文章编号：1006-1355(2014)05-0214-05

锥管结构消声性能的有限元分析

司 斌，陈 剑，李家柱

（合肥工业大学 噪声振动工程研究所，合肥 230009）

摘 要：声学性能和空气动力学性能是评价消声器的两项重要指标，锥管结构因其良好的空气动力学性能和低频消声性能受到相关研究人员的关注。运用有限元数值计算方法，以传递损失作为评价指标，探索其结构参数对扩张式消声器消声性能的影响。研究发现，随着锥角增大，锥管消声频带向高频方向扩展；锥管长度主要影响消声带宽；扩散管口与收缩管口面积比主要影响消声峰值；锥管结构运用于扩张式消声器中对传递损失曲线具有移频、降幅、改善通过频率处消声性能的作用。

关键词：声学；锥管结构；有限元法；结构参数；传递损失

中图分类号：U464.134+ **文献标识码**：A DOI编码：10.3969/j.issn.1006-1335.2014.05.046

Finite Element Analysis of Acoustic Attenuation Performance of Conical Silencing Structure

SI Bin, CHEN Jian, LI Jia-zhu

(Institute of Noise and Vibration, Hefei Polytechnical University, Hefei 230009, China)

Abstract : Acoustic performance and aerodynamic performance are two important indexes for muffler's evaluation. Conical silencing structure has attracted more and more attentions for its low frequency acoustic and low flow-resistance characteristics. In this paper, using the finite element method and taking the transmission loss as the evaluation index, the influence of the structural parameters on the acoustic characteristics of the conical silencer is analyzed. The results show that when the cone angle increases, the anechoic band will extend in the direction to the high frequency. The length of the conical structure mainly affects the anechoic bandwidth, and the area ratio of the diffusion tube to the contraction tube mainly affects the peak of the transmission loss. Use of conical structure to expansion mufflers will change the transmission loss curve by moving the anechoic bandwidth, weakening the peak, and improving the attenuation performance at the through-frequency.

Key words : acoustics ; conic silencing structure ; finite element method ; structural parameter ; transmission loss

声学性能和空气动力学性能是评价消声器的两项重要指标，传统的抗性消声结构往往都不能同时满足消声性能和阻力损失两种需求。所以，如何提高消声性能而不增加系统阻力损失成为消声器设计的重要课题。锥管结构因其具有良好的空气动力学性能和低频消声性能，逐渐受到相关研究人员的关注。姜鹏明[1]等运用声电类比的方法推导出了小锥度锥形扩散管的传递矩阵，对其低频消声性能进行了预测。发现锥管结构对低频噪声有明显抑制作用，且能有效抑制气流再噪声。石媛媛[2]增加了气流影响因素，通过锥管的波动方程，推导出锥管扩张单元和锥形收缩管的传递矩阵。尹和俭[3]在研究紧凑式SCR净化消声装置时，将锥管结构的影响考虑在内，进行了实验和有限元分析，验证了三维有限元法满足消声结构声学性能研究需要，并发现增加进出口锥角能增大净化消声装置的传递损失。

本文基于Altair公司的前处理软件HYPERMESH和LMS公司Virtual. Lab软件中的有限元模块Acoustic Harmonic FEM，对锥管结构声学性能进行有限元分析，研究影响锥管消声性能的结构参数，探索锥管结构对扩张型消声器声学性能的影响，为管道消声器设计提供一定的参考。

收稿日期：2014-01-08

作者简介：司斌（1988- ），男，硕士研究生，主要研究方向为汽车NVH与CAE。
E-mail: sibin317@126.com

通信作者：陈剑（1962- ），男，教授，博士研究生导师，研究方向为汽车NVH与CAE、机器低噪声设计、声质量设计。
E-mail: hfgd8216@126.com

1　声学性能计算方法

1.1　传递损失计算方法

传递损失只与消声器本身结构有关，不受声源特性和尾管辐射特性影响，是最常用的消声性能指标。为简化计算，对介质做理想化假设[4]：

（1）介质为理想流体，声波在介质中传播时没有能量损失，且各向同性、各向均匀；

（2）传播过程绝热；

（3）声压远小于介质静压强，介质密度增量远小于其静态密度，质点速度远小于声速。在进出口满足平面波条件时，传递损失计算公式[5]为

$$\mathrm{TL}=10\lg\left(\frac{W_{\mathrm{in}}}{W_{\mathrm{out}}}\right)=10\lg\left(\frac{p_i\overline{p_i}}{p_t\overline{p_t}}\frac{A_{\mathrm{in}}}{A_{out}}\right)\tag{1}$$

式中 W_{in}、W_{out} 为入射和透射声功率，p_i、p_t 为入射和透射声压，A_{in}、A_{out} 为入口端和出口端截面积。假设 p_1、p_r、v 分别表示进口处声压、反射波、质点振动速度，则有 $\rho cv=p_i-p_r$，ρ 为空气密度，c 为声速。而进口处声压为入射波和反射波的叠加，即 $p_1=p_i+p_r$。以上两式相加得出 $p_i=\left(p_1+\rho cv\right)/2$。出口施加全吸声边界条件，则出口声压 $p_2=p_t$。代入(1)式，有

$$\mathrm{TL}=10\lg\left(\frac{\left(p_1+\rho cv\right)\overline{\left(p_1+\rho cv\right)}}{4p_2\overline{p_2}}\frac{A_{\mathrm{in}}}{A_{\mathrm{out}}}\right)\tag{2}$$

若 v 已知，运用有限元法求出消声单元内部声场，将进出口声压 p_1、p_2 代入(2)式，即可求得传递损失。

1.2　建立模型

如图1(a)所示，锥管结构由锥角、扩散管口和收缩管口面积比、锥管长度确定。针对这一特点，建立3组模型：第1组固定扩散管口和收缩管口半径比为5、锥管长度为80 mm，分别选取锥角为15 °、45 °、75 °；第2组固定锥角为45 °、锥管长度为80 mm，选取扩散管口与收缩管口半径比为4、5、6；第3组固定扩散管口和收缩管口半径比为5、锥角为45 °，选取锥管长度为60 mm、80 mm、100 mm。

为进一步了解锥管消声性能，将锥管结构运用到扩张型消声器中进行声学分析。图1中(c)、(d)、(e)为锥管结构在简单扩张腔中的运用，(b)为对比模型，参数设置：进出管口半径为20 mm，扩张腔半径为100 mm，扩张腔长度为300 mm，并通过改变锥角15 °、45 °、75 °，探索锥角变化对消声器消声性能的影响。(g)、(i)、(k)为锥管结构在带内插管的扩张消声器中的运用，(f)、(h)、(j)为对比模型，参数设置：进出管口半径为20 mm，扩张腔半径为100 mm，扩张腔长度为300 mm，锥角45 °，内插管长度50 mm。

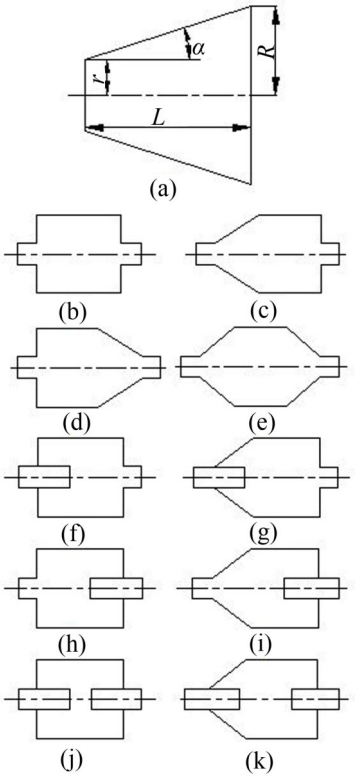


图1　锥管及膨胀腔结构示意图

对上述二维模型，运用CATIA建立三维几何模型，并抽取内表面，导入HYPERMESH软件进行有限元分析前处理，按照网格尺寸小于最小波长1/6的标准[6]，选取网格尺寸为5 mm建立有限元网格模型。以a模型为例，建立有限元网格模型，如图2所示。

2　结构参数对锥管结构消声性能影响

计算中流体介质采用空气，声速 c 取340 m/s，空气密度 ρ 取1.225 kg/m^3。边界条件：入口平面施加单位速度激励，实部为－1 m/s，虚部为0；出口平面定义为全吸声边界，取声阻抗实部416.5 kg/(m^{2}s)，虚部为0。计算步长取5 Hz，频率范围为10 Hz～2 000 Hz。

由于锥管结构两端截面积不同，不具备结构对称性，在研究某参数时，分别以收缩管口、扩散管口作为声学入口，研究两种条件下该参数对锥管结构消声性能的影响，为消声器设计提供更全面的参考。

2.1　锥角的影响

图1所示为锥管结构锥角 α 分别为15 °、45 °、75 °时的传递损失曲线。可见，锥角主要影响锥管结构消声频段，锥角增大，消声频带向高频方向扩展，

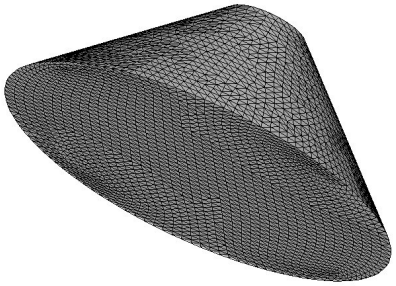


图 2 锥管结构网格模型

消声效果越好。三种锥角锥管结构在低于500 Hz的低频范围都具有良好的消声性能，随着频率的增加，消声效果逐渐减弱，且随着锥角的增大，减弱的速度逐渐减缓。

对比(a)图和(b)图，分别以收缩管口和扩散管口为声学入口，仿真分析的结果趋势相同，只在1 500 Hz以上有微小差别。可见锥管结构的双向传声特性相近。

2.2 扩散管口与收缩管口面积比的影响

图4所示可以发现扩散管口与收缩管口面积比对锥管结构消声性能影响很大。R/r越大，锥管传递损失曲线幅值越高，且与半径比近似成线性关系。R/r的增加对锥管结构的整个消声频带内的消声性能都有提高，但是随着频率的增加，R/r对传递损失的影响逐渐降低。当频率高于1 500 Hz时，三条曲线的差值减少至1 dB以内。分别以扩散管口和收缩管口为声学入口进行仿真分析，发现R/r对二者传递损失曲线的影响规律一致。

2.3 锥管长度的影响

与简单扩张腔相似，锥管的长度L主要影响影响消声带宽。如图5所示，以锥管长度为80 mm为基准，长度增加则消声带宽变窄，长度减少则消声带宽变宽。此外，锥管长度还影响频带内锥管消声量的大小。

随着锥管长度的增加，由于控制半径比R/r和锥角α不变，导致管口半径R、r增大，图中锥管长度为100 mm时，由于R过大，在频率超过1 600 Hz时，出现了非平面波。

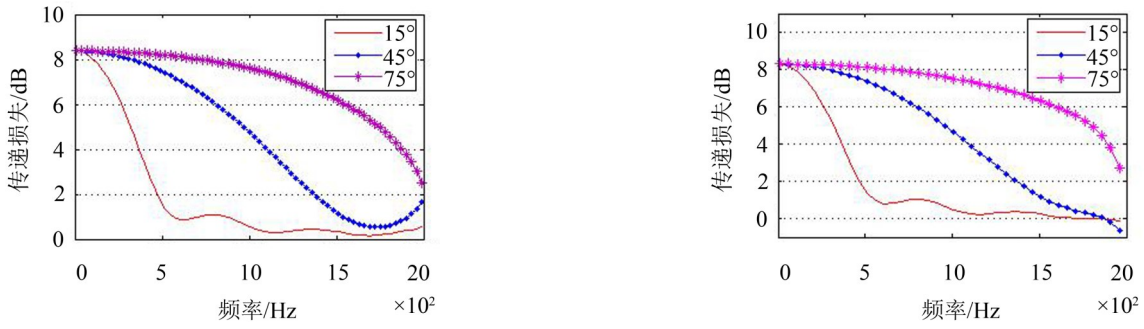
在实际运用中，常常受到尺寸等限制，要通过合理选取锥角α、半径比R/r、锥管长度L，以获得理想的消声效果。

3 锥管结构在扩张型消声器中的运用

为更全面准确的掌握锥管结构消声特性，将锥管结构运用于扩张式消声器，并固定扩张腔长度、扩张比不变，进行仿真分析，探索锥管结构对扩张式消声器消声性能的影响。计算步长取5 Hz，频率范围为10 Hz～2 500 Hz。

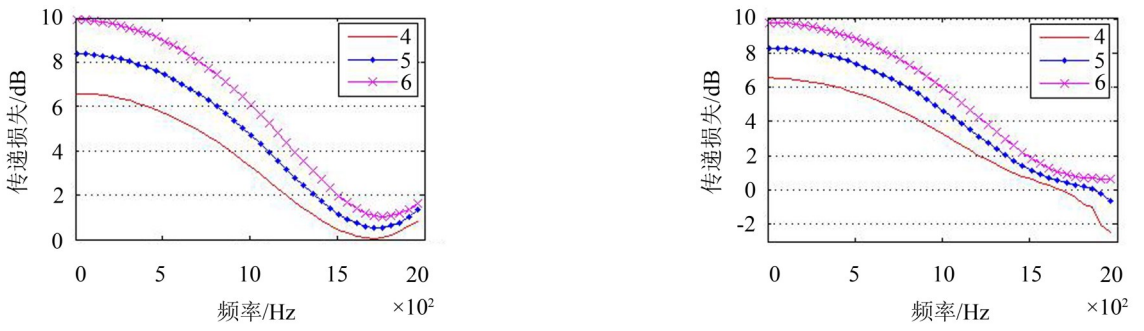
3.1 锥管结构在简单扩张腔中的运用

图6所示为分别在简单扩张腔声学入口端、出



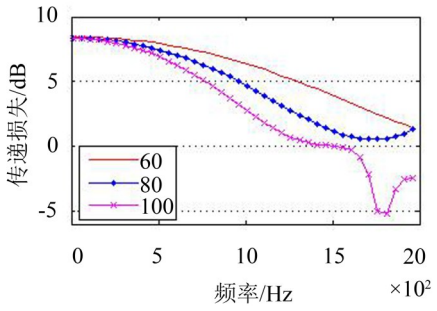
(a) 收缩管口为声学入口　　(b) 扩散管口为声学入口

图 3 不同锥角对锥管传递损失的影响

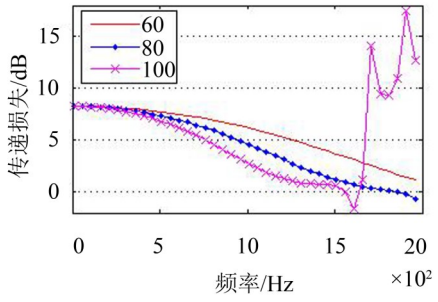


(a) 收缩管口为声学入口　　(b) 扩散管口为声学入口

图 4 不同半径比对锥管传递损失的影响



(a) 收缩管口为声学入口



(b) 扩散管口为声学入口

图5 不同半径比对锥管传递损失的影响

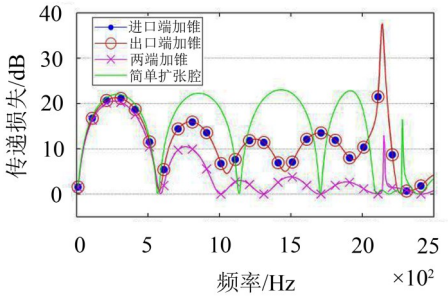


图6 不同结构的锥管对简单扩张腔传递损失的影响

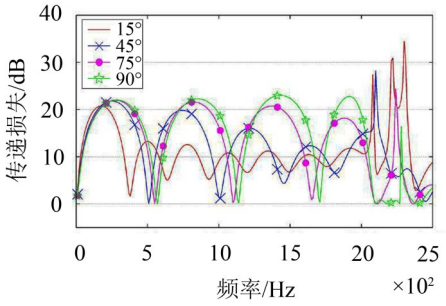


图7 不同锥角锥管对简单扩张腔传递损失的影响

口端和两端加锥角为30 °锥管结构后的传递损失曲线。分析发现：

（1）在500 Hz以内的低频部分，增加锥管结构对简单扩张腔消声效果几乎没有影响；

（2）随着频率的增加，声波波长逐渐减小，锥管对噪声的抑制作用减弱，在500 Hz～2 000 Hz范围内消声量逐渐降低；

（3）由于增加锥管使得扩张腔有效长度增加，导致拱形峰值向低频方向移动，且拱形频带变窄；

（4）在2 200 Hz附近，锥管局部发生共振，增加锥管结构改善了消声性能；

（5）在进口和出口分别增加锥管结构获得的传递损失曲线基本重合，进一步验证锥管结构双向传声特性相近；

（6）两端加锥管结构，在中高频段内大大降低消声性能，1 000 Hz以上几乎不具有消声效果。

以在声学入口端加锥管为例，对加不同锥角锥管结构扩张腔的传递损失进行比较，如图7所示。可见：

（1）锥角越大，锥管声阻抗就越大，消声性能越好；

（2）随着锥角的减小，拱形峰值越向低频移动，消声频带更窄，但是在通过频率处能获得更高的消声量，在高频部分锥管局部共振消声效果也更明显。图中显示，锥角为75 °时传递损失曲线在2 300 Hz附近有1个峰值，15 °时在2 000 Hz～2 500 Hz之间有3个峰值。

3.2 锥管结构在带插管扩张腔中的运用

图8所示，分别在有插管端和无插管端加锥管结构（图1中g模型和i模型），并与单插管扩张腔（图1中f模型）作对比，仿真分析发现500 Hz以内三种消声器传递损失曲线基本重合；500 Hz～2 100 Hz，g消声器不具备共振消声特点，i消声器同时体现出插管和锥管结构的消声特点，既有共振峰值，也改善了通过频率处的消声性能，形成了1个很宽的消声频带；2 100 Hz～2 500 Hz，i消声器和f消声器基本没有消声效果，g消声器由于锥管和插管的相互作用，产生了一个较宽的共振消声频带。

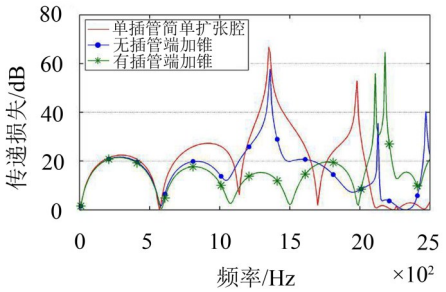


图8 锥管对单插管扩张腔传递损失的影响

图9为一端加锥管双插管扩张腔（图1中k模型）的传递损失曲线，并与双插管扩张腔（图1中j模型）进行对比。发现k消声器在500 Hz以内与j消声器相同；500 Hz～2 000 Hz消声量比j消声器低，但在通过频率处消声量得到有效提升；2 000 Hz以上消声效果优于j消声器，在高、中、低频范围内都具有较好的消声效果。

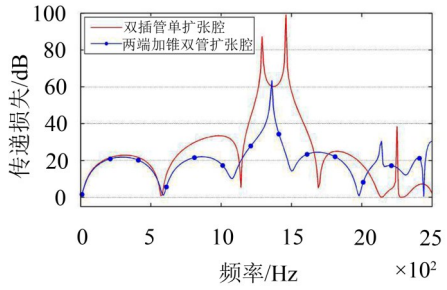


图 9 锥管对双插管扩张腔传递损失的影响

4 结 语

本文应用有限元数值计算方法对锥管结构声学性能进行探索，得出如下结论：

（1）锥角大小影响消声频段，锥角增大，消声频带向高频方向扩展；锥管扩散管口与收缩管口面积比影响锥管消声量，且与消声幅值近似成线性关系；锥管长度与消声带宽成反比例关系；

（2）锥管在简单扩张腔中的运用对传递损失曲线具有移频、降幅、改善通过频率消声性能的作用，且锥角越小影响越明显；

（3）锥管与带插管扩张腔消声器进行合理的组合，可以扩大消声带宽，获得在高、中、低全频带内消声效果均比较理想的消声器。

参考文献：

[1] 姜鹏明. 一种低阻损的低频锥管消声结构[J]. **噪声与振动控制**，2005(S1)：330-334.

[2] 石媛媛. 管道消声系统仿真技术研究[D]. 哈尔滨：哈尔滨工程大学，2008.

[3] 尹和俭. 紧凑式SCR净化消声装置设计与仿真研究[D]. 哈尔滨：哈尔滨工程大学，2010.

[4] 杜功焕，朱哲民，龚秀芬. 声学基础，第二版[M]. 南京：南京大学出版社，2001. 168-169.

[5] 康钟绪，季振林. 穿孔管消声器消声性能的有限元计算及分析[J]. **噪声与振动控制**，2005，25(5)：18-20.

[6] 崔淑梅，于天达，宋立伟. 基于ANSYS和SYSNOISE的电机噪声仿真分析方法[J]. **电机与控制学报**，2011，15(9)：63-67.

(上接第213页)

如图11所示，在改进测试中，驾驶室内右耳处的噪声水平平均降低4 dB，验证了方案的有效性。

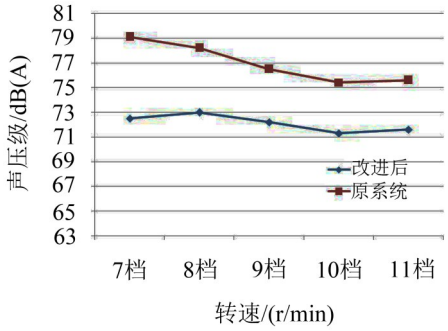


图 11 改进前后驾驶室各档噪声声压级

3 结 语

现场试验和CAE仿真分析，确定了排气消声器需要优化的薄弱频率段。再合理安排实验对消声器目标频段的消声量进行优化，找到对目标频段消声性能影响较大的消声器内部结构因素，进行多目标优化计算，得到最优化的消声器结构参数。优化后的CAE仿真计算表明，目标频段的消声性能得到明显改善。通过积累实验设计方面的经验，能够提高消声器开发能力。

参考文献：

[1] 张戎斌，毕传兴，张永斌. 采用偏相干分析方法识别挖掘机驾驶室的噪声源[J]. **噪声与振动控制**，2011，(4)：106-110.

[2] 郭军丽，吴亚锋，徐俊伟，等. 基于管道声模态的消声器传递损失计算[J]. **噪声与振动控制**，2013，33(5)：179-183.

[3] 郑勋，江伟. 正交设计方法在消声器设计中的应用[J]. **环境工程**，1991，9(3)：47-49.

[4] 郑勋，江伟. 汽车消声器的正交设计[J]. **噪声与振动控制**，1993，(5)：41-45.

[5] 倪计民，杜倩颖，周英杰，等. DOE在高压共轨柴油机优化设计中的应用[J]. **内燃机学报**，2009，27(3)：231-236.

[6] 袁志发，周静芋. 试验设计与分析[M]. 北京：高等教育出版社，2000.