

DOI: 10.3901/JME.2015.15.104

基于三维分析法的椭圆形多级复合式消声器 消声性能*

陈长征 白晓天 于慎波
(沈阳工业大学机械工程学院 沈阳 110870)

摘要: 针对现阶段椭圆形消声器应用较广泛,而基于圆柱坐标系的传统二维分析法无法准确模拟椭圆形消声器声学特性的问题,引入椭圆柱坐标系推导出适用于椭圆形消声器的三维分析法,并基于三维分析法对消声器声学性能进行了理论推导。在理论推导的基础上,进行试验与算例分析验证三维分析法的准确性,将二维分析法和三维分析法的计算结果与试验结果进行对比,并解释了两种方法误差产生的原因。对比结果表明,相比于二维分析法,三维分析法的理论模型更适用于椭圆形消声器,能够在全频率段内对消声器内声场分布进行较准确的计算,同时证明了多级消声器的消声效果要明显好于单级消声器,为将来消声器的选型计算以及参数优化提供了理论基础,并为未来消声器发展提供了一种优化方向。

关键词: 三维分析法; 椭圆形消声器; 多级消声器; 消声性能

中图分类号: TB53

Acoustic Attenuation Performance of Elliptical Multiply Combined Muffler Based on 3D Analysis Method

CHEN Changzheng BAI Xiaotian YU Shenbo
(School of Mechanical Engineering, Shenyang University of Technology, Shenyang 110870)

Abstract: Nowadays the elliptic mufflers are more widely used in the automotive industry. A 3D analysis method, aiming at solving the problem that the traditional 2D analysis method based on cylindrical coordinates cannot make an accurate simulation for the acoustic characteristics of elliptic mufflers, is reached with the importing of elliptical cylindrical coordinates, and then the theoretical derivation is made based on the 3D analysis method. An experiment with example analysis is conducted based on the theory derivation, the computation results of 2D and 3D analysis method are compared with the experimental results, and the deviation of two methods are analyzed. The comparison results show that compared with 2D analysis method, the 3D analysis method builds a more suitable model for the analysis of elliptical muffler, and is more capable of making an accurate calculation for the acoustic field inside the muffler in the whole frequency range, and the multiply combined muffler shows a better acoustic attenuation performance than the single cavity one, thus providing not only the theory basis for the selection and calculation of mufflers, but also a direction of optimization for the development of mufflers.

Key words: 3D analysis method; elliptical muffler; multiply combined muffler; acoustic attenuation performance

0 前言

随着人们对汽车振动噪声粗糙度(Noise vibration harshness, NVH)性能的重视程度日益提高,作为汽车噪声中的重要组成部分,排气噪声问题引起了更多人的注意,消声器的性能从某种角度上决定着汽车的NVH特性,也决定着汽车的品位^[1-3]。对于消声器的研究主要有一维平面波理论,二维分析法和

有限元边界元法^[4-7]等。一维平面波理论主要用于形状简单的消声器的基础研究,但该方法显然无法准确模拟消声器中声波的高阶量引起的声场变化,在计算消声器的传递损失时中高频段偏差较大。在对于其余方法的相关研究中,文献[8]基于二维分析法对消声器的传递特性进行了研究,二维分析法能够较好地消声器内部的声场变化作近似计算,且计算方便、快捷,但由于其二维的局限性,在模拟计算当前广泛应用的截面为椭圆形的消声器的传递损失时误差难以满足要求,无法对椭圆形消声器进行准确模拟;文献[9]比较了多种形状下的消声器的声

* 国家自然科学基金资助项目(51175350)。20141020收到初稿,20150401收到修改稿

学特性, 比较了阻抗复合式消声器与普通消声器的性能, 提出了消声器结构的优化设计, 但分析对象仅为单级消声器, 没有对多级消声器进行研究。由于汽车排气噪声的宽频带特性, 采用结构简单的单腔消声器难以满足在各频带都有高吸声量的要求, 因此开发多级的复合式消声器势必成为未来消声器的发展方向; 文献[10]基于有限元边界元法对消声器内部各参数进行了优化选取, 有限元边界元法计算精度高, 能准确模拟工况, 但该方法计算量大, 计算过程复杂, 改变消声器中一个参数就需要重新进行庞大的计算, 因此实用性较差。

本文将分析法的运算快、算法简单、便于改变结构参数的优点融入三维的实际工况中, 推导得出了三维分析法对多腔复合式消声器的消声性能进行细致研究。本文引入椭圆柱坐标系, 对椭圆形声腔内的声场分布进行了理论计算。在理论推导的基础上, 进行算例分析与试验研究, 通过对比理论与计算结果验证三维分析法的有效性和准确性。理论推导和试验结果证明, 该方法计算结果在全频域内与试验结果吻合较好, 可用于计算椭圆形多级消声器的声学性能。

1 椭圆形消声器建模与声学特性理论推导

本文选取结构较简单的单管椭圆形消声器为研究对象, 多级复合式消声器的一个腔的外形及内部结构如图 1 所示。

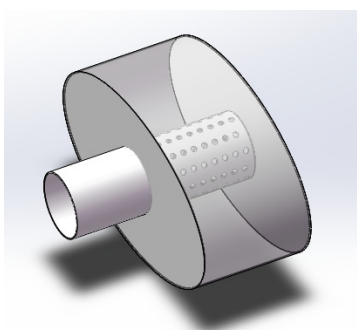


图 1 椭圆形消声器单级外形图

将该结构简化以便进行声场求解, 得到简化后消声器结构如图 2 所示。建立平面直角坐标系, 消声器轴向方向设为 x 向, 长半轴方向设为 y , 短半轴方向设为 z 。单腔长度为 l , 消声器入口与出口管径均为 r 且在 l 长度上无变径, 在消声腔内部穿孔管外填有吸声材料, 消声器短半轴长度为 D_1 , 长半轴长度为 D_2 , 消声器左端设为入射端(I 端), 右侧设为出口端(O 端)。

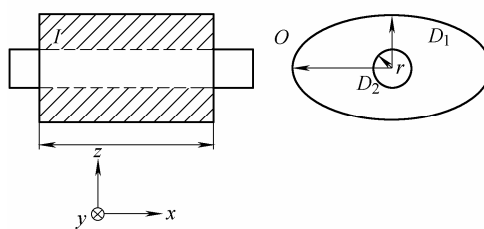


图 2 椭圆形消声器内部结构简图

假设消声器内部空气为无吸收衰减、无黏性、无热传导的理想流体, 并对消声器入射声波作线性假设, 由赫姆霍兹方程可得消声器入口端(I 端)入射声压表达式为:

$$p_1 = A \exp(-jk \cdot r) + B \exp(jk \cdot r) \quad (1)$$

式中 r ——声波传递方向矢量;

A, B ——实数, 分别为正向与反向传递的声波分量。

为方便求解, 可令

$$r = ax + by + cz \quad (2)$$

式中 x, y, z —— x, y, z 轴方向的单位矢量;

a, b, c ——任意实数。

则入口端(I 端)朝向出口端(O 端)方向的声压分量可表示为

$$p_{1O} = A \exp(-j(k_x x + k_y y + k_z z)) \quad (3)$$

质点振动速度为

$$u_{1O} = \frac{A \exp(-j(k_x x + k_y y + k_z z))}{\rho_0 c_0} \quad (4)$$

式中 k_x, k_y, k_z —— x, y, z 方向的波数。

$$\begin{aligned} k_x &= k \cdot \frac{a}{\sqrt{a^2 + b^2 + c^2}} \cdot \frac{c_0}{c_0 + U} \\ k_y &= k \cdot \frac{b}{\sqrt{a^2 + b^2 + c^2}} \\ k_z &= k \cdot \frac{c}{\sqrt{a^2 + b^2 + c^2}} \end{aligned} \quad (5)$$

式中 c_0 ——空气中声速;

U ——消声器中 x 方向气流流速;

k ——忽略流速影响时空气中声波波数;

$$k = \frac{\omega}{c_0}。$$

2 基于椭圆柱坐标系的腔内声波传播规律推导

2.1 腔内传播规律推导

如图 2 所示, 声波在由入口端传入后, 传播规

律可分两部分讨论,即在圆形穿孔管内部与穿孔管外部空腔吸声材料中。在穿孔管内部,声波传播介质仅为空气,可得圆柱坐标系 $\rho\phi x$ 下的拉普拉斯算子为

$$\nabla^2 = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial \rho} \left(\rho \frac{\partial}{\partial \rho} \right) + \frac{1}{\rho^2} \frac{\partial^2}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \quad (6)$$

代入赫姆霍兹方程,通过分离常数可解得

$$\begin{pmatrix} p_x(\rho, x) \\ p_\rho(\rho, x) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} P_x^+ \exp(-jk_x x) \\ \sum_m (A_m \cos m\phi + B_m \sin m\phi) J_m(k_\rho \rho) \end{pmatrix} \quad (7)$$

由此取得管内声压解为

$$p_{in} = \left(\sum_m A_m J_m(k_\rho \rho) \cos m\phi + \sum_m B_m J_m(k_\rho \rho) \sin m\phi \right) \exp(j(\omega t - k_x x)) \quad (8)$$

对应的径向速度

$$v_{in} = \sum_m v_{rm} = \sum_m A_m \frac{jk_r}{\rho_0 \omega} \left(\frac{dJ_m(k_\rho \rho)}{d(k_\rho \rho)} \right) \times (\cos m\phi + \sin m\phi) \exp(j(\omega t - k_x x)) \quad (9)$$

式中 J_m —— m 阶贝塞尔函数;

k_ρ —— 径向波数;

$$k_\rho = \sqrt{k^2 - k_x^2}。$$

设穿孔管外消声器内的空腔中填满吸声材料,且材料均匀,即各向吸声系数与声阻抗均相同,为计算方便引入椭圆柱坐标系,其拉普拉斯算子为

$$\nabla^2 = \frac{1}{a^2 (\sinh^2 \mu + \sin^2 \nu)} \cdot \left(\frac{\partial^2}{\partial \mu^2} + \frac{\partial^2}{\partial \nu^2} \right) + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \quad (10)$$

代入赫姆霍兹方程,将消声器内部声场转化为圆柱形声源在椭圆柱声腔内的散射问题,分离变量得到下列方程

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 p_x(\mu, \nu, x)}{\partial x^2} + \hat{k}_x^2 p_x(\mu, \nu, x) = 0 \\ \frac{1}{a^2 (\sinh^2 \mu + \sin^2 \nu)} \left(\frac{\partial^2 p_{\mu, \nu}(\mu, \nu, x)}{\partial \mu^2} + \frac{\partial^2 p_{\mu, \nu}(\mu, \nu, x)}{\partial \nu^2} \right) + \hat{k}_\mu^2 p_{\mu, \nu}(\mu, \nu, x) = 0 \end{cases} \quad (11)$$

式中 \hat{k}_μ 、 \hat{k}_x —— 吸声材料中两向波数,满足

$$\hat{k}_\mu^2 + \hat{k}_x^2 = \hat{k}^2;$$

\hat{k} —— 吸声材料中声波波数。

可由式(12)求得

$$\hat{k}(\omega) = \omega \sqrt{\frac{\rho(\omega)}{K(\omega)}} \quad (12)$$

式中 $\rho(\omega)$ —— 吸声材料内空气密度;

$K(\omega)$ —— 吸声材料体积模量。

则有式(13)、(14)^[11]

$$\rho(\omega) = 1.2 + \sqrt{\frac{-0.145 \ 6\pi^2 \sigma^2}{\rho_0^2 \omega^2} - \frac{j0.228 \ 8\pi \sigma}{\rho_0 \omega}} \quad (13)$$

$$K(\omega) = 101 \ 320 \frac{j29.64 + \sqrt{\frac{11.28\pi^2 \sigma^2}{\rho_0^2 \omega^2} + \frac{j49.8\pi \sigma}{\rho_0 \omega}}}{j21.17 + \sqrt{\frac{11.28\pi^2 \sigma^2}{\rho_0^2 \omega^2} + \frac{j49.8\pi \sigma}{\rho_0 \omega}}} \quad (14)$$

式中 σ —— 吸声材料流阻率。

由式(10)求得椭圆柱坐标系下椭圆腔中声压表达式为^[12]

$$p(\mu, \nu, x) = \sum_{m=0}^{\infty} C e_m(\mu, q) \cdot c e_m(\nu, q) \left(C_m^I \exp(-j\hat{k}_x x) + C_m^2 \exp(j\hat{k}_x x) \right) + \sum_{m=1}^{\infty} S e_m(\mu, q) \cdot s e_m(\nu, q) \times \left(S_m^I \exp(-j\hat{k}_x x) + S_m^2 \exp(j\hat{k}_x x) \right) \quad (15)$$

式中 $C e_m(\mu, q)$ —— m 阶径向马丢偶函数;

$c e_m(\nu, q)$ —— m 阶角向马丢偶函数;

$S e_m(\mu, q)$ —— m 阶径向马丢奇函数;

$s e_m(\nu, q)$ —— m 阶角向马丢奇函数;

q —— 吸声材料内横向波数;

$$q = \frac{a^2}{4} \cdot \hat{k}_\mu^2。$$

2.2 边界条件讨论

根据声压连续性条件,有

$$p^+ = p^- - \rho_0 c_0 \xi_p V^- \quad (16)$$

式中 p^+ —— 穿孔管外部边界声压值;

p^- —— 穿孔管内部边界声压值;

ξ_p —— 穿孔管阻抗;

V^- —— 穿孔管内部质点振动速度。

$$\xi_p = \frac{(R + jk(t_\omega + \alpha d_h))}{\Phi} \\ V^- = -\frac{1}{\rho_0} \int \frac{\partial p}{\partial r} dt \\ R = \frac{\sqrt{8\rho_0 \zeta \omega \left(1 + \frac{t_\omega}{d_h} \right)}}{\rho_0 c_0} \quad (17)$$

式中 Φ ——穿孔管的穿孔率;

ζ ——动力黏度系数;

t_w ——穿孔管厚度;

d_h ——孔径;

R ——单个孔的特性声阻;

α ——单孔厚度修正系数。

α 可以表示为^[13]

$$\alpha = \frac{4}{\pi^2 \sqrt{\xi \eta}} \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \varepsilon_{mn} \frac{J_1^2 \left(\pi \sqrt{(m\xi)^2 + (n\eta)^2} \right)}{\left(\frac{m^2 h}{b} + \frac{n^2 b}{h} \right)^{\frac{3}{2}}} \quad (18)$$

式中 b, h ——相邻两孔在两个方向上的距离;

J_1 ——一阶第一类贝塞尔函数。

$\xi = \frac{d_h}{b}$, $\eta = \frac{d_h}{h}$, 当且仅当 $m \neq 0$ 且 $n \neq 0$ 时

$\varepsilon_{mn} = 1$, 其余情况 $\varepsilon_{mn} = \frac{1}{2}$ 。

对消声器外壳做刚性壁面假设, 即

$v|_{\mu=\mu_L} = 0 \left(\mu_L = \cosh^{-1} \frac{1}{e} \right)$, e 为椭圆偏心率, 且在消声器外壳内面上, 有

$$\begin{cases} \left. \frac{dC e_m(\mu, q)}{d\mu} \right|_{\mu=\mu_L} = 0 \\ \left. \frac{dS e_m(\mu, q)}{d\mu} \right|_{\mu=\mu_L} = 0 \end{cases} \quad (19)$$

值得一提的是, 在计算多级消声器内部声场时, 将两级消声器之间隔板视为刚性壁面会导致计算结果与实际情况误差较大。这是由于隔板材料较薄, 声波传递到隔板时势必会产生一部分的透声, 设隔板的声压透射系数为 τ , 则下一级消声器的入射声波初始条件为

$$p_2|_{x=L} = \begin{cases} p_1(\rho, \phi, x)|_{x=L} & \rho < r \\ \tau p_1(\mu, \nu, x)|_{x=L} & \mu > \cosh^{-1} \frac{r}{a} \end{cases} \quad (20)$$

式中 p_1 ——第一级消声器中声压;

p_2 ——第二级消声器中声压。

式(20)表明在进行下一级消声器的内部声场计算时, 初始条件应由上一级消声器的末端条件决定。

由于消声器的出口直接接着大气, 声音通过出口直接传播到大气中, 需要对消声器出口处作无反射假设, 定义消声器出口处边界阻抗 $Z_o = \rho_0 c_0$ 。根据式(8)及式(11)~(20), 在对消声器入射声波做线性声波假设的前提下, 可得到消声器的传递损失为

$$T = 20 \lg \left(\sqrt{\frac{A_i}{A_o}} \cdot \left| \frac{p_1(\rho, \phi, x)|_{x=0}}{p_n(\rho, \phi, x)|_{x=L_n}} \right| \right) \quad (21)$$

式中 $p_n(\rho, \phi, x)|_{x=L_n}$ ——最后一消声器出口端声压;

A_i ——进口通流面积;

A_o ——出口通流面积。

3 算例及分析

3.1 算例与试验验证方案

以椭圆形截面消声器为考虑对象, 消声器为单腔, $D_1 = 125 \text{ mm}$, $D_2 = 175 \text{ mm}$, $l = 400 \text{ mm}$, 穿孔管内径为通长 $r = 35 \text{ mm}$, 穿孔管壁厚 $t_w = 0.7 \text{ mm}$, 穿孔率 $\Phi = 8\%$, 孔径 $d_h = 4 \text{ mm}$, 吸声材料流阻率为 $15\,000 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^4$, 空气密度取 $1.225 \text{ kg}/\text{m}^3$, 空气中声速为 340 m/s , 传递损失测量原理简图如图 3 所示。为比较二维分析法与三维分析法的准确程度, 将测量结果分别与二维分析法和三维分析法的计算结果对比, 之后将消声器由单腔换为双腔, 以比较单腔与双腔消声器的消声性能。

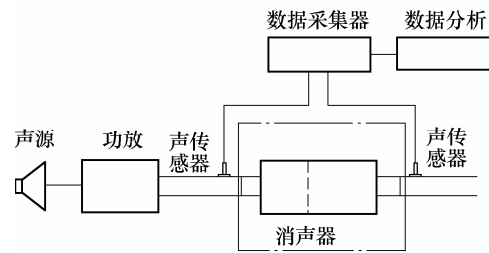


图 3 传递损失测量示意图

3.2 算例与试验结果分析

图 4 所示为采用二维分析法与三维分析法的消声器传递损失计算结果与测量结果对比情况, 图中虚线所示为传递损失测量结果, 实线为三维分析法计算结果, 点画线为二维分析法计算结果。这里定义二维分析法计算半径 $r = D_1 = 125 \text{ mm}$ 。由于二维分析法只有一个径向参数, 因此其计算结果为半径为 D_1 的圆柱形消声器的传递损失, 由于圆柱形与椭圆柱形曲率不同, 在边界上不同的反射情况会造成消声器内部吸声材料中声场分布的差异。在多数频段内, 由于椭圆柱形消声器的声波传播有效长度要长于圆柱形消声器, 因此传递损失相对较高, 由于两种腔体外形不同, 消声腔的声模态也不同, 使得两种形状的腔消声频段也不同。因此取 $r = D_1$ 时二维分析法对椭圆柱形消声器的传递损失计算结果要

小于测量结果,而且基于二维分析法的计算结果与测量结果峰值频率也有较大差异,无法准确预测椭圆形消声器的声学性能。

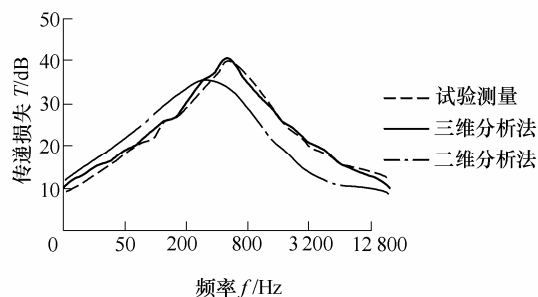


图4 单腔消声器基于二维分析法和三维分析法的传递损失计算结果与测量结果对比

而通过对比采用三维分析法的消声器传递损失计算结果与测量结果可以看出,在全频率范围内,消声器传递损失的三维分析法计算结果与测量值吻合良好,唯一不足的是在低频段内计算值较实际测量值有所偏低,这可能是由于算法忽略了消声器内部空气的黏度及低频振动对声场的影响所致。由于消声器外壳较薄,入射声波中的低频部分会引起消声器外壳的低频振动,而低频振动会向腔内辐射低频噪声,影响腔内声场分布。

将图3中消声器换为双腔消声器,消声器参数为 $L_1=170\text{ mm}$, $L_2=230\text{ mm}$, 穿孔管内径为通长 $r=35\text{ mm}$, 穿孔管壁厚 $t_w=0.7\text{ mm}$, 穿孔率为 $\Phi_1=8\%$, $\Phi_2=6\%$, 隔板厚度 $\delta=1\text{ mm}$, 孔径 $d_h=4\text{ mm}$, 其他参数不变。采用二维分析法与三维分析法分别对双腔消声器传递损失进行计算,并与测量值对比。图5所示为采用二维分析法与三维分析法的双腔消声器传递损失计算结果与测量结果对比情况,可以看到随着腔数增多,二维分析法的计算误差逐渐累积增大,在高频频段计算时误差尤为明显。这是由于随着腔数增多,声波传递距离差距更大,而在高频下传递距离不同引起的吸声作用更明显所致。

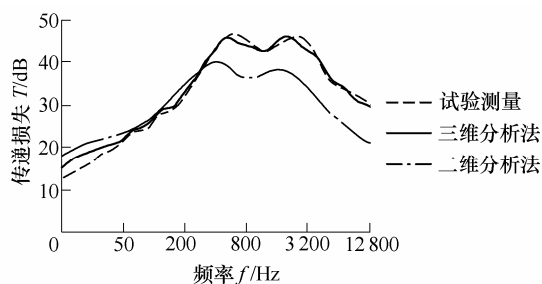


图5 双腔消声器基于二维分析法和三维分析法的传递损失计算结果与测量结果对比

而通过对比三维分析法计算结果与测量结果可以看出,三维分析法能够在全频段内适用于双腔消声器的声学特性计算,只是计算得到峰值频率与实际结果略有差异,这可能是由于多腔之间的耦合作用造成总传递损失峰值相对每个腔的独立传递损失峰值有所偏移的原因。通过对比图5与图4可以看出,相对于单腔消声器,双腔消声器能够明显地在全频段提升消声性能,并使得传递损失曲线更加平滑,避免了某些频段的声学缺陷,而且对比二维分析法与三维分析法的计算结果可以得出,二维分析法不能准确地对椭圆形消声器声学性能进行计算与预测,而三维分析法能够比较准确的模拟椭圆形消声器的内部声场情况并得出较准确的仿真数值,因此其可以用来计算椭圆形消声器的声学特性。将双腔结论推广到多腔,可得随着腔数增多,消声量会逐渐增大,且传递损失曲线会趋于多峰化、平滑化,即消声频带会随腔数增多而得到拓宽。

4 结论

(1) 本文将椭圆柱坐标系引入到消声器的计算中,推导得出了三维分析法,并基于此方法对单腔消声器和双腔消声器的传递损失进行了理论推导,并在此基础上进行单腔消声器和双腔消声器的试验验证,将三维分析法计算结果与试验结果进行对比,证实了三维分析法在单腔情况下和双腔情况下的全频段适用性。

(2) 通过对比二维分析法与三维分析法计算结果可得,二维分析法不能准确计算椭圆形声腔的声学特性,而三维分析法计算结果与试验结果吻合较好,证明了三维分析法的优越性。

(3) 通过对比单腔消声器与双腔消声器的计算结果与试验结果,得出双腔消声器的消声性能明显优于单腔消声器的结论。将此结论推广至多腔,可知多腔消声器不仅能够提升消声器的传递损失,还能够拓宽消声频带,防止某些频段声学缺陷的产生。

(4) 从理论层面分析了二维分析法与三维分析法的计算结果与试验结果之间误差产生原因,为下一步研究中算法优化及不同工况下消声器内部参数的选取提供了依据。

参 考 文 献

- [1] VIJAYASREE N K, MUNJAL M L. On an integrated transfer matrix method for multiply connected mufflers[J]. Journal of Sound and Vibration, 2012, 331: 1926-1938.

- [2] 刘晨, 季振林, 徐航手. 穿孔管消声器声学性能三维时域计算及分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(10): 7-13.
LIU Chen, JI Zhenlin, XU Hangshou. Three-dimensional time-domain computation and analysis of acoustic attenuation performance of perforated tube silencers[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(10): 7-13.
- [3] TORREGROSA A J, FAJARDO P, GIL A, et al. Development of non-reflecting boundary condition for application in 3D computational fluid dynamics codes[J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2012, 6(3): 447-460.
- [4] MIMANI A, MUNJAL M L. Transverse plane wave analysis of short elliptical chamber mufflers—an analytical approach[J]. Journal of Sound and Vibration, 2011, 330: 1472-1489.
- [5] 宫建国, 马宇山, 崔巍升, 等. 汽车消声器声学特性的声传递矩阵分析[J]. 振动工程学报, 2010, 23(6): 636-641.
GONG Jianguo, MA Yushan, CUI Weisheng, et al. Numerical analysis on acoustic characteristics of automotive exhaust muffler by transfer matrix method[J]. Journal of Vibration Engineering, 2010, 23(6): 636-641.
- [6] 王伟, 李国祥, 倪计民, 等. 不同结构消声器内部流场的比较[J]. 内燃机学报, 2007, 25(3): 277-280.
WANG Wei, LI Guoxiang, NI Jimin, et al. Comparison of interior flow field and pressure field between two different mufflers[J]. Transactions of CSICE, 2007, 25(3): 277-280.
- [7] 马家义. 车用发动机排气噪声有源主动控制管道模拟研究[D]. 长春: 吉林大学, 2009.
MA Jiayi. The pipeline simulation study on active exhaust noise control of vehicle engine[D]. Changchun: Jilin University, 2009.
- [8] CHIU MC. Shape optimization of multi-chamber mufflers with plug-inlet tube on a venting process by genetic algorithms[J]. Applied Acoustics, 2010, 71: 495-505.
- [9] 毕嵘. 复合式消声器声学特性的分析方法和实验研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2012.
BI Rong. Analytical and experimental investigation on acoustic performance of hybrid muffler[D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2012.
- [10] MUNJAL M L. Analysis and design of pod silencers[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 262: 497-507.
- [11] 刘刚田, 吉晓民. 汽车驾驶室吸声材料的吸声系数计算方法[J]. 机械工程学报, 2014, 50(12): 104-109.
LIU Gangtian, JI Xiaomin. Method for calculating sound absorption coefficient of the sound absorbing materials in the automobile cab[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(12): 104-109.
- [12] MIMANI A, MUNJAL M L. 3-D acoustic analysis of elliptical chamber mufflers having an end-inlet and a side-outlet: An impedance matrix approach[J]. Wave Motion, 2012, 49: 271-295.
- [13] 方智, 季振林. 直通穿孔管消声器声学特性预测的数值模态匹配法[J]. 声学学报, 2013, 38(5): 607-614.
FANG Zhi, JI Zhenlin. Numerical mode-matching approach for acoustic attenuation prediction of straight-through perforated tube silencer[J]. Acta Acustica, 2013, 38(5): 607-614.

作者简介: 陈长征, 男, 1964 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。
主要研究方向为振动噪声治理及故障诊断。

E-mail: chencz6699@sina.com

白晓天(通信作者), 男, 1989 年出生, 博士研究生。主要研究方向为汽车 NVH 性能研究。

E-mail: acetyws@163.com