

文章编号:1000-582X(2010)07-007-05

摩托车排气消声器声学性能仿真及结构改进

李以农¹,李平¹,李超¹,王雷¹,米林²

(1. 重庆大学机械传动国家重点实验室,重庆 400044;
2. 重庆理工大学汽车零部件教育部重点实验室,重庆 400050)

摘要:针对某244S摩托车排气消声器,采用有限元法建立了该消声器的声场模型和流场模型,利用SYSNOISE软件对该消声器进行了三维声学仿真,在声场仿真基础上提出对原消声器的改进方案,优化了原消声器内部结构。通过对改进后的消声器进行仿真与台架试验对比,改进后的结构比原消声器在中、高频的消声能力有显著的改善,仿真和试验结果吻合较好,同时流场仿真结果显示,改进后消声器功率损失变化不大,表明对原消声器结构的改进是有效的。

关键词:消声器;有限元法;声场;流场;结构改进

中图分类号:TK402

文献标志码:A

Acoustics simulation and structure optimization of a motorcar exhaust muffler

LI Yi-nong¹, LI Ping¹, LI Chao¹, WANG Lei¹, MI Lin²

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China;
2. Ministry of Education Key Laboratory of Manufacture and Test Techniques for Automobile Parts, Chongqing Institute of Technology, Chongqing 400050, P. R. China)

Abstract: Aiming at the exhaust muffler of a 244S motorcar, the acoustics field model and the flow field model are established by adopting Finite Element Method. The 3-D acoustic simulation is carried out by using software SYSNOISE, and an improvement scheme with optimized inner structure of the muffler is proposed based on the simulation. The acoustic simulation result and the bench test result of the improved muffler show that the muffling ability in middle and high-frequency of the improved structure is obviously stronger than the original structure, and the simulation result coincides well with the bench test result. Meanwhile, the flow field simulation result shows the power loss of the engine has little change, which means that the structure improvement of the original muffler is effective.

Key words: muffler; finite element method; acoustics field; flow field; structure improvement

摩托车的噪声大小是评价摩托车舒适性的重要指标。随着国家对摩托车噪声法规的日益严格^[1],摩托车噪声已经是厂家亟待解决的问题。排气噪声是摩托车噪声污染的最重要来源,控制摩托车排气噪声已成为人们降低整车噪声污染的一个主导

方向。

各种数值方法的发展及计算机技术的应用和普及,使得正确预测复杂消声器的声学性能并从理论上指导消声器设计成为了可能^[2-3]。最早用的是有限差分法,可对管道内的声传播进行计算,但由于该

收稿日期:2010-02-25

基金项目:重庆市自然科学基金重点资助项目(CSTC,2008BA6025);教育部重点项目(108108);教育部重点实验室开放基金资助项目(2009KLMT05)

作者简介:李以农(1961-),男,重庆大学教授,博士生导师,主要从事汽车系统动力学与控制、振动噪声控制等研究,(Tel)023-65106094,(E-mail) ynli@cqu.edu.cn。

方法难于实施于任意形状的系统,所以其应用受到了限制。有限元法是消声器声学性能分析中最常用的数值方法,它可以应用于任意的消声器,并且可以考虑壁面振动、流体流动及温度梯度对消声器性能的影响。1975年 Young 和 Crocker 最先使用有限元法预测了膨胀腔消声器的传声损失^[4];徐贝贝等^[5]利用三维有限元法对直通穿孔管消声器和三通穿孔管消声器进行研究,发现三维有限元法仿真结果和试验测量结果吻合良好;陈永新等^[6]利用有限元法、边界元法对汽车排气消声器进行声学仿真和结构改进,取得较好的效果。

笔者以某企业所生产的 244S 摩托车消声器为对象,采用 SYSNOISE 软件有限元法对该消声器进行三维声学仿真,找出消声贡献量较小的消声腔进行结构改进,对改进后的消声器进行声学仿真,并对其流场进行仿真,防止产生再生噪声和过大的功率损失^[7-9],对改进的结构进行了试验验证,试验结果表明了改进方案的有效性。

1 消声器三维模型

图 1 是利用 UG 建立的某 244S 摩托车消声器的三维模型。发动机燃烧废气经排气管进入消声器第 1 腔,由于第 1 腔进气管末端是封闭的,气体只能由进气管尾部小孔沿径向向外扩张,气体在第 1 腔扩张后经由穿孔板流入第 3 腔进气管,第 3 腔为一扩张腔,气体扩张后从回流管进入第 2 腔,再从第 2 腔经第二腔排气管排入大气。



图 1 某 244S 摩托车消声器三维模型图

2 消声器声学仿真分析

消声器的消声性能评价指标主要有传声损失和插入损失 2 种,传声损失反映了消声器结构本身的消声性能,消声器总的传声损失可以近似看作是各腔传递损失的叠加,但不是线性叠加^[10],所以这里选用传声损失作为消声器仿真和改进的主要依据。

在进行有限元计算之前,首先要对模型进行网格的划分。笔者将 UG 三维模型,导入 ANSA 软件

进行网格划分。网格划分时,如果对某些穿孔很多的消声器,划分网格过于密集则会导致网格数目过大而超出软件的计算范围;如果划分过稀又将影响求解精度。在 SYSNOISE 中精度是由最大单元控制的,对于有限元或边界元,通常设最大频率时一个波长里至少包含 6 个单元,即模型中最大的单元尺寸为^[11]

$$L_{\max} \leq \frac{1}{6} \frac{c}{f_{\max}}, \quad (1)$$

式中: c 是声速; f_{\max} 是最大计算频率。

由最大单元划分原则可知,频率越大,单元边长越小,单元数越大,耗费的计算资源就越多,所以最高频率应根据需要合理确定。由于发动机的排气噪声主要集中在 6 000 Hz 以内,所以选取的计算频率为 20~6 000 Hz,每 20 Hz 为一步长。摩托车消声器加载的温度为 1 000 K,该温度下声速 c 为 633.67 m/s,则最大的单元允许边长是 0.017 m。

由 SYSNOISE 计算得到的消声器的传声损失曲线如图 2 所示。从图 2 可以看出,仿真得到的原消声器高频段有效消声量较小,在 5 500~6 000 Hz 频段存在一个消声低谷;低频消声性能一般,300 Hz 以下有效消声量不大,仿真显示 160 Hz 还存在一通过频率。因此,改进重点将是提高消声器高频的消声量,同时改善低频消声效果。在对消声器内部结构改进之前,需要了解消声器每个消声腔对整体消声量的贡献大小,对贡献量较小的消声腔进行改进,下面是对消声器第 1 腔和后 2 腔单独仿真的结果,如图 2 所示。

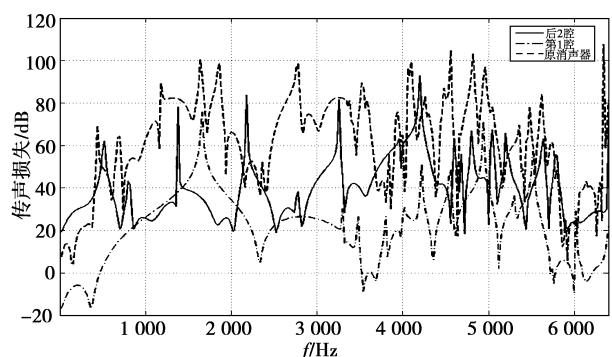


图 2 第 1 腔和后 2 腔及整体传声损失对比

3 消声器内部结构改进

从图 2 的分析结果可以看到,第 1 腔对整个消声量的贡献较小,后 2 腔为主要消声结构。这是因为气体从排气管进入第 1 腔时进气管较长,而第 1 腔的锥形结构限制了气体扩张的容积,气体不能得到有效的扩展;后 2 腔之间存在回流管,结构上

联系较大,同时消声容积较大,气体扩展比较充分,所以消声效果较好。经过分析,着重对第1腔进行改进,针对气体不能充分扩张的情况,将第1腔分为2个腔室,缩短第1腔进气管长度,并在原第1腔内增加的隔板上添加1个内管,进一步提高气体的扩张。改进前后消声器的二维图对比,如图3所示。

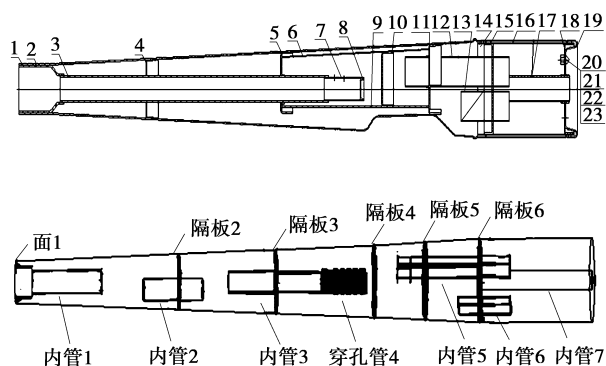


图3 改进前后消声器二维图

对改进后模型进行 SYSNOISE 仿真,得到的传声损失曲线如图4所示。

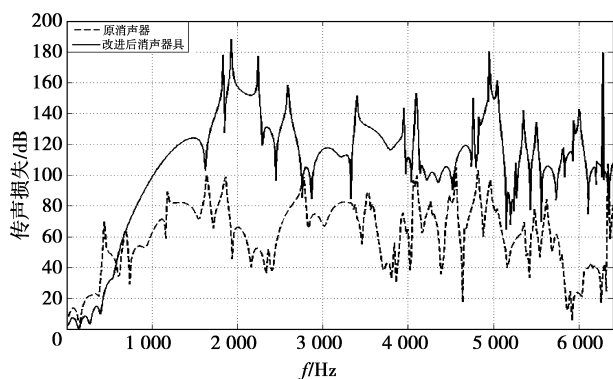


图4 244S改进前后传递损失对比曲线

从仿真结果上看,改进后消声器的消声能力和原消声器相比有明显的改善,特别是在500 Hz以上改进后模型的传声损失曲线全部位于原消声器传声损失曲线的上方,并且差值较大,这说明改进后消声器中高频有了非常明显的改善;但在500 Hz以下,改进后消声器相对原消声器有变差的迹象,低频处有效消声量不大,这是本次改进方案中的缺憾,具体的改善效果,需要由试验进行验证。

4 消声器台架试验

试验设计依据:标准 GB/T 4579—1995《内燃机排气消声测量方法》、GB 1105《内燃机功率测量方法》和 GB/T 4760—1995《声学消声器测量方法》,主

要参考插入损失的测量和对环境要求,同时对背景噪声进行监测,现场测试环境如图5所示,图6、7分别是发动机转速为4 500和6 000 r/min时的测试结果。

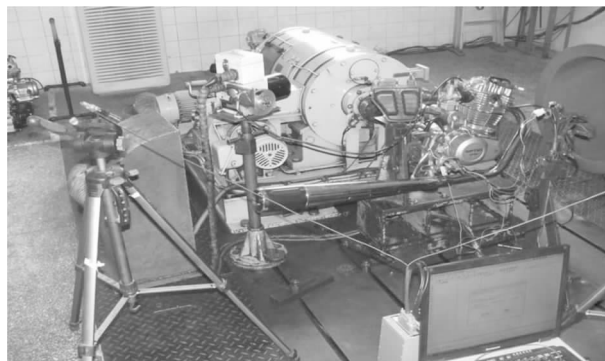
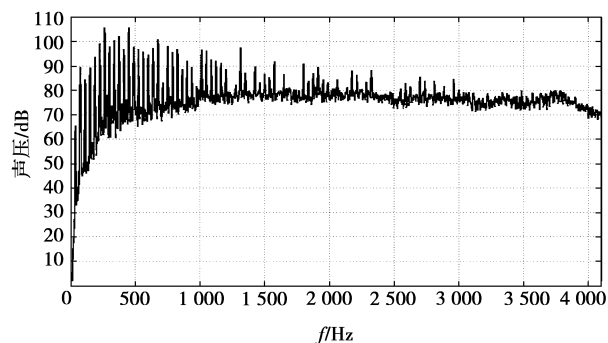
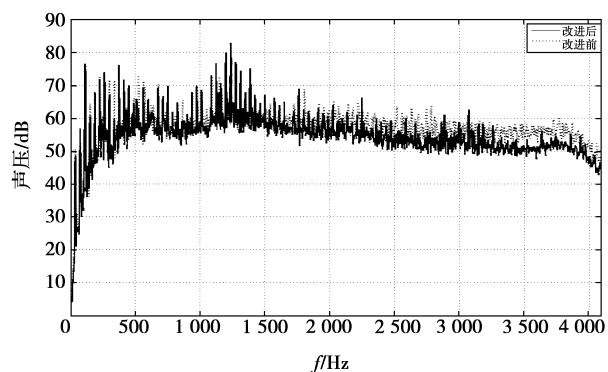


图5 内燃机和消声器台架试验



(a) 4 500 r/min发动机排气频谱

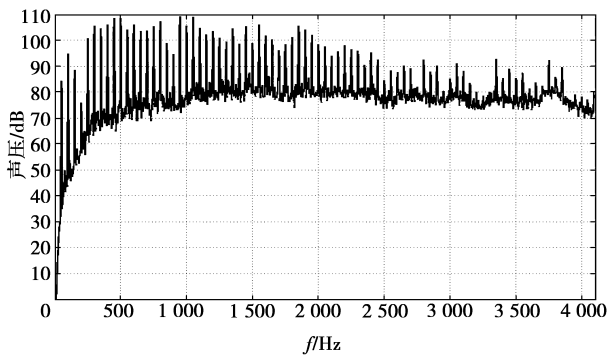


(b) 4 500 r/min排气噪声对比

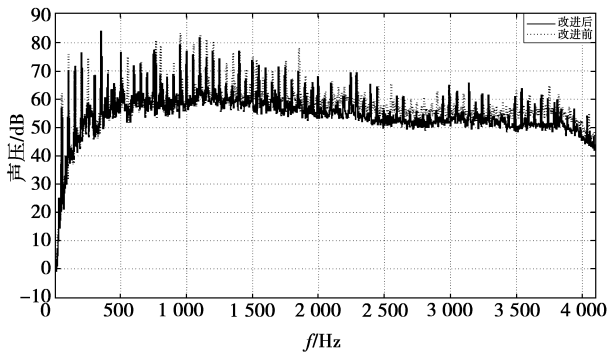
图6 4 500 r/min 排气频谱峰值包络曲线和改进前、后消声器出口处噪声值对比

对比图6和图7实验结果可以发现,改进后消声器在低频段的消声能力与原消声器相比并没有像仿真结果那样变差,这与加载温度有很大影响。从图10的温度场仿真图可以看出,最高排气温度出现在消声器入口处,接近1 000 K,而最低温度在出口处,只有400 K左右,梯度变化很大。由于仿真中没

有考虑温度梯度的影响,而是将整个消声器温度视为 1 000 K 不变,加载温度与后 2 腔气体温度相比偏高,温度偏高会导致传声损失曲线向高频移动^[12],因此低频段仿真结果和试验差异较大。同时实验结果显示在中、高频的消声量有明显的改善,改善值在 2~3 dB,这与仿真结果相吻合。分析低频段没有太大改善的原因,是由摩托车消声器的消声容积决定的,由于摩托车消声器布局、外观等因素的限制,摩托车消声器几何尺寸不能很大,这直接导致消声容积较小,低频段长波长的声波得不到有效的扩散,所以,改善摩托车消声器低频段消声能力有限。



(a) 6 000 r/min 发动机排气频谱



(b) 6 000 r/min 排气噪声对比

图 7 6 000 r/min 排气频谱峰值包络曲线和改进后、后消声器出口处噪声值对比

5 消声器内部流场的数值计算

由于摩托车发动机排出的废气为高速气流,冲击消声器管壁会产生振动辐射噪声,在截面积突变处等还会引起湍流噪声,因此,有必要对消声器内部流场进行分析,以防止产生再生噪声^[13-14]。对消声器内部流场的数值模拟研究,采用 ANSYS CFX 软件完成。图 8、9、10 分别为改进前后消声器的流速场、压力场和温度场的对比分析结果。

从图 8 可以看出,改进前后消声器整体流速比原来要小,体积平均流速相对原消声器没有太大变

化,最高流速有所减小。从图 9 流体压力分布仿真结果可知,改进前后消声器的压力损失分别为 10.05、12.50 kPa。改进后消声器的压力损失有所增加,但是增量不大,基本满足发动机功率损失的要求。

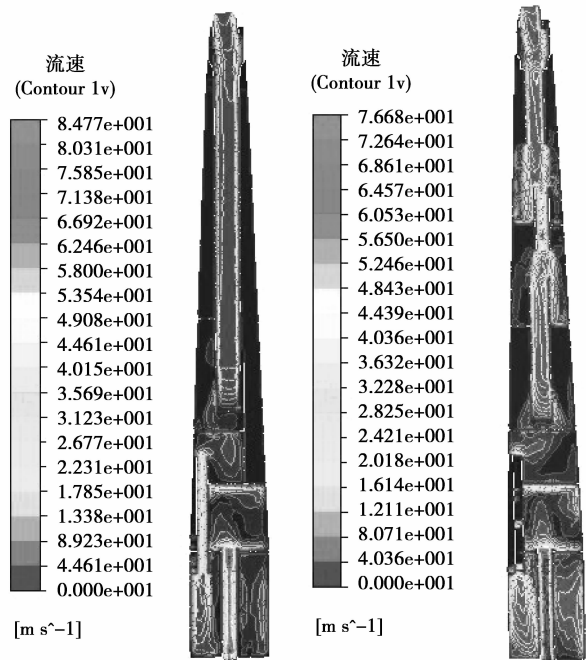


图 8 改进前后消声器 x 面的流体流速矢量图

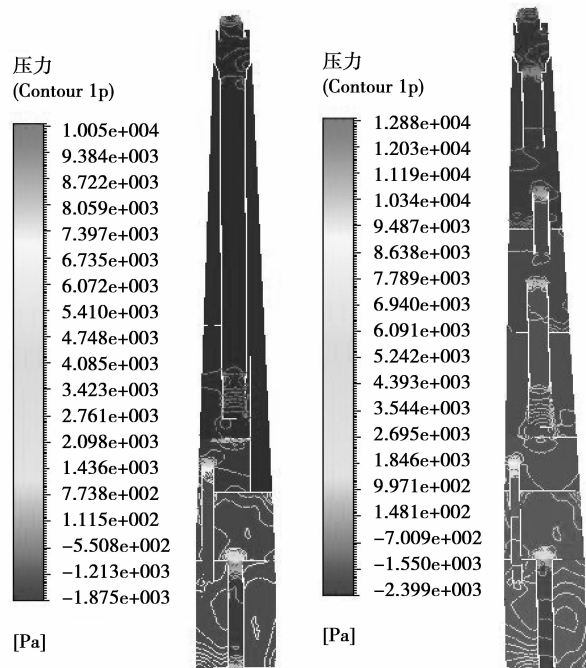


图 9 改进前、后消声器 x 面流体压力等值线图

对比图 10 可知,改进后的消声器温度分布和温度梯度与原结构相比没有太大变化,最高温度位于消声器入口处为 874.4 K,最低温度出现在消声器尾端为 300 K 左右。

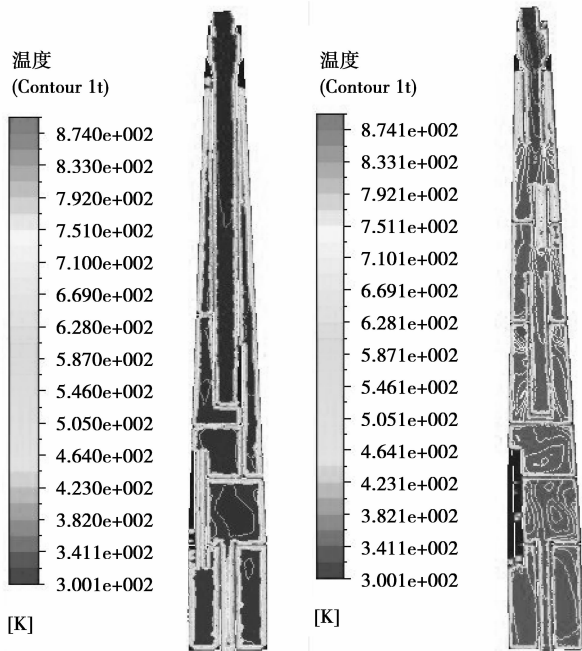


图 10 改进前、后消声器 x 面流体温度等值线图

6 结 论

1)改进设计中收缩扩张结构提高了消声器在中、高频的消声能力,但使发动机的排气背压略有提高,牺牲了少量的最大输出功率,但仍然在许可的范围内。

2)通过对某 244S 排气消声器进行内部声场和流场分析,对消声器内部结构进行改进,改进后消声器的传声损失提高了 2~3 dB,这说明对原消声器结构的改进是有效的。

参考文献:

- [1] 吴正权. 摩托车排气噪声探源及防治[J]. 摩托车技术, 2003(1): 10-15.
WU ZHENG-QUAN. Source tracing and prevention of motorcycle exhaust noise [J]. Motorcycle Technology, 2003(1): 10-15.
- [2] 葛蕴珊,张宏波,宋艳元,等. 汽车排气消声器的三维声学性能分析[J]. 汽车工程,2006, 28(1):51-55.
GE YUN-SHAN, ZHANG HONG-BO, SONG YAN-RONG, et al. An analysis on 3D acoustic performance of automotive exhaust muffler [J]. Automotive Engineering, 2006, 28(1):51-55.
- [3] PANIGRAHI S N, MUNJAI M L. A generalized scheme for analysis of multifarious commercially used mufflers [J]. Applied Acoustics, 2007, 68 (6): 660-681.
- [4] KAGAWA Y, YAMABUCHI T, MORI A. Finite element simulation of an axisymmetric acoustic transmission system with a sound absorbing wall [J]. Journal of Sound and Vibration, 1977, 53 (3): 357-374.
- [5] 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): 112-115.
XU BEI-BEI, JI ZHEN-LIN. Finite element analysis of acoustic attenuation performance of perforated tube silencers [J]. Journal of Vibration Shock, 2009, 28(9): 112-115.
- [6] 陈永新,陈剑,饶建渊. 汽车排气消声器的消声性能研究[J]. 汽车工程,2009, 31(4):381-385.
CHEN YONG-XIN, CHEN JIAN, RAO JIAN-YUAN. A study on the noise attenuation performance of automotive exhaust muffler [J]. Automotive Engineering, 2009, 31(4):381-385.
- [7] SAPSFORD S M, VANESSA C M, AMLEE D R. Exhaust system evaluation and design by non-linear modeling[C]// International Congress and Exhibition, February 3-6, 1992, Detroit, MI, USA. [S. l.]: SAE, 1992: 686-696.
- [8] MEHDIZADEH O Z, PARASCHIVOIU M. A three-dimensional finite element approach for predicting the transmission loss in mufflers and silencers with no mean flow [J]. Applied Acoustics, 2005, 66(8):902-918.
- [9] 董红亮,邓兆祥,来飞. 考虑温度影响的消声器声学性能分析及改进[J]. 振动工程学报,2009, 22(1):70-75.
DONG HONG-LIANG, DENG ZHAO-XIANG, LAI FEI. Analysis and improvement on acoustic performance of muffler with the consideration of temperature [J]. Journal of Vibration Engineering, 2009, 22(1):70-75.
- [10] 郑蕾. 汽车排气消声器声学性能分析及结构改进[D]. 重庆:重庆大学,2009.
- [11] 李增刚. SYSNOISE REV5.6 详解[M]. 北京:国防工业出版社,2005.
- [12] 刘晨,季振林,胡志龙. 高温气流对穿孔管消声器声学性能的影响[J]. 汽车工程, 2008,30(4):330-334.
LIU CHEN, JI ZHEN-LIN, HU ZHI-LONG. The effect of high temperature gas flow on the acoustic attenuation performance of perforated tube mufflers [J]. Automotive Engineering, 2008,30(4):330-334.
- [13] 邓兆祥,赵海军,杨杰,等. 基于 CFD 的半主动排气消声器消声性能研究[J]. 内燃机工程,2009, 30(5): 83-87.
DENG ZHAO-XIANG, ZHAO HAI-JUN, YANG JIE, et al. Research on attenuation performance of a semi-active exhaust muffler based on CFD[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2009, 30(5): 83-87.
- [14] KANG S, CHEN D H. Application of CFD in the investigation of the secondary flow in a high speed centrifugal impeller[J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(6):1054-1060.

(编辑 张 苹)