

## 격자필터에 의한 배기계의 소음특성 해석

황 원 곁\*

### Analysis of Acoustical Performance of Exhaust System by Lattice Filter

Won-Gul Hwang\*

#### ABSTRACT

An exhaust muffler is one of the simple and effective means to meet the demand for a quiet vehicle, and it deserves a close attention to effectively reduce the engine noise. The transfer function technique is one of the tools that have been used to analyze the noise characteristics of the exhaust muffler. In this paper we obtained a transfer function using the forward-going and backward-going components of sound pressure in the exhaust muffler, which is compatible with lattice filter algorithm. This form of transfer function is obtained for the basic elements of a muffler, such as uniform tube, open termination, closed termination, anechoic termination, expansion, contraction, extended-tube resonator, hole, Helmholtz resonator, and concentric hole-cavity resonator. The results are combined to produce the transfer function of various types of mufflers. With this transfer function we calculate the transmission and insertion losses of mufflers, and examined the effects of various design parameters. Comparisons were made between the calculation and experimental results, which showed a good agreement, and we conclude that the transfer function of lattice form can be used to analyze the noise characteristics of the exhaust mufflers.

**Key Words** : Muffler(소음기), Transfer Function(전달함수), Lattice Filter(격자필터), Insertion Loss(삽입손실), Transmission Loss(투과손실)

#### 1. 서 론

차량에 있어서 차량의 실내외의 정숙성에 대한 요구는 점점 더 증대되어 가고 있으며, 정숙성은 차량의 상

품성 평가의 중요한 척도가 되었다. 그리하여 자동차 제작회사에서는 차량의 상품성 확보와 법규제 만족을 위해서는 제조원가의 상승도 감수하고 있으며, 급속히 발전하고 있는 전자기술을 차량제조 기술에 적극적으로

\* 전남대학교 공과대학 기계설계학과

도입하고 있다.

차량의 소음은 엔진에 의한 소음, 동력전달 장치에 의한 소음, 배기계의 소음, 및 도로면에 의해 타이어로 유도되는 소음 등이 있으며, 이중 배기소음은 엔진 소음 다음으로 큰 비중을 차지하고 있다. 그러나 엔진의 고출력화 현상에 따라서 엔진의 배기량이 증대되고 있으며 차량의 고속화에 따라 배기계소음도 증가하고 있다. 차량에서 소음기의 기본적인 역할은 엔진으로부터 배출되는 배기소음을 효과적으로 감소시키고 소음에 의한 환경오염을 극소화 시키는 데 있다. 그리하여 환경 보호를 위한 법적 규제가 날로 강화되고 소비자의 소음 저감에 대한 요구도 높아지고 있는 이 때 적절한 배기계의 설계가 절실히 요구된다.

소음기의 설계 요건들은 최대 소음감소, 최소 배압, 최소 크기 및 중량, 견고성 및 소음기 수명의 극대화, 그리고 저렴한 가격이라고 할 수 있다. 이 중 최대 소음감소를 얻고자 할 때 최소 크기 및 중량, 최소 배압 등의 요구 조건들은 서로 상반되는 관계가 있다. 소음기의 주파수 대역별 설계법은 격벽에 의한 저주파 성분의 소음감소, reverse chamber에 의한 고주파 성분의 소음감소 및 공극판에 의한 중간 주파수 영역의 소음감소를 이용하여 설계가 이루어지고 있다. 전통적인 소음기 설계방법은 일차원적인 파동전파에 대한 음향 투과손실을 계산하여 설계하여 왔다. 이러한 방법은 인간의 가청주파수 영역중 3kHz 이상의 고주파수대역의 예측은 불가능 하나 저주파수 영역에서는 비교적 정확한 음향투과손실을 예측할 수 있다.

소음기 설계를 위한 논리적인 설계지침이나 실용적인 전산 프로그램 등은 그리 많지 않고, 소음기 설계의 많은 부분은 자동차 회사나 소음기설계 전문회사가 보유하고 있는 축적된 경험과 실험식 등을 기반으로 하여 행해지고 있다. 소음기를 설계하기 위하여는 소음기의 내부 구조가 배기소음 감소 특성에 미치는 영향을 파악하여야 하나 이는 아직까지 소음기 내부구조가 복잡하지 않은 단순형상에 한정되어 있다. 그리하여 복잡한 구조에 의한 소음감소 특성을 규명하기 위해서는 경계조건의 설정과 설정된 경계조건을 만족하는 비선형 파동방정식의 해가 요구되고 실험을 병행해야 하므로 소음기 설계의 기본적인 설계지침으로 활용하기에는 난점이 많다.

Wakita<sup>6)</sup>는 이산형태의 전달함수를 이용하여 음향관을 역필터(inverse filter)로 모델링하였다. 최소자승

격자필터는 시간과 차수에 대하여 회귀하는 파라미터 추정 알고리즘으로서 차수회귀 특성으로부터 디지털 입력 출력 모델의 파라미터 뿐만 아니라 실제적으로 가진된 모우드의 수를 규명할 수 있는 등 장점을 갖고 있다.<sup>6)</sup> 그리하여 본 연구에서는 격자필터 알고리즘을 이용하여 소음기에 적용할 수 있는 전달함수법을 개발하였다.

시스템의 전달함수는 각 요소의 조합으로 결합할 수 있어 컴퓨터 시뮬레이션 등 여러 면에서 유리한 장점을 가지고 있다. 본 연구에서는 균일관, 개구단, 폐구단, 무반향단, 팽창부와 수축부, 돌출관 공명기, 격벽, Helmholtz 공명기, hole-cavity 공명기 등에 대한 전달함수를 구하고, 이를 조합하여 전체 소음기의 전달함수를 구하였다. 그리고 이 전달함수를 이용하여 여러 설계변수가 소음기의 삽입손실과 투과손실에 미치는 영향을 고찰하였으며, 계산결과를 실험결과와 비교하여 보았다.

## 2. 격자필터 알고리즘

시간  $k$ 에서의 측정치를  $y(k)$ 라 하고,  $y(k)$ 의  $n$ 차 최소자승 추정치를  $\hat{y}^n(k)$ 라 하자. 격자필터는 시간과 차수에 대하여 회귀하는 최소자승 파라미터 추정 알고리즘으로써, 격자필터에서 사용하는 전진잔차오차(forward residual error)는 다음과 같이 정의한다.

$$e^n(k) = y(k) - \hat{y}^n(k) \quad (2.1)$$

$Y(k)$ 를  $Y(k) = [y(1)y(2)\cdots y(k)]^T$  와 같이 정의하고,  $Y(k-1), Y(k-2), \dots, Y(k-n)$  에 의하여 span되는 부공간(subspace)을  $H^{1-n}(k)$  라 하자. 즉

$$H^{1-n}(k) = \text{span}\{Y(k-1), Y(k-2), \dots, Y(k-n)\} \quad (2.2)$$

$H^{1-n}(k)$ 를  $H^{1-n}(k)$ 에의 직교투영(orthogonal projection)이라 하면,  $H^{1-n}(k)$ 에의  $Y(k)$ 의 전진잔차오차(forward residual error)  $e^n(k)$ , 및  $Y(k-n-1)$ 의 후진잔차오차(backward residual error)  $r^n(k)$ 는 각각 다음과 같이 정의된다.

$$e^n(k) = [I - P^{1-n}(k)]Y(k) \quad (2.3)$$

$$r^n(k) = [I - P^{1-n}(k)]Y(k-n-1) \quad (2.4)$$

식 (2.3)과 (2.4)에서 격자필터 알고리즘은 다음과

같은 차수반복식과 시간반복식으로 구성된다.<sup>(6)</sup>

$$e^{n+1}(k) = e^n(k) - K^{e,n}(k)r^n(k) \quad (2.5)$$

$$r^{n+1}(k) = r^n(k-1) - K^{r,n}(k)e^n(k-1) \quad (2.6)$$

$$R^{e,n+1}(k) = R^{e,n}(k-1) - K^{e,n}(k)\Delta^n(k) \quad (2.7)$$

$$R^{r,n+1}(k) = R^{r,n}(k-1) - K^{r,n}(k)\Delta^n(k-1) \quad (2.8)$$

$$G^{n+1}(k) = G^n(k) - [r^n(k)]^2 / R^{r,n}(k) \quad (2.9)$$

$$\Delta^n(k) = \lambda\Delta^n(k-1) + [e^n(k)r^n(k)] / G^n(k) \quad (2.10)$$

여기서  $K^{e,n}(k)$ 와  $K^{r,n}(k)$ 는 반사계수로서 다음과 같다.

$$K^{e,n}(k) = \Delta^n(k) / R^{r,n}(k) \quad (2.11)$$

$$K^{r,n}(k) = \Delta^n(k-1) / R^{e,n}(k-1) \quad (2.12)$$

윗 식으로부터  $n$ 차 격자의 반복식을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} e^{n+1}(z) \\ r^{n+1}(z) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -K^{e,n} \\ -K^{r,n}z^{-1} & z^{-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e^n(z) \\ r^n(z) \end{bmatrix} \quad (2.13)$$

일반적으로  $K^{e,n}$ 과  $K^{r,n}$ 은 같지 않으므로, 반사계수  $K^n$ 의 값을 추정하여야 한다. 위와 같은 최소화승 격자 필터는 수렴특성이 우수하며 수치적으로 안정하다는 것이 알려져 있다.<sup>(7,8)</sup>

### 3. 음향관의 전달함수<sup>(6)</sup>

소음기의 특성을 해석하는 데 전달함수를 사용하는 방법은 컴퓨터 시뮬레이션 등 여러 면에서 유리한 장점을 가지고 있다. 음파의 이동경로에 따른 소음감소 특성을 파악하고, 격자필터 형태의 전달함수로 모델링하기 위하여 다음과 같이 가정하자.

- (1) 음압은 시스템의 평균 압력의 절대값에 비하여 작다.
- (2) 소음기의 벽에서 음에너지의 전달이나 손실이 없다.
- (3) 평면파만을 고려한다.
- (4) 점성의 영향은 무시한다.

Fig. 1과 같은 음향관을 길이  $\Delta\ell$ 의 요소로 나누고 각 요소의 번호  $n$ 을 출구에서 시작하여 입구쪽으로 커지도록 잡고,  $v_n(t, x)$ 와  $p_n(t, x)$ 를 단면  $n$ 에서의 속도

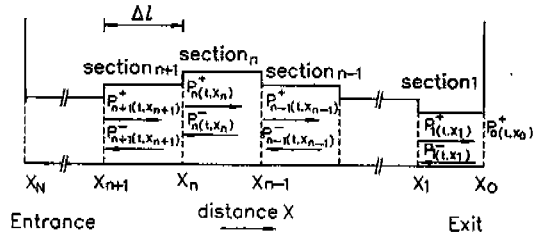


Fig. 1 Acoustic Tube

와 압력이라 하자. 정지하고 있는 비점성유체에 대하여 단면  $n$ 에서의 속도 포텐셜  $\phi_n(t, x)$ 에 대한 파동방정식은 다음과 같다.<sup>(1)</sup>

$$\frac{\partial^2 \phi_n(t, x)}{\partial x^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \phi_n(t, x)}{\partial t^2} = 0 \quad (3.1)$$

여기서  $c$ 는 음속이다. 윗 식을 풀면 압력과 속도는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$p_n(t, x) = p_n^+(t, x) + p_n^-(t, x) \quad (3.2)$$

$$v_n(t, x) = \frac{1}{Y_n} \{ p_n^+(t, x) - p_n^-(t, x) \} \quad (3.3)$$

여기서  $Y_n$ 은 단면  $n$ 의 임피던스이고

$$p_n^+(t, x) = j\omega A e^{j\omega(t-x/c)} \quad (3.4)$$

$$p_n^-(t, x) = j\omega B e^{j\omega(t+x/c)} \quad (3.5)$$

이며,  $A$ 와  $B$ 는 초기조건에 의하여 결정되는 상수이다. 손실이 없다고 가정하였으므로, 압력성분  $p_{n+1}^+(t, x_n)$ 은  $x_{n+1}$ 에서  $\Delta t = \Delta\ell / c$  시간 전에 출발한 압력성분과 같고, 압력성분  $p_{n+1}^-(t, x_n)$ 은  $x_{n+1}$ 에서  $\Delta t$  시간 후에 도착한 압력성분과 같다. 그러므로

$$p_{n+1}^+(t - \Delta t) + p_{n+1}^-(t + \Delta t) = p_n^+(t) + p_n^-(t) \quad (3.6)$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{Y_{n+1}} \{ p_{n+1}^+(t - \Delta t) - p_{n+1}^-(t + \Delta t) \} \\ &= \frac{1}{Y_n} \{ p_n^+(t) - p_n^-(t) \} \end{aligned} \quad (3.7)$$

의 관계가 성립된다. 식(3.6)과 (3.7)을  $p_{n+1}^+(t - \Delta t)$ 과  $p_{n+1}^-(t + \Delta t)$ 에 관하여 풀고 2변환하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} P_{n+1}^+(z) \\ P_{n+1}^-(z) \end{bmatrix} = \frac{z^{1/2}}{1 + \mu_n} \begin{bmatrix} 1 & \mu_n \\ \mu_n z^{-1} & z^{-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_n^+(z) \\ P_n^-(z) \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

여기서  $P_n^+(z)$ 와  $P_n^-(z)$ 는  $p_n^+(t)$ 와  $p_n^-(t)$ 의  $z$ 변환이고,  $\mu_n$ 은  $n$ 과  $n+1$ 의 접점에서의 반사계수로서

$$\mu_n = \frac{Y_n - Y_{n+1}}{Y_n + Y_{n+1}} \quad (3.9)$$

이다. 또한  $z$ 는

$$z = \exp(j\omega 2\Delta t) = \exp(j\omega 2\Delta \ell / c) \quad (3.10)$$

와 같이 정의되며, 위 식에 의하여 두 단면사이의 압력 성분의 반복식을 구할 수 있다. 그러므로

$$\mu_n = -K^{e,n}(k) = -k^{r,n}(k) \quad (3.11)$$

의 조건이 만족되면 최적 디지털 역필터의 필터링과정과 음향관 모델은 같은 형태가 된다. 격자필터의 경우 전달함수가 물리적인 해석이 가능하고,  $z$ -변환된 형태를 사용하므로 실제 신호처리에도 유용한 형태이며 implementation도 용이하다. 또한 음의 파형으로부터 반사계수를 추정하면 전달함수를 실험적인 방법으로 결정할 수 있다.

#### 4. 전달함수를 이용한 단순 소음기의 해석

소음기는 기본구조인 균일관, 개구단, 무반향단, 팽창부, 수축부, 돌출관공명기, 격벽, hole-cavity 공명기 등 기본적인 기하학적인 형상이 변형되고 서로 결합됨으로써 완성된 소음기가 얻어진다. 여기서는 먼저 소음기를 구성하는 기본 요소에 대하여, 전달함수를 구한 후, 소음기 전체의 전달함수를 구해보자.

##### 4.1 소음기의 기본요소의 전달함수

Fig. 2와 같은 길이  $l = m\Delta l$  인 균일관을 고려하자.

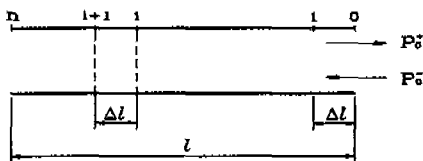


Fig. 2 Uniform tube

균일관이므로 반사계수는

$$\mu_i = \frac{S_{i+1} - S_i}{S_{i+1} + S_i} = 0 \quad (4.1)$$

이 되므로

$$\begin{bmatrix} P_m^+(z) \\ P_m^-(z) \end{bmatrix} = z^{m/2} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & z^{-m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_0^+(z) \\ P_0^-(z) \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

을 얻을 수 있다. 또한 Fig. 3과 같은 개구단의 경우에는

$$\begin{bmatrix} P_1^+(z) \\ P_1^-(z) \end{bmatrix} = \frac{z^{1/2}}{1 + \mu_0} \begin{bmatrix} 1 & \mu_0 \\ \mu_0 z^{-1} & z^{-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_0^+(z) \\ P_0^-(z) \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

의 관계가 성립하므로 균일관의 관계식 (4.2)를 이용하여

$$\begin{bmatrix} P_m^+(z) \\ P_m^-(z) \end{bmatrix} = \frac{z^{m/2}}{1 + \mu_0} \begin{bmatrix} 1 & \mu_0 \\ \mu_0 z^{-m} & z^{-m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_0^+(z) \\ P_0^-(z) \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

을 얻을 수 있다. 여기서

$$\mu_0 \approx (1 - 0.14k_0^2 r_0^2) e^{j\theta} \quad (4.5)$$

$$\theta \approx \pi - \tan^{-1}(1.2k_0 r_0) \quad (4.6)$$

이고,  $k_0 = \omega/c$ 이고  $r_0$ 는 관의 반경이다.<sup>(1)</sup> 즉 개구단은 입사파의 거의 대부분을 반대위상으로 반사한다.

같은 방법으로 폐구단(closed termination), 무반향단(anechoic termination), 팽창부와 수축부, 돌출관공명기(extended-tube resonator), 격벽, Helmholtz 공명기, hole-cavity 공명기 등에 대한 전달함수를 얻을 수 있고, 이를 정리하면 Table 1과 같다.

##### 4.2 소음기의 소음감소 특성

실제 소음기는 소음기의 기본요소인 팽창부, 수축부, extended inlet, extended outlet 등이 변형되어 서로 결합됨으로써 완성된 소음기가 얻어진다. 여기서는 소음기를 구성하는 기본 요소의 전달함수를 이용하여

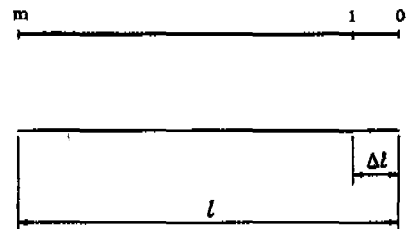


Fig. 3 Open termination

Table 1 Transfer Functions of Basic Elements of Muffler

element	transfer function
uniform tube	$\begin{bmatrix} P_n^+(z) \\ P_n^-(z) \end{bmatrix} = z^{n/2} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & z^{-n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_0^+(z) \\ P_0^-(z) \end{bmatrix}$
open termination	$\begin{bmatrix} P_n^+(z) \\ P_n^-(z) \end{bmatrix} = \frac{z^{n/2}}{1 + \mu_0} \begin{bmatrix} 1 & \mu_0 \\ \mu_0 z^{-n} & z^{-n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_0^+(z) \\ P_0^-(z) \end{bmatrix}$
closed termination	$\begin{bmatrix} P_n^+(z) \\ P_n^-(z) \end{bmatrix} = \frac{z^{n/2}}{2} \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ z^{-n} & z^{-n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_0^+(z) \\ P_0^-(z) \end{bmatrix}$
anechoic termination	$\begin{bmatrix} P_n^+(z) \\ P_n^-(z) \end{bmatrix} = \frac{z^{n/2}}{1 + \mu_0} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & z^{-n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_0^+(z) \\ 0 \end{bmatrix}$
expansion, contraction	$\begin{bmatrix} P_n^+(z) \\ P_n^-(z) \end{bmatrix} = \frac{z^{n/2}}{1 + \mu_0} \begin{bmatrix} 1 & \mu_0 \\ \mu_0 z^{-n} & z^{-n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_0^+(z) \\ P_0^-(z) \end{bmatrix}$
extended-tube resonator	$\begin{bmatrix} P_n^+(z) \\ P_n^-(z) \end{bmatrix} = \frac{z^{n/2}}{1 + \mu_0} \begin{bmatrix} 1 & \mu_1 \\ \mu_0 z^{-1} & \mu_2 z^{-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_0^+(z) \\ P_0^-(z) \end{bmatrix}$ $\mu_0 = \frac{Z_1 Y_0 - Y_1(Z_2 + Y_0)}{Z_1 Y_0 + Y_1(Z_2 + Y_0)}$ $\mu_1 = \frac{Z_1 Y_0 - Y_1(Z_2 - Y_0)}{Z_1 Y_0 + Y_1(Z_2 + Y_0)}$ $\mu_2 = \frac{Z_1 Y_0 + Y_1(Z_2 - Y_0)}{Z_1 Y_0 + Y_1(Z_2 + Y_0)}$
hole	$\begin{bmatrix} P_n^+(z) \\ P_n^-(z) \end{bmatrix} = \frac{z^{1/2}}{1 + \mu_0} \begin{bmatrix} 1 & \mu_1 \\ \mu_2 z^{-1} & \mu_3 z^{-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_0^+(z) \\ P_0^-(z) \end{bmatrix}$ $\mu = \frac{1 + j\omega\delta\ell/c}{(1 + \mu_0)(1 + \mu_2)}$ $\mu_1 = \frac{\mu_0 + \mu_0(1 - j2\omega\delta\ell/c)}{1 + \mu_0\mu_2(1 - j2\omega\delta\ell/c)}$ $\mu_2 = \frac{\mu_0 + \mu_0(1 - j2\omega\delta\ell/c)}{1 + \mu_0\mu_2(1 - j2\omega\delta\ell/c)}$ $\mu_3 = \frac{\mu_1\mu_2 + 1 - j2\omega\delta\ell/c}{1 + \mu_0\mu_2(1 - j2\omega\delta\ell/c)}$
Helmholtz resonator	$\begin{bmatrix} P_n^+(z) \\ P_n^-(z) \end{bmatrix} = \frac{z^{1/2}}{1 + \mu_0} \begin{bmatrix} 1 & \mu_1 \\ -\mu_1 & \mu_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_0^+(z) \\ P_0^-(z) \end{bmatrix}$ $\mu_0 = \frac{-Y}{2Z + Y} \quad \mu_1 = \frac{Y}{2Z + Y} \quad \mu_2 = \frac{2Z - Y}{2Z + Y}$
Concentric hole-cavity resonator	$\begin{bmatrix} P_n^+(z) \\ P_n^-(z) \end{bmatrix} = \frac{z^{1/2}}{1 + \mu_0} \begin{bmatrix} 1 & \mu_1 \\ -\mu_1 & \mu_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_0^+(z) \\ P_0^-(z) \end{bmatrix}$ $\mu_0 = \frac{-Y}{2Z + Y} \quad \mu_1 = \frac{Y}{2Z + Y} \quad \mu_2 = \frac{2Z - Y}{2Z + Y}$

소음기 전체의 전달함수를 구하고, 삽입손실(insertion loss)과 투과손실(transmission loss)을 계산하였다. 삽입손실과 투과손실은 소음기의 성능을 평가하는 지표로서, 이 값은 소음기 뿐 만 아니라 엔진의 특성, 단말 특성 및 주변 환경의 영향을 받는다.

소음기의 전체길이가  $l$ 일 때  $l = n\Delta l$ 이라 하여  $\Delta l$ 의 요소로 나누고, 각 요소의 전달함수를 곱하면 전체의 전달함수를 다음과 같은 형태로 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} P_n^+(z) \\ P_n^-(z) \end{bmatrix} = z^{n/2} k \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_0^+(z) \\ P_0^-(z) \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

소음기의 성능을 표현할 수 있는 투과손실(TL)은 소음기의 소음감쇠효과를 표현하는 것으로 소음기 입출구

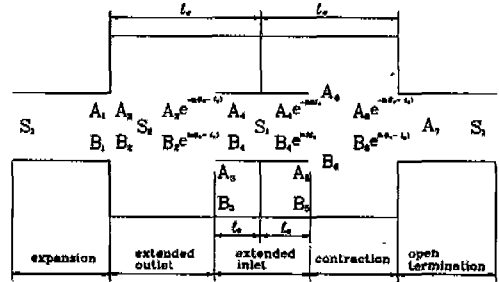


Fig. 4 Double expansion chamber with internal connecting tube

에서의 압력비를 dB단위로 나타낸 것이다. 식 (4.7)을 이용하여 투과손실을 계산하면

$$TL = 20 \log_{10} \left| \frac{P_n^+}{P_0^+} \right| = 20 \log_{10} |T_{11}| \quad (4.8)$$

이 된다. 이 때 소음기 출구쪽에 무반향단을 붙여서 대기와의 급격한 임피던스 불균형을 없도록 한 후에 소음기 입출구단에서 측정된 압력을 이용하여야 한다.

전달함수에 의한 계산을 해석적인 해와 SYSNOISE에 의한 계산결과와 비교 검증하기 위하여, Fig. 4와 같이 내부연결관이 있는 두개의 확장실을 갖는 소음기의 투과손실을 구하여 보았다. 이 소음기는 팽창부, extended outlet, extended inlet, 수축부, 그리고 개구단으로 구성되어 있으므로 그 전달함수는 각 요소의 전달함수의 곱으로 계산된다. 확장비 16, 음속 344m/sec, 확장관의 길이( $\ell_e$ ) = 900mm, 연결관의 길이( $\ell_c$ ) = 255mm의 조건으로 전달함수를 이용하여 투과손실을 구하여 Fig. 5에 실적으로 나타냈다.

이 소음기에 대하여 각 접속점에서 압력과 유동의 연

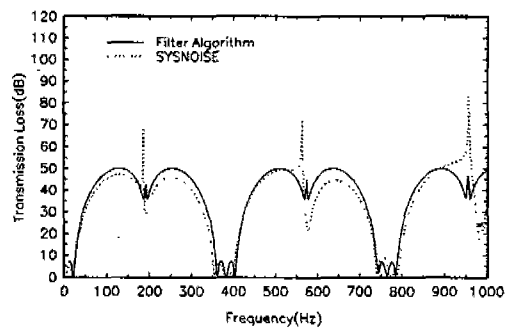


Fig. 5 Transmission loss of double expansion chamber with internal connecting tube

속방정식을 세워 풀면, 투과손실은 다음과 같다.<sup>(10)</sup>

$$TL = 10 \log \{ [\text{Re}(A_1/A_7)]^2 + [\text{Im}(A_1/A_7)]^2 \} \quad (4.9)$$

여기서

$$\begin{aligned} \frac{A_1}{A_7} = & \cos 2kl_e - (m-1) \sin 2kl_e \tan kl_c \\ & + \frac{i}{2} \left\{ \left( m + \frac{1}{m} \right) \sin 2kl_e \right. \\ & + (m-1) \tan kl_c \left[ \left( m + \frac{1}{m} \right) \cos 2kl_e \right. \\ & \left. \left. - \left( m - \frac{1}{m} \right) \right] \right\} \quad (4.10) \end{aligned}$$

식 (4.9)에 의하여 투과손실을 계산한 결과는 Fig. 5의 실선과 같이 전달함수를 이용한 계산과 정확히 일치함을 확인할 수 있다.

Fig. 4의 소음기의 투과손실을 음향해석 프로그램인 SYSNOISE로 계산한 결과는 Fig. 5의 점선과 같다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 SYSNOISE의 경우 공진주파수 근처에서 오차가 생긴 것을 알 수 있는데 이는 모델링오차로 사료된다.

## 5. 주요 설계변수의 영향 및 실험

### 5. 1. 주요 설계변수의 영향

유동의 흐름은 단순 확장관에서 끝의 주파수를 저주파쪽으로 이동시킨다는 것이 알려져 있다.<sup>(2)</sup> 그러나 실제로 자동차 배기구에서의 마하수는 0.2를 넘지 않는 것이 일반적이므로 유동의 흐름으로 인한 투과손실의 영향은 미소하다.

#### (1) 입출구관의 단면적 비와 확장관의 길이 및 직경에 따른 영향<sup>(1,2)</sup>

평면파 이론이 성립되는 영역, 즉 저주파 영역에서는 면적비를 크게 하면 할수록 높은 투과손실 값을 얻게 되므로 소음감소에 효과적이다. 즉 큰 소음기를 부착할수록 소음기 성능을 향상시킬 수 있으나, 실제로 소음기의 크기는 엔진에 대한 배압이나 부착 가능한 위치, 공간적인 제약조건 등으로 결정되어야 하므로 단순히 이 결과만을 고려하여 설계하기는 곤란하다.

또한 평면파 이론에 의하면 확장관의 길이는 투과손실 곡선상의 골이 생성되는 위치에만 영향을 주고, 확장관의 길이가 길어지면 평면파 영역의 골의 위치를 저

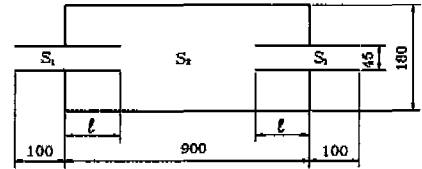


Fig. 6 Insertion muffler ( $l=0, 90, 225\text{mm}$ )

주파 쪽으로 이동시키게 된다. 또한 확장관의 직경은 입출구관과의 면적비를 변화시키므로 투과손실의 산의 크기를 변화시키며 골의 위치에는 무관하나, 전체적인 평면파 영역은 직경이 증대됨에 따라 감소한다. 이는 확장관의 직경이 커질수록 저주파에서부터 고차 모드 의 형태로 입사파가 출구로 전달되기 때문이다.

#### (2) 삽입관의 길이 변화에 의한 영향

삽입형 소음기에서 삽입관의 길이의 변화에 의한 영향을 살펴보기 위하여 Fig. 6과 같은 확장비 16, 관의 길이가 900mm인 확장실에서 삽입관의 길이  $l$ 이 0, 90, 225mm로 변할 때 삽입관형 소음기의 투과손실을 Fig. 7에 나타냈다.

그림에서 볼 수 있듯이 삽입관의 길이가 90mm일때 950Hz 근처의 고주파수쪽에서 넓은 소음감소 영역을 얻고, 225mm일때는 400Hz 근처의 저주파수쪽에서 넓은 소음감소 영역을 얻을 수 있다. 즉 높은 소음감소를 얻을 수 있는 영역은 삽입관의 길이가 길어짐에 따라 저주파수 쪽으로 이동하며 삽입관이 없을 때 보다 투과손실이 증대된다는 것을 알 수 있다.

입구부는 확장형이고 출구부가 삽입관인 소음기는 Fig. 8에 나타냈다. 전달함수를 이용하여 소음기를 해석할 때 각 점점에서 확장형, extended outlet, 개구부로 놓고 투과손실을 구하였다. 확장비 16, 확장관의

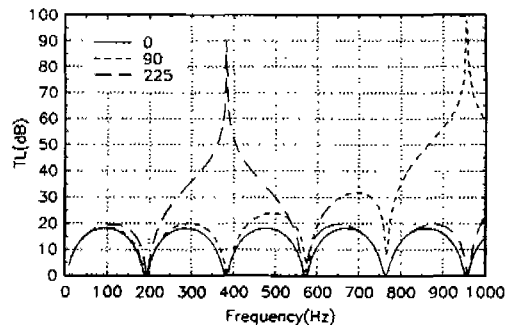


Fig. 7 Effect of insert tube length

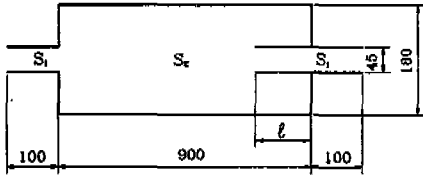


Fig. 8 Insertion muffler ( $l = 90, 225, 450\text{mm}$ )

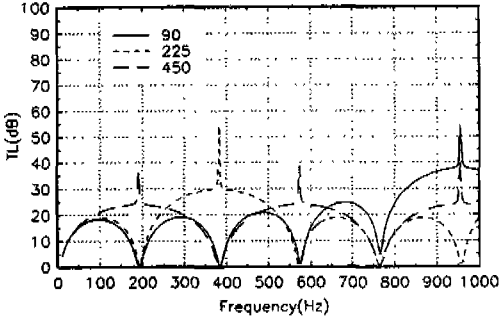


Fig. 9 Effect of insert tube length

길이 900, 삽입관의 길이  $l$  이 90, 225, 450mm로 변할 때 투과손실 값은 Fig. 9에 나타냈다. Fig. 9에서 알 수 있듯이 삽입관의 길이가 길어지면 공진주파수는 낮아지고, 같은 길이의 삽입관을 입구와 출구에 배치할 때 보다 소음감소 효과는 떨어진다는 것을 알 수 있다.

출구부는 확장형이고 입구부가 삽입관인 소음기의 투과손실의 경우에도 Fig. 9와 동일한 투과손실을 얻을 수 있다.

(3) 격벽의 갯수가 투과손실에 미치는 영향

단순확장관에 격벽이 존재하게 되는 경우의 TL은 격벽으로 구성된 각각의 단순확장관의 조합으로 생각되므

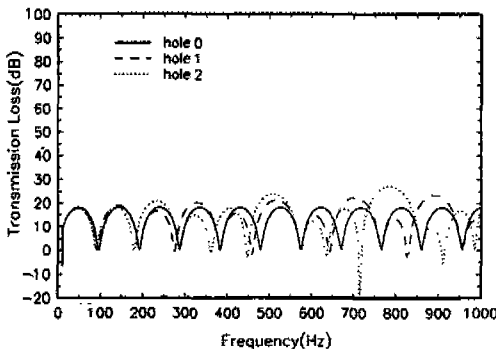


Fig. 10 Effect of number of holes

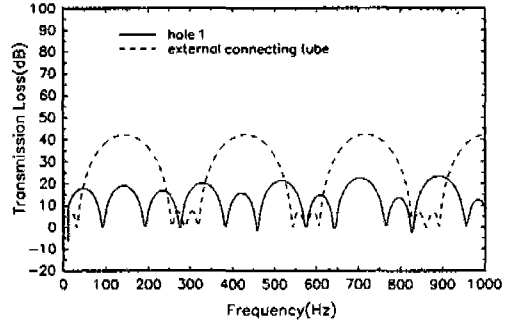


Fig. 11 Effect of external connecting tube

로 TL의 증대 및 phase의 변화가 예측된다. Fig. 10에 직경 180mm, 길이 1800mm인 확장관에 격벽(hole의 직경 45mm)이 0, 1, 2개가 있을 때의 TL의 변화를 보였다. 즉 격벽은 저주파수 대역에서는 별 영향이 없으나, 고주파수대역에서 효과적임을 알 수 있다.

(4) 외부연결관의 영향

Fig. 11에 확장관의 직경 180mm, 길이 1800mm이고 격벽에 의하여 2개의 확장실로 나뉜 경우와 길이 600mm의 2개의 확장실이 직경 45mm, 길이 600mm인 외부연결관에 의하여 연결되어 있는 소음기의 TL의 변화를 보였다. 그림에서 알 수 있듯이 단순한 확장관을 나누고 외부연결관으로 연결하는 것이 소음감소영역이 넓어지고 전체적인 소음감소 레벨이 증가하는 것을 알 수 있다.

(5) 내부연결관의 영향

Fig. 12에 직경 180mm, 길이 1800mm이고 격벽에 의하여 2개의 확장실로 구성되어 있는 소음기와, 길이 900mm의 2개의 확장실이 직경 45mm, 길이 900mm의 내

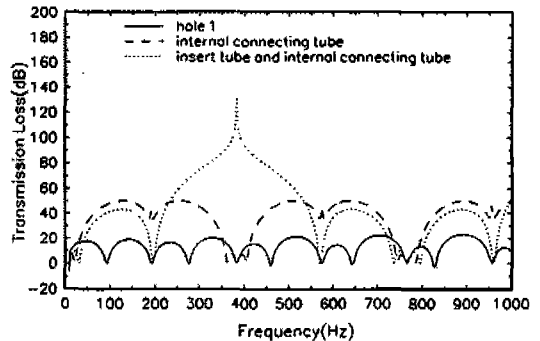


Fig. 12 Effect of internal connecting tube

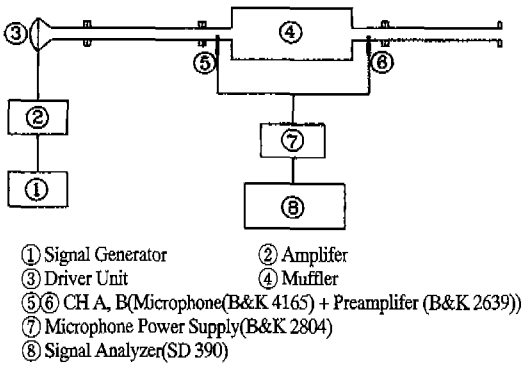


Fig. 13 Test setup and measuring system

부연결관에 의하여 연결되어 있는 경우, 그리고 길이 450mm의 내부연결관에 의하여 연결되어 있고 길이 225mm의 삽입관이 입구와 출구부분에 있을 때의 TL의 변화를 보였다. 그림에서 알 수 있듯이 내부 연결관을 설치하면 전체적인 소음감소 레벨과 대역폭이 증가하는 것을 알 수 있다. 또한 내부연결관을 쓰더라도 입출구에 삽입관을 설치하는 것이 전체적인 소음감소면에서 효과적인 것을 알 수 있다.

5.2 실험

격자필터 알고리즘을 소음기에 적용하여 계산한 투과손실과 삽입손실을 실험 결과와 비교하기 위하여 직경 185mm, 길이 880mm의 확장형 소음기와 삽입형 소음기를 제작하여 실험을 행하였다. 실험장치는 Fig. 13과 같다.

실험장치중 소음기와 연결된 관은 지름 45mm, 두께 2mm관을 사용하여 플랜지로 소음기와 연결하였다. 신호발생기(Generator)에서 나온 음원은 대역폭 2KHZ의 random신호로서, 증폭기를 통하여 driver unit로 신호가 전달되어, 관과 소음기를 통하여 음이 이동하게 하였다. 마이크로폰은 지름 1/2"의 콘덴서 마이크로폰을 사용하였다. 마이크로폰에 감지된 신호는 전치증폭기를 통하여 신호분석기(SD 390)에서 신호를 분석하고, 측정된 신호는 신호분석기에서 스펙트럼 평균치 50회를 취하였다.

입구측에 스피커로 소음을 발생시키고, 소음기 출구쪽에 anechoic chamber를 붙인 후, 소음기의 입출구에서  $\Delta l=80\text{mm}$  떨어진 곳에 마이크로폰을 설치하여 얻은 신호를 SD390 주파수 분석기를 이용하여 삽입손실

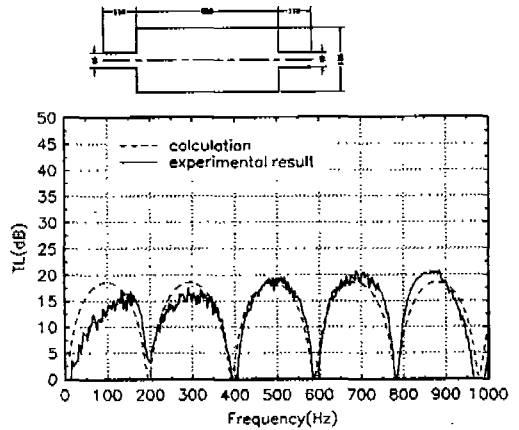


Fig. 14 Transmission loss of expansion muffler

과 투과손실을 측정하였다. 투과손실의 계산치와 실험치는 Fig. 14와 같다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 100Hz이하를 제외하고는 골의 위치와 크기가 잘 일치하였다. 200Hz 이하의 저주파 영역에서 보다 분명한 삽입손실 곡선을 얻을 수 없었던 것은 소음발생기의 특성에 기인한다고 생각된다.

Fig. 15는 삽입형 소음기의 투과손실이다. 확장형의 경우와 마찬가지로 격자필터 알고리즘을 이용한 전달함수에 의하여 계산한 투과손실과 시험결과가 비교적 잘 일치하나 삽입형의 경우 800Hz 이상의 주파수에 대하여 많은 오차가 생김을 알 수 있다. 이는 전달함수에 의한 계산이 평면파라는 가정하에서 수행되었기 때문으로 사료된다.

식 (2.13)의 반사계수  $K^{a,n}$ 과  $K^{r,n}$ 은 일반적으로 일

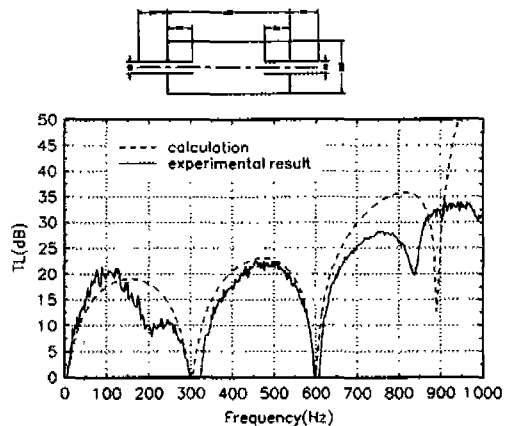


Fig. 15 Transmission loss of insertion muffler



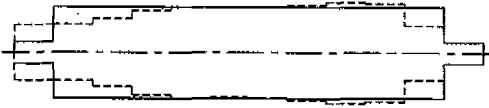


Fig. 16 Estimated radius of muffler

치하지 않으므로, 반사계수  $K^n$ 의 값을 추정하여야 한다. 그 방법으로는 기하평균법 (geometric-mean method), 최소법 (minimum method), 또는 조화평균법 (harmonic-mean method) 등과 같은 추정법이 있다.<sup>(8)</sup>

geometric-mean method:

$$K^n = (K^{e,n} K^{r,n})^{1/2} \quad (5.1)$$

minimum method:

$$K^n = \min\{K^{e,n}, K^{r,n}\} \quad (5.2)$$

harmonic-mean method:

$$K^n = \frac{2K^{e,n} K^{r,n}}{K^{e,n} + K^{r,n}} \quad (5.3)$$

여기에서는 조화평균법에 의하여  $K^n$ 의 값을 추정하였다.  $T = 2\ell / (\ell / \Delta\ell)c = 0.0005\text{sec}$ 의 간격으로 출구 쪽의 시간데이터를 취득하고, 격자필터 알고리즘에 의하여 이 신호를 처리하여 반사계수를 추정하였다. 이 반사계수를 이용하여 소음기의 단면적을 추정하였으며, 이 추정결과를 사용하여 재구성한 소음기의 형상을 Fig. 16의 점선으로 표시하였다. 실제 소음기의 형상은 Fig. 16에 실선으로 표시하였다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 소음기의 입구 부분에서 실제 소음기의 형상과 잘 일치하지 않는 오차가 발생함을 알 수 있는 데, 이는 매체가 이상유체가 아닌 공기이고, 벽면에서의 손실, 음파속도의 추정 오차, 및 실험오차 등에 연유한다고 사료된다.

## 6. 결 론

만족할 만한 소음기의 설계를 위하여는 소음기의 내부구조가 소음기 성능에 미치는 영향을 규명하여야 한다. 본 연구에서는 격자필터 알고리즘의 형태로 음향관의 전달함수를 구하고, 이를 이용하여 균일관, 개구단, 폐구단, 무반향단, 팽창부와 수축부, 돌출관 공명기, 격벽, Helmholtz 공명기, hole-cavity 공명기 등 소

음기를 구성하는 기본요소의 전달함수를 구하였다. 또한 각 요소의 전달함수를 결합하여 소음기의 전달함수를 얻었다. 이 전달함수를 이용하여 삼입손실과 투과손실을 계산하였으며, 이 계산결과와 SYSNOISE의 계산결과를 비교하여 계산의 정확성을 검증하였다. 확장형 소음기와 삽입형 소음기를 제작하여 투과손실을 측정하고, 100Hz이하의 범위를 제외하고는 계산 결과와 시험 결과가 잘 일치함을 확인하였다.

또한 소음기의 주요 설계변수가 투과손실에 미치는 영향을 전달함수에 의하여 살펴보았다. 즉 삽입관의 길이 변화에 따른 투과손실의 영향, 격벽의 갯수, 내외부 연결관이 투과손실에 미치는 영향 등을 고찰하였다. 그리고 음의 파형으로부터 반사계수를 추정하여 소음기의 형상을 추정하여 본 결과 입구부를 제외하고는 비교적 만족스러운 결과를 얻을 수 있었다. 그 추정오차는 평면파를 가정하고, 소음기의 벽에서 음에너지의 전달이나 손실이 없다고 이상화하였기 때문인 것을 사료된다.

음의 파형으로부터 반사계수를 추정하면 전달함수를 실험적인 방법으로 결정할 수 있으며, 이 결과를 이용하면 복잡한 형태의 실제 소음기의 전달함수를 실험적으로 결정할 수 있고 소음기의 설계에 활용할 수 있으리라 사료된다.

## 후 기

본 연구는 교육부 한국학술진흥재단의 1993년도 학술연구조성비 지원하에 수행되었으며, 이에 감사를 드립니다.

## 참고문헌

1. M.L. Munjal, "Acoustics of Ducts and Mufflers with Application to Exhaust and Ventilation System Design", John Wiley and Sons, Inc., 1987.
2. 김 양한, "음향학적 분석을 통한 소음기 설계에 관한 고찰", 대한기계학회지, 제29권 제5호, pp.496-505, 1989.
3. Y.H. Kim, J.W. Choi, and B.D. Lim, "Acoustic Characteristics of Expansion Chamber with Constant Mass Flow and Steady Temperature Gradient(Theory and

- Numerical Simulation)". ASME 90 WAM. pp.49-56.
4. マフラ技術委員会, "自動車用 消音器", 日本自動車部品工學會.
  5. H. Wakita, "Direct Estimation of the Vocal Tract Shape by Inverse Filtering of Acoustic Speech Waveforms", IEEE Trans. Audio and Electroacoustics, Vol. AU-21, No. 5, pp.417-427, Oct., 1973.
  6. W.G. Hwang, and F. Jabbari, "Estimation of System Parameters With ARMA Model", 한국정밀공학회지, 제8권, 제4호, pp.76-84, 1991.
  7. G. C. Goodwin, and K.S. Sin, Adaptive Filtering, Prediction and Control, Prentice-Hall, 1984.
  8. L. Ljung and T. Soderstrom, "Theory and Practice of Recursive Identification", The MIT press, 1983.
  9. J. Makhoul, "Stable and Efficient Lattice Methods for Linear Prediction", IEEE Trans. Acoustics, Speech, and Signal Processing, Vol. ASSP-25, No. 5, pp.423-428, Oct. 1977.
  10. 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", Report 1192, National Advisory Committee for Aeronautics, Annual Report, pp.829-875, 1954.