

车用双墙系统声学性能试验与仿真研究

高亚丽¹, 陈芳¹, 谢新星², 张曲²

(1. 泛亚汽车技术中心有限公司, 上海 201201; 2. 宁波拓普集团股份有限公司, 浙江宁波 315806)

摘要: 双墙系统是汽车声学中的常用结构, 其结构中聚氨酯(Polyurethane, PU)泡沫材料的声学参数以及结构隔声性能的准确仿真建模是声学性能改善的关键。通过对车用聚氨酯(PU)多孔泡沫材料的部分声学参数的测量, 并基于 Biot 理论反求其余参数, 获得了满足仿真精度要求的完整声学参数。对双墙系统层间不贴合(Unbonded-Bonded, UB)和贴合(Boned-Bonded, BB)两种不同边界条件, 进行了双墙系统隔声性能仿真建模, 并将仿真结果与实测结果进行了对比, 结果表明, 除个别频段外, 仿真计算结果与实测结果两者的误差在 2 dB 以内, 且在实际常用的 UB 边界条件下, 仿真与实测结果相符更好。研究所给出的仿真建模方法可有效用于汽车声学中双墙系统构件的声学性能设计和产品开发。

关键词: 声学参数反求; 双墙系统; 隔声仿真; 隔声试验

中图分类号: U270.1+.6

文献标识码: A

文章编号: 1000-3630(2016)-01-0053-05

DOI 编码: 10.16300/j.cnki.1000-3630.2016.01.012

Simulation and experimental study of acoustic performances for vehicle double wall system

GAO Ya-li¹, CHEN Fang¹, XIE Xin-xing², ZHANG Qu²

(1. Pan Asia Technical Automotive Center, Shanghai 201201, China; 2. Ningbo Tuopu Group Co., Ltd., Ningbo 315806, Zhejiang, China)

Abstract: In this paper, some acoustic parameters of polyurethane foam (PU) are tested, and other acoustic parameters are reconstructed based on BIOT theory. Furthermore, the accuracy is verified by experiments. The results indicate that the acoustic parameters obtained meet the desired accuracy. A simulation modeling method for the sound transmission loss of a vehicle double wall system in different boundary conditions is also illustrated in this paper. The comparison shows that the simulation results match well with the experimental results. The preceding plan of car parts development based on the double wall system of sound-package can be instructed effectively by the simulation modeling method in this paper.

Key words: acoustic parameters inversion; double wall system; sound transmission loss simulation and measurement

0 引言

双墙系统(Double Wall System, DWS)是汽车声学包产品系列中广泛应用的复合隔声结构。汽车上采用的典型 DWS 复合声学结构由一层高密度的 EVA 材料和聚氨酯(Polyurethane, PU)泡沫材料复合而成, PU 材料的另一侧与车身钣金相连, 使车身钣金与 EVA 材料组成双墙系统结构。这种 DWS 结构主要应用在汽车前围隔声垫、地毯隔音声垫、轮罩隔声垫等部件中, 主要功能为阻隔车外空气声向车内的传递, 即起到隔声作用, 达到降低车内噪声的目的。因此, 双墙系统的隔声性能研究和优化设计

是汽车振动噪声研究的重要内容。

在汽车行业中, 为了提高产品的开发效率, 对双墙系统隔声性能的研究和优化的最佳方法是进行仿真, 然后在仿真的基础上进行试验验证。邓江华^[1]等人对国内外乘用车声学包设计开发与优化现状的论述中指出, 声学包材料声学参数获取准确与否对仿真结果至关重要。因此, 对双墙系统来说, PU 材料的声学参数以及隔声性能的准确仿真建模是问题的关键。

双墙系统中 PU 材料为多孔声学材料, 对多孔材料的声学参数获取的方法, 近年来在国际上有较为深入的研究。A. Duval^[2]等人通过仿真的方法研究了泡沫材料的部分特征参数对双墙系统隔声性能的影响。张波^[3]等人基于 Johnson-Champoux-Allard 模型研究了多孔金属材料声学参数反求, 但其研究由于实测参数较少, 反推精度不能很好地满足声学建模的要求。在国内, 由于泡沫材料参数等

收稿日期: 2015-02-16; 修回日期: 2015-05-19

作者简介: 高亚丽(1979-), 女, 山西长治人, 硕士研究生, 研究方向为汽车噪声控制

通讯作者: 高亚丽, E-mail: ylgao1314@163.com

方面的研究还处于起步阶段, 直接影响了双墙系统材料或产品的隔声性能仿真, 并一定程度上影响了汽车产品的开发效率。因此, 行之有效的多孔声学材料参数获取途径以及车用双墙系统隔声性能仿真的方法, 是开发设计阶段避免繁琐的、重复的工作, 降低开发验证成本, 提高效率的必由之路。

本文在使用较为完备的、精度较高的测试设备测试了 PU 材料的声学特征参数的基础上, 基于 BIOT-Allard 理论^[4]进行其它声学参数的反求, 获得了满足双墙系统隔声性能准确仿真所需要的并且满足精度要求的完整的 PU 声学特征参数。由此建立了适用于双墙系统的隔声性能仿真模型。对两种典型的双墙系统材料组合, 在钢板与 PU 层贴合 (Bonded-Bonded, BB) 和不贴合 (Unbonded-Bonded, UB) 两种边界条件下进行了双墙系统的隔声性能仿真, 并在混响室-消声室隔声测量系统中进行了对应结构的隔声性能的测量。计算与实测的对比研究结果表明: 除个别频段外, 仿真计算结果与实测结果两者的误差在 2 dB 以内, 且更接近工程实际的不贴合边界条件的计算与实测结果相符性更好, 研究所给出的仿真建模方法可有效用于汽车声学中双墙系统构件的声学性能设计和产品开发。

1 基本原理和模型

双墙系统中声波的传播过程如图 1 所示, 声能一部分被 a 板反射回去, 一部分被 a、b 板消耗, 一部分经空间 2 中的空气或者吸声材料不断反射衰减消耗掉。双墙系统由于其良好的隔声效果在汽车声学零件中应用越来越广泛。考虑到钣金与 PU 的实际安装状态下的两种边界条件, 图 2 中给出了所研究的双墙系统模型的钣金与 PU 贴合 (Bonded) 和不贴合 (Unbonded) 两种模型的示意图, 其区别在于 PU 和钣金之间是否有间隙。

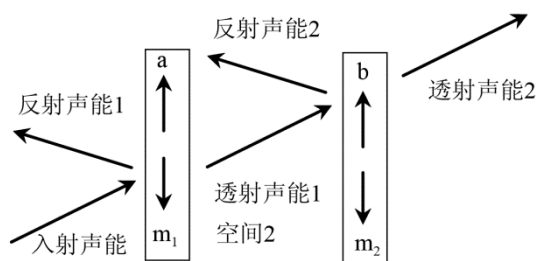


图 1 声波穿过双墙系统示意图
Fig1 Sound transmission in double wall system

对泡沫材料声学性能的研究采用 Allard 在 Biot 理论的基础上提出来的 Biot-Allard 弹性多孔材料模

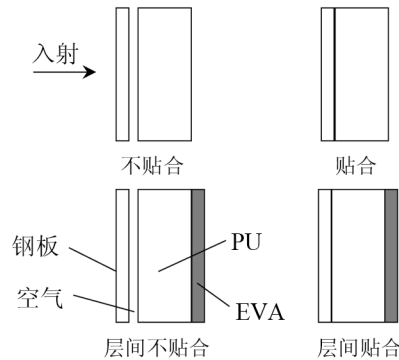


图 2 双墙系统不贴合模型(UB)与贴合模型(BB)
Fig.2 UB model and BB model of the double wall system

型。该模型认为多孔材料由固相和液相两部分组成, 并利用流阻率 σ 、孔隙率 ϕ 、曲折因子 α_∞ 、热特征长度 A' 、粘性特征长度 A 、密度、杨氏模量 E 、泊松比 ν 、损耗因子 η 等 9 个参数模拟弹性多孔材料中三种波的传播。

对双墙系统隔声特性的建模, 采用基于 Biot 理论的 NOVA 软件, 并用 NOVA 特有的有限尺寸传递矩阵法 (Finite dimensional Transfer Matrix Method, FTMM) 进行双墙系统隔声性能计算。

传递矩阵法 (Transfer Matrix Method, TMM)^[5] 是用矩阵来表示介质中声波的传播。假设一种均质各项同性的、面积无限大的介质, 其厚度为 h 。在介质前后表面附近各取一点 M 和 M' , 声波在两点之间的传播可表示为

$$\mathbf{V}(M) = [\mathbf{T}] \mathbf{V}(M') \quad (1)$$

\mathbf{V} 是一个矢量, 其元素是描述介质中某点波场所需要的各个变量。 $[\mathbf{T}]$ 为从 M 到 M' 的传递矩阵, 矩阵的内容与介质的厚度和物理特性有关。不同种类的介质, 其矢量 \mathbf{V} 和传递矩阵 $[\mathbf{T}]$ 的形式不同。

本研究中用到的矢量 $\mathbf{V}(M)$ 描述如下:

对钢板运用弹性薄板模型, 该模型中有一种波传播, 需要两个变量描述:

$$\mathbf{V}(M) = [\sigma_{33}(M) \ v_3(M)]^T \quad (2)$$

式中: σ_{33} 为正应力, v_3 为垂向速度。

对 EVA 运用隔声层模型, 该模型中有两种波, 使用 4 个变量描述:

$$\mathbf{V}^s(M) = [v_1^s(M) \ v_3^s(M) \ \sigma_{33}^s(M) \ \sigma_{13}^s(M)]^T \quad (3)$$

对泡沫材料采用多孔弹性体模型, 该模型中有 3 种波, 每种波使用两个变量描述:

$$\mathbf{V}^P(M) = [v_1^P(M) \ v_3^P(M) \ v_3^f(M) \ \sigma_{33}^s(M) \ \sigma_{13}^s(M) \ \sigma_{33}^f(M)]^T \quad (4)$$

其中, 上标 s 和 f 分别表示固相和液相中的波, 下标代表波的方向。

本文使用的 FTMM 求解器对原算法进行了修正,用四周遮挡的板的辐射效率代替无限大板的辐射效率,当计算小尺寸样件时,低频和试验吻合更好。修正后的透射系数如下:

$$\tau_f = \tau_\infty (\sigma_R \cos \theta) \quad (5)$$

其中, σ_R 是修正后的辐射效率,由板的尺寸和平面波的入射角度决定; θ 为入射角^[5]。

2 PU 泡沫参数测量及反求

研究所需的声学参数中曲折因子、热特征长度和粘性特征长度由仿真软件反推得到,其余参数均为专门设备实测得到。

2.1 泡沫参数的实验获取

为进行泡沫参数的反求,在实验室对 20 mm 和 30 mm 两种 PU 泡沫的声学参数进行了完整测量。测试在恒温恒湿试验室进行,测试所采用的设备和方法如表 1 所示。

表 1 PU 材料的参数测试
Table 1 Parameter measurement of PU foam

参数名称	设备/方法
流阻率 σ	Mecanum SAR/ISO 9053 方法 A
孔隙率 ϕ	Autoneum Porpos/air based 法 ^[6]
密度 ρ	电子天平
杨氏模量 E	Mecanum QMA/准静态法 ^[7]
泊松比 ν	Mecanum QMA/准静态法
损耗因子 η	Mecanum QMA/准静态法
吸声系数	B&K 4026/ISO 10534-2-2001

2.2 泡沫参数的反求

首先将测量得到的孔隙率、流阻、密度以及 20 mm 和 30 mm 厚度时的驻波管垂直入射吸声系数等数据代入 Foam-x 软件,计算获得曲折因子、热特征长度、粘性特征长度等 3 个未知参数。泡沫材料的部分参数如表 2 所示。

表 2 PU 材料部分参数
Table 2 PU foam parameters

参数	数值
曲折因子 α_∞	1.675
粘性特征长度 A/m	9.88×10^{-5}
热特征长度 A'/m	3.84×10^{-4}
密度 $\rho/(kg/m^3)$	45
杨氏模量 E/Pa	1.09756×10^5
泊松比 ν	0.32

将完整参数代入 Foam-x 验证模块,分别计算 20 mm、30 mm 泡沫的吸声系数,验证结果如图 3 所示,仿真吸声系数结果和测试结果吻合较好,参数达到了预期的精度要求。

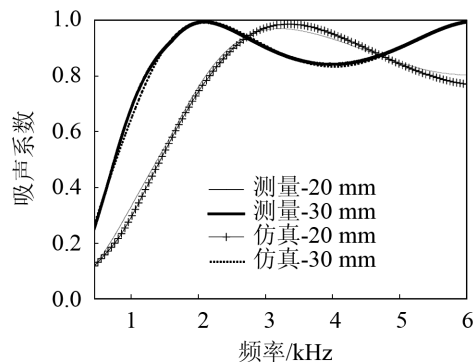


图 3 PU 材料吸声系数实测与仿真的结果对比图
Fig 3 Absorption coefficient comparison between measurement and simulation

3 隔声性能仿真

考虑实际工程中双墙系统高隔声和低隔声的应用要求,设计了两种 PU 和 EVA 的厚度组合,如表 3 分别计算其不同边界条件下的传声损失 STL。

BB 边界模型建立方法:

(1) 按照声波入射顺序铺设 DWS,即钢板作为第一层,PU 泡沫作为第二层,EVA 片材作为第三层,各层厚度如表 3。其中,钢板设置为 shell 属性,参数可从 NOVA 自带标准材料库中选择;PU 设置为 porous elastic 属性,其所需部分参数如表 2;EVA 设置为 impervious screen 模型,仅需输入密度。

表 3 UB 与 BB 边界模型各层厚度(单位: mm)

Table 3 Thickness of each layer in UB and BB models (Unit: mm)

模型	隔声量	钢板厚度	空腔厚度	PU 厚度	EVA 厚度
UB 边界	低	0.8	0.1	10	2
	高			20	6
BB 边界	低	0.8	无空腔	10	2
	高			20	6

(2) 选择 FTMM 求解器,DWS 形状设置为 0.5 m×0.5 m 的矩形,与试验一致;

(3) 选择 0~78° 的扩散声场作为激励,并将 DWS 背后条件设置为空腔。

UB 边界模型建立方法:

在钢板和泡沫之间添加一层空气层(0.1 mm fluid),其余设置与 BB 边界相同。

传声损失预测计算结果如图 4 和图 5 所示,从图中可以看出,UB 边界双墙系统的隔声数值要高于 BB 边界。UB 边界下的 STL 曲线比较平直,这是由于 UB 边界下有空气层,材料弹性的作用被大幅减弱,而 BB 边界下曲线由于材料弹性引起的起伏较多。

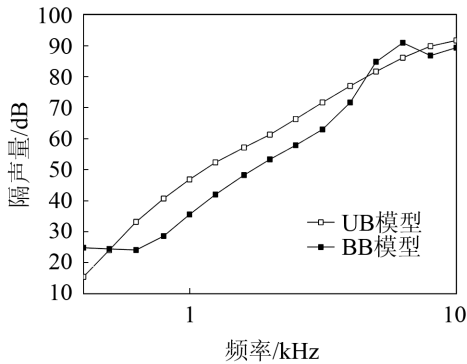


图4 10 mm PU-2 mm EVA 双墙系统的 *STL* 仿真曲线
Fig.4 *STL* simulation for 10 mm PU-2 mm EVA double wall system

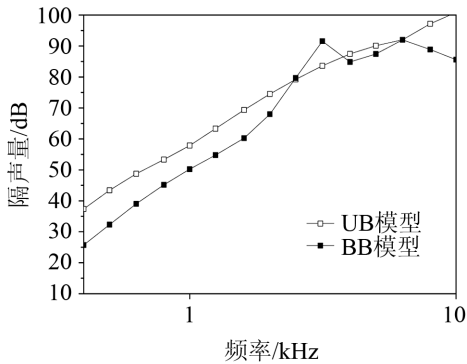


图5 20 mm PU-6 mm EVA 双墙系统的 *STL* 仿真曲线
Fig.5 *STL* simulation for 20 mm PU-6 mm EVA double wall system

4 试验验证

为了验证隔声性能仿真计算结果的有效性,在实验室按照 GMW 14173 标准进行了验证测试。

测试设施由混响室和消声室组成,测试样品安装在两个房间中间,如图 6 所示。混响室中声源采用白噪声,混响室侧的声压级由 6 个传声器测得,在全消室侧用扫描声强法进行声强测量,扫描面积与入射面积应保持一致。根据实验规范,传声损失 *STL* 由下式确定:

$$STL = L_p - L_t - 6 \quad (6)$$

BB 边界要求钣金和 PU 之间没有任何间隙,而实际钣金和 PU 在自然状态下不可能完全贴合,总会有间隙出现,因此模拟 BB 边界时需在接合面整面喷洒胶水以防止间隙;模拟 UB 边界时,钣金和 PU 自然接触,仅四周用少量胶水防止两层脱开即可。

传声损失实测与计算结果对比曲线见图 7~10。计算和实测的结果对比表明,在 BB 和 UB 边界下计算与实测结果一致性较好。由图 8 和图 10 可知,在 BB 边界条件下,两种材料方案的计算值与实测

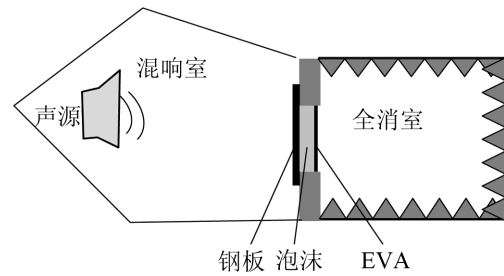


图6 混响室加消声室的隔声测试装置布局简图
Fig.6 Layout of the reverberation and anechoic test system

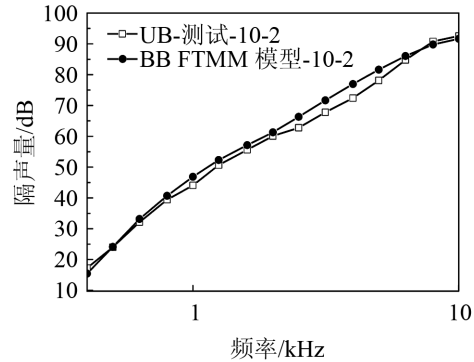


图7 10 mm PU-2 mm EVA 的 UB 边界双墙系统 *STL* 测试与仿真结果对比图
Fig.7 *STL*s of 10 mm PU-2 mm EVA UB double wall system from measurement and simulation

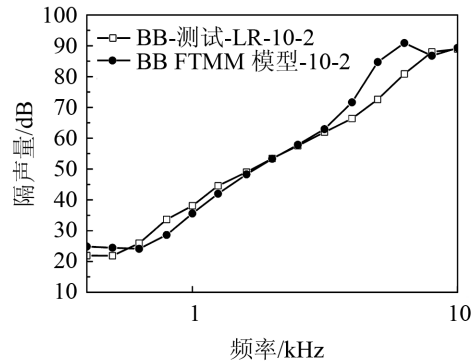


图8 10 mm PU-2 mm EVA 的 BB 边界双墙系统 *STL* 测试与仿真结果对比图
Fig.8 *STL*s of 10 mm PU-2 mm EVA BB double wall system from measurement and simulation

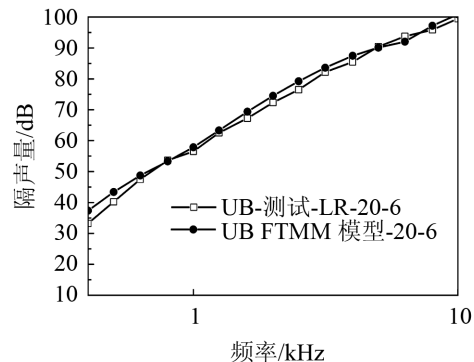


图9 20 mm PU-6 mm EVA 的 UB 边界双墙系统 *STL* 测试与仿真结果对比图
Fig.9 *STL*s of 20 mm PU-6 mm EVA UB double wall system from measurement and simulation

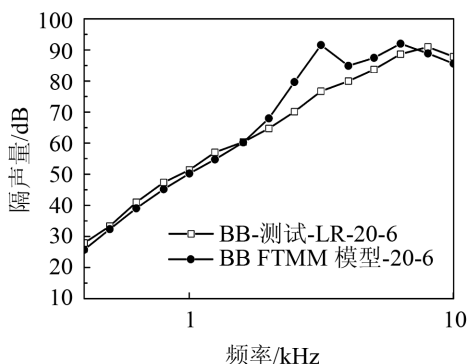


图 10 20 mm PU-6 mm EVA 的 BB 边界双墙系统 STL 测试与仿真结果对比图

Fig.10 STLs of 20 mm PU-6 mm EVA BB double wall system from measurement and simulation

值，除高频 6000 Hz 以上个别频段差异较大外，其余频段计算与仿真结果差异在 2 dB 以内。由图 7 和图 9 可知，在 UB 边界条件下，两种材料方案的计算值与实测值绝大部分频段的差异在 2 dB 以内，且曲线较为平滑，计算与实测的趋势一致性更高。考虑到实际应用边界为 UB 边界，即钣金与 PU 层存在一定间隙，因此在 UB 边界下的对比结果更具有工程意义。

5 结论

在对 PU 材料的声学特征参数进行测试的基础上，进行了基于 Biot-Allard 理论的其它声学参数的反求，获得了满足精度的完整的 PU 泡沫声学特征参数。并在此基础上建立了钢板与 PU 层贴合(BB)

和不贴合(UB)两种边界条件下双墙系统的隔声性能仿真模型，进行了低隔声和高隔声两种典型组合的隔声性能仿真计算，并进行了对应结构的隔声性能的实验测量。仿真计算与实测结果除个别频段外，两者的误差在 2 dB 以内，且在更接近工程实际的不贴合边界条件下的计算与实测结果相符性更好。仿真计算的精度较好地满足了汽车声学工程设计的要求，可有效应用于汽车声学中双墙系统构件的声学性能设计和产品开发。

参 考 文 献

- [1] 邓江华, 宋俊. 基于统计能量方法的乘用车声学包设计开发与优化[C]// 北京: 2013 中国汽车工程学会年会, 2013, 7.
- [2] DUVAL A, HOANG M T, MARCEL V, et al. Development of acoustically effective foams: A new micro-macro optimization method[C]// VDI Polyurethan Tagung, 2012.
- [3] 张波, 陈天宁. 多孔金属材料声学参数反求研究[J]. 宁夏工程技术, 2009, 8(1): 37-41.
- [4] BIOT M A. Theory of propagation of elastic waves in a fluid - saturated porous solid. I. Low - frequency range[J]. J. Acoust. Soc. Am., 1956, 28(2): 168-178.
- [5] ALLARD J, ATALLA N. Propagation of Sound in Porous Media: Modelling Sound Absorbing Materials.2e[M]. John Wiley & Sons: 2009.
- [6] CHAMPOUX Y, STINSON M R, DAIGLE G. A air-based system for the measurement of porosity[J]. J. Acoust. Soc. Am., 1991, 89(2): 910-916
- [7] CHRISTIAN Langlois, RAYMOND Panneton, NOUREDDINE Atalla. Polynomial relations for quasi-static mechanical characterization of isotropic poroelastic materials[J]. J. Acoust. Soc. Am., 2001, 110: 3032, <http://dx.doi.org/10.1121/1.1419091>