

抗性消声器设计的研究

盛胜我

(同济大学声学所)

抗性消声器是内燃机排气系统中广泛采用的消声装置。研究、开发具有良好性能的消声器，一直成为噪声控制工程中一项重要课题。按照以前采用的实际经验或者少量简单的计算公式，已不能解决问题，而发展消声器的理论显得愈来愈重要。只有良好的理论模型才能优化消声器的设计，同时能够预测消声器的最大衰减量。

本文在回顾抗性消声器理论研究工作的基础上，着重介绍运用传递矩阵法分析的原理以及应用，最后讨论了抗性消声器研究的目前进展以及尚需解决的一些问题。

一、经典理论的回顾

早在1922年，美国的 Stewart^[1] 第一个应用声滤波器的理论来研究抗性消声器，主要采用集中参数近似分析消声器单元。这种近似一般仅在声波波长远大于消声器尺寸时才成立。这一声滤波器理论以后由 Mason 等人进一步发展，在30年代中期，在英国已作为模型试验用于设计飞机发动机，在德国尤其用于单缸发动机的研究。

50年代初，Davis^[2] 等发表了关于消声器研究的经典论文，主要采用一维波动方程，利用声压和体积速度在截面变化处的连续条件计算了单个和多个串接的扩张腔和旁支共振器。Davis 等做了一系列的假设，主要有(1)声压远小于静压；(2)尾管末端的特性阻抗为 $\rho c/s$ ；(3)管壁为刚性；(4)仅有平面波模式；(5)粘滞可忽略；(6)无平均温度梯度；(7)无平均气流。Davis 等所做的实验表明在截止频率以下，实验结果与理论分析很好相符，但在截止频率以上，除平面波以外

还存在高次模式，与平面波的假设相违背。他们设计了几种直升飞机发动机的消声器，并计算了消声器单元的传声损失，同时考虑了尾管的辐射阻抗。实测的结果表明，虽然噪声得到了降低，但插入损失仅有 10dB 左右，令人失望。而从传声损失的理论预测值得出大约有 20dB。Davis 把此归咎于有限振幅波(约 170dB 到 180dB)与小振幅波(约 120dB 或 130dB)之间存在的差别。虽然加了校正，但还是存在其他未考虑的因素，例如发动机内阻抗，温度梯度和平均气流影响。

50年代后期，Igarashi 与其同事^[3] 采用等效电路方法计算了消声器的传声特性，对应于每一消声器单元，消声器传声特性运用四端矩阵来表示。由于电路理论比较成熟，因此采用这种等效电路模拟是相当方便的。只要系统假设为线性和无源，反映系统特性的四个参数将不受上、下游单元的影响。下面，我们将详细介绍这一分析方法，并在此基础上加以发展与提高，提出考虑气流条件下的传递矩阵，以及包括倍频程和 A 声级条件的传声损失与插入损失的计算方法。

二、存在气流时声学结构的传递矩阵

首先，传递矩阵法的分析方法是把从声源到管道出口的全部结构作为一个完整的系统，适当选择有限个截面，把整个系统分割成互相联系的有限个单元。每一个单元是一个简单的声学结构。各个截面的声学状态由状态矩阵插进，声学结构的声传播特性由传递矩阵描述，逐个求出各单元的传递矩阵，

由矩阵运算可以求出整个管道系统的总的传递矩阵。根据管道出口辐射条件以及声源的特性,由管道系统的传递矩阵,就可以确定各处的声压与体积速度,从而求出诸如消声器的插入损失,传声损失,管口辐射的声功率等重要参量。

声波自声源沿管道向外传播,沿管道给定位置处的声学状态可由声压 P 以及体积速度 U 两个状态参量描述。任取一段管道进行分析,如果是线性系统,则两端的参量应线性相关,即任一给定管道的特性相当于一个四端网络。图 1 是管道的阻抗型等效电路,声压和体积速度分别对应于电压和电流。如把输出端的状态参量 P 和 U 作为自变量,则输入端的相应参量 P_0 和 U_0 为因变量,可得

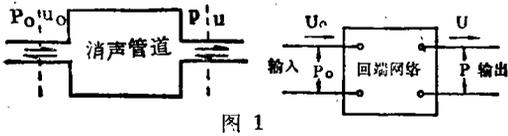


图 1

$$\begin{cases} P_0 = AP + B\left(\frac{\rho CU}{S_0}\right) \\ \frac{\rho CU_0}{S_0} = CP + D\left(\frac{\rho CU}{S_0}\right) \end{cases} \quad (1)$$

式中 A, B, C, D 为系数,或称四端参量,由于采用参量 $\rho CU/S_0$ 来代替 U (ρC 为介质特性阻抗, S_0 为主管道截面积)因此四端参数均为无量纲量,用矩阵表示为

$$\begin{bmatrix} P_0 \\ \frac{\rho CU_0}{S_0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P \\ \frac{\rho CU}{S_0} \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\begin{cases} P_0 = \frac{1}{2} [\exp(jk^+l) + \exp(-jk^-l)] P + \frac{1}{2m} [\exp(jk^+l) - \exp(-jk^-l)] \left(\frac{\rho C}{S_0} U\right) \\ \frac{\rho C}{S_0} U_0 = \frac{m}{2} [\exp(jk^+l) + \exp(-jk^-l)] P + \frac{1}{2} [\exp(jk^+l) - \exp(-jk^-l)] \left(\frac{\rho C}{S_0} U\right) \end{cases} \quad (5)$$

由此可得:

$$\begin{bmatrix} P_0 \\ \frac{\rho C}{S_0} U_0 \end{bmatrix} = e^{\frac{jMkl}{1-M^2}} \begin{bmatrix} \cos\left(\frac{kl}{1-M^2}\right) & \frac{j}{m} \sin\left(\frac{kl}{1-M^2}\right) \\ jmsin\left(\frac{kl}{1-M^2}\right) & \cos\left(\frac{kl}{1-M^2}\right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P \\ \frac{\rho C}{S_0} U \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中 A, B, C, D 组成的矩阵称为传递矩阵,表征声在管道中的传播特性。若管道结构可以分割成 N 个串接的单元,则 N 个单元的总的传递矩阵可由各单元传递矩阵按矩阵乘法运算法则所得到。因此,关键在于弄清各个常用的声学结构的传递矩阵。

各个声学单元的传递矩阵表示式是由其输入端与输出端状态参量 P, U 间的关系而确定的。下面简单推导一段长 l 的管道的传

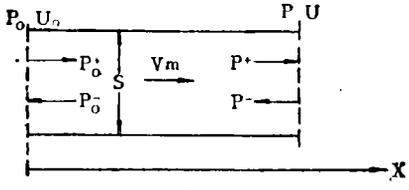


图 2

递矩阵。如图 2 所示,沿 X 轴正向传播的平面声波,声压振幅为 A ,在管道两端相差因子 $\exp(jk^+l)$;负向传播的平面波声压振幅为 B ,在管道两端相差因子 $\exp(-jk^-l)$,其中考虑了气流的影响, $k^\pm = \frac{k}{1 \pm M}$ (波矢 $k = \omega/C$,

马赫数 $M = V_m/C$)。由管道右端可得:

$$\begin{cases} P = A + B \\ \frac{\rho C}{S} U = A - B \end{cases} \quad (3)$$

考虑管道左端可得:

$$\begin{cases} P_0 = A \exp(-jk^+l) + B \exp(-jk^-l) \\ \frac{\rho C}{S} U_0 = A \exp(-jk^+l) - B \exp(-jk^-l) \end{cases} \quad (4)$$

将式(3)代入,并记 $s = ms_0$ (s_0 为主管道截面积),化简得:

值得指出, 上式中因子 $e^{\frac{jMkl}{1-M^2}}$ 的绝对值为1仅反映相位的变化, 考虑实际问题一般限于稳态声功率, 因此把该因子忽略不计并不影响普遍性。最后可得长为 l , 相对截面积为 m , 马赫数为 M 的管道, 其传递矩阵可取为:

$$T_1 = \begin{bmatrix} \cos\left(\frac{kl}{1-M^2}\right) & \frac{j}{m} \sin\left(\frac{kl}{1-M^2}\right) \\ j m \sin\left(\frac{kl}{1-M^2}\right) & \cos\left(\frac{kl}{1-M^2}\right) \end{bmatrix} \quad (7)$$

其他常用声学结构的传递矩阵列出如下, 具体推导不再赘述。

$$T_5 = \begin{bmatrix} 1 - j \frac{m_3 M}{m \sigma} \operatorname{tg}(kl) & \\ & m_3 \left(1 - \frac{2}{\sigma}\right) M \\ j m_3 \operatorname{tg}(kl) \left\{ 1 + j \frac{m_3}{m} \operatorname{tg}(kl) \right\} & \end{bmatrix}$$

上面各式中 l 为管道长度, M 为马赫数, K 为波矢, σ 为面积比, m 和 m_3 分别为主管道与旁支管道的相对截面积。

三、传声损失与插入损失的计算方法

消声器的传声损失是入射声和透射声的声压级差。通常假定只在消声器一端有入射声, 而在另一端只有相应的透射声。在进口端实际存在入射声与反射声, 声压分别记为 P_0^+ 与 P_0^- , 体积速度分别为 U_0^+ 与 U_0^- , 而出口端假设只有透射声, 则由(1)式经简单运算可得:

$$\begin{cases} P_0^+ = \frac{1}{2} (A + mB + C + mD) P \\ U_0^+ = \frac{1}{2m} (A + mB + C + mD) U \end{cases} \quad (12)$$

式中进口端面积设与主管道截面积 S_0 相同, 出口端面积与主管道面积比值为 m_0 。在出口端与进口端面积相同时, 即 $m=1$ 。记入射声功率为 W_0 , 透射声声功率为 W , 则

$$T_2 = \begin{bmatrix} 1 & (1-\sigma^2) \frac{M}{m} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

(截面突然收缩)

$$T_3 = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{2M}{m\sigma} \left(1 - \frac{1}{\sigma}\right) \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

(截面突然扩张)

$$T_4 = \begin{bmatrix} 1 - j \frac{m_3}{m} \sigma^2 M \operatorname{tg}(kl) & \frac{(1-\sigma^2)M}{m} \\ j m_3 \operatorname{tg}(kl) & 1 + j \frac{m_3 M}{m} \operatorname{tg}(kl) \end{bmatrix} \quad (10)$$

(具有内插管的截面收缩)

$$\begin{bmatrix} -\frac{2M}{m\sigma} \left(1 - \frac{1}{\sigma}\right) \\ 1 + j \frac{m_3 \left(1 - \frac{2}{\sigma}\right)}{m} \operatorname{tg}(kl) \end{bmatrix} \quad (11)$$

(具有内插管的截面扩张)

$$W = \frac{4m}{|A + mB + C + mD|^2} W_0 \quad (13)$$

对于给定频率, 传声损失为:

$$\begin{aligned} TL &= 10 \lg \frac{W_0}{W} \\ &= 10 \lg \left\{ \frac{|A + mB + C + mD|^2}{4m} \right\} \quad (14) \end{aligned}$$

这样的计算结果实际上随频率显著起伏变化, 因此分析讨论在一定频带范围内的某种平均情况是适宜的。在一般情况下, 采用1/3倍频程(或倍频程)频带噪声, 以其中心频率作为特征频率。设在给定的1/3倍频程内入射声为粉红噪声, 即设 W_0 保持不变, 计算下面的定积分:

$$G_i = \int \frac{a f_i}{f_i/a} \frac{4m}{|A + mB + C + mD|^2} \frac{df}{f} / 2 \ln \alpha \quad (15)$$

式中 f_i 为第 i 个频程的中心频率, a 为反映频带宽度的系数, 对于1/3倍频程, $a=1.122$; 对于倍频程, $a=1.414$ 。由此得该频程内的传声损失为:

$$TL = 10 \lg \left(\frac{1}{G_i} \right) \quad (16)$$

在实际问题中,当噪声源的频谱给定时,用A声级的传声损失作为消声性能的总评价是切合实用要求的。记 L_i 为声源噪声频谱中第*i*个频段内的声压级, A_i 为对应于第*i*个频段的A修正值,则A声级传声损失为

$$TL = 10 \lg \left\{ \frac{\sum_i 10^{(L_i - A_i)/10}}{\sum_i G_i 10^{(L_i - A_i)/10}} \right\} \quad (17)$$

如果以A声级的传声损失(或插入损失)作为评价参量,可以作为进一步优化消声器设计的主要依据,具有明显的实用意义。

消声器的插入损失是在装置消声器前后系统辐射噪声声功率级之差。自管道出口处考虑,管道系统末端的体积速度为:

$$U_r = P_r / Z_r \quad (18)$$

如暂设内燃机排气噪声近似为恒速声源,并设其输出阻抗近似为无限大。由管道系统传递矩阵,记 $\xi = \frac{S_0 Z_r}{\rho c}$,可得

$$\begin{cases} U_r = \frac{U_0}{C\xi + D} \\ P_r = \frac{Z_r U_0}{C\xi + D} \end{cases} \quad (19)$$

式中 U_0 为管道始端的体积速度, $U_0 = U$ 为恒稳。管口辐射的声功率为

$$W = R |U_r|^2 = \frac{R U_0^2}{|C\xi + D|^2} \quad (20)$$

式中R为管口声阻。若在未装消声器时,传递矩阵元素设为 A' , B' , C' , D' ,相当的管口辐射声功率为

$$W' = \frac{R U_0^2}{|C'\xi + D'|^2} \quad (21)$$

由此得插入损失为

$$IL = 10 \lg \frac{W'}{W} = 20 \lg \frac{|C\xi + D|}{|C'\xi + D'|} \quad (22)$$

与传声损失计算相同,对于宽频段噪声,设入射声为粉红噪声,可计算下面定积分:

$$G_i = \int_{f/a}^{a/f} \frac{1}{|C\xi + D|^2} \frac{df}{f} / 2 \ln a \quad (23)$$

由此得该频段内的插入损失为

$$IL = 10 \lg \frac{G'_i}{G_i} \quad (24)$$

式中 G' 与 G 分别对应装置消声器前后的两个定积分。同样A声级的插入损失即为

$$IL = 10 \lg \left\{ \frac{\sum_i G'_i 10^{(L_i - A_i)/10}}{\sum_i G_i 10^{(L_i - A_i)/10}} \right\} \quad (25)$$

尽管抗性消声器的理论研究还在继续进展,但是传递矩阵的分析方法仍然是最有用的理论工具。实践证明:只要考虑气流的影响,上述的方法对于消声器设计是足够可用的。

四、其他方面一些新的进展

以上的传递矩阵法是一维的近似理论分析,当管道的截面几何尺寸比较小,而噪声频率不太高的情况下,这种分析方法是适用的;当频率提高,在管道中,特别是扩张室中,实际存在高次模式波,这时应采用更加精确的二维理论来进行分析。

1971年,Young与Crocker^[4]开始采用有限元法分析消声单元的传声损失。这一工作以后继续进行并发表了一系列报告。有限元法特别适用于研究那些复杂形状的消声器单元。他们采用二维矩形有限元素与拉格朗日函数法对扩张腔进行了分析。以后这一方法又用于计算反向气流末端腔的传声损失,这种结构常见于美国的汽车消声器,有资料表明,这种方法的理论计算值与实验结果符合良好。对于复杂的消声器,他们采用有限元法计算腔的传声损失,然后用传递矩阵法将它与其他单元(例如直管道)联接起来,实验与理论的符合也良好。也有不少其他研究者采用有限元法进行消声器设计,例如Kagawa等采用二维三角形元素,Craggs采用三维单元,而Ling采用伽略金法,并在其理论模型中包括了气流影响。

另一重要的课题是消声器内气流的影

响,包括各种现象都能出现。气流过程能产生噪声,在气流与声波之间能产生干涉作用。Fricke 与 Crocker 发现短的扩张腔,其传声损失明显减少,而且与振幅有关。Kirata 与 Itow 研究了气流对旁支共振器的影响,得到峰值衰减明显随气流减少,Anderson 也得到了平均气流引起共振基频增大的结论;而 Alfredson^[5] 得出在尾管内平均气流马赫数接近于 0.1 或 0.2 时,与无气流情况比较要超过 5—10 dB 或者更大,最明显差别出现在反射系数接近 1 时。他测量了扩张腔的衰减,并与理论加以比较,结果表明,如果考虑了气流影响,计算值与实验符合一致,而忽略气流时,则相差非常大,他的另一结论是在消声器系统中,有限振幅波的影响并不很大(甚至到 160 dB 的声级)。

在实验测试方面,目前最重要的发展是由 Seybert 与 Ross^[5] 提出的双话筒法。这种方法是采用白噪声作为声源,用二个话筒嵌接在管壁上,通过测量自相关与互相关谱,

能够确定入射波与反射波,以及它们之间的相位角。同时,这种方法还能测量阻抗与传声损失。目前,这种双话筒随机噪声方法应用很广,与传统的驻波管法比较,速度将大幅度提高,而结果完全一致,在实验技术上的进展对消声器的理论预测工作是一个极大的推动。

参 考 文 献

- [1] Stewart, G. W. Phys. Review, 20, 1922, P 528
- [2] Davis, D. D. Jr., Chapter 21 in Handbook of Noise Control, Harris, C. M. McGraw-Hill Book Co., 1957
- [3] Igarashi J. and Toyama M. Report No. 339, 344, 351, Aeronautical Research Institute, university of Tokyo 1958—1960
- [4] Young C. -I. J. and Crocker, M. J. Purdue University Report NO. HL 71—33, 1971
- [5] Alfredson R. J. and Davies P. O. A. L. J Sound and Vib., 13. 4. 1970, P. 389
- [6] Seybert A. F. and Ross, D. F. J. Acoust. Soc Am, 61, 5, 1977, P1362

中国声学学会成立暨全国声学学术会议召开

中国声学学会成立大会暨1985年全国声学学术会议于10月14—19日在南京召开,出席这次会议的代表约500人,是我国声学界的一次规模最大的盛会。在学术会议上宣读了300多篇论文,反映了我国声学各分学科当前的学术水平,受到与会者的欢迎和好评。

在此期间中国声学学会召开了第一届第二次常务理事会议及第一届第一次全体理事会议。会议决定聘任我国著名声学家、学会前理事长汪德昭、马大猷教授为名誉理事长;通过了中国声学学会章程;建立各工作委员会、分科学会等组织机构及聘任了其正、副主任委员。会议期间各工作委员会及分科学会分别召开了会议,各自制定了86—87年工作 and 活动计划。

中国声学学会是由原中国物理学会所属

中国声学学会和中国电子学会所属应用声学学会合并组成的一级学会,本届理事会有理事78人,常务理事19人,85年5月在北京召开的第一届第一次常务理事会上选出了学会的领导成员:理事长应崇福,副理事长关定华、魏荣爵、魏墨鑫,秘书长关定华(兼)、还聘任了副秘书长徐唯义、张家驥及学会办公室主任徐唯义(兼)。声学学报和应用声学为学会的会刊。

学会设立的组织机构有:学术、科普、组织、技术咨询及国际交流等五个工作委员会;声学学报及应用声学二个编委会;生物医学超声工程、环境声学、水声学、电声学、检测声学、功率超声、超声电子学、语言听觉及音乐声学和物理声学等九个分科学会。

(徐唯义报导)