

汽车空调管路气动噪声分析与控制研究*

甄冬^{1,2}, 王梓宇^{1,2}, 刘晓昂^{1,2}, 王新玲³, 段耀龙³, 贾星⁴

(1. 河北工业大学机械工程学院 天津, 300130)

(2. 河北工业大学天津市新能源汽车动力传动与安全技术重点实验室 天津, 300130)

(3. 宁波雪龙集团股份有限公司 宁波, 315800)

(4. 天津航天机电设备研究所 天津, 300074)

摘要 针对汽车空调管路内的气动噪声,设计了一种周期性消声结构。首先,运用传递矩阵方法,建立消声结构的传递损失理论模型,分析了消声结构的参数对传递损失的影响规律,并通过试验测试和声学有限元计算验证了理论模型的正确性;其次,通过流体力学有限元方法与声类比法结合,预测了某商用车的空调管路内气动噪声源位置,分析了产生气动噪声的主要原因和气动噪声的声源特性,为消声结构的优化设计提供目标频段;最后,以消声频带宽度最大为优化目标,以消声结构的孔径、扩张腔长度、扩张比和内插长度为设计变量,对消声结构进行优化设计。结果表明,优化后的消声结构传递损失的峰值明显提高,消声频带的宽度有所拓宽,优化后的空调管路出口处的声压级降低了 7 dB 左右。

关键词 汽车空调管路;气动噪声;消声结构;传递损失

中图分类号 TB533;TB535.2;TH47

引言

汽车驾驶舱内的噪声是衡量汽车品质的一个重要指标。降低车内噪声可提高驾乘人员的舒适度,从而提高驾驶安全性。由于空调管路与驾驶舱相通,气动噪声可以沿管路直接进入驾驶舱,因此汽车空调管路的气动噪声逐步成为驾驶舱内的主要噪声源之一。因此,开展汽车空调管路噪声控制方法研究,以改善车辆驾驶舱内的噪声品质,越来越受到相关研究人员和制造商的关注。

针对汽车空调管路系统噪声的分析与控制,邹春一等^[1]通过数值模拟方法分析了汽车空调系统的气动噪声源特性。陈志勇等^[2]通过试验台架对汽车的空调压缩机噪声进行了诊断与分析,提出了相应的改进措施以降低汽车空调噪声。文献[3-4]研究表明,对汽车空调系统的结构优化可改善驾驶舱内的噪声特性,降低驾驶舱内的噪声等级。上述研究主要在噪声源端针对空调系统的气动噪声进行分析与控制。此外,在噪声的传递路径上,Singh等^[5]利用可降解的天然材料实现了对汽车驾驶舱内噪声的控制。Back等^[6]设计了一种适用于汽车空调系统的

主动降噪系统。上述方法尚未在汽车上广泛普及,主要原因是添加消声材料或主动降噪结构将增加汽车的制造成本与整备重量,同时汽车工作工况的复杂性对主动降噪系统鲁棒性的要求较高。

基于结构简单、成本较低及效率较高等特点,声学消声器被广泛应用在中低频气动噪声控制中,但此种消声器仅在共振频率附近有很高的传递损失。为了拓宽谐振腔的消声频带范围,学者们对多种形式的消声器进行了研究。吕海峰等^[7]提出了一种逆压电效应的调频式亥姆霍兹消声结构,提高了消声结构对宽频噪声的自适应性。高书娜等^[8]基于共振消声器的集中参数模型,研究了多个消声器串联系统的声学特性,在提升消声器传递损失时降低了消声器串联系统的体积。沈惠杰等^[9]利用声子晶体周期结构设计技术,解决了管路系统的低频减振降噪问题。Shi等^[10]采用布洛克波理论和传递矩阵法,研究了周期性微穿孔管消声器中的波传播规律,指出周期结构与微穿孔管消声器的组合能有效控制低频噪声,且具有更宽的消声频率范围。文献[11-12]对具有周期性排列超材料的管道进行了研究。Cai等^[13]分析了具有周期性排列的双亥姆霍兹共振腔管

* 国家自然科学基金资助项目(52175084);天津市宇航智能装备技术企业重点实验室开放课题资助项目(* ZN-ZB-2021-02*)

收稿日期:2022-03-10;修回日期:2022-06-20

路的声学特性,通过将前2个布拉格带隙与局部共振带隙组合,实现了更宽的低频消声频带。Zhang等^[14]分析了有多个混合亥姆霍兹谐振器的管道传递损失和带隙特性。上述研究表明,虽然单个周期内的消声结构参数相同,但利用声子晶体理论进行周期性布置也能有效拓宽消声频带宽度,改善管路的噪声特性。

笔者参考声子晶体原理,针对汽车空调管路内气动噪声控制设计了一种消声结构,建立了消声结构传递损失的理论计算模型,利用声学有限元方法计算了消声结构的传递损失,并通过四传感器法^[15]进行了试验研究,验证了理论计算模型和有限元模型的正确性。通过流体有限元计算分析了汽车空调管路内气动噪声产生的原因,并结合声类比法计算声场信息,为消声结构的优化设计提供了目标频域。分析了不同的参数对消声结构传递损失的影响规律,利用遗传算法对消声结构的参数进行优化,拓宽了消声结构在目标频域内的消声带宽,提高了传递损失。

1 管路消声结构的传递损失计算及试验分析

1.1 消声结构传递损失的计算理论

针对汽车空调管路内的气动噪声问题,设计了一种管路消声结构,通过直通管的穿孔内空气共振和扩张腔控制声阻抗来实现降噪。汽车空调管路的消声结构示意图如图1所示。

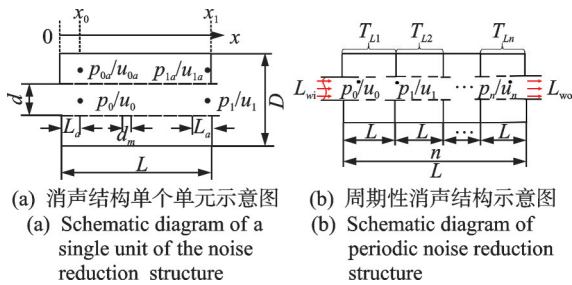


图1 汽车空调管路的消声结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of noise reduction structure of automobile air-conditioning pipeline

周期性消声结构入口处的入射声功率级 L_{wi} 与出口处的透射声功率级 L_{wo} 差值即为消声结构的传递损失 T_L , 当入射的噪声声功率一定时, 提高传递损失 T_L 可以有效降低管路出口处的透射噪声声功率, 从而降低了沿管路传出的噪声水平。

利用传递矩阵法^[16]对消声结构的传递损失进行

理论推导,如图1(a)所示,建立 x 坐标轴(正方向为消声结构轴向,由入口指向出口),原点位置对应消声结构的入口。首先,对长度为 L 的单个周期单元进行如下理论解析:假设声波在穿孔管和膨胀腔内传播过程为绝热过程,其质量方程和动量方程为

$$\begin{bmatrix} dp_0/dx \\ d\rho cu_0/dx \\ dp_{0a} \\ d\rho cu_{0a} \end{bmatrix} = M \begin{bmatrix} p_0 \\ \rho cu_0 \\ p_{0a} \\ \rho cu_{0a} \end{bmatrix} \quad (1)$$

其中: p_0, u_0 分别为穿孔管内某一点的声压和质点振动速度; p_{0a}, u_{0a} 分别为扩张腔内某一点的声压和质点振动速度; M 为声质量矩阵。

$$M = \begin{bmatrix} 0 & -jk & 0 & 0 \\ -j\alpha_2/k & 0 & -j\alpha_1/k & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -jk \\ -j\alpha_3/k & 0 & -j\alpha_4/k & 0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\alpha_1 = 4jk/dZ_m \quad (3)$$

$$\alpha_2 = k^2 - \alpha_1 \quad (4)$$

$$\alpha_3 = 4jkd/(D^2 - d^2)Z_m \quad (5)$$

$$\alpha_4 = k^2 - \alpha_3 \quad (6)$$

其中: $k = \omega/c$ 为声波波数; ω 为角频率; $j = \sqrt{-1}$ 为复数单位; d 为穿孔管直径; D 为扩张腔直径, 定义 D 与 d 的比值 D/d 为扩张比; Z_m 为管路结构中穿孔的相对声阻抗率。

$$Z_m = r_m + jx_m \quad (7)$$

$$r_m = \frac{32\mu t}{\epsilon d_m^2} \left(\sqrt{1 + \frac{\omega d_m^2}{128\mu}} + \frac{\sqrt{2\omega} d_m^2}{16t\sqrt{\mu}} \right) \quad (8)$$

$$x_m = \frac{t\omega}{\epsilon c} \left(1 + \frac{1}{\sqrt{9 + \frac{\omega d_m^2}{8\mu}}} + 0.85 \frac{d_m}{t} \right) \quad (9)$$

其中: μ 为空气动力黏度; t 为管路壁厚; d_m 为穿孔孔径; ϵ 为管路穿孔段的穿孔率。

通过分析可知, 相对声阻抗率主要与可知消声结构穿孔孔径 d_m 有关。

通过求解式(1), 得到穿孔段初始位置 ($x_0 = L_a$) 和末端位置 ($x_1 = L$) 的声压与质点振动关系, 即

$$\begin{bmatrix} p_0 \\ \rho cu_0 \\ p_{0a} \\ \rho cu_{0a} \end{bmatrix} = R \begin{bmatrix} p_1 \\ \rho cu_1 \\ p_{1a} \\ \rho cu_{1a} \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$R = \varphi E \varphi^{-1} \tag{11}$$

$$E = \text{diag}(\exp(-\xi_i(L - L_a))) \quad (i = 1, 2, 3, 4) \tag{12}$$

其中： L 为扩张腔长度； L_a 为空调管路的内插长度； φ 为 M 的特征向量矩阵； ξ_i 为 M 的特征值。

消声结构的扩张腔与空调管路构成一端为开口另一端闭合的直筒腔，可以得出边界条件为

$$\begin{cases} \rho c u_0(x_0) = -j \tan(kL_a) p_0(x_0) \\ \rho c u_1(x_1) = j \tan(kL_a) p_1(x_1) \end{cases} \tag{13}$$

将边界条件代入到式(10)中，求解得到消声结构单个周期单元的传递矩阵 T_1 为

$$T_1 = \begin{bmatrix} p_0 \\ \rho c u_0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ \rho c u_1 \end{bmatrix}^{-1} \tag{14}$$

根据连续性条件，在消声结构中，上一周期单元出口处的边界条件与下一周期单元入口处的边界条件相同，得到消声结构的入口处声压、质点振动速度与出口处声压、质点振动速度的关系为

$$\begin{bmatrix} p_0 \\ \rho c u_0 \end{bmatrix} = T_1 T_2 \cdots T_n \begin{bmatrix} p_n \\ \rho c u_n \end{bmatrix} \tag{15}$$

其中： T_n ($n = 1, 2, \cdots$) 为消声结构的单个周期单元的传递矩阵。

由式(15)可以得出消声结构的总传递矩阵和传递损失为

$$T_{\text{total}} = T_1 T_2 \cdots T_n = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \tag{16}$$

$$T_L = 20 \lg \left(\frac{|A_1 + B_1 + C_1 + D_1|}{2} \right) \tag{17}$$

其中： T_{total} 为一个 2×2 矩阵，表示消声结构的总传递矩阵； T_L 为消声结构的传递损失。

T_{total} 由消声结构多个单元的传递矩阵连乘得出，由于无法写出其解析表达式，为了直观反映参数对传递损失的影响，采用代入具体数据方式探究其对传递损失的影响。

通过上述理论分析可知，消声结构的传递损失 T_L 与穿孔段的相对声阻抗 Z_m 、扩张比 D/d 、单个扩张腔的长度 L 、内插长度 L_a 以及扩张腔个数 n 等因素有关，而影响穿孔段相对声阻抗 Z_m 的主要结构参数是孔径大小 d_m 。

1.2 消声结构传递损失有限元仿真分析

利用声学有限元方法，对管路消声结构的传递损失进行仿真计算。消声结构的尺寸参数如表 1 所示。在 Hypermesh 14.0 中对消声结构进行网格划分，将网格尺寸控制在 3 mm 内，以满足网格尺寸小

于 1/6 最小波长的条件限制。选用非结构化网格生成体网格，最终生成的网格数量为 472 656 个。消声结构的声学有限元模型如图 2 所示。

表 1 消声结构的尺寸参数

Tab.1 Dimensional parameters of noise reduction

d_m/mm	d/mm	D/mm	L/mm	L_a/mm	n
4	42	100	65	12	3

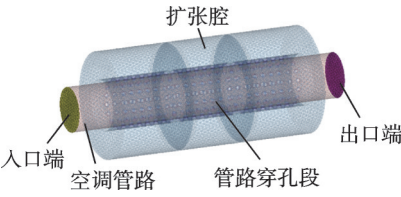


图 2 消声结构的声学有限元模型
Fig.2 Acoustic finite element model of noise reduction structure

在声学仿真软件 LMS Virtual.Lab 13.10 中根据实际工况定义边界条件：入口端为 1 W 声功率的单位声源，出口端边界为自动匹配层响应面。声学求解方法选用声模态法，忽略其内部声传播时的热交换与流固耦合作用，对消声结构的传递损失进行声学有限元仿真。

1.3 消声结构的传递损失测试

对所设计的消声结构和建立的声学有限元模型进行验证，消声结构的试验样件如图 3 所示，材料为光敏树脂。试验样件的材料物理属性如表 2 所示。

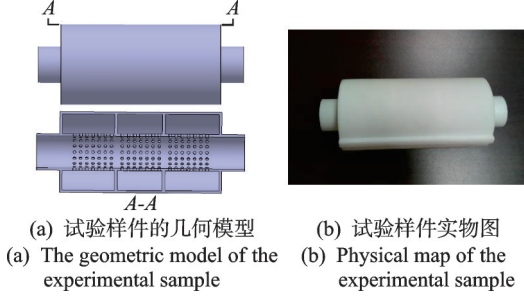


图 3 消声结构的试验样件
Fig.3 Experimental sample of noise reduction structure

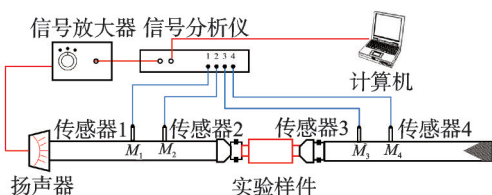
表 2 试验样件的材料物理属性

Tab.2 The physical properties of the material of the experimental sample

密度/(g·m ⁻³)	泊松比	拉伸模量/MPa	弯曲模量/MPa
1.11~1.15	0.4~0.44	2 589~2 695	2 692~2 775

传递损失的测试采用四传感器法^[15]，消声结构的传递损失测试系统如图 4 所示。在前端阻抗管扬

声器中设置声源,与声学有限元软件中的入口边界条件保持一致。在位置 M_1, M_2, M_3 和 M_4 布置传感器,测量分布点的声压。



(a) 测试系统连接示意图
(a) Connection diagram of the test system



(b) 传递损失测试系统实物图
(b) Physical diagram of transmission loss test system

图 4 消声结构的传递损失测试系统

Fig.4 Transmission loss test system for noise reduction structures

利用上述试验方法对试验样件的传递损失进行测试,将得到的试验结果与理论计算值、有限元仿真值进行对比分析。消声结构的传递损失试验结果如图 5 所示。由图可知:空调管路消声结构的试验模型传递损失的理论计算值、仿真值与试验值曲线整体趋势一致,拟合程度较好;消声结构的传递损失在 800 Hz 以下较低,前 2 个峰值约为 4.2 dB 和 11.2 dB,对应的频率分别为 240 Hz 和 750 Hz 左右;在 800 Hz 以上的频段内,消声结构的传递损失随频率的上升而逐渐增高,最大值约为 70 dB。试验测试结果在 1 700 Hz 左右具有一定误差,其原因如下:

- ①由于试验样件分别打印再粘接,无法完全避免接缝,影响了样件的密封性,导致产生“漏声现象”;
- ②声阻抗管末端无法达到完全吸声的理想效果,使一部分噪声发生了反射。

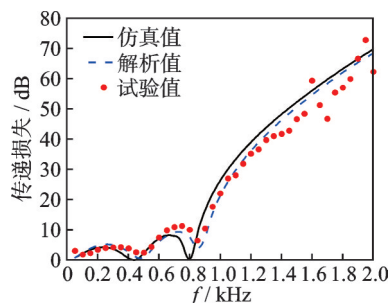


图 5 消声结构的传递损失试验结果

Fig.5 Experimental value of transmission loss of noise reduction structure

2 空调管路气动噪声计算

以某商用车的空调管路为研究对象,首先根据计算流体力学方法,在仿真软件 Fluent 15.0 中对空调管路的湍流流场进行仿真,结合宽频噪声源模型预测气动噪声源的分布位置,以此确定消声结构的布置位置,并分析气动噪声产生的主要原因。空调管路的有限元模型如图 6 所示。

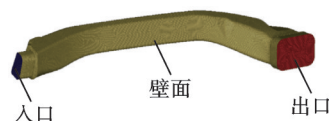


图 6 空调管路的有限元模型

Fig.6 Finite element model of air-conditioning duct

对管路有限元模型的边界条件进行如下设置:入口为质量流量入口,流量值为 0.068 kg/s;出口为压力出口,相对压力为 0;管路的壁面设为绝热无滑移边界。湍流模型选用大涡模拟模型,连续性方程与动量方程选择压力耦合方程组的半隐式方程,动量、湍流动能与湍流耗散率的离散格式选用二阶迎风格式,计算方法选择压力的隐式算子分割算法,计算步骤为 400 步,步长为 0.000 25 s。空调管路的壁面压力云图和噪声声功率分布云图分别如图 7, 8 所示。

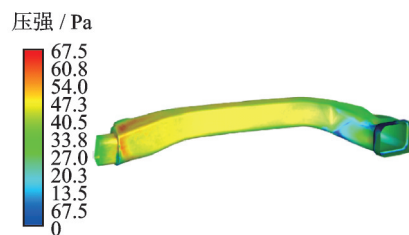


图 7 空调管路的壁面压力云图

Fig.7 Nephogram of pressure distribution of the air-conditioning duct

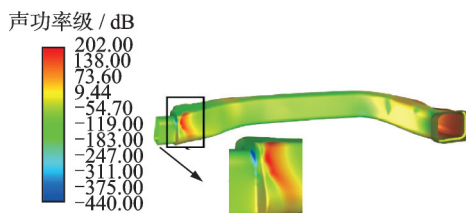


图 8 空调管路的噪声声功率级分布云图

Fig.8 Nephogram of noise power of air-conditioning duct

由图 7 可知,在管路前端入口处,由于截面积的突变,空气在此湍流运动,管路存在负压区,从而引起此处存在压力脉动现象。

由图 8 可知,在管路入口截面积突变区域的噪声声功率级较高,噪声源的预测位置与图 7 中压力脉动的位置相同,而在管路中部和出口端声功率级逐渐降低,消声结构应布置在声源的下游部分。同时可以看出,产生气动噪声的主要原因为压力脉动。

在距离空调管路出口中心 500 mm 处设置监测点,气动噪声的声压级频谱图如图 9 所示。在 Fluent 中采用声类比法计算气动噪声的声源特性曲线,如图 9(a)所示,计算得到汽车空调风道管路内气动噪声在 10~2 000 Hz 内的总声压级为 74.5 dB。由于 A 计权声级与人耳听觉特性接近,因此对计算得到声源特性进行 A 计权,如图 9(b)所示。

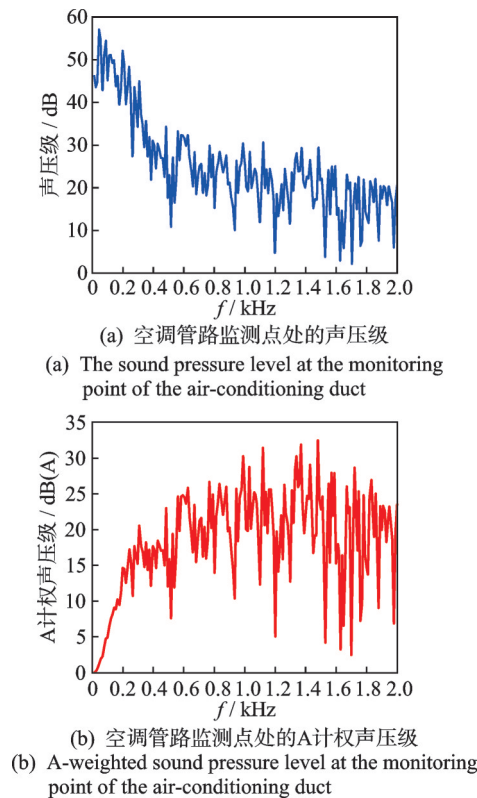


图9 气动噪声的声压级频谱图
Fig.9 Sound pressure level of aerodynamic noise

由图 9(a)可知,声压级的峰值最高为 54 dB 左右,对应频率为 100 Hz,随着频率的增加,声压级逐渐减小,与偶极子声源特性相符。图 9(b)中 A 计权声压级的主要峰值集中在 500 Hz 以上的频段。由于被动消声结构对低频噪声的控制效果较差,且人耳对低频噪声不敏感^[17],因此主要针对 500 Hz 以上的噪声控制对消声结构进行优化设计。

3 空调管路消声结构优化设计

由消声结构传递损失的计算结果可知,在中低

频段内传递损失较低,消声效果不明显,需要对消声结构进行优化设计。

3.1 消声结构传递损失影响因素分析

首先对扩张腔个数 n 与传递损失 T_L 之间的关系进行分析。扩张腔个数对传递损失的影响见图 10。

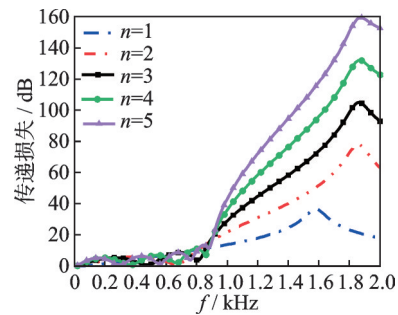


图 10 扩张腔个数对传递损失的影响
Fig.10 The influence of the number of expansion cavities on the transmission loss

由图 10 可知,在 900 Hz 以下的频段内不同扩张腔个数的管路传递损失都较低,但随着扩张腔个数 n 的增加,在 900 Hz 以上的传递损失有所提升,且峰值随 n 的增加而增大,说明增加扩张腔的个数对提高管路的传递损失有明显效果。但受管路布置长度的限制,选择 $n=3$ 的消声结构进行进一步研究。

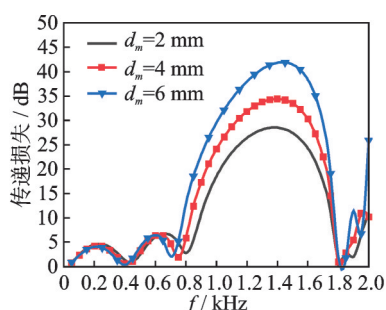
在选定扩张腔个数后,利用理论模型研究消声结构的参数对传递损失的影响规律。消声结构的不同结构参数变化如表 3 所示。其中:示例 1 表示孔径 d_m 由 2 mm 增大到 6 mm;示例 2 表示扩张腔的扩张比 D/d 由 1.5 增加到 2;示例 3 表示单个扩张腔长度 L 由 73 mm 增加到 100 mm;示例 4 表示管路结构的内插长度 L_a 由 9 mm 增加到 25 mm。消声结构的参数变化对传递损失的影响如图 11 所示。

表 3 消声结构的不同结构参数变化

Tab.3 Variation range of different structural parameters of noise reduction structure

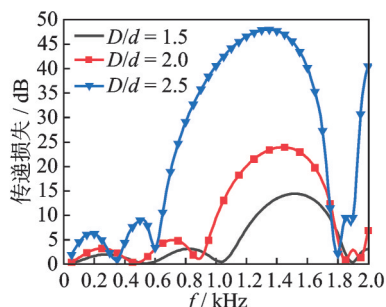
示例	d_m/mm	D/d	L/mm	L_a/mm
1	[2:4:6]	2	100	17
2	4	[1.50:1.75:2.00]	100	17
3	4	2	[73:87:100]	17
4	4	2	100	[9:17:25]

由图 11(a)可知,当穿孔孔径由 2 mm 增加到 6 mm 时,传递损失在 750 Hz 以上的频段有明显提升,峰值对应频率基本不变;由图 11(b)可知,当扩张腔的扩张比内径由 1.5 增加到 2.5 时,传递损失在全



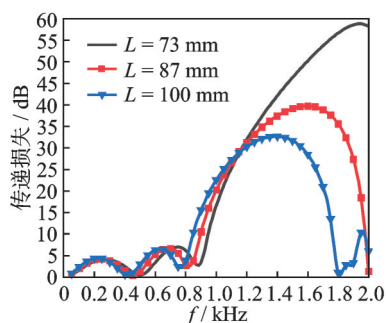
(a) 孔径对传递损失的影响

(a) The influence of aperture on transmission loss



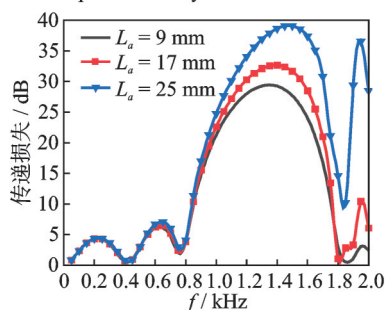
(b) 扩张比对传递损失的影响

(b) The influence of expansion ratio on transmission loss



(c) 单个扩张腔长度对传递损失的影响

(c) The influence of the length of a single expansion cavity on the transmission loss



(d) 内插长度对传递损失的影响

(d) The influence of interpolation length on transmission loss

图11 消声结构的参数变化对传递损失的影响

Fig.11 The influence of the parameter change of the noise reduction structure on the transmission loss

频段内有明显提升,峰值对应频率降低;由图11(c)可知,当单个扩张腔长度由73 mm增加到100 mm时,传递损失降低,峰值对应频率降低;由图11(d)可知,当管路内插长度由9 mm增加到25 mm时,传递损失的峰值增大,峰值对应频率略有升高。

根据上述分析可知:消声结构的孔径 d_m 与内插长度 L_a 对传递损失的峰值影响较大,对传递损失峰值对应频率的影响较小;扩张腔扩张比 D/d 和长度 L 对传递损失峰值和传递损失峰值对应频率均有影响。通过对上述参数的合理优化,可有效提高管路对中频段噪声的降噪能力,解决消声结构在中低频段内传递损失较低、消声效果不明显的问题。

3.2 消声结构优化模型

由于管路内的气流流速较低,噪声主要是空气湍流引起的气动噪声,属于宽频噪声,没有特定频率,且主要分布在2 000 Hz以下。结合遗传算法对上述结构参数进行优化,拓宽消声结构的频带宽度,增强600~2 000 Hz频段内的消声能力。优化目标是拓宽传递损失高于20 dB时的频段宽度,优化模型的目标函数可表示为

$$\max \{F_{\max} - F_{\min}\} \quad (18)$$

其中: $F_{\max}$, $F_{\min}$ 分别为传递损失大于20 dB的频段最高频率和最低频率。

$$\begin{cases} F_{\max} = \max \{f(T_L \geq 10)\} \\ F_{\min} = \min \{f(T_L \geq 10)\} \end{cases} \quad (19)$$

s.t. $f \in [600, 2000] \text{ Hz}$

根据优化目标函数,选取消声结构的孔径 d_m 、扩张比 D/d 、单个扩张腔长度 L 和内插长度 L_a 为优化设计变量,可以得到优化模型为

$$\begin{aligned} \max \{F_{\max} - F_{\min}\} &= g(x_1, x_2, x_3, x_4) \\ \text{s.t. } 2 \text{ mm} &\leq x_1 \leq 6 \text{ mm}, 1.5 \leq x_2 \leq 3, \\ 73 \text{ mm} &\leq x_3 \leq 100 \text{ mm}, 8 \text{ mm} \leq x_4 \leq 30 \text{ mm} \end{aligned} \quad (20)$$

其中: x_1, x_2, x_3, x_4 分别对应孔径、扩张比、单个扩张腔长度和内插长度。

设置优化模型的初始条件为: $d_m=4 \text{ mm}$, $D/d=2$, $L=98 \text{ mm}$, $L_a=17 \text{ mm}$ 。采用遗传算法进行优化,遗传算法的参数设置如表4所示。

表4 遗传算法的参数设置

Tab.4 Parameter setting of genetic algorithm

种群初始区间	种群规模	交叉概率	变异概率	迭代次数
[0,1]	20	0.8	0.2	100

3.3 加装消声结构的空调管路传递损失计算

分别将优化前后的消声结构与空调管路结合,优化前后的消声结构参数如表5所示。加装消声结构的空调管路模型如图12所示。

表 5 优化前后的消声结构参数

Tab.5 The parameters of noise reduction structure before and after optimization

状态	d_m/mm	D/d	L/mm	L_1/mm
优化前	4.0	2.00	98.0	17.0
优化后	4.2	2.93	96.6	27.8

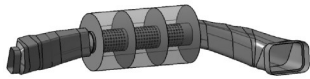


图 12 加装消声结构的空调管路模型

Fig.12 Geometric model of air-conditioning duct with noise reduction structure

建立空调管路的声学有限元模型,建模方法与边界条件设置与消声结构的声学有限元模型一致,采用无消声结构的空调管路作为对照组,加装消声结构空调管路的传递损失如图 13 所示。由图可知,与无消声结构的空调管路相比,加装消声结构明显提高了空调管路的传递损失。通过消声结构优化前后空调管路的传递损失对比可知,经过优化后,空调管路的传递损失峰值提高了 89.6 dB,传递损失高于 20 dB 的消声频带宽度拓宽了 700 Hz,说明参数优化对提高消声结构传递损失、拓宽消声频带宽度具有实际意义。

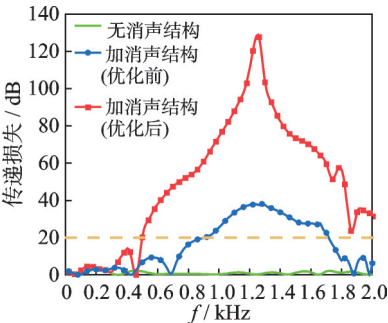


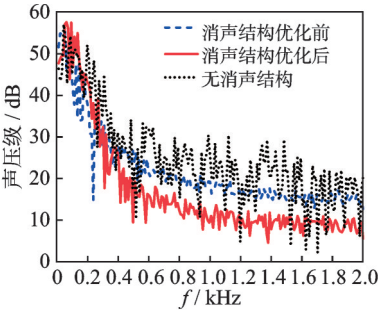
图 13 加装消声结构空调管路的传递损失

Fig.13 Transmission loss of air-conditioning duct with noise reduction structure

3.4 消声结构优化前后的空调管路气动噪声计算

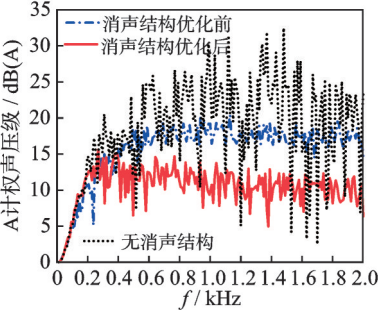
对消声结构优化前后空调管路的气动噪声进行有限元计算,输入的工况条件、边界条件和计算方法与空调管路气动噪声的有限元模型一致,分别计算消声结构优化前后的空调管路出口处的噪声声场。消声结构优化前后空调管路监测点处的声压级与 A 计权声压级如图 14 所示。

由图 14(a)可知,对消声结构进行优化后,空调管路气动噪声的声压级峰值有所降低,在 500 Hz 以上的频段范围内尤为明显,此频段内的声压级峰值平均降低了 7 dB 左右;由图 14(b)可知,空调管路气



(a) 消声结构优化前后的声压级

(a) The sound pressure level at the monitoring point



(b) 消声结构优化前后的 A 计权声压级

(b) A-weighted sound pressure level at the monitoring point

图 14 消声结构优化前后空调管路监测点处的声压级与 A 计权声压级

Fig.14 Sound pressure level and A-weighted sound pressure level at the monitoring point of the air-conditioning duct before and after the optimization

动噪声的 A 计权声压级峰值在全频段内也有所降低,在 500 Hz 以上的中频段内 A 计权声压级峰值平均降低了约 7 dB。通过空调管路气动噪声的对比分析可知,消声结构的优化明显降低了空调管路在 500 Hz 以上频段范围内的噪声水平,提升了空调管路的降噪能力。

4 结 论

1) 汽车空调管路内气动噪声的产生原因为管路存在的压力脉动,气动噪声源的分布位置为不规则结构处。

2) 提高消声结构的传递损失能降低沿空调管路传入驾驶舱内的气动噪声水平,消声结构的扩张腔个数、孔径和内插长度对传递损失的峰值影响较大,对消声带宽影响较小,而扩张腔内径和长度对传递损失峰值和消声带宽均有影响。

3) 对优化设计前后的消声结构传递损失分析可知,优化后空调管路传递损失的峰值提高约 89.6 dB,拓宽消声频带的范围约 700 Hz。消声结构将空调管路的出口处声压级和 A 计权声压级均降低了约 7 dB。

参 考 文 献

- [1] 邹春一, 杨志刚, 李启良, 等. 整车环境下汽车空调系统气动噪声分析[J]. 声学技术, 2018, 37(1): 71-76.
ZOU Chunyi, YANG Zhigang, LI Qiliang, et al. Analysis of aerodynamic noise from HVAC in the vehicle[J]. Technical Acoustics, 2018, 37(1): 71-76.(in Chinese)
- [2] 陈志勇, 毛阳, 史文库, 等. 汽车空调压缩机噪声异常问题的诊断与试验[J]. 振动、测试与诊断, 2015, 35(6): 1063-1067.
CHEN Zhiyong, MAO Yang, SHI Wenku, et al. Abnormal noise diagnosis and test of air conditioning compressor in automobiles[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(6): 1063-1067.(in Chinese)
- [3] ABDELHAKIM A, RAVINDRA S T, VILAS B, et al. Aeroacoustics optimization of the HVAC system of a SUV using a lattice boltzmann method[C]//SAE 2015 Noise and Vibration Conference and Exhibition. Tokyo: SAE, 2015: 1053-1062.
- [4] SHAN-SHAN L, LI M, YANG F, et al. Aero acoustic noise analysis of a locomotive cooling system ducts and structure optimization[J]. International Journal of Engineering and Technology Innovation, 2015, 5(3): 178-188.
- [5] SINGH S, MOHANTY A R. HVAC noise control using natural materials to improve vehicle interior sound quality[J]. Applied Acoustics, 2018, 140: 100-109.
- [6] BACK J, LEE S K, MIN LEE S, et al. Design and implementation of comfort-quality HVAC sound inside a vehicle cabin[J]. Applied Acoustics, 2021, 177: 107940.
- [7] 吕海峰, 安君, 潘宏侠, 等. 自适应调频声衬及其控制系统设计[J]. 振动、测试与诊断, 2019, 39(5): 992-997.
LÜ Haifeng, AN Jun, PAN Hongxia, et al. Design of piezoelectric tunable liner and control system[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(5): 992-997.(in Chinese)
- [8] 高书娜, 赵金斗. 多共振消声器串联系统声学特性分析及应用[J]. 振动与冲击, 2016, 35(2): 189-194.
GAO Shuna, ZHAO Jindou. Acoustic performance analysis of the series-wound system of multi-resonant silencer and its application[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(2): 189-194.(in Chinese)
- [9] 沈惠杰, 李雁飞, 苏永生, 等. 舰船管路系统声振控制技术评述与声子晶体减振降噪应用探索[J]. 振动与冲击, 2017, 36(15): 163-170, 209.
SHEN Huijie, LI Yanfei, SU Yongsheng, et al. Review of sound and vibration control techniques for ship piping systems and exploration of photonic crystals applied in noise and vibration reduction[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(15): 163-170, 209.(in Chinese)
- [10] SHI X F, MAK C M. Sound attenuation of a periodic array of micro-perforated tube mufflers[J]. Applied Acoustics, 2017, 115: 15-22.
- [11] LIU B, YANG L. Transmission of low-frequency acoustic waves in seawater piping systems with periodic and adjustable Helmholtz resonator[J]. Journal of Marine Science and Engineering, 2017, 5(4): 56.
- [12] LAN J, LI Y F, YU H Y, et al. Nonlinear effects in acoustic metamaterial based on a cylindrical pipe with ordered Helmholtz resonators[J]. Physics Letters A, 2017, 381(13): 1111-1117.
- [13] CAI C Z, MAK C M, SHI X F. An extended neck versus a spiral neck of the Helmholtz resonator[J]. Applied Acoustics, 2017, 115: 74-80.
- [14] ZHANG Z F, YU D L, LIU J W, et al. Transmission and bandgap characteristics of a duct mounted with multiple hybrid Helmholtz resonators[J]. Applied Acoustics, 2021, 183: 108266.
- [15] YOUSEFZADEH B, MAHJOOB M, MOHAMMADI N, et al. An experimental study of sound transmission loss (STL) measurement techniques using an impedance tube[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2008, 123(5): 3119.
- [16] SEO S H, KIM Y H, KIM K J. Transmission loss of a silencer using resonator arrays at high sound pressure level[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(2): 653-660.
- [17] MÖSER M. Engineering acoustics: an introduction to noise control[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2004, 116(5): 2707-2708.



第一作者简介:甄冬,男,1982年12月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为机械系统故障诊断与状态监测、机械系统智能检测、振动噪声信号处理、机械故障特征提取和模式识别、内燃机新型燃料研究及风力发电机组故障诊断与状态监测技术等。曾发表《微穿孔板在随机-区间混合不确定性理论下的结构优化》(《振动工程学报》2022年第35卷第1期)等论文。

E-mail: d.zhen@hebut.edu.cn

通信作者简介:刘晓昂,女,1989年3月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为汽车悬架高频动态特性及系统设计开发、悬架系统参数识别、轮胎噪声及管路噪声控制等。

E-mail: liuxiaoang@hebut.edu.cn