

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2024.02.035

用统计能量方法分析和优化前围声学包

许林倩¹,岳志强²,耿建²

(1. 青海理工大学,青海 西宁 810028; 2. 长城汽车有限公司,河北 保定 071033)

摘要:前围声学包是阻隔机舱内噪声向车内传递的最主要手段。建立 SEA 模型,从材料参数、厚度和覆盖率等方面分析内前围的隔声性能,从泄漏方面分析过孔件的隔声性能,对前围声学包进行优化,以提高其隔声性能,降低整车车内噪声。

关键词:汽车;发动机机舱;SEA;前围声学包;统计能量法;优化

中图分类号:TB533⁺.2 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2024)02-0166-04

Statistical Energy Analysis And Optimization of Dash Sound Package

XU Linqian¹, YUE Zhiqiang², GENG Jian²

(1. Qinghai University of Technology, Xining 810028, China; 2. Great Wall Motor Co., Ltd., Baoding 071033, China)

Abstract: Dash sound package is the most important means to block the noise in cabin from transmitting to vehicle. This paper builds the SEA model, analyzes the sound insulation performance of the inner enclosure from the aspects of material parameters, thickness and coverage, analyzes the sound insulation performance of the perforated parts in terms of leakage, and optimizes the dash sound package of the front enclosure, so as to improve its sound insulation performance and reduce the noise in vehicle.

Keywords: vehicle; engine cabin; SEA; dash sound package; statistical energy method; optimization

0 引言

随着汽车工业的快速发展,消费者对汽车的关注不仅仅在外造型与使用方面,还考虑乘坐的舒适性^[1]。汽车的舒适性与 NVH (noise vibration harshness) 性能有关,声学包是汽车厂家降低整车车内噪声水平的关键手段之一^[2]。

前围声学包包括内、外前围隔热垫以及各种过孔件包括线束、离合踏板、制动踏板、油门踏板、转向管柱、空调的暖水管、膨胀阀和进风口等^[3]。前围声学包是机舱内噪声向车内传递的主要路径之一,能够有效吸收机舱内噪声并阻隔其向车内的传递。前围声学包 NVH 性能对车内降噪和车内声品质提升起到重要作用^[4]。内前围隔热垫是前围声学包中最主要的产品之一。

利用某款车的前围钣金建立 SEA (SEmantic-aware Alignment) 模型,从材料参数、厚度和覆盖率等方面分析内前围的隔声性能,从泄漏方面分析过孔件的隔声性能,对前围声学包进行优化,提高其隔声性能,降低整车车内噪声,提高声品质。这对汽车前期设计有一定指导意义。

1 分析原理

1.1 SEA 统计能量原理

统计能量 SEA 可将整个复杂系统分解为若

干耦合的子系统,每一个子系统代表一组模态。根据系统的各种参数建立起各个子系统间能量流动的关系,每一子系统耗散和传递能量,应用能量守恒原理于每个子系统及整个系统,通过求解能量平衡方程得到每个子系统上能量,从而得到最后的响应。采用统计模态、能量功率流来描述各子系统的状态和系统间的相互作用关系,将噪声问题表达为子系统间的能量关系,再将能量转换成声压级来表示噪声大小^[5]。

SEA 模型的建立需要一定的特定条件:保守耦合系统、“弱耦合”连接、每个波段上各个模态能量相以及激励源互不相干、共振响应、共鸣响应等。

两个子系统的能量分析模型如图 1 所示。建立两个子系统间的功率流关系方程:

$$\Pi_1 = \omega \eta_1 E_1 + \omega \eta_{12} E_1 - \omega \eta_{12} E_2 \quad (1)$$

$$\Pi_2 = \omega \eta_2 E_2 + \omega \eta_{21} E_2 - \omega \eta_{12} E_1 \quad (2)$$

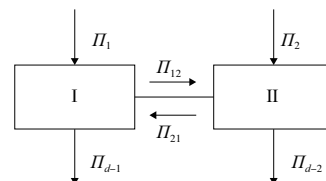


图 1 两子系统的能量分析模型

对于 N 个子系统的大系统,功率流方程组可

第一作者简介:许林倩(1985—),女,河北望都人,高级工程师,硕士,研究方向为汽车 NVH,944026926@qq.com。

以表示为

$$\omega[\eta]\{E\}=\{\Pi\} \quad (3)$$

式中: ω 为子系统的固有频率; η 为阻尼损耗因子; E 为子系统能量; Π 为输入能量^[6]。

1.2 前围系统隔声量

前围系统由前围钣金、内外前围隔热垫及各种过孔件等组成。由于材质和厚度等原因造成透射系数不一致,为求前围系统的隔声量,需求平均透射系数 $\bar{\tau}$ ^[7]:

$$\bar{\tau} = \frac{\tau_1 s_1 + \tau_2 s_2 + \dots + \tau_n s_n}{s_1 + s_2 + \dots + s_n} = \frac{\sum_{i=1}^n \tau_i s_i}{\sum_{i=1}^n s_i} \quad (4)$$

前围系统的隔声量

$$S_{TL} = 10 \lg(1/\bar{\tau}) \quad (5)$$

插入损失 I_L 表示内前围隔热垫出现前后某固定点的噪声声压级的降低:

$$I_L = S_{TL1} - S_{TL2} \quad (6)$$

式中: S_{TL1} 表示钣金+件的隔声量; S_{TL2} 表示钣金的隔声量。

1.3 等效厚度

由于内前围隔热垫厚度不一,为了对前围隔热垫的空间合理描述,所以引入等效厚度定义:

$$\bar{d} = \left(\sum_i p_i / d_i^2 \right)^{-1/2} \quad (7)$$

式中: d 为厚度; p_i 为各部分的占比。

2 模型的建立

2.1 SEA 模型

基于某款车型前围钣金的有限元模型,建立SEA仿真分析模型如图2所示。划分子系统,共17个,其中有6个是过孔件的子系统。在SEA统计能量模型中,建立了2个声腔,1个模拟混响室,1个模拟全消声室,前围钣金置于两声腔之间,在混响室声腔上加载1Pa单位声压,如图3所示。

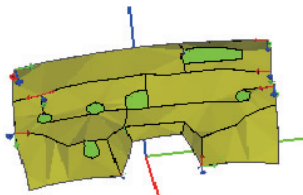


图2 SEA 仿真分析模型

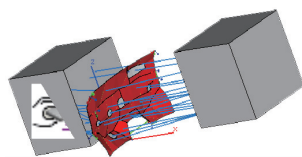


图3 加载声腔

2.2 模型输入参数

以内前围隔热垫材质为EVA+PU发泡的分析为例,在SEA模型中,输入钣金和EVA的参数

(密度 ρ 、弹性模量 E 、泊松比 ν 、阻尼损耗因子 η)如表1所示,PU发泡的材料参数如表2所示。

表1 钣金和EVA的参数

材料	$\rho / (\text{kg}/\text{m}^3)$	$E / (\text{N}/\text{m}^2)$	ν	η
钣金	7 800	2.1×10^{11}	0.312 5	—
EVA	2 300	7.6×10^5	0.450 0	0.092

表2 PU发泡参数(密度80)

参数	数值
密度 $\rho / (\text{kg}/\text{m}^3)$	80
流阻 $\sigma / (\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^4)$	34 160
孔隙率 ψ	0.957
扭曲率 α_∞	2.5
黏特征长度 $\Lambda / \mu\text{m}$	2 531.6
温特征长度 $\Lambda' / \mu\text{m}$	2 606.5
弹性模量 $E / (\text{N}/\text{m}^2)$	198 894
泊松比 ν	0.22
阻尼损耗因子 η	0.17

3 SEA 仿真分析

内前围隔热垫的隔声性能与自身的材料参数、厚度和覆盖率等因素有关^[8]。泄漏一般由过孔件(线束胶套、转向管柱胶套、真空助力泵等)引起的。材料参数、厚度、覆盖率和状态的仿真分析关闭过孔件连接,泄漏的分析打开过孔件连接。

3.1 材料参数的影响

EVA的厚度为2mm,分别计算PU发泡密度为80和60(表3)的插入损失,如图4所示(本刊黑白印刷,相关疑问咨询作者),PU发泡60的 I_L 比PU发泡80的 I_L 高0~1.2dB,密度降低 $20 \text{ kg}/\text{m}^3$,前围隔热垫的隔声性能提升。

表3 PU发泡参数(密度60)

参数	数值
密度 $\rho / (\text{kg}/\text{m}^3)$	60
流阻 $\sigma / (\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^4)$	50 000
孔隙率 ψ	0.978
扭曲率 α_∞	3.1
黏特征长度 $\Lambda / \mu\text{m}$	161.9
温特征长度 $\Lambda' / \mu\text{m}$	182.4
弹性模量 $E / (\text{N}/\text{m}^2)$	81 985
泊松比 ν	0.24
阻尼损耗因子 η	0.15

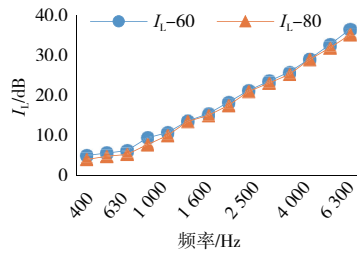


图4 密度60和80的 I_L 对比图

钣金—PU发泡—EVA形成“质量—弹簧—质量”系统如图5所示。PU发泡60的材料较软,能量衰减得多,透射的能量少, I_L 相对高。PU发泡的参数与配方和生产工艺有关,通过调整材料配方、比例和工艺等实现。合理的材料参数可实现隔声性能不变,同时使零部件轻量化。

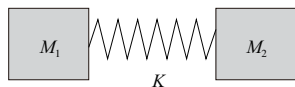


图5 质量弹簧系统

3.2 厚度的影响

对内前围隔热垫做厚度分布,厚度分布占比如表4所示,根据等效厚度式(7)计算,等效厚度为11 mm、10 mm以下厚度占比为27.85%,比重较大。调整各个厚度占比,使等效厚度分别为15 mm和20 mm,内前围隔热垫不同厚度的隔声性能对比如图6所示,等效厚度15 mm的 I_L 比等效厚度10 mm的 I_L 高0.4~2.5 dB,等效厚度20 mm的 I_L 比等效厚度15 mm的 I_L 高0~3 dB。合理的厚度分布即空间布局对提升 I_L 有特别重要作用。

表4 厚度分布占比

厚度/mm	占比/%
(0 5]	10.24
(5 10]	17.61
(10 15]	19.17
(15 20]	21.83
(20 25]	30.18
(25 30]	0.97

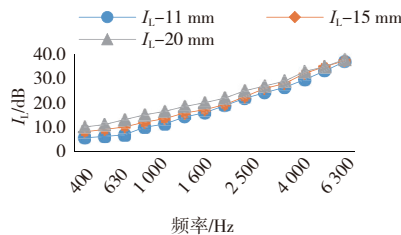


图6 不同等效厚度 I_L 对比图

3.3 覆盖率的影响

前围钣金为了安装线束过孔、空调膨胀阀和空调进风口等过孔,生产时不得不冲压出凹凸台以及加强筋之类的结构;上下钣金间焊接时留下的焊缝和一些工艺空洞以及共同焊接在一起的突出部分;为了增强刚度,增加的加强板;为了安装制动和油门踏板,安装较大的支架;内前围隔热垫很难完全覆盖^[9]。如图7所示,覆盖100%的 I_L 在5 000 Hz以上频段比覆盖率99.99%的 I_L 高0.3~1.6 dB;覆盖100%的 I_L 在1 000 Hz以上频段比覆盖率99%的 I_L 高0.9~16 dB;覆盖率减少1%,隔声性能下降16 dB,性能严重衰减。提升内前围隔热垫的覆盖率对前围声学包 I_L 至关重要。

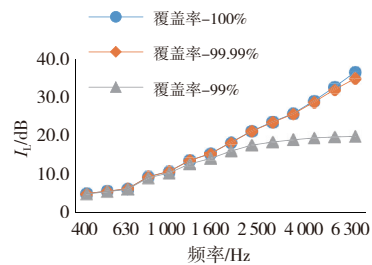


图7 不同覆盖率 I_L 对比图

3.4 泄漏的影响

输入过孔件的隔声量,打开各个过孔的连接仿真分析^[10],如图8所示,不打开过孔的 I_L 比打开过孔的 I_L 在全频段高0.2~14.5 dB,过孔件的隔声性能低于钣金加内前围隔热垫。

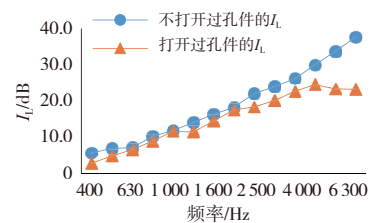


图8 打开过孔和不打开过孔的 I_L 图

通过分析,过孔件隔声在全频段衰减,已经严重削弱了前围声学包的隔声能力。在前围声学包设计过程中,要严格控制过孔件的声密封,减少声泄漏的产生。过孔件的隔声量需要达到或者超过前围钣金加隔热垫的隔声量。

4 前围声学包优化

根据仿真分析的结论,在满足现有前围声学包结构和空间不变的情况下,根据实际情况进行优化:

1) 空调膨胀阀由单边覆盖优化为双边覆盖,一

边覆盖钣金,一边覆盖前围隔热垫,如图9所示;

2) 前围隔热垫在线束过孔处开米字孔,增加前围隔热垫覆盖率,如图10所示;

3) 前围隔热垫安装螺柱由8个变为12个,分布均匀,减少前围隔热垫的不贴合问题;

4) 在驾驶室侧转向管柱增加一个护罩,材质为PP+ABS+吸音棉。



图9 空调膨胀阀优化示意图

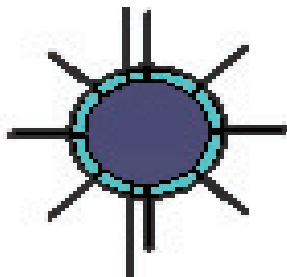


图10 线束过孔优化示意图

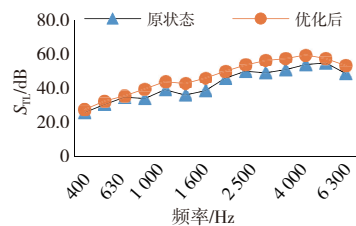


图11 原状态和优化后隔声量对比

5 结语

1) 通过 SEA 仿真分析前围系统声学包,对声学包的优化提供实际的数据支持,缩短开发周期,避免前期问题。

2) 通过仿真分析,合理的材料参数可以减小质量,保证隔声性能不降低且实现轻量化。

3) 前期设计预留空间,实现厚度的合理分布,提升前围系统的隔声性能。

4) 较高的覆盖率,过孔件的隔声量超过或等于钣金加隔热垫的隔声量,避免声学泄漏。

5) 钣金尽量避免凸台设计,平面尽量平整,有利于前围隔热垫与钣金贴合。

6) 过孔件的隔声能力提升还需进一步研究。

参考文献:

- [1] 李晓政,黄其柏,王勇. 车辆室内噪声的统计能量分析优化仿真[J]. 噪声与振动控制, 2005, 25(3): 29-32.
- [2] BERTOLINI C, COURTOIS T. An SEA-based procedure for the optimal definition of the balance between absorption and insulation of lightweight sound package parts [C]//SAE Technical Paper Series. 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States;

SAE International, 2012: 1527.

- [3] 庞剑. 汽车车身噪声与振动控制[M]. 北京:机械工业出版社, 2015: 176-180.
- [4] 邓江华,宋俊,李灿,等. 乘用车声学包设计开发与优化技术研究[J]. 声学技术, 2015, 34(4): 353-357.
- [5] 卢兆刚. 基于混合 FE-SEA 方法的汽车薄壁件中声学特性预测及优化研究[D]. 杭州:浙江大学, 2011.
- [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.
- [7] 罗竹辉,贺才春,罗仵科,等. 内前围隔音垫隔声性能研究[J]. 振动与冲击, 2018, 37(7): 254-258.
- [8] 邓江华. 防火墙总成特性对汽车声学包性能影响[J]. 噪声与振动控制, 2014, 34(3): 78-81, 85.
- [9] 黄鼎友,翁永俊,曾发林. SEA 理论对乘用车前围板声学包的分析与优化[J]. 机械设计与制造, 2019(8): 94-97.
- [10] 张爱军. 前围及过孔件隔声性能对整车噪声的影响分析[J]. 噪声与振动控制, 2019, 39(5): 133-137, 230.
- [11] 张天宇,邓江华,孟祥龙,等. 基于贡献量与极差的声学包性能与轻量化平衡设计[J]. 噪声与振动控制, 2020, 40(6): 170-175, 181.

收稿日期:2022-10-10