

复杂声学环境中人耳附近空间有源降噪研究综述

邹海山 邱小军

A review of research on active noise control near human ear in complex sound field

Zou Hai-Shan Qiu Xiao-Jun

引用信息 Citation: *Acta Physica Sinica*, 68, 054301 (2019) DOI: 10.7498/aps.68.20182123

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.7498/aps.68.20182123>

当期内容 View table of contents: <http://wulixb.iphy.ac.cn>

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

近800 nm波长张应变GaAsP/AlGaAs量子阱激光器有源区的设计

Design of active region for GaAsP/AlGaAs tensile strain quantum well laser diodes near 800 nm wavelength

物理学报. 2018, 67(6): 67801 <https://doi.org/10.7498/aps.67.20171816>

基于有源广义忆阻的无感混沌电路研究

Inductorless chaotic circuit based on active generalized memristors

物理学报. 2015, 64(17): 170503 <https://doi.org/10.7498/aps.64.170503>

有源环形谐振腔辅助滤波的单模光电振荡器

Single mode optoelectronic oscillator assisted by active ring resonance cavity filtering

物理学报. 2015, 64(4): 44202 <https://doi.org/10.7498/aps.64.044202>

质子辐射下互补金属氧化物半导体有源像素传感器暗信号退化机理研究

Dark signal degradation in proton-irradiated complementary metal oxide semiconductor active pixel sensor

物理学报. 2015, 64(8): 84209 <https://doi.org/10.7498/aps.64.084209>

强多途环境下水听器阵列位置近场有源校正方法

A geometric calibration method of hydrophone array with known sources in near field under strong multipath

物理学报. 2015, 64(2): 24304 <https://doi.org/10.7498/aps.64.024304>

溶胶凝胶法制备以HfO₂为绝缘层和ZITO为有源层的高迁移率薄膜晶体管

High mobility thin-film transistor with solution-processed hafnium-oxide dielectric and zinc-indium-tin-oxide semiconductor

物理学报. 2015, 64(16): 168501 <https://doi.org/10.7498/aps.64.168501>

特邀综述

复杂声学环境中人耳附近空间有源降噪研究综述*

邹海山^{1)†} 邱小军²⁾

1) (南京大学声学研究所, 近代声学教育部重点实验室, 南京 210093)

2) (悉尼科技大学工程与信息技术学院, 声与振动中心, 悉尼 2007, 澳大利亚)

(2018 年 12 月 3 日收到; 2019 年 1 月 15 日收到修改稿)

复杂声学环境中人耳附近空间降噪是有源噪声控制研究的重要课题, 目前采用的主要方法为有源降噪头靠 (AHR) 和虚拟声屏障 (VSB). 本文简述 AHR 与 VSB 的发展历史和研究现状, 介绍其物理原理和设计方法, 评述其在实际应用中的优缺点, 讨论了目前存在的问题与未来相关的研究方向. 已有理论、数值仿真和实验研究验证了相关技术在人耳附近空间产生静区的可行性. AHR 系统需要较少控制源, 系统相对简单易实现, 但静区范围较小, 结合虚拟传声器技术和人头跟踪技术后可实现随人头移动的静区, 降噪频率可达中高频; VSB 产生的静区范围较大, 但控制源个数较多, 系统复杂和成本高, 可通过代价函数和控制源优化, 以及主被动混合控制技术来提高有效降噪频率范围和减少控制源个数.

关键词: 有源噪声控制, 有源降噪头靠, 虚拟声屏障, 静区**PACS:** 43.50.Ki**DOI:** 10.7498/aps.68.20182123

1 引言

传统降噪方法采用材料和结构进行隔声、吸声和消声, 在中高频可有效降噪, 但因应用场合对材料和结构的体积和重量限制, 在低频时性能下降^[1]. 有源噪声控制技术通过引入控制声源影响初级噪声源的辐射和传输来实现降噪, 具有体积小、重量轻和低频降噪性能好的特点^[2]. 有源降噪技术可针对噪声源进行控制以降低声源的总辐射功率^[3,4]. 有源降噪技术也可用于传播路径的控制, 如与传统声屏障结合的有源声屏障通过在屏障顶部放置控制声源减少入射波的衍射, 从而增大声屏障的插入损失^[5-8].

对于保护接收者, 有源降噪耳机通过电路提升耳机低频降噪性能, 获得较好的宽带降噪效果^[9,10], 但耳机佩戴有时给人耳带来不适或压迫感. 因此有必要探讨在人耳附近空间产生静区的技术^[11-23],

该技术有广阔的应用场景, 尤其在噪声级高、噪声源众多且难以定位的复杂噪声环境. 如在舰船舱室、飞机机舱和列车车厢中降低操作人员和乘客附近的噪声, 在生产车间降低操作人员附近的噪声, 甚至可在卧室人耳附近降低传来的鼾声^[24].

目前在人耳附近空间产生静区的方法主要有两类: 一是有源降噪头靠 (active HeadRest, AHR), 一般由 2 个控制声源、2 个误差传声器和有源控制



邹海山, 南京大学声学研究所副研究员, 江苏省环境科学学会理事. 1997 年获南京大学声学学士学位, 2008 年获南京大学声学博士学位. 2009–2011 年, 在南京大学电子科学与工程学院从事博士后研究工作, 之后任现职至今. 研究领域为噪声控制, 特别是有源噪声控制方向. 主持有源噪声控制研究课题及合作项目近 20 项, 在噪声控制领域发表论文 40 余篇, 获国家发明专利授权 9 项, 获湖南省科技进步三等奖 1 项.

* 国家自然科学基金 (批准号: 11874218, 11874219) 资助的课题.

† 通信作者. E-mail: hszou@nju.edu.cn

器组成, 通过降低误差传声器处噪声在人耳附近形成静区^[11–13]; 二是虚拟声屏障 (virtual sound barrier, VSB), 使用控制声源阵列与传声器阵列围成封闭几何形状包围目标区域, 阻挡来自各个方向的噪声, 在目标区域内形成静区, 因其不影响空气和光线的传播, 像一个无形的屏障对噪声起作用, 故称为 VSB^[20,21].

本文针对复杂声学环境中人耳附近空间降噪问题, 分别介绍 AHR 系统和 VSB 系统的发展历史与现状、原理、设计方法和应用, 并讨论目前存在的问题和未来的研究方向.

2 有源降噪头靠

2.1 发展历史和现状

AHR 系统如图 1 所示, 扬声器作为控制声源, 通过控制器调节扬声器输出在人耳旁的误差传声器附近产生静区. AHR 的概念最早可追溯至 Olson 和 May^[25] 于 1953 年提出的“电子吸声器”, 他们使用模拟电路调节扬声器的输出以抵消传声器处的噪声, 在传声器附近产生静区, 并展望了在汽车和工厂的应用前景. 由于当时电子技术水平限制, 相关系统难以应用于实际, 其研究也陷入沉寂. 随电子技术水平的进步, 直到 20 世纪 80 年代, 有源噪声控制的研究才渐渐复苏并最终蓬勃发展, 人耳附近空间降噪也重新受到关注.

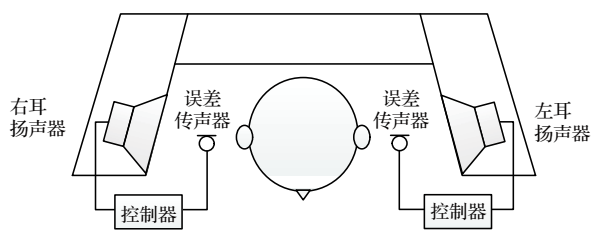


图 1 AHR 示意图

Fig. 1. Schematic drawing of AHR.

降噪量超过 10 dB 的静区大小是评价 AHR 性能的重要参数. 英国南安普顿大学声与振动研究所 (ISVR) 在该领域有一系列重要研究. Elliott 等^[11] 应用空间相关函数理论分析扩散场中一个控制源在远场产生的静区, 发现其形状是直径小于 $1/10$ 声波波长的球. 而在控制源近场, 用无限大障板上的活塞作为控制声源, 其近场某点的静区形状在低频是厚度不超过 $1/10$ 声波波长的球壳, 在高

频则是直径小于 $1/10$ 声波波长的球^[26,27]. 无论是在控制源远场还是近场, 若同时控制某点的声压和质点速度, 都能获得更大静区^[28,29].

实际应用中, AHR 周围可能存在反射体和反射面, Garcia-Bonito 和 Elliott^[12] 将控制声源建模为表面有振动速度分布的球体, 同时考虑人头衍射的影响, 研究此时的静区分布, 发现人头衍射对控制有好处. Garcia-Bonito 等^[30] 进一步研究在扩散场中 4 种反射表面对静区大小的影响, 结果表明反射表面增大了静区. Rafaely^[31–32] 提出了空间时间相关函数, 并用于研究控制声源在宽频混响声场中产生的静区, 指出静区大小与频率等于频带中心频率的单频情况相若.

由前述可知, AHR 系统静区直径不超过 $1/10$ 声波波长, 因此误差传声器必须靠近人耳, 有时不方便. 可在头靠系统中引入虚拟传声器布放技术 (virtual microphone arrangement), 将误差传声器 (此时称物理传声器) 移至离人头较远的位置, 在人耳处假设虚拟传声器, 使用物理传声器预测虚拟传声器处的噪声, 从而使控制声源在虚拟传声器处产生静区^[13,14,33]. 早期研究假设物理传声器与虚拟传声器的初级声场相等, 故系统性能依赖于两者的匹配程度, 在 500 Hz 以下低频段降噪效果较好, 但在 500 Hz 以上频段性能下降, 甚至导致噪声增大^[14].

为解决这一问题, Roure 和 Albarrazin^[34] 提出了远程传声器技术 (remote microphone technique), 事先测量物理传声器 (称为远程传声器) 与虚拟传声器 (称为近端传声器) 的初级声场间的传递函数, 系统运行时可更准确地以远程传声器处的声场信号来估计虚拟传声器处的声场. 为进一步降低估计误差, 可使用多个远程传声器估计近端传声器处的声场. 研究表明, 在扩散声场以及远程传声器指向近端传声器方向的定向声场中, 使用 4 个远程传声器可显著提高性能^[35].

虚拟传声器技术与远程传声器技术均需在使用前测量控制源到物理传声器和虚拟传声器间声场传递函数, Kestell^[36,37] 提出使用多个物理传声器的信号通过插值来外推预测虚拟传声器的声压, 该方法无需预先测量与虚拟传声器相关的声场传递函数, 系统对声场传递函数的变化具有较好的鲁棒性, 然而预测精度仅在物理传声器和虚拟传声器的间距远小于波长时才较高. 有源噪声控制中的虚拟

传感问题本质上为预测问题, Petersen 等^[38] 提出使用卡尔曼滤波进行预测, 通过预先计算的参数对物理传声器处的信号进行处理估计近端传声器的信号, 滤波算法中已包含了测量误差的影响, 但该方法适用于相对低阶的系统.

人头移动引起的声场变化会降低虚拟误差信号与近端误差信号的估计精度, 进而影响降噪效果和系统的稳定性^[16]. 针对该问题, Petersen 等^[39] 提出移动虚拟传感技术, 在一维管道的实验结果表明, 对于窄带噪声有效地产生了能跟随指定目标的静区. 对于三维声场中的 AHR, 移动虚拟传声器技术需要知道目标区域即人头的位置信息^[40], 可通过三维头部跟踪系统实现^[16,17,41]. 预先测量并存储不同人头位置对应的声场传递函数, 使用摄像系统实时跟踪人头移动位置, 调用对应的传递函数进行计算并控制噪声, Elliott 等^[17] 对 1000 Hz 以下宽带噪声取得近 20 dB 的降噪量. 为避免使用复杂的头部跟踪系统, Lei 等^[42] 通过改进次级路径模型, 使之在人头活动范围内与真实次级路径保持较高匹配度, 提高了人耳位置处降噪量, 扩大了人头允许移动范围.

2.2 原理、设计方法

室内扩散声场是一种复杂的噪声环境, 可用于分析 AHR 的性能. 设初级声场为扩散声场, 当控制源远离误差点时, 次级声场也为扩散声场, 围绕误差点的静区大小依赖于扩散声场的统计特性. 初级声场中声压的空间分布可视为一个高斯随机过程, 空间相关函数反映空间中任意两点间的声压相关性^[11]. 纯音扩散声场中声压的归一化空间相关函数为^[43]

$$\rho(\Delta x) = \sin(k\Delta x), \quad (1)$$

式中 Δx 为空间两点的距离; k 为声波的波矢. 在稳态扩散声场中, 用远场控制声源使误差点 $\mathbf{x}_0$ 处的声压降为零, 此时误差点 $\mathbf{x}_0$ 附近任一点 $\mathbf{x}_0 + \Delta \mathbf{x}$ 的声压空间均方值由整个空间声场的声压空间均方值与声场空间相关函数决定, 即

$$\langle |p(\mathbf{x}_0 + \Delta \mathbf{x})|^2 \rangle = \langle |p(\mathbf{x})|^2 \rangle [1 - \rho^2(\Delta x)], \quad (2)$$

式中“ $\langle \rangle$ ”表示空间平均; Δx 为该点与误差点间的距离; $\langle |p(\mathbf{x})|^2 \rangle$ 为整个空间所有点的平均值^[11], 该式得到了仿真与实验的验证^[11,44]. 实验表明控制后的室内整体均方声压大幅提升, 是控制前的 3.8 倍,

代入 (2) 式可得

$$\frac{\langle |p(\mathbf{x}_0 + \Delta \mathbf{x})|^2 \rangle}{\langle |p_p(\mathbf{x})|^2 \rangle} = 3.8[1 - \rho^2(\Delta x)], \quad (3)$$

式中 $p_p(\mathbf{x})$ 为初级场的声压. (3) 式显示控制后空间某点的降噪量仅与该点与误差点的空间相关函数有关. 据此可算出 10 dB 静区为一球形, 直径约为 1/10 声波波长.

当误差点位于控制源近场时, 在该点附近的次级声场中以直达声为主, 经室内壁面反射造成的混响声可忽略, 则近场的次级声场声压分布仅与控制源辐射阻抗有关. 使用位于 $\mathbf{y}_s$ 的控制声源控制位于 $\mathbf{x}_0$ 的近场误差点声压为零, 对于误差点附近任一点 $\mathbf{x}_0 + \Delta \mathbf{x}$ (满足 $|k\Delta \mathbf{x}| < 1$), 有

$$\frac{\langle |p(\mathbf{x}_0 + \Delta \mathbf{x})|^2 \rangle}{\langle |p_p(\mathbf{x}_0)|^2 \rangle} \approx \left| \frac{\nabla Z_d(\mathbf{x}_0|\mathbf{y}_s) \cdot \Delta \mathbf{x}}{Z_d(\mathbf{x}_0|\mathbf{y}_s)} \right|^2, \quad (4)$$

式中 $p_p(\mathbf{x}_0)$ 为初级场误差点的声压; $Z_d(\mathbf{x}_0|\mathbf{y}_s)$ 为控制源和误差点间的直达声阻抗传递函数^[27]. 可见控制后误差点附近场点的降噪量仅和控制源辐射特性及误差点和场点距离有关.

使用点源控制源与活塞控制源进行分析, 将其声阻抗传递函数代入 (4) 式, 结果表明误差点距离控制源很近时 10 dB 静区范围很小, 直径不及 1/10 声波波长, 当误差点渐远, 10 dB 静区范围逐渐扩大, 其直径上限为 1/10 声波波长^[26,27]. 在中高频静区形状与控制源辐射特性相关, 而在低频静区形状为环绕控制源的球壳.

不论是在控制源远场还是近场, 误差点位于刚性反射表面或其附近时, 静区大小均有不同程度的增加^[12,30]. 对于控制源远场, 由于反射面的影响, 空间相关函数值增大, 静区大小在反射面法向上增大, 误差点越靠近反射面效果越明显. 其物理解释为此时反射体表面声压梯度为 0, 等效于控制系统同时控制了误差点处的声压和误差点附近的声压梯度, 因此静区得以增大^[30]. 对于控制源近场, 将人头建模为一刚性球, 研究表明有人头存在时, 静区“趋向”人头, 使静区大小有微小的增大, 人头对次级声场的散射是主要原因, 而初级声场的散射作用可忽略不计^[12].

AHR 的静区直径较小, 故误差传声器必须靠近人耳. 虚拟传声器技术以原误差传声器位置为虚拟传声器位置, 物理传声器移至离人头较远的位置. 图 2 为单通道虚拟传声器的示意图, 物理传声器处的声压和虚拟传声器处的声压分别为^[14]

$$\begin{cases} p_a = p_{pa} + Z_{ca}q_s, \\ p_v = p_{pv} + Z_{cv}q_s, \end{cases} \quad (5)$$

式中 p_{pa} 和 p_{pv} 分别为物理传声器和虚拟传声器处的初级声压; Z_{ca} 和 Z_{cv} 分别为控制声源到物理传声器和虚拟传声器处的传递函数; q_s 为控制声源源强. 假设初级声场在低频随空间位置变化较小, 在物理传声器与虚拟传声器较近条件下, 可假设 $p_{pa} \approx p_{pv}$, 则虚拟传声器处的声压可估计为^[14]

$$\hat{p}_v \approx p_{pa} + Z_{cv}q_s = p_a + (Z_{cv} - Z_{ca})q_s. \quad (6)$$

已知 Z_{ca} , Z_{cv} 和 q_s , 测得物理传声器的声压 p_a , 便可估计出虚拟传声器处的声压 $\hat{p}_v$ 并使用控制声源进行控制.

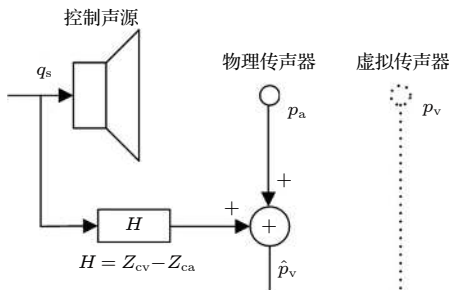


图 2 单通道虚拟传声器示意图^[14]

Fig. 2. Schematic drawing of single-channel virtual microphone arrangement^[14].

物理传声器与虚拟传声器的初级声压差别随着频率增大而增加, 故相关系统在低频段降噪效果较好, 但在 500 Hz 以上频段性能下降, 甚至导致噪声增大^[14]. 远程传声器技术事先测量远程物理传声器与近端虚拟传声器的初级声场间的传递函数 (称为观测滤波器), 较准确地估计近端传声器处的声场^[34]. 设 $p_{pv} = Gp_{pa}$, G 为观测滤波器, 则近端传声器处的声压可估计为

$$\hat{p}_v = Gp_{pa} + Z_{cv}q_s = G(p_a - Z_{ca}q_s) + Z_{cv}q_s, \quad (7)$$

已知 G , Z_{ca} , Z_{cv} 和 q_s , 可通过 p_a 估计出近端传声器处的声压 $\hat{p}_v$. 可见 (6) 式是 (7) 式中 $G = 1$ 的特例.

近端传声器声压的估计误差是影响控制系统性能的重要因素, 其误差来源包括远程传声器个数和位置以及初级声场特性^[35]. 以估计误差的均方值为代价函数, 可求出观测滤波器的最优解^[45], 对于远程传声器多于近端传声器的超定条件, 需选择合适的正则参数以在系统估算误差和鲁棒性之间取得较好的平衡^[35]. 使用 4 个远程传声器对 1 个近端传声器进行估计, 相对于 1 个远程传声器而言, 在

扩散声场以及初级源位于远程传声器后面 (近端传声器为前面) 的自由场中, 估计误差小于 10 dB 和 20 dB 的近端传声器可选区域明显扩大. 若在初级源位于远程传声器侧面的自由场中, 则可选区域变化较小. 远程传声器数量不变, 优化其位置分布需同时考虑阵列几何结构与初级声场的空间匹配度与观测滤波器中可逆矩阵的条件数, 空间匹配度高与较低的条件数可获得较准确的预测精度^[35].

2.3 应用

有源降噪技术在汽车领域有部分应用研究, 其中汽车发动机低频降噪是小空间的全局控制问题, 已在多款车型中商用. 与此不同, 轮胎/道路噪声包含较高频率分量, 属于局域空间降噪问题. 目前大部分相关研究是在人耳附近布放误差传声器, 使用车门扬声器进行控制, 虽属人头附近局域降噪, 但不完全属于 AHR^[46]. AHR 使用安装于座椅两侧的扬声器作为控制声源, 通过反馈、前馈以及前反馈混合控制算法在人耳处降噪, 降噪效果约 3—4 dBA^[47].

AHR 系统应用研究中的一个重要问题是人头移动导致降噪性能将下降. 移动虚拟传声器技术可让静区随头部移动, 但该技术需要知道目标区域即人头的位罝信息. 最近的研究表明, 通过三维头部跟踪系统实现人头位置跟踪^[16–17,41], 调用预先测量并存储的与人头位置对应的声场传递函数, 可准确估计虚拟传声器位置处的声压并控制. 该 AHR

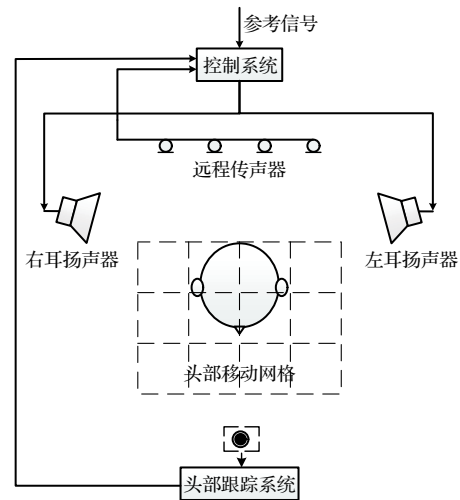


图 3 使用远程传声器技术和人头跟踪系统的 AHR 系统^[16]

Fig. 3. AHR system integrated with remote microphone technique and head tracker system^[16].

系统如图 3 所示, 包含 2 个控制源, 4 个远程传声器和 1 套人头跟踪系统, 人耳处为近端传声器位置. 人头活动区域可划分为 20 个位置 (图中网格点), 事先测量人头在不同位置时的声场传递函数并储存, 人头移动时, 跟踪系统判断其所在位置, 调用相应的传递函数计算虚拟传声器位置处的声压并驱动控制源降噪. 在噪声环境中, 测量该系统有源降噪和人头跟踪过程中人耳处的实时噪声信号, 结果表明, 当人头保持不动并开启有源降噪系统情况下, 双耳获得有效降噪; 人头移动到不同位置, 有源降噪系统保持工作但人头跟踪系统关闭时, 降噪效果显著下降; 有源降噪系统与人头跟踪系统同时开启, 尽管人头仍在移动, 降噪效果将获得较大改善^[16].

3 虚拟声屏障

3.1 发展历史和现状

在人耳附近空间产生静区的另一类方法为 VSB, 类似的研究包括边界声压控制 (boundary pressure control)^[23]. VSB 一般离声源较远, 属于声场控制, 其主要机理是通过控制声源吸收或反射初级噪声. VSB 系统的理论基础是 Huygens 原理和 K-H (Kirchhoff-Helmholtz) 积分方程, 即若某一空间内部没有声源, 则该空间内的声场完全由该空间边界上的声压及其梯度决定. 因此, 若在该区域外部或者边界上放置控制声源, 通过控制声源产生的声场调整上述边界的声压及其梯度, 使其减小或者为零, 则可整体降低边界包围区域的声压^[48].

利用 Huygens 原理来实现有源声控制的思想在 20 世纪 70 年代前后出现, Jessel, Malyuzhinets 和 Canevet 提出了 JMC 理论, 指出在封闭曲面使用连续分布的单极子源和偶极子源的组合可实现对入射声波的完美吸收^[49–52]. Mangiante^[53] 在三维空间应用扬声器近距离包围初级噪声源实现低频噪声辐射控制, 但该实验的控制原理是降低初级噪声源的声辐射功率, 而不全是基于 Huygens 原理的声场控制. Ise^[19] 应用 K-H 方程进行“边界控制”研究, 在二维平面上布置一圈误差传声器, 通过控制外圈控制声源阵列的输出, 使误差传声器处的声压和质点速度为 0, 达到控制误差传声器圈内的声场的目的, 然而研究只限于二维上的理论分析和数值仿真.

Qiu 等^[20] 提出的 VSB 系统将 K-H 方程的研究扩展到三维空间, 使用圆柱状结构的控制声源阵列和误差传声器阵列, 通过控制误差传声器处的声压, 在传声器阵列包围的空间内部产生静区, 仿真结果验证了 VSB 系统降噪的可行性, 然而缺乏实验验证且静区范围仅与人头大小相若, 人头不便活动. Zou 等^[21] 完成了 16 通道圆柱状 VSB 系统的理论和实验研究, 在半径为 0.2 m, 高为 0.2 m 的柱状区域, 对 550 Hz 以下的噪声, 获得 10 dB 以上的全空间降噪, 与此同时, 系统对周围声场的影响有限. 研究还表明系统性能与控制源和传感器的位置和数量有关, 降噪量随着频率升高而近似线性降低.

Zou 和 Qiu^[22] 进一步研究了引入人头后, 人头散射对 VSB 系统性能的影响, 发现此时 VSB 系统性能随着物理配置的变化趋势与未引入人头时是一致的, 但人头散射使系统性能略有提高, 实验结果还表明, 系统对人头移动有较好的鲁棒性. Epain 和 Friot^[23] 使用边界声压控制方法控制球形体积内的声压, 原理与 VSB 系统相同, 30 个误差传声器分布于半径为 0.3 m 的球壳上, 30 个控制声源分布于半径为 0.6 m 的球壳, 在整个球形区间内均获得有效降噪, 其中区间内的 2 个典型测点在 100—500 Hz 的宽带噪声的降噪量约 20 dB.

VSB 系统控制不同的物理量会有不同的控制效果. 以误差传感器的声势能密度和为代价函数, 在低频可取得较好的降噪效果, 但声压降低量不很均匀, 且由于内部空间特征值问题, 降低了有效降噪的上限频率; 以声动能密度和为代价函数, 声压降低量最为均匀, 但低频的降噪效果不好; 以声能量密度和为代价函数, 降噪效果最好且具有较均匀的声压降低量分布^[54]. VSB 系统中也可使用虚拟传感器技术, 将物理传感器布放于目标区域边界, 虚拟传感器布放于目标区域中的优化位置可提升降噪效果, 且避免传感器在目标区域中与人头形成冲突, 系统的性能和控制声源与物理传感器的距离有关, 也和初级声场的复杂程度及虚拟传感器位置声场预测方法有关^[55].

Rao^[56] 研究控制源的指向性对 VSB 系统性能的影响, 指出对于最小均方优化法的 VSB 系统, 指向性控制源相比单极子声源可获得更大的降噪量, 此外, 指向性控制源可降低 VSB 系统对外部声场的影响. 实际应用中, VSB 系统周围可能存在反射面. 初步研究表明, 墙面附近的 VSB 降噪性

能随频率变化的曲线在自由场环境的降噪曲线上波动, 降噪量随反射面的距离呈周期性变化. 此外, 墙面反射导致 VSB 系统的性能对初级声场的入射角度变得敏感^[56,57].

3.2 原理和设计方法

VSB 的理论依据是形如式 (8) 的 K-H 积分方程:

$$p(\mathbf{r}) = \int_S [G(\mathbf{r}|\mathbf{s})\nabla p(\mathbf{s}) - p(\mathbf{s})\nabla G(\mathbf{r}|\mathbf{s})] \cdot \mathbf{n} dS, \quad (8)$$

式中边界 S 包围体积 V ; $p(\mathbf{s})$ 为边界 S 上点 $\mathbf{s}$ 处的声压; $p(\mathbf{r})$ 为体积 V 内点 $\mathbf{r}$ 处的声压; $\mathbf{n}$ 为边界 S 的外法向单位矢量; $G(\mathbf{r}|\mathbf{s})$ 为自由空间的格林函数^[48], 表达式为

$$G(\mathbf{r}|\mathbf{s}) = \frac{1}{4\pi|\mathbf{r}-\mathbf{s}|} e^{-jk|\mathbf{r}-\mathbf{s}|}. \quad (9)$$

(8) 式给出了某一内部没有声源的空间, 其内部声压和边界上声压及其梯度的关系^[48], 描述了声场的内在性质, 是 Huygens 原理的一种数学表达, 即某一空间内的声场完全可用其边界上的声压及其梯度决定. 因此, 可通过控制空间外部或者边界上的控制声源调节该声场边界上的声压及其梯度控制该空间内声场, 这是 VSB 系统的基本原理.

图 4 是 VSB 系统的示意图, 由立体结构的扬声器阵列和传声器阵列构成, 在传声器阵列围成的封闭空间内部产生静区. 对于初级噪声源位置和辐射声场随时间变化的场合, VSB 系统通过误差传声器和自适应系统动态调整控制扬声器的输出来控制噪声. 对于稳定的初级噪声场, 可以省去监测用的误差传声器, 控制扬声器的输出可根据初级声场的分布和静区的位置事先设计.

VSB 系统的降噪机理可能有多种. 若 VSB 系统距离初级声源很近, 导致控制声源与初级声源相

互作用降低噪声, 其机理为降低噪声源的辐射阻抗; 若 VSB 系统在低模态的封闭空间中, 可通过控制源产生的模态耦合初级声源产生的模态来降噪, 其机理是控制源降低了初级声源的负载. 以上两种属于自由场的全局控制与封闭空间的全局控制范畴^[58], 并非一般意义的 VSB 系统. 用于局部区域控制的 VSB 系统一般远离初级噪声源, 其降噪机理为对初级声场的声能量进行吸收或反射. 在边界上使用连续分布的单极子源和偶极子源的组合可实现对入射声波的完美吸收, 若单独使用单极子源或偶极子源, 其机理为对入射声波的反射^[48]. 例如使用单极子源控制位于区域边界的传声器处的声压为零形成声学软边界, 将入射到静区的初级声反射回去, 其机理为声反射, 会导致控制后总声场的能量增大.

VSB 系统主要有 2 种设计方法: 针对稳定初级声场的展开法, 适合时变初级声场和自适应系统的最小均方优化法. 下面以在某一噪声场中产生半径为 r_v 的球形 VSB 静区为例进行说明. 设系统的坐标原点定在球形静区的中心, 控制源布放在球面上, 静区内没有任何声源和散射体.

1) 初级声场展开法

波数为 k 的初级噪声场中任意一点 $\mathbf{r} = (r, \theta, \phi)$ 处的声压可表示为^[59]

$$p_p(\mathbf{r}) = \begin{cases} \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{m=-n}^n A_n^m(k) j_n(kr) Y_n^m(\theta, \phi), & r < r_v, \\ \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{m=-n}^n C_n^m(k) h_n(kr) Y_n^m(\theta, \phi), & r > r_v, \end{cases} \quad (10)$$

式中 $A_n^m(k)$ 和 $C_n^m(k)$ 为球谐函数 $Y_n^m(\theta, \phi)$ 的系数; $j_n(kr)$ 为第一类 n 阶球 Bessel 函数; $h_n(kr)$ 为第一类 n 阶球 Hankel 函数; $Y_n^m(\theta, \phi)$ 的表达式为^[59]

$$Y_n^m(\theta, \phi) = \sqrt{\frac{(2n+1)(n-|m|)!}{4\pi(n+|m|)!}} P_n^{|m|}(\cos \theta) e^{-jm\phi}, \quad (11)$$

式中 $P_n^{|m|}(\cdot)$ 是连带 Legendre 函数.

在球形区域边界布放连续控制声源构建 VSB 系统产生次级声场, 根据 (8) 式的 K-H 方程, 空间内声压由边界上声压及其梯度决定, 即

$$p_s(\mathbf{r}) = \int_0^{2\pi} \int_0^\pi \left[\frac{\partial p_s(\mathbf{r}_v)}{\partial \mathbf{n}(\mathbf{r}_v)} G(\mathbf{r}|\mathbf{r}_v) - jk p_s(\mathbf{r}_v) \frac{1}{jk} \frac{\partial G(\mathbf{r}|\mathbf{r}_v)}{\partial \mathbf{n}(\mathbf{r}_v)} \right] r_v^2 \sin \theta_v d\theta_v d\phi_v, \quad (12)$$

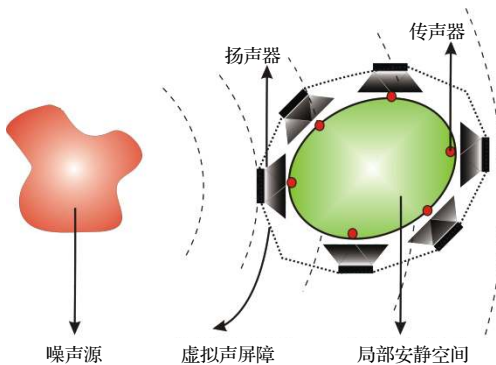


图 4 VSB 系统示意图

Fig. 4. Schematic drawing of a VSB system.

式中 $\mathbf{r}_v = (r_v, \theta_v, \phi_v)$ 为球面上的一点. 可见边界上的声压及声压梯度分别决定了控制源的偶极子源强 $D(\mathbf{r}_v)$ 和单极子源强 $S(\mathbf{r}_v)$, 即

$$S(\mathbf{r}_v) = \frac{\partial p_s(\mathbf{r}_v)}{\partial \mathbf{n}(\mathbf{r}_v)},$$

$$D(\mathbf{r}_v) = jk p_s(\mathbf{r}_v), \quad (13)$$

其中对偶极子源引入频率归一化系数 jk 可使偶极子源的指向性与频率无关. VSB 系统控制目标是使空间内总声场为零, 即

$$p_t(\mathbf{r}) = p_p(\mathbf{r}) + p_s(\mathbf{r}) = 0, \quad |\mathbf{r}| \leq r_v. \quad (14)$$

将 (10) 式与 (14) 式代入 (13) 式可得

$$S(\mathbf{r}_v) = -k \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{m=-n}^n A_n^m(k) j_n'(kr_v) Y_n^m(\theta_v, \phi_v), \quad (15)$$

$$D(\mathbf{r}_v) = -jk \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{m=-n}^n A_n^m(k) j_n(kr_v) Y_n^m(\theta_v, \phi_v). \quad (16)$$

实际应用中, 需要将球面上的连续声源离散化. 若采用 N_c 个位于 $\mathbf{r}_l = (r_v, \theta_l, \phi_l)$ 的控制源, 则控制声源产生的声场为^[56]

$$p_s(\mathbf{r}) = \sum_{l=1}^{N_c} r_v^2 \beta_l \left[S(\mathbf{r}_l) G(\mathbf{r}|\mathbf{r}_l) - D(\mathbf{r}_l) \frac{1}{jk} \frac{\partial G(\mathbf{r}|\mathbf{r}_l)}{\partial \mathbf{n}(\mathbf{r}_l)} \right], \quad (17)$$

式中 β_l 为球谐函数的权重系数. 若源强中的球谐函数展开到 N 阶, 则利用初级声场展开法得到的 VSB 系统的连续控制声源的源强为

$$S(\mathbf{r}_l) = -k \sum_{n=0}^N \sum_{m=-n}^n A_n^m(k) j_n'(kr_v) Y_n^m(\theta_l, \phi_l), \quad (18)$$

$$D(\mathbf{r}_l) = -jk \sum_{n=0}^N \sum_{m=-n}^n A_n^m(k) j_n(kr_v) Y_n^m(\theta_l, \phi_l). \quad (19)$$

2) 最小均方优化法

N_c 个一阶控制声源均匀分布在半径为 r_v 的球形 VSB 的球面上, 其坐标为 $\mathbf{r}_l = (r_v, \theta_l, \phi_l)$, 产生的次级声场表示为^[56]

$$p_s(\mathbf{r}) = \sum_{l=1}^{N_c} \frac{q_l e^{-jk|\mathbf{r}-\mathbf{r}_l|}}{4\pi|\mathbf{r}-\mathbf{r}_l|} \times \left[\alpha - (1-\alpha) \left(1 - \frac{j}{k|\mathbf{r}-\mathbf{r}_l|} \right) \cos \gamma \right], \quad (20)$$

式中 q_l 为第 l 个控制声源的源强, $l = 1, 2, \dots, N_c$;

等式右边 $q_l[\cdot]$ 为理想一阶声源的一般表达式^[56]; 指向性权重 α 取值在 0 和 1 之间, $\alpha = 1$ 声源为单极子, $\alpha = 0$ 为偶极子, $\alpha = 0.5$ 为三极子, 即心形单指向性声源; γ 为矢量 $\mathbf{r} - \mathbf{r}_l$ 与声源轴的夹角.

控制后的总声场为

$$p_t(\mathbf{r}) = p_p(\mathbf{r}) + p_s(\mathbf{r}). \quad (21)$$

拟优化的代价函数可为与误差点的声势能密度和、声动能密度和、总声能量密度和相关的量^[58], 三者可分别表示为

$$J_p = \sum_{n=1}^{N_e} |p_t(\mathbf{r}_n^e)|^2 + \beta \mathbf{q}_s^H \mathbf{q}_s, \quad (22)$$

$$J_k = \sum_{n=1}^{N_e} |v_t(\mathbf{r}_n^e)|^2 + \beta \mathbf{q}_s^H \mathbf{q}_s, \quad (23)$$

$$J_e = \sum_{n=1}^{N_e} \left[\frac{1}{2\rho_0 c_0^2} |p_t(\mathbf{r}_n^e)|^2 + \frac{\rho_0}{2} |v_t(\mathbf{r}_n^e)|^2 \right] + \beta \mathbf{q}_s^H \mathbf{q}_s, \quad (24)$$

式中 ρ_0 和 c_0 分别为空气密度和声速; $\mathbf{q}_s = [q_1, q_2, \dots, q_{N_c}]^T$ 为控制源强的矢量; N_e 为拟优化误差点的个数; $\mathbf{r}_n^e$ 为第 n 个误差点位置 (图 4 中的传声器); $v_t(\mathbf{r})$ 为声场在误差点的法向质点速度, 参数 β 对控制源强的大小进行约束, 能改善仿真结果的可靠性.

将 (20) 式和 (21) 式代入 (22)–(24) 式之一, 代价函数可写成矩阵二次型的形式^[58], 即

$$J = \mathbf{q}_s^H (\mathbf{A} + \beta \mathbf{I}) \mathbf{q}_s + \mathbf{q}_s^H \mathbf{b} + \mathbf{b}^H \mathbf{q}_s + c, \quad (25)$$

式中矩阵 $\mathbf{A}$ 与控制声源到场点的声阻抗传递函数有关; 矩阵 $\mathbf{b}$ 与控制声源到场点的声阻抗传递函数和初级声场有关; 常数 c 仅和初级声场有关, $\mathbf{I}$ 为单位矩阵. 以声势能代价函数为例, 表达式分别为^[56,58]:

$$\mathbf{A} = \mathbf{Z}_{ce}^H \mathbf{Z}_{ce}, \quad \mathbf{b} = \mathbf{Z}_{ce}^H \mathbf{P}_{pe}, \quad c = \mathbf{P}_{pe}^H \mathbf{P}_{pe}, \quad (26)$$

$$\mathbf{P}_{pe} = [p_p(\mathbf{r}_1^e), p_p(\mathbf{r}_2^e) \cdots p_p(\mathbf{r}_{N_e}^e)]^T, \quad (27)$$

$$\mathbf{Z}_{ce} = \begin{bmatrix} Z_c(\mathbf{r}_1^e | \mathbf{r}_1^e) & Z_c(\mathbf{r}_1^e | \mathbf{r}_2^e) & \cdots & Z_c(\mathbf{r}_1^e | \mathbf{r}_{N_e}^e) \\ Z_c(\mathbf{r}_2^e | \mathbf{r}_1^e) & Z_c(\mathbf{r}_2^e | \mathbf{r}_2^e) & \cdots & Z_c(\mathbf{r}_2^e | \mathbf{r}_{N_e}^e) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ Z_c(\mathbf{r}_{N_e}^e | \mathbf{r}_1^e) & Z_c(\mathbf{r}_{N_e}^e | \mathbf{r}_2^e) & \cdots & Z_c(\mathbf{r}_{N_e}^e | \mathbf{r}_{N_e}^e) \end{bmatrix}, \quad (28)$$

$$\begin{aligned} & \frac{Z_c(\mathbf{r}_n^c | \mathbf{r}_m^c)}{e^{-jk|\mathbf{r}_n^c - \mathbf{r}_m^c|}} \\ &= \frac{4\pi|\mathbf{r}_n^c - \mathbf{r}_m^c|}{\left[\alpha - (1 - \alpha) \left(1 - \frac{j}{k|\mathbf{r}_n^c - \mathbf{r}_m^c|} \right) \cos \gamma_{n,m} \right]}, \end{aligned} \quad (29)$$

$$\cos \gamma_{n,m} = \frac{(\mathbf{r}_n^c - \mathbf{r}_m^c) \cdot \mathbf{r}_m^c}{|\mathbf{r}_n^c - \mathbf{r}_m^c| |\mathbf{r}_m^c|}, \quad (30)$$

其中 (27) 式为误差点处的初级声场向量, (28) 式为控制源到误差点处的传递函数矩阵, (29) 式为位于点 $\mathbf{r}_m^c$ 的控制源到位于点 $\mathbf{r}_n^c$ 的误差点的传递函数.

令代价函数最小化, 可求得 VSB 系统的控制源的源强^[58], 即

$$\mathbf{q}_s = -(\mathbf{A} + \beta \mathbf{I})^{-1} \mathbf{b}. \quad (31)$$

两种方法得到控制源最优源强后, 可代入 (21) 式中得到控制后的总声场. VSB 系统的性能定义为 VSB 内部区域降噪前后的声势能差, 即

$$NR = 10 \lg 10 \left(\frac{\sum_{i=1}^{N_v} |p_p(\mathbf{r}_i)|^2}{\sum_{i=1}^{N_v} |p_t(\mathbf{r}_i)|^2} \right), \quad (32)$$

式中 N_v 为评价点的个数, 取值与噪声频率有关, 通常每波长至少取 6 个评价点. VSB 系统性能和所优化的代价函数有关, 可采用上述步骤研究不同代价函数, 不同物理系统配置的 VSB 系统的性能.

3.3 应用

VSB 系统在大型电力变压器的低频噪声控制的有相对成熟的应用. 在室内变压器的大门或窗户开口布放平面型的 VSB 系统, 可阻挡噪声而不影响通风散热. Xue 等^[60] 在某 110 kV 室内变压器的现场进行了实验, 在约 23.2 m 的开口上布放 44 通道的 VSB 系统控制变压器通过开口向外辐射的噪声, 在开口外 8.3 m × 5 m 宽的区域内, 绝大部分区域均得到有效降噪, 100 Hz 最大降噪量达 23.8 dB, 200 Hz 最大降噪量达 18.8 dB. 该应用体现了复杂噪声环境中 VSB 系统产生静区的有效性.

相比 AHR 系统, 用于人耳附近空间局部降噪的 VSB 系统可在一个较大区间内形成静区, 但所需控制源个数多, 系统复杂, 目前尚处于实验室样机阶段. 一个圆柱状分布的 16 通道的 VSB 系统如图 5 所示, 16 个误差传感器分为两层, 每层各为圆内接正八边形, 两层的距离 h_e 等于圆半径 r_c , 为 0.2 m. 16 个控制源采用同样的结构, 层间距 h_c 等

于圆半径 r_c , 为 1.22 m. 半径为 a 的刚性圆球模拟人头在误差传感器包围的空间内, 球心与 VSB 系统的中心重合, $a = 0.09$ m^[58], 使用最小均方优化算法设计自适应的 VSB 系统.

实验在普通不规则房间进行, 使用 3 个位于不同方向的扬声器产生初级声场, VSB 系统所在空间声场较为均匀, 近似扩散. 由 16 个驻极体传声器和 16 个普通音箱构成图 5 形式的 VSB 系统放置在房间中间, 采用 16 通道 FxLMS 算法的自适应控制器. 初级源距离 VSB 系统中心约 4 m, 与控制源距离始终保持大于 0.5 波长, 以保证实验所得控制效果不是通过降低初级源的辐射阻抗得到的. 图 6 为实验环境照片.

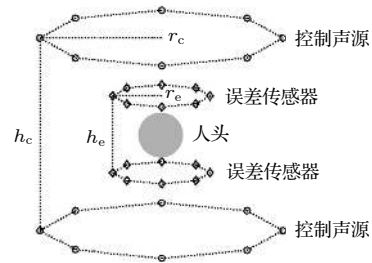


图 5 圆柱状分布内含人头的 16 通道 VSB 系统^[58]

Fig. 5. Setup of the 16-channel cylindrical VSB system with a rigid sphere^[58].

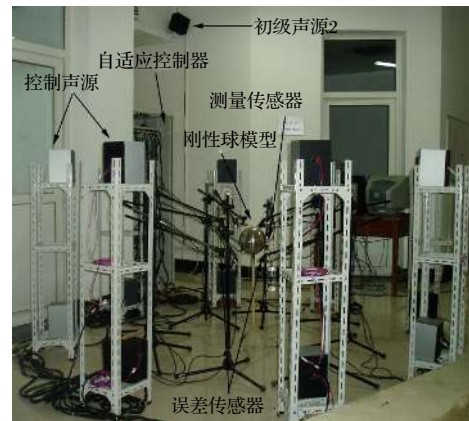


图 6 实验环境照片^[58]

Fig. 6. Photo of experimental setup^[58].

为考察人耳移动的影响, 选择在人头表面绕两耳的水平圆周上的所有点的平均声压降噪量 NR 来评价系统性能. 图 7 为 NR 随频率变化的曲线, 信号频率取值为 200—600 Hz, 间距 50 Hz. 可见在有无人头情况下, 该 VSB 系统在所研究的频段都能得到 10 dB 以上的降噪效果, 但两者略有不同, NR 的差值 ΔNR 在 -0.8—2.6 dB 之间, 随频率

升高有微小的增加. 在图 7 曲线前段, 频率小于 300 Hz 时, 由于实验系统和实验环境限制, 无法测得更大的降噪值, 都在 31 dB 左右. 图 8 为频率为 500 Hz 时, NR 随人头移动的曲线, 其中 xy 平面为水平面, z 轴为垂直于水平面方向. 控制器为自适应的, 跟踪时间在秒量级, 实验数据是在系统跟踪收敛后测得的. 人头偏离中心的距离取值为 0—0.1 m, 间距 0.02 m, 偏离 0.1 m 时, 人头已接近误差传感器包围区间的边缘. 图 8 显示当频率为 500 Hz, 随着人头偏离系统中心, 降噪效果下降, 最大值为 6.2 dB, 但最差的降噪效果仍超过 13.3 dB^[58].

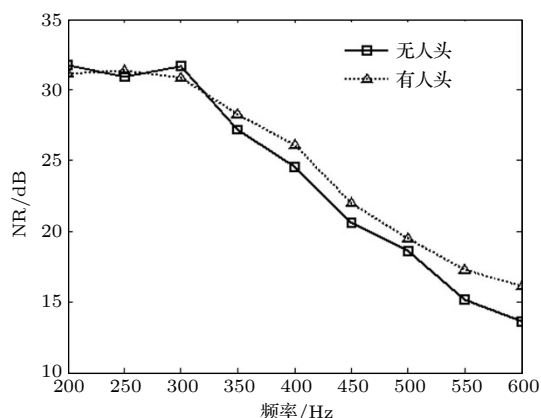


图 7 实测 VSB 系统平均降噪量 NR 随频率变化的曲线^[58]
Fig. 7. Experimental results of control performance with respect to the frequency of noise signal^[58].

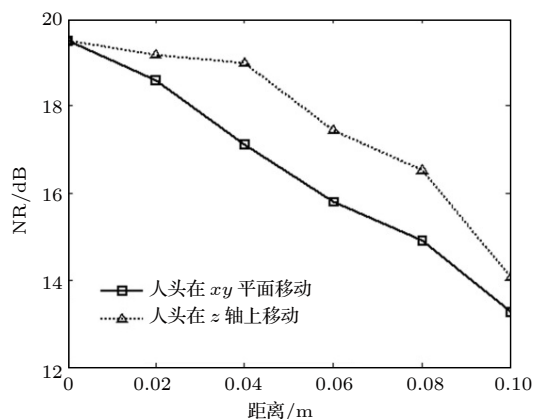


图 8 实测人头移动对降噪效果的影响^[58]
Fig. 8. Experimental results of control performance with respect to the movements of rigid sphere^[58].

4 讨论与展望

综上所述, 复杂声学环境中人耳附近空间降噪的国内外相关研究目前已取得一定进展, 无论是

AHR 还是 VSB 方法, 理论、数值仿真和实验均已验证了其可行性, 即在噪声来自于多个方向的复杂噪声场中, 在低频段产生一定大小的静区是可行的. 这两种方法各有优缺点, 目前距实际应用均存在一定距离.

AHR 系统所需控制源数少, 物理系统简单, 但其静区范围较小, 误差传声器需靠近人耳才有较好的降噪效果. 虚拟传声器与远程传声器技术可解决误差传声器与人头冲突的问题, 但并没有解决静区范围小的问题. 此外, 人头移动还引起声场传递函数变化, 虚拟传声器或近端传声器的估计误差增大也导致性能下降. 使用头部定位系统跟踪人头移动位置, 降低估计误差可提升效果, 但需要存储传递函数数据, 且使系统变得复杂和昂贵.

VSB 系统静区范围较大, 局限性在于降噪有效频率不够高, 所需控制源个数多, 系统复杂度和成本较高. 以文献 [21] 所述 16 通道 VSB 系统为例, 在半径 0.2 m 高为 0.2 m 的圆柱形区间获得 10 dB 降噪的有效频率上限大约为 550 Hz, 若尺寸不变, 拟将有效频率提高一倍, 则控制通道数需要增加到 64 个, 较难实际应用.

静区大小与控制源个数是一对矛盾. 为增大有 AHR 的静区, 可尝试的方法包括: 同时控制误差点的声压与质点速度^[29]; 增加控制声源使用同一输出形成优化的指向性^[28], 以及增加控制源个数^[61]. 对于远程传声器技术, 可研究在复杂声场中如何提高预测精度, 例如尝试使用圆环状的远程传声器分布; 还可研究高性价比的人头位置跟踪技术. 对于 VSB 系统而言, 需要考虑如何增加系统的有效频率和作用空间, 或在同样降噪效果情况下减少通道数, 可尝试的研究方向包括:

1) 采用声能量密度作为代价函数, 通过同时获得声场某点的声压和三个正交方向的质点速度来获得声能量密度^[54].

2) 对 VSB 系统声源的指向性特性进行优化, 或采用双层声源阵列和双层传声器阵列设计 VSB 系统^[62,63].

3) 采用主被动混合控制的 VSB 系统, 例如通过将有源噪声控制系统的控制声源和若干无源声学隔板间隔布放, 或者将控制声源放置在类似墙角的专门设计的声学结构中, 通过主被动结合来达到减少控制通道的目的^[64]. VSB 系统完全采用扬声器阵列和信号处理的方法来进行声场控制, 而主被

动混合 VSB 系统则通过在声学边界上引入具有不同阻抗的被动声学隔板和能自适应调整的主动声源共同作用, 达到声场控制的目的.

早期有源声屏障研究的应用场景通常为户外噪声环境, 静区范围很大^[5-8]. 近年来针对开放式办公空间的隔断也展开了研究, 静区为人耳附近空间^[65,66]. 噪声源位于隔断一侧, 将控制源布放于隔断顶部形成有源声屏障, 以降低隔断另一侧的座椅顶部 40 cm 边长区域的噪声, Huang 等^[65]的研究表明可在 500 Hz 以下频段可获得 10 dB 降噪, 相比于侧墙, 房顶的反射对降噪效果的负面影响更大. Wang 等^[66]在隔断上应用前反馈结合的有源降噪系统, 相比仅使用反馈或前馈系统性能更优, 仿真结果表明对于 60 cm 边长的平面测量区域, 在 250 Hz 和 500 Hz 的倍频程分别获得 5 dB 与 3 dB 左右的降噪量. 这表明噪声来自某一特定方向特定场合, 利用有源声屏障在人耳附近产生静区是可行的, 目前研究仅限于仿真, 且误差传感器布放于远场, 可进一步结合远程传声器技术并展开实验研究.

以上分析与讨论针对的是相关物理系统, 而具体降噪系统的实现还涉及到系统和算法的研究. 如讨论适用于复杂环境的具强鲁棒性的非自适应算法^[67], 在自适应算法上, 除常规地针对算法的收敛速度、稳定性、降噪效果、计算效率等因素进行分析外, 还可研究算法对非理想抵消路径模型的鲁棒性和稳定性条件以及滤波器阶数不足对算法性能的影响, 研究无次级通道建模的自适应算法. 另外针对 VSB 系统的高复杂度和高成本, 还可从前馈、反馈、前反馈混合控制结构以及集中和非集中控制策略等方面进行探索.

5 结 语

针对复杂声学环境中人耳附近空间降噪问题, 介绍了 AHR 和 VSB 技术的发展历史、原理、设计方法和应用. AHR 系统需要较少控制源, 系统相对简单易实现, 但静区范围较小, 结合虚拟传声器技术和人头跟踪技术后可实现随人头移动的静区, 降噪频率可达中高频; VSB 产生的静区范围较大, 但控制源个数较多, 系统复杂和成本高, 可通过代价函数和控制源优化, 以及主被动混合控制技术来提高有效频率范围和减少控制源个数. 无论是 AHR 还是 VSB 方法, 理论、数值仿真和实验均已验证

了其可行性, 即在噪声来自于多个方向的复杂噪声场中, 在低频段产生一定大小的静区是可行的. 这两种方法各有优缺点, 目前距实际应用均有一定距离. 未来最有可能实用的方法是针对具体应用场景, 将这两种方法综合应用, 结合虚拟传声器和声场预测技术, 采用主被动混合结构实现复杂声学环境中人耳附近空间的有效降噪.

参考文献

- [1] Bies D A, Hansen C H 2009 *Engineering Noise Control: Theory and Practice* (London and New York: Spon Press) pp3-12
- [2] Fuller C R, von Flotow A H 1995 *IEEE Contr. Syst. Mag.* **15** 9
- [3] Nelson P A, Elliott S J 1986 *J. Sound Vib.* **105** 173
- [4] Nelson P A, Curtis A R D, Elliott S J, Bullmore A J 1987 *J. Sound Vib.* **116** 397
- [5] Omoto A, Fujiwara K 1993 *J. Acoust. Soc. Am.* **94** 2173
- [6] Omoto A, Takashima K, Fujiwara K 1997 *J. Acoust. Soc. Am.* **102** 1671
- [7] Guo J, Pan J 1998 *J. Acoust. Soc. Am.* **104** 3408
- [8] Niu F, Zou H, Qiu X, Wu M 2007 *J. Sound Vib.* **299** 409
- [9] Ang L Y L, Yong K K, Lee H P 2017 *Appl. Acoust.* **122** 16
- [10] Bai M R, Pan W, Chen H 2018 *J. Acoust. Soc. Am.* **143** 1613
- [11] Elliott S J, Joseph P, Bullmore A J, Nelson P A 1988 *J. Sound Vib.* **120** 183
- [12] Garcia-Bonito J, Elliott S J 1995 *J. Acoust. Soc. Am.* **98** 1017
- [13] Rafaely B, Elliott S J, Garcia-Bonito J 1999 *J. Acoust. Soc. Am.* **106** 787
- [14] Garcia-Bonito J, Elliott S J, Boucher C C 1997 *J. Acoust. Soc. Am.* **101** 3498
- [15] Elliott S J, Jones M 2006 *J. Acoust. Soc. Am.* **119** 2702
- [16] Jung W, Elliott S J, Cheer J 2017 *J. Acoust. Soc. Am.* **142** 298
- [17] Elliott S J, Jung W, Cheer J 2018 *Sci. Rep.* **8** 5403
- [18] Moreau D J, Ghan J, Cazzolato B S, Zander A C 2009 *J. Acoust. Soc. Am.* **125** 3742
- [19] Ise S 1999 *Acta Acust. United Ac.* **85** 78
- [20] Qiu X, Li N, Chen G 2005 *Proceedings of the 12th International Congress on Sound and Vibration*, Lisbon, Portugal, July 11-14, 2005
- [21] Zou H, Qiu X, Lu J, Niu F 2007 *J. Sound Vib.* **307** 379
- [22] Zou H, Qiu X 2008 *Appl. Acoust.* **69** 875
- [23] Epain N, Friot E 2007 *J. Sound Vib.* **299** 587
- [24] Zhang X, Qiu X 2017 *Appl. Acoust.* **116** 283
- [25] Olson H F, May E G 1953 *J. Acoust. Soc. Am.* **25** 1130
- [26] David A, Elliott S J 1994 *Appl. Acoust.* **41** 63
- [27] Joseph P, Elliott S J, Nelson P A 1994 *J. Sound Vib.* **172** 605
- [28] Elliott S J, Garcia-Bonito J 1995 *J. Sound Vib.* **186** 696
- [29] Garcia-Bonito J, Elliott S J 1999 *J. Sound Vib.* **221** 85
- [30] Garcia-Bonito J, Elliott S J, Bonilha M 1997 *J. Sound Vib.* **201** 43
- [31] Rafaely B 2000 *J. Acoust. Soc. Am.* **107** 3254
- [32] Rafaely B 2001 *J. Acoust. Soc. Am.* **110** 296
- [33] Elliott S J, David A 1992 *Proceedings of 1st International Conference on Motion and Vibration Control Yokohama, Japan*, September 7-11, 1992 p1027
- [34] Roure A, Albarrazin A 1999 *Active 99: the International Symposium on Active Control of Sound and Vibration Florida, USA*, December 2-4, 1999 p1233
- [35] Jung W, Elliott S J, Cheer J 2018 *J. Acoust. Soc. Am.* **143** 2858
- [36] Kestell C D, Hansen C H, Cazzolato B S 2000 *Int. J. Acoust.*

- Vib.* **5** 63
- [37] Kestell C D, Cazzolato B S, Hansen C H 2001 *J. Acoust. Soc. Am.* **109** 232
- [38] Petersen C D, Fraanje R, Cazzolato B S, Zander A C, Hansen C H 2008 *Mech. Syst. Signal Pr.* **22** 490
- [39] Petersen C D, Zander A C, Cazzolato B S, Hansen C H 2007 *J. Acoust. Soc. Am.* **121** 1459
- [40] Moreau D J, Cazzolato B S, Zander A C 2008 *J. Acoust. Soc. Am.* **123** 3063
- [41] Elliott S, Simon M, Cheer J, Jung W 2015 *12th Western Pacific Acoustics Conference* Singapore, December 6–10, 2015 p385
- [42] Lei C, Xu J, Wang J, Zheng C, Li X 2015 *J. Low Freq. Noise V. A.* **34** 233
- [43] Cook R K, Waterhouse R V, Berendt R D, Edelman S, Thompson M C 1955 *J. Acoust. Soc. Am.* **27** 1072
- [44] Joseph P 1990 *Ph.D. Dissertation* (England: University of Southampton)
- [45] Elliott S J, Cheer J 2015 *J. Acoust. Soc. Am.* **137** 1936
- [46] Sano H 2011 *The 40th Inter-noise & Noise-con Congress & Conference* Osaka, Japan, September 4–7, 2011 p2491
- [47] Duan J 2011 *Ph.D. Dissertation* (USA: University of Cincinnati)
- [48] Nelson P A, Elliott S J 1992 *Active control of sound* (London: Academic Press) pp282–287
- [49] Jessel M J M 1968 *Proceedings 6th International Congress on Acoustics* Tokyo, Japan, August 21–28, 1968 paper F-5–6 p82
- [50] Malyuzhinets G D 1969 *Sov. Phys. Dokl.* **14** 118
- [51] Canevet G 1978 *J. Sound Vib.* **58** 333
- [52] Jessel M J M, Mangiante G A 1972 *J. Sound Vib.* **23** 383
- [53] Mangiante G A 1977 *J. Acoust. Soc. Am.* **61** 1516
- [54] Zou H S, Qiu X J, Lu J 2008 *Tech. Acoust.* **27** 621 (in Chinese) [邹海山, 邱小军, 卢晶 2008 声学技术 **27** 621]
- [55] Zou H S, Qiu X J 2009 *J. Nanjing Univ. (Nat. Sci. Ed.)* **45** 57 (in Chinese) [邹海山, 邱小军 2009 南京大学学报 (自然科学版) **45** 57]
- [56] Rao W 2011 *M.S Thesis* (Nanjing: Nanjing University) (in Chinese) [饶维 2011 硕士学位论文 (南京: 南京大学)]
- [57] Qiu X, Zou H, Rao W 2009 *Proceedings of the 2009 International Symposium on Active Control of Sound and Vibration* Ottawa Canada, August 20–22, 2009 p239
- [58] Zou H S 2007 *Ph.D. Dissertation* (Nanjing: Nanjing University) (in Chinese) [邹海山 2007 博士学位论文 (南京: 南京大学)]
- [59] Williams E 1999 *Fourier Acoustics: Sound Radiation and Nearfield Acoustical Holography* (London: Academic Press) pp186–211
- [60] Xue J, Huang X, Lu J, Wang S, Tao J, Chen K 2015 *The 44th Inter-noise & Noise-con Congress & Conference* San Francisco USA, August 9–12, 2015 p2377
- [61] Pawelczyk M 2003 *Int. J. Adapt. Control* **17** 785
- [62] Poletti M A, Abhayapala T D, Samarasinghe P 2012 *J. Acoust. Soc. Am.* **131** 3814
- [63] Chang J H, Jacobsen F 2013 *J. Acoust. Soc. Am.* **133** 2046
- [64] Tao J, Wang S, Qiu X, Pan J 2017 *Appl. Acoust.* **123** 1
- [65] Huang X, Zou H, Qiu X 2015 *Build. Environ.* **94** 891
- [66] Wang X, Koba Y, Ishikawa S, Kijimoto S 2014 *The 43rd Inter-noise & Noise-con Congress & Conference* Melbourne, Australia, November 16–19, 2014 p378
- [67] Han R, Wu M, Wang X, Sun H, Yang J 2018 *Appl. Acoust.* **37** 664 (in Chinese) [韩荣, 吴鸣, 王晓琳, 孙红灵, 杨军 2018 应用声学 **37** 664]

INVITED REVIEW

A review of research on active noise control near human ear in complex sound field*

Zou Hai-Shan^{1)†} Qiu Xiao-Jun²⁾1) (*Key Laboratory of Modern Acoustics, Ministry of Education, Institute of Acoustics of Nanjing University, Nanjing 210093, China*)2) (*Centre for Audio, Acoustics and Vibration, Faculty of Engineering and Information Technology, University of Technology Sydney, Sydney 2007, Australia*)

(Received 3 December 2018; revised manuscript received 15 January 2019)

Abstract

Local control of sound around human ears in complex acoustic environments is important for both active noise control and sound reproduction. Two typical active noise control approaches for this objective are active headrest systems and virtual sound barrier systems. In this paper, the history and the present status for the active headrest systems and virtual sound barrier systems are briefed first, then the theoretical principles, the design methods and the applications of these approaches are reviewed. Their advantages and limitations are discussed, and finally, the currently existing problems and future research directions are presented. The feasibility of these approaches to generating a quiet zone near a human ear has been verified by the theoretical research, numerical simulations and experiments. The active headrest systems require less control sources and are simpler for implementation; however, they suffer the problem of small-sized quiet zones. This results in the restrictions on the head movement since the error sensor needs to be close to the human ear to obtain better noise reduction performance. Based on the virtual sensor technology, a physical error sensor can be placed farther away from the human head, and create the quiet zone at the virtual sensor position near the human ear. Moreover, combined with the virtual sensor technology and the head-tracking technology, an active headrest system can generate a moving zone of quiet following the head movement, and the noise reduction can be achieved in a middle-to-high frequency range. A virtual sound barrier system reduces the sound pressure inside a volume, through controlling the sound pressure and normal gradient on the boundary of the volume. Two main design methods are the expansion method of the primary sound field which is suitable for steady primary sound fields, and the least mean square method which is applicable to time-varying primary sound fields. It can generate larger quiet zone at the cost of more control sources, more complexity and high cost. Optimizing cost functions and control sources and using hybrid active and passive control techniques can increase the effective frequency range and reduce the number of control sources. Although the feasibility of these two systems has been verified, more research work is needed to develop practical systems. An active-passive hybrid structure for specific application scenarios, which combines these two approaches together as well as the virtual sensor technology and sound field estimation technology, may most likely be practical methods to achieve effective noise reduction near the human ear in a complex sound field in the near future.

Keywords: active noise control, active headrest, virtual sound barrier, quiet zone**PACS:** 43.50.Ki**DOI:** 10.7498/aps.68.20182123

* Project supported by the National Natural Science Foundation of China (Grant Nos. 11874218, 11874219).

† Corresponding author. E-mail: hszou@nju.edu.cn