

车用两腔抗性消声器声学特性分析及结构优化

相龙洋, 左曙光^{*}, 吴旭东, 张 珺, 刘敬芳

(同济大学新能源汽车工程中心, 上海 201804)

摘要: 为了快速准确的研究抗性消声器的声学特性, 该文提出二维解析方法研究两腔抗性消声器的传递损失特性; 并基于阻抗管, 采用双负载法对消声器传递损失进行了测量, 以此对解析方法进行验证。进而基于解析方法, 分析隔板通孔半径、隔板位置对消声器传递损失影响。最后采用遗传算法, 在不增大外部总体尺寸的条件下, 对消声器进行结构优化设计。研究表明, 该文采用的理论计算方法可较准确地计算出消声器传递损失; 两腔消声器比单腔消声器有更好的消声效果; 隔板通孔半径及其位置对传递损失影响明显; 通过对结构参数优化设计, 可以使消声器在目标频带 1 000~3 000 Hz 的平均传递损失由 17.2 提升到 39.5 dB, 获得很好的优化效果。该文建立的二维解析模型可用于计算抗性消声器的传递损失, 为快速优化设计消声器提供了参考。

关键词: 消声器; 声学特性; 优化; 传递损失; 理论分析

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.17.009

中图分类号: TB535.2

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2015)-17-0065-07

相龙洋, 左曙光, 吴旭东, 张 珺, 刘敬芳. 车用两腔抗性消声器声学特性分析及结构优化[J]. 农业工程学报, 2015, 31(17): 65-71. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.17.009 http://www.tcsae.org

Xiang Longyang, Zuo Shuguang, Wu Xudong, Zhang Jun, Liu Jingfang. Acoustic analysis and structural optimization of dual-chamber reactive muffler[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(17): 65-71. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.17.009 http://www.tcsae.org

0 引言

消声器被广泛用于流体机械及汽车进排气的噪声控制^[1-2]。声学性能是消声器的主要性能指标之一。通常采用传递损失来表示消声器的声学性能^[3-6]。理想的消声器是在给定目标频率范围内具有较宽的消声频带和较高消声量^[7-9]。

为改善抗性消声器的声学特性, 有研究指出在消声器内加入隔板的多腔消声器优于单腔消声器。季振林^[10]基于边界元方法研究单腔双腔穿孔管消声器的传递损失特性, 结果表明加入隔板的双膨胀腔提高了中频声学性能。孟晓宏等^[11]采用有限元方法, 研究了隔板位置对两级扩张式消声器声学性能的影响, 结果表明隔板位置对中低频声学性能影响不大, 对高频性能影响较为明显; Lee J W 等^[12]采用基于有限元的拓扑优化方法研究指定频率的声学特性, 发现在抗性消声器的扩张腔内加入隔板可以改善其声学特性。Guo Rong 等^[13]采用传递矩阵法分析了多腔穿孔管消声器的声学特性并进行了结构设计。左曙光等^[14-15]采用传递矩阵法分析了隔板数目对微穿孔管消声器传递损失的影响, 发现隔板数目增加

到 3 个以上时, 传递损失随隔板数目的变化不再明显, 进而分析了均匀流对微穿孔消声器传递损失的影响。Lee J W 等^[16]基于简化的消声器二维模型, 分析了传递损失和压力损失, 并进行了优化, 但是其计算结果缺少试验验证, 而且文中的二维模型有一定局限性, 计算结果与实际结构差距较大。综上, 已有文献对抗性消声器的传递损失计算大多采用数值方法, 建模复杂且计算耗时长。少数学者采用传递矩阵法计算抗性消声器传递损失, 但这种方法只在扩张腔的截止频率以下可靠, 频率较高时计算结果不再准确。也有学者采用简化模型进行分析, 与实际结构差别较大。

本文基于声波在管道内的传播特性, 采用二维解析方法, 计算两腔抗性消声器的传递损失。通过试验测量对解析方法进行验证。基于解析方法分析消声器中结构参数对传递损失的影响。进而以结构参数作为优化变量, 采用遗传算法, 在不增加消声器外部尺寸的基础上对两腔抗性消声器进行优化, 以期获得良好的消声特性, 为消声器的实际工程应用提供参考。

1 两腔抗性消声器传递损失理论建模及试验验证

1.1 传递损失解析计算

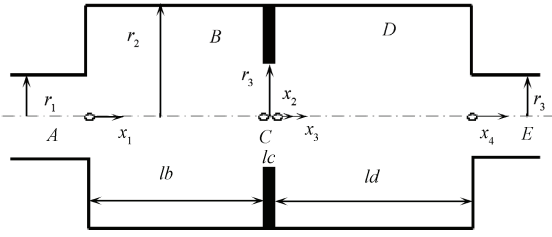
应用二维(轴向和径向)解析法来计算抗性消声器的传递损失^[17]。该方法将消声器分为若干区域, 在不同区域交界处有声压和质点速度连续的边界条件。两腔抗性消声器结构如图 1 所示。该消声器可分为 5 个区域: 进口管 A, 扩张腔 B, 隔板通孔区 C, 扩张腔 D, 出口管 E。

收稿日期: 2015-05-22 修订日期: 2015-08-25

基金项目: 国家重大科学仪器设备开发专项(2012YQ150256)

作者简介: 相龙洋, 男, 博士生, 主要研究方向为汽车噪声与振动控制。上海 同济大学新能源汽车工程中心, 201804。Email: xlongyang10@126.com

*通信作者: 左曙光, 男, 湖南沅江人, 博士, 教授, 博士生导师, 主要研究方向为汽车振动、噪声及系统动力学。上海 同济大学新能源汽车工程中心, 201804。Email: sgzuo@tongji.edu.cn



注: A 为进口管, B 、 D 为扩张腔, C 为隔板穿孔区, E 为出口管。 r_1 为进出口管道半径, mm; r_2 为扩张腔 B 和 D 半径, mm; r_3 为隔板穿孔半径, mm; l_b 和 l_d 分别为扩张腔 B 和 D 的长度, mm; l_c 为隔板厚度, mm; x_1 , x_2 , x_3 , x_4 为各个区域计算轴向声波方程的局部坐标。
Note: A is induction pipe. B and D are expanding cavity. C is baffle hole area. E is outlet pipe. r_1 is radius of inlet/outlet, mm. r_2 is radius of expansion chamber B and D , mm. r_3 is radius of baffle hole, mm. l_b and l_d are lengths of expansion chamber B and D , respectively, mm. l_c is baffle thickness, mm. x_1 , x_2 , x_3 , x_4 are local coordinates of different domains.

图1 两腔抗性消声器结构

Fig.1 Structure of dual-chamber reactive muffler

管道内的声波遵循赫姆霍兹方程^[1]:

$$\begin{cases} \nabla^2 P + k^2 P = 0 \\ k = \omega / c \end{cases} \quad (1)$$

式中: P 为声压, Pa; k 表示波数; ω 为角频率, rad/s; c 为声速, m/s; ∇^2 为拉普拉斯算子。针对 5 个区域分别求解其赫姆霍兹方程, 便可得到相应声压。

1.1.1 入口管和出口管的声传播

对于有刚性壁的圆管, 求解赫姆霍兹方程的解, 可以得到入口管 A 内部的声压:

$$p_A = \sum_{n=0}^{\infty} (A_n^+ e^{-j k_{x,A,n} x_1} + A_n^- e^{j k_{x,A,n} x_1}) \phi_A^n(r) \quad (2)$$

式中: p_A 为区域 A 内声压, Pa; A_n^+ 和 A_n^- 为 A 区域内沿着 x 轴正向和反向传播的声压幅值, Pa; $k_{x,A,n}$ 为 A 区域沿 x 方向轴向波数; n 为轴向声波的阶数; j 为虚数; x_1 为 A 、 B 区域计算轴向声波方程的局部坐标; $\phi_A^n(r)$ 为圆管特征函数; r 为管内半径, m。

对于圆管来说, 其特征函数如式 (3)^[18], 轴向波数和径向波数满足式 (4)。

$$\phi_A^n(r) = J_0(k_{r,A,n} r) \quad (3)$$

$$\begin{cases} k_{r,A,n}^2 + k_{x,A,n}^2 = k_0^2 \\ k_0 = 2\pi f / c \end{cases} \quad (4)$$

式中: J_0 为零阶贝塞尔函数; $k_{r,A,n}$ 为 A 区域中的径向波数; k_0 为在空气中的波数; f 为频率, Hz。

对于刚性壁来说, 有边界条件^[19]满足式 (5), 沿轴向的指点速度可由运动方程得出式 (6)。

$$J_0'(k_{r,A,n} r_1) = J_1(k_{r,A,n} r_1) = 0 \quad (5)$$

$$u_{x,A} = \frac{1}{\rho_0 \omega} \sum_{n=0}^{\infty} k_{x,A,n} (A_n^+ e^{-j k_{x,A,n} x_1} - A_n^- e^{j k_{x,A,n} x_1}) \phi_A^n(r) \quad (6)$$

式中: J_1 为一阶贝塞尔函数, r_1 为进出口管半径, m。根据式 (5) 可以求解出波数 $k_{r,A,n}$, 进而根据式 (4) 求解出轴向波数 $k_{x,A,n}$; $u_{x,A}$ 为区域 A 中的轴向质点速度, m/s; ρ_0 为空气密度, kg/m³。

出口管区域 E 的声压和质点速度与区域 A 类似。只

需要将式 (2)、式 (6) 中的 A 相应改为 E 、 x_1 改为 x_4 (x_4 为 E 区域计算轴向声波方程的局部坐标) 即可。

1.1.2 扩张腔内的声传播

扩张腔区域 B 和 D 也是有刚性壁的圆管, 只是半径与区域 A 、 E 不同。其声压和质点速度与区域 A 类似。

$$p_B = \sum_{n=0}^{\infty} (B_n^+ e^{-j k_{x,B,n} x_2} + B_n^- e^{j k_{x,B,n} x_2}) \phi_B^n(r) \quad (7)$$

$$u_{x,B} = \frac{1}{\rho_0 \omega} \sum_{n=0}^{\infty} k_{x,B,n} (B_n^+ e^{-j k_{x,B,n} x_2} - B_n^- e^{j k_{x,B,n} x_2}) \phi_B^n(r) \quad (8)$$

$$\phi_B^n(r) = J_0(k_{r,B,n} r) \quad (9)$$

同样有刚性壁边界条件:

$$J_1(k_{r,B,n} r_2) = 0 \quad (10)$$

式中: p_B 为区域 B 内声压, Pa; $u_{x,B}$ 为区域 B 中的轴向质点速度, m/s。 B_n^+ 和 B_n^- 为 B 区域内沿着 x 轴正向和反向传播的声压幅值, Pa; $k_{x,B,n}$ 为 B 区域沿 x 方向的轴向波数; $\phi_B^n(r)$ 为圆管的特征函数; $k_{r,B,n}$ 为 B 区域中径向波数; r_2 为扩张腔半径, m。

区域 D 的声压和质点速度与区域 B 类似。只需将式 (7)、式 (8) 中的 B 相应改为 D 、 x_2 改为 x_3 (x_3 为 D 区域计算轴向声波方程的局部坐标) 即可。

1.1.3 隔板穿孔内的声传播

隔板穿孔区域 C 也是有刚性壁的圆管, 其声压和质点速度分别为:

$$p_C = \sum_{n=0}^{\infty} (C_n^+ e^{-j k_{x,C,n} x_2} + C_n^- e^{j k_{x,C,n} x_2}) \phi_C^n(r) \quad (11)$$

$$u_{x,C} = \frac{1}{\rho_0 \omega} \sum_{n=0}^{\infty} k_{x,C,n} (C_n^+ e^{-j k_{x,C,n} x_2} - C_n^- e^{j k_{x,C,n} x_2}) \phi_C^n(r) \quad (12)$$

$$\phi_C^n(r) = J_0(k_{r,C,n} r) \quad (13)$$

同样有刚性壁边界条件:

$$J_1(k_{r,C,n} r_3) = 0 \quad (14)$$

式中: p_C 为区域 C 内声压, Pa; $u_{x,C}$ 为区域 C 中的轴向质点速度, m/s; C_n^+ 和 C_n^- 为 C 区域内沿着 x 轴正向和反向传播的声压幅值, Pa; $k_{x,C,n}$ 为 C 区域沿 x 方向的轴向波数; $\phi_C^n(r)$ 为圆管的特征函数。 $k_{r,C,n}$ 为 C 区域中的径向波数; r_3 为隔板穿孔半径, m; x_2 为 C 区域计算轴向声波方程的局部坐标

1.1.4 消声器传递损失计算

根据不同空气通道的界面处声压和质点速度的连续性条件可以建立方程组。在 A/B 交界处有以下边界条件:

$$p_A |_{x_1=0} = p_B |_{x_2=0}, 0 \leq r \leq r_1 \quad (15)$$

$$u_{x,A} |_{x_1=0} = \begin{cases} u_{x,A} |_{x_1=0}, 0 \leq r \leq r_1 \\ 0, r_1 \leq r \leq r_2 \end{cases} \quad (16)$$

在 B/C 交界处有以下边界条件:

$$p_B |_{x_2=l_b} = p_C |_{x_2=0}, 0 \leq r \leq r_3 \quad (17)$$

$$u_{x,B} |_{x_2=l_b} = \begin{cases} u_{x,C} |_{x_2=0}, 0 \leq r \leq r_3 \\ 0, r_3 \leq r \leq r_2 \end{cases} \quad (18)$$

同样, 在 C/D 交界处和 D/E 交界处有以下边界条件:

$$p_C|_{x_2=lc} = p_D|_{x_3=0}, 0 \leq r \leq r_3 \quad (19)$$

$$u_{x,D}|_{x_3=0} = \begin{cases} u_{x,C}|_{x_2=lc}, 0 \leq r \leq r_3 \\ 0, r_3 \leq r \leq r_2 \end{cases} \quad (20)$$

$$p_D|_{x_3=ld} = p_E|_{x_4=0}, 0 \leq r \leq r_1 \quad (21)$$

$$u_{x,D}|_{x_3=ld} = \begin{cases} u_{x,E}|_{x_4=0}, 0 \leq r \leq r_1 \\ 0, r_1 \leq r \leq r_2 \end{cases} \quad (22)$$

式中: lb 为扩张腔 B 的长度, m; lc 为隔板厚度, m; ld 为扩张腔 D 的长度, m; p_D 为区域 D 内声压, Pa; $u_{x,D}$ 为区域 D 中的轴向质点速度, m/s; p_E 为区域 E 内声压, Pa; $u_{x,E}$ 为区域 E 中的轴向质点速度, m/s。

将各个区域的声压和质点速度表达式代入式 (15) ~ 式 (22) 可得到一个方程组。为求消声器传递损失, 一般做以下假设^[20-21]: 1) 入口管的入射波为平面波, 一般取声压幅值为 1, 即 $A_0^+ = 1, A_n^+ = 0$; 2) 出口端为消声末端, 不存在声波反射, 即 $E_n^- = 0$; 3) 高阶声波在消声器出口管道衰减迅速, 可看作除了平面波 E_0^+ 之外其余高阶声波均为非传播模式。

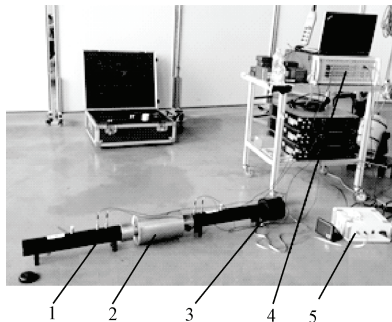
基于以上假设, 可知待求解的未知量为各区域声压的幅值系数 $A_n^+, B_n^+, B_n^-, C_n^+, C_n^-, D_n^+, D_n^-, E_n^+$, 为了求解方程, 通常将无限个系数 n 截取到有限个 N , N 越大精度越高, 对于抗性消声器, $N \geq 5$ 时计算误差可以降低到 0.1% 以下^[22]。为了求解 $8(N+1)$ 个未知数, 需要 $8(N+1)$ 个方程组成的方程组来求解。本文采用文献[23]中的直接积分法来求解方程组。最终可以得到消声器的传递损失为:

$$TL = 20 \lg \left| \frac{p_A^+}{p_E^+} \right| = -20 \lg |E_0^+| \quad (23)$$

式中: TL 为传递损失, dB; p_A^+ 为入口管入射声波声压幅值, Pa; p_E^+ 为出口管入射声波声压幅值, Pa; E_0^+ 为 E 区域内的平面波幅值。

1.2 传递损失理论模型的试验验证

为验证所建立的抗性消声器传递损失理论模型的准确性, 本文加工了消声器实物, 并用阻抗管采用双负载法^[24]对消声器的传递损失进行测量, 如图 2 所示。试验中的阻抗管和声源集成在一起, 为声望公司产品, 型号 SW466-60; PA50 型功率放大器为声望公司产品; SCADAS 型数据采集系统为 LMS 公司生产。



1. 阻抗管 2. 消声器 3. 声源 4. 数据采集系统 5. 功率放大器
1. Impedance tube 2. Muffler 3. Loudspeaker 4. Data acquisition system 5. Power amplifier

图 2 消声器传递损失试验测量设备

Fig.2 Testing devices of muffler transmission loss

消声器的尺寸为进出口管半径 $r_1 = 30$ mm, 扩张腔半径 $r_2 = 75$ mm, 隔板通孔半径 $r_3 = 30$ mm, 扩张腔长度 $lb = ld = 120$ mm, 隔板厚度 $lc = 2$ mm。试验测量得到的消声器传递损失与理论计算得到的传递损失如图 3 所示。

传递矩阵法基于平面波理论, 可以有效计算的频率范围为消声器扩张腔的平面波截止频率以下^[1]。对于本试验用的消声器来说, 传递矩阵法有效计算频率 f_c 如式(24)所示, 将本文消声器参数代入, 为 1 299 Hz。

$$f_c = 1.84 \frac{c}{\pi d_0} \quad (24)$$

式中: f_c 为截止频率, Hz; d_0 为扩张腔直径, m。

而本文中的二维解析模型可以计算更高频率, 由图 3 结果可以看出在 3 000 Hz 以内传递损失理论计算结果与试验测量结果吻合很好, 平均误差为 3%。同时该理论方法与传统的有限元等数值方法相比计算更快。故该方法可用于后续的消声器声学特性分析及结构优化设计。

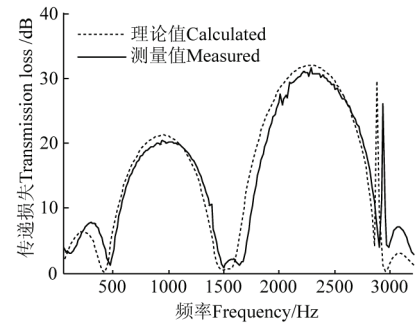


图 3 消声器传递损失理论计算与试验测量对比

Fig.3 Comparison of calculation and measurement of muffler transmission loss

2 两腔抗性消声器传递损失参数影响分析

2.1 两腔消声器与单腔消声器传递损失对比

本文计算了扩张腔总长度相同的单腔和两腔抗性消声器。计算中两腔消声器的尺寸为试验中消声器尺寸, 在 1.2 节中已给出。单腔抗性消声器进出口管半径为 30 mm, 扩张腔半径均为 75 mm, 扩张腔长度为 240 mm。传递损失计算结果如图 4a。由图 4a 可知, 在抗性消声器总尺寸不变的情况下, 加入隔板将单腔消声器分割为两腔可明显改善其声学性能, 拓宽了消声频带、增加了消声量。

2.2 隔板通孔半径对传递损失影响分析

本文计算了隔板通孔半径 r_3 取不同值时抗性消声器的传递损失特性。消声器的基本尺寸参数为试验中消声器尺寸, 在 1.2 节中已给出。扩张腔 B 和 D 长度均为 120 mm。其中的隔板通孔半径 r_3 分别取值 20、25、30、35、40 mm。将 5 个消声器用理论模型计算传递损失, 结果如图 4b 所示。由图 4b 可以看出, 随着消声器隔板通孔半径的增大, 抗性消声器传递损失性能变差, 消声量有所降低。当隔板通孔半径 r_3 与扩张腔半径 r_2 相等时, 两腔消声器变为单腔消声器, 其传递损失如图 4a 所示。

由以上分析可知, 抗性消声器中隔板通孔半径可以

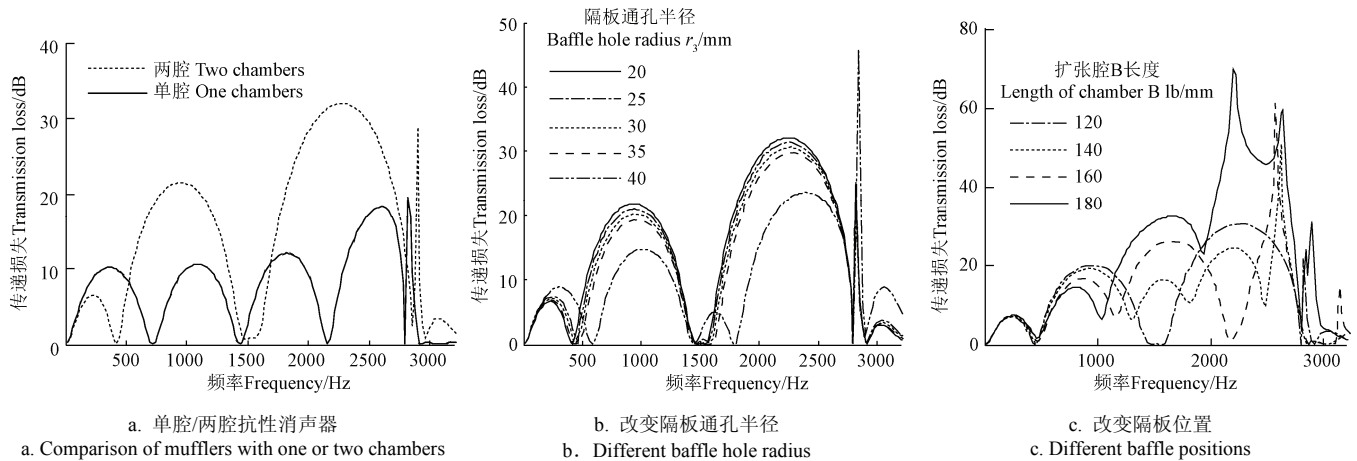
明显改变消声器传递损失,因此在消声器结构设计中可以将此参数作为一个设计变量。

2.3 隔板位置对传递损失影响分析

对于本文研究的两腔抗性消声器,在扩张腔总长度不变得情况下,隔板左右移动时,两腔长度分别增加和减小。通过计算发现,两腔尺寸调换后,消声器总体传递损失不变。如左腔长 80 mm、右腔长 160 mm 的消声器

与左腔长 160 mm、右腔长 80 mm 的消声器传递损失曲线完全一致。因此,在分析隔板位置的影响时,只需要分析隔板由中间位置向一侧移动时传递损失的变化即可。

消声器的基本尺寸参数为试验中消声器尺寸,在 1.2 节中已给出。本文计算了两腔抗性消声器的左腔长度分别为 120、140、160、180 mm 时消声器的总体传递损失,得到的传递损失曲线如图 4c 所示。



注:图 4b、4c 中其他参数见 1.2 节,图 4b 中总扩张腔长度为 240 mm,图 4c 中隔板通孔半径 30 mm。

Note: Other parameters in Fig. 4b and 4c are same as chapter 1.2. Total expansion chamber length in Fig. 4b is 240 mm, and baffle hole radius in Fig. 4c is 30 mm.

图 4 消声器传递损失参数影响分析

Fig.4 Effects of parameters on transmission loss of muffler

由图 4c 可以看出,当两腔抗性消声器的扩张腔总长度不变,隔板位置移动时,消声器总体传递损失会有明显变化。隔板位置不同,消声频带和消声量都明显不同。由此可知,在两腔抗性消声器结构设计中,隔板位置可以作为设计变量。

3 基于遗传算法的抗性消声器结构设计

遗传算法 (genetic algorithm) 是基于达尔文生物进化理论的计算模型,它是模拟由个体组成的群体的整体学习进化过程。其个体表示给定问题的搜索空间中一个解。遗传算法相比于其他优化方法,在搜索过程中不易陷入局部最优,即使定义的适应度函数非连续、不规则时,也可找到全局最优解,适用与多参数问题优化^[25-26]。

3.1 优化目标

选择两腔抗性消声器的某频段的传递损失作为优化目标。本文选取噪声中较难消除的中频噪声 1 000~3 000 Hz 作为降噪目标。以消声器在该频段内的传递损失平均值作为遗传算法的优化目标。目的是使消声器在 1 000~3 000 Hz 的平均传递损失值最大。

$$f(X) = -\frac{1}{f_2 - f_1} \int_{f_1}^{f_2} TL(f) \cdot df \quad (25)$$

式中: $f(X)$ 为优化目标, X 为优化变量; f_1 为分析频率范围下限, Hz; f_2 为分析频率范围上限, Hz。本次优化过程中, $f_1=1\ 000$ Hz, $f_2=3\ 000$ Hz。

3.2 优化变量及约束条件

通过第 2 节的分析可知,两腔抗性消声器中的隔板

位置,隔板通孔半径对消声器传递损失影响明显。此外,消声器进出口管道半径和扩张腔半径也是传递损失的重要影响因素。本文选取的优化变量为进出口半径 r_1 , 扩张腔半径 r_2 , 隔板通孔半径 r_3 , 左腔长度 lb , 右腔长度 ld 。各变量的取值范围如表 1 所示。

表 1 优化变量及其取值范围

Table 1 Optimal variables and their ranges mm		
变量 Variables	下限 Lower limit	上限 Upper limit
进出口管半径 Inlet/outlet radius r_1	20	30
扩张腔半径 Expansion chamber radius r_2	30	75
隔板通孔半径 Baffle hole radius r_3	20	75
扩张腔 B 长度 Length of chamber B lb	20	200
扩张腔 D 长度 Length of chamber D ld	20	200

在优化过程中保证消声器总体外部尺寸不增大,穿孔板通孔半径不大于扩张腔半径,有以下约束条件:

$$\begin{cases} lb + ld \leq 240 \\ r_3 - r_2 \leq 0 \end{cases} \quad (26)$$

3.3 遗传算法优化流程及控制参数

遗传算法优化流程如图 5a 所示。遗传算法首先对优化变量编码,通常采用二进制编码。然后随机产生一代初始种群,对该种群判断是否满足停止条件。若满足条件则停止优化;不满足则计算该种群每个个体的适应值,即目标函数。比较每个个体适应值大小,适应值大的个

体在下一代被选择复制的概率高。同时也会在个体之间进行交叉变异，达到产生新种群的目的。循环此过程，一直到优化代数达到设置的最大值或者每一代适应值不再变化，优化过程停止。优化过程中，设置种群大小为 100，代数为 200，交叉概率为 0.8，变异概率为 0.01，容差为 10^{-6} ，即适应值函数值在不同代数之间变化量小于 10^{-6} 时或迭代代数达到 200 代时，优化过程停止。

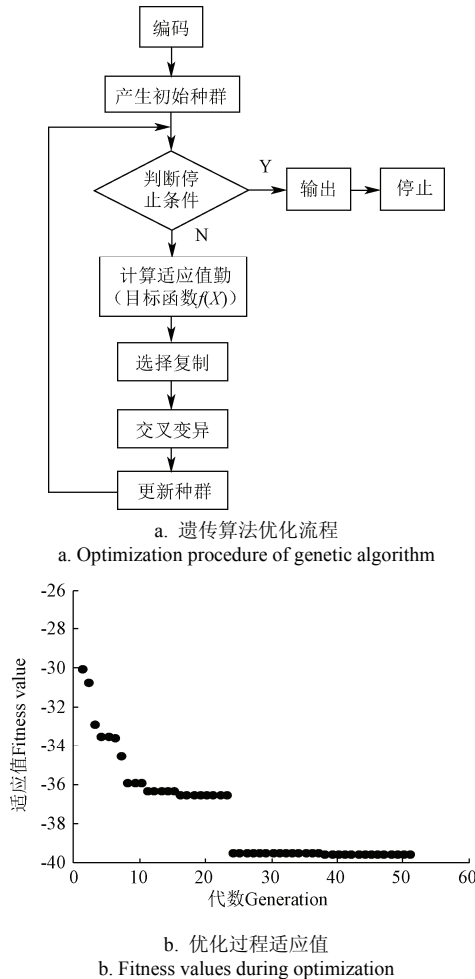


图 5 遗传算法优化流程及其适应值变化过程
Fig.5 Optimization procedure of genetic algorithm and fitness values during optimization

3.4 优化结果

在优化过程中各代的最优适应值变化过程如图 5b 所示。由图 5b 可以看到，适应值在第 51 代时其变化量小于算法容差，优化过程停止，完成优化。通过遗传算法优化，得到两腔抗性消声器各优化变量的最优取值。

优化前试验用消声器与优化后消声器的各变量值如表 2 所示。通过观察参数可以发现，消声器外部尺寸即两腔长度之和以及扩张腔半径比试验用消声器相应值略有减小。优化后，进出口管半径和隔板通孔半径值比原来减小，接近于表 1 中设置的取值下限。这也验证了 2.2 节分析得到的结论。对应的传递损失曲线如图 6 所示。对比发现，优化后消声器传递损失比优化前有了大幅度改善，在 1 000 ~3 000 Hz 频带内消声量增幅很大。优化前消声器在该频带内的平均传递损失为 17.2 dB，优化后

的平均传递损失为 39.5 dB，性能提升了 130%，获得了很好的优化效果。

表 2 优化前后试验用消声器变量取值对比
Table 2 Contrast of muffler variables in experiment before and after optimization

变量 Variables	优化前 Original	优化后 Optimized
进出口管半径 Inlet/outlet radius r_1	30	20
扩张腔半径 Expansion chamber radius r_2	75	67.8
隔板通孔半径 Baffle hole radius r_3	30	21.9
扩张腔 B 长度 Length of chamber B lb	120	57.1
扩张腔 D 长度 Length of chamber D ld	120	161.4

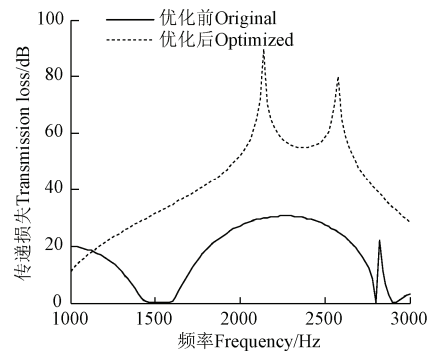


图 6 优化前后消声器传递损失对比
Fig.6 Comparison of transmission loss between original and optimized muffler

4 结论

1) 本文建立了两腔抗性消声器传递损失理论模型，该模型突破了传递矩阵法截止频率的限制，可以分析较高频率范围，通过试验数据对比，平均误差为 3%，验证了该模型的准确性。

2) 抗性消声器总尺寸不变时，在扩张腔内部加入隔板构成的两腔消声器，相比单腔消声器，消声效果更好，消声频带和消声量都有较大提高。两腔抗性消声器隔板通孔半径及其位置对消声器传递损失影响较大。随着隔板通孔半径增大，消声器传递损失性能下降。

3) 通过遗传算法对两腔抗性消声器进行结构优化设计。与试验用消声器相比，在不增大消声器总体外部尺寸的条件下，优化后的消声器与原消声器相比，消声特性得到大幅度改善。在目标频带 1 000 ~3 000 Hz 内，平均传递损失由 17.2 提升到 39.5 dB。

[参 考 文 献]

[1] Munjal M L. Acoustics of Ducts and Mufflers[M]. John Wiley & Sons, 2014: 321—369.
[2] Siano D, Bozza F, Auriemma F. Acoustic and fluid-dynamic optimization of an automotive muffler[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2013, 227(5): 735—747.

- [3] Sullivan J W, Crocker M J. Analysis of concentric-tube resonators having unpartitioned cavities[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1978, 64(1): 207—215.
- [4] Xiang Longyang, Zuo Shuguang, Zhang Menghao, et al. Study of micro-perforated tube mufflers with adjustable transmission loss[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2013, 134(5): 4217.
- [5] 张孟浩, 左曙光, 相龙洋, 等. 双层微穿孔管消声器传声损失理论计算与分析[J]. *中南大学学报: 自然科学版*, 2015, 46(2): 505—511.
Zhang Menghao, Zuo Shuguang, Xiang Longyang, et al. Transmission loss theoretical calculation and analysis of double-layer micro-perforated muffler[J]. *Journal of Central South University: Science and Technology*, 2015, 46(2): 505—511. (in Chinese with English abstract)
- [6] 左曙光, 龙国, 吴旭东, 等. 考虑微穿孔管消声器结构参数的共振频率预估模型[J]. *振动与冲击*, 2015, 34(10): 173—178.
Zuo Shuguang, Long Guo, Wu Xudong, et al. Resonant frequency predicting model for a micro-perforated tube muffler considering its structural parameters[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2015, 34(10): 173—178. (in Chinese with English abstract)
- [7] Antebas A G, Denia F D, Pedrosa A M, et al. A finite element approach for the acoustic modeling of perforated dissipative mufflers with non-homogeneous properties[J]. *Mathematical and Computer Modelling*, 2013, 57(7/8): 1970—1978.
- [8] Piscaglia, F, Montorfano A, Onorati A. Development of a non-reflecting boundary condition for multidimensional nonlinear duct acoustic computation[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2013, 332(4): 922—935.
- [9] Ramya E, Munjal M L. Improved tuning of the extended concentric tube resonator for wide-band transmission loss[J]. *Noise Control Engineering Journal*, 2014, 62(4): 252—263.
- [10] 季振林. 直通穿孔管消声器声学性能计算及分析[J]. *哈尔滨工程大学学报*, 2005, 26(3): 302—306.
Ji Zhenlin. Acoustic attenuation performance calculation and analysis of straight-through perforated tube silencers[J]. *Journal of Harbin Engineering University*, 2005, 26(3): 302—306. (in Chinese with English abstract)
- [11] 孟晓宏, 金涛. 复杂结构消声器消声特性的数值分析及结构优化[J]. *振动工程学报*, 2007, 20(1): 97—100.
Meng Xiaohong, Jin Tao. Numerical analysis of acoustic characteristic of muffler with complicated structure and structural optimization[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2007, 20(1): 97—100. (in Chinese with English abstract)
- [12] Lee J W, Kim Y Y. Topology optimization of muffler internal partitions for improving acoustical attenuation performance[J]. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 2009, 80(4): 455—477.
- [13] Guo Rong, Zhu Weiwei. Acoustic attenuation performance of a perforated resonator with a multi-chamber and its optimal design[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2014, 228(9): 1051—1060.
- [14] 左曙光, 龙国, 吴旭东, 等. 隔板对汽车微穿孔管消声器声学特性的影响[J]. *农业工程学报*, 2014, 30(11): 53—60.
Zuo Shuguang, Long Guo, Wu Xudong, et al. Effects of baffle on acoustic attenuation performance of micro-perforated tube muffler[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2014, 30(11): 53—60. (in Chinese with English abstract)
- [15] 左曙光, 张珺, 吴旭东, 等. 均匀切向流下汽车微穿孔管消声器声学性能分析[J]. *农业工程学报*, 2015, 31(13): 60—67.
Zuo Shuguang, Zhang Jun, Wu Xudong, et al. Acoustic performance analysis of micro-perforated muffler in vehicle with uniform grazing flow[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2015, 31(13): 60—67. (in Chinese with English abstract)
- [16] Lee J W, Gang-Won Jang. Topology design of reactive mufflers for enhancing their acoustic attenuation performance and flow characteristics simultaneously[J]. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 2012, 91: 552—570.
- [17] Selamet A, Xu M B, Lee I J. Analytical approach for sound attenuation in perforated dissipative silencers[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2004, 115(5): 2091—2099.
- [18] Kirby R. Analytic mode matching for a circular dissipative silencer containing mean flow and a perforated pipe[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2007, 122(6): 3471—3482.
- [19] Kirby R. Simplified techniques for predicting the transmission loss of a circular dissipative silencer[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2001, 243(3): 403—426.
- [20] Selamet A, Xu M B, Lee I J. Analytical approach for sound attenuation in perforated dissipative silencers with inlet/outlet extensions[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2005, 117(4): 2078—2089.
- [21] 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(4/5): 1000—1017.
- [22] Sharkawy A E, Nayfeh A H. Effect of an expansion chamber on the propagation of sound in circular ducts[J]. *The Journal of Acoustical Society of America*, 1978, 63(3): 667—674.
- [23] 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: 1000—1017.
- [24] Tao Z, Seybert A F. A review of current techniques for measuring muffler transmission loss[C]//SAE 2003 Noise & Vibration Conference and Exhibition(Grand Traverse, MI), <http://www.sae.org/technical/papers/2003-01-1653> (2003).
- [25] Chiu M C. Optimization of hybrid mufflers on broadband frequencies using the genetic algorithm[J]. *Archives of Acoustics*, 2011, 36(4): 795—822.
- [26] Chiu M C, Chang Y C. Shape optimization of multi-chamber side inlet/outlet mufflers hybridized with multiple perforated intruding tubes using a genetic algorithm[J]. *Journal of Marine Science and Technology*, 2013, 21(3): 238—249.

Acoustic analysis and structural optimization of dual-chamber reactive muffler

Xiang Longyang, Zuo Shuguang^{*}, Wu Xudong, Zhang Jun, Liu Jingfang
(Clean Energy Automotive Engineering Center, Tongji University, Shanghai, 201804, China)

Abstract: The existing studies of the acoustic performance of reactive mufflers are mainly based on the numerical method or the transfer matrix method. But the numerical methods like the finite element method or the boundary element method mean plenty of time needed, and the transfer matrix method is only useful below the cutoff frequency of the expansion chamber. This paper use two-dimensional analytical method to study the acoustic behaviors of dual-chamber reactive muffler. This method is based on the sound wave equations in the muffler. Firstly the sound pressure and particle velocity in the air domains of the dual-chamber reactive muffler are expressed according to the Helmholtz equation, in which there are some unknown variables to be solved. Secondly the expressions are used to construct an equation set according to the boundary conditions at the interfaces of different domains of the muffler. The conditions are that the sound pressure and particle velocity are continuous at the interfaces. That means the sound pressures expressed in adjacent domains are equal at the interface, which is the same way for the particle velocity. At last the amplitudes of the sound pressure of all domains are solved according to the equation set. Then the transmission loss can be calculated based on the sound pressure amplitudes of the inlet and outlet of the muffler. A dual-chamber reactive muffler is manufactured for the experiment. The transmission loss of the muffler was measured by the two-load method. The impedance tube is used for the experiment. The result shows that the calculated transmission loss agrees well with the measured one below 3 000 Hz. On the contrary, the transfer matrix method is accurate only below 1 299 Hz for this muffler. This means the two-dimensional analytical model is effective for the analysis and design of dual-chamber reactive muffler. Then the effects of several parameters on the transmission loss of the dual-chamber reactive muffler are analyzed. The analysis shows that the dual-chamber reactive muffler performs better than the one-chamber reactive muffler with the same outer dimensions. The muffler with two chambers attenuates much more noise on a wider frequency band than that with only one chamber. It also shows that the clapboard hole radius and its position in the baffle have an obvious influence on the acoustic behavior of the dual-chamber reactive muffler. As the radius of the clapboard hole increases, the acoustic behavior becomes worse. Then the paper uses the genetic algorithm for the optimal design of the dual-chamber reactive muffler. The variables of the optimization include the clapboard radius, the radii of inlet/outlet and expansion chambers and the lengths of the expansion chambers. The denoising objective is the noise between 1 000 and 3 000 Hz. The constraint condition is that the outer dimension of the muffler could not become larger. The optimization leads to a wonderful result. After optimization, the average value of transmission loss between 1 000 and 3 000 Hz increases from 17.2 to 39.5 dB, with a growth of 130%. The study in this paper demonstrates that the proposed theoretical model of dual-chamber reactive muffler can be used for the analysis and design of the muffler effectively and efficiently, which is really helpful in the industrial application.

Key words: mufflers; acoustic properties; optimization; transmission loss; theoretical analysis