-993.

[5] 方建华.基于CFD的工程机械抗性消声器设计与性能分析[D].济南:山东大学,2009.
Fang Jianhua. Design and performance analysis of reactive muffler on construction machinery based on CFD[D]. Jinan: Shandong University, 2009.

[6] 徐磊,刘正士,毕嵘.横流穿孔管消声器声学及阻力特性的数值分析[J].燕山大学学报,2010,34(4):301-306.
Xu Lei, Liu Zhengshi, Bi Rong. Numerical analysis on acoustic and resistance performance of cross-flow perforated tube silencers[J]. Journal of Yanshan University, 2010, 34(4): 301-306.

[7] Colonius T, Lele S K. Computational aeroacoustics: progress on nonlinear problems of sound generation[J]. Progress in Aerospace Sciences, 2004, 40(6): 345-416.

[8] Bogey C, Bailly C. Computation of a high Reynolds number jet and its radiated noise using large eddy simulation based on explicit filtering[J]. Computers & fluids, 2006, 35(10): 1344-1358.

[9] 邓兆祥,赵海军,赵世举,等.穿孔管消声单元气流再生噪声产生机理[J].内燃机学报,2009,27(5):452-457.
Deng Zhaoxiang, Zhao Haijun, Zhao Shiju, et al. Producing mechanism of flow noise generation from perforated duct muffler element[J]. Transactions of CSICE, 2009, 27(5): 452-457.

[10] Denia F D, Selamet A, Fuenmayor F J, et al. Acoustic attenuation performance of perforated dissipative mufflers with empty inlet/outlet extensions[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 302(4): 1000-1017.

(编辑 田恬)

《科技导报》“卷首语”栏目征稿

“卷首语”栏目每期邀请一位中国科学院院士和中国工程院院士就重大科技现象、事件,以及学科发展趋势、科学研究热点和前沿问题等,撰文发表个人的见解、意见和评论。本栏目欢迎院士投稿,每篇文章约2000字,同时请提供作者学术简历、工作照和签名电子文档。投稿邮箱:kjdbbjb@cast.org.cn。