

배기소음기의 음향해석 및 설계 : III. 선형모델링 및 설계지침

Acoustic Analysis and Design of Exhaust Mufflers :

III. Linear Modeling and Design Tips

이 정 권
J. G. Ih



이 정 권

- 1957년 1월생
- 음향학(소음, 진동), 정회원
- 한국과학기술원 기계공학과 부교수

1. 서 론

제1부에서는 소음기를 구성하는 각종 기본요소의 구조에 따른 음향성능의 특성을 간략히 살펴보고, 제2부에서는 소음기의 음향특성을 해석할 때 쓰이는 각종 성능지수의 정의와 계산상 처리방법에 관하여 토론을 하였다. 본 제3부에서는 선형음향해석시에 관련된 각 요소당 관련 변수에 대해 알아보고, 소음계 설계에 있어서 기본적으로 염두에 두어야 할 사항들에 대해 논의하고자 한다.

소음기계의 설계에 있어서 다음과 같은 합리적인 절차를 밟아야 한다.¹⁾ 첫단계는 관련된 설계 데이터를 수집하는 일인데, 소요되는 데이터의 종류로는 현재 상태의 소음 스펙트럼(대개의 경우 임의의 소음기로 장착되어 있다고 가정), 요구되는 최종 소음레벨, 설치시의 물리적 기하학적 제한조건, 가스의 유속 및 온도, 엔진의 운전상황 및 제한조건 등이 있다. 두번째 단계로서는, 응용처에 적합한 설계목표를 설정하는 일

이다. 즉, 일반적으로 서로 모순이 되는²⁾ 소음방사, 공해물질 배출량, 연비, 출력 파워의 최적화, 가격등을 고려한 설계목표를 정하게 된다. 세번째 단계에서는 소음기계의 초기 개념설계를 수행하게 된다. 이때, 각 부품의 음향특성을 간단한 이론적 모델링으로 알아보던가, 선형적 지식을 코드화하고 요약한 데이터자료에 근거하던가, 혹은 유속과 온도값을 보정한 기본요소의 실험치를 근거로한 작업을 수행하게 된다. 네번째 단계에서는 초기 개념설계의 음향특성을 산출한 후에 세부적으로 변화를 주어 최적화를 시도하게 되는데, 이 또한 대화식 컴퓨터 프로그램에 의하거나, 선형적 지식을 축적한 데이터에 근거하게 된다. 마지막으로 다섯번째 단계에서는 원형(Prototype)을 제작하여 소기의 음향특성을 구현하였음을 증명하는 것이다. 이때, 목표치에 미달되거나, 미처 고려하지 못하였던 현상(예를들어, 과도한 기류소음)이 발생하는 경우에는 재조정을 위한 설계를 다시 하여 두번째 원형을 제작, 시험하게 되는데, 대개의 경우 한두번의 원형시험으로 소음기계의 설계가 완료된다. 이와 같이 최근에는 컴퓨터 원형설계가 일반적으로 적극 수용되고 있으며, 본 제3부에서는 이를 이해하기 위한 음향해석의 기본원리를 토론하고, 개념설계에 사용되는 기본요소들의 기초적 특성에 대하여 언급하고자 한다.

2. 선형 음향해석

2.1 일반적 가정

제2부에 보인 바와 같은 각 소음기 요소에 대한 전달 매트릭스를 구하는데 있어서, 일반적으로 아래와 같은 가정을 하는 것이 보통이다.³⁾

① 관련되는 여러가지 물리량(p, ρ, u, \dots)들은 그 평균값 또는 정상 유동값 보다 상당히 작아서 무시할만하다.

② 특별한 경우를 제외하고는 1차원 음파 또는 평면파의 전파만을 고려한다.

③ 유체 유동에 의한 소음 생성은 고려하지 않는다.

④ 때에 따라 가스의 온도는 중요한 몇 부위 사이에 있어서 관로 길이 방향의 평균값으로 대표하며, 횡방향의 온도 변화에 의한 음의 굴절 효과는 무시한다.

⑤ 몇가지 특수한 경우를 제외하고는 벽면이 강체라고 간주한다.

⑥ 미관의 방사구는 자유 음장에 놓여 있다고 생각하여, 외부로부터 출구공을 통하여 침투되는 소음은 없다고 생각한다.

⑦ 흡·배기 가스의 열역학적 물성들은 공기와 같다고 생각한다.

⑧ 음원(엔진, 매니폴드, 또는 촉매변환기)의 특성(Z, \hat{V}_s ; Impedance, strength)은 음향학적 부하(소음기 장착 유무)의 변화에 대하여 거의 변화가 없이 일정한 체적속도를 배출한다고 생각한다.

⑨ 몇가지 특수한 경우를 제외하고는 편의상 열·점성 손실이 없다고 생각한다.

이들 가정의 타당성에 대한 논의는 계속될 제4부에서 다시 다루기로 한다.

2.2 선형 모델에 포함된 소음계 요소의 기하학적 변수

소음계의 요소들은 천공요소(Perforated type)와 비천공요소(Non-perforated type)로 크게 분류할 수 있으나, 천공요소인 경우에도 천공율이 높은 경우에는 비천공요소로 분류될 수 있다. Fig. 1은 이들 각종 요소들을 선형화 모델링할 때,

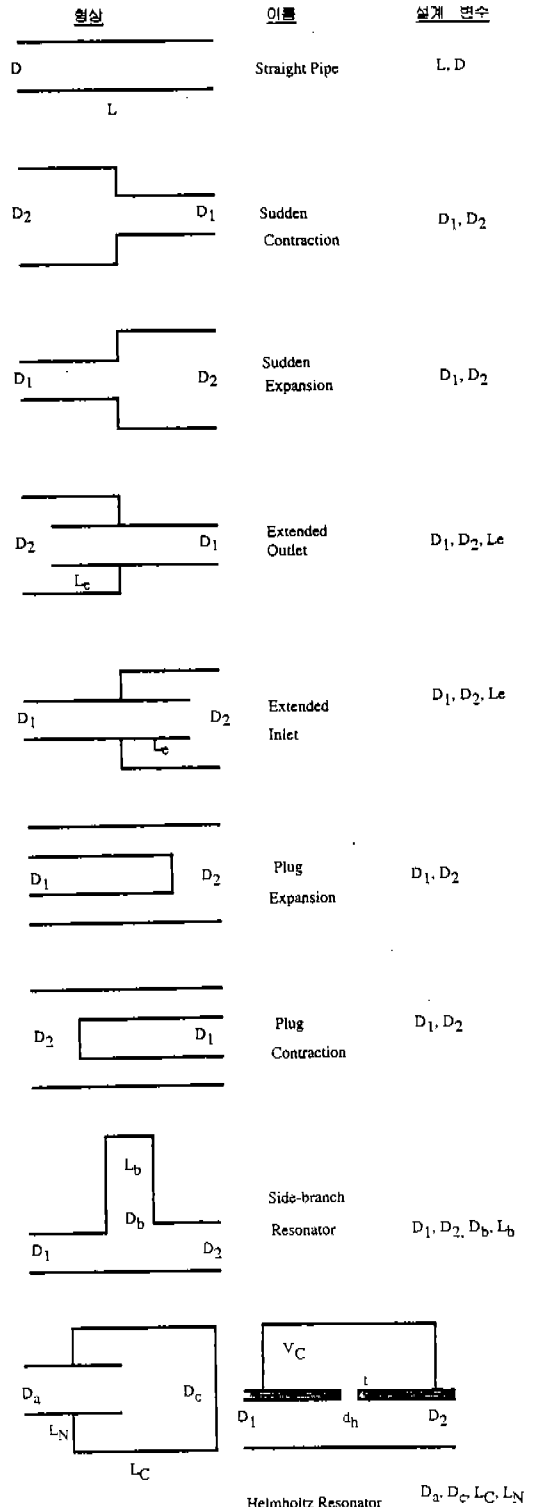


Fig.1 (Continued.)

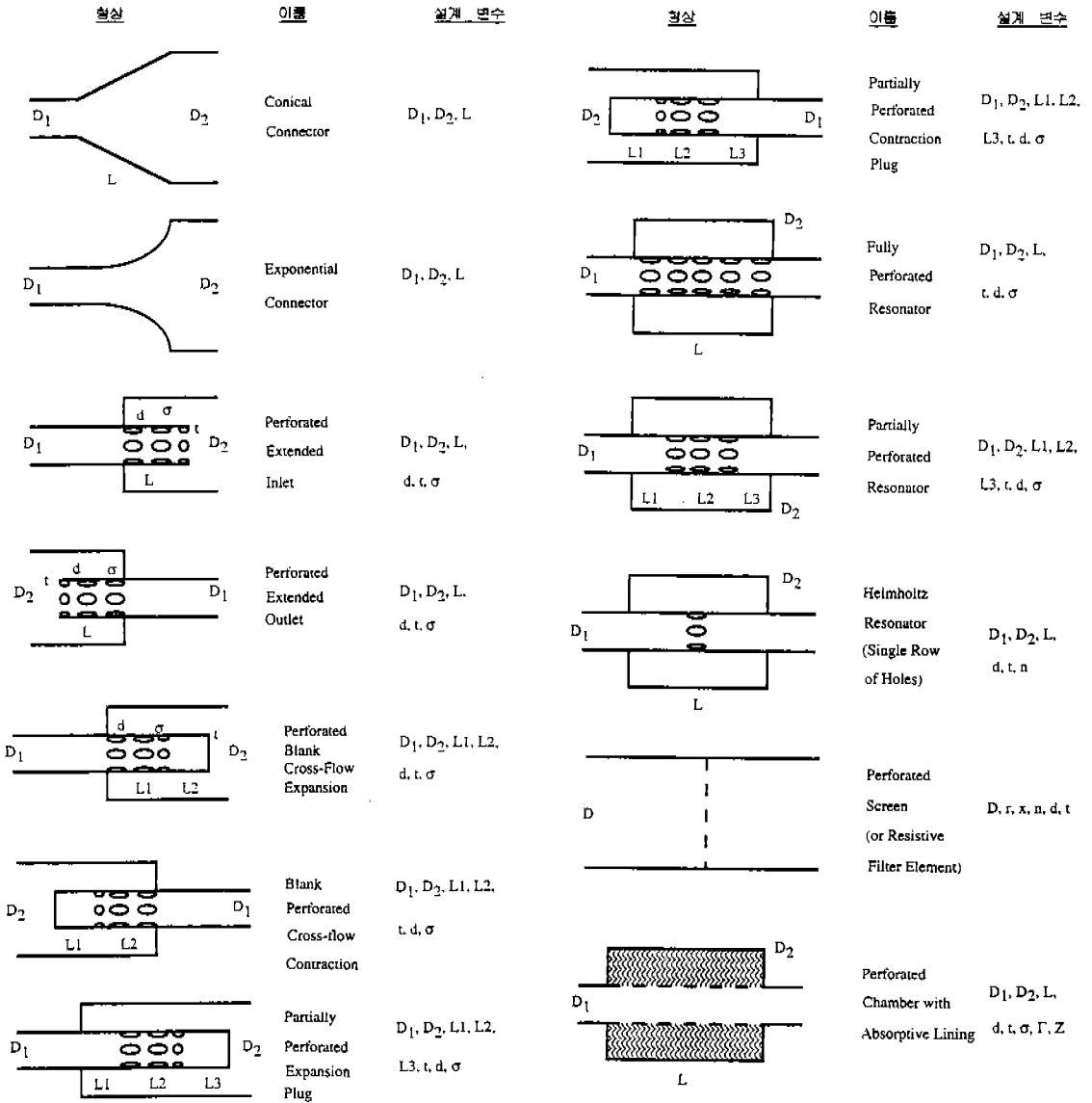


Fig.1 Geometrical and property design parameters for various muffler elements.

고려되어야할 설계변수와 그 대략적 형상을 보여주고 있다.

2.3 각 소음계 요소의 전달 매트릭스

유체 및 열역학적 모델에 의거하여, 선형화된 파동 방정식을 구하면 각 해당 요소에 대한 일반화된 전달 매트릭스를 얻을 수 있게 된다. 이미 언급된 바와 같이 각 소음계 요소 또는 전체

소음계는 다음과 같이 전달 매트릭스(혹은 4단자 정수)로서 나타내 질 수 있다.⁴⁾

$$\begin{bmatrix} P_i \\ u_i \ S_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_0 \\ u_0 \ S_0 \end{bmatrix}$$

여기서, $[T_{ij}]$ = 전달 매트릭스(Transfer matrix), T_{ij} = 4단자정수(Four-pole parameters), p = 음압

(Acoustic pressure), u =입자속도(Particle velocity), S =단면적(Cross-sectional area), uS =체적속도(Volume velocity) $\equiv V$, [.....]₁=입력량, [.....]₀=출력량을 각각 의미한다.

따라서, 이들 전달 매트릭스를 소음계 전체의 기하 구조 및 배치 형상에 맞게 계산한 후, 직렬 또는 병렬로 연결하게 되면 전체 소음계의 음향 특성인 전달 손실, 삽입 손실, 방사 소음 레벨 등을 예측할 수 있게 된다. 이미 제2부에서 언급된 바와 같이, 직렬연결에 대하여는 전달 매트릭스의 곱을, 병렬 연결일 경우에는 어드미턴스 매트릭스의 합을 전달 매트릭스의 형태로 변환시킨 것이 최종적인 계의 특성을 나타내며, 구하여진 4단자 정수를 이용하면 원하는 음향특성인 전달손실, 삽입손실 등을 얻어 낼 수 있다.

다음에 보이는 세가지 예제들은 각각 음원, 미관 방사구, 직관에 대한 선형모델링을 통해 전달 매트릭스의 4단자정수를 표현한 것을 보여 주고 있다.

2.3.1 음원⁵⁾ :

아래 보이는 Fig2는 음원을 모델화 한것인데, 이에 대한 전달매트릭스는 다음과 같이 유도될 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} P_0 \\ u_0 S_0 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \zeta \frac{\rho c}{S_1} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1 \\ u_1 S_1 \end{Bmatrix}$$

여기서,

$\zeta_1=0$: 일정압력음원(Constant pressure source),

$\zeta_1=1$: 무반사음원(Non-reflecting source),

$\zeta_1=\infty$: 일정속도음원(Constant velocity source),

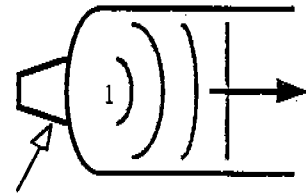
P_0 =음원 내부의 음압진폭,

u_0 =음원의 속도진폭,

ζ_1 =정규화된 음원의 내부 임피던스.

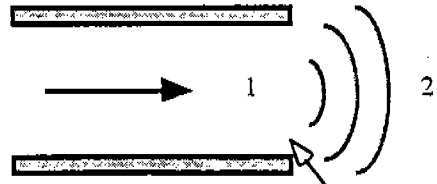
2.3.2 미관에서의 음향 방사⁶⁾ :

Fig3는 반경이 a 이고, 유속의 Mach수가 M 인 미관에서의 음향방사를 나타내는데, 이 요소의 전달매트릭스는 다음과 같이 유도될 수 있다.



Source (Driver)

Fig.2 Acoustic source element model.



Tailpipe Opening

Fig.3 Tailpipe element discharge model.

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ u_1 S_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & Z_r \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_2 \\ u_2 S_2 \end{Bmatrix}$$

여기서,

$$Z_r = \frac{\rho c}{S_1} \left(\frac{1 + R(M)e^{j\theta(M)}}{1 - R(M)e^{-j\theta(M)}} \right)$$

$R(M)$ =압력반사계수(Pressure reflection coefficient)의 크기,

$\theta(M)$ =압력반사계수의 위상.

($R(M)$) $e^{j\theta(M)}$ 표현法 대신 $-R(M)e^{-j\theta(M)}$ 의 표현도 쓰임.)

이때, 다음과 같은 두가지 분류방식이 추천되고 있다.

① $ka < 1$ 일 때 :

$$R = e^{-(ka)^2/2} \left[1 + \frac{1}{6} (ka)^4 \left(\ln\left(\frac{1}{\gamma ka}\right) + \frac{19}{12} \right) \right]$$

여기서, $\ln \gamma_1 = \text{Euler's constant} = 0.5772$.

$ka \rightarrow 0$:

$$R = 1 - \frac{1}{2} (ka)^2, \quad 1/a = 0.6133$$

$$\rightarrow Z_r = \frac{\rho c}{S_1} \left[\frac{(ka)^2}{4} + j(0.6133)ka \right]$$

② 유체의 흐름이 있을 때의 선형식(empirical formula)을 이용하는 법 :

$$R(M) = R_0(1 + 2.5M^2),$$

$$\theta(M) \approx \theta$$

또는

$$Z_r(M) = \frac{\rho c}{S_1} [(R' - 2M^2) + jx]$$

을 사용하게 되는데, 여기서 R' = 정규화된 저항, x = 리액턴스를 각각 의미한다.

이밖에 좀더 현실적인 표현 방식으로는 최근에 다음과 같이 제안된 바가 있다.⁷⁾

$$r = R(M) \exp(j\theta(M)) = -R(M) \exp(-2jkl_0)$$

으로 표현하는 반사계수에 대하여,

① 유체흐름이 없고, 평면과 만 고려할 때, 즉, $0 < ka < 1.8$ 의 범위에서 :

a) $ka < 0.5$ 인 경우에는,

$$1/a = 0.6133 - 0.1168(ka)^2$$

b) $0.5 < ka < 2$ 인 경우에는,

$$1/a = 0.6133 - 0.1104(ka)$$

이 되며, 여기서

$$R_0 = 1 + 0.01336ka - 0.59079(ka)^2 + 0.33576(ka)^3 - 0.6432(ka)^4$$

으로 정의된다.

② 외부에서의 흐름(inflow)이 있고, 그 마하수가 $aM > 0$ 인 경우(내부로의 유동이 부드럽게

일어날 때(smooth inflow)에는, $a=1$) :

a) $0 < M < 0.4$ 인 경우,

$$l_M = l_0(1 - M^2)$$

b) $0 < M < 0.4$, 또는 $0 < aM < 0.6$ 인 경우,

$$R(M) = R_0[(1 - aM)/(1 + aM)]^{0.9}$$

c) 내부로의 유동이 박리(separation)되는 경우,

$$a = 1 + (0.4K_p)^{0.5}$$

여기서, K_p = 압력손실계수(pressure loss coefficient)를 의미한다.

③ 외부로의 흐름(outflow)이 있고, 그 마하수가 $M > 0$ 인 경우 :

a) $l_M = l_0$ 또는 $l_M = l_0(1 - M^2)$ 인 경우 : 아직 결론 지어지지 않은 데이터임.

b) $R(M) = R_0 f(M)$ 인 경우 : 매우 복잡한 파워시리즈로 근사화된 $f(M)$ 이 존재함.

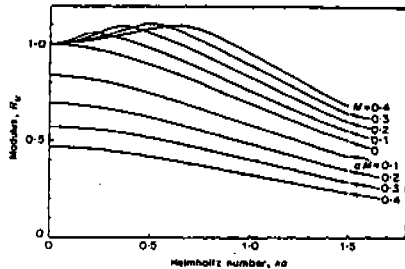
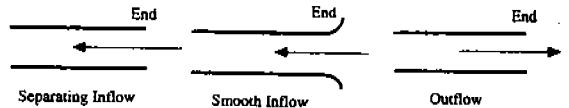


Fig.4 Flow regimes and experimentally determined magnitude of reflection coefficient with mean flow¹⁾.

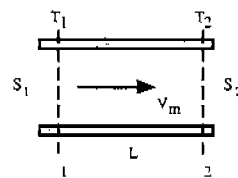


Fig.5 Straight pipe element model with different end areas.

Fig.4에는 위의 정의에 관련된 각종 흐름의 특성을 묘사해 주고 있다.

2.3.3 직관 부위⁸⁾ :

Fig.5는 유속의 Mach수가 M이고, 길이가 L이며, 양끝단의 단면적이 다른 직관의 모델을 보여주고 있는데, 여기서, 온도의 구배는 선형적이고, 유체의 흐름은 단면 및 길이에 대하여 일정하고 가정하면, 다음과 같이 전달매트릭스를 유도할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ u_1 S_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_2 \\ u_2 S_2 \end{bmatrix}$$

$$T_{11} = \exp\left(\frac{-j\bar{M}k_m L}{1-\bar{M}^2}\right) \left[\frac{\bar{\gamma}^2}{2} \exp\left(\frac{jk_m L}{1-\bar{M}^2}\right) + \cos\left(\frac{k_m L}{1-\bar{M}^2}\right) + \bar{\gamma} \right] \frac{\rho_1}{\rho_2}$$

$$T_{12} = \exp\left(\frac{-j\bar{M}k_m L}{1-\bar{M}^2}\right) \frac{\rho_1 C_m \bar{\gamma}^2}{S} \left[\frac{\bar{\gamma}^2}{2} \exp\left(\frac{jk_m L}{1-\bar{M}^2}\right) + j\sin\left(\frac{k_m L}{1-\bar{M}^2}\right) \right]$$

$$T_{21} = \exp\left(\frac{-j\bar{M}k_m L}{1-\bar{M}^2}\right) \frac{S}{\rho_2 C_m} \left[\frac{\bar{\gamma}^2}{2} \exp\left(\frac{jk_m L}{1-\bar{M}^2}\right) + j\sin\left(\frac{k_m L}{1-\bar{M}^2}\right) \right]$$

$$T_{22} = \exp\left(\frac{-j\bar{M}k_m L}{1-\bar{M}^2}\right) \left[\frac{\bar{\gamma}^2}{2} \exp\left(\frac{jk_m L}{1-\bar{M}^2}\right) + \cos\left(\frac{k_m L}{1-\bar{M}^2}\right) - \bar{\gamma} \right]$$

여기서,

$$\bar{\gamma} = \frac{T_r}{2k_m L} \left[k_m L \cos\left(\frac{k_m L}{1-\bar{M}^2}\right) - (1-\bar{M}^2) \right]$$

$$\sin\left(\frac{k_m L}{1-\bar{M}^2}\right),$$

$$C_m = \beta\sqrt{T_m}, \bar{M} = V_m/C_m, k_m = \omega/C_m$$

$$T_m = (T_1 + T_2)/2, T_r = (T_1 - T_2)/(T_1 + T_2)$$

다른 기본 요소들에 대하여서도, 이들과 유사한 전달매트릭스 혹은 4단자정수를 유도할 수 있는데, 이러한 유도과정에 대하여는 이미 제2부에 언급한 바 있으므로 여기서는 더이상 다루지 않는다.

3. 가장 기초적인 일반 설계 지침

아래와 같은 사항은 소음계의 기본 설계에 있어서 기본적으로 염두에 두고 있어야 할 지침들이라고 할 수 있으며, 초기 개념설계(Conceptual design)단계에서는 하기 명시된 각 기본 요소의 음향특성에 따라 최초 소음기요소의 배열이 이루어지게 된다.⁹⁾

① 면적 확장비(Area expansion ratio) :

단순팽창형 소음기 및 이에 준하는 기본요소들의 면적확장비, m이 커짐에 따라, 대부분의 주파수 영역에서 감쇠량이 커진다. 즉,

$$m = \left(\frac{d_m}{d_p}\right)^2$$

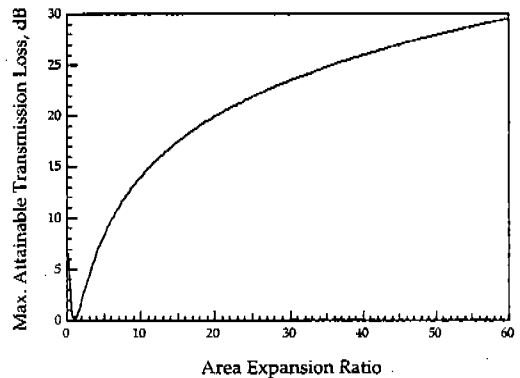


Fig.6 Maximum attainable transmission loss versus area expansion ratio, m, for the simple expansion chamber type mufflers.

여기서,

d_m =외통의 직경, d_p =연결관의 직경, 으로 정의 되는 면적 확장비에 따라 최대 소음 감쇠량이 결정되며, 일반적으로 소음기의 체적(용량)으로 현장에서 분류하는 것 보다는 확장비에 의해 그 최대 성능을 알아 보는 것이 추천된다. Fig.6에는 이러한 면적 확장비(팽창률)에 따른 단순팽창형 소음기에서 얻을 수 있는 최대 전달 손실량의 크기가 보여 지고 있다. 그러나, 여기서 한가지 주의해야할 점은, 설계가 완료된 소음기의 전달손실을 살펴 볼때 대개의 주파수 범위에서 최대 전달손실량의 크기보다는 최소 전달손실이 존재하는 주파수(Frequency dip)또는 상응하는 전달손실량이 문제이며, 실제로 최종 예측손실은 거의 100dB의 크기정도도 될 수 있는데, 이는 배경소음(Background noise) 및 유체 소음등의 존재와 연결시켜 생각할 때 구체적인 값은 의미가 없고, 단지 관련 주파수 대역의 소음성분이 소음기에서 완전히 배제되었음 만을 의미한다고 할 수 있다.

② 팽창관의 갯수¹⁰⁾ :

팽창실(Expansion chamber)의 갯수가 증가할 수록 고주파수에서의 감쇠량은 증가하고, 특정 저주파수에서의 감쇠량은 감소한다(Fig.7 참조).

③ 소음계의 길이 :

소음계 혹은 소음기의 길이가 길어 질수록 관

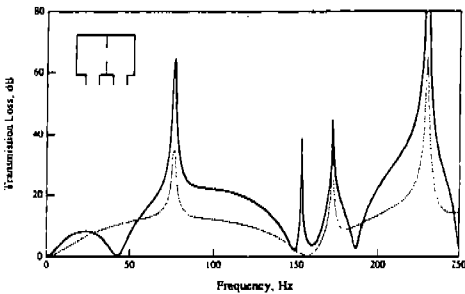


Fig.7 Predicted transmission loss of a doubly connected chamber composing of two equal chambers. Dotted line denotes the performance of each chamber and the thick solid line shows the overall acoustic performance.

련된 소음의 주파수는 낮아지며, 그 고조파 성분의 차수(order)도 높아 지게 된다. 이에 관련하여, 소음기내의 요소수가 증가하게되면 대개의 경우 저주파수에서 전달손실이 작아지는 부분이 생길 수 있으므로, 이대역에 엔진의 폭발주파수가 존재하는 경우에는 매우 주의를 하여야 한다.

④ 연장관의 유무¹¹⁾ :

연장관으로된 입구 및 출구(Extended inlet and/or outlet tube)를 가진 팽창실은 단순 팽창형보다 일부 공명 주파수 범위에서 더 큰 음향 감쇠를 갖는다(Fig.8 참조). 이는 제1부에서도 언급하였듯이, 연장관으로 이루어진 환형공간이 $\lambda/4$ -관(Quarter wavelength tube) 또는 측지공명기의 특성을 갖기 때문이다.

⑤ 천공형 공명기 :

감쇠되지 않은 소음의 스펙트럼에서 최대값을 갖게 되는 폭발 주파수(firing frequency)와 그 고조파들에 대해 좋은 감쇠 효과를 얻기 위해서 구멍과 배후공간이 결합된 공명기(Hole-cavity combination resonator)를 사용한다. 이러한 조합의 유효 범위는 대략 환형 공간(Annular cavity)의 체적과 그 공간과 연결되는 구멍의 줄(row)의 갯수에 비례한다(Fig.9 참조).

⑥ 간섭형 공명기 요소¹²⁾ :

Helmholtz 공명기는 체적이 작아 질수록, 목의 길이가 짧아 질수록, 목의 단면적이 커질 수록,

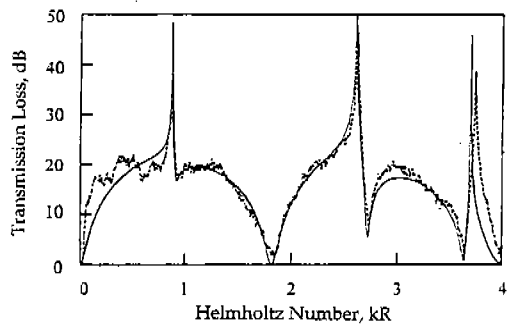


Fig.8 Transmission loss of the simple expansion chamber with an extended inlet : _____, theory ; , experiment($L/D=1.74$, $m=12.8$, $L_e/L=0.465$).

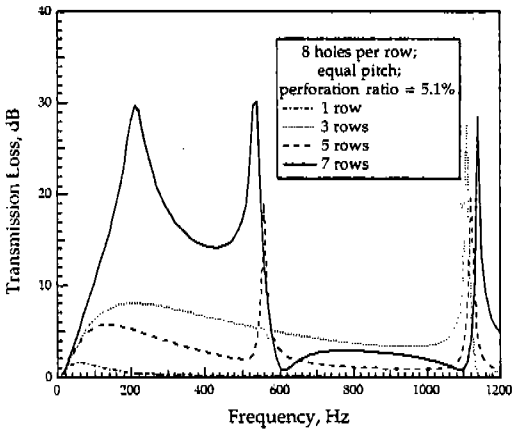


Fig.9 Predicted transmission loss of the perforated resonator varying the number of perforated rows with equal pitch(diameter of hole= ϕ 5mm, thickness of pipe=0.5 mm).

구멍의 개수가 많을 수록 유효 주파수가 높아진다 (Fig.10 참조). 축지형 공명기는 가지의 길이가 짧아 질수록(Fig.11 참조), Herschel-Quincke tube는 길이 차이가 짧을 수록, 또, 양쪽 경로의 직경이 커질수록 유효주파수가 고주파수 대역으로 이동한다(Fig.12 참조).

⑦ 내부의 고차모드 음파를 이용한 유효 주파수 범위의 확장¹³⁾ :

소음기 내부에서는 기본 주파수 및 평면파 이외에 고차모드 공명이 존재한다. Fig.13에서 보듯이 반경 방향의 첫번째 고차모드의 Nodal line상에 연결관을 설치하면, 주파수 범위가 거의 1.8배 가량 증가하게 되고, 길이 방향 공명 모드의 Nodal plane에 연결관을 연장하여 삽입하거나, 천공판과 같은 저항 요소를 설치하면 해당모드의 악영향을 제거할 수 있는데, 이러한 사항은 저주파 대역에서 특히 유용하게 된다.

⑧ 소음기의 기본 작동 :

축대 변환기가 장착되어 있지 않은 배기계에서는 대개 전치와 후치의 두개의 소음기를 사용하며, 그 사이를 관으로 연결하게 된다. 전치 소음기는 주로 큰 맥동류를 평활하게 하는 共鳴器의 목적으로 쓰이고, 대부분의 소음감쇠는 후치 소음기에서 이루어지게 된다.

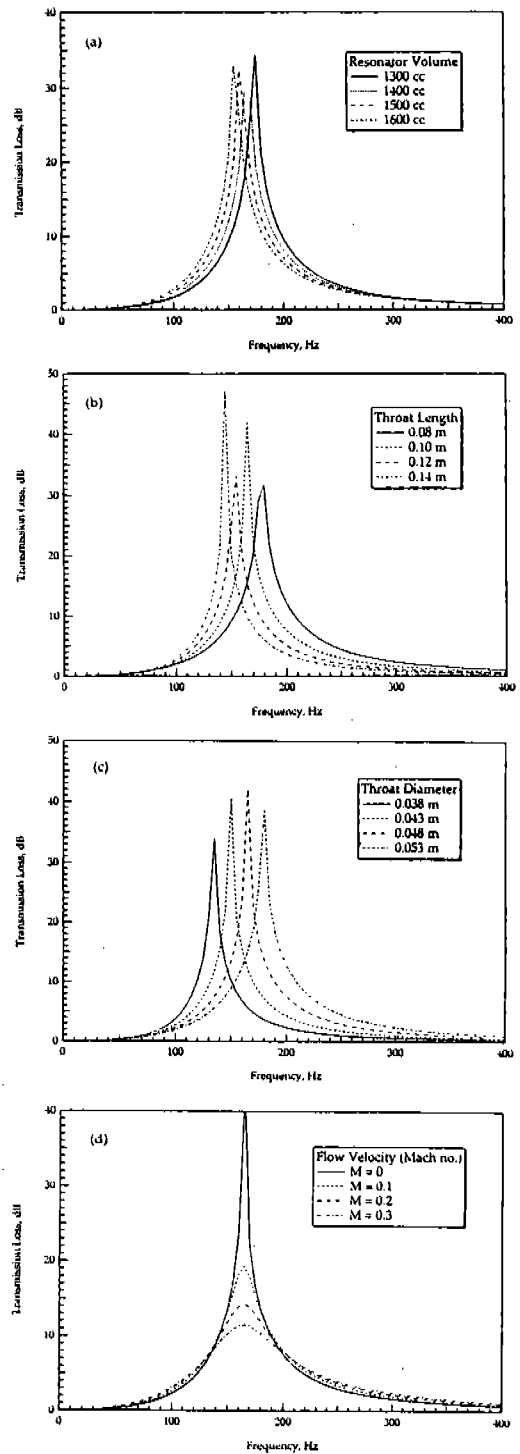
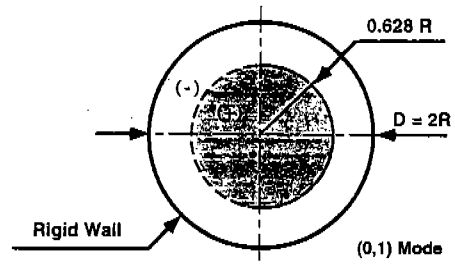
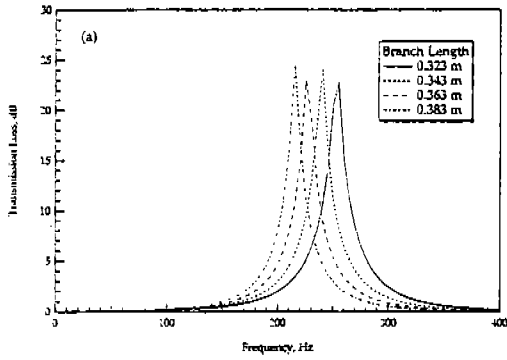


Fig.10 Effect of design parameters on Helmholtz resonator performance.



(a) The first transverse acoustic mode (pressure distribution)

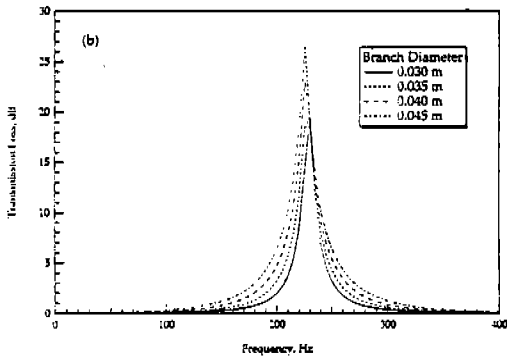
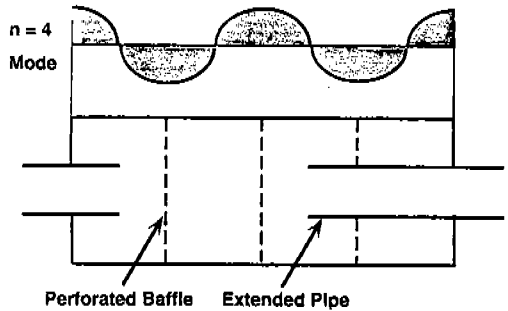


Fig.11 Effect of design parameters on side-branch resonator performance.



(b) Longitudinal acoustic mode (velocity distribution)

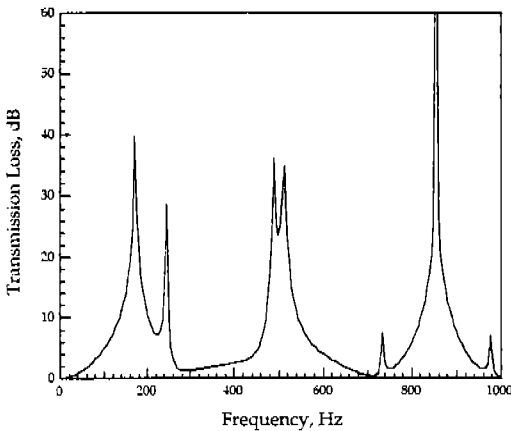


Fig.12 Predicted transmission loss of a Herschel-Quincke-tube ($L_1=1.2\text{m}$, $L_2=0.2\text{m}$, $D=75\text{mm}$).

Fig.13 Exploitation of various acoustic higher order modes for reducing the transmitted noise from mufflers.

(a) Use of the nodal circle of the (0, 1) transverse mode for extending effective silencing range to $kR=3.83$, (b) use of the longitudinal mode to enhance the performance at certain frequencies.

⑨ 천공관의 특성 :

소음기내에 천공관을 사용하는 목적은 다양하다. 부분적으로 천공된 관에 있어서는 천공비가 약 20% 이하일 때에는 천공 부위의 음향 임피던스(Hole impedance)에 의해 그 음향 특성이 결정된다. 즉, 관통형 소음기(Through-flow type, 또는, 2-pipe system)에 있어서는 공명기로서 작동하고, 편위형이나 역류형(또는, 3-pipe system)에 있어서는 저항요소(Resistive element)로서 작용하여, 그 음향 특성은 소실형 소음기와 같이 고주파수 성분에 대해 유효하다(Low pass filter).

그러나, 이러한 목적들로 사용되는 천공관에 있어서는 유속의 존재에 의하여 그 특성이 크게 달라질 수 있다. 즉, 구멍을 통과하는 유체의 흐름은 와류(Vortex)등을 수반하게 되어, 소음의 감소도 어느 정도 얻게 되지만, 매질의 흐름 자체에 의한 2차 소음이 발생될 수 있고, 구멍 부위의 저항에 의하여 배압이 크게 증가한다. 이때, 4각형의 구멍 형상(Stubbing hole)을 사용하면 원형의 구멍 보다 배압의 감소를 얻을 수 있고, 기류 소음도 감소된다.

氣流音(Flow-generated noise)은 매질의 유속에 따라 그 방사 정도가 변하는데, 아래의 Table 1에 속도에 대한 의존도를 보여준다.

기류음을 억제하기 위한 목적으로 20% 이상의 穿孔比를 갖는 천공橋(Perforated bridge)를 사용한다. 이러한 천공관은 입·출구 축에서 급격한 유체의 팽창 및 축소를 수반하는 팽창관의 입·출구, 또는 입·출구와 Endplate를 연결하는 것으로서, 유체의 흐름을 안내하여 교란을 억제하나, 그 음향특성은 그대로 유지하게 한다. Bridge가 없는 통에서 흐름이 안정되기 위하여는 입구에서 통 직경의 2~4배 되는 거리가 최소한 필요하므로, 그에 대처하기 위하여, 입·출구측에 Bell-mouth, Taper, 또는 Bessel connector등의 사용이 필요할 때도 있다. 그러나, 이러한 연결부들은 제작상의 문제점이 있어서, 꼭 필요한 곳이 아니면 잘 쓰이지는 않고, Perforated bridge를 사용하는 경우 Bridge 삽입 자체에 의한 가격과 중량의 증가 문제가 있다. 현재, 널리 쓰이고 있는 소음기에서는 이러한 가격 등의 증가는 소음 감소 등의 利點에 비해 무시할 수 있다는 것이 추세이다. 또, 오토바이 같이 한정된 길이의 배기계를 가질 때에는, 역류형 등의 요소를 많이 쓰게 되는데, 이렇게 열악한 조건에서는 Conical connec-

tor 등의 유효성이 강조되고 있다.

자동차용의 共鳴器는 대개 50Hz에서 4000Hz 사이의 주파수 범위내에서 협대역의 음향 필터로서 쓰이고 있다. 천공된 관과 그 배후 공간으로 이루어지는 구조에 있어서, 천공비가 작을 때에는 Helmholtz 공명기와 비슷한 효과를 가지며, 천공비가 클 때에는 단순팽창형 소음기로서 작용하는 것으로 알려져 있다. 이렇게 두가지 종류로 구분되는 경계는, 그 천공비(Porosity 또는 perforation ratio)가 약 20% 정도이며, 後者の 경우는 전술한 바와 같이 천공교(Perforated bridge)로서 불리우고, “음향학적으로 투명(Acoustically transparent)”하다고 한다.¹⁴⁾ 또, 공명기로서의 작동 주파수 범위에 따라 “저주파수 공명기”와 “고주파수 공명기”의 둘로 구분된다. 저주파수 공명기는 그 모양이 대체로 불규칙하고 체적이 크며, 主 배기기관과는 일반적으로 직경이 큰 管, 또는 “Neck”과 연결된다. 고주파수 공명기는 일반적으로 外管을 둘러싸는 Jacket의 형태를 갖는 同心管의 구조이며, 그 중심관에 작은 구멍 또는 루버(Louver)를 뚫어서 바깥쪽의 環形공간과 연결한다. 이 두가지 형식은, 공극의 가장 큰 기하학적 길이와 공명時의 音의 波長의 비율에 따라 그 작동 방식이 구분된다. 저주파수 공명기는 이 비율이 작아서, 내부의 체적이 질량이 없는 스프링과 같은 역할을 하고, 그 목부분(Neck)의 위치와 에너지의 손실은 문제가 되지 않는다 (“Volume-controlled”: neck에서의 저항 성분은 피크치의 둔화와 만 관계하나, 일반적으로는 외부에서 저항 요소를 삽입하지 않는 한, 그 영향은 그리 크지 않다). 그러므로, 그 음향 성능은 고전적인 집중 질량 이론에 의한 계산을 통해, Helmholtz 공명기로서 거의 정확히 평가된다. 고주파수 공명기는 이 비율이 커서, 공극의 길이는

Table 1 Flow-generated sound power level(PWL) related to flow velocity.

Flow Speed Range	Dependency	Source Model
$U < 50\text{m/s}$	$(U^2)^2$	Monopole
$50 < U < 100\text{m/s}$	$(U^2)^3$	Dipole
$U > 100\text{m/s}$	$(U^2)^4 - (U^2)^{4.5}$	(Quadrupole)

분포질량(Distributed mass)을 가지는 스프링으로서 작용하고, 길이에 따른 구멍의 위치는 매우 중요한 의미를 가지며("Length-controlled"), 구멍 부위에서의 에너지 손실량이 크기 때문에 꼭 고려되어야 한다. 길이 L 이 공명시의 파장의 $1/8$ 보다 커질 때에는 고전 이론으로 예측되는 공명 주파수가 약 5% 이상 커진다는 것이 알려져 있다. 그러므로, 이와 같은 고주파수 공명기를 설계할 때에는 다른 기법을 사용하여야 한다. 소음기 설계자는 이와 같은 천공관의 여러 형식에 대해, 목적에 부합하는 이상화된 방식을 채택하여, 조건에 맞는 이론으로써 해석하여야 한다.

6. 결 론

소음기를 설계할 때에는 일반적으로 단순팽창형소음기(Simple expansion chamber), Helmholtz 공명기 및 측지형공명기(Side branch resonator)를 기본으로 하여 소음원의 주파수특성에 따라 변화를 주게 된다. 대부분의 경우, 소음기 및 소음계의 배치는 다른 설계사양의 고려후에 결정되게 되므로, 기하학적으로 제한된 조건을 맞게 되고, 주어진 기하구조의 한계에 맞게 소음기의 단면적과 길이등을 조절하게 된다. 이러한 개념설계가 끝난 후에는 서언에서 언급한 바와 같은 섬세한 재조정을 가하게 되는데, 이때에는 소요 음향성능 뿐 만 아니라, 연비등과 같은 다른 모든 인자들을 고려하여야 한다. 개념설계든 상세설계든 어느 경우든지 간에 음향이론에 근거한 모델링을 통하여야 단시간내에 최적의 소음기계통을 개발할 수 있는데, 본 제3부에서는 이에 관련된 기초적 제반 방법론을 가장 중요한 몇가지의 요소 모델에 대해 제2부의 성능표현법에 의거하여 살펴보고, 초기개념설계에 응용할 수 있는 기본구성요소의 적용 특성에 관해 토론했었다. 앞으로 제4부에서는 소음기를 설계할때 고려되어야 할 비음향학적인 관련 설계인자에 대하여 토의를 할 예정이다.

참 고 문 헌

1. P.O.A.L. Davies, "Piston Engine Intake and Exhaust Design", Submitted to J. Sound Vib., 1994.
2. L.L. Beranek, *Noise and Vibration Control*, INCE, Washington, 1988.
3. L.J. Eriksson, "Silencers" in Chap.5 in *Noise Control in Internal Combustion Engine*, ed. by D.E. Baxa, Wiley-Interscience, New York, 1982.
4. 이정권, "배기소음기의 음향해석 및 설계 : II. 음향성능의 표현법", 한국자동차공학회지, 제16권, 제5호, pp.10-19, 1994.
5. M. Fukuda and J. Okda, "소음대책 및 소음설계", 공립출판사, 동경, 1973(in Japanese).
6. M.L. Munjal, *Acoustics of Ducts and Mufflers*, Wiley-Interscience, New York, 1987.
7. P.O.A.L. Davies, *Piston Engine Intake and Exhaust Design*, ISVR Technical Report No.222, Southampton University, July 1993.
8. T.L. Parrott, *An Improved Method for Design of Expansion-Chamber Mufflers with Application to an Operational Helicopter*, NASA TN D-7309, October 1973.
9. 이정권, "덕트내의 음파 : (II) 응용", Chapter 11, "소음제어기술 : 음향학의 기본개념 및 응용사례", 한국과학기술원 동계 단기강좌 책자, 1994. 2.
10. J.-G. Ih, "The Reactive Attenuation of Rectangular Plenum Chambers", J. Sound Vib., Vol. 157, pp.93-122, 1992.
11. 이준신, "경계모드 기법에 의한 음향계 해석", 한국과학기술원 기계공학과 박사학위논문, 1995년 2월.
12. G.W. Stewart, "The Theory of the Herschel-Quincke Tube", Phys. Rev., Vol.31, pp.696-698, 1928.
13. J.-G. Ih and B.-H. Lee, "Implication of Geometrical Factors of Simple Expansion Chambers for Their Acoustic Performance", Proc. NOISE-93, Vol.3, pp.155-160, St. Petersburg, Russia, 1993.
14. J.W. Sullivan and M.J. Crocker, "Analysis of Concentric-tube Resonators Having Unpartitioned Cavities", J. Acoust. Soc. Am., Vol.64, pp. 207-215, 1978.

1. P.O.A.L. Davies, "Piston Engine Intake and Exhaust Design", Submitted to J. Sound Vib.,