

通风隔声窗声学性能的传递矩阵法分析

王佐民, 俞悟周, 蔺 磊

(同济大学声学研究所, 上海 200092)

摘要: 根据平面波理论, 提出一种计算矩形消声弯头传递矩阵参量的近似方法; 详细介绍应用传递矩阵方法分析通风隔声窗声学性能的基本思路和相关公式; 实例计算某种通风隔声窗隔声量的频响特性, 数值计算的结果与实验测量值吻合甚好。

关键词: 隔声窗; 通风; 传递矩阵

中图分类号: O422.2

文献标识码: A

文章编号: 1000-3630(2007)-02-0277-05

Study on acoustical performance of a ventilation and sound insulation window using transfer matrix method

WANG Zuo-min, YU Wu-zhou, LIN Lei

(Institute of Acoustics, Tongji University, Shanghai 200092, China)

Abstract: A new way is proposed to eliminate the transfer matrix parameters of a rectangle anechoic elbow based on the plane wave theory. The main steps and formulae are discussed to analyze acoustical performance of a ventilation and sound insulation window using a transfer matrix method. Sound insulation of a real ventilation and sound insulation window are calculated and measured, both in good agreement.

Key words: sound insulation window; ventilation; transfer matrix

1 引 言

通风隔声窗具有采光、通风和隔声的多重特性, 受到诸多声学工作者的持续关注, 经过几十年的长期努力, 通风隔声窗的结构、性能和外观都有显著提高, 产品类型日益丰富, 应用领域不断拓展。但是, 通风隔声窗的开发大多采用实验测试分析的方法。其中, 对于通道降噪性能的估算基本上是借助阻性消声器的理论^[1]。本文拟讨论传递矩阵法在隔声窗

通道声学性能分析中的具体应用。

简单而言, 传递矩阵法是将一个复杂管道系统分解成若干简单单元, 用四个矩阵参量来描述每个单元的四端网络两端声压 p 和体积速度 U 之间的对应关系, 借助四端网络串、并联的矩阵运算得出整个系统的传递矩阵, 最后根据总的传递矩阵来讨论整个系统的声学特性。

2 矩阵参量

典型通风隔声窗的通道可以分解成输入弯头、直管段和输出弯头三部分(图 1)。下面分别列出根据平面波理论导出的这些单元的传递矩阵和并联支路的传递矩阵。

收稿日期: 2006-08-20; 修回日期: 2006-11-15

作者简介: 王佐民(1944-), 男, 浙江人, 教授, 研究方向: 噪声和振动控制。

通信作者: 王佑民, E-mail: zmwang@mail.tongji.edu.cn

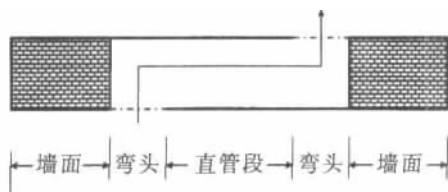


图1 通风隔声窗通道横截面

Fig.1 The section of a ventilation and sound insulation window

2.1 直管段的传递矩阵

一般隔声窗通道内的空气流速与声速的比值很小,不需考虑流速对传递矩阵参量的影响。对于长 l 、截面积 $S=nS_0$ 的无流刚性壁面直管,其传递矩阵^[2]:

$$\begin{bmatrix} p_0 \\ \frac{\rho c}{S_0} U_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kl & \frac{j}{m} \sin kl \\ j m \sin kl & \cos kl \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p \\ \frac{\rho c}{S_0} U \end{bmatrix} \quad (1)$$

其中, p_0 输入端声压, U_0 输入端体积速度, p 输出端声压, U 输出端体积速度, ρ 空气密度, c 空气中声速, $k=\omega/c$ 波矢, ω 声波的圆频率, S_0 主管道的截面积。

对于阻性直管,假定声波沿轴向 x 正方向传播时,声压 p 的幅值以指数 $\exp(-\beta x)$ 规律衰减,则可令波矢 $k^*=k+j\beta$ 代入(1)式得到

$$\begin{bmatrix} p_0 \\ \frac{\rho c}{S_0} U_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh \beta l & -\frac{1}{m} \sinh \beta l \\ -m \sinh \beta l & \cosh \beta l \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p \\ \frac{\rho c}{S_0} U \end{bmatrix} \quad (2)$$

当管道内壁铺设垂直入射吸声系数 α 的材料时,根据阻性消声器的一维理论可得^[2]:

$$A=4.34 \frac{1-\sqrt{1-\alpha}}{1+\sqrt{1-\alpha}}$$

$$\beta_1 = \frac{AF}{4.34S}$$

其中, A 为消声系数, F 为管道截面的周长, S 为管道的截面积,声强衰减系数 β 与声压衰减系数 β_1 间有关系 $\beta=\beta_1/2$ 。

当然,在实际计算时,对于较复杂的结构,也可以考虑先将管道的阻性衰减和抗性衰减分别进行计算,然后再求总的效果。

2.2 消声弯头的传递矩阵

由于消声弯头的形状、结构迥异,涉及的因素很多,难以得到普适的传递矩阵计算公式。这里,仅对矩形直角弯头提出一种近似的变通分析方法。

将入射到 AB 截面的平面声波 p_1 分解成左右

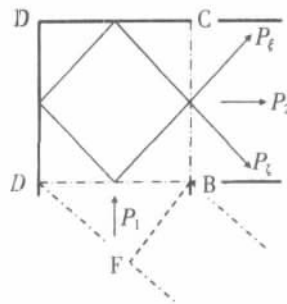


图2 波束的分解

Fig.2 Wave beam resolution

对称的两束平面波 p_ξ 和 p_ζ 在 AB 处 p_ξ 和 p_ζ 的水平分量相互抵消,垂直方向的分量相加合成为 p_0 。 p_ζ 波经 AD 平面和 DC 平面反射后与 p_ξ 波汇合成为沿水平方向传播的 p_2 波。于是,将直角弯头近似变通成两支截面相等、长度不同的支管。

入射到 AB 截面不同位置的 p_ζ 波和 p_ξ 波,到达 BC 截面时所经过的路程是不同的。当入射点从 A 点移向 B 点时, p_ζ 波的路程长度从 D 变化到 $2D$, p_ξ 波的路程长度从 D 变化到 0 。其中 D 是矩形 $ABCD$ 的对角线长度。

不等的传播路程使得 p_ζ 波和 p_ξ 波到达 BC 截面时的相位不再相同。这一方面会使汇合后的 p_2 波幅值随着频率的变化而有不同的降低,达到隔声的效果;另一方面会使两波的径向分量不再能完全抵消。但是,只要声波的频率低于管道的截止频率,径向分量在传播过程中将会很快衰减。

对于两侧壁长度不等的直管,不能直接应用公式(1)进行计算。因此,将整个直管分成 n 个截面相等的平行支管,每个支管的等效长度等于该支管两侧壁长度 l_{1i} 和 l_{2i} 的平均值,即 $l_i=(l_{1i}+l_{2i})/2$ 。

原则上支管数 n 越多越好,实际计算时只要相邻两个支管等效长度的差值 Δl_i 足够小,能满足 $\cos(k\Delta l_i) \approx 1$, $\sin(k\Delta l_i) \approx 0$ 的要求则可。

由于 p_ζ 波和 p_ξ 波与 p_1 波的传播方向之间存在夹角,因此这些波的横截面面积 S_ξ 、 S_ζ 和 S_1 不再相等。由简单的几何关系可得:

$$S_\xi = S_\zeta = \frac{BF}{AB} S_1$$

若在 AD 和 DC 平面处铺设吸声材料,则 p_ζ 波在壁面的声压反射系数不再恒等于 1 ,可分别表示为 C_{r1} 和 C_{r2} ,总的效果 $C_r=C_{r1}C_{r2}$ 。在具体分析时,可将反射的作用‘均摊’到整个支管,对第 i 个支管令

$$C_r = \exp(-\beta l_i)$$

求出声波传播时的声强衰减系数。

$$\tilde{\beta} = \frac{1}{l_i} \ln \frac{1}{C_r} = \beta + i(k\Delta l_i)$$

其中, Δl_i 是对支管等效长度 l_i 的修正(减小)。

2.3 并联支管的传递矩阵^[2]

两个传递矩阵分别为 T_1 和 T_2 的并联支管, 其总传递矩阵 T 的四个参量可用下式计算:

$$T_1 = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \quad T_2 = \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \quad T = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix}$$

$$A = \frac{A_1 B_2 + A_2 B_1}{B_1 + B_2}$$

$$B = \frac{B_1 B_2}{B_1 + B_2}$$

$$C = C_1 + C_2 - \frac{(A_1 - A_2)(D_1 - D_2)}{B_1 + B_2}$$

$$D = \frac{D_1 B_2 + D_2 B_1}{B_1 + B_2}$$

2.4 端口辐射阻^[2]

若将窗口的安装墙面看成无限大刚性障板, 通风隔声窗出口端的相对辐射声阻率

$$\zeta = \frac{S_0 R}{\rho c} = \frac{(ka)^2}{2 + (ka)^2}$$

其中, a 为端口截面的等效半径: $S_0 = \pi a^2$; 辐射阻抗的虚部计入管道的有效长度, 增加量 $\Delta l = \frac{8a}{3\pi}$ 。

3 隔声量计算

经过一定的矩阵运算后得到整个系统的传递矩阵参量 A 、 B 、 C 、 D 和端口的相对辐射声阻率 ζ , 然后, 可按下面的步骤计算通风隔声窗的隔声量。

3.1 单频隔声量

由系统的传递矩阵和出口端的相对辐射声阻率, 可得两端间的关系

$$p_0 = \left(A + \frac{B}{\zeta}\right) p_r$$

$$U_0 = (C \zeta + D) U_r$$

进而得到输入端声功率 W_0 和输出端声功率 W_r 的比值

$$\frac{W_0}{W_r} = \frac{(C \zeta + D)(A \zeta + B)}{\zeta}$$

于是, 得到对于频率 f 的隔声量(单位: dB)

$$D(f) = 10 \lg \left| \frac{W_0}{W_r} \right| = 10 \lg \left| \frac{(C \zeta + D)(A \zeta + B)}{\zeta} \right|$$

3.2 带宽隔声量

在噪声控制工程中, 经常使用倍频程隔声量或 1/3 倍频程隔声量。对于带宽 $\Delta f = f_2 - f_1$ 的入射声场, 假定带宽内入射声能的谱密度 $G(f)$, 则有

$$W_0 = \int_{f_1}^{f_2} G(f) df$$

$$W_r = \int_{f_1}^{f_2} \frac{\zeta}{(C \zeta + D)(A \zeta + B)} G(f) df$$

$$D_{f_2-f_1} = 10 \lg \left| \frac{W_0}{W_r} \right|$$

4 插入损失的估算

从声学角度来看, 通风隔声窗本质上是一个抗性消声器, 可以通过安装消声器前后进口端声阻抗的变化来讨论消声器的插入损失。若抗性消声器的内部不存在吸声构件, 则从进口端输入的声能应全部由出口端输出。

从声学基本理论可知, 进入进口端的声能 W_i (即被端面吸收的声能), 其与声场的入射声能 W_a 间的比值, 应是端口的平均吸声系数 $\bar{\alpha}$ ^[3]。即有

$$\bar{\alpha} = \frac{W_i}{W_a}$$

若墙面开孔面积 S_i , 且不考虑墙面厚度的影响, 在未安装消声器前对无限大刚性障板情况有声阻:

$$\zeta_{i1} = \frac{S_i R}{\rho c} = \frac{(ka)^2}{2 + (ka)^2}$$

其中, a 为端口截面的等效半径: $S_i = \pi a^2$ 。

安装消声器后, 输入端的声阻抗:

$$\zeta_{i2} = \frac{A \zeta + B}{C \zeta + D}$$

当声波以入射角 θ 入射到阻抗 ζ 的局部反应吸声材料表面时, 可由相关公式求得材料的声压反射系数 C_r 和吸声系数 α ^[3]。

$$C_r(\theta) = \frac{\zeta \cos \theta - 1}{\zeta \cos \theta + 1}$$

$$\alpha(\theta) = 1 - |C_r(\theta)|^2$$

若假定通风隔声窗的外环境是无规入射的混响声场, 则可求得端口的平均吸声系数

$$\bar{\alpha} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \alpha(\theta) \sin 2\theta d\theta$$

进而, 由安装消声器前后的端口平均吸声系数 $\bar{\alpha}_1$ 和

α_2 , 以及两个端口的截面积 S_1 和 S_2 , 得到混响场条件下的插入损失(单位: dB):

$$IL(f)=10\lg\frac{\alpha_1S_1}{\alpha_2S_2}$$

如果隔声窗通道内存在吸声构件, 则需将吸声构件产生的衰减增加到上式计算的 IL 值中。

5 实例计算

应用上述分析步骤进行实例计算。实例计算的通风隔声窗的结构和主要尺寸见图 3。隔声窗由上悬窗和下悬窗两部分构成, 上悬窗是通风隔声通道, 下悬窗采用 5mm 玻璃+12mm 空腔+6mm 玻璃的结构。上悬窗面积占窗体总面积的 1/3, 下悬窗面积占窗体总面积的 2/3。在通风隔声窗的 1 200mm 直管段, 沿管轴方向垂直安装两片透明微穿孔薄膜, 将直管段隔成三个通道(图 3:A-A 剖图), 中间通道两侧壁面均为单层微穿孔共振吸声结构, 两边通道一侧壁面刚性, 另一侧壁面相当于双层微穿孔共振吸声结构。

因为本文的相关公式是基于平面波理论导得的, 考虑到上悬窗的内部尺寸, 实例计算的 1/3 倍频程上限中心频率确定为 1 000Hz。计算中微穿孔共振吸声结构声学特性的计算公式引用文献^[4]。

为将理论计算值与隔声室的测量值进行比较,

根据不同构件的组合隔声量计算公式求出隔声窗的总隔声量^[5]。图 4 为下悬窗隔声性能的实验室测量值。图 5 是理论计算与隔声室测量的两种总隔声量频谱。两种频谱在 11 个 1/3 倍频程频段中的相对误差(绝对值)的平均数为 8.8%, 两者吻合很好。

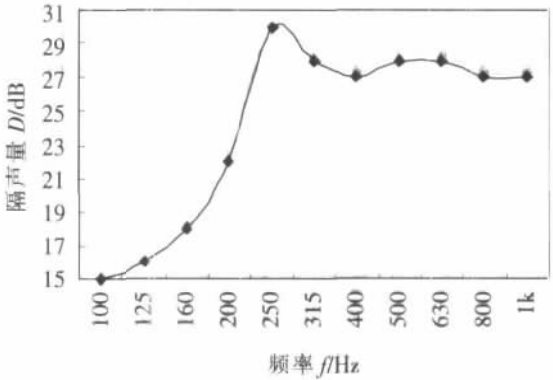


图 4 下悬窗隔声性能

Fig.4 Sound insulation spectra in the down part of window

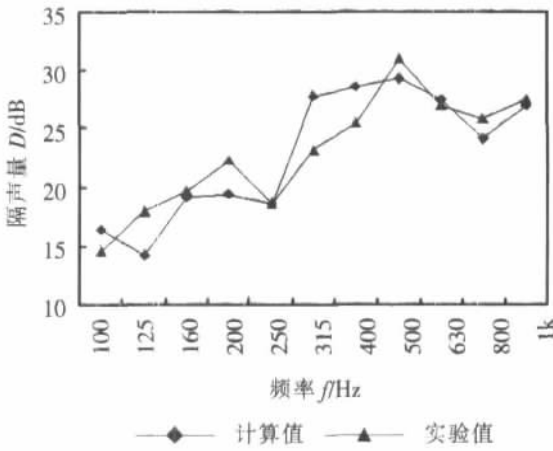


图 5 隔声窗隔声量

Fig.5 The sound insulation of a sound insulation window

6 结 论

本文根据平面波理论, 讨论了通风隔声窗声学性能的传递矩阵分析法。实例计算表明, 采用传递矩阵法预测的隔声窗的隔声量频谱与实测频谱吻合很好, 可以作为一种可选的研究工具。由于本文的传递矩阵参量是基于平面波的理论导出的, 相关公式只适于平面波情况。对于存在高次模式的高频情况的处理, 将另文介绍。

参 考 文 献

[1] Asdrubali F, Buratti C. Sound intensity investigation of the acoustics performance of high insulation ventilating

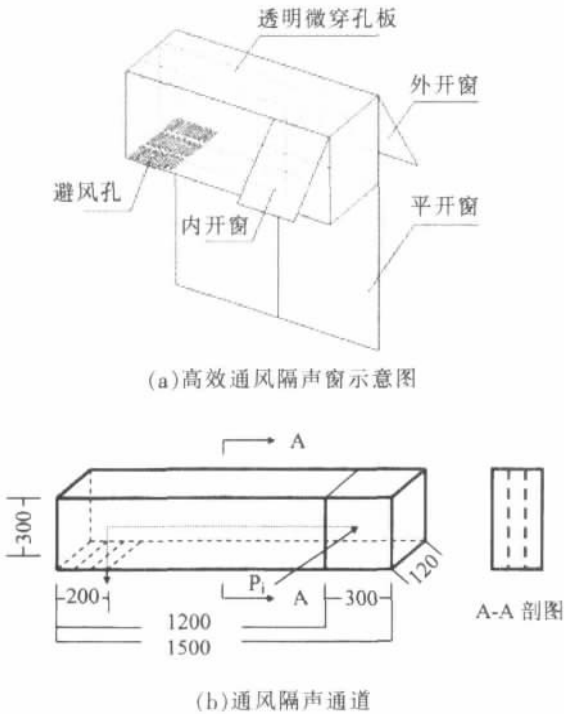


图 3 计算实例

Fig.3 An applied example

- windows integrated with rolling shutter boxes[J]. Applied acoustics[J]. 2005, 66(9): 1088-1101.
- [2] 赵松龄编著. 噪声的降低与隔离(下册)[M]. 上海: 同济大学出版社, 1989. 4.
ZHAO Songling Noise reduce and isolation (II)[M]. Shanghai: Tongji University Press, 1989. 4.
- [3] Philip M., Uno Ingard K. Theoretical Acoustics[M]. McGraw-Hill Book Company, New York, USA, 1968.
- [4] 马大猷, 微穿孔板结构的设计[J]. 声学学报. 1988. 5, 13(3): 174-180.
- MAA Dahyou. Design of microperforated panel constructions[J]. ACTA ACOUSTICA. 1988, 13(3): 174-180.
- [5] 马大猷主编. 噪声与振动控制工程手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002. 358-359.
- MAA Dahyou. Handbook for Noise and Vibration Control Engineering[M]. Beijing: China Machine Press, 2002. 358.

证 书

声学技术:

依据文献计量学的理论和方法, 通过定量与定性相结合的综合评审
贵刊被收录为中国科学引文数据库来源期刊, 特颁发此证书。

证书编号: CSCD2007-0599E

有效期: 2007 年—2008 年

发证日期: 2007 年 2 月

查询网址: www.sciencechina.ac.cn

