DOI: 10.13718/j.cnki.xdzk.2015.06.027

共振式消声器消声性能的数值模拟①

赵金斗,　冀　杰,　高书娜,　孙玉华

西南大学 工程技术学院,重庆 400715

摘要: 为研究结构参数对共振式消声器消声性能的影响规律,利用基于三维有限元分析的三点法,分别对不同共振腔形状、不同共振腔体积、不同连接管、不同主管道的消声器进行数值模拟分析. 结果表明:共振腔长径比对消声性能有很大影响,当长径比为 0.3 时,共振频率最大,随长径比增减,共振频率均向低频方向移动;共振腔体积及连接管尺寸既影响共振频率变化规律,又影响传声损失及消声带宽的变化规律;主管道直径对消声器共振频率及传声损失影响不大,但对消声带宽有很大影响.

关　键　词: 共振式消声器;消声性能;三点法;数值模拟

中图分类号: TB535+.2　　**文献标志码**: A　　**文章编号**: 1673-9868(2015)06-0169-06

消声器是一种阻止声传播而允许气流通过的降噪装置,是控制气流噪声的主要技术措施[1]. 共振式消声器是根据 Helmholtz 共振腔原理设计的一种消声器,因其结构简单且有较好的低频消声性能而被广泛应用于发动机进排气消声. 以往的共振式消声器设计主要依据集中参数模型和实验的方法,但是通常所采用的集中参数模型在假设条件不满足时会失效[2],而且对于复杂消声器的处理也无能为力,而实验的方法周期长、费用高[3],所以利用数值仿真分析的方法研究共振式消声器,进行共振式消声器性能预测和优化设计是很必要的[4]. 张京明[5]等利用统计能量方法分析了消声器共振腔外形形状对共振频率的影响;范钱旺[6]等基于传递矩阵仿真出插入损失随频率、结构参数变化的三维图;孟新[7]等通过气流再生噪声的计算得出共振腔形状对消声器共振频率的影响.

本文利用基于三维有限元分析的三点法对不同结构参数的共振式消声器进行数值模拟,研究结构参数对消声性能的影响规律,指导消声器设计和改进.

1　消声器消声性能的传统计算方法

共振式消声器是一种通过管道开孔与亥姆霍兹共振腔相联而成的结构,典型的旁支型共振式消声器如图 1 所示,当声波传至共振腔与连接管交叉点处时,由于声阻抗发生突变,使大部分声能反射回去,还有一部分声能传入连接管和共振腔,由共振腔摩擦阻尼消耗掉,只剩下一小部分声能通过交叉点继续向前传播,从而达到消声的目.

传统的方法是将其当做质量-弹簧系统,也称为集中参数模型. 其中腔体中的空气作为弹簧,连接管中空气的质量作为质量,而连接管外口处的声压作为作用力,根据这一系统或模型,估算出消声器传声损失 TL 和共振频率 f_0[1]:

① 收稿日期:2014-05-20
基金项目:国家自然科学基金资助项目(61304189);中央高校基本科研业务费专项资金项目(XDJK2013C066).
作者简介:赵金斗(1979-),女,吉林人,讲师,主要从事车辆 NVH 分析及控制方面的研究.

$$TL=10\lg\left[1+\frac{\left(\frac{\sqrt{A_cV/L_c}}{2A_0}\right)^2}{\left(\frac{f}{f_0}-\frac{f_0}{f}\right)^2}\right] \quad (1)$$

$$f_0=\frac{c_0}{2\pi}\sqrt{\frac{A_c}{L_cV}} \quad (2)$$

式中，A_c 为连接管截面积；L_c 为连接管长度；V 为共振腔容积；A_0 为主管道横截面积；f 为声波频率.

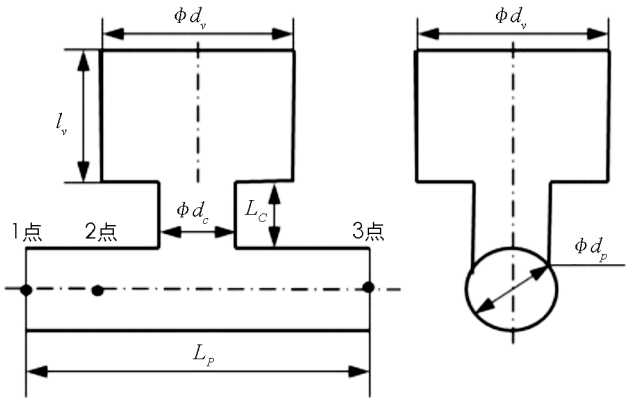

图1 消声器结构示意图

显然从上式中可以看出，传声损失与共振频率及管道参数有关，而共振频率仅与连接管的截面积、连接管长度及共振腔体积大小有关，与共振腔结构、形状等因素无关. 这是因为在建模过程中忽略了连接管和共振腔内的质量分布及声波运动，因而采用上述公式估算消声器的共振频率及传声损失时存在一定的局限性，即要求共振腔和连接管几何尺寸远小于共振频率时的波长，连接管体积远小于共振腔体积等[1]. 但在实际设计中，共振式消声器的容积及腔体结构常常受到客观条件的限制而不能满足上述要求，因此，用公式(2)估算共振频率与实际往往存在较大偏差[2].

2 消声器消声性能的数值模拟方法

消声器的消声性能常用传声损失来评价，传声损失的计算方法有：传统法、四极传递矩阵法、三点法. 对于相同消声器传声损失的数值计算，采用三点法计算通常比传统法或四极传递矩阵法都快[8-9].

三点法是 WAN[10] 为了提高消声器传声损失的计算速度而提出的，三点法需要知道消声器中3点的声压值，同时消声器进口需要施加均匀的速度或声压激励，出口需要施加吸声终端，如图1所示，3点为出口管上的点，由于吸声终端出口管内仅有透射声波，故透射声压 $p_t=p_3$；1点和2点分别是进口管上的两点，1点在入口端，2点在距入口端 l 处，由于进口管内的声波包括入射声压和反射声压，根据平面波理论，可得：

$$\left.\begin{aligned}p_{1i}\cdot e^{-jkl}&=p_{2i}\\ p_{1r}\cdot e^{jkl}&=p_{2r}\end{aligned}\right\} \quad (3)$$

式中：p_{1i}，p_{1r} 为入口端(1点)的入射声压和反射声压；p_{2i}，p_{2r} 为距入口端 l 处(2点)的入射声压和反射声压；$k=\frac{2\pi f}{c_0}$ 为波数.

因此，1点、2点的声压为

$$\left.\begin{aligned}p_{1i}+p_{1r}&=p_1\\ p_{1i}\cdot e^{-jkl}+p_{1r}\cdot e^{jkl}&=p_2\end{aligned}\right\} \quad (4)$$

由公式(4)可求得入口端的入射声压

$$p_i=p_{1i}=\frac{p_1e^{jkl}-p_2}{2j\sin(kl)} \quad (5)$$

假设 $\sin(kl)$ 不等于0，则消声器的传声损失为

$$TL=10\lg\left(\frac{p_i}{p_t}\right)^2=10\lg\left(\frac{p_i}{p_3}\right)^2 \quad (6)$$

显然，如果知道了消声器中如图1所示3点的声压，就可求得消声器的传声损失. 当声音频率较低，结构较简单时，消声器中3点的声压可由一维声波理论直接得到. 但考虑共振式消声器连接管与主管道和共振腔交叉处均为三维结构，且在共振腔截面结构尺寸较大时，腔内高次方式简正波的作用不能忽略[2]，而三维

有限元方法可以全面考查连接管与主管道和共振腔交叉处三维效应及共振腔形状对消声器性能的影响，为此，考虑先用三维有限元法求得 3 点的声压，然后再利用式(6)计算传声损失[11]. 文献[11]证明了这种方法计算精度高、计算时间短. 所以本文利用基于三维有限元分析的三点法对不同结构参数的消声器进行数值模拟，探讨共振腔，连接管，主管道对消声器性能的影响.

3　三维数值计算

本文基于三维有限元分析的三点法计算消声器性能的步骤如下：

1) 建立有限元模型. 由于声学分析软件 SYSNOISE 前处理中不具备建模功能，故首先在能和 SYSNOISE 软件进行数据交换的软件 ANSYS 中建立消声器的有限元模型，单元大小根据分析频率范围的最高频率来确定，即每一个波长至少包含 6 个单元. 模型建好后以 CDB 格式导入 SYSNOISE 中.

2) 设置材料属性及边界条件. 设置材料属性为空气特性；边界条件为在进口施加单位声压激励，在出口施加 ρc 大小的阻抗值.

3) 求解. 设置分析频率范围 0～400Hz，求解得到消声器内声压分布.

4) 后处理. 定义所需 3 点，读取并输出所需 3 点的声压值.

5) 利用 Matlab 程序读取数据并根据前面的公式计算消声器传声损失并绘出传声损失曲线图.

利用上述数值分析方法与分析步骤，文中以共振腔体积 $V=0.002\ \mathrm{m}^3$，连接管长度 $L_c=0.02$ m，连接管直径 $d_c=0.022$ m，主管道直径 $d_p=0.048$ m，主管道长度 $L_p=0.3$ m 的简单旁支型共振消声器为基础模型，分别计算共振腔长径比(圆柱体共振腔腔体长度与腔体直径的比值)、共振腔体积、连接管直径、连接管长度、主管道直径对消声器性能的影响规律.

4　结果分析

4.1　共振腔结构、形状对消声性能的影响

图 2 及表 1 给出了在共振腔体积及其他结构参数不变的情况下，共振腔长径比 l_v/d_v(圆柱体共振腔腔体长度与腔体直径的比值)对消声器消声性能的影响. 可以看出：① 共振腔长径比对消声器的共振频率有很大影响[2,5,7]. 随长径比的增大，传声损失曲线先向高频移动再向低频移动，即共振频率先增大，当长径比达到一定值时，共振频率开始减小. 当长径比为 0.3 时，共振频率最大；在长径比大于 0.3 以后，随长径比的增加，共振频率向低频方向移动，长径比越大，共振频率变化幅度愈大；在长径比小于 0.3 以后，随长径比的减小，共振频率向低频方向移动；当长径比在 0.3～0.9 之间时，长径比的变化对共振频率的影响小. ② 长径比对消声器的消声带宽有影响，随长径比的增大，消声带宽先稍有增宽后明显变窄，其中消声量为 10 dB 的消声带宽变化见表 1. ③随长径比的增大，共振频率点处的最大传声损失有变化但没有规律.

可见，消声器的共振频率和传声损失均与共振腔结构形状有关，这是从传统的集中参数模型中无法得到的结论. 因此，在设计消声器时要综合考虑噪声频率特性、消声量的要求、安装空间来确定共振腔结构形状.

表 1　不同长径比的消声器消声性能比较

长径比($l_v \cdot d_v^{-1}$)	0.05	0.10	0.15	0.30	0.50	0.70	0.90
共振频率/Hz	121.0	124.7	126.0	127.0	126.8	126.7	126.1
消声带宽/Hz	52	54	55	56	56	56	56
长径比($l_v \cdot d_v^{-1}$)	1.00	2.00	3.00	4.00	6.00	8.00	12.00
共振频率/Hz	125.6	123.8	121.7	117.8	115.7	107.5	91.4
消声带宽/Hz	55	53	50	48	45	37	27

4.2　共振腔体积对消声性能的影响

图 3 给出了在其它结构参数不变时，共振腔体积对消声器消声性能的影响. 由图 3 可以看出：① 共振

腔体积对消声器的共振频率有很大影响[1,6]，随共振腔体积的增大，传声损失曲线向低频方向移动，即共振频率向低频移动，体积越大，共振频率变化幅度越小；② 随共振腔体积的增大，共振频率点处的最大传声损失也增大；③ 共振腔体积对消声器的消声带宽影响不大，随共振腔体积的增大，消声带宽稍有减小. 共振腔体积对共振频率影响大，主要是因为体积增大后，等效弹簧刚度变小，共振腔体积对消声带宽影响不大，主要是因为体积不影响阻尼，因此，在设计消声器时应该根据实测的噪声频率范围，选择合适的共振腔体积.

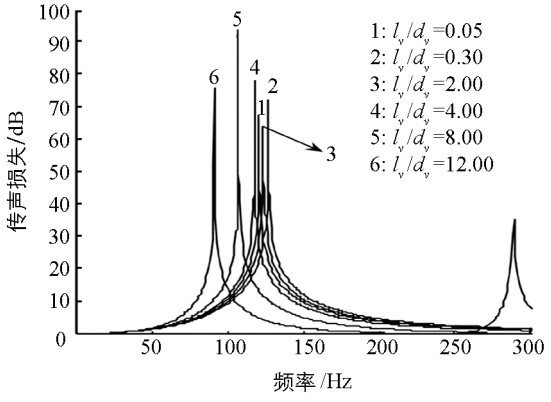

图2 不同长径比的各消声器传声损失

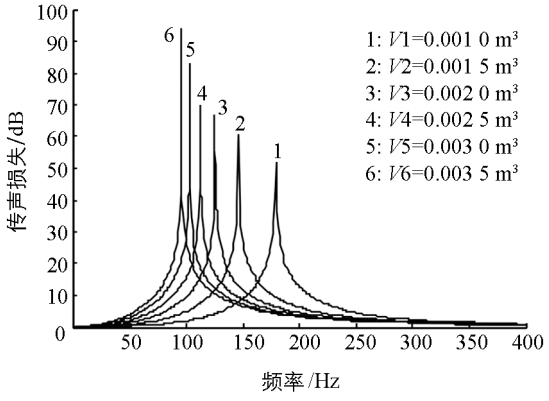

图3 不同共振腔体积的各消声器传声损失

4.3 连接管对消声性能的影响

图4给出了在其它结构参数不变时，连接管直径对消声器消声性能的影响. 可以看出，① 连接管直径对消声器的共振频率有很大影响[1,6]，随连接管直径的增大，传声损失曲线向高频方向移动，即共振频率向高频移动；② 随连接管直径的增大，共振频率点处的最大传声损失先增大后减小；③ 连接管直径对消声器的消声带宽有很大影响，随连接管直径的增大，消声带宽明显增宽. 连接管直径对共振频率影响大，主要是因为连接管直径增大即横截面积增大后，等效质量线性增大，而等效弹簧刚度以面积的平方倍增，最终使共振频率增大，阻尼减小，因此，在设计消声器时应根据实测的噪声频率范围，选择合适的连接管直径.

图5给出了在其它结构参数不变时，连接管长度对消声器消声性能的影响. 可以看出，① 连接管长度对消声器的共振频率有很大影响[1,6]，随连接管长度的增大，传声损失曲线向低频方向移动，即共振频率向低频移动，连接管长度越长，共振频率变化幅度越小；② 随连接管长度的增大，共振频率点处最大传声损失的变化没有太大规律；③ 连接管长度对消声器的消声带宽有很大影响，随连接管长度的增大，消声带宽明显变窄. 连接管长度对共振频率和消声带宽影响大，主要是因为连接管长度增大后，等效质量和阻尼都增大，因此，在设计消声器时应根据实测的噪声频率范围，选择合适的连接管长度.

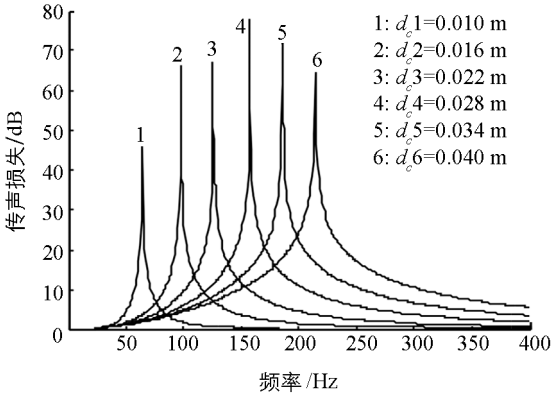

图4 不同连接管直径的各消声器传声损失

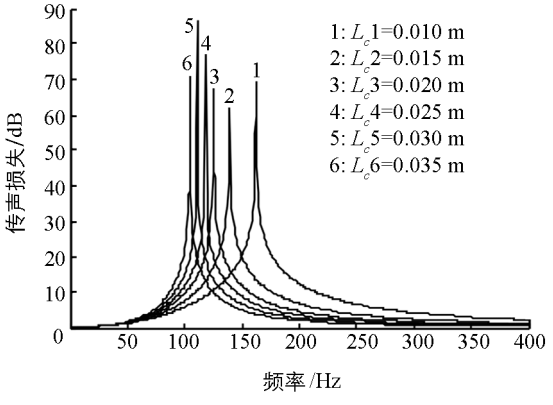

图5 不同连接管长度的各消声器传声损失

4.4　主管道对消声性能的影响

图 6 给出了在其它结构参数不变时，主管道直径对消声器消声性能的影响. ① 主管道直径对消声器的共振频率影响不大，随主管道直径的增大，共振频率略向低频移动；② 随主管道直径的增大，共振频率点处最大传声损失略变小；③ 主管道直径对消声器的消声带宽有很大影响[6]，随主管道直径的增大，消声带宽明显变窄，因此，在设计消声器时，根据实测的噪声频率范围及消声量的要求，在条件允许的情况下，可以考虑通过改变主管道的直径获得满意的消声效果.

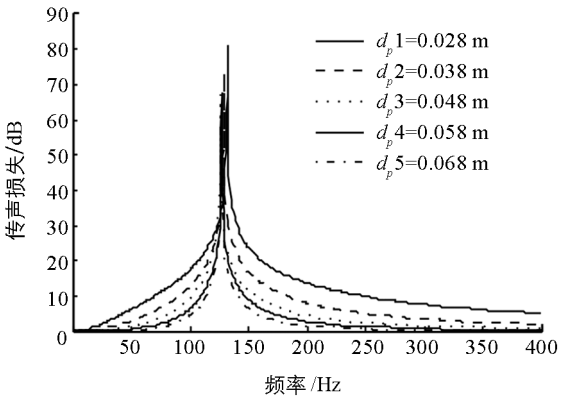

图 6　不同主管道直径的各消声器传声损失

5　结　论

1）共振腔的结构形状对消声器的消声性能有很大的影响. 当圆柱体共振腔长径比为 0.3 时，共振频率最大，随长径比增减，共振频率均向低频方向移动；随长径比的增大，消声带宽先稍有增宽后明显变窄，最大传声损失有变化但没有规律.

2）共振腔体积对消声器共振频率及传声损失均有很大影响. 随共振腔体积增大，共振频率减小，最大传声损失增大.

3）连接管对消声器的消声性能有很大影响. 随连接管直径增大，共振频率增大，最大传声损失先增大后减小，消声带宽明显增宽；随连接管长度增大，共振频率减小，消声带宽明显变窄，最大传声损失有变化但没有规律.

4）主管道直径对消声器共振频率及传声损失影响不大，但对消声带宽有很大影响，随主管道直径的增大，消声带宽明显变窄.

5）数值模拟得到的共振式消声器消声性能随结构参数变化的规律与文献中已有的结论相对应，说明利用基于三维有限元分析的三点法进行数值模拟分析可以为共振式消声器设计参数的选择提供依据. 相比其他数值模拟方法，本文基于有限元分析的三点法简便、快捷，其结果的可视化图形处理，给设计者带来方便，对于复杂结构消声器的设计计算，不失为一种最佳方法.

参考文献：

[1]　何渝生. 汽车噪声控制 [M]. 北京：机械工业出版社，1999.

[2]　阮登芳，邓兆祥，杨　诚. 共振式消声器声学性能分析 [J]. 内燃机工程，2006，27(1)：66－70.

[3]　张振良. 发动机进气消声器研究 [D]. 重庆：重庆大学，2003.

[4]　边颖娜，李志远，卢文婷. 空压机消声器声学及阻力特性数值仿真 [J]. 四川兵工学报，2014(4)：146－148.

[5]　张京明，刘文文，崔双双. 赫姆霍兹消声器共振腔结构形状对消声性能的影响 [J]. 四川兵工学报，2010，31(9)：79－82.

[6]　范钱旺，沈颖刚，翁家庆，等. 赫姆霍兹共振消声器结构参数对消声性能的影响 [J]. 噪声与振动控制，2007，27(4)：116－119.

[7]　孟　新，陆森林，刘红光，等. 共振消声器共振频率的数值分析 [J]. 重庆交通大学学报：自然科学版，2012，31(5)：1081－1085.

[8]　BILAWCHUK S. Comparison and Implementation of the Various Numerical Methods Used for Calculating Transmission Loss in Silencer Systems [J]. Applied Acoustics，2003，64(9)：903－916.

[9] 黄泽好，谭章麒，袁光亮. 内置催化器位置对消声器性能的影响分析[J]. 重庆理工大学学报：自然科学版，2014(9)：7－10.

[10] WAN G C. Prediction and Measurement of the Acoustic Performance of Mufflers[C]. Proceedings of the 1995 International Conference on Noise Control Engineering，1995：421－424.

[11] 赵海军，邓兆祥，杨 杰，等. 插入管消声器传声损失数值计算方法对比及参数分析[J]. 内燃机工程，2008，29(6)：65－69.

Numerical Simulation of Noise Attenuation Performance of the Resonant Silencer

ZHAO Jin-dou， JI Jie， GAO Shu-na， SUN Yu-hua

School of Engineering and Technology，Southwest University，Chongqing 400715，China

Abstract：In order to study the influence of structural parameters on the noise attenuation performance of the resonant silencer，transmission loss numerical simulation for different cavity shapes，cavity volumes，connection pipes and main pipelines is carried out with the three-point method based on the three-dimensional finite element analysis. The result shows that the length-to-diameter ratio of the cavity has great influence on noise attenuation performance. When the ratio equals to 0.3，the resonant frequency reaches the maximum value. With the increase or decrease of the length-to-diameter ratio，the resonant frequency is lower. Cavity volume and connection pipe size influence not only the changing regularity of the resonant frequency but also the changing regularity of transmission loss and noise bandwidth. The diameter of the main pipe has but a slight influence on the resonant frequency and transmission loss，but has a great influence on the noise bandwidth.

Key words：resonant silencer；noise attenuation performance；three-point method；numerical simulation

责任编辑 汤振金