

车厢壁板振动噪声主动控制技术研究^①

曹友强^{②**} 邓兆祥^{* **} 廖一橙^{**}

(* 汽车噪声振动和安全技术国家重点实验室 重庆 400039)

(** 重庆大学机械传动国家重点实验室 重庆 400030)

摘 要 以某轿车车身结构缩尺物理模型为对象,对利用压电机敏约束层阻尼(SCLD)这一新型阻尼减振技术实现车厢壁板振动噪声的主动控制的方法进行了研究和尝试。搭建了含 SCLD 结构的车身结构振动噪声主动控制硬件在环实验系统,结合自适应技术设计了车厢壁板主动控制系统模型,并以车厢内部噪声为控制目标,开展了在不同外扰激励下车身壁板振动噪声主动控制实验研究。结果表明,对于单频信号和复杂周期信号激励环境,采用 SCLD 减振技术都能取得车厢内噪声明显降低的控制效果,且最大降噪量达到了 7.6dB(A)。这为采用智能控制策略改善车身 NVH 性能提供了有力的技术基础。

关键词 车厢壁板, 振动噪声, 机敏约束层阻尼(SCLD), 主动控制

0 引 言

汽车轻量化是全球主流汽车企业应对节能减排问题的最佳解决途径。但轻量化会使车身壁板变薄,导致结构刚度降低、柔性增大、低频模态密集,造成车身结构动态性能和 NVH 性能(指噪声(noise)、振动(vibration)和声振粗糙度(harshness)的综合影响,它直接关系到汽车的乘坐舒适性和故障发生率)下降。因此,车身薄壁板结构的低频声学设计与控制研究及降低车厢内噪声的研究,已成为世界各汽车公司 NVH 研究人员关注的重点^[1]。

汽车车身结构振动噪声控制是一项技术性很强的工作,应用阻尼技术提高结构的阻尼特性是解决结构 NVH 问题简捷而有效的技术。常见的阻尼技术有被动阻尼和主动阻尼两种类型。传统的被动阻尼控制技术所提供的阻尼特性是固定的,不具备随结构振动环境变化而变的机敏性,且会因受到汽车重量、材料等诸多因素的限制,因而达不到理想的减振降噪效果。利用压电等智能材料发展起来的主动阻尼技术尽管具有良好的智能性,但对系统的安全失效保护的效果差,且当系统需要较高的阻尼特性

时,需要的控制代价较高,因此对于轻量化车身这样极其复杂的振动系统,要想进一步改善其 NVH 性能,必经探索新的方法与手段。集成了被动阻尼技术和主动阻尼技术的优点的机敏约束层阻尼(smart constrained layer damping, SCLD)技术^[2-5]是 20 世纪 80 年代末、90 年代初提出的一种新型的阻尼减振技术。SCLD 技术可以在很宽的频率范围内都保持较高的阻尼特性,以获得最佳的振动控制效果,即使控制器失效,也能依靠阻尼层保持系统的稳定性,并具有控制能耗低,附加质量轻等特点。然而目前该技术的研究成果主要集中于一些杆、梁、板、壳体等简单结构^[3-12]的数值计算和实验室研究阶段,而以提升结构阻尼能力为目的将其用于实际复杂振动系统的主动控制的研究极少,国内研究仍属空白。为研究 SCLD 减振技术用于车身薄壁板件振动噪声控制的可行性和潜力,本文基于 SCLD 结构特点,以车身结构缩尺物理模型为研究对象,设计了含 SCLD 结构的车身壁板结构振动噪声主动控制实验系统,并基于自适应控制技术进行了不同外扰激励下的车厢壁板振动噪声主动控制试验,取得了车厢内噪声明显降低的控制效果。

① 973 计划(2010CB736104)资助项目。

② 男,1982 年生,博士;研究方向:汽车车身 NVH 设计与控制;联系人,E-mail: cyq_cqu@163.com
(收稿日期:2012-04-10)

1 SCLD 结构基本特征

SCLD 结构是智能结构之一,典型的 SCLD 结构自上而下共有三层,分别为约束层(机敏层)、粘弹性层和基层结构,与被动约束层阻尼结构非常相似。用作主动约束层的材料与传统纯主动控制的材料可完全一致。由于压电材料的正、逆电特征明显以及在主动控制中的成功应用,因此到目前为止,几乎所有的 SCLD 结构都采用压电类材料作为执行器。机敏约束层阻尼技术的基本工作行为是当结构振动时,阻尼层发生剪切变形并消耗振动能量,通过设计好的主动控制回路诱导压电约束层被拉伸或压缩,

从而使阻尼芯层的剪切变形进一步加强,增强结构阻尼力,从而提升结构振动能量耗散能力,削弱结构的声辐射能力,达到减振降噪的目的。

根据压电作动器和传感器的布局位置以及 SCLD 结构在控制对象的布局位置,研究人员提出了众多 SCLD 结构配置形式,其中作者认为最具代表性的有 4 种,分别由 Baz^[4]、Shen^[5]、Azvine^[6] 及 Liao^[7] 提出,如图 1 所示。由于 Shen 提出的结构简单明了,易于在复杂振动系统应用中工程实践,不失一般性,本文选择该模型开展基础性研究,通过增加阻尼来改进车身壁板的隔振、隔声能力,从而使车厢内声学环境得到改善。

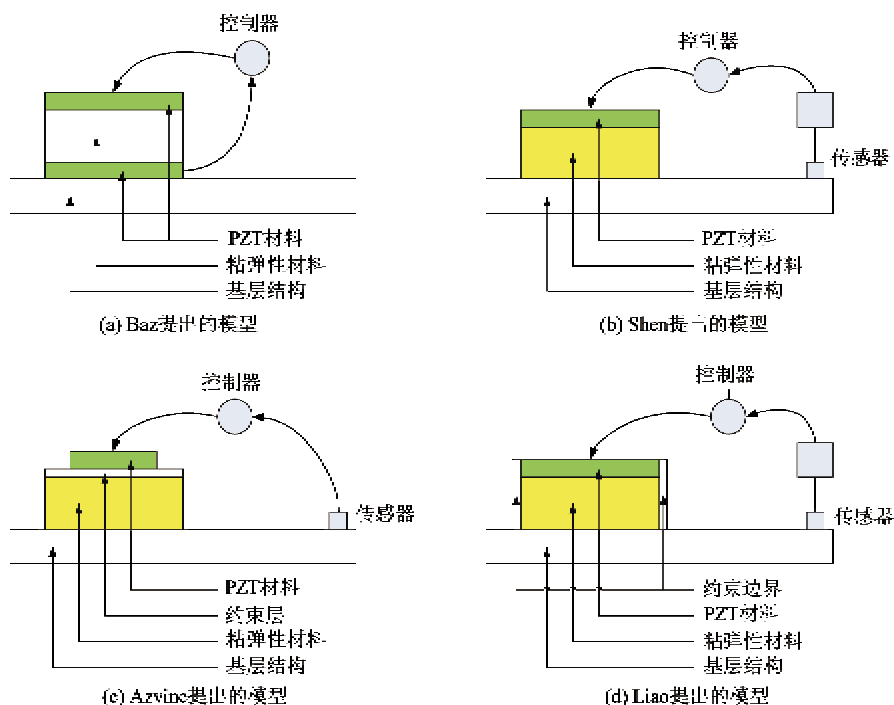


图1 典型的 SCLD 结构

2 实验物理模型

由于采用 SCLD 技术实现轿车车身振动噪声的主动控制,突破了传统的车身 NVH 控制模式,是一项具有挑战性、前瞻性的工作,任何技术路线和设计上的错误都会导致失败。因此,为便于基础实验研究,提高实验的分析精度,本文以某微型轿车车身的 1/2 缩尺模型作为实验对象开展研究。

车身缩尺模型主要由空心梁框架及薄钢板组合形成,如图 2 所示。空心梁截面为正方形,厚度为

1.5mm。整个封闭腔体的壁板厚度为 1.2mm,除面板 PADQ 可拆卸外,其它各面均与框架结构采用点焊焊接起来,这与实际车身装配方式一致,模型外形尺寸为 1380mm × 600mm × 602mm。车身缩尺模型因由大量的薄壁板件焊接而成,所以结构整体模态密集度高,这与实际汽车车身相似。但由于缩尺模型的薄壁板件不含任何加强筋和其它隔声、隔振材料,因此相对实际车身的动力学特征而言,缩尺模型低频结构模态频率更丰富,在相同位置、相同激励下,缩尺模型的局部振动形态更剧烈,由此引起的车厢内声学环境也更恶劣。前期模态试验也表明车厢

结构在 150Hz 以内具有多阶固有模态,这正符合本文所想关注的低频特征范围。

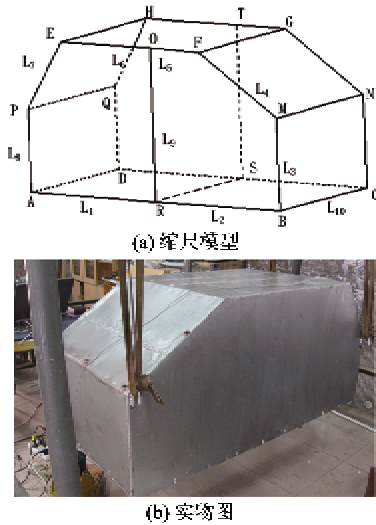


图 2 车身缩尺模型示意图及实物图

3 主动控制实验平台

3.1 自适应控制策略

对于含有 SCLD 结构的车身模型而言,由于模型的复杂性以及诸多无法表征的非线性因素存在,使得建立其动力学模型的难度极高。显然,采用传统的控制方法如特征结构配置法、最优控制、常规反馈控制往往欠缺对上述因素的考虑而不太适合或者达不到理想效果,且很难满足实时性控制的要求。

应用于振动自适应控制的自适应滤波前馈控制方法^[13]最先源于噪声控制,自 20 世纪 80 年代开始拓展至结构振动控制,是振动控制领域中的一种新的控制技术。它选取与外扰相关的参考信号作为控制器的输入,通过自适应算法调整滤波器抽头系数 $W(z)$ 来控制次级振动的幅度与相位,去抵消初级外扰引起的受控对象振动响应,从而实现结构主动控制的目的。自适应滤波方法不需要控制对象的精确模型,算法简单,只要满足一定的收敛条件,就会在自学习、自调整的过程中逐渐达到最佳状态。基于自适应滤波前馈振动控制结构图如图 3 所示,其

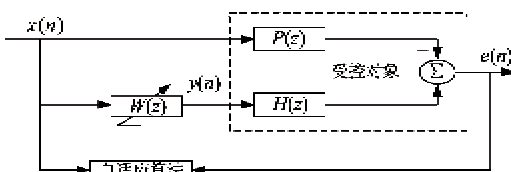


图 3 基于自适应滤波的前馈振动控制结构图

中, $x(n)$ 为系统外扰输入, $y(n)$ 为控制器输出, $e(n)$ 为误差响应信号, n 代表信号在时间 n 时刻的采样; $P(z)$ 为受控对象特性矩阵, $H(z)$ 为控制通道的特性矩阵。

在结构振动响应主动控制时,自适应滤波控制器的中心问题是如何实现滤波过程。这里采用阶数固定的横式有限脉冲响应(FIR)滤波器实现^[14],如图 4 所示,则定义实时控制中输出响应 $y(n)$ 为

$$y(n) = w^T(n) \cdot X(n) = \sum_{i=0}^L w_i(n) \cdot x(n-i) \quad (1)$$

式中, $w^T(n) = [w_0(n) \ w_1(n) \ \cdots \ w_L(n)]$, 输入信号 $X^T(n) = [x(n) \ x(n-1) \ \cdots \ x(n-L)]$, 其中 $x(n)$ 为滤波器第 K 时刻的输入; $w_i(n)$ 为第 n 时刻自适应滤波器的第 i 个权系数。假定存在理想

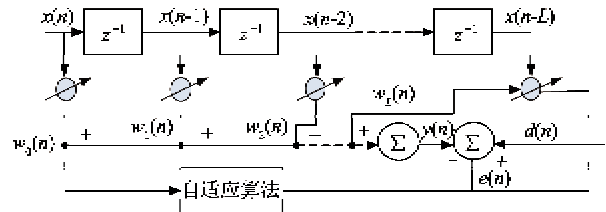


图 4 FIR 模式滤波器的内部结构

的参考响应 $d(n)$, 则 n 时刻的误差信号可表示为:

$$e(n) = d(n) - y(n) = d(n) - w^T(n) \cdot X(n) \quad (2)$$

自适应滤波器按照误差信号均方最小准则,自适应求解滤波器的最佳权系数,以使结构振动响应信号得到改善。权系数 $W(z)$ 调整的自适应算法是提高控制系统收敛速度和稳定性的关键。本文采用归一化最小均方(LMS)算法,它能够反映输入能量的变化特性,有较强的抗干扰能力和收敛性能,适应性好。该算法求解权系数矢量 $\hat{w}(n)$ 的迭代公式为

$$\hat{w}(n+1) = \hat{w}(n) + \frac{2\mu \cdot e(n) \cdot X(n)}{\gamma + X^T(n) \cdot X(n)} \quad (3)$$

式中, μ 为收敛因子, γ 是小的正数, $0 < \gamma < 1$ 。

3.2 主动控制实验系统

为利用 SCLD 技术进行车厢内噪声主动控制,设计了基于 dSPACE 硬件在环平台的实验系统(见图 5)。实验过程中,采用橡皮条将车身模型悬挂在专用台架上,并在车身的底板中部横梁中点处安装力激振器以模拟车身外部振源。为保证测试精度,整个实验在经简易消声处理的房间进行。

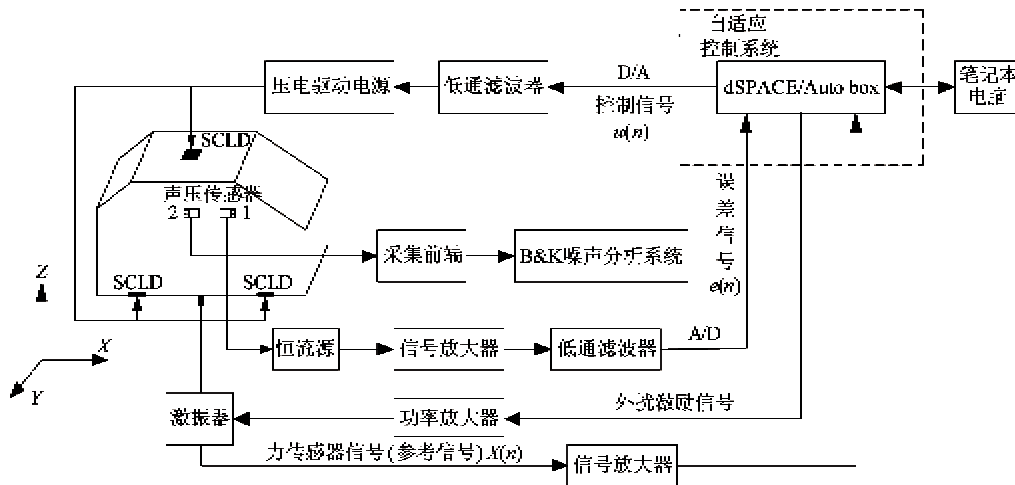


图5 车身结构振动噪声自适应主动控制实验系统

系统工作过程如下:由 dSPACE 发出激励信号,此信号经功率放大器传递给激振器,激振器激励迫使车身壁板发生受迫振动,从而使厢内出现较大的噪声,此时厢内的声压传感器 1 能够迅速监测到声压的响应情况,并将信号传递到 dSPACE 中的自适应控制系统,控制器迅速作出反应,生成的控制信号通过 dSPACE 输出端口变为模拟信号输入到压电驱动电源,信号放大后直接施加给车身壁板上的 SCLD 结构,使得 SCLD 结构按照给定的控制律作动,从而利用 SCLD 优良的减振性能抑制车身结构的振动,达到降低车厢内部声场响应的目的。图 5 中,声压传感器 1 的位置恰好能模拟驾驶员耳旁位置,声压传感器 2 的位置在 1 附近,但方向与之相反,目的是为了监测车厢内噪声主动控制前后的声学环境。假设坐标原点位于车身模型的后左下角,则两个传声器在厢内的坐标位置分别为 $(941.5\text{mm}, -226.5\text{mm}, 530\text{mm})$ 和 $(921.5\text{mm}, -226.5\text{mm}, 530\text{mm})$ 。

4 车身壁板振动噪声主动控制实验

4.1 SCLD 敷设位置确定

为全面了解车厢结构-声场耦合系统的模态特性,找出影响率较高的结构模态信息,从而确定 SCLD 结构敷设的关键部位。首先给车身施加功率幅值为 0.5,频率范围为 0~200Hz 的随机白噪声激励,利用传声器 1 测取车厢内声压响应。实验结果显示车厢内驾驶员右耳旁处的声压响应峰值主要集中在 60~120Hz 的低频范围内,声压响应峰值频率点主要有 73.5Hz、86.5Hz、91.0Hz、100.0Hz、110.5Hz。而通过对车厢内部声场特征频率有限元

计算发现在 20~200Hz 内车厢内部声压模态未被激励激起,因此车厢内声压响应峰值可认为是主要由车厢壁板结构模态主导。

为此利用 Ansys 有限元计算,我们获得了车厢结构峰值模态的应变能分布图,根据 SCLD 结构的形变特点,经比较分析挑选出在振动程度相对强烈的顶棚中前部、前地板中后部、后地板中后部位置分别敷贴一组 SCLD 结构,其尺寸为长度×宽度=105mm×56mm。SCLD 结构上层为 PZT-5 压电材料,厚度为 0.7mm;中间层为 Zn-1 阻尼材料,厚度为 1mm。模型车身敷贴 SCLD 结构的实物图见图 6。

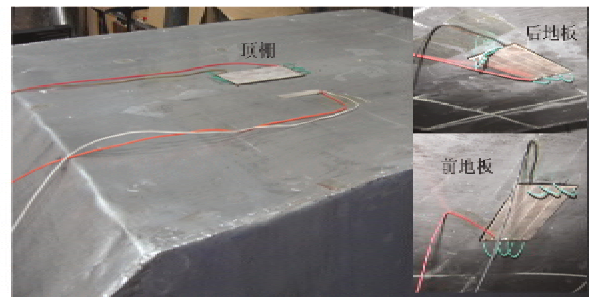


图6 在顶棚、前地板、后地板敷贴的 SCLD 结构

4.2 主动控制系统模型

Simulink-dSPACE 对接的控制系统框图如图 7 所示。实验前,基于 Simulink 环境分别编写出车厢顶棚、前地板、后地板 3 个位置独立的控制系统模型,以便于接下来开展 SCLD 车身结构顶棚、前地板、后地板 3 个位置的独立控制及 3 处同时控制 4 种状态下的主动控制试验。利用 dSPACE 的接口库 RTI 与 MathWorks 的 RTW 共同协作将控制系统编译成 dSPACE 半实物仿真平台所需的 C 语言代码,

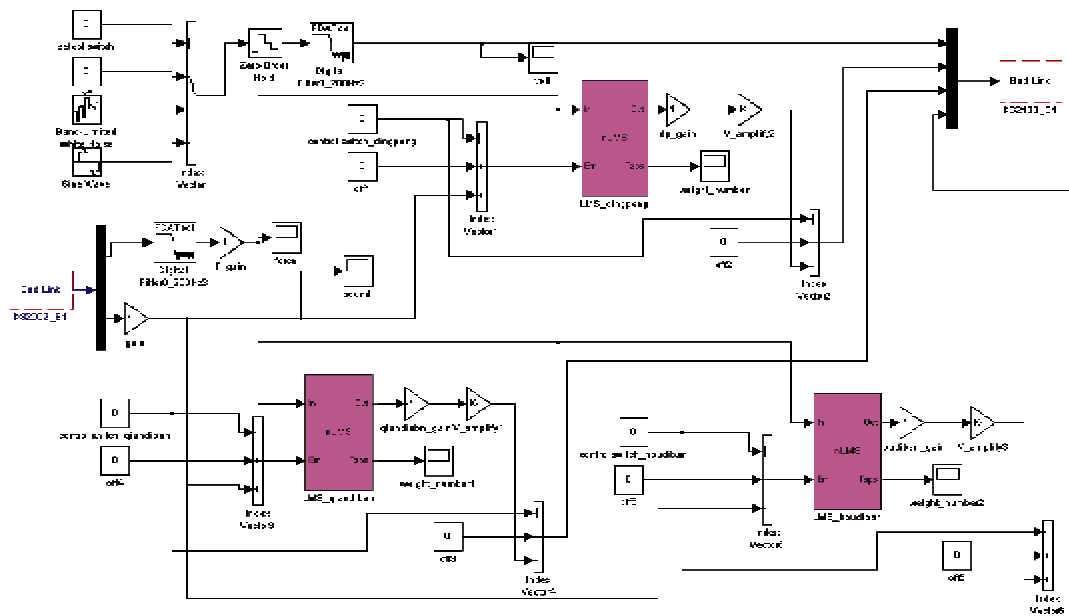


图 7 SCLD 车身结构主动控制系统模型

下载到 dSPACE/AutoBox 半实物仿真平台,并利用实验工具软件 ControlDesk 实现对实时硬件的可视化管理及实验过程自动化。

4.3 主动控制实验

实验用激振器作为振源,分别用 73.5Hz、86.5Hz、91.0Hz 的正弦信号以及由 73.5Hz、86.5Hz、91.0Hz 的正弦信号叠加的复杂周期信号等含车厢结构特征频率的外扰信号进行激励,在车身顶棚、前地板、后地板 3 个位置的 SCLD 独立控制及 3 处 SCLD 同时控制的状态下开展了结构振动噪声的主动控制实验。为便于分析实验效果,这里只给出了控制效果较好的状态下传声器 1 检测到的控制前后声压响应时域曲线。实验中,为保证实验效果,各激励下自适应控制器参数如滤波器长度、迭代步长值等均来自于离线优化设计结果,限于篇幅暂不详述。车身激振位置处安装有力传感器,其测量信号作为主动控制系统的参考信号。

实验前首先将声压传感器 1 和 2 进行标定,且为了降低设备的信号干扰和保障操作者的安全,将各实验设备进行接地处理。实验中背景噪声声压级为 26dB(A)左右,与各工况下测得的噪声声压级相差超 10dB(A) 以上,所以实验中不需考虑环境噪声对测量结果的影响。图 8 为模型车身壁板振动噪声主动控制实验平台硬件图。图 9 - 图 11 分别为 73.5Hz、86.5Hz、91.0Hz 正弦信号激励下 SCLD 控制前后的声压时域响应;图 12 为复杂周期信号激励下 SCLD 控制前后的声压时域响应。表 1 为上述激

励下车厢顶棚、前地板、后地板 SCLD 分别单独控制以及三者 SCLD 同时控制时,传声器 2 测得的降噪效果最明显的实验结果及其稳定时的控制电压峰值。



图 8 SCLD 车身壁板结振动噪声主动控制实验平台

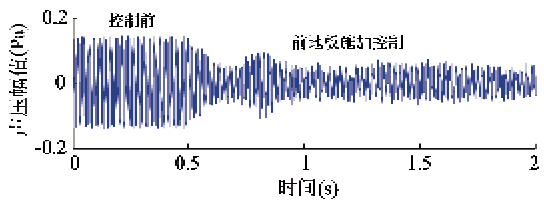


图 9 73.5Hz 正弦激励时,传声器 1 测得的声压响应

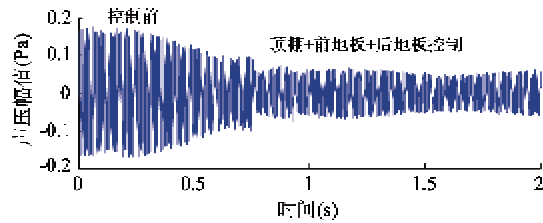


图10 86.5Hz 正弦激励下,传声器1测得的声压响应

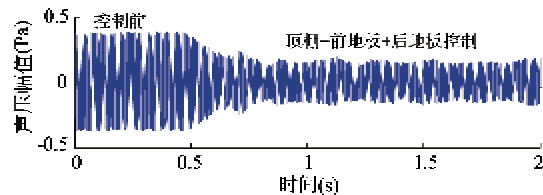


图11 91.0Hz 正弦激励下,传声器1测得的声压响应

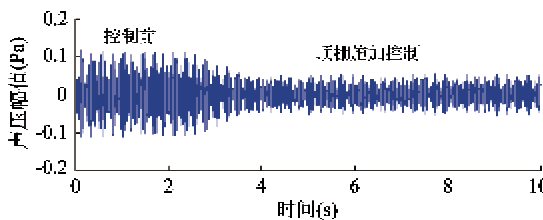


图12 复杂周期信号激励下,传声器1测得的声压响应

表1 传声器2测得的车厢内控制前后声压值

激励类型	73.5Hz 正弦	86.5Hz 正弦	91.0Hz 正弦	复杂周 期信号
控制前厢内噪声	59.3	59.9	69.1	48.8
控制后厢内噪声	55.8	55.7	61.5	43.7
控制前后降噪量	3.5	4.2	7.6	5.1
控制电压(V)	145.1	142.3	136.6	120.8
背景噪声	26.7	26.6	26.6	27.3

* 注:表内声压级的单位为(dB(A))。

4.4 实验结果分析

通过实验数据可以看出,在单频及复杂周期信号激励下采用 SCLD 结构对车厢壁板的振动噪声进行主动控制能够取得比较显著的控制效果,且作用于 SCLD 结构的驱动电压都能低于 150V,控制能量较低。其中,在 73.5Hz 单频正弦激励下,仅对前地板 SCLD 结构施加控制信号就使得传声器 1 处的声压响应峰值下降了 60.68%,车厢内的降噪量就达到了 3.5dB(A),控制效果良好;在 86.5Hz、91.0Hz 单频正弦激励下,通过对顶棚、前地板、后地板 3 个位置的 SCLD 结构同时施加控制后,也使得传声器 1 处的声压响应峰值分别下降了 68.06% 和 55.52%,且车厢内的降噪量却分别达到了 4.2dB(A) 和

7.6dB(A),控制效果非常理想。而在复杂周期信号激励下,实验中考虑到信号的复杂性,为了防止实验过程中压电驱动电源过载,适当地降低了外扰信号幅值,因而车厢内声压响应略有减小。但从控制效果看,当对顶棚 SCLD 结构同时控制后,传声器 1 测得的车厢内的声压响应时域峰值衰减幅度也达到了 58.27%,从传声器 2 处测得的声压值来看,车厢内振动噪声控制十分明显,达到 5.1dB(A),而控制电压只有 120.8V。

另外,由于车厢结构比较复杂,各壁板间的振动存在极强的耦合性,尽管在车身结构的顶棚、前地板、后地板位置分别敷设了 SCLD 结构,但这三个通道的主动控制作用是相互独立的,这就不可避免地会出现当选择同一控制目标时,同一位置的控制效果出现相互叠加、抵消或者干涉的情况,从而使得本次实验中不同位置控制状态下的控制效果存在差异,因此如何更好地设计能考虑强耦合作用的多输出控制方法及时对控制信号的相位和幅度进行跟踪调节是今后需要进一步研究的问题。

5 结论

车身壁板件的振动噪声控制问题一直是业界关注的难点。针对这一问题,本文突破了传统的思维方式,对采用压电机敏约束层阻尼这种新型主被动混合阻尼技术进行车厢壁板振动噪声的主动控制进行了尝试。搭建了含 SCLD 结构的车身结构振动噪声自适应主动控制硬件在环实验系统,并以车厢内部噪声为控制目标,在含车厢结构特征频率的激励源激励下,开展了模型车身壁板振动噪声主动控制实验研究。实验结果显示,无论是在单频谐波激励还是复杂周期信号激励, SCLD 结构都能在较低能量驱动下对厢壁板振动噪声进行有效的控制,且能够达到满意的降噪效果。这证实了 SCLD 结构具有有效改善车身壁板结构低频 NVH 性能的潜力。本项研究是该项技术往实车上移植应用的前期探索,整个技术路线和结论将为现代汽车车身振动噪声问题的深入研究开辟了新方向。

参考文献

- [1] 庞剑, 谌刚, 何华. 汽车噪声与振动理论与应用. 北京: 北京理工大学出版社, 2006. 7-16
- [2] Stanway R, Rongong J A, Sims N D. Active constrained layer damping a state of the art review. In: Proceedings of

- the Institution of Mechanical Engineers, Part I. *Journal of Systems and Control Engineering*, 2003, 217(6): 437-456
- [3] Benjeddou A. Advances in hybrid active-passive vibration and noise control via piezoelectric and viscoelastic constrained layer treatment. *Journal of Vibration and Control*, 2001(7):565-602
- [4] Baz A, Ro J. Vibration control of plates with active constrained layer damping. *Smart Materials and Structures*, 1996(5):272-280
- [5] Shen I Y. Hybrid damping through intelligent constrained layer treatments. *Journal of Vibration and Acoustics*, 1994, 116(3):341-349
- [6] Azvine B, Tomlinson G R, Wynne R. Use of active constrained-layer damping for controlling resonant vibration. *Smart Materials and Structures*, 1995, 4(1):1-6
- [7] Liao W H, Wang K W. A new active constrained layer configuration with enhanced boundary actions. *Smart Materials and Structures*, 1996(5):638-648
- [8] Balamurugan V, Narayanan S. Finite element formulation and active vibration control study on beams using smart constrained layer damping(SCLD) treatment. *Journal of Sound and Vibration*, 2002;249(2):227-250
- [9] Vasques C M A, Rodrigues D J. Combined feedback / feedforward active control of vibration of beams with ACLD treatments: Numerical simulation. *Computers and Structures*, 2008(86):292-306
- [10] Kumar S, Kumar R, Sehgal R. Enhanced ACLD treatment using stand-off-layer: FEM based design and experimental vibration analysis. *Applied Acoustics*, 2011(72):856-872
- [11] 曹友强, 邓兆祥, 鲜森峰等. 基于机敏约束阻尼技术的结构动态性能主动控制. *汽车工程学报*, 2011, 1(1):18-26
- [12] Zheng L, Zhang D D, Wang Y. Vibration and damping characteristics of cylindrical shells with active constrained layer damping treatments. *Smart Materials and Structures*, 2011(20):1-9
- [13] 顾仲权, 马扣根, 陈卫东. 振动主动控制. 北京: 国防工业出版社, 1997. 116-120
- [14] Haykin S S. Adaptive Filter Theory. Englewood Cliffs, New Jersey: Prentice Hall, 1991

Research on active control of vibration and noise for carriage panel

Cao Youqiang^{* **}, Deng Zhaoxing^{* **}, Liao Yicheng^{**}

(^{*} State Key Laboratory of Vehicle NVH and Safety Technology, Chongqing 400039)

(^{**} State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030)

Abstract

Taking the scale model of a car body as the object, the study tried to realize the active control of the vibration and noise in carriage panel by using a new vibration reduction technique, named the piezoelectric smart constrained layer damping (SCLD). An experimental system for active control the vibration and noise of SCLD body structures was built based on hardware in loop. Using the adaptive technology, a model for active control of the vibration and noise for carriage panel was designed. And taking the carriage inner noise as the control target, the experiment on active control of the vibration and noise for carriage panel was carried out under different outside disturbances. The results showed that the carriage inner noise was decreased obviously by the SCLD technology for vibration reduction under the disturbances of single frequency and complex periodic signal, and the biggest noise reduction was 7.6dB(A). The study provides the technological basis for improvement of car body NVH performance by using intelligent control strategies.

Key words: carriage panel, vibration and noise, smart constrained layer damping (SCLD), active control