

## 배기소음기의 구조개선에 의한 소음감쇠 효과에 관한 연구

### A Study on Sound Attenuation by Structure Improvement of Silencer for Exhaust Fan

윤 세 철\*·이 해 경\*\*  
Se-Cheol Yoon·Hae-Kyung Lee

#### ABSTRACT

The silencers are used to attenuate noise generated by the exhaust fan for industrial processes. The types of silencers applied in this study are absorptive duct silencer, expansion chamber, absorptive chamber and resonator. This study was carried out to verify the attenuation by the various silencers and elements. As a result, the difference of attenuation between the calculation and the measurement was about 1~7dB.

The attenuation by absorptive duct silencer and absorptive chamber was negligible at frequencies below 250Hz. The expansion chamber should be used for low frequency applications where the absorptive duct silencer was ineffective. The attenuation by resonator may be realised when the ratio of frequency to resonant frequency approaches 1.

#### 1. 서 론

공장내 배기용 송풍기에 의해 토출되는 고속, 고압의 배기소음은 소음기에 의하여 감쇠 시킬 수 있다. 그러나 소음 규제법안의 강화와 쾌적한 환경조성을 위한 허용소음도가 점차 낮아지고 있어, 그에 대한 대책으로 소음기의 구조도 점차 복잡하고 대형화 되어지는 경향을 갖고 있다<sup>1)</sup>.

소음기의 종류로는<sup>5,10,11)</sup> 팽창형, 공명형, 간섭형 그리고 흡음형 등으로 대별하여 소음기의 성능을 이론적으로 산출할 수 있으나, 기류를 동반하는 경우 기류에 의해 감음량의 주파수 특성이 변화기도 하고 소음기 내부에 새로이 2차소음이 발생되는 원인으로 소음기의 성능평가에 어려움이 있는 실정이다.

본 연구에서는 구조를 변화시켜 설계된 배기소

\* 국제음향 주식회사 부설연구소

\*\* 단국대학교 전기공학과

음기의 소음감쇠 특성을 계산치와 상호 비교함으로써 차후 소음기 설계시 기본자료로 활용하고자 한다.

## 2. 이론적 고찰<sup>6,9,11,15)</sup>

### 2.1 흡음duct형 소음기

소음기 내부에 흡음재를 부착하여 기류소음 에너지의 일부를 열에너지로 전환시켜 감음하는 형식으로서 소음감쇠량  $\Delta L$ 은 다음과 같다.

$$\Delta L = K \frac{P}{S} \ell \text{ (dB)}$$

여기서 K : 흡음재의 흡음율에 따른 정수  
(=1.05a<sup>1.4</sup>)

- a : 흡음율
- P : 기류 통과 흡음부의 주위길이(m)
- S : 기류 통과 단면적(m<sup>2</sup>)
- ℓ : 내장다트의 길이(m)

### 2.2 팽창형 소음기

관에 입력된 기류소음의 음파를 용적이 다른 팽창실에서 음향에너지 밀도를 작게한 후 다시 접속관과 크기가 동일한 관으로 출력시킴으로써 소음을 제어하는 방식이다.

$$TL = 10 \log \left[ \frac{1}{4} \left( 1 + \frac{m}{m_1} \right)^2 \cos^2 kL + \left( m + \frac{1}{m_1} \right)^2 \sin^2 kL + 10 \log \frac{m_1}{m} \right] \text{ (dB)}$$

여기서 m : 단면적비(팽창부의 단면적 S<sub>2</sub>와 입구관 S<sub>1</sub>과의 비)

m<sub>1</sub> : 단면적비(팽창부의 단면적 S<sub>2</sub>와 출구관 S<sub>3</sub>와의 비)

$$k : \frac{2\pi f}{c}$$

L : 팽창부의 길이(m)

### 2.3 공명형 소음기

기류소음을 관내의 헬몰츠 공명기와 같은 작용을 하는 구멍에 통과시켜 소리의 에너지를 약화시키는 방식이다.

$$TL = 10 \log \left| 1 + \left[ \frac{\sqrt{nVS_P/I_P/2S_0}}{(f/f_r) - (f_r/f)} \right]^2 \right| \text{ (dB)}$$

여기서 S<sub>0</sub> : 소음기 출구의 단면적(m<sup>2</sup>)

S<sub>P</sub> : 내관 구멍의 단면적(m<sup>2</sup>)

I<sub>P</sub> : 내관의 두께+1.6a(m)

a : 구멍의 반경(m)

n : 내관의 구멍수

V : 공동의 용적(m<sup>3</sup>)

f<sub>r</sub> : 공명 주파수

$$\left( f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{nS_P/I_P}{V}} \right)$$

### 2.4 흡음 Chamber형 소음기

$$\Delta L = -\log \left[ S_0 \left( \frac{\cos \theta}{2\pi d^2} + \frac{1-\bar{a}}{aS_w} \right) \right] \text{ (dB)}$$

여기서 S<sub>0</sub> : 출구의 단면적(m<sup>2</sup>)

S<sub>w</sub> : Chamber 내의 전체 표면적(m<sup>2</sup>)

$\bar{a}$  : 흡음재의 평균 흡음율

d : 입출구사이의 경사길이(m)

θ : 입출구사이의 경사각

## 3. 실험

### 3.1 실험 대상설비 및 소음기 사양

소음기의 소음성능을 평가하기 위한 소음원으로서는 공장설비로서 고소음을 발생시키는 배기용 Fan 5대를 선정하였으며, air 토출부에 소음기의 직경, 길이, 구조 등을 점진적으로 개선하여 소음

Table 1 Specification of exhaust fan

Type	Dia. of exhaust	Flow rate (m <sup>3</sup> /min)	Velocity (m/s)	Temp. (°C)
A	Φ 1100	960	16.9	144
B	Φ 450	620	65.0	120
C	Φ 350	420	72.8	165
D	Φ 900	1200	31.5	144
E	Φ 1000	1800	38.2	127

Table 2 Specification of silencers

Type	Size	Elements	Remarks
A	1800 <sup>W</sup> ×1800 <sup>H</sup> ×2900 <sup>L</sup>	EC+AD	EC : Expansion chamber
B	900 <sup>W</sup> ×1200 <sup>H</sup> ×2800 <sup>L</sup>	EC+AC+AC+AD	RE : Resonator
C	1440 <sup>W</sup> ×1440 <sup>H</sup> ×4000 <sup>L</sup>	EC+EC+AD	AC : Absorptive chamber
D	Φ 2440×5800 <sup>L</sup>	EC+RE+EC+EC+EC+AD	AD : Absorptive duct
E	Φ 2440×6900 <sup>L</sup>	EC+RE+EC+EC+RE+EC+EC+AD	

기를 설치하였다.

Table 1은 소음원이 되는 설비(배기 Fan)의 사양을 나타내고 있고 배기관내의 기류속도는 약 16.9~72.8m/s 정도로서 기류에 의한 소음효과에 미치는 영향은 그다지 크지않을 것으로 추정된다(5.14).

Table 2 및 Fig. 1은 소음기의 설계사양 및 구조를 나타내고 있으며, 복잡한 소음기 구조로 인한 Fan의 압력손실이 예상되나<sup>4)</sup> 유체역학적인 성능에 관한 문제에 대해서는 차후연구과제로 두고, 본 연구에서는 음향학적인 소음성능 효과에 중점을 두었다.

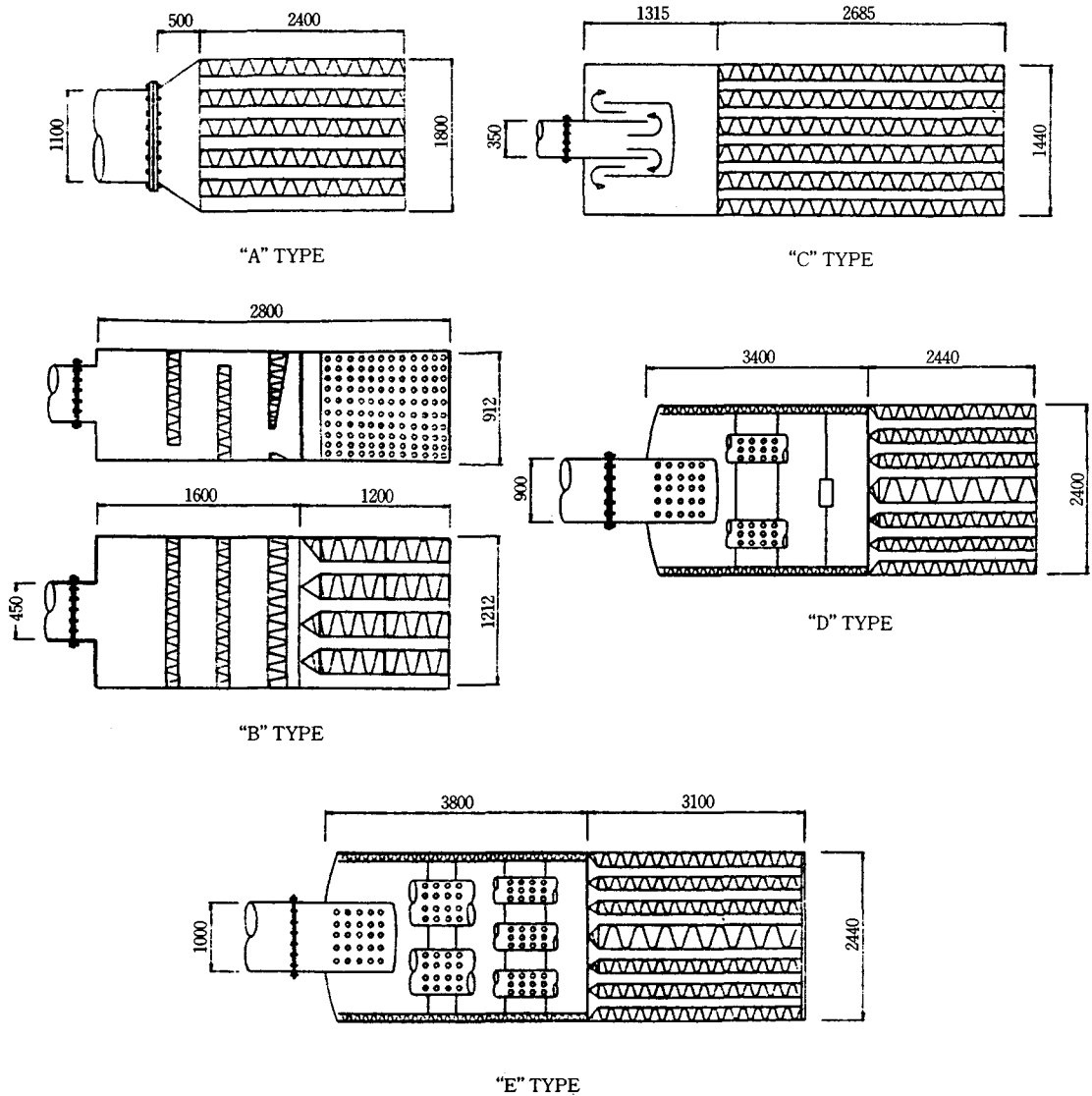


Fig. 1 Layout of silencers

### 3.2 측정 및 분석 방법

소음기에 의한 감음 특성을 평가하기 위하여 소음기 설치전후 토출관 및 소음기 출구로부터 1m 이격지점에서의 소음도를 각각 측정하여 각 소음도차를 소음기에 의한 감쇠치(Attenuation)로 하였다<sup>2)</sup>.

이론적 소음성능은 입사음 에너지와 투과음 에너지와의 비율로부터 얻어지는 TL(Transmission Loss)을 소음감쇠치로 하여 실측치와 비교분석 하였다<sup>1)</sup>.

Fig. 2는 측정 및 분석 계통도이다.

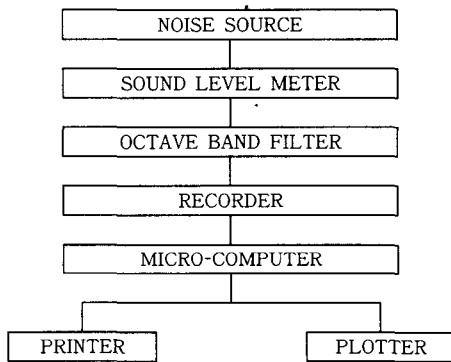


Fig. 2 Flow chart of measurement and analysis

## 4. 결과 및 고찰

### 4.1 소음도 현황

소음기 설치전 토출구로 부터의 측정소음도는 약 119~129dB, 주파수별로는 전 주파수 대역에서 대부분 100dB이상의 높은 소음 분포를 나타내고 있다.

또한, 500Hz이하 중저음역에서의 높은 소음은 인접 지역뿐만 아니라 음원으로 부터 먼 거리에 이르는 구역에까지 영향을 줄 수 있고, 1KHz이상 고 주파 대역에서 약 110~125dB정도의 고소음은 소음성 난청을 야기시키는 직접적인 원인이 될 것으로 판단된다.

Table 3은 소음기 출구로 부터의 측정소음도로써 약 65~98dB를 나타내고 있으며, 소음기에 의한 감음성능은 약 21~65dB에 이르고 있다.

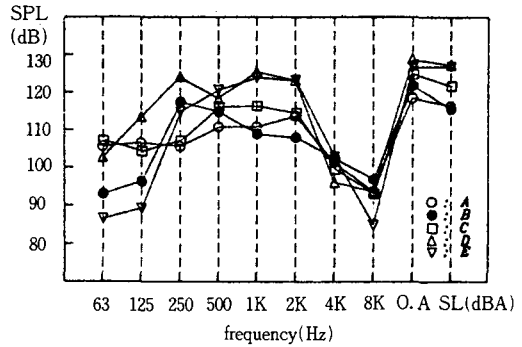


Fig. 3 Sound pressure level of exhaust fan(O.A : overall)

Table 3 Sound pressure level in output of silencer

unit : dB

Type	Frequency(Hz)								O.A (dB)	SL (dBA)
	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K		
A	90.3	94.7	91.2	86.7	86.0	73.1	65.9	59.8	97.9	89.5
B	89.4	82.7	87.4	67.9	59.9	51.3	47.8	37.2	92.0	79.0
C	95.0	86.5	85.0	62.5	58.4	46.7	39.6	37.2	95.9	77.8
D	34.7	39.2	64.8	36.6	34.6	27.7	26.6	28.4	64.8	55.8
E	36.7	42.6	70.5	55.4	56.9	44.6	27.2	24.3	70.8	63.2

### 4.2 계산식에 의한 이론적 소음도 현황

소음기 구조에 따른 기류음, 취출구 등으로 부터의 분출음 그리고 반사파 등은 소음기 내에서 2차 소음으로 발생될 수 있으므로 소음기의 감음성능에는 다소의 오차가 나타날 것으로 판단된다. 이러한 영향을 고려하여 C, D 소음기 내벽은 모두 흡음재(glass wool) 및 다공판(개구율 25%내외)을 사용하여 Lining 처리하였다<sup>3,13)</sup>. 이론적 계산은 소음기의 내부 구조를 각부위별(흡음 duct형, 팽창형, 공명형, 흡음 chamber형)의 투과손실 및 감쇠치를 산출하여 합산된 총감쇠량을 각 Type별 소

Table 4 Sound pressure level in output of silencer by calculation

unit : dB

Type	Frequency(Hz)								O.A (dB)	SL (dBA)
	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K		
A	102.3	97.8	99.4	87.9	79.2	83.2	65.3	64.1	105.1	92.9
B	81.4	78.9	89.6	62.9	50.5	46.9	45.7	37.2	90.5	80.7
C	93.2	84.4	87.4	59.8	51.6	45.3	37.7	34.8	94.6	79.1
D	23.4	32.5	59.7	31.2	38.7	23.7	5.6	-3.1	59.7	51
E	20.6	28.9	74.9	54.2	59.2	52.7	21.3	-5.0	75.0	67.0

음 감쇠치로 하였다<sup>1,12)</sup>.

Table 4는 계산식에 의하여 구해진 소음기 출구에서의 소음도로서 59.7~105.1dB의 분포도를 나타내고 있으며, 소음기에 의한 감쇠는 약 14~70dB의 효과가 있음을 알 수 있었다. 특히, D, E Type의 감쇠량은 각각 약 70dB, 53dB로서 다른 Type의 소음기보다 성능이 우수한 것으로 나타나고 있다.

### 4.3 소음 감쇠 특성

Table 5는 계산 및 실측에 의한 소음감쇠치로서 실측에 의한 이론치와의 감쇠 오차는 B, C Type의 경우 약 1dB로서 이론치와 거의 유사한 감쇠효과를 나타내고 있고, A Type의 경우 약 7dB로서 다소 높은 수치의 오차를 보이고 있다.

또한, A-청감보정회로에 의한 sound level(SL)에 있어서는 전반적으로 약 1~5dBA의 감음 오차를 나타내고 있음을 알 수 있다.

Table 5 Attenuation by calculation and measurement  
unit : dB

Type		Frequency(Hz)								O. A (dB)	SL (dBA)
		63	125	250	500	1K	2K	4K	8K		
A	cal.	3.5	8.8	14.8	22.7	32.7	29.7	36.2	29.0	14.0	24.0
	meas.	15.5	11.9	23.0	23.9	25.9	39.8	35.6	33.3	21.2	27.5
B	cal.	11.3	15.7	28.8	51.8	58.5	62.0	56.1	61.0	30.0	35.7
	meas.	3.3	13.7	31.0	46.8	49.1	57.6	54.0	60.9	28.6	37.4
C	cal.	14.1	20.2	35.0	56.2	66.6	69.5	62.2	57.8	30.4	42.5
	meas.	12.3	18.1	37.4	53.5	59.8	68.1	60.3	55.4	29.1	43.8
D	cal.	79.1	80.0	64.6	87.0	86.8	98.0	92.8	95.8	69.6	76.8
	meas.	67.8	73.3	59.5	81.6	90.9	94.0	71.8	64.3	64.5	72.0
E	cal.	67.0	70.7	40.2	66.6	65.5	70.5	82.0	89.6	53.1	60.9
	meas.	50.9	57.0	44.6	65.5	67.8	78.6	76.1	60.3	57.4	64.7

Fig. 4는 소음기에 따른 감음 오차를 이론치와 비교한 것으로서, 특이한 것은 D, E Type의 경우 125Hz이하 저주파 대역 및 4KHz이상 고주파 대역에서 이론치와의 감음오차가 큰 것으로 나타나고 있다.

이는 Table 3, Table 4 그리고 Table 5에 나타나 있듯이, 125Hz이하 및 4Hz이상 주파수 대역에서 각각 67~80dB, 82~96dB 그리고 실측치는 51~73dB, 60~76dB의 높은 감쇠를 나타내고 있고, 그 주파수 대역에서의 음압레벨은 overall값에 전혀 영향을 주지 않고 있어 오차는 무시해도 무관하다

하겠다.

또한 D, E Type의 경우 overall소음도에 영향을 주고 있는 주파수 대역은 250Hz로서 감음량이 다른 주파수 대역에 비하여 비교적 적게 나타나고 있으며, 감음효과의 향상을 위해서는 250Hz 대역에 대한 설계 개선이 필요할 것이다.

B, C Type의 경우 소음기에 의한 감쇠효과가 250Hz이하 저주파 대역에서 적게 나타나고 있고 그 주파수 대역에서의 음압레벨이 overall 소음도에 전반적으로 영향을 주고 있다.

반면, 500Hz이상의 중고주파 대역에서의 감음효과는 우수한 것으로 나타나고 있으나, 1KHz에서의 감음오차가 다소 높은 것으로 나타나 설계시 주의할 하여야 할 것이다.

A Type의 경우는 다른 Type의 소음기에 비하여 소음효과가 적게 나타나고 있으며, 250Hz이하의 저주파 대역에 특별한 개선이 필요할 것이다.

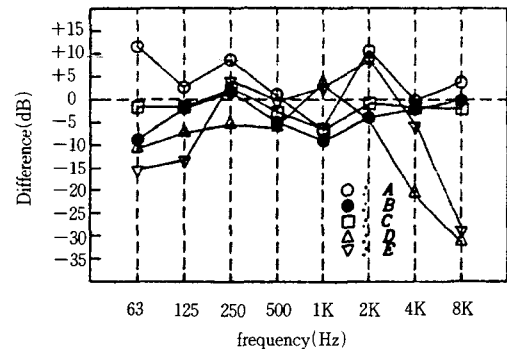


Fig. 4 Difference of measurement from calculation

Fig. 5는 소음기의 각 부위별 평균 소음감쇠 특성이다.

부위별 감음효과로는 흡음 duct형의 경우 500Hz 이상 고주파 대역에서 높게 나타나고 있으며, C Type으로 부터 알 수 있듯이 감음성능은 내장 duct의 길이뿐만 아니라 P/S의 값이 클수록 효과가 매우높게 나타나고 있다<sup>9,16)</sup>.

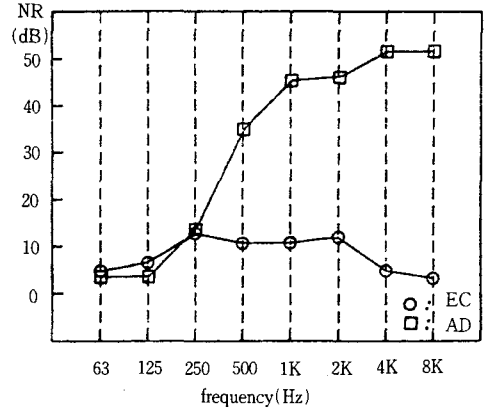
흡음 chamber형의 경우는 흡음 duct형과 유사한 500Hz이상 중고음역에서 감음효과가 높게 나타났으며, 흡음 챔버형을 좁은공간에서 반복적으로 적용함으로써 중고음역에 상당한 효과를 얻을 수 있었다.

팽창형의 경우는 전반적으로 전주파수 대역에서

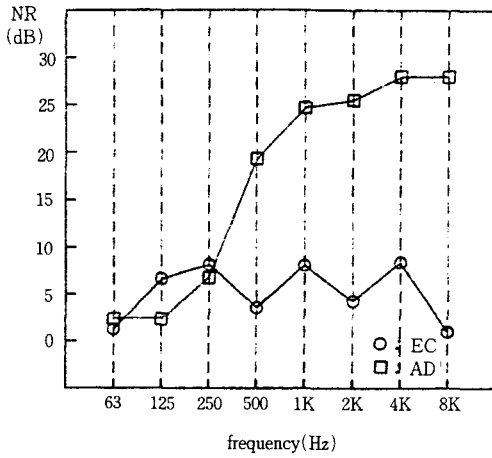
감음효과가 있는 것으로 나타나 흡음 duct와 복합적으로 설계시 중저주파 대역에서 큰 소음감쇠 효과를 얻을 것이다.

또한, Fig. 1의 D, E Type을 참조해 보면 팽창형의 단면적비  $m$ ,  $m_1$ 이 클수록 감쇠치가 높은 것으로 나타났으며<sup>16)</sup>,  $m$ ,  $m_1$ 이 작은 경우 효과가 적게 나타나, 중저음 대역의 소음감쇠에도 유용하지 못한 것으로 나타났다.

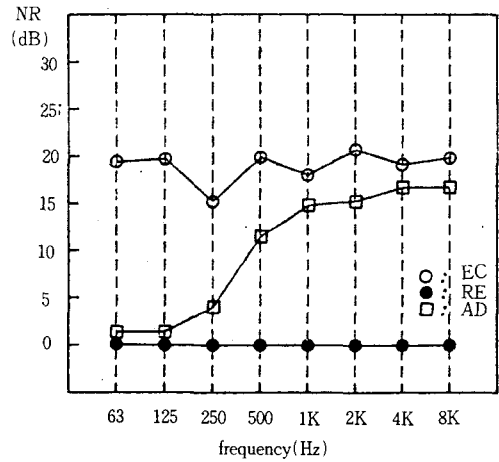
공명형의 경우는 전반적으로 뚜렷한 감쇠효과가 나타나지 않았으며, 공명형을 적용시 공명주파수 성분을 파악하여 특정주파수에만 적용함이 타당할 것이다<sup>10,13)</sup>.



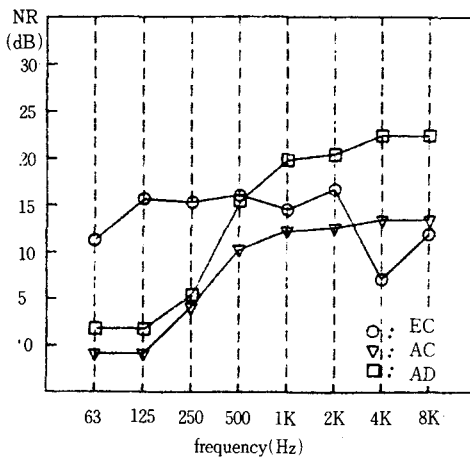
(3) "C" TYPE



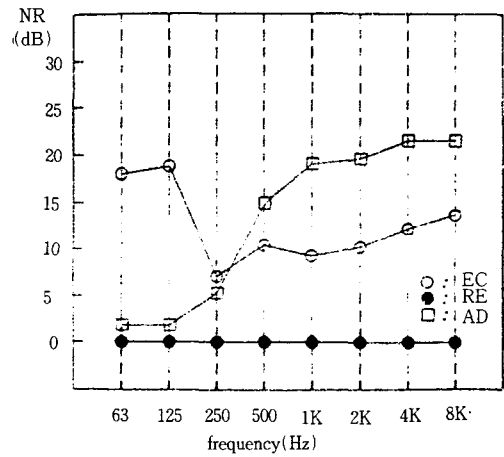
(1) "A" TYPE NR (dB)



(4) "D" TYPE



(2) "B" TYPE NR (dB)



(5) "E" TYPE

Fig. 5 Average attenuation by elements

### 5. 결 론

(1) 소음기 설치에 따른 소음감쇠량은 각 Type 별로 21~65dB의 효과를 나타내고 있으며, 이론치와의 감음오차는 1~7dB, A-청감보정회로에 의한 오차는 1~5dBA로 나타나고 있다.

(2) 부위별 감음효과로는 흡음 duct형의 경우 500Hz이상 중고음역대에서 높게 나타나고 있으며, 내장 duct의 길이 및 P/S(흡음부 주위길이/기류통과 단면적)의 값을 크게 설계함으로써 최대의 감음효과를 얻을 수 있다.

(3) 흡음 챔버형의 경우 감음효과는 흡음 duct형과 유사하게 나타나고 있으며 좁은공간에서 반복적인 적용으로 흡음 duct형 이상의 효과를 얻을 수 있다.

(4) 팽창형의 경우 전주파수 대역에서 감음효과가 높게 나타나고 있으며, 입출구와 팽창부와의 단면적비 m, m1을 크게 함으로써 높은 감음효과를 얻을 수 있고, 흡음 duct형과 복합적으로 적용시 이상적인 소음기로서의 성능을 얻을 것이다.

(5) 공명형의 경우는 전반적인 감쇠효과가 뚜렷하게 나타나고 있지 않기 때문에 넓은 주파수 범위에서 공명형에 의한 효과는 기대하기 어려운 것으로 판단된다.

### 참 고 문 헌

- 1) 이정권, 이병호, 壓力 降下와 空間이 制限된 條件에 對應하는 새로운 消音器 部品の 開發에 對한 研究, KOREA-JAPAN JOINT SYMPOSIUM ON ACOUSTICS, pp. 132~144, 1981.
- 2) 奥田襄介, 엔진 排氣消音器의 音響理論에 의한 解析, 韓國音響學會誌, Vol. 1, No. 4, pp.

- 82~91, 1982.
- 3) 김석홍, 이흥기의, 소음기의 감음성능평가, 90추계학술대의 논문집, 韓國騷音振動工學會, pp. 35~40, 1990.
- 4) 최승우, 민경권의, 다공형 소음기에 관한 연구, '90추계학술대회 논문집, 韓國騷音振動工學會, pp. 41~46, 1990.
- 5) 福田基一外, 氣流を伴う消音器に關する-研究, KOREA-JAPAN JOINT SYMPOSIUM ON ACOUSTICS, pp. 27~30, 1981.
- 6) 伊藤, 騷音制御工學, pp. 149~164, 1981.
- 7) R.D Bines et al., NOISE CONTROL IN INDUSTRY, Sound Research Laboratories Limited, pp. 197~219, 1978.
- 8) 日本機械學會, 機械騷音ハンドブック, 産業圖書, pp. 487~554, 1991.
- 9) T.F.W. EMBLETON, Noise and Vibration Control, pp. 362~405, 1984.
- 10) 鄭一錄, 騷音·振動學, 新光出版社, pp. 147~163, 1984.
- 11) 車日煥, 玉正權, 騷音振動工學, 文運堂, pp. 121~128, 1994.
- 12) 李出宰, 作業環境騷音振動學, 東和技術, pp. 71~82, 1992.
- 13) M.A. Iqbal, The Control of Noise in Ventilation Systems, E. & F.N. Spon Ltd., pp. 31~102, 1977.
- 14) 金熙江外, 最新騷音振動學, 東和技術, pp. 385~399, 1992.
- 15) 日本音響材料協會, 騷音·振動對策 핸드북, 集文社, pp. 281~295, 1983.
- 16) Harold Lord et al, NOISE CONTROL FOR ENGINEERS, McGraw-Hill Book Company, pp. 228~240, 1980.