

基于区间分析的汽车声学包零件不确定性优化*

赵红飞¹ 李宏庚²

(1.柳州工学院,柳州市测控智能化研究重点实验室,柳州 545616;2.上汽通用五菱汽车股份有限公司,柳州 545007)

【摘要】为解决汽车声学包零件大批量生产时零件性能稳健性的问题,提出了一种基于区间分析的不确定性优化方法。该方法采用比奥(BIOT)理论和传递矩阵方法对声学包零件的吸隔声性能进行仿真,采用区间摄动理论对零件声学性能的不确定性进行分析,引入区间不确定性优化方法对零件的材料选择与结构设计参数进行优化设计。应用该方法对某车型内前围零件进行了分析与设计,结果表明,零件质量下降12.8%,同时系统的稳健性大幅度提升,插入损失最大波动由8 dB下降至5 dB。

关键词:汽车声学包 区间模型 不确定性优化

中图分类号:U461.4 **文献标志码:**A **DOI:** 10.19620/j.cnki.1000-3703.20230506

Uncertainty Optimization of Automotive Acoustic Package Parts Based on Interval Analysis

Zhao Hongfei¹, Li Honggeng²

(1. Liuzhou Institute of Technology, Liuzhou Key Laboratory of Test and Control Intelligence, Liuzhou 545616;
2. SAIC - GM - Wuling Automotive Co., Ltd., Liuzhou 545007)

【Abstract】In order to solve the problem of the robustness of the performance of automotive acoustic package parts in mass production, an uncertainty optimization method based on interval analysis is proposed. The BIOT theory and the transfer matrix method are used to simulate the sound absorption and insulation performance of the acoustic package parts, the Interval perturbation theory is used to analyze the uncertainty of acoustic performance, and the interval uncertainty optimization method is introduced to optimize the material selection and structural design parameters of the parts. The results show that the method is used to analyze and design the inner front wall parts of a certain model, the quality of the parts decreases by 12.8%, and the robustness of the system is greatly improved, and the maximum fluctuation of insertion loss decreases from 8 dB before optimization to 5 dB after optimization.

Key words: Automotive Acoustic Package, Interval model, Uncertainty optimization

【引用格式】赵红飞,李宏庚.基于区间分析的汽车声学包零件不确定性优化[J].汽车技术,2024(9):57-62.

ZHAO H F, LI H G. Uncertainty Optimization of Automotive Acoustic Package Parts Based on Interval Analysis[J]. Automobile Technology, 2024(9): 57-62.

1 前言

随着新能源技术的发展,高频噪声在汽车总体噪声中所占比重逐渐提高^[1],声学包装是控制汽车高频噪声的主要手段^[2-3]。

吸声系数和传递损失是声学包零件声学性能的具体表征,分别反映了零件的吸声性能和隔声性能^[4]。在

保证质量、空间、成本要求的前提下,尽可能提高零件的吸声系数和传递损失,是声学包零件设计的主要方向。在相关研究中,吴宪等^[5]建立了计算汽车前围板传递损失的统计能量分析模型,采用最优拉丁超立方方法生成了声学包方案的试验点,采用NSGA-II算法进行以声学包隔声量及质量为目标的多目标优化;徐雪莹^[6]采用经典声学理论计算了前围隔声垫的整体隔声量,并进行了

*基金项目:广西高校中青年骨干教师科研基础能力提升项目(2023KY1782)。

通信作者:李宏庚(1981—),学士,高级工程师,主要研究方向为汽车振动噪声控制集成,honggeng.li@sgmw.com.cn。

轻量化研究;唐中华等^[7]以声学包零件各层材料厚度为设计变量,以驾驶员头部声腔总声压级和声学包总质量为目标,采用多目标遗传算法对声学包材料厚度进行优化。

但由于制造工艺等原因,声学包零件的流致、孔隙率等关键参数具有较高的不确定性^[8],采用传统确定性设计与优化方法无法保证大批量零件的性能稳健性。

基于此,本文提出了一种基于区间分析的汽车声学包零件不确定性优化方法,将区间不确定性理论^[9]引入声学包零件设计中,首先采用比奥(BIOT)理论^[10]和传递矩阵方法^[11]实现声学包零件吸隔声性能仿真;其次采用区间摄动理论进行零件声学性能的不确定性分析;最后通过区间不确定性优化方法对零件的材料和结构参数进行优化设计,实现了声学包零件性能的稳健性最优化设计。

2 汽车声学包零件的吸隔声性能预测原理

现阶段汽车声学包零件主要由柔性多孔材料(如毛毡、吸音棉、聚氨酯甲酸酯发泡等)和弹性多孔材料(如

乙烯-醋酸乙烯酯、乙烯-丙烯-非共轭二烯烃三元共聚物等)组成。多孔材料的吸隔声性能预测主要基于BIOT理论。

对于聚氨酯甲酸酯(Polyurethane, PU)发泡等弹性多孔材料,其介质中同时存在3种波,弹性压缩波、弹性剪切波和声波。其中,弹性压缩波、弹性剪切波在材料固体相中进行传播,声波则在材料流体相中进行传播。对于毛毡、吸音棉等柔性多孔材料,其固体相刚度近似为0,材料中只存在声波,不存在弹性压缩波和剪切波。

汽车声学包零件通常由几种不同的材料组成,对于多层材料的声学性能,通常采用传递矩阵方法进行计算,每层材料均采用一个传递矩阵进行描述。

对于柔性多孔材料,其传递矩阵 T 可以表示为:

$$T = \begin{bmatrix} \cos(\delta_2 d \cos \theta) & j \frac{Z_c}{\cos \theta} \sin(\delta_2 d \cos \theta) \\ j \frac{\cos \theta}{Z_c} \sin(\delta_2 d \cos \theta) & \cos(\delta_2 d \cos \theta) \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中: θ 为入射声波角度, d 为材料厚度, j 为虚数单位, δ_2 为声波波数, Z_c 为材料特征阻抗。

对于弹性多孔材料,其传递矩阵可表示为:

$$T = \begin{bmatrix} \omega k_1 c_{13} & -j\omega k_1 s_{13} & \omega k_1 c_{23} & -j\omega k_1 s_{23} & j\omega k_{33} s_{33} & -\omega k_{33} c_{33} \\ -j\omega k_{13} s_{13} & \omega k_{13} c_{13} & -j\omega k_{23} s_{23} & \omega k_{23} c_{23} & \omega k_1 c_{33} & -j\omega k_1 s_{33} \\ -j\omega k_{13} u_1 s_{13} & \omega k_{13} u_1 c_{13} & -j\omega k_{23} u_2 s_{23} & \omega k_{23} u_2 c_{23} & \omega k_1 u_3 c_{33} & -j\omega k_1 u_3 s_{33} \\ -D_1 c_{13} & jD_1 s_{13} & -D_2 c_{23} & jD_2 s_{23} & 2jNk_{33} k_1 s_{33} & -2Nk_{33} k_1 c_{33} \\ 2jNk_{13} k_1 s_{13} & -2Nk_{13} k_1 c_{13} & 2jNk_{23} k_1 s_{23} & -2Nk_{23} k_1 c_{23} & N(k_{33}^2 - k_1^2) c_{33} & -jN(k_{33}^2 - k_1^2) s_{33} \\ -E_1 c_{13} & jE_1 s_{13} & -E_2 c_{23} & jE_2 s_{23} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中: $k_{13} = (\delta_1^2 - k_1^2)^{\frac{1}{2}}$ 、 $k_{23} = (\delta_2^2 - k_1^2)^{\frac{1}{2}}$ 和 $k_{33} = (\delta_3^2 - k_1^2)^{\frac{1}{2}}$ 分别为3种声波波数在材料厚度方向的分量, k_1 为声波波数在主方向的分量, δ_1 为弹性压缩波波数, δ_3 为弹性剪切波波数, ω 为圆频率, N 为材料的剪切模量, u_i ($i=1, 2, 3$) 为3种声波液相和固相的速度比, D_i 、 E_i 、 c_{i3} 、 s_{i3} ($i=1, 2, 3$) 的计算公式为:

$$\begin{cases} D_i = (P + Qu_i)(k_1^2 + k_{i3}^2) - 2Nk_1^2 \\ E_i = (Ru_i + Q)(k_1^2 + k_{i3}^2) \\ c_{i3} = \cos(k_{i3}d) \\ s_{i3} = \sin(k_{i3}d) \end{cases} \quad (3)$$

式中: P 和 Q 为过程物理量。 P 和 Q 的计算方式为:

$$\begin{cases} P = \frac{4}{3}N + K_b + \frac{1 - \phi^2}{\phi} K_f \\ Q = K_f(1 - \phi) \\ R = \phi K_f \\ \Delta = (P\rho_f + R\rho_b - 2Q\rho_c)^2 - 4(PR - Q^2)(\rho_f\rho_b - \rho_c^2) \end{cases} \quad (4)$$

式中: Δ 和 R 为过程物理量, K_b 、 K_f 分别为材料流体相体积模量和固体相体积模量, ρ_b 、 ρ_f 和 ρ_c 分别为材料固体

相有效密度、流体相有效密度和耦合有效密度, ϕ 为材料孔隙率。

当声波入射至多层材料表面时,如图1所示,同层材料的声传递通过传递矩阵表达,不同层材料的声传递通过耦合矩阵表达。若相邻材料为同种材料,则二者之间的耦合矩阵为单位矩阵。若相邻材料种类不同,则第 i 层材料和第 $(i+1)$ 层材料的耦合矩阵 $I_{i(i+1)}$ 、 $J_{i(i+1)}$ 具有如下关系:

$$I_{i(i+1)}V(i) + J_{i(i+1)}V(i+1) = 0 \quad (5)$$

式中: $V(i)$ 和 $V(i+1)$ 为两层连接处的速度。

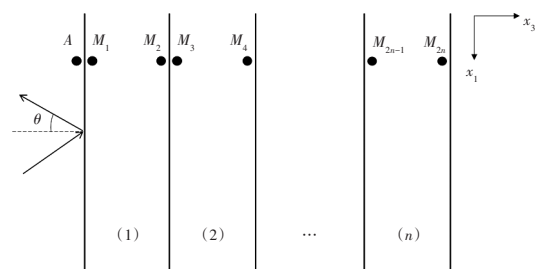


图1 声波入射至多层材料

多层材料整体的声传播过程可以表示为:

$$DV = 0 \quad (6)$$

式中: V 为速度向量, D 为集成传递矩阵和耦合矩阵后

$$D = \begin{bmatrix} I_{11} & J_{11}T^{(1)} & \mathbf{0} & \cdots & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & I_{12} & J_{12}T^{(2)} & \cdots & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \cdots & J_{(n-2)(n)}T^{(n-1)} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \cdots & I_{(n-1)(n)} & J_{(n-1)(n)}T^{(n)} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \cdots & \mathbf{0} & Y_p \end{bmatrix} \quad (7)$$

式中: Y_p 为弹性多孔材料与刚性墙之间的关系矩阵。

当计算材料的吸声性能时,声学材料背衬空气层,此时多层材料特性矩阵 D 可以表示为:

$$D = \begin{bmatrix} I_{11} & J_{11}T^{(1)} & \mathbf{0} & \cdots & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & I_{12} & J_{12}T^{(2)} & \cdots & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \cdots & I_{(n-1)(n)} & J_{(n-1)(n)}T^{(n)} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \cdots & I_{(n)f} & J_{(n)f} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \cdots & \mathbf{0} & -1 \quad Z_B / \cos \theta \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中: I_{11} 和 J_{11} 为空气与多孔材料之间的耦合矩阵, Z_B 为空气特征阻抗。

以入射角为 θ 的平面波入射时,材料的吸声系数可以表示为:

$$Z_s = -\frac{\det D_1}{\det D_2} \quad (9)$$

$$R = \frac{Z_s \cos \theta - Z_B}{Z_s \cos \theta + Z_B} \quad (10)$$

$$\alpha(\theta) = 1 - |R|^2 \quad (11)$$

式中: D_1 为去掉 D 第1列后的矩阵, D_2 为去掉 D 第2列后的矩阵, Z_s 为材料表面阻抗, R 为反射系数。

扩散声场下的材料吸声系数可以表示为:

$$\alpha_d = \frac{\int_{\theta_{\min}}^{\theta_{\max}} \alpha(\theta) \cos \theta \sin \theta d\theta}{\int_{\theta_{\min}}^{\theta_{\max}} \cos \theta \sin \theta d\theta} \quad (12)$$

式中: α_d 为扩散声场下的吸声系数; θ_{\max} 和 θ_{\min} 分别为扩散声场中声波的最大、最小入射角,通常在 $0^\circ \sim 90^\circ$ 之间。

入射角为 θ 的平面波入射时,材料的传递损失 T_L 可以表示为:

$$T = -(1 + R) \frac{\det D_{n+1}}{\det D_1} \quad (13)$$

$$\tau(\theta) = |T^2(\theta)| \quad (14)$$

$$T_L = -10 \log \tau(\theta) \quad (15)$$

式中: T 为零件的吸隔声性能矩阵, $\tau(\theta)$ 为传递系数,

的多层材料特性矩阵。

当计算材料的吸声性能时,声学材料背衬刚性墙,此时多层材料特性矩阵 D 可以表示为:

D_{n+1} 为去掉 D 第 $(n+1)$ 列后的矩阵, T_L 为传递损失。

扩散声场下的材料传递损失可以表示为:

$$T_{Ld} = -10 \log \frac{\int_{\theta_{\min}}^{\theta_{\max}} \tau(\theta) \cos \theta \sin \theta d\theta}{\int_{\theta_{\min}}^{\theta_{\max}} \cos \theta \sin \theta d\theta} \quad (16)$$

3 基于区间分析的不确定优化理论

3.1 区间不确定性分析

在设计、制造、装配过程中,汽车声学包零件材料的不确定性无可避免,其孔隙率、流阻等声学参数以及厚度等结构参数不可能完全相同,不确定性必然存在。随机模型和区间模型是描述参数不确定性最常用的2种方法,其中随机模型需要获取不确定性参数的概率密度函数,这意味着需进行大量的试验测试,需要耗费不菲的时间和人力成本。而区间模型只需要获取不确定性参数可能的最小值和最大值,因此,引入区间模型来描述声学包零件参数的不确定性。

在区间模型中,所有不确定参数 $b_j(j=1,2,\dots,n)$, n 为区间不确定参数数量)组成不确定参数向量 b ,且有

$$b \in [\underline{b}, \bar{b}] \quad (17)$$

式中: \underline{b} 为不确定参数的下界向量, \bar{b} 为不确定参数的上界向量。

对于声学包装零件,其吸声系数 α_d 和传递损失 T_{Ld} 均可以视为不确定参数向量 b 的函数,即

$$\begin{cases} \alpha_d = f_1(b) \\ T_{Ld} = f_2(b) \end{cases} \quad (18)$$

将吸声系数 α_d 和传递损失 T_{Ld} 进行一阶泰勒级数展开,令 b^c 为不确定参数向量的中心值, Δb 表示不确定参数向量的摄动区间, $|\Delta b|$ 为区间半径,则有

$$\begin{cases} \alpha_d = f_1(b) \Big|_{b=b^c} + \sum_{j=1}^n \frac{\partial f_1(b)}{\partial b_j} \Big|_{b=b^c} \Delta b_j \\ T_{Ld} = f_2(b) \Big|_{b=b^c} + \sum_{j=1}^n \frac{\partial f_2(b)}{\partial b_j} \Big|_{b=b^c} \Delta b_j \end{cases} \quad (19)$$

令 α_d^c, T_{Ld}^c 分别表示区间向量 \mathbf{b} 取其中心值 \mathbf{b}^c 时的输入功率向量和损耗因子矩阵, $\Delta\alpha_d$ 和 ΔT_{Ld} 表示输入功率向量和损耗因子矩阵的摄动区间, 则有:

$$\begin{cases} \alpha_d^c = f_1(\mathbf{b})|_{\mathbf{b}=\mathbf{b}^c} \\ T_{Ld}^c = f_2(\mathbf{b})|_{\mathbf{b}=\mathbf{b}^c} \\ \Delta\alpha_d = \sum_{j=1}^n \frac{\partial f_1(\mathbf{b})}{\partial b_j} \Big|_{\mathbf{b}=\mathbf{b}^c} \Delta b_j \\ \Delta T_{Ld} = \sum_{j=1}^n \frac{\partial f_2(\mathbf{b})}{\partial b_j} \Big|_{\mathbf{b}=\mathbf{b}^c} \Delta b_j \end{cases} \quad (20)$$

在获得吸声系数、传递损失的中心值和区间半径后, 零件吸声系数和传递损失的上界 $\bar{\alpha}_d, \bar{T}_{Ld}$ 和下界 $\underline{\alpha}_d, \underline{T}_{Ld}$ 可以表示为:

$$\begin{cases} \bar{\alpha}_d = \alpha_d^c + |\Delta\alpha_d| \\ \underline{\alpha}_d = \alpha_d^c - |\Delta\alpha_d| \\ \bar{T}_{Ld} = T_{Ld}^c + \Delta T_{Ld} \\ \underline{T}_{Ld} = T_{Ld}^c - \Delta T_{Ld} \end{cases} \quad (21)$$

3.2 区间不确定性优化

为了获得更轻的声学包零件质量, 同时保证零件性能的稳健性, 可以采用区间不确定性优化的方法对材料 BIOT 参数和结构参数进行优化。以声学包零件 BIOT 参数和结构参数向量作为设计变量 \mathbf{x} , 存在不确定参数向量 \mathbf{b} , 以零件吸隔声性能向量 \mathbf{T} 作为约束条件, 以声学包零件质量构建目标函数 F , 建立的优化模型为:

$$\begin{cases} \min_{\mathbf{x}} F(\mathbf{x}) \\ P_r(T(\mathbf{x}, \mathbf{b}) \leq T_0) = \lambda \geq \lambda_p \\ \text{s.t. } \underline{\mathbf{b}} \leq \mathbf{b} \leq \bar{\mathbf{b}} \\ \underline{\mathbf{x}} \leq \mathbf{x} \leq \bar{\mathbf{x}} \end{cases} \quad (22)$$

式中: P_r 为区间数比较的可能度, 其值越大, 表示可能性越高; λ 为不确定约束条件的区间可能度 (Reliability-based Possibility Degree of Interval, RPDI) 水平; λ_p 为不确定约束条件的预设 RPDI 水平, 反映了对约束的限制程度; T_0 为传递损失约束向量; $\underline{\mathbf{x}}$ 和 $\bar{\mathbf{x}}$ 分别为设计变量向量的下界和上界。

采用多岛遗传算法即可对式 (22) 进行优化, 在优化模型每一步的迭代中, 都需要对不确定约束条件的 RPDI 水平进行计算, 这样的优化模型是一个双层嵌套问题, 外层为设计变量的寻优, 内层为计算约束函数响应边界。

4 算例分析

4.1 某内前围隔声性能分析与对标

采用本文提出的方法对某内前围零件进行优化设计, 该零件主要由厚度为 2 mm 的乙烯-醋酸乙烯酯

(Ethylene Vinyl Acetate, EVA) 材料和厚度为 20 mm 的 PU 发泡材料组成。由于制造等原因, 材料参数存在不确定性, 采用区间模型对不确定性进行描述。其中, 材料的密度和 BIOT 参数的区间半径取中心值的 10%, 材料厚度在制造过程中控制精度较高, 忽略其不确定性造成的影响。材料参数如表 1 所示。

表 1 内前围材料参数

| 材料名称 | 参数名称 | 中心值 | 区间半径 |
|---------|------------------------|-----------|-------------|
| EVA 材料 | 厚度/mm | 2 | |
| | 密度/kg·m ⁻³ | 1 400 | 140 |
| PU 发泡材料 | 厚度/mm | 20 | |
| | 密度/kg·m ⁻³ | 22 | 2.2 |
| | 泊松比 | 0.4 | 0.04 |
| | 弹性模量/Pa | 46 500 | 4 650 |
| | 流阻/N·m·s ⁻⁴ | 5 000 | 500 |
| | 孔隙率 | 0.96 | 0.096 |
| | 曲折因子 | 1.24 | 0.124 |
| | 粘性特征长度/m | 0.000 105 | 0.000 010 5 |
| | 热特征长度/m | 0.000 34 | 0.000 034 |

将零件裁剪为合适的尺寸 (0.67 m×0.67 m), 采用混响-半消声室方法测试其插入损失性能, 如图 2 所示, 测试原理如图 3 所示。图中 L_1 表示混响室声压级, I_1 表示消声室声强级。



图 2 插入损失性能测试

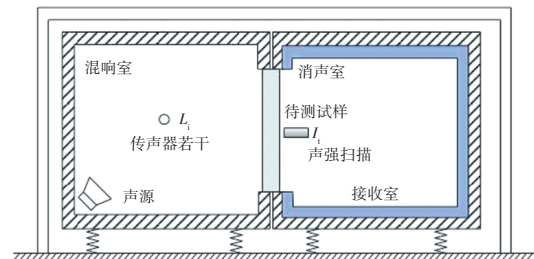


图 3 插入损失测试原理

采用 BIOT 理论和传递矩阵方法计算内前围零件的插入损失性能, 并将仿真结果和测试结果进行对比, 如图 4 所示。由对比结果可知, 在 400~3 150 Hz 内仿真与测试结果对比误差小于 1 dB, 在 3 150 Hz~8 000 Hz 内仿真与测试结果对比误差小于 2.5 dB, 体现了较高的一致

性,表明采用BIOT理论和传递矩阵方法能够获得较高精度的声学包零件隔声性能仿真结果。

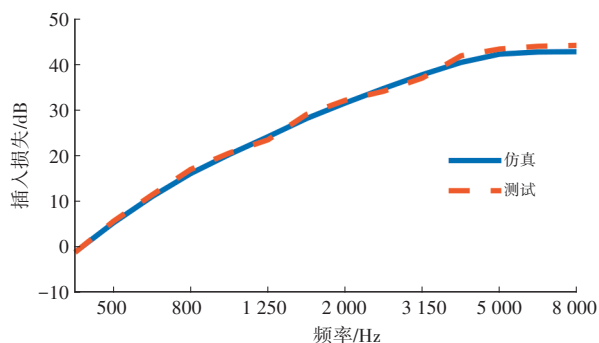


图4 仿真与测试数据对比

采用区间摄动方法对内外围隔声性能的不确定性进行分析,分析结果如图5所示。由图5可知,在材料密度和BIOT参数存在不确定性的条件下,内前围零件的插入损失存在较大波动,最大高达8 dB,稳健性有待提高。

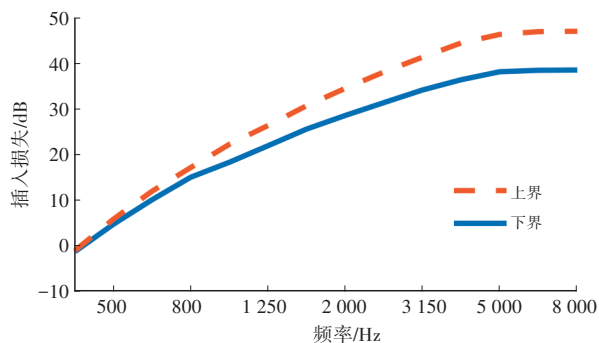


图5 内前围插入损失波动上、下界

4.2 内前围隔声性能的不确定性优化

采用区间不确定性优化方法对内前围质量和插入损失性能进行优化,以材料结构和部分BIOT参数为设计变量,如表2所示,以插入损失向量为约束条件,零件质量为目标函数,建立优化模型。

表2 内前围优化模型设计变量

| 材料名称 | 参数名称 | 最小值 | 最大值 |
|--------|---|-------|-------|
| EVA材料 | 厚度/mm | 1.5 | 2.5 |
| | 密度/ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ | 1 000 | 1 800 |
| PU发泡材料 | 厚度/mm | 15 | 22 |
| | 密度/ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ | 10 | 24 |
| | 流阻/ $\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^{-4}$ | 4 000 | 6 000 |
| | 孔隙率 | 0.9 | 0.099 |
| | 曲折因子 | 1.1 | 1.3 |

调用多岛遗传算法对模型进行优化,共迭代12 000次,优化后的设计变量和质量变化如表3所示,优化后的插入损失曲线和插入损失波动上、下界分别如图6、图7所示。

表3 优化前后设计变量和质量变化

| 材料名称 | 参数名称 | 优化前 | 优化后 |
|---------------------------------------|---|-------|-------|
| EVA材料 | 厚度/mm | 2 | 1.8 |
| | 密度/ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ | 1 400 | 1 350 |
| PU发泡材料 | 厚度/mm | 20 | 22 |
| | 密度/ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ | 22 | 18 |
| | 流阻/ $\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^{-4}$ | 5 000 | 6 418 |
| | 孔隙率 | 0.96 | 0.98 |
| | 曲折因子 | 1.24 | 1.11 |
| 零件总面密度/ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}$ | | 3.24 | 2.826 |

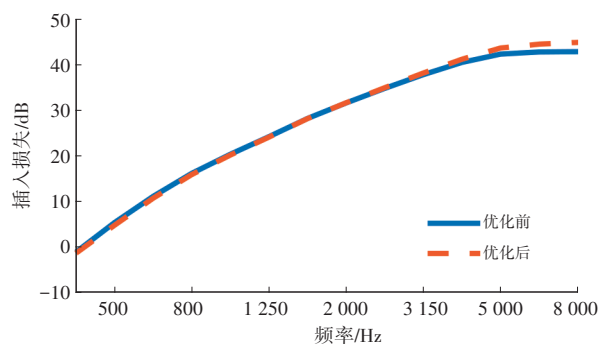


图6 优化前后插入损失

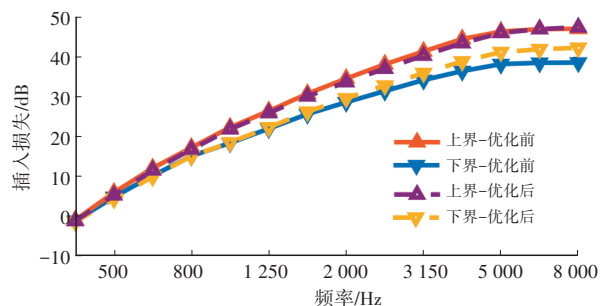


图7 优化前后插入损失波动上、下界

由表3可知,优化后,零件面密度由 3.24 kg/m^2 下降至 2.826 kg/m^2 ,下降幅度达到12.8%。同时由图6可知,优化后内前围零件的插入损失在5 000 Hz以下基本保持不变,5 000 Hz以上则有所提升,提升幅度高达2 dB。由图7可知,优化后系统的稳健性大幅度提升,插入损失最大波动由优化前的8 dB下降至优化后的5 dB。

5 结束语

本文提出了一种基于区间分析的汽车声学包零件不确定性优化方法,该方法采用BIOT理论和传递矩阵方法进行声学包零件吸隔声性能的仿真,采用区间摄动理论进行了零件声学性能的不确定性分析,引入区间不确定性优化方法对零件的材料和结构参数进行了优化设计。

应用该方法对某车型内前围零件进行了分析与设计。采用BIOT理论和传递矩阵方法计算内前围零件的

插入损失性能,并将仿真结果和测试结果进行对比,仿真结果与试验测试结果具有较高的一致性;采用区间不确定性优化方法对内前围质量和插入损失性能进行优化,优化后零件质量减轻12.8%,同时系统的稳健性大幅度提升,插入损失最大波动由优化前的8 dB下降至5 dB。

参 考 文 献

- [1] 陈书明. 轿车中高频噪声预测与控制方法研究[D]. 长春: 吉林大学, 2011.
CHEN S M. Research on Prediction and Control Methods of Automobile Middle and High Frequency Noise[D]. Changchun: Jilin University, 2011.
- [2] 陈书明, 王登峰, 陈鑫, 等. 汽车中高频噪声统计能量分析方法的研究综述[J]. 计算机仿真, 2009, 26(4): 287-291.
CHEN S M, WANG D F, CHEN X, et al. A Survey of Statistical Energy Analysis Methods for Vehicle Middle-High Frequency Noise[J]. Computer Simulation, 2009, 26(4): 287-291.
- [3] DONG J, GU C, HAO Y, et al. Uncertainty Analysis of High-Frequency Noise in Battery Electric Vehicle Based on Interval Model[J]. SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH, 2019, 3(2): 73-86.
- [4] CASTAGNEDE B, AKNINE A, MELON M, et al. Ultrasonic Characterization of the Anisotropic Behavior of Air-Saturated Porous Materials[J]. Ultrasonics, 1998, 36(15): 323-341.
- [5] 吴宪, 王成, 邵建旺, 等. 基于Kriging模型及NSGA-II算法的前围声学包优化[J]. 振动与冲击, 2016, 35(22): 226-231.
WU X, WANG C, SHAO J W, et al. Dash Sound Package Optimization Based on Kriging Model and NSGA-II Algorithm[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(22): 226-231.
- [6] 许雪莹. 基于经典声学理论的声学包轻量化研究[J]. 汽车技术, 2018(12): 51-54.
XU X Y. Study on Lightweight Development for Acoustic Package Based on Classic Acoustic Theory[J]. Automobile Technology, 2018(12): 51-54.
- [7] 唐中华, 贺岩松, 马涛, 等. 汽车声学包轻量化设计[J]. 汽车工程, 2021, 43(1): 113-120.
TANG Z H, HE Y S, MA T, et al. Lightweight Design of Automotive Sound Package[J]. Automotive Engineering, 2021, 43(1): 113-120.
- [8] 邓江华, 董俊红, 孙健颖, 等. 电动汽车关键声学包轻量化设计及性能稳健性分析[J]. 噪声与振动控制, 2019, 39(2): 90-94.
DENG J H, DONG J H, SUN J Y, et al. Lightweight Design and Performance Robust Analysis of Key Sound-Package Components in EVs[J]. Noise and Vibration Control, 2019, 39(2): 90-94.
- [9] HAO Y D, HE Z C, LI G Y, et al. Analysis and Optimization of Clutch Judder Based on A Hybrid Uncertain Model with Random and Interval Variables[J]. Engineering Optimization, 2018, 50(11): 1894-1913.
- [10] 诸国桢, 郭宏智, 陈丽英. 流体饱和孔隙材料的BIOT弹性常数的声学测量[J]. 应用声学, 1998, 17(6): 1-8.
ZHU G Z, GUO H Z, CHEN L Y. Acoustic Measurements of BIOT Elastic Constants in FSPM[J]. Journal of Applied Acoustics, 1998, 17(6): 1-8.
- [11] 杨玉虎, 洪振宇, 张策. 机构位置误差分析的传递矩阵法[J]. 机械工程学报, 2005, 41(2): 20-23.
YANG Y H, HONG Z Y, ZHANG C. Transferring Matrix Method for Precision Analysis of Mechanism[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(2): 20-23.

(责任编辑 王 一)

修改稿收到日期为2023年12月26日。