

## 배기소음기의 음향해석 및 설계 : II. 음향성능의 표현법

Acoustic Analysis and Design of Exhaust Mufflers :

II. Expressions of Acoustical Performance

이 정 권  
J. G. Ih



이 정 권

- 1957년 1월 6일생
- 음향학(소음, 진동)
- 한국과학기술원 기계공학과  
소음진동제어 연구센터

### 1. 서 론

제1부에서는 소음기를 구성하는 각종 기본 요소의 구조적 요인에 따른 음향성능의 특징을 살펴본 바 있다. 자동차 혹은 중장비용 소음기는 언급된 요소들을 조합하여 소기의 소음감쇠를 얻게 되는데, 본 제2부에서는 최종적인 소음기 단체의 음향성능을 예측하거나 측정할 때 필요한 성능지수(Performance Index)들의 종류를 알아보고, 이 지수들의 개념 및 계산상 처리 방법 등에 관하여 개괄적으로 기술한다.

소음기의 성능을 표시하는 방법으로는<sup>12)</sup> 삽입손실(Insertion Loss : IL 또는  $L_{IL}$ ), 전달손실(Transmission Loss ; TL 또는  $L_{TL}$ ), 소음 저감량(Noise Reduction ; NR 또는  $L_{NR}$ ), 감쇠량(Attenuation ; Att), 개방전달 어드미턴스(Open-circuit Transmission Admittance) 등이 있다.(Fig.1 참조)

IL은 소음계가 장착되기 전과 후의 음압레벨(SPL ; Sound Pressure Level)을 출구로 부터 일

정한 거리에서 측정하여, 그 차이를 dB로 표시한 것이다. Fig.2에 보이듯이 이값의 정의 방법은 크게 3가지가 있다. 이 값은 음원, 소음기 계(연결용 관들과 미관 포함), 미관 출구에서의 방사 등 모든 관련계의 특성이 포함되어 있어서 가장 실제적인 값이라고 할 수 있다.

TL은 소음기에 입사된 음향파워레벨(PWL ; Sound Power Level)에서 하류측에 전달된 PWL을 뺀 값이며, 이론식들은 대부분 이 값을 예측하게 되므로, 예측치와 실측치의 비교에 유용하다. 이 값은 단지 소음기만의 음향 성능만 고려하게 되므로, 음원 및 출구에서의 방사 임피던스 등은 무시되어 실제 값 즉, 배기계 밖에서 듣게되는 음향특성과는 약간 다르게 될 수 있고, 입력 지점에서의 입사파와 반사파를 구분하여야 하므로 매우 번거로운 작업을 수반하게 된다.(Fig.1 (b) 참조)

NR은 소음기의 입력(Upstream)과 출력(Downstream)에서의 SPL의 차이값으로 정의되고, Att는 음향계내의 임의의 두 점에서 그 PWL의 차이를 나타낸 양이나, 목적하는 의미가 분명치 않기 때문에 현재는 잘 쓰이고 있지 않다.

개방전달 어드미턴스는 출구가 막혀 있다고 가정할 때, 일정한 입력(속도 음원)에 의해 출구가 존재하여야 할 지점의 무차원값,  $|UZ/p|$ 의 지수 (dB) 표현법이다. 이 개념은 주로 일본

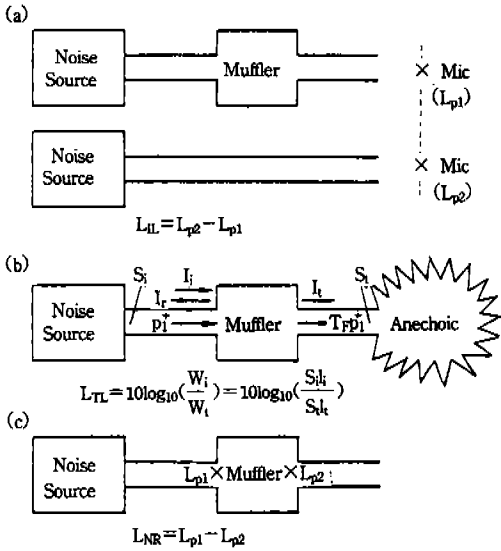


Fig. 1 Definition of muffler performance. (a) Insertion loss, (b) transmission loss, (c) noise reduction.

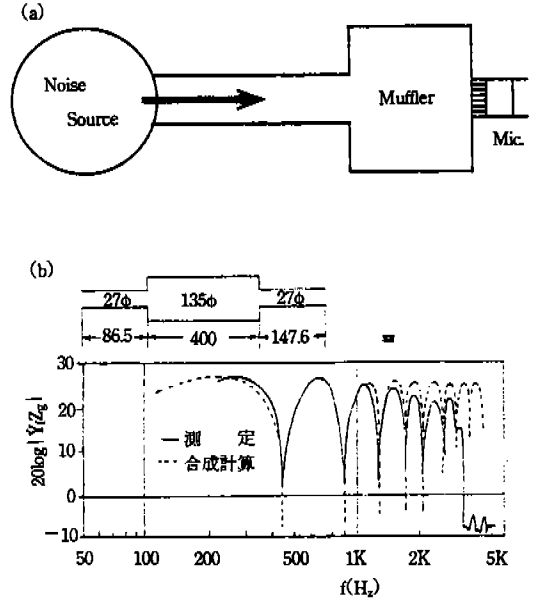


Fig. 3 Definition of open-circuit transmission admittance.

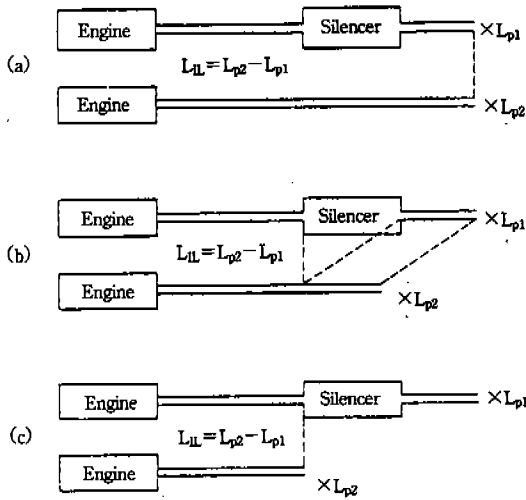


Fig. 2 Various methods in defining the insertion loss.

에서 몇몇 학자에 의해 쓰이는데<sup>3,4)</sup>, Fig. 3에서 보듯이 그 정의상 실제적인 소음기계의 측정에는 적용할 수 없는 단점이 있으나, 특성 곡선은 소음기의 성능을 잘 표현한다고 할 수 있다.

## 2. 정량적 표현법

### 2.1 4단자 점수(4-Pole Parameter) 표현법<sup>5)</sup>

Fig. 4와 같은 음향 전송계(Transmission Line)가 있을 때, 내부의 임의의 지점  $x$ 에서의 음파는 다음과 같이 표현할 수 있다.  $\xi$ 를 입자변위(Particle Displacement),  $d\xi/dt$ 를 입자 속도(Particle Velocity)라고 할 때,

$$\left. \begin{aligned} \xi_i &= A e^{j(\omega t - kx)} \\ \xi_r &= j\omega A e^{j(\omega t - kx)} \end{aligned} \right\} \text{incident wave}$$

$$\left. \begin{aligned} \xi_r &= B e^{j(\omega t + kx)} \\ \xi_i &= j\omega B e^{j(\omega t + kx)} \end{aligned} \right\} \text{reflected wave}$$

로 표현할 수 있으며<sup>6)</sup>, 여기서 양의  $x$  방향은 입사파(Incident Wave)의 전파 방향으로 잡았고, 상수  $A$ 와  $B$ 는 일반적으로 복소수이다. 평면파(Plane Wave; 1-Dimensional Wave)에 대하여 음압  $p$ 는  $\mp \rho c \frac{\partial \xi}{\partial x}$  와 같다. 여기서,  $\rho$ 는 유체매질의 밀도,  $c$ 는 음파의 전파속도를 의미한다. 따라서 입사 및 반사 압력은

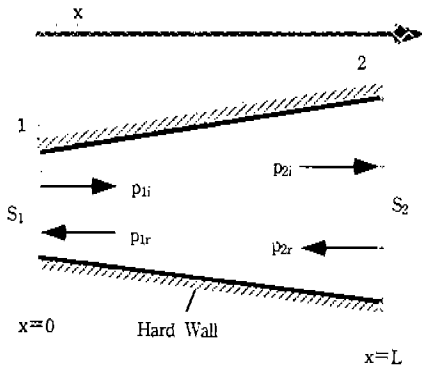


Fig.4 A typical element of an acoustical transmission line and the waves in action.

$$p_r = j\omega\rho c B e^{j(\omega t + kx)}$$

$$p_i = j\omega\rho c A e^{j(\omega t - kx)}$$

로 나타낼 수 있다.

이와 같은 표현법에 의해, Fig.4의 1번위치( $x=0$ )에서 :

$$p_i|_{x=0} = j\omega\rho c A e^{j\omega t} = p_{1i}$$

$$\xi_i|_{x=0} = j\omega A e^{j\omega t} = u_{1i}$$

$$p_r|_{x=0} = j\omega\rho c B e^{j\omega t} = p_{1r}$$

$$\xi_r|_{x=0} = j\omega B e^{j\omega t} = u_{1r}$$

2번 위치 ( $x=L$ )에서 :

$$p_2 = j\omega\rho c A e^{j(\omega t - kL)}$$

$$\xi_2 = u_2 = j\omega A e^{j(\omega t - kL)}$$

$$p_{2r} = j\omega\rho c B e^{j(\omega t + kL)}$$

$$u_{2r} = j\omega B e^{j(\omega t + kL)}$$

와 같이 주어질 수 있는데, 단면적의 불연속부위에서의 연속조건을 이용하면 :

$$1\text{번 위치} : p_1 = p_{1i} + p_{1r}$$

$$S_1 u_1 = (u_{1i} - u_{1r}) S_1 = U_1$$

$$2\text{번 위치} : p_2 = p_{2i} + p_{2r}$$

$$S_2 u_2 = (u_{2i} - u_{2r}) S_2 = U_2$$

를 만족한다. 이상의 식들을 정리하면,

$$p_1 = j\omega\rho c e^{j\omega t} \left[ \frac{e^{jkL} + e^{-jkL}}{2} p_2 + \frac{e^{jkL} - e^{-jkL}}{2} \frac{\rho c U_2}{S_2} \right]$$

$$= j\omega\rho c e^{j\omega t} \left[ p_2 \cos kL + \frac{\rho c U_2}{S_2} j \sin kL \right]$$

$$U_1 = j\omega\rho c S_1 e^{j\omega t} \left[ \frac{p_2}{\rho c} j \sin kL + \frac{U_2}{S_2} \cos kL \right]$$

로 나타낼 수 있고, 매트릭스 형태로 간략화 하면,

$$\begin{pmatrix} p_2 \\ U_1 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kL & \frac{\rho c}{S_2} j \sin kL \\ \frac{S_1}{\rho c} j \sin kL & \frac{S_1}{S_2} \cos kL \end{bmatrix} \begin{pmatrix} p_1 \\ U_2 \end{pmatrix}$$

이 된다. 이러한 선형계에 대한 검산으로서, 수동계(Passive System)의 가역성(Reciprocity)이 성립함을 이용하면,

$$\det[T] = 1 ; T = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix}$$

이므로, 결과적으로  $T_{11} T_{22} - T_{12} T_{21} = 1$ 이 되어야 가역(상반)조건이 성립한다.

여기서, 단일 입출구의 단면적이 같은 특별한 경우, 즉  $S = S_1 = S_2$ 라면

$$\begin{pmatrix} p_1 \\ U_1 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kL & \frac{\rho c}{S} j \sin kL \\ \frac{S}{\rho c} j \sin kL & \cos kL \end{bmatrix} \begin{pmatrix} p_2 \\ U_2 \end{pmatrix}$$

인 간략한 형태로 표시된다. 지금까지 쓰인 용어들을 정의하면 다음과 같다.

- p : 음압(Sound Pressure 또는 Acoustic Pressure, N/m<sup>2</sup>),
- u : 입자속도=ξ(Particle Velocity, m/sec),
- U : uS=체적속도(Volume Velocity, m<sup>3</sup>/sec),
- ρc : 특성 임피던스(Characteristic Impedance, rayl),
- ρc/S : 단면의 음향 임피던스≡Z(Impedance of Discontinuity),
- ω : 각주파수(Circular Frequency, rad/sec),
- ξ : 입자 변위(Particle Displacement, m),
- [T<sub>ij</sub>] : 전달 매트릭스(Transfer Matrix 또는 Transmission Matrix),
- T<sub>i</sub>'s : 아래의 관계식을 만족하는 4단자 정수(4-Pole Parameters)

$$\begin{cases} p_1 = T_{11}P_2 + T_{12}U_2 \\ u_1 = T_{21}P_2 + T_{22}U_2 \end{cases}$$

이러한 4단자정수 표현법은 평면파(Plane Wave)에 대하여 유도하였으나, 평면파가 아닌 다른 횡파(Transverse Wave)에 대하여서도 성립한다. 한편 입사파의 음향파위는

$$\frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} P \xi S dt$$

로 정의될 수 있고, 실제 파워에 대한 계산이기 때문에, 단지 P<sub>1</sub>와 ξ의 실수부(Real Part)만 고려하면 된다. 위의 적분을 행하면, 평균 음향 파워는

$$\frac{1}{2} \rho c \omega^2 S |A|^2$$

이 된다. 만일, 같은 단면적을 가진 두점 사이의 음향 감쇠를 구하고자 하면, 그 식은

$$transmission\ loss = 10 \log_{10} \left| \frac{A_1}{A_2} \right|^2$$

이 되는데, 여기서 지점 2에서의 반사파는 없는 것으로 생각하였다.

전기 회로와 음향계의 임피던스 상사에 의하여 엔진-소음기-배기계를 표현할 수 있다. 소음기가 하나의 필터임을 감안하여, 전기 필터회로 및 기계진동의 표현법의 하나인 4단자정수 표현법(또는 2-Port Network)을 사용하면, 전체 필터계에 대한 Black-box 접근이 가능하게 된다.

Fig.5와 같이 여러개의 소음기 요소가 직렬적으로 조합되어 있는 경우<sup>9)</sup>, 고전적 방법에서는 복소계수를 갖는 수많은 수식의(연립 방정식의)해를 구하는 과정이 수반되는데 비하여<sup>9)</sup>, 이러한 매트릭스 표현법을 쓰게 되면 2×2 전달매트릭스의 연속적인 곱으로써 전체 계의 특성을 알 수 있게 되는 이점이 있다. 직렬 연결계에 있어서, 입력과 출력간의 음압 및 속도는 전술한 4단자정수를 사용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix}_1 \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix}_2 \dots \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix}_n \begin{bmatrix} P_2 \\ U_2 \end{bmatrix}$$

$$= \left\{ \prod_{i=1}^n \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix}_i \right\} \begin{bmatrix} P_2 \\ U_2 \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix}_{total} \begin{bmatrix} P_2 \\ U_2 \end{bmatrix}$$

$$= (\text{Overall Transfer Matrix}) \times (\text{Output Quantities})$$

Fig.5에서와 같이 복합 시스템은 그 구성 요소로 분해하여 각각의 4단자 정수(전달 매트릭스)를 계산한후 조합하게 된다. 이러한 방법에 의하여 각 요소를 한모듈(Module)로 하는 소위 모듈화 된 접근법(Modular Approach)이 가능하게 된다. Fig.6에는 배기계에 대한 두가지 회로 모델링 방법이 보여진다. 그림에서 보이듯이 소음계의 특성은 음원 및 방사 끝단 조건과 밀접한 관계가 있다. 방사 끝단 조건은 방사 임피던스 z<sub>r</sub>로 나타내는데,

$$Z_r = P_2/V_2$$

V<sub>2</sub> : 체적속도

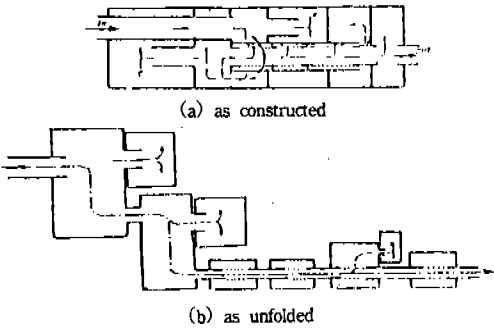


Fig.5 Disintegration of a complicated muffler unit into a combination of basic modules.

부분에서 출력값이다. 일반적으로 내연기관의 엔진은 속도음원에 매우 가까운 것임이 실험적으로 보여진 바 있다. 또한, 무반사 끝단(Anechoic Termination)에 대하여는,

$$L_{TL} = 20 \log_{10} \left| \frac{1}{2} | T_{11} + T_{12}(S/\rho c) + T_{21}(S/\rho c) + T_{22} | \right|$$

과 같이 나타낼 수 있다. 실제 끝단에 대한 TL은 다음과 같이 구하여질 수 있다.<sup>10)</sup>

$$L_{TL} = 20 \log_{10} | P_1^+ / T_F P_1^+ |$$

여기서,  $T_F$  = 압력 전달계수(Pressure Transmission Coefficient)이고, ( ) + 로 표시된 양은 양(+)의 방향으로 전파되는 파동 성분을 의미한다.

### 2.2 예 제

① 응용예 1 : (한개의 단순 팽창형 소음기)

Fig.7에 보이는 바와 같은 단순팽창형 소음기(Simple Expansion Chamber)는 배기소음기에 있어서 가장 기본적인 요소라고 할 수 있다.

I번 연결점에서 압력 및 유체 체적속도의 연속성에 따라,

$$A_1 + B_1 = A_2 + B_2 \quad (\text{압력})$$

$$S_1(A_1 - B_1) = S_2(A_2 - B_2)$$

또는,  $m = S_1/S_2$ 이라 하면(팽창률),

$$A_1 - B_1 = m(A_2 - B_2) \quad (\text{속도})$$

가 되고, II번 연결점에서도 마찬가지로,

$$A_2 e^{-jkL} + B_2 e^{jkL} = A_3 \quad (\text{압력})$$

$$m(A_2 e^{-jkL} - B_2 e^{jkL}) = A_3 \quad (\text{속도})$$

가 된다. 여기서  $k = \omega/c$ 로서, 파수(Wavenumber)를 의미한다. 이 4개의 방정식을 연립하여 풀면,

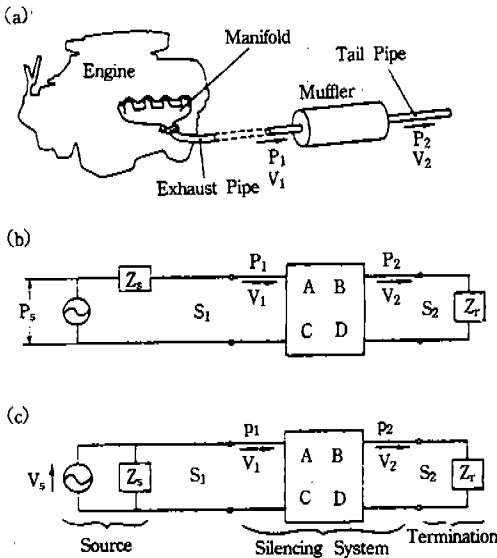


Fig.6 Exhaust system circuit modeling. (a) Engine(power plant) and muffler system, (b) pressure source model, (c) volume velocity source model( $S_1 = S_2$ ).

로 정의된다. 한편, 음원은 이상화하여 압력 음원모델과 속도 음원모델의 2가지로 나뉘게 된다. 이러한 모델링법에 의한 결과적인 IL 및 TL의 표현은 다음과 같다.

$$L_{TL} = 20 \log_{10} \left| \frac{Z_r T_{11} + T_{12} + Z_s Z_r T_{21} + Z_s T_{22}}{Z_r T_{11}' + T_{12}' + Z_s Z_r T_{21}' + Z_s T_{22}'} \right|$$

여기서, ( )'의 양은 소음기가 없을 때의 직관

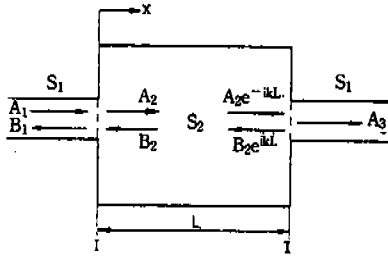


Fig.7 Acoustic model of simple expansion chamber without mean flow.



Fig.8 Acoustic model of sudden contraction of a tube in the presence of mean flow.

$$\left| \frac{A_1}{A_3} \right| = \cos kL + j \frac{1}{2} \left( m + \frac{1}{m} \right) \sin kL$$

이 되고, 전달손실은 다음 식과 같이 주어진다.

$$TL = 10 \log \left[ 1 + \frac{1}{4} \left( m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 kL \right]$$

윗 식들을 잘 정리하면 다음과 같은 전달 매트릭스를 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \cos kL & jZ \sin kL \\ j \sin kL / Z & \cos kL \end{bmatrix} \quad Z = \rho c / S_2$$

② 응용예 2 : (단면 축소)

Fig.8은 기류가 존재할 때 단면이 갑자기 축소되는 관요소를 나타낸다. 이 형태에 대하여는 앞서서의 응용 예1과 비슷하게 다음과 같이 수식화 할 수 있다.

$$p_2 + \rho c M_2 V_2 = p_1 + \rho c M_1 V_1$$

(에너지 보존 ; 동 엔트로피)

$$S_2 M_2 p_2 + \rho c S_2 V_2 = S_1 M_1 p_1 + \rho c S_1 V_1$$

(질량 보존)

이 두개의 식을 매트릭스 형태로 나타내어서 풀게 되면 :

$$\begin{pmatrix} p_2 \\ V_2 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{pmatrix} p_1 \\ V_1 \end{pmatrix}$$

이 되는데 여기서, A=1, C=0,

$$B = \rho c M_1 [1 - (S_1/S_2)^2] [1 - M_1^2 (S_1/S_2)^2],$$

$$D = (S_1/S_2) [1 - M_1^2] [1 - M_1^2 (S_1/S_2)^2]$$

로 나타낼 수 있다.

### 3. 표현 방식의 정의 요약 및 계산방법

#### 3.1 기본 수식화 방법

선형 음향계 혹은 기계계는 n개의 단자를 갖는 "Blackbox"로 나타낼 수 있으며, 이는 부과된 외력에 대해 다음과 같은 매트릭스 방정식 형태로 반응을 보인다.

$$R(\omega) = H(\omega) F(\omega)$$

여기서, F(ω)는 외력의 벡터를, R(ω)는 계의 응답을 나타내는 벡터를, H(ω)는 주파수응답 매트릭스를 의미한다. 만일 속도가 응답변수로서 정하여 졌다면, 필요한 매트릭스 형태는 어드미턴스, 임피던스, 전방전달 및 후방전달 매트릭스으로써 나타내게 된다. 어드미턴스 매트릭스 Y(ω)는 외력과 계의 속도를 연결시켜 준다.

$$V(\omega) = Y(\omega) F(\omega)$$

선형 탄성 혹은 소실 구조에서는 상반성 원리에 의하여 어드미턴스 매트릭스가 대칭적이다.

$$Y(\omega) = Y^T(\omega)$$

상반성원리는 힘에 관계도니 변수와 해당하는 변위의 곱이 변위가 일어나는 동안에 행하여진 전체 일과 같을 경우에 성립한다. 임피던스 매트릭스  $Z(\omega)$ 는 어드미턴스 매트릭스의 역에 해당한다. 전달 매트릭스  $T(\omega)$ 는 입력측의 속도 및 힘을 출구측의 해당값과 연결시켜서, 2개의 단자(Terminal)를 갖는 시스템의 경우<sup>2,13)</sup>,

$$\begin{pmatrix} F_1 \\ V_1 \end{pmatrix} = [T] \begin{pmatrix} F_2 \\ V_2 \end{pmatrix} : \begin{pmatrix} F_2 \\ V_2 \end{pmatrix} = [\bar{T}] \begin{pmatrix} F_1 \\ V_1 \end{pmatrix}$$

로 표현할 수 있는데, 여기서  $T$ 는 전방전달 매트릭스(Forward Transmission Matrix),  $\bar{T}$ 는 후방 전달 매트릭스(Rearward Transmission Matrix), 하첨자 1은 상류치(Upstream Quantities), 2는 하류치(Downstream Quantities)를 의미한다. 음향계에서는 힘의 양으로서 음압(Sound Pressure)을 사용하며, 속도의 양으로서는 질량속도 혹은 체적속도(Volume Velocity)를 사용한다.

이와 같이 음향계를 표현하는데 있어서는 다음과 같은 두가지 표현법으로 많이 쓰인다.

$$(p - \rho c u) : \begin{Bmatrix} p_1 \\ \rho c u_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_2 \\ \rho c u_2 \end{Bmatrix},$$

$$(p - uS) : \begin{Bmatrix} p_1 \\ u_1 S_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_2 \\ u_2 S_2 \end{Bmatrix}$$

여기서,

$$T'_{11} = T_{11}, \quad T'_{12} = \frac{S_2}{\rho c} T_{12},$$

$$T'_{21} = \frac{\rho c}{S_1} T_{21}, \quad T'_{22} = \frac{S_2}{S_1} T_{22}$$

를 의미한다.  $(p - \rho c u)$  표현법은  $\rho c u$ 가 압력의 단위가 되어서, 무차원화된 매트릭스 요소를 갖게하므로, 간결한 해석을 할 수 있고, TL값은 각 4단자요소의 합에서 직접 구할수 있는 장점이 있으나, 점증적으로 커지는 단면을 갖는 관요소에는 적용을 할 수가 없고, 면적의 변화가 있는

불연속면에서는 추가적 면적 변화 매트릭스가 곱하여져야 한다.

한편,  $(p - uS)$  표현법에서는 체적속도  $uS$ 가 덕트 단면의 변화에 대해 불변이므로 이러한 문제점이 없게 된다.

### 3.2 전달 매트릭스(Transfer or Transmission Matrix)의 처리

이상과 같은 기본개념 및 2장에서 수식화 방법을 고려할 때 소음기 요소에 대해 표현한 전달 매트릭스를 다음과 같이 계산시 처리할 수 있다.

#### A. 전방 전달 매트릭스(Forward Transmission Matrix) : $[T]$

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ u_1 S_1 \end{Bmatrix} = [T] \begin{Bmatrix} p_2 \\ u_2 S_2 \end{Bmatrix}$$

#### B. 어드미턴스 매트릭스(Admittance Matrix) : $[Y]$

$$\begin{Bmatrix} u_1 S_1 \\ u_2 S_2 \end{Bmatrix} = [Y] \begin{Bmatrix} p_1 \\ p_2 \end{Bmatrix}$$

#### C. 변환 1..... $[T] \rightarrow [Y]$ :

$$[Y] = \begin{bmatrix} T_{22}/T_{12} & -\det[T]/T_{12} \\ 1/T_{12} & -T_{11}/T_{12} \end{bmatrix}$$

#### D. 변환 2..... $[Y] \rightarrow [T]$ :

$$[T] = \begin{bmatrix} -Y_{22}/Y_{21} & 1/Y_{21} \\ Y_{12} - (Y_{11} Y_{22}/Y_{21}) & Y_{11}/Y_{21} \end{bmatrix}$$

#### E. 직렬요소들의 결합 : $[T] = [T_A] [T_B]$

$$[T] = \begin{bmatrix} T_{11}^A T_{11}^B + T_{12}^A T_{12}^B & T_{11}^A T_{12}^B + T_{12}^A T_{22}^B \\ T_{21}^A T_{11}^B + T_{22}^A T_{12}^B & T_{21}^A T_{12}^B + T_{22}^A T_{22}^B \end{bmatrix}$$

만일  $T_j$ 가 복소량인 경우에는 다음과 같이 표현할 수도 있다.

$$T_{ij} = R_i^A R_j^B - I_m^A I_m^B + i(R_i^A I_m^B + I_m^A R_j^B)$$

F. 평행요소들의 결합:  $[Y] = [Y_A] + [Y_B]$

$$\begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} S_1 \\ S_2 \end{Bmatrix} = \left( [Y_A] + [Y_B] \right) \begin{Bmatrix} p_1 \\ p_2 \end{Bmatrix}$$

### 3.3 음향 성능의 최종 표현법

Fig.9 및 다음과 같이 주어지는 최종적 전달 매트릭스에 대하여,

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} S_1 \\ S_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_2 \\ u_2 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} S_2 \\ S_1 \end{Bmatrix}$$

( ) : complex quantity

전달 손실(Transmission Loss : TL)은

$$TL = 20 \log_{10} \frac{1}{2} \left| A + \frac{S_o}{\rho c} B + \frac{\rho c}{S_i} C + \frac{S_o}{S_i} D \right|$$

$$\sqrt{\frac{S_i}{S_o}}, \text{ dB}$$

로 주어질 수 있다. 여기서 쓰인 표현법은 Fig.10에 보이는 예제의 개념과 동일하다.

한편, (p-ρcu) 표현법에서는 다음과 같이 전달손실값이 주어진다.<sup>14)</sup>

$$TL = 20 \log_{10} \frac{1}{2} \left| \bar{A}' + \bar{B}' + \bar{C}' + \bar{D}' \right| \left( \frac{S_i}{S_o} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\cdot \left( \frac{1+M_i}{1+M_o} \right), \text{ dB}$$

또, 소음 저감량(Noise Reduction : NR)은

$$NR = 20 \log_{10} \left| \bar{A} + \bar{B}/Z_r \right|, \text{ dB}$$

과 같은데, 여기서,  $Z_r$ 은 방사임피던스(Radiation Impedance)를 나타낸다.

삽입 손실(Insertion Loss : IL)은

$$IL = 20 \log_{10} \left| \frac{\bar{A} Z_r + \bar{B} + \bar{C} Z_r + \bar{D} Z_r}{\bar{A} Z_r + \bar{B} + \bar{C} Z_r + \bar{D} Z_r} \right|, \text{ dB}$$

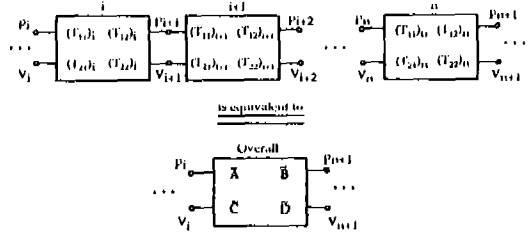


Fig.9 Equivalent transfer matrix for muffler elements connected in tandem.

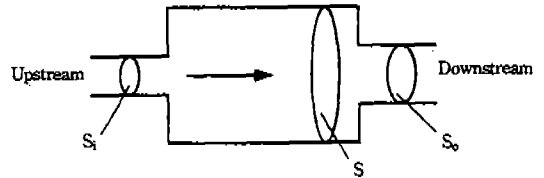


Fig.10 An example for the notation of TL equation.

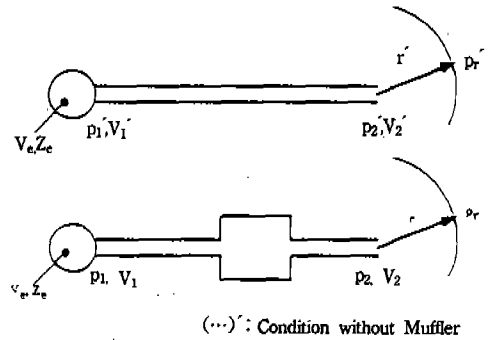


Fig.11 System models for representing the configuration of with and without muffler for estimating IL and radiated sound level.

인데, 여기서  $Z_s$ 는 음원의 임피던스(Source Impedance), ( )'은 직관계(Straight Pipe System)를 나타낸다. 방사 소음 레벨(Radiated Sound Pressure Level ;  $L_p$ )은

$$L_p = 20 \log_{10} \left| Z_{re} V_r / p_{ref} \right|, \text{ dB}$$

로 얻어질 수 있는데, 여기서,  $Z_{re}$ =transfer impedance =  $|\bar{p}_r| / |\bar{V}_e|$ ,  $V_e$ 는 음원강도(Source Stre-



ngth)를 의미한다. 삽입손실과 방사소음의 유도는 Fig.11을 기초로 하여 수행할 수 있다.

### 3.4 특성 산출 및 시험법 개괄

Fig.12는 소음기의 음향성능을 알아볼 수 있는 몇몇 가능한 방법들의 흐름도를 보여주고 있다.<sup>15)</sup> 실제 엔진-배기계는 관련된 변수들이 매우 복잡하기 때문에 이 중에 단 한가지 방법으로만 성능을 해석한다는 것은 매우 위험한 일이라고 할 수 있다. 따라서, 최적화된 소음기를 설계하기 위하여는 해석 및 시험의 몇가지 중복적인 기법을 동원하여야 하고, 특히 음원 및 중단조건에 대한 심각한 고려를 해주어야 한다. 음원의 임피던스를 측정하는 방법으로는 정재파 기법<sup>16)</sup> 및 2-하중 기법(2-Load Method)<sup>17)</sup> 등이 사용되고 있다. Fig. 12에 언급된 음향성능의 산출 및 측정 방법 외에도 최근에는 인접한 2개의 마이크로폰에 의해 측정된 음향신호를 처리하여 소기의 음향성능을 얻어내는 방법<sup>18)</sup>이 널리 쓰이고 있다.

### 4. 결 론

본 제2부에서는 소음기 전체 및 구성 요소들의 음향성능을 정의하는 방법과 그 수학적 표현식에 대한 처리방법에 관하여 논의하였다. 소음기 요소의 음향특성을 내포하고 있는 각 요소의 전달 매트릭스를 소음계 전체의 기하구조 및 배치 형상에 맞게 계산한 후, 직렬 또는 병렬로 연결하게 되면 전체 소음계의 음향 특성인 전달 손실, 삽입 손실, 방사 소음 레벨등을 예측할 수 있게 된다. 이미 3장에서 언급된 바와 같이, 직렬연결에 대하여는 전달 매트릭스의 곱을 병렬 연결일 경우에는 어드미턴스 매트릭스의 합을 전달 매트릭스의 형태로 변환시킨 것이 최종적인 계의 특성을 나타내며, 구하여진 4단자정수를 이용하면 원하는 음향특성인 전달손실, 삽입 손실 등을 얻어낼 수 있다. 이와 같이 선형음향이론에 근거하여 소음기 및 소음계를 종합적으로 해석 설계하는 컴퓨터 프로그램으로는 본 KAIST의 PPOSS(Per-

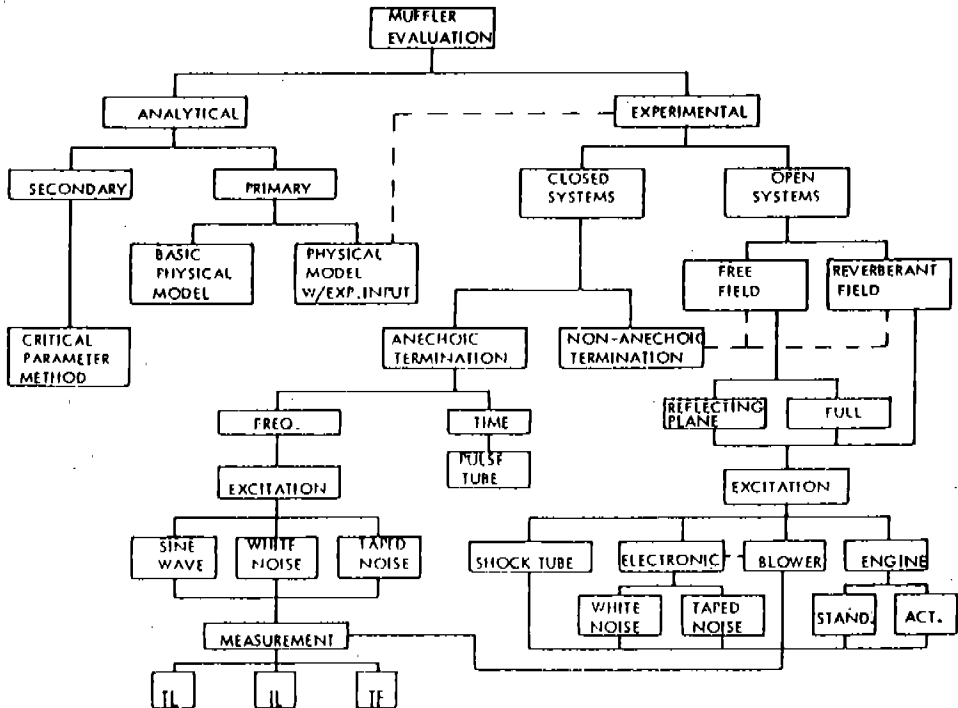


Fig.12 Flow chart of major analytical and experimental evaluation technique.

formance Prediction of Silencing Systems) 및 ISVR (영국), RIT(스웨덴), Ricardo(영국), Nelson Ind. (미국, Leistriz(독일), AC Rochester(미국)등 다수가 있으므로, 설계자는 이들을 이용하여 손쉽게 계산을 수행할 수 있다.

### 참 고 문 헌

1. L.L.Beraneck, *Noise and Vibration Control*, INCE, Washington, 1988.
2. L.J.Eriksson, "Silencers" in Chap.5 in *Noise Control in Internal Combustion Engines*, ed. by D.E.Baxa, Wiley-Interscience, New York, 1982.
3. M.Fukuda and J.Okda, "A Study on Characteristics of Cavity-type Muffler : I. Precise Formulas for Attenuation", *Bull. JSME*, Vol.13, pp. 96-104, 1970.
4. J.Okda, "Analysis of Engine Exhaust Mufflers by Using Acoustical Theory", *Proc. Korea-Japan Joint Symposium on Acoustics*, pp.21-26, Seoul, 1981.
5. D.D.Davis, Jr., G.M.Stokes, D.Moore, and G.L. Stevens, Jr., "Theoretical and Experimental Investigation of Mufflers with Comments on Engine-Exhaust Muffler Design", *NACA Report* 1192, 1954
6. E. Meyer and E.-G. Neumann, *Physical and Applied Acoustics*, Academic Press, New York, 1972. *Chap.1.*
7. J.Igarashi and M.Toyama, "Fundamentals of Acoustic Silencers, (1) Theory and Experiment of Acoustic Low-pass Filters", Report No.339, Aeronautical Research Institute, Unive. of Tokyo, 1958.
8. J.W.S. Strutt(Lord Rayleigh), *The Theory of Sound*, 2nd ed., Dover, New York, 1945, Vol.11 pp.156-157.
9. J.E. Sneckenberger, "A Computer-aided Approach Toward Performance Predictions for Engine Exhaust Mufflers", Presented at U.S. EPA Surface Transportation Exhaust Noise Symposium, Chicago, 1977.
10. M.G. Prasad and M.J.Crocker, "Studies of Acoustical Performance of a Multicylinder Engine Exhaust Muffler System", *J. Sound Vib.*, Vol.90, pp.491-508, 1983.
11. R.J. Alfredson and P.O.A.L. Davies, "Performance of Exhaust Silencer Components", *J.Sound Vib.*, Vol.15, pp.175-196, 1971.
12. S.Rubin, "Mechanical Immitance- and Transmission-Matrix Concepts", *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol.41, pp.1171-1179, 1966.
13. L.Y.Bahar, "Transfer Matrix Approach to Elastodynamics of Layered Media", *JAcoust. Soc. Am.*, Vol.57, pp.606-609, 1975.
14. M.L.Munjal, *Acoustics of Ducts and Mufflers*, Wiley-Interscience, New York, 1987.
15. L.J.Eriksson, "Current Alternatives in Exhaust System Acoustical Evaluation", A Paper Printed from Nelson Industries Inc., Stoughton, U.S.A.
16. A.G.Galaitis, Personal Communication with Author on a Part of BBN Report No.3113, "Impedance of an Internal Combustion Engine", Sep. 1980.
17. M.L. Munjal and A.G.Doige, "Theory of a Two Source-Location Method for Direct Experimental Evaluation of the Four-pole Parameters of an Aeroacoustic Element", *J.Sound Vib.*, Vol. 141, pp.323-333, 1990.
18. A.F.Seybert and D.F.Ross, "Experimental Determination of Acoustic Properties Using a Two-Microphone, Random Excitation Technique", *JAcoust. Soc. Am.*, Vol.61, pp.1362-1370, 1977.