

文章编号:1000-582X(2006)08-0066-04

# 汽车排气消声器内部流场和声场数值分析\*

罗虹<sup>1</sup>, 王伟戈<sup>1</sup>, 邓兆祥<sup>1</sup>, 褚志刚<sup>1</sup>, 陶丽芳<sup>1,2</sup>

(1. 重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400030; 2. 奇瑞汽车有限公司 CAE 部发动机科, 安徽 芜湖 241009)

**摘要:**应用数值分析方法对某汽车排气消声器进行了流场、温度场和声场分析. 在此基础上针对消声器存在的问题对其进行了改进设计. 经实验验证, 分析结果与实验结果吻合较好, 表明数值分析方法能准确的模拟排气消声器性能, 是排气消声器性能预测和改进设计的有效方法.

**关键词:**消声器; 有限元法; 有限容积法; 声学特性; 空气动力特性

**中图分类号:** O422; U467

**文献标识码:** A

设计高性能、低压力损失的排气消声器是目前汽车噪声控制中的重要课题. 传统的排气消声器设计主要根据一维平面波理论, 但该理论难以正确模拟三维空间效应等实际因素的影响, 计算结果不准确. 随着计算机的发展, 数值分析在各个领域都取得了重大进展, 已达到了较实用的阶段. 已经有学者分别对消声器的声场和流场分别进行了数值分析<sup>[1-2]</sup>. 笔者应用有限元法和有限容积法较准确模拟消声器内部声场和流场, 合理评价其声学特性和空气动力特性. 同时考虑了这两个特性, 较全面的评价了消声器的性能, 为消声器的设计、改进提供了一个更有效、更全面的方法.

## 1 流场和温度场分析

某汽车发动机排气消声器是一阻抗复合消声器, 主要由3管、2腔组成. 其结构如图1所示. 3管分别为: 带穿孔的进气缓冲管, 带穿孔的中间缓冲管和出气管. 第1腔为内插管扩张腔. 进气缓冲管和中间缓冲管的穿孔区域布置在第2腔内, 由于这2个管的末端是封闭的, 其小孔是气流通道. 进气缓冲管的穿孔率约为5.63%, 中间缓冲管的穿孔率约为5.5%. 第2腔的后面填满了吸声材料, 由穿孔隔板隔开. 穿孔隔板的穿孔率大于20%, 声学作用很小, 只起罩面板的作用<sup>[3-4]</sup>.

台架实验结果表明, 该消声器高频噪声大, 消声量不够, 需要对其进行改进. 作者运用数值分析方法对此排气消声器进行了流场、温度场和声场的数值模拟. 通过流场和温度场的分析得到了消声器内流速、压力和温度的分布情况; 通过声场分析得到了消声器的传声损失. 找出了消声器存在的问题, 并进行了改进设计.

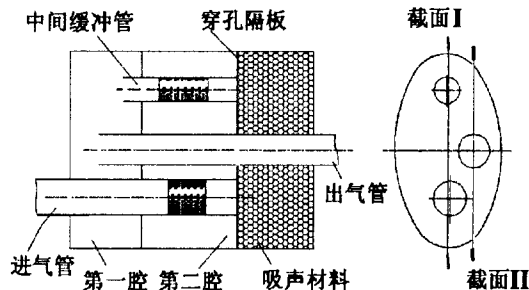


图1 消声器结构示意图

流场分析和温度场分析可以得到消声器的压力损失, 这是评价消声器空气动力特性的重要指标. 气流速度是评价消声器气流再生噪声的重要指标. 气流的温度、速度也将影响消声器的消声性能. 所以有必要在计算消声器的声学特性前先对它进行流场和温度场分析.

文中运用流场分析软件 CFX 在考虑了流速、温度、热传递的基础上进行了消声器内流场和温度场分析. 得到了消声器内部流速、压力、温度在三维空间的分布. 由于软件不能模拟非稳态流动, 故将排气消声器入口的非稳态流动简化为稳态流动. 流体模型选择紊流、可压缩性流动的理想空气模型. 由于吸声材料属于密实材料, 气流很难进入, 流场分析时没考虑吸声材料层. 管壁(wall)设为光滑、非渗透性的, 管壁没有滑移, 即流体在壁面边界上的速度设为0. 因为消声器主要通过外腔散热, 所以将外腔壁面温度设为400 K, 其它壁面都设为绝热壁. 根据厂方提供的数据, 消声器入口处平均质量流量取为发动机5500 r/min时0.067 kg/s, 进气温度取为1130 K, 出口处相对大气压的参考压力

\* 收稿日期: 2006-03-10

作者简介: 罗虹(1955-), 男, 重庆人, 重庆大学副教授, 主要从事汽车振动、诊断等领域的研究.

取为0 Pa.

### 1.1 流速分布

气流速度对消声器消声性能的影响主要体现在两个方面:气流速度的方向和大小影响气流中声波的传播,使吸声结构表面上的边界条件相应改变,从而影响声波在消声器中传播时的衰减规律;气流本身的湍流运动产生涡流噪声(以中高频为主)和固体构件的受迫振动要产生的噪声(以低频为主),统称为“气流再生噪声”<sup>[4]</sup>.

气流再生噪声与气流速度一般近似为六次方的关系<sup>[5]</sup>.故气流速度是评价气流再生噪声的重要指标.由流场分析得到的消声器在图1所示的2个截面上的气流速度等高线分布如图2所示.可以看出由于穿孔管和内插管的存在,产生了较多的涡流现象,其中一些涡流速度比较大,将产生较大的涡流噪声.

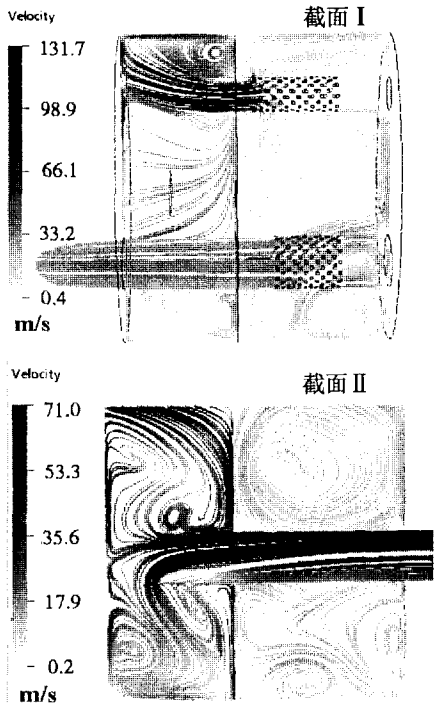


图2 消声器流速等高线分布

### 1.2 压力分布

在消声器进口端与出口端之间气体的压力降低量为消声器内气流的压力损失,简称阻损<sup>[4]</sup>.它是描述消声器空气动力性能的重要指标.压力损失大,相应的功率损失也就大.

消声器进、出口2个截面的压力分布如图3所示,得到消声器的压力损失为11 760 Pa,压力损失比较大.穿孔管上的小孔是气体流动的唯一通道,而这种壁面穿孔结构因为同时存在多个截面强烈的扩张和收缩,所以形成的压力损失比一般扩张腔大,这是造成大压力损失的主要原因.

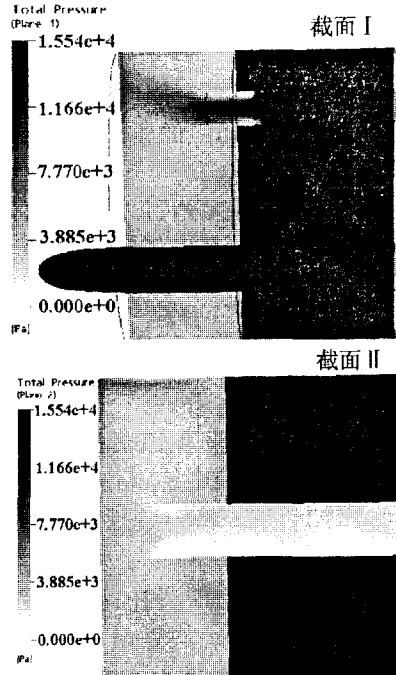


图3 消声器压力分布图

### 1.3 温度分布

温度的变化将影响空气的密度和特性阻抗,影响在空气中传播的声速大小,从而影响消声器的消声特性.消声器温度分布如图4所示,从中可以看出消声器内的温度总体上沿着流速方向逐渐减小,但是由于一、二腔之间隔板的存在,两腔温度差异较大.从声波性能来说,当气流温度降低时,声速亦随之降低.随着温度的降低,抗性消声器的传递损失曲线会向频率减小的方向转移<sup>[2]</sup>.这将影响消声器的消声性能.

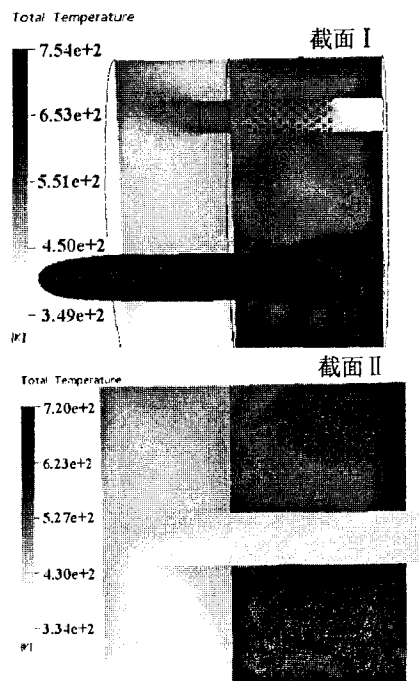


图4 消声器温度分布图

### 2 声场分析

排气噪声是汽车的主要噪声源.它主要是由发动机排气阀周期性开闭所产生的压力脉冲激发气流振动产生的<sup>[6]</sup>.

运用声学分析软件 SYSNOISE 中的有限元声学模块对消声器内部空气进行了建模,对消声器内部声场进行了分析.为考察消声器的传递损失,入口施加单位振动速度激励,出口设置了吸声系数为 1 的全吸收边界.

模拟分析得到的消声器的传递损失曲线如图 5 所示,其中实线、虚线分别为有、无吸声材料时消声器的传声损失曲线.汽车外加速噪声实验测试车速对应的发动机转速为 4 000 ~ 5 500 r/min,可得其周期性排气噪声的基频为 133 ~ 183 Hz.为得到较好的消声特性,在排气噪声的基频及其倍频上必须保证较高的消声量.但由图中显示出:该消声器在低频(20 ~ 800 Hz),尤其是基频(133 ~ 183 Hz)附近消声量小.此外,高频(2 500 ~ 3 000 Hz)的消声量也不理想,吸声材料只消掉了一些通过频率,没有很好地提高高频的消声量.

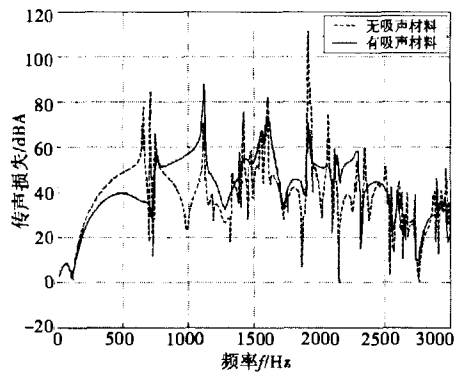


图 5 消声器传声损失曲线

低频的消声量不足,是结构本身的原因.高频的消声量不足主要是因为穿孔管的结构涡流再生噪声大.吸声材料的作用不明显,是因为穿孔管的结构使第二腔气体的流向不合理,使声波和吸声材料接触的机会少,从而没能发挥其应有的吸声作用.

### 3 改进设计

根据上面对消声器流场和声场的分析,消声器存在的主要问题为:低频和高频的消声量不足;吸声材料的效果不明显;空气动力特性不好,涡流再生噪声大.

针对消声器存在的问题,在不改动消声器外形尺寸和各管布置位置的前提下进行了改进.

针对低频消声量不足,把吸声材料的厚度减小,增加一个密闭的隔板,在消声器后部隔出一个空腔,并在出气管上穿孔形成一个共振腔用以改善低频的消声量.针对高频消声量不足、吸声材料作用不明显和涡流噪声大的情况,将穿孔管结构改为内插结构.改进后的结构如图 6 所示.

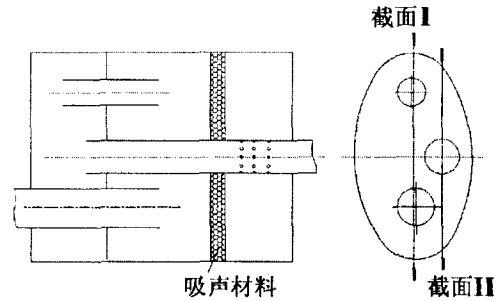


图 6 改进消声器结构示意图

#### 3.1 声场分析

对改进后的消声器进行了声场模拟分析.改进前、后消声器传递损失曲线对比如图 7 所示.可以看出,改进后中低频(180 ~ 700 Hz)和低频(2 500 ~ 3 000 Hz)的消声特性的到了明显的改善,在中高频也有一定改善.

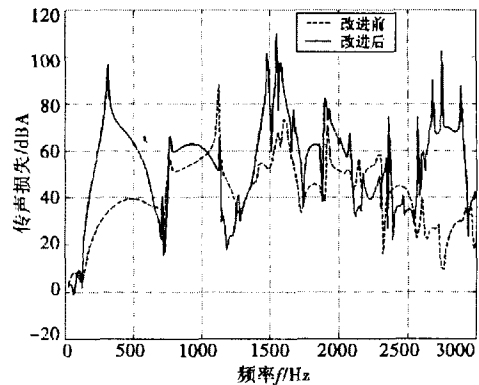


图 7 改进前、后消声器传声损失曲线对比

#### 3.2 流场和温度场分析

运用流场分析软件 CFX 对改进后的消声器进行流场和温度场分析.模型的选取和边界条件的设定与改进前消声器流场分析相同.

改进后的流速分布如图 8 所示,可以看出,与图 2 相比涡流速度减小了,这将减小涡流再生噪声,从而改善消声器高频的声学特性.

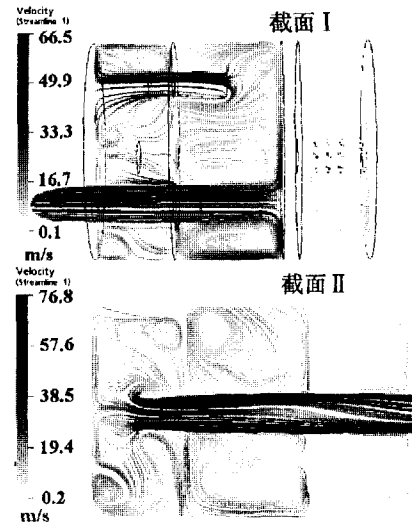


图 8 改进后消声器流速等高线分布

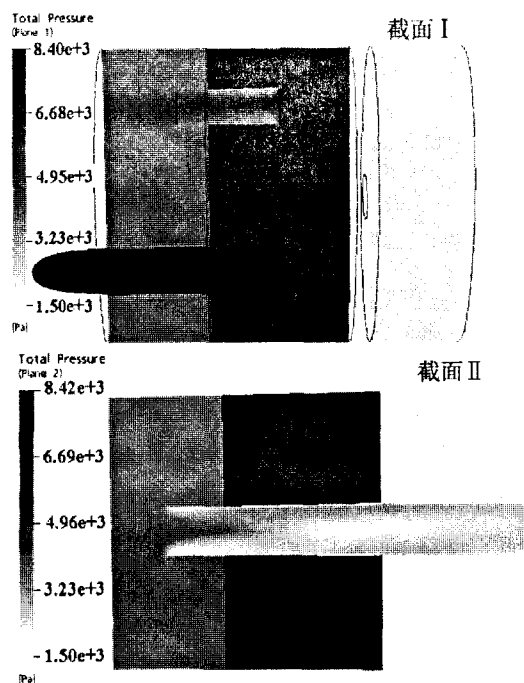


图9 改进后消声器压力分布图

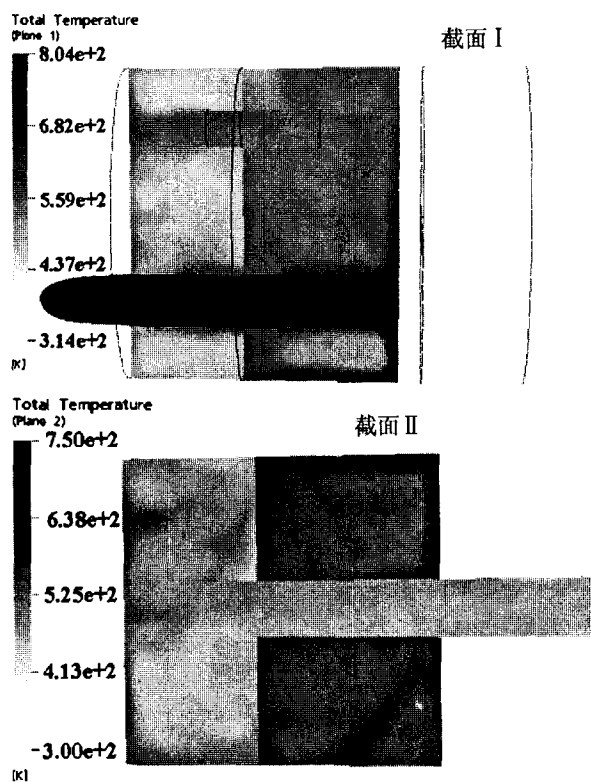


图10 改进后消声器温度分布图

改进后消声器的压力分布如图9所示. 计算得到压力损失为5 190 Pa. 压力损失与改进前相比减小了将近5 000 Pa,使得消声器的空气动力特性得到了提高.

改进后消声器的温度分布如图10所示,与图5相比1、2两腔的温度差异变小,温度对消声器消声性能的影响将减小.

## 4 实验

根据GB/T 4759-1995《内燃机排气消声器测量方法》,对改进前、后的消声器进行了台架实验. 实验结果表明:改进后的消声器在发动机转速为1 500~5 500 r/min消声量平均提高了0.7 dBA,功率损失比平均降低了1.02%. 在3 000~5 500 r/min范围内,消声量平均提高了2.3 dBA,功率损失比平均降低了1.12%. 最大消声量提高了3.2 dBA.

## 5 结论

1) 对消声器的改进使其声学特性和空气动力特性都得到了改善,是数值分析方法在消声器分析中的一次成功工程应用;

2) 穿孔管结构作为主要的气流通路时,会大大增加消声器的压力损失. 应谨慎采用这种结构;

3) 当吸声材料达到一定厚度以后,吸声系数不会因厚度的增加而有大的提高,因此吸声材料的厚度选择应该合理,使其发挥最大功效并且不浪费材料.

## 参考文献:

- [1] 陆森林. 内燃机排气消声器性能的三维有限元计算及分析[J]. 内燃机学报, 2003, 21, (5): 346-350.
- [2] 李国祥. 消声器内部流场及温度场的数值分析[J]. 内燃机学报, 2003, 21, (5): 337-340.
- [3] 袁兆成. 排气消声器的边界元仿真设计方法[J]. 吉林大学学报(工学版), 2004, 34(3): 357-361.
- [4] 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.
- [5] 赵松龄. 噪声的降低与隔离[M]. 上海: 同济大学出版社, 1989.
- [6] 何渝生, 邓兆祥. 汽车噪声控制[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.

(下转第81页)

- namical Systems [J]. IEEE Trans on Neural Networks, 2005, 16(3): 399 - 413.
- [12] HAYAKAWA, HADDAD, BAILEY, et al. Passivity-based Neural Network Adaptive Output Feedback Control for Nonlinear Nonnegative Dynamical Systems [J]. IEEE Trans on Neural Networks, 2005, 16(2): 387 - 398.
- [13] CHANG-YUN SEONG, BERNARD WIDROW. Neural Dynamic Optimization for Control Systems - Part II: Theory [J]. IEEE Trans on Syst., Man, Cybern. -PARTB: CYBERNETICS, 2001, 31(4): 490 - 501.
- [14] JIN YOUNG CHOI, JAY A. FARRELL. Adaptive Observer Backstepping Control Using Neural Networks [J]. IEEE Trans on Neural Networks, 2001, 12(5): 1103 - 1112.

## Parameter Simulation in the MOCVD System Using a Kind of Improved Artificial Neural Network Based on the BP Algorithm

ZHAO Heng, GUO Run-qiu, DU Kai

- (1. State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an JiaoTong University, Xi'an 710049, China;  
2. School of Electronic Mechanical Engineering, Xidian University, Xi'an 710071, China)

**Abstract:** A novel PID control based on neural network is presented to deal with the control problem for a nonlinear process with time-delay. The principle of this controller is discussed and learning method based on back-propagation algorithm is given. This is a novel on-line BP learning algorithm, which uses a conjugate gradient factor to determine the learning direction and uses a bonus-penalty confident to adjust the learning step. This method has not only the learning ability and the adapt ability, but also the self-adjusting factor function, thus allowing for on-line adaptive control strategies to become feasible. Digital simulation and experiment results show that this new controller can improve the dynamic performance of temperature regulation system and robustness. Both simulation and practical application results show that this controller has strong robustness and the capabilities of self-learning and adaptive decoupling. In addition, the basic error can reach to 1°C% referred to input range.

**Key words:** neural network; the back propagation algorithm (BP); Metal Organic Chemical Vapor Deposition (MOCVD); temperature control; time delay

(编辑 张小强)

(上接第69页)

## Numerical Analysis of Flow and Acoustic Field Inside the Automobile Exhaust Muffler

LUO Hong<sup>1</sup>, WANG Wei-ge<sup>1</sup>, DENG Zhao-xiang<sup>1</sup>, CHU Zhi-gang<sup>1</sup>, TAO Li-fang<sup>1,2</sup>

- (1. National Key Transmission Lab of ChngQing University;  
2. Engine part of CAE department in Chery Automobile Company.)

**Abstract:** The acoustic field, flow field and temperature field inside a muffler are studied by the numerical analyze method. And an improved design is made aiming at the existent problem. The comparison of the computationally predicted and the experimentally measured transmission loss shows a good agreement. It is indicated that the numerical analysis method can simulate the exhaust muffler's characteristic accurately. So it is an effective method to predict exhaust muffler's performance and have an improved design.

**Key words:** muffler; finite element method; finite volume method; attenuation performance; aero-dynamic performance

(编辑 成孝义)